



RAFAEL AUGUSTO DE LIMA E SILVA

# **Projeto Mecânico de Biela Automotiva Baseado em Otimização Estrutural**

15/2014

CAMPINAS  
2013



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

RAFAEL AUGUSTO DE LIMA E SILVA

# **Projeto Mecânico de Biela Automotiva Baseado em Otimização Estrutural**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL  
DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO RA-  
FAEL AUGUSTO DE LIMA E SILVA E ORIENTADO  
PELO PROF. DR. MARCO LÚCIO BITTENCOURT

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Marco Lúcio Bittencourt", is written over a horizontal dotted line.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS  
2013

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura - BAE  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

L628p Lima e Silva, Rafael Augusto de, 1984-  
Projeto mecânico de biela automotiva baseado em  
otimização estrutural / Rafael Augusto de Lima e Silva.  
– Campinas, SP: [s.n.], 2013.

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

1. Motores de combustão interna 2. Otimização topologica  
3. Fadiga dos materiais 4. Flambagem (Mecânica) 5. Mancais  
I. Bittencourt, Marco Lúcio, 1972-. II. Universidade Estadual  
de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica.  
III. Título.

### Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma:	Automotive connecting rod mechanical design based on structural optimization
Palavras-chave em Inglês:	Internal combustion engines Structural optimization Fatigue Buckling (Mechanics) Bearings (Machinery) - Design and construction
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico
Titulação:	Mestre em Engenharia Mecânica
Banca Examinadora:	Marco Lúcio Bittencourt [Orientador] Janito Vaqueiro Ferreira Celso Argachoy
Data da defesa:	18-12-2013
Programa de Pós Graduação:	Engenharia Mecânica

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

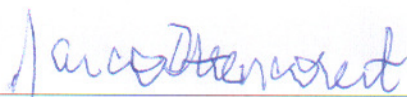
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

**Projeto Mecânico de Biela Automotiva  
Baseado em Otimização Estrutural**

Autor: Rafael Augusto de Lima e Silva

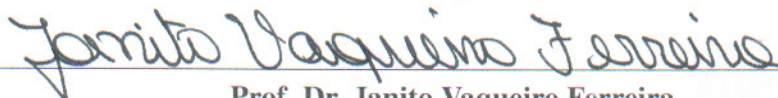
Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



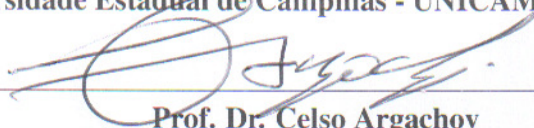
---

**Prof. Dr. Orientador Marco Lúcio Bittencourt, Presidente**  
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP/FEM/DPM



---

**Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira**  
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP/FEM/DMC



---

**Prof. Dr. Celso Argachoy**  
Instituto Mauá de Tecnologia - IMT/São Caetano do Sul

Campinas, 18 de dezembro de 2013.



## **Dedicatória**

Dedico este trabalho aos profissionais competentes que me ajudaram de boa fé nesta empreitada: Alex Rodrigues, Robson Cruz, Pedro Ferreira, Almir Atoatte, Giovanni Morais, Sergio Villalva, Diogo Stuani e Wiliam Su.

## Agradecimentos

Primeiramente, aos meus pais Ruy Cândido Silva e Denise de Lima e Silva, pela dedicação, presença em todos momentos e por toda educação crucial para meu crescimento como pessoa.

À minha namorada e companheira, Ellen Sandra Marinho e à pequena Helena pela dedicação e carinho.

Às minhas irmãs, Patrícia e Natália, pela amizade e carinho.

À toda minha família, Maria e Florindo, Dulce e Último, Cássia e Junior, Adriana, Renata, Déborah e Ricardo, Dulcenéia e Roberto, Damara, Telma e Conde, Camila, Carolina e Clarissa pela estrutura que me proporcionaram.

Aos amigos, Robson Cruz, Alex Rodrigues, Diogo Stuaní, Sergio Villalva, Giovanni Moraes, Almir Atoatte, Pedro Ferreira, Wiliam Su, Luis Galli, Durval Duarte, Tony Gerber, Marcos Vinícius, Renato Mussi, Bruno Salles, Luciana Diógenes, Pedro Henrique, André Carbonara, Rodrigo Augusto, Fabiano Bargas, Guilherme Alegre, Beto, Jorge, Caio, Jaime e em especial a todos os Los Travados: Renato Ferreira, Guilherme Blumlein, Fernando Narita, Paulo Dutra, Fernando Barbarini, Joel Civelli, Guilherme Fiorelli, Jonas Shimizu, Raphael Correa, Julio Begali, Rubens Sawa, Flávia Koyama e Melina Formagio por todas parcerias e companheirismo.

Ao professor Dr. Celso Argachoy, pela dedicação na revisão do trabalho para defesa e sua contribuição com sugestões valiosas.

E finalmente, aos professores desta faculdade, em especial aos professores Dr. Janito Vaqueiro Ferreira e Dr. Pablo Siqueira Meirelles por minha qualificação e principalmente ao Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt, pelas oportunidades e conhecimentos compartilhados, tão importantes para esta especialização.

*Não importa o que você seja, quem você seja ou o que deseja na vida, a ousadia em ser diferente reflete na sua personalidade, no seu caráter, naquilo que você é. E é assim que as pessoas lembrarão de você um dia*

---

Ayrton Senna da Silva

## Resumo

O trabalho descreve o projeto mecânico convencional de uma biela automotiva de motor de combustão interna e apresenta uma metodologia alternativa baseada em métodos de otimização estrutural com o objetivo de reduzir a massa do componente. Para tal, é feita a descrição de todos os parâmetros de projeto assim como a definição de critérios de projeto. Em virtude da criticidade da aplicação selecionada, motor de ciclo Diesel utilizado em caminhões de trabalho pesado com picos de pressão de combustão de até 240 bar, a biela foi projetada sem bucha utilizando-se extensivamente os métodos numéricos. O Método dos Elementos Finitos foi aplicado para cálculo de tensões, deslocamentos, pressões de contato, flambagem, fadiga e para a síntese modal de componentes utilizados na análise dinâmica de multicorpos com mancais elasto-hidrodinâmicos. Dois modelos de fadiga dos materiais foram estudados: o modelo americano baseado no diagrama de Goodman e tensões principais e o modelo alemão baseado no diagrama de Haigh e efeito do gradiente de tensões multiaxiais; dos quais concluiu-se que o modelo americano é suficiente para o projeto da biela ao passo que o modelo alemão traz oportunidades adicionais de redução de massa. A otimização topológica, otimização de forma e análise de sensibilidade permitiram a obtenção de uma biela 210g (3%) mais leve e com melhor desempenho dos mancais hidrodinâmicos. Finalmente, concluiu-se que o Método da Otimização Topológica apresenta oportunidades interessantes aos projetistas na fase de conceituação de produtos como alternativa aos desenhos convencionais, no entanto, demanda esforço adicional para o atendimento de todos os critérios de projeto do componente.

*Palavras-chave:* Motores de combustão interna, Otimização topológica, Fadiga dos materiais, Flambagem (Mecânica), Mancais

## Abstract

The present work consists of the conventional mechanical design description of an internal combustion engine connecting rod and also the proposal of an alternative methodology based on optimization methods with the objective of reducing the component mass. Therefore, it is performed a detailed view of all design parameters as well as the definition of design criteria. Because of the critical application selected, Diesel engine of heavy duty truck with combustion pressure reaching up to 240bar, the connecting rod was designed without bushing and with extensive use of numerical methods. The Finite Element Method was applied to assess stresses, displacements, contact pressures, buckling, fatigue and to perform the Component Modal Synthesis for multi-body dynamics simulation with elasto-hydrodynamic bearings. Two fatigue models were studied: the American model based on Goodman's diagram and principal stresses and the German model based on Haigh's diagram and multiaxial stress gradient effect; from which it was concluded that the American model is enough to design the connecting rod, while the German model presents additional weight reduction opportunities. The topology optimization, shape optimization and sensitivity analysis enabled a 210g (3%) lighter connecting rod with improved bearings performance. Finally, it was concluded that the Topology Optimization Method presents good opportunities for the design engineers in the conceptual phases of product development with alternatives to the conventional designs. However, additional effort is necessary to fit the concept into all design criteria.

*Keywords:* Internal combustion engine, Structural optimization, Fatigue, Buckling (Mechanics), Bearings (Machinery) - Design and construction.



## Lista de Ilustrações

1.1	Potência média dos veículos novos nos Estados Unidos. Fonte: IIHS (2003) . . . . .	1
1.2	Dados históricos e projetados de pressões de combustão e eficiência de motores de caminhões. Fonte: GINLEY e CAHEN (2011) . . . . .	2
1.3	Trem de potência do motor, em inglês, <i>drivetrain</i> . . . . .	3
1.4	Conjunto montado da biela: haste, capa, parafusos, bucha e bronzinas. . . . .	4
1.5	Biela de junta fraturada de motor de combustão interna. Fonte: KRAUSE e MAUSER (2004) . . . . .	5
1.6	Extremidade menor de uma biela com bucha de motor de combustão interna Diesel	6
1.7	Extremidade maior de uma biela com bronzinas de motor de combustão interna Diesel. . . . .	6
2.1	Tensões de von Mises em tração de 26.7 kN. Fonte: SHENOY (2004) . . . . .	11
2.2	Tensões de von Mises em compressão de 26.7 kN. Fonte: SHENOY (2004) . . . . .	11
2.3	Forças dinâmicas em função do ângulo de manivela no olhal menor de uma biela a 5700 rpm. Fonte: SHENOY (2004) . . . . .	12
2.4	Deslocamentos na máxima compressão (esquerda) e máxima inércia (direita). Fonte: BRABEC <i>et al.</i> (2004) . . . . .	13
2.5	Tensões no caso de máxima compressão. Fonte: BRABEC <i>et al.</i> (2006) . . . . .	14
2.6	Tensões no caso de máxima inércia. Fonte: BRABEC <i>et al.</i> (2006) . . . . .	14
2.7	Forças dinâmicas na biela em função do ângulo de manivela sob condições de sobrecarga (1800 rpm) e velocidade máxima (2625 rpm). Fonte: CHACON (2006) . . . . .	15
2.8	Tensões máximas principais nos casos de compressão a 1800 rpm (esquerda) e tração a 2625 rpm (direita). Fonte: CHACON (2006) . . . . .	16
2.9	Comparação dos deslocamentos radiais entre os modelos de LONDHE <i>et al.</i> (2009) (A) e WEBSTER <i>et al.</i> (1983) (B) . . . . .	18
2.10	Tensões no teste de fadiga em tração (esquerda) e compressão (direita). Fonte: LONDHE <i>et al.</i> (2009) . . . . .	19
2.11	Fatores de segurança em fadiga da biela com indicação da região falha. Fonte: LONDHE <i>et al.</i> (2009) . . . . .	19
2.12	Modelo inicial da biela estudada. Fonte: CHARGIN <i>et al.</i> (1991) . . . . .	20
2.13	Modelo final da biela otimizada. Fonte: CHARGIN <i>et al.</i> (1991) . . . . .	20
2.14	Peso da biela e violação da restrição de tensão em função das iterações ao longo da solução do problema de otimização. Fonte: ALBERS <i>et al.</i> (2002) . . . . .	21

2.15	Tensões equivalentes de von Mises em compressão (esquerda) e tração (direita) do modelo inicial da biela. Fonte: ALBERS <i>et al.</i> (2002) . . . . .	22
2.16	Tensões equivalentes de von Mises em compressão (esquerda) e tração (direita) do modelo final da biela otimizada. Fonte: ALBERS <i>et al.</i> (2002) . . . . .	22
2.17	Tensões no modelo inicial da biela estudada. Fonte: MESKE <i>et al.</i> (2002) . . . . .	23
2.18	Tensões no modelo final da biela após otimização de forma. Fonte: MESKE <i>et al.</i> (2002) . . . . .	23
2.19	Resultado da otimização topológica. Fonte: MESKE <i>et al.</i> (2002) . . . . .	24
2.20	Resultado da otimização topológica considerando restrição de manufatura. Fonte: MESKE <i>et al.</i> (2002) . . . . .	24
3.1	Mecanismo pistão-biela-manivela . . . . .	27
3.2	Diagrama de corpo livre da biela. . . . .	30
3.3	Divisão da massa da biela em dois pontos de massa concentrada . . . . .	32
3.4	Diagrama de corpo livre do virabrequim. . . . .	34
3.5	Tensões atuantes em um volume infinitesimal. Fonte: NORTON (2004). . . . .	36
3.6	Curva de Wöhler de um eixo em fadiga. Fonte: SHIGLEY e MISCHKE (1989) . . . . .	42
3.7	Modelo de Goodman para cálculo do efeito da tensão média. Fonte: NORTON (2004). . . . .	43
3.8	Modelo de Haigh para aços. Fonte: FKM (1993). . . . .	44
3.9	Efeito do cisalhamento médio no limite de fadiga. Fonte: PAPADOPOULOS <i>et al.</i> (1997) . . . . .	44
3.10	Esquema do modelo de otimização de forma com malha de elementos finitos. Fonte: ZIENKIEWICZ <i>et al.</i> (1973) . . . . .	55
3.11	Algoritmos de otimização de forma. Esquerda: ZIENKIEWICZ <i>et al.</i> (1973). Direita: KODIYALAM e SAXENA (1994) . . . . .	56
4.1	Biela de motor 15L com 6 cilindros que atinge 600 cv . . . . .	63
4.2	Curva de pressão no cilindro . . . . .	65
4.3	Falha de uma biela automotiva por fadiga. Fonte: AFZAL (2004). . . . .	66
4.4	Falha de uma biela automotiva por flambagem ocorrida em campo . . . . .	72
4.5	Olhal menor de uma biela antes e após teste de motor . . . . .	73
4.6	Biela quebrada por travamento de mancal do olhal maior . . . . .	75
4.7	Virabrequim e mancal desgastados por falta de lubrificação . . . . .	76
4.8	Pressões de contato na cabeça dos parafusos considerando dispersão da força de montagem. Fonte: LIMA E SILVA (2010) . . . . .	78
4.9	Análise de folgas no mecanismo considerando camisa, eixo comando e jato de óleo. Fonte: LIMA E SILVA <i>et al.</i> (2012) . . . . .	79

4.10	Metodologia de projeto convencional . . . . .	82
4.11	Esforços axiais (esquerda) e normais (direita) na biela na condição de máxima potência de 680hp a 2100 rpm . . . . .	83
4.12	Esforços axiais (esquerda) e normais (direita) na biela na condição de máxima velocidade de 2650 rpm . . . . .	83
4.13	Perfil I usado em bielas . . . . .	84
4.14	Modelo CAD 3D da biela convencional com parafusos e bronzina . . . . .	90
4.15	Malha de FEA de olhal menor da biela convencional . . . . .	92
4.16	Malha de FEA de olhal maior da biela convencional . . . . .	92
4.17	Malha de FEA linear da biela convencional . . . . .	93
4.18	CC's do modelo FEA de Olhal Maior a 2100 rpm - compressão (esquerda) e tração (direita) . . . . .	94
4.19	CC's do modelo FEA de Olhal Menor a 2100 rpm - compressão (esquerda) e tração (direita) . . . . .	96
4.20	Condições de contorno no modelo de FEA linear . . . . .	97
4.21	Diagrama de Haigh do aço C70 . . . . .	98
4.22	Curva SxN do aço C70 . . . . .	98
4.23	Modelo Elasto-hidrodinâmico da biela . . . . .	99
4.24	Metodologia de projeto baseado em otimização topológica . . . . .	101
4.25	Modelos CAD 3D dos domínios iniciais de otimização . . . . .	102
4.26	Domínio de projeto discretizado em elementos finitos . . . . .	103
4.27	Condições de contorno do domínio . . . . .	103
4.28	Perfil micro-geométrico do mancal da extremidade menor da biela . . . . .	105
5.1	Análise de massa da biela projetada pelo método convencional . . . . .	112
5.2	Modos de flambagem da biela convencional . . . . .	113
5.3	Deslocamentos do olhal menor da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x). . . . .	113
5.4	Tensões de von Mises do olhal menor da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x). . . . .	114
5.5	Pressões de contato no olhal menor da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm. . . . .	115
5.6	Deslocamentos do olhal maior da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x). . . . .	116
5.7	Tensões de von Mises do olhal maior da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm. . . . .	117
5.8	Pressões de contato no olhal maior da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm. . . . .	118
5.9	Pressões de contato na junta de separação da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm. . . . .	119

5.10	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm). . . . .	120
5.11	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela convencional em máxima velocidade contínua (2625 rpm). . . . .	120
5.12	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela convencional em máxima potência (2100 rpm). . . . .	121
5.13	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela convencional em máxima velocidade contínua (2625 rpm). . . . .	122
5.14	Análise de fadiga da biela convencional em máxima potência (2100 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita). . . . .	122
5.15	Análise de fadiga da biela convencional em máxima velocidade contínua (2625 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita). . . . .	123
5.16	Fator de segurança em fadiga do olhal menor da biela convencional em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita). . . . .	123
5.17	Fator de segurança em fadiga do olhal maior da biela convencional em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita). . . . .	124
5.18	Resultados de EHL do olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm). . . . .	125
5.19	Pressões no olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm). . .	126
5.20	Pressões no olhal maior da biela convencional em máxima potência (2100 rpm). . .	127
5.21	Resultados de EHL do olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm). . . . .	128
5.22	Densidades durante otimização da biela otimizada: iteração 0 (esquerda), iteração 5 (centro) e iteração 14 (direita). . . . .	129
5.23	Densidades durante otimização da biela conceitual - iteração 0 (esquerda); iteração 7 (centro) e iteração 14 (direita). . . . .	130
5.24	Suavização do resultado da biela vazada (iteração 14). . . . .	131
5.25	Suavização do resultado da biela conceitual (iteração 14). . . . .	131
5.26	Análise de massa das bielvas vazada (esquerda) e conceitual (direita) . . . . .	132
5.27	Modos de flambagem da biela vazada . . . . .	133
5.28	Modos de flambagem da biela conceitual . . . . .	133
5.29	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela vazada em máxima potência (2100 rpm). . . . .	134
5.30	Análise de fadiga da biela vazada em máxima potência (2100 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita). . . . .	134
5.31	Análise de massa da biela projetada pelo método otimizado . . . . .	135

5.32	Modos de flambagem da biela otimizada . . . . .	136
5.33	Deslocamentos do olhal menor da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x). . . . .	136
5.34	Tensões equivalentes de von Mises do olhal menor da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm. . . . .	137
5.35	Pressões de contato no olhal menor da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm. . .	138
5.36	Deslocamentos do olhal maior da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x).. . . . .	138
5.37	Tensões equivalentes de von Mises do olhal maior da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm. . . . .	139
5.38	Pressões de contato na junta de separação da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm.	140
5.39	Pressões de contato no olhal maior da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm. . . .	141
5.40	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm). . . . .	141
5.41	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela otimizada em máxima velocidade contínua. . . . .	142
5.42	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm). . . . .	142
5.43	Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela otimizada em máxima velocidade contínua (2625 rpm). . . . .	143
5.44	Análise de fadiga da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita). . . . .	143
5.45	Análise de fadiga da biela otimizada em máxima velocidade contínua (2625 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita). . . . .	143
5.46	Fator de segurança em fadiga do olhal menor da biela otimizada em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita). . . . .	144
5.47	Fator de segurança em fadiga do olhal maior da biela otimizada em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita). . . . .	144
5.48	Resultados de EHL do olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm). . . . .	146
5.49	Pressões no olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm). . . .	147
5.50	Resultados de EHL do olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm). . . . .	148
5.51	Pressões no olhal maior da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm). . . .	149
5.52	Otimização de forma da biela otimizada. . . . .	149
5.53	Análise de sensibilidade do perfilamento micro-geométrico axial do mancal menor.	150



A.1	Tensões equivalentes de von Mises no olhal menor da biela convencional. . . . .	162
A.2	Tensões equivalentes de von Mises no olhal maior da biela convencional. . . . .	163
A.3	Tensões equivalentes de von Mises no olhal menor da biela otimizada. . . . .	164
A.4	Tensões equivalentes de von Mises no olhal maior da biela otimizada. . . . .	165

## Lista de Tabelas

4.1	<i>Características do motor.</i>	64
4.2	<i>Propriedades mecânicas mínimas do aço C-70.</i>	64
4.3	<i>Métodos de cálculo de pressão de contato em bielas.</i>	74
4.4	<i>Tipos de contato utilizados nos modelos de Elementos Finitos.</i>	93
4.5	<i>Dados utilizados na análise EHL.</i>	100
5.1	<i>Resumo dos resultados.</i>	151

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

$A$	Área da seção transversal da biela
$a$	Aceleração do pistão
$B$	Largura do perfil I
$b$	Espessura central do perfil I
$C$	Folga radial
$C_M$	Folga da biela a elementos usinados
$C_R$	Folga da biela a elementos brutos
$D$	Diâmetro do cilindro
$E$	Módulo de elasticidade
$F_A$	Força no eixo da biela
$F_B$	Força atuante na biela
$F_{BE}$	Força no olhal maior da biela
$F_c$	Força de compressão máxima
$F_{cw}$	Força de inércia rotativa do contrapeso
$F_G$	Força de combustão
$F_M$	Força de montagem do parafuso
$F_{MB}$	Força no mancal principal do virabrequim
$F_N$	Força normal do cilindro
$F_o$	Força de inércia de oscilação
$F_{ob}$	Força de inércia de oscilação da biela
$F_{op}$	Força de inércia de oscilação do pistão
$F_{opp}$	Força de inércia de oscilação do conjunto pistão e pino
$F_P$	Força atuante no pistão
$F_R$	Força radial na manivela
$F_{rb}$	Força de inércia de rotação da biela
$F_{rot}$	Força de inércia de rotação
$F_S$	Força na manivela
$F_{SE}$	Força no olhal menor da biela
$F_T$	Força tangencial na manivela
$F_t$	Força de tração máxima
$F_V$	Força atuante na manivela
$H$	Altura do perfil I
$h$	Espaçamento do perfil I

$I$	Momento de inércia da seção plana
$L$	Comprimento da biela
$L_{CG}$	Distância do CG da biela
$M$	Momento fletor
$m_b$	Massa da biela
$m_o$	Massa oscilante
$m_{ob}$	Parcela oscilante da massa da biela
$m_p$	Massa do pistão
$m_{pin}$	Massa do pino
$m_r$	Massa rotativa
$m_{rb}$	Parcela rotativa da massa da biela
$m_v$	Massa de rotação do virabrequim
$n$	Número de parafusos
$NB$	Fator de segurança a flambagem
$N_f$	Vida em fadiga
$P$	Pressão no cilindro
$p$	Pressão do fluido
$P_a$	Força alternada
$P_{cr}$	Carga crítica de flambagem
$P_r$	Pressão residual
$P_K$	Pressão na cabeça do parafuso
$R$	Razão de tensões de fadiga
$r$	Meio curso
$R_a$	Rugosidade média aritmética
$R_q$	Rugosidade média quadrática
$R_Z$	Rugosidade média por setores
$S$	Curso do pistão
$S_f$	Limite de fadiga (R=-1)
$S'_f$	Limite de fadiga corrigido
$SF$	Fator de segurança em fadiga
$S_N$	Resistência à fadiga em N ciclos
$S_p$	Limite de fadiga sob cargas pulsantes (R=0)
$S_R$	Máxima resistência a tração
$S_Y$	Limite de escoamento
$T$	Torque na manivela
$t$	Espessura do perfil I

### **Letras Gregas**

$\alpha$	Ângulo do contrapeso
$\beta$	Ângulo da biela
$\epsilon$	Tensor de deformações infinitesimais
$\varepsilon$	Fator de excentricidade do eixo
$\lambda$	Relação meio curso pelo comprimento da biela
$\mu$	Coefficiente de atrito
$\mu_f$	Viscosidade do fluido
$\sigma$	Tensão normal
$\sigma_a$	Tensão alternada
$\sigma_{aeq}$	Tensão alternada equivalente
$\sigma_{eqv}$	Tensão equivalente de von Mises
$\sigma_m$	Tensão média
$\sigma_P$	Tensão no parafuso
$\tau$	Tensão cisalhante
$\theta$	Ângulo de manivela

### **Subscritos**

$A$	Direção axial da biela
$N$	Direção normal a biela
$H$	Direção horizontal
$V$	Direção vertical
$max$	Máximo valor da variável
$min$	Mínimo valor da variável
$x$	Direção X
$y$	Direção Y
$z$	Direção Z
$xx$	Plano X, direção X
$yy$	Plano Y, direção Y
$zz$	Plano Z, direção Z
$xy$	Plano X, direção Y
$xz$	Plano X, direção Z
$yx$	Plano Y, direção X
$yz$	Plano Y, direção Z
$zx$	Plano Z, direção X
$zy$	Plano Z, direção Y



## *Siglas*

<b>FEM</b>	Faculdade de Engenharia Mecânica
<b>CAD</b>	<i>Computer Aided Design</i>
<b>CAE</b>	<i>Computer Aided Engineering</i>
<b>CAM</b>	<i>Computer Aided Manufacturing</i>
<b>CG</b>	Centro de Gravidade
<b>CMS</b>	<i>Component Modal Synthesis</i>
<b>CO2</b>	Gás carbônico
<b>DOE</b>	<i>Design of Experiments</i>
<b>EGR</b>	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
<b>EHL</b>	<i>Elasto-Hydrodynamic Lubrication</i>
<b>FKM</b>	<i>Forschungskuratorium Maschinenbau</i>
<b>GL</b>	Graus de Liberdade
<b>MOFT</b>	<i>Minimum Oil Film Thickness</i>
<b>MPC</b>	<i>Multi Point Constraint</i>
<b>NO<sub>x</sub></b>	Óxidos Nitrosos
<b>PACP</b>	<i>Peak Asperity Contact Pressure</i>
<b>PCP</b>	<i>Peak Cylinder Pressure</i>
<b>POFP</b>	<i>Peak Oil Film Pressure</i>
<b>ppm</b>	<i>Partes por milhão</i>
<b>RPM</b>	Rotações por Minuto
<b>SCR</b>	<i>Selective Catalytic Reduction</i>
<b>SxN</b>	<i>Stress x Number of cycles</i>
<b>TGL</b>	<i>Technischen Normen, Gütevorschriften und Lieferbedingungen</i>

# SUMÁRIO

<b>Lista de Ilustrações</b>	<b>xvii</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xxv</b>
<b>SUMÁRIO</b>	<b>xxx</b>
<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 Situação atual e motivação . . . . .	1
1.2 Objetivo . . . . .	7
1.3 Organização do texto . . . . .	7
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>9</b>
2.1 Livros . . . . .	9
2.2 Dissertações . . . . .	10
2.3 Artigos . . . . .	12
2.4 Patentes . . . . .	24
<b>3 TEORIA</b>	<b>26</b>
3.1 Esforços Dinâmicos . . . . .	26
3.1.1 Cinemática . . . . .	27
3.1.2 Dinâmica . . . . .	29
3.1.3 Esforços dinâmicos no mecanismo . . . . .	34
3.2 Tensões . . . . .	35
3.3 Fadiga . . . . .	39
3.3.1 Cargas de Fadiga . . . . .	40
3.3.2 Parâmetros físicos . . . . .	41
3.3.3 Efeito da Tensão Alternada . . . . .	42
3.3.4 Efeito da Tensão Média . . . . .	43
3.3.5 Efeitos Multiaxiais . . . . .	43
3.3.6 Correção do limite de fadiga . . . . .	45
Fator de Carregamento - $C_{carreg}$ . . . . .	45
Fator de Tamanho - $C_{tamanho}$ . . . . .	46
Fator de Superfície - $C_{superf}$ . . . . .	46

	Fator de Temperatura - $C_{temp}$ . . . . .	47
	Fator de Confiabilidade - $C_{conf}$ . . . . .	47
	Fatores Diversos - $C_{diver}$ . . . . .	47
3.3.7	Fator de segurança em fadiga . . . . .	47
3.4	Estabilidade Estrutural (Flambagem) . . . . .	48
3.5	Contato de Hertz . . . . .	50
3.6	Mancais Hidrodinâmicos . . . . .	52
3.6.1	Equação de Reynolds para Mancais Radiais . . . . .	52
3.6.2	Solução de Ockvirk . . . . .	53
3.7	Otimização Paramétrica . . . . .	54
3.8	Otimização de Forma . . . . .	54
3.8.1	Elementos Finitos - FEM . . . . .	55
3.8.2	Análise de Sensibilidade . . . . .	56
3.9	Otimização Topológica . . . . .	57
3.9.1	Mínima Flexibilidade Estrutural . . . . .	57
3.9.2	Mínima Flexibilidade Estrutural - Discretizado pelo MEF . . . . .	58
3.9.3	Distribuição de Material - Densidade de Material . . . . .	59
3.9.4	Função de penalização - Modelo SIMP . . . . .	60
3.9.5	Algoritmo de solução . . . . .	61
3.9.6	Pré-Processamento . . . . .	61
3.9.7	Algoritmo baseado nas Condições de Otimalidade . . . . .	61
3.9.8	Algoritmo baseado na Análise de Sensibilidade . . . . .	62
3.9.9	Pós-Processamento . . . . .	62
<b>4</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>63</b>
4.1	Objeto de estudo . . . . .	63
4.2	Materiais . . . . .	64
4.3	Parâmetros de projeto . . . . .	65
4.3.1	Fator de Segurança em Fadiga da Biela - $SF$ . . . . .	66
	Fator de Carregamento - $C_{carreg}$ . . . . .	68
	Fator de Tamanho - $C_{tamanho}$ . . . . .	68
	Fator de Superfície Usinada - $C_{superf}$ . . . . .	68
	Fator de Superfície Forjada e Jateada - $C_{superf}$ . . . . .	69
	Fator de Temperatura - $C_{temp}$ . . . . .	69
	Fator de Confiabilidade - $C_{conf}$ . . . . .	69
	Fatores Diversos - $C_{diver}$ . . . . .	70

4.3.2	Massa da Biela - $m_b$ . . . . .	70
4.3.3	Centro de Gravidade da Biela - $L_{CG}$ . . . . .	71
4.3.4	Carga Crítica de Flambagem - $P_{cr}$ . . . . .	71
4.3.5	Pressão de Contato no Olhal Menor - $PACP$ . . . . .	73
4.3.6	Pressão do Filme de Óleo no Olhal Maior - $POFP$ . . . . .	75
4.3.7	Mínima Espessura do Filme de Óleo no Olhal Maior - $MOFT$ . . . . .	76
4.3.8	Tensão Equivalente de von Mises - $\sigma_{eqv}$ . . . . .	77
4.3.9	Pressão Residual na Junta Aparafusada - $P_r$ . . . . .	77
4.3.10	Pressão Máxima na Cabeça do Parafuso - $P_K$ . . . . .	77
4.3.11	Folgas Mínimas de Montagem no Motor - $C_R$ e $C_M$ . . . . .	78
4.3.12	Tensão Alternada de Fadiga do Parafuso - $\sigma_a$ . . . . .	79
4.3.13	Deslocamento Máximo - $u_{max}$ . . . . .	80
4.3.14	Frequência Natural - $\omega_N$ . . . . .	80
4.4	Critérios de projeto . . . . .	80
4.5	Projeto mecânico convencional . . . . .	82
4.5.1	Esforços Dinâmicos . . . . .	82
4.5.2	Dimensionamento . . . . .	84
	Otimização da viga I . . . . .	85
	Área Mínima . . . . .	86
	Momentos de inércia mínimos . . . . .	87
	Seleção inicial do parafuso . . . . .	88
4.5.3	CAD Tridimensional . . . . .	89
4.5.4	Elementos Finitos . . . . .	90
	Malha . . . . .	91
	Condições de Contorno do Modelo FEA de Olhal Maior . . . . .	94
	Condições de Contorno do Modelo FEA de Olhal Menor . . . . .	95
	Condições de Contorno do Modelo FEA Linear . . . . .	95
4.5.5	Fadiga SxN . . . . .	96
4.5.6	Elasto-Hidrodinâmica . . . . .	97
4.6	Projeto mecânico otimizado . . . . .	100
4.6.1	Domínio de otimização . . . . .	101
4.6.2	Elementos Finitos não lineares . . . . .	101
4.6.3	Otimização Topológica . . . . .	102
4.6.4	Interpretação em Modelo CAD . . . . .	104
4.6.5	Análise de Sensibilidade . . . . .	104
4.6.6	Otimização . . . . .	106

4.6.7	Otimização de Forma . . . . .	106
<b>5</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>107</b>
5.1	Projeto Mecânico Convencional . . . . .	107
5.1.1	Esforços dinâmicos . . . . .	107
5.1.2	Dimensionamento . . . . .	108
	Área mínima . . . . .	108
	Momentos de inércia mínimos . . . . .	109
	Otimização da viga I . . . . .	109
	Seleção inicial do parafuso . . . . .	110
5.1.3	Modelo CAD Tridimensional . . . . .	111
5.1.4	Elementos Finitos . . . . .	111
	FEA Linear . . . . .	111
	FEA Olhal Menor . . . . .	112
	FEA Olhal Maior . . . . .	114
5.1.5	Fadiga . . . . .	119
5.1.6	Elasto-hidrodinâmica . . . . .	124
5.2	Projeto Mecânico Otimizado . . . . .	129
5.2.1	Otimização Topológica . . . . .	129
5.2.2	Modelo CAD Tridimensional . . . . .	130
5.2.3	Elementos Finitos . . . . .	135
	FEA Linear . . . . .	135
	FEA Olhal Menor . . . . .	135
	FEA Olhal Maior . . . . .	137
5.2.4	Fadiga . . . . .	137
5.2.5	Elasto-hidrodinâmica . . . . .	137
5.2.6	Otimização de forma . . . . .	145
5.2.7	Análise de sensibilidade . . . . .	145
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>152</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>155</b>
	<b>APÊNDICES</b>	<b>160</b>
<b>A</b>	<b>Resultados FEA</b>	<b>161</b>



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Situação atual e motivação

O projeto mecânico de componentes de motores de combustão interna para o mercado automotivo é essencialmente norteado pelos requisitos do consumidor final e pela legislação de emissões gasosas. A tendência de evolução dos motores de combustão interna revela o crescimento gradual da potência ao longo das gerações de motores conforme mostra a Fig. 1.1. Este aumento pode ser obtido por acréscimo da capacidade volumétrica dos motores (maior cilindrada), mas devido a demanda de motores mais econômicos e com menor consumo de combustível, estabeleceu-se a tendência de *downsizing* no mercado automobilístico, caracterizada pelo desenvolvimento de motores pequenos com número reduzido de cilindros. Desta forma, o aumento de potência dos novos motores vem sendo obtido principalmente a partir da elevação das pressões de combustão, permitindo o desenvolvimento de motores menores, mais leves e mais eficientes, conforme ilustra a Fig. 1.2. Tais mudanças trazem consequências desfavoráveis, das quais pode-se citar duas principais: o aumento da emissão de óxidos nitrosos (NOx) e acréscimo das solicitações mecânicas e térmicas dos componentes. Ainda, em alguns mercados como a União Européia, os consumidores também buscam a redução de emissões de CO<sub>2</sub> dos veículos. Para se desenvolver uma nova geração de motores que atendam aos requisitos do consumidor e a legislação corrente, os problemas citados devem ser resolvidos.

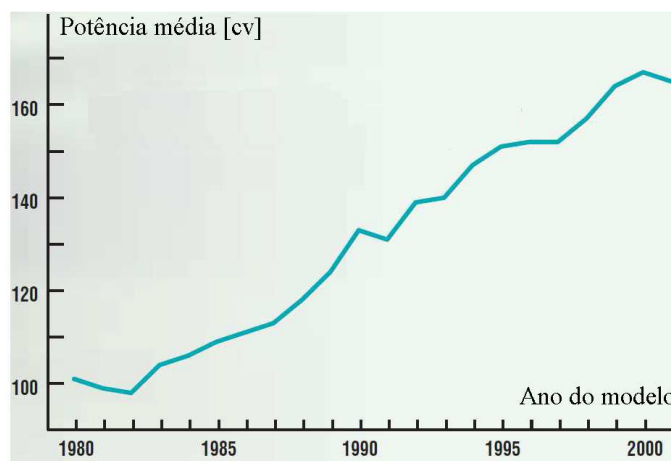


Figura 1.1: Potência média dos veículos novos nos Estados Unidos. Fonte: IIHS (2003)

O aumento de emissão de NOx é usualmente resolvido pelo desenvolvimento de novos sistemas de tratamento após a combustão, como os catalisadores (SCR- Redução Catalítica Seletiva) e os sistemas de recirculação de gases de escape oriundos da combustão (EGR- Recirculação de

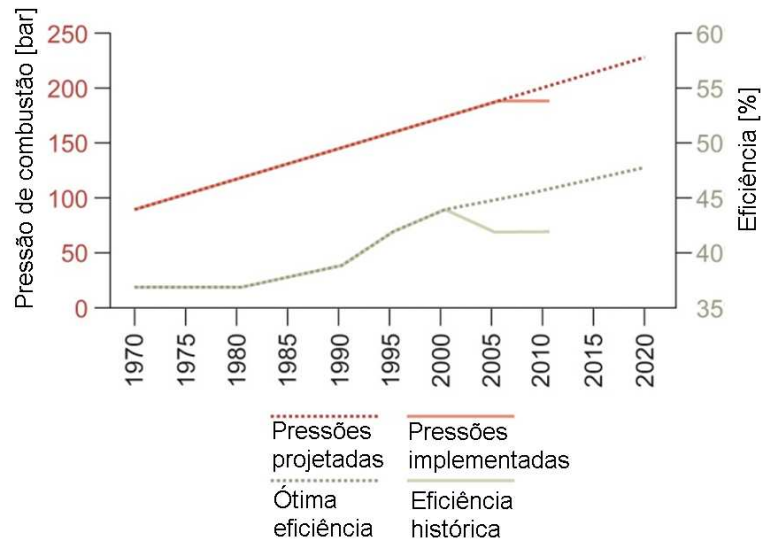


Figura 1.2: Dados históricos e projetados de pressões de combustão e eficiência de motores de caminhões. Fonte: GINLEY e CAHEN (2011)

Gases de Exaustão). A redução das emissões de CO<sub>2</sub> é obtida pela diminuição de consumo com motores que apresentem menores perdas por atrito e também reduzidas massas móveis, o que significa em linhas gerais, diminuição de massa do veículo e geometrias compactas das peças móveis de forma que sejam mais leves e tenham menores áreas de contato em atrito, além do uso de tecnologias de redução de atrito como recobrimentos e texturas. Já o acréscimo das solicitações mecânicas e térmicas dos componentes pode ser contornado basicamente de duas formas: aumento de resistência dos materiais utilizados ou aumento das dimensões geométricas dos componentes. Percebe-se então a relação antagônica dos objetivos descritos: por um lado demandam-se peças pequenas para menor consumo de combustível e redução da emissão de CO<sub>2</sub>; por outro, as solicitações são maiores e para manter-se a confiabilidade, são necessárias peças maiores e mais robustas.

O objeto de estudo desta dissertação é a biela de um motor de combustão interna de 6 cilindros em linha, operando em ciclo Diesel. A biela é um componente do motor, mais especificamente do *cranktrain*, um sub-sistema do motor formado pelos componentes: pistões, pinos, buchas, bielas, bronzinas e virabrequim ou árvore de manivelas, conforme ilustra a Fig. 1.3 com uma vista explodida de uma das células de potências do motor, do inglês, *power cell*. A função da biela é conectar o pistão ao virabrequim e transmitir os movimentos do mecanismo assim como as forças externas geradas na câmara de combustão. O pistão descreve movimento predominantemente de translação alternativa impulsionado pela força dos gases de combustão, enquanto o virabrequim descreve movimento essencialmente rotativo que gera o torque do motor. Portanto, a biela descreve ambos movimentos alternativo e rotativo em um único movimento combinado. Cabe destacar que

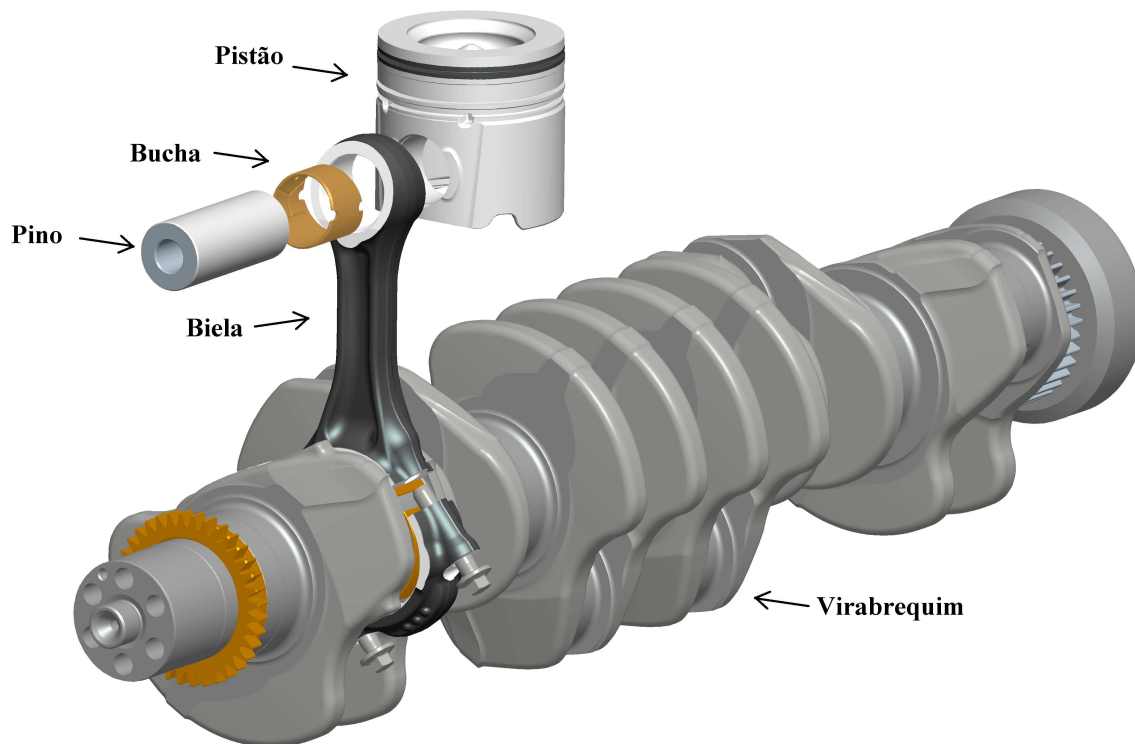


Figura 1.3: Trem de potência do motor, em inglês, *drivetrain*.

a biela por si só é uma montagem que inclui a haste, a capa, os parafusos, a bucha e as bronzinas conforme ilustra a Fig. 1.4.

A solução mais comum de montagem do trem de potência no motor é o uso da bi-partição das bielas na linha de centro do furo da extremidade maior, também conhecido como olhal maior ou cabeça da biela. Esta divisão gera duas partes que são denominadas haste e capa, as quais são unidas por parafusos. A haste aglomera a maior parte da biela, ao passo que a capa engloba metade da superfície de deslizamento do mancal da extremidade maior e o contra-peso da biela, região dedicada ao equilíbrio de massa para balanceamento. Classicamente, a separação da biela em haste e capa era feita por serragem e usinagem das superfícies de junção, porém, a partir do desenvolvimento de bielas sinterizadas e bielas de aços forjados micro-ligados fraturáveis nos anos 90 (OLANIRAN E STICKELS, 1993), vem se intensificando a aplicação do processo de fratura da extremidade maior principalmente pela conseqüente redução de custo devido a diminuição das operações de usinagem (AFZAL, 2004), (REPGEN, 1998). O processo de fratura consiste em

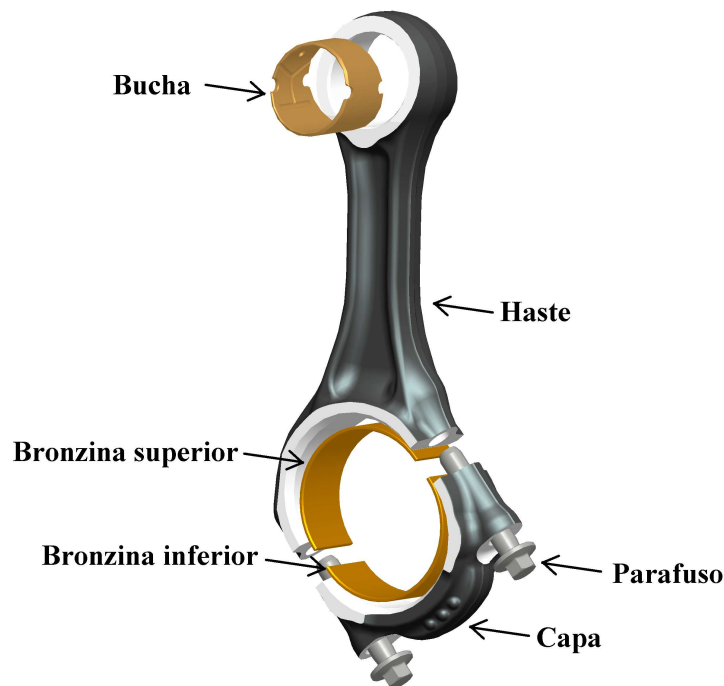


Figura 1.4: Conjunto montado da biela: haste, capa, parafusos, bucha e bronzinas.

criar um entalhe na linha de divisão e aplicar uma carga de tração visando iniciar uma trinca e fraturar a extremidade maior conforme ilustra a Fig. 1.5, criando uma superfície de junção irregular que permite um encaixe quase perfeito e evita o deslizamento (OLANIRAN E STICKELS, 1993), (REPGEN, 1998).

Bielas de motores de combustão interna são usualmente feitas de aço ou ferro fundido, mas existem aplicações de alta performance que aplicam titânio (AUGUGLIARO E BIANCOLINI, s.n.t) e até mesmo alumínio (CASCELLA, 2005). Os processos de manufatura mais utilizados são forjamento a quente, sinterização, sinter-forjamento e fundição. As regiões dos mancais que sofrem contato mecânico com outras peças necessitam de usinagens de precisão para melhor controle dimensional e acabamento superficial, usualmente mandrilamento, retificação, brunimento ou lapidação.

A junta da biela com o pistão pode variar dependendo do fabricante e do motor. A montagem classicamente utilizada pelos fabricantes automotivos era caracterizada por um pino engastado com interferência no furo da extremidade menor, também chamado de olhal menor ou pé da biela e com folga na superfície de contato com o pistão que apresentava um elemento de desgaste denominado bucha. Porém, com a evolução das técnicas de projeto, atualmente faz-se o uso de

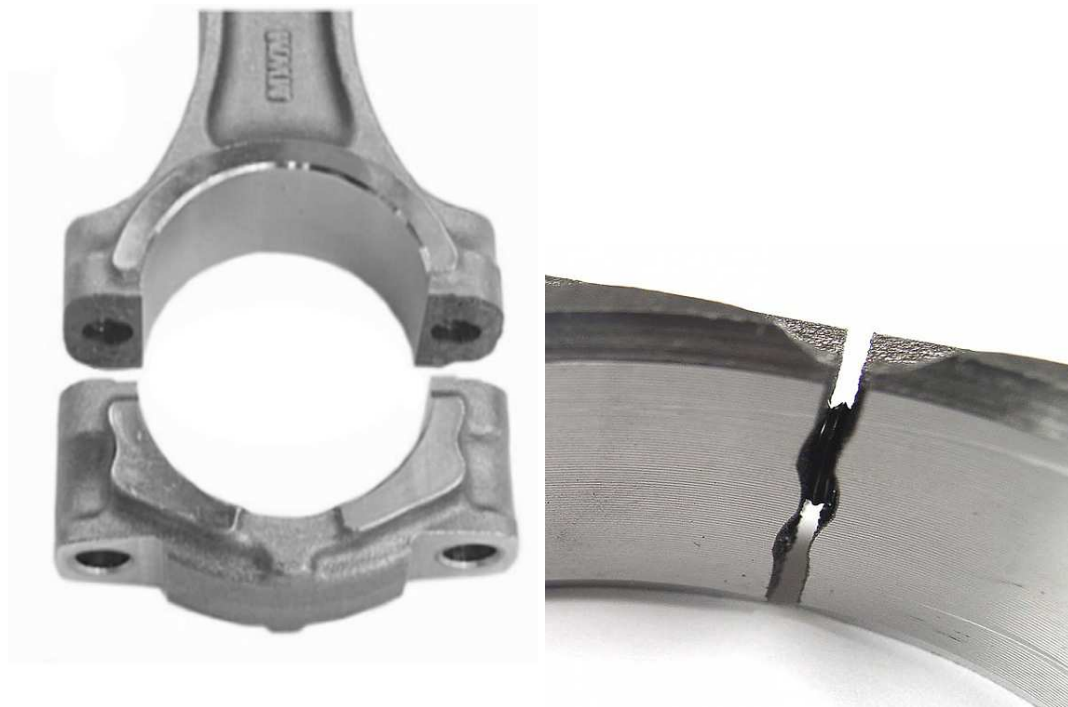


Figura 1.5: Biela de junta fraturada de motor de combustão interna. Fonte: KRAUSE e MAUSER (2004)

pino com folga em ambos os contatos com pistão e biela, desta forma estabelecem-se mancais de deslizamento do tipo radial que devido ao movimento pendular característico da biela, apresenta regime de lubrificação misto conforme classificação de DUARTE JUNIOR (2005). Portanto, é comum aplicar-se elementos de desgaste denominados buchas nestes mancais conforme exemplo da Fig. 1.6. Entretanto, existe ainda, uma série de tecnologias que não utilizam bucha conforme descrevem LUEHRMANN *et al.* (2000), HART *et al.* (2003), SCHNEIDER e BAUMANN (2002) e REIN e SCHNEIDER (2004).

A junta da biela com virabrequim comumente utiliza elementos de desgaste bi-partidos denominados bronzinas conforme ilustra a Fig. 1.7, que são montadas na capa e haste da biela e formam uma folga com o virabrequim, estabelecendo um mancal de deslizamento do tipo radial que apresenta regime de lubrificação essencialmente hidrodinâmico devido ao movimento rotativo completo do eixo excêntrico do virabrequim no alojamento da biela. Vêm se intensificando o uso de geometria angulada da extremidade maior como na Fig. 1.4, que torna a biela compacta quando remove-se a capa e os parafusos, permitindo melhor condição de folga para montagem das células de potência pelos cilindros do motor. Alternativamente, existem soluções no qual a biela é inteiriça e o virabrequim é montado em diversas partes, que normalmente utilizam rolamentos ao invés de mancais hidrodinâmicos e bronzinas.



Figura 1.6: Extremidade menor de uma biela com bucha de motor de combustão interna Diesel



Figura 1.7: Extremidade maior de uma biela com bronzinas de motor de combustão interna Diesel.

Finalmente, a motivação desta dissertação é a necessidade da indústria automotiva em desenvolver produtos de maior desempenho, identificada a partir dos consumidores finais que procuram motores novos de maior potência e torque com menor custo de compra e manutenção, o que em última instância significa, baixo consumo de combustível. O aumento de potência resulta em maiores esforços nos componentes mecânicos, enquanto que a exigência de baixo consumo demanda tecnologias que diminuam o atrito do motor e a redução de massa. Uma restrição crucial é a legislação de emissões gasosas que pode tornar o produto final caro, uma vez que são necessárias novas tecnologias para certificar o produto.

## **1.2 Objetivo**

O objetivo desta dissertação é descrever o projeto mecânico de uma biela automotiva de motor de combustão interna de ciclo Diesel e demonstrar técnicas de otimização para obter uma biela automotiva de menor massa e melhor desempenho, atendendo portanto, às necessidades atuais da indústria automobilística. A principal contribuição deste trabalho é a identificação dos parâmetros de projeto, assim como o estabelecimento de critérios de projeto permitindo o desenvolvimento de novas bielas a partir de especificações dos novos motores.

## **1.3 Organização do texto**

Este trabalho está organizado em seis capítulos: Introdução, Revisão Bibliográfica, Teoria, Materiais e Métodos, Resultados e Conclusões. No capítulo Introdução é feita uma contextualização do projeto mecânico de componentes de motor de combustão interna para o mercado automobilístico e em seguida é descrita a situação atual de bielas automotivas. Finalmente são explicitadas a motivação e os objetivos deste trabalho.

O capítulo de Revisão Bibliográfica reúne referências relacionadas a bielas nas áreas de projeto mecânico, elementos finitos, otimização topológica, otimização de forma e tecnologia. Foram levantadas diversas fontes de livros, dissertações de mestrado e doutorado, artigos técnicos e patentes.

No capítulo de Teoria encontram-se a formulação clássica de esforços dinâmicos de mecanismo pistão-biela-manivela, tensões, um resumo de teorias de fadiga reunidas a partir de SHIGLEY e MISCHKE (1989), NORTON (2004), VAN (1999), FKM (1993) e ASTM (2010), formulação de contatos mecânicos, cálculo de estabilidade estrutural (flambagem), teoria de mancais hidrodinâmicos e teorias de otimização: paramétrica, topológica e forma.

No capítulo de Materiais e Métodos, o leitor pode encontrar informações mais práticas de uso da indústria mecânica automobilística, incluindo uma boa descrição de parâmetros de projeto de bielas assim como os critérios de projeto estabelecidos. Finalmente são apresentadas as duas

metodologias estudadas, uma convencional e outra proposta baseada em ferramentas de otimização.

O capítulo Resultados reúne as informações geradas no desenvolvimento de duas bielas, uma pelo projeto mecânico convencional e outra, por meio de métodos de otimização. Finalmente, no capítulo Conclusões é discutido o entendimento das diferenças entre as duas metodologias apresentadas e seus resultados, assim como o entendimento das técnicas de otimização. Além disso são feitas recomendações para trabalhos futuros.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O levantamento do estado da arte do projeto de bielas automotivas é feito neste capítulo, principalmente no que tange o uso de modelos matemáticos para o cálculo e otimização do desempenho estrutural deste componente, além da pesquisa de experimentos de fadiga dedicados ao projeto mecânico de bielas. As referências clássicas são os livros de projeto de motores de combustão interna, nas quais se encontram modelos analíticos e orientações gerais de projeto e fabricação de bielas, porém, a maior parte do conhecimento relacionado ao projeto de bielas automotivas encontra-se em dissertações de mestrado e de doutorado, das quais se destacam aquelas incentivadas pela indústria, que por sua vez, tem sua participação registrada na publicação de papers e pedidos de patentes descrevendo novas tecnologias como perfilamento de mancais, remoção da bucha e utilização de recobrimentos. A revisão de trabalhos de otimização revelou que as técnicas de otimização de forma e de topologia vem sendo utilizada desde a década de noventa.

### 2.1 Livros

TAYLOR (1960-85) apresenta orientações para o projeto de bielas automotivas, considerando preponderantes as tensões no sentido axial da alma da biela devido às forças de combustão e de inércia, desprezando as tensões advindas da inércia lateral e do fenômeno de *whip*. O autor destaca o uso de almas em H para casos de alto carregamento assimétrico, quando o eixo do pistão fica fora de alinhamento com o eixo da biela; sugere ainda, o aumento da rigidez torcional de bielas para que não ocorra o problema de vibração torcional devido ao movimento de giro do pistão. Taylor apresenta também uma tabela de características de vários motores com relações geométricas do tipo comprimento da biela por raio de manivela e diâmetro dos parafusos da capa de biela por diâmetro do pistão, tentando justificar assim, o desenvolvimento de projetos próximos de relações geométricas historicamente bem sucedidas.

LICHTY (1951) propõe que bielas devem ser projetadas para compressão direta como uma coluna pivotada no plano de rotação e para tensões devido à flexão ou *whipping*. Em seguida, comenta os diversos tipos de seção transversal: retangular, tubular, I e H, demonstrando preferência pelas duas últimas. O autor apresenta formulação para o projeto da alma da biela, principalmente a fórmula de Rankine para o cálculo da coluna e a fórmula de Bach para o cálculo de *whipping* e, como exemplo, aplica a formulação para o dimensionamento da seção I de uma biela automotiva de motor Diesel.

## 2.2 Dissertações

AFZAL (2004) e SHENOY (2004), ambos da Universidade de Toledo, Ohio, publicaram teses de mestrado na área de desenvolvimento de bielas de aço em parceria com o *American Iron and Steel Institute* (AISI).

AFZAL (2004) realizou um estudo comparativo entre bielas de aço forjado e bielas de aço sinterizado, apresentando uma ampla revisão bibliográfica que mapeou trabalhos nas áreas de análise de tensões, durabilidade, otimização, economia e manufatura. No âmbito de sua pesquisa, executou testes de fadiga em corpos de prova e também no componente, além disso, simulou numericamente a durabilidade da biela testada em laboratório e por fim, obteve boa correlação entre os resultados experimentais e numéricos. O autor explicou que a vantagem competitiva que justificava a crescente aplicação de bielas sinterizadas era a possibilidade do uso de junta fraturada entre a capa e a haste pois esta tecnologia reduz o custo de manufatura. Afzal concluiu que a vantagem dos aços sinterizados é perdida a partir do desenvolvimento de aços microligados que viabilizam a fratura da face de junção assim como nos aços sinterizados, porque a resistência mecânica dos aços forjados é consideravelmente maior que a dos aços sinterizados.

SHENOY (2004) conduziu o estudo dos carregamentos dinâmicos de uma biela automotiva de motor de um veículo do tipo *sedan* médio utilizando equações analíticas no MICROSOFT Excel e verificando os resultados no *software* ADAMS. O autor modelou a biela em elementos finitos utilizando três diferentes condições de contorno: estática com carregamentos axiais, quase-dinâmica e teste de fadiga. Os modelos estático e quase-dinâmico utilizaram as condições de contorno lineares sugeridas por WEBSTER *et al.* (1983) e os resultados numéricos foram divulgados conforme as Figs. 2.1 e 2.2. O modelo de elementos finitos para simular o teste de fadiga incluiu a não linearidade de contato friccional e utilizava uma simplificação na condição de interferência de montagem dos pinos através de uma pressão equivalente aplicada aos olhais, porém o autor não divulgou a distribuição de tensões para este caso. O autor concluiu que o comportamento estrutural da biela em fadiga axial é bastante distinto da condição operacional no motor devido aos efeitos de inércia que causam flexão considerável da biela no plano normal ao eixo de giro do virabrequim. Os resultados do modelo estático, de acordo com WEBSTER *et al.* (1983), diferem do modelo com contatos friccional entre os pinos e olhais da biela. O autor ressaltou que o estado de tensões em operação é altamente multi-axial e sugeriu o uso do critério de von Mises para o cálculo das tensões alternadas equivalentes a fim de analisar a durabilidade da biela.

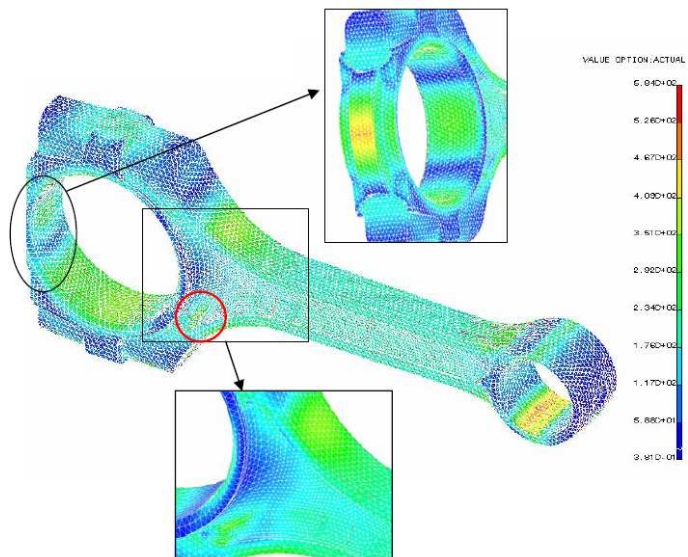


Figura 2.1: Tensões de von Mises em tração de 26.7 kN. Fonte: SHENOY (2004)

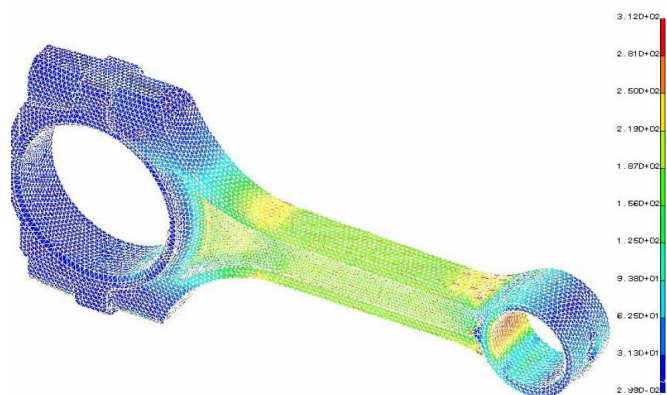


Figura 2.2: Tensões de von Mises em compressão de 26.7 kN. Fonte: SHENOY (2004)

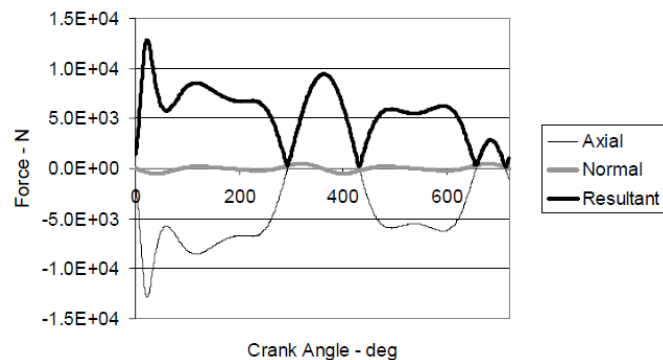


Figura 2.3: Forças dinâmicas em função do ângulo de manivela no olhal menor de uma biela a 5700 rpm. Fonte: SHENOY (2004)

SHENOY (2004) assumiu que os carregamentos dinâmicos para a otimização da biela advém da condição de máxima rotação do motor numa faixa de carregamento que compreende o pico da força do gás e a força a 360 graus de ângulo do virabrequim, correspondente à máxima inércia do pistão. A distribuição dos carregamentos na biela são mostradas na Fig. 2.3. O autor apresentou o problema de otimização de mínima massa e custo com diversas restrições: tensão estática, tensão alternada equivalente, fator de carga de flambagem e dimensões físicas. O autor resolveu o problema no *software* I-DEAS e identificou que a resistência à fadiga foi o fator preponderante no projeto. Ao final, sugeriu uma nova geometria que utilizava o aço C70, pesava 10% menos e custava 25% menos que a biela de referência e atendeu todas as restrições impostas segundo o autor.

CASCELLA (2005) executou a análise de fadiga de uma biela de aplicação agrícola e testes do componente foram executados em laboratório com razão de tensões de fadiga  $R=-1,75$  (ou força mínima dividida pela força máxima). A autora apresentou cálculo analítico da tensão máxima do olhal menor para o caso de tração devido às forças inerciais, levando em conta a força normal transmitida e o momento fletor que provoca ovalização do olhal menor. Cascella apresentou uma análise de elementos finitos da região do olhal menor, da qual verifica-se concentração de tensão coerente com os resultados experimentais.

## 2.3 Artigos

RABB (1996) analisou a falha de uma biela Diesel de gerador elétrico caracterizada por trinca de fadiga iniciada nos primeiros filetes de rosca engajada do parafuso. O autor executou análise por elementos finitos utilizando o código comercial ABAQUS, incluindo não linearidades

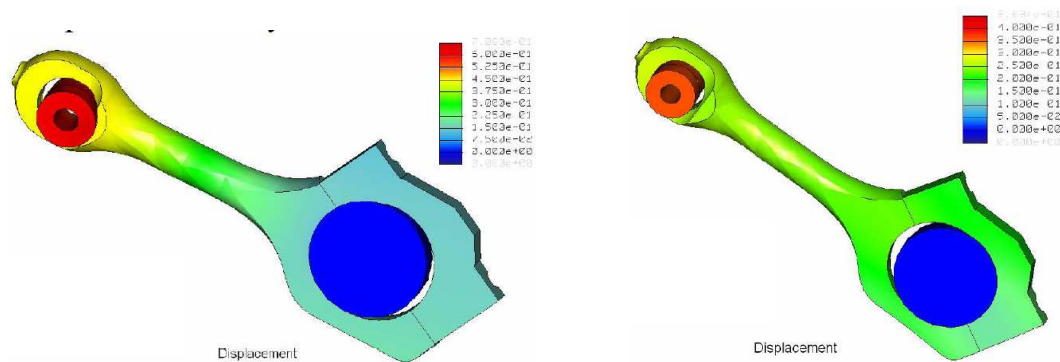


Figura 2.4: Deslocamentos na máxima compressão (esquerda) e máxima inércia (direita). Fonte: BRABEC *et al.* (2004)

como plasticidade e contato friccional entre as roscas do parafuso e da biela. Rabb utilizou um modelo axisimétrico para estimar a tensão nominal e os fatores de concentração de tensão no filete de rosca. O autor também desenvolveu um modelo de elementos finitos tridimensionais, lançando mão da subestruturação para calcular as tensões nos raios de fundo de rosca. Rabb fez testes de fadiga em corpos de prova com entalhes para levantar limites de fadiga e fator de sensibilidade ao entalhe do aço forjado 34CrMo4. Por fim, Rabb sugeriu o aumento do raio de fundo da rosca do parafuso de 0.15 mm para 0.30 mm, além do uso do aço forjado 34CrNiMo6 de propriedades mecânicas superiores às do aço original.

BRABEC *et al.* (2004) analisaram o conjunto biela-pino-pistão de um motor automotivo de 4 cilindros com 1.4 L. Utilizando o *software* Pro-Mechanica, os autores modelaram em elementos finitos o conjunto incluindo contatos mecânicos entre os componentes, além de considerarem a pressão de montagem da bucha no olhal menor da biela. Foram apresentados os resultados de deformação total devido à força de compressão máxima e à força máxima de inércia. Em um outro estudo, BRABEC *et al.* (2006) analisaram uma biela de motor Diesel estacionário, caracterizando a dinâmica do componente a partir da simplificação entre dois pontos de massa, um alternativo e outro rotativo, além disso, para a equivalência dinâmica deste modelo, calcularam o momento de inércia de compensação. Foram executadas análises de elementos finitos incluindo modelos de contato nos olhais da biela cujos resultados de deslocamento são mostrados nas Fig. 2.4. Foram calculadas as tensões equivalentes de von Mises e a folga em função do ângulo de giro do virabrequim para duas condições: máxima pressão de combustão (Fig. 2.5) e máxima velocidade de oscilação (Fig. 2.6). Os autores concluíram que a pior condição para a biela é a máxima compressão e que as distorções do olhal maior devem ser eliminadas pois a folga nos olhais é crítica para as tensões no componente.

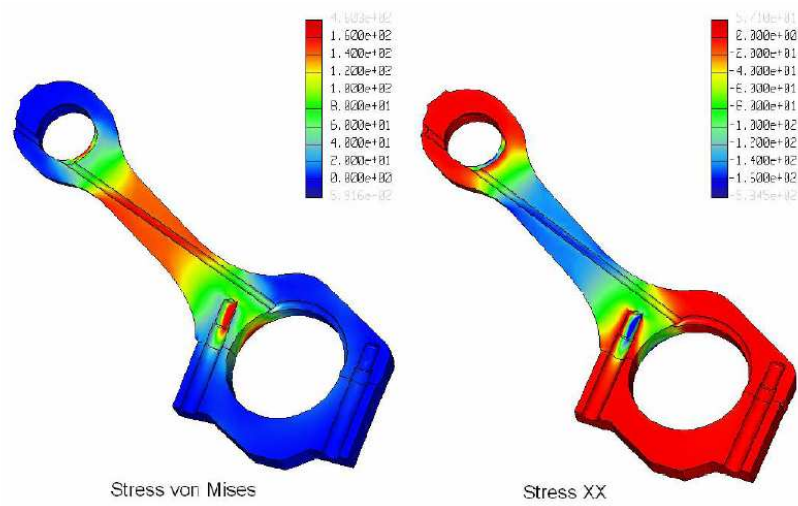


Figura 2.5: Tensões no caso de máxima compressão. Fonte: BRABEC *et al.* (2006)

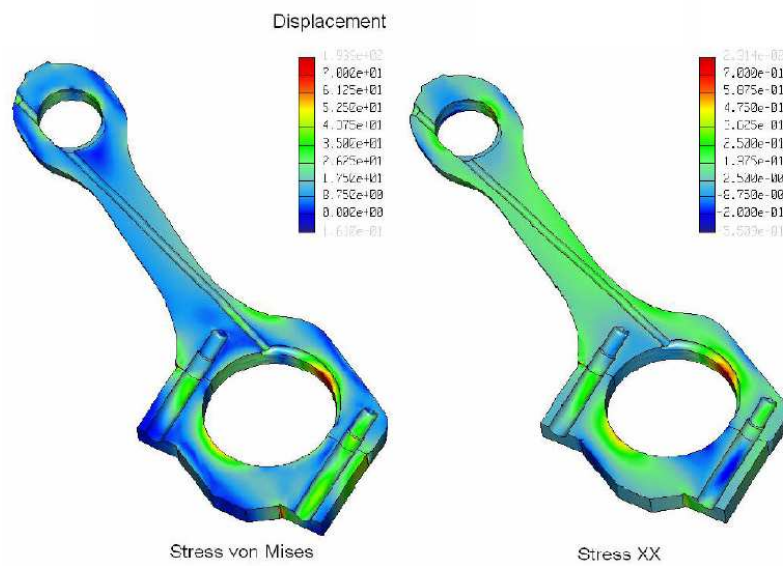


Figura 2.6: Tensões no caso de máxima inércia. Fonte: BRABEC *et al.* (2006)

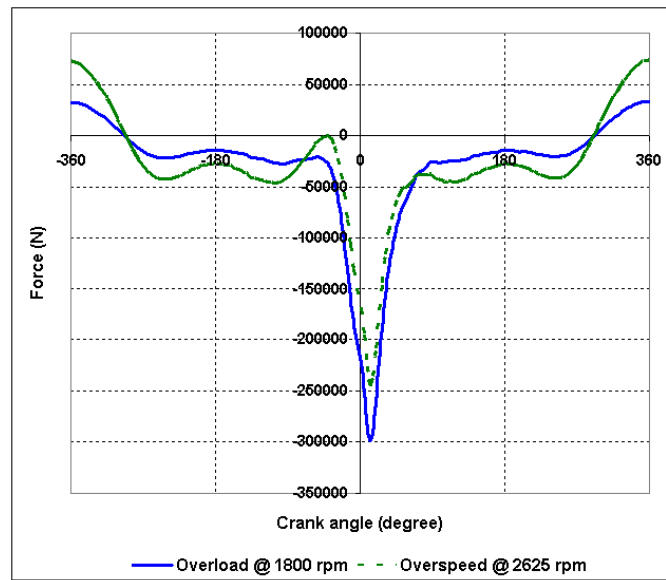


Figura 2.7: Forças dinâmicas na biela em função do ângulo de manivela sob condições de sobrecarga (1800 rpm) e velocidade máxima (2625 rpm). Fonte: CHACON (2006)

CHACON (2006) apresentou uma metodologia para o desenvolvimento de bielas na qual parte-se do cálculo dos carregamentos a partir da formulação clássica do mecanismo biela-manivela conforme divulgado na Fig. 2.7 para duas condições de operação: sobrecarga (*overload*) e velocidade máxima (*overspeed*). Em seguida, analisa-se por elementos finitos a condição de montagem da bucha no olhal menor da biela através da aplicação de temperatura na bucha de forma iterativa até que o valor de interferência seja atingido. Então, é levantado o estado de tensões por elementos finitos considerando a biela com pinos, a interferência de montagem da bucha e carregamentos de tração e compressão. A distribuição de tensões máximas principais foram publicadas de acordo com a Fig. 2.8. O autor seguiu com a análise de fadiga utilizando o critério de Goodman para vida infinita (SHIGLEY E MISCHKE, 1989), obteve fatores de segurança em fadiga para cada condição de operação. Finalmente, foram apresentados os resultados do teste de fadiga do componente executado com cargas diferentes das utilizadas na análise por elementos finitos, sob o procedimento da escada (GARCIA *et al.*, 2000) (*staircase*), no qual foi determinado o limite de fadiga do componente a 10 milhões de ciclos. CHACON (2006) concluiu que os resultados numéricos tem correlação direta com o teste de fadiga.

MAHMONDI *et al.* (2008) simularam a durabilidade de uma biela de trator agrícola no *software* ANSYS. Aplicaram os carregamentos de tração e compressão em regime *fully reversed* e calcularam o número de ciclos que o componente resistiria. Os autores concluíram que as regiões críticas são os raios de transição entre a alma e os olhais.

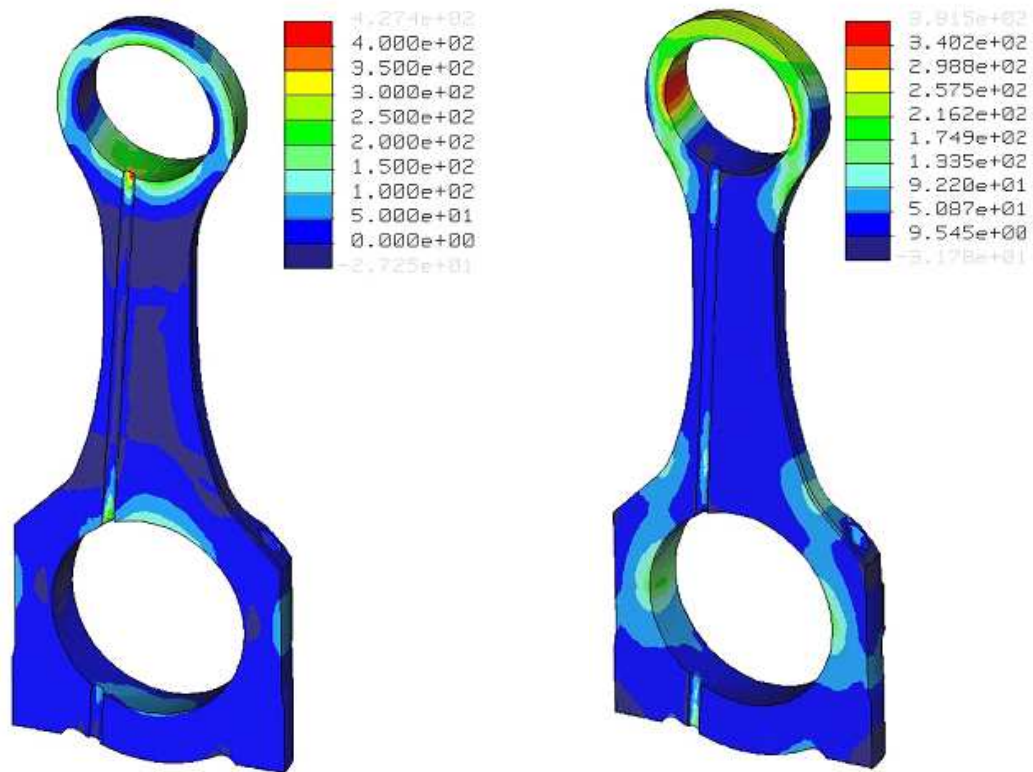


Figura 2.8: Tensões máximas principais nos casos de compressão a 1800 rpm (esquerda) e tração a 2625 rpm (direita). Fonte: CHACON (2006)



KAM *et al.* (2006) conduziram a análise de falha de uma biela e otimizaram o raio de transição do olhal maior. Modelaram em elementos finitos a condição de máxima compressão com pré-carga dos parafusos. Os autores concluíram que o modelamento do carregamento de pré-carga dos parafusos juntamente com a compressão é importante pois o valor de tensão é maior neste caso do que quando considera-se somente o carregamento de compressão.

VIJAYARAJA e VIJAYARAGAVAN (2008) apresentaram os resultados da análise por elementos finitos de uma biela de motor movido a gasolina de 2.6L de capacidade volumétrica. Utilizando as condições de contorno sugeridas por WEBSTER *et al.* (1983) e adicionando temperatura aos pinos, os autores levantaram o campo de tensões da biela e concluíram que os valores estavam dentro de um limite seguro.

AUGUGLIARO e BIANCOLINI (s.n.t) otimizaram a geometria de uma biela de titânio, lançando mão da análise de elementos finitos e da otimização paramétrica. Os autores aplicaram a análise de fadiga baseada na tensão máxima principal obtida da história das reações dinâmicas da biela. As forças foram aplicadas em uma distribuição dada pela função cosseno com o objetivo de aproximar a transmissão de força dos mancais em regime hidrodinâmico. O critério de fadiga descrito pela norma italiana UNI 7670 foi aplicado utilizando ciclos equivalentes obtidos pela regra de acúmulo de dano *rainflow*. Os autores declararam uma redução de massa de 32%, porém, não apresentaram a geometria final alegando confidencialidade do resultado, divulgaram no entanto, que a otimização baseou-se em furos desenhados na haste.

LONDHE *et al.* (2009) apresentaram um procedimento para simular as condições de teste de fadiga uniaxial *fully reversed* ( $R=-1$ ) de uma biela de motor de quatro cilindros em linha. O modelo de elementos finitos consistiu de carregamentos fixos de montagem, gerados pela pré-carga dos parafusos e interferências da bucha e da bronzina, calculados fixando-se uma região da alma; e carregamentos flutuantes de tração e compressão devido ao regime de operação de máximo torque do motor, os quais foram calculados fixando-se o pino do pistão. O contato foi modelado nos olhais com folga pois os autores concluíram que o uso de contato direto obtém deslocamentos realísticos na forma de ovo ao invés dos deslocamentos elípticos obtidos pelo modelo sugerido por WEBSTER *et al.* (1983) conforme divulgado na Fig. 2.9 . As tensões obtidas foram verificadas com as tensões medidas em *strain gages* montados no aparato experimental e constatou-se boa conformidade dos resultados simulados. Então, foi feita a análise de fadiga baseada no regime de alto ciclo S-N. Os autores utilizaram a curva de resistência do material dada pelo diagrama de Haigh para correção do efeito da tensão média (FKM, 1993), além disso, foram corrigidos os fatores de tamanho e acabamento superficial. Aplicaram a regra de acúmulo de dano de Miner para prever

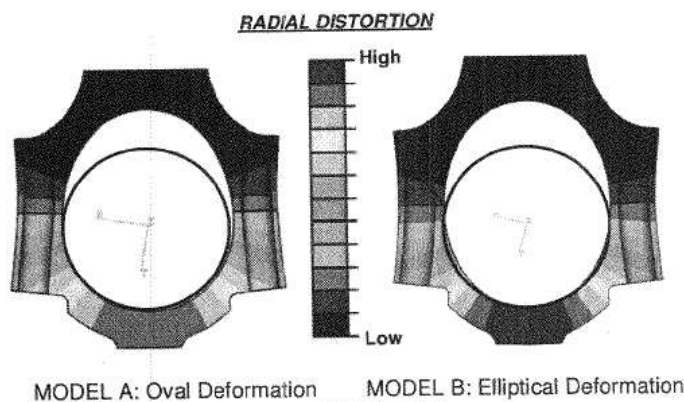


Figura 2.9: Comparação dos deslocamentos radiais entre os modelos de LONDHE *et al.* (2009) (A) e WEBSTER *et al.* (1983) (B)

a vida em fadiga da biela e obteve-se correlação com o modo de falha experimental. Os autores concluíram que o uso de contato com folga nos pinos é essencial para obter distribuição realista de tensões mostrada na Fig. 2.10 e fatores de segurança em fadiga mostrado na Fig. 2.11; concluíram também, que contabilizar os fatores de influência na vida em fadiga é crucial na precisão do cálculo de durabilidade e que o diagrama de Haigh obteve resultados realistas na previsão de fadiga baseada no limite de resistência a fadiga.

CHARGIN *et al.* (1991) aplicaram a técnica de otimização de forma em uma biela de motor de combustão considerando três condições de contorno: tração devido a máxima velocidade de rotação do motor de 6000 rpm; compressão devido a pressão de combustão máxima de 75 bar; carregamento de 100 N no centro do pino do pistão na direção de seu eixo. O objetivo do problema de otimização foi minimizar o peso do componente submetido à restrição de tensão no domínio de projeto menor que  $320 \text{ N/mm}^2$ , tensão nas regiões fora do domínio limitada ao valor de tensão encontrado na biela original e restrição de deslocamento no ponto de aplicação do carregamento de 100 N. O domínio de otimização incluiu os nós da região da alma e olhal menor da biela (o olhal maior não foi modificado). Os autores conseguiram redução de 6 % do peso da biela após 20 iterações, sendo que, nas primeiras iterações o peso da biela foi aumentado para se atenderem as restrições impostas, enquanto que, nas últimas iterações, o peso da biela foi reduzido para se atingir o objetivo. O desenho inicial da biela é mostrado na Fig. 2.12 enquanto o desenho final obtido é mostrado na Fig. 2.13.

ALBERS *et al.* (2002) aplicaram a otimização de forma em uma biela automotiva, aco- plando os problemas elástico estático e dinâmico de multicorpos utilizando os *softwares* comerciais MSC.Nastran e MSC.Adams. A simulação da dinâmica dos componentes do trem de potência foi

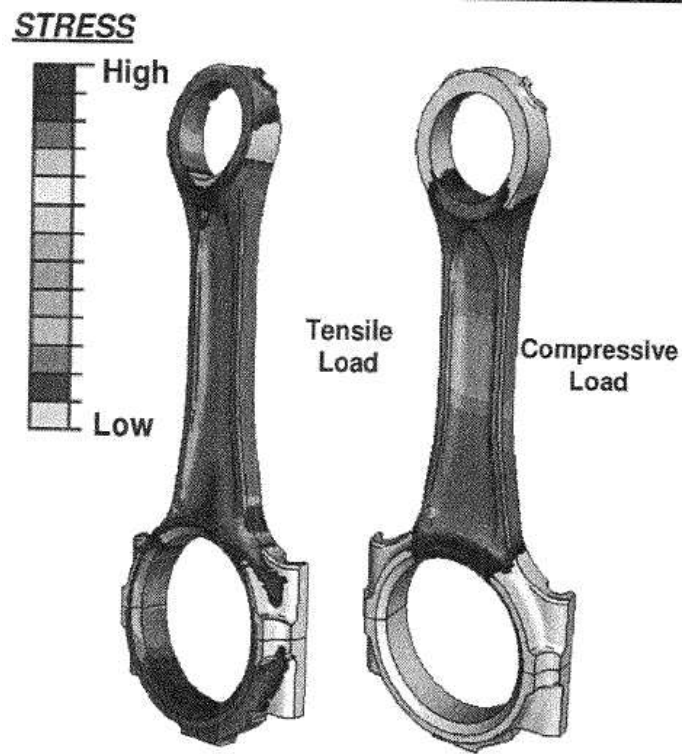


Figura 2.10: Tensões no teste de fadiga em tração (esquerda) e compressão (direita). Fonte: LONDHE *et al.* (2009)

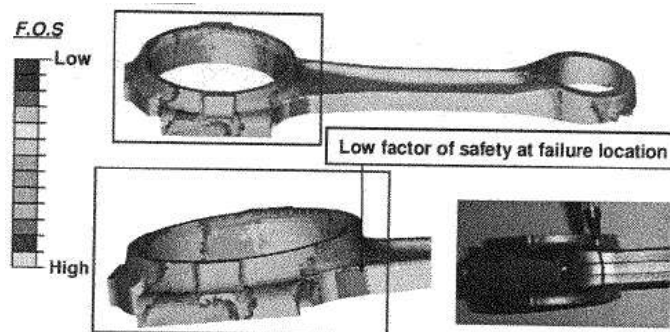


Figura 2.11: Fatores de segurança em fadiga da biela com indicação da região falha. Fonte: LONDHE *et al.* (2009)

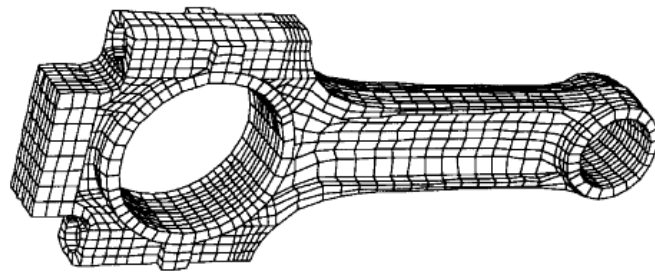
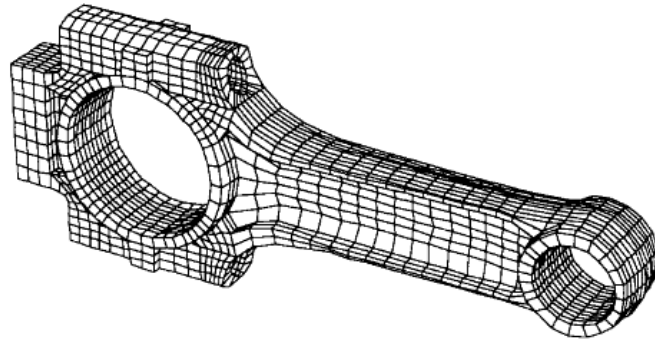


Figura 2.12: Modelo inicial da biela estudada. Fonte: CHARGIN *et al.* (1991)

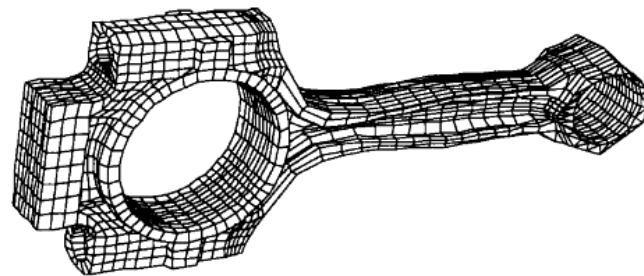
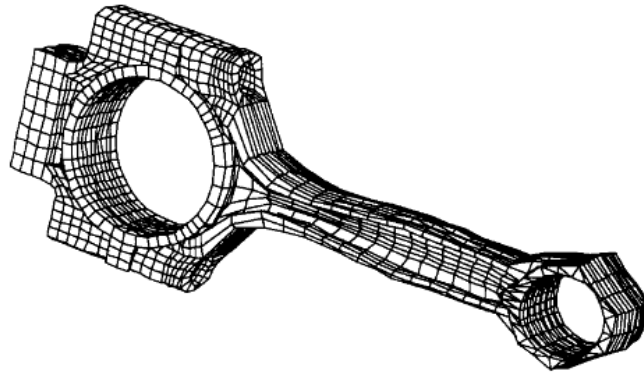


Figura 2.13: Modelo final da biela otimizada. Fonte: CHARGIN *et al.* (1991)

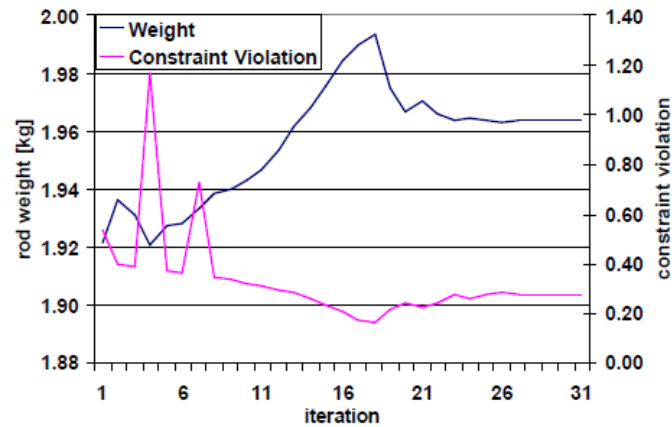


Figura 2.14: Peso da biela e violação da restrição de tensão em função das iterações ao longo da solução do problema de otimização. Fonte: ALBERS *et al.* (2002)

feita considerando a flexibilidade da biela de matriz de elasticidade reduzida pelo método *Component Mode Synthesis* (ANSYS, 2009), cujos nós da superfície dos mancais foram conectados ao centro de rotação dos mesmos usando elementos rígidos do tipo RBE2. Após a simulação dinâmica foram identificados os pontos de carregamento crítico para a biela e feita a análise estática com condições de contorno refinadas para levantar o campo de tensões do componente conforme ilustra a Fig. 2.15. Os autores optaram pelo uso de *Multipoint Constraints* (MPCs) para a transmissão de forças de contato com o intuito de encontrar um bom compromisso entre tempo de análise e representatividade do campo de tensões no domínio de otimização. O problema de otimização foi minimizar a massa da biela submetida à restrição da tensão equivalente de von Mises menor que  $25N/mm^2$  no domínio das variáveis de projeto que se restringiu aos nós da alma e seus raios de transição; foram também consideradas as restrições de máximo crescimento de 40 mm e máxima distorção de 3 mm. Os autores conseguiram reduzir a tensão do componente em 26% para um aumento de peso de apenas 2% conforme ilustra a Fig. 2.14. No entanto, algumas regiões violaram a restrição de máxima tensão de von Mises. A distribuição de tensões na geometria otimizada é mostrada na Fig. 2.16.

MESKE *et al.* (2002) aplicaram o método de otimização de forma em uma biela automotiva do motor Ford Zetec-SE. O modelo de elementos finitos foi feito para o *solver* ABAQUS, constituído de 8 peças em contato mecânico com a seguinte sequência de carregamento: montagem do pino e aperto do parafuso; correção da pré-carga do parafuso; inicialização do contato para o caso de tração; aplicação da máxima força de tração devido a máxima rotação; inicialização do contato para o caso de compressão e finalmente, aplicação da máxima força de compressão devido ao máximo torque. Assim, obtiveram a distribuição de tensões ilustrada na Fig. 2.17. O problema

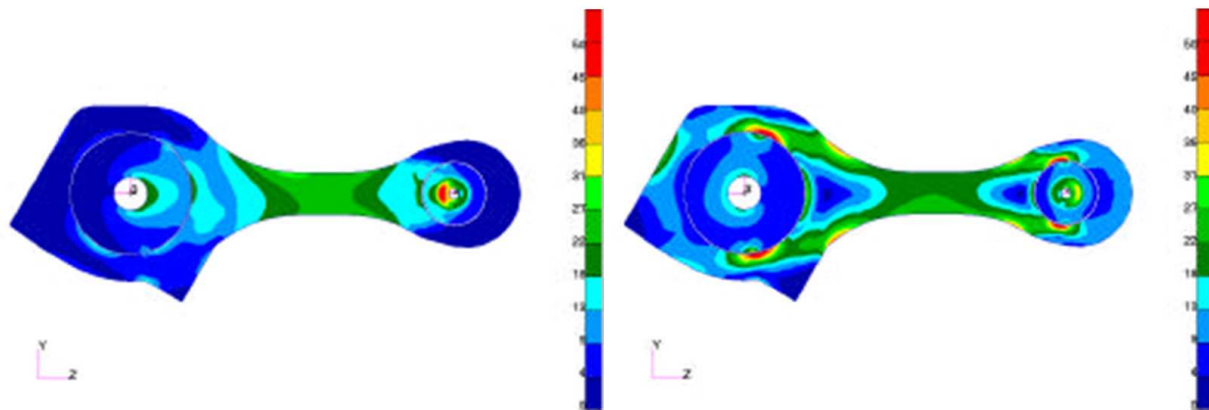


Figura 2.15: Tensões equivalentes de von Mises em compressão (esquerda) e tração (direita) do modelo inicial da biela. Fonte: ALBERS *et al.* (2002)

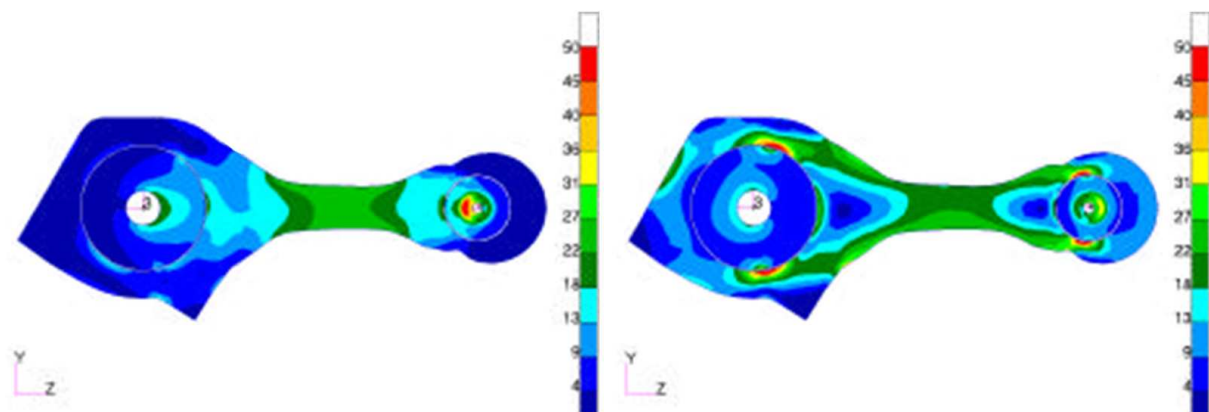


Figura 2.16: Tensões equivalentes de von Mises em compressão (esquerda) e tração (direita) do modelo final da biela otimizada. Fonte: ALBERS *et al.* (2002)

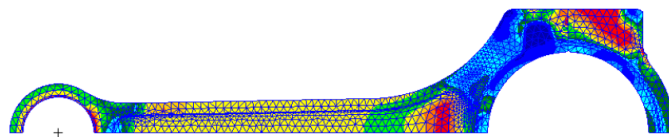


Figura 2.17: Tensões no modelo inicial da biela estudada. Fonte: MESKE *et al.* (2002)

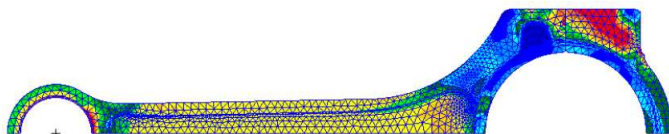


Figura 2.18: Tensões no modelo final da biela após otimização de forma. Fonte: MESKE *et al.* (2002)

de otimização de forma foi configurado no *software* TOSCA com o objetivo de minimizar a tensão equivalente de von Mises para os casos de máxima tração e máxima compressão da biela submetida a uma restrição de volume constante. O domínio de otimização foi definido pelos nós do contorno interno da viga. Em 5 iterações de otimização, os autores conseguiram 17% de redução da máxima tensão equivalente de von Mises para o carregamento de compressão e aproximadamente 2% de redução para o carregamento de tração conforme mostra a Fig. 2.18.

MESKE *et al.* (2002) também aplicaram o método da otimização topológica no componente supracitado. Neste problema foi considerado um domínio de otimização aproximado pela geometria da biela original que consistiu de 3 componentes: biela, virabrequim e pino do pistão. Os autores desconsideraram a separação entre capa e haste; o parafuso e as bronzinas do olhal maior. Foi considerada a massa do pistão em um ponto no centro do pino, este, fora conectado aos nós da superfície externa do pino por meio de *Multipoint Constraints* (MPCs). O problema de otimização teve o objetivo de maximizar a rigidez do componente submetida à restrição de volume do domínio de otimização menor ou igual a 53%, objetivando o mesmo volume do componente original. Os autores obtiveram 2 resultados: o primeiro foi obtido sem considerar qualquer restrição adicional ilustrado na Fig. 2.19; o segundo mostrado na Fig. 2.20, foi obtido considerando a restrição de manufatura definida para permitir a remoção de um molde de fundição em uma direção específica, além da restrição de não remoção de elementos em contato mecânico. Os conceitos obtidos apresentaram estruturas específicas para tração e compressão, o que resultou em melhor homogeneização da rigidez entre os casos de carregamentos. Os autores sugeriram melhor representação do contato entre o pino e o pistão com o intuito de evitar concentrações de tensão.



Figura 2.19: Resultado da otimização topológica. Fonte: MESKE *et al.* (2002)



Figura 2.20: Resultado da otimização topológica considerando restrição de manufatura. Fonte: MESKE *et al.* (2002)

## 2.4 Patentes

LUEHRMANN *et al.* (2000), todos funcionários do fabricante de motores Cummins, preencheram o pedido de aplicação de patente internacional em dezembro de 1998 que foi publicado em junho de 2000, no qual é descrita a invenção de um perfilamento do furo interno da bucha presente no subsistema do motor formado pelo pistão e biela, com o objetivo de melhorar a distribuição de carregamento, evitando a concentração de tensões devido à deflexão ou flexão do pino, permitindo assim, o aumento da capacidade de carregamento do conjunto. O perfilamento é descrito como uma sequência de alívios angulares de 12 a 32 minutos, ou, em outras palavras, uma sequência de chanfros. A patente foi concedida nos Estados Unidos (LUEHRMANN *et al.*, 2007).

HART *et al.* (2003), todos ligados ao fabricante de pistões Federal Mogul, preencheram o pedido provisório de patente nos Estados Unidos em dezembro de 1999 de uma montagem de pistão, pino e biela na qual fora eliminado o elemento bucha para uma aplicação de motor Diesel de alto desempenho. Em outubro de 2000, preencheram o pedido definitivo de patente da invenção e do seu respectivo método de manufatura. A patente foi concedida nos Estados Unidos (HART *et al.*, 2003). No texto final da patente, os autores indicaram que, no lugar da bucha, deve ser utilizado um recobrimento de material depositado composto de fosfato de manganês aplicado à superfície externa do pino do pistão ou à superfície interna do olhal menor da biela. O recobrimento descrito deveria possuir espessura de 8 a 15 microns e seria poroso com o intuito de aprisionar óleo lubrificante e, assim, capaz de formar filme de óleo consistente entre as duas peças, garantindo desta forma, as propriedades tribológicas do conjunto.



SCHNEIDER e BAUMANN (2002), ambos do fabricante de tratores John Deere, preencheram em abril de 2001, o pedido de aplicação de patente nos Estados Unidos e Canadá, que teve publicação em outubro de 2002, no qual descreveram o perfilmento elíptico do olhal menor de uma biela em montagem com o pistão sem bucha a fim de evitar a concentração de carregamentos na borda do mancal devido às deformações elásticas do pino do pistão.

REIN e SCHNEIDER (2004), ambos do fabricante de pistões Mahle, preencheram em junho de 2003 o pedido de patente nos Estados Unidos de uma montagem de pistão, pino e biela sem a presença de bucha, tendo em seu lugar, o recobrimento fosfatizado no pino ou no olhal menor da biela, porém, como um diferencial da patente de HART *et al.* (2003), adicionaram o perfilamento do pino do pistão, como similarmente sugerido por SCHNEIDER e BAUMANN (2002) e utilizaram uma espessura do recobrimento distinta da pedida por HART *et al.* (2003), de 8 a 15 microns, a espessura foi patenteada para uma faixa de 2 a 8 microns. A patente foi concedida nos Estados Unidos (REIN E SCHNEIDER, 2005). Em novembro de 2003 os mesmos autores REIN e DOUGLAS (2005) preencheram pedido de aplicação de patente internacional, na qual a diferença da patente anterior é a inclusão de uma galeria de lubrificação na alma da biela.

### 3 TEORIA

Neste capítulo são descritos os modelos matemáticos usados no cálculo de alguns parâmetros de desempenho de bielas de motores de combustão interna. A teoria do método dos elementos finitos não é abordada neste trabalho mas pode ser encontrada com bastante detalhamento em ZIENKIEWICZ e TAYLOR (2000a), ZIENKIEWICZ e TAYLOR (2000b) e CRISFIELD (1991).

Primeiramente, é deduzida a formulação de esforços dinâmicos, em seguida, a teoria de tensões; teorias de fadiga S-N; teoria de contato de Hertz; estabilidade estrutural (flambagem); mancais hidrodinâmicos e finalmente, otimização - um dos focos desta dissertação - que engloba a otimização baseada em parâmetros de geometria, o método de otimização de forma baseado em malhas de elementos finitos e, finalmente, o método de otimização topológica descrito por BENDSÖE e SIGMUND (2004).

#### 3.1 Esforços Dinâmicos

A seguir é utilizada a modelagem dinâmica tradicional de um motor de combustão interna na qual a cinemática do sistema pistão-biela-manivela se baseia na definição do vetor posição do pistão. A partir daí, derivam-se os vetores de velocidade e aceleração do pistão utilizando aproximação por uma série de Fourier com termos até a segunda ordem conforme BOSCH (1996). Após a dedução dos parâmetros cinemáticos para uma condição de velocidade angular constante, a dinâmica do mecanismo é calculada distinguindo entre externo e interno os efeitos das forças atuantes no mecanismo biela-manivela.

Os esforços externos são as forças originadas dos gases de combustão ao passo que os esforços internos são definidos como forças de inércia de oscilação e de rotação. Estas forças de inércia são calculadas a partir das acelerações das peças móveis, tanto linear como centrípeta. Para tal, considera-se que em cada vínculo estas forças de inércia são distintas, assumindo que a inércia da manivela não afeta a dinâmica do pistão e da biela, ao passo que as inércias do pistão e da biela afetam a dinâmica da manivela.

Na descrição das equações da cinemática e dinâmica é suprimida a notação que indica que os ângulos e forças variam com o tempo, assim  $\theta = \theta(t)$ ,  $\beta = \beta(t)$  etc. Cabe ressaltar que devido ao vínculo mecânico do mecanismo pistão-biela-manivela, o ângulo  $\beta$  é função do ângulo  $\theta(t)$ ,

essa relação não é indicada na notação utilizada. Finalmente, utiliza-se o ângulo  $\theta$  como a variável independente do sistema, uma vez que a pressão de combustão é usualmente medida em função deste ângulo.

### 3.1.1 Cinemática

Motores de combustão interna alternativos tem como função principal converter a energia térmica obtida da queima do combustível em torque e potência no virabrequim para a realização de trabalho. Para tal, são construídos como arranjo de mecanismos pistão-biela-manivela conforme mostrado na Figura 3.1, no qual o pistão descreve predominantemente movimento de translação oscilatório no eixo  $y$  podendo apresentar translação secundária nas direções  $x$  e  $z$ , enquanto o virabrequim, descreve movimento preponderante de rotação no eixo  $z$  podendo apresentar translação no eixo  $z$ . É assumida uma solução bi-dimensional da cinemática do mecanismo, ou seja, desprezam se as translações no eixo  $z$  e rotações no eixo  $x$  e  $y$ .

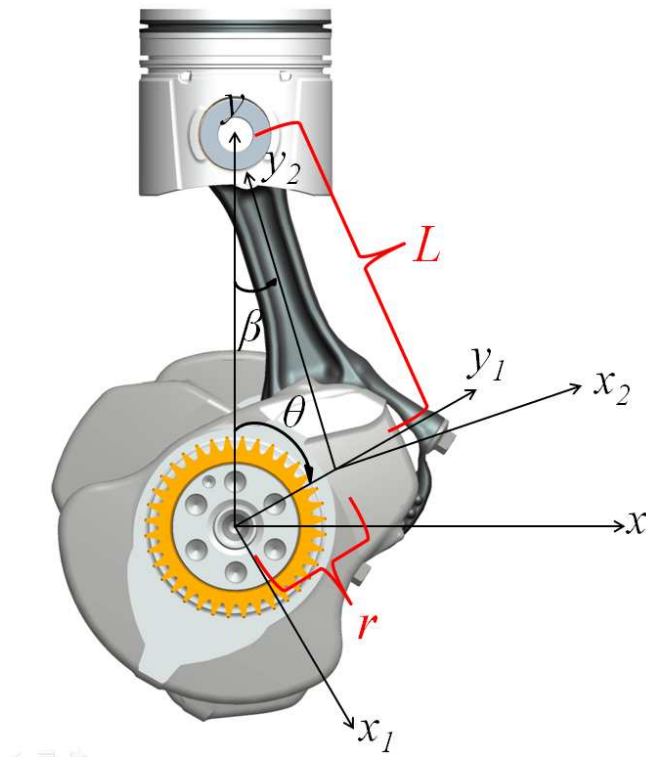


Figura 3.1: Mecanismo pistão-biela-manivela

A posição instantânea do pistão pode ser descrita em função dos ângulos da Figura 3.1 como

$$y(\theta, \beta) = r \cos \theta + L \cos \beta \quad (3.1)$$

A partir da Figura 3.1, tem-se a seguinte relação

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \sin \theta = \lambda \sin \theta \quad (3.2)$$

Consequentemente,

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

A seguir é feita uma expansão por série de acordo com BRUNETTI (2012):

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \theta - \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 \theta - \frac{\lambda^6}{16} \sin^6 \theta + \dots \quad (3.4)$$

Segundo BOSCH (1996) os termos de alta ordem podem ser descartados da eq. 3.4

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \theta \quad (3.5)$$

Utilizando a seguinte relação trigonométrica

$$\sin^2 \theta = \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\theta \right) \quad (3.6)$$

A eq. 3.4 se resume a

$$\cos \beta = 1 - \left(\frac{\lambda}{2}\right)^2 (1 - \cos 2\theta) \quad (3.7)$$

Portanto, a equação final que descreve o deslocamento do pistão é

$$y(\theta) = r \cos \theta + L \left[ 1 - \left(\frac{\lambda}{2}\right)^2 (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.8)$$

Definido o vetor posição do pistão, a expressão da velocidade do pistão é

$$\dot{y}(\theta, \dot{\theta}) = -\dot{\theta}r \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (3.9)$$

enquanto a aceleração do pistão é

$$\ddot{y}(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}) = -\dot{\theta}^2 r (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) - \ddot{\theta}r \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (3.10)$$

Considerando que a aceleração angular do mecanismo é nula ( $\ddot{\theta} = 0$ ), a aceleração do pistão se resume a

$$\ddot{y}(\theta, \dot{\theta}) = -\dot{\theta}^2 r (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.11)$$

### 3.1.2 Dinâmica

A força de combustão é uma força externa originada da pressão dos gases de combustão

$$F_G(\theta) = P(\theta) \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (3.12)$$

onde  $P(\theta)$  é a pressão na câmara de combustão,  $D$  é o diâmetro da câmara de combustão e  $\theta$  é o ângulo de manivela.

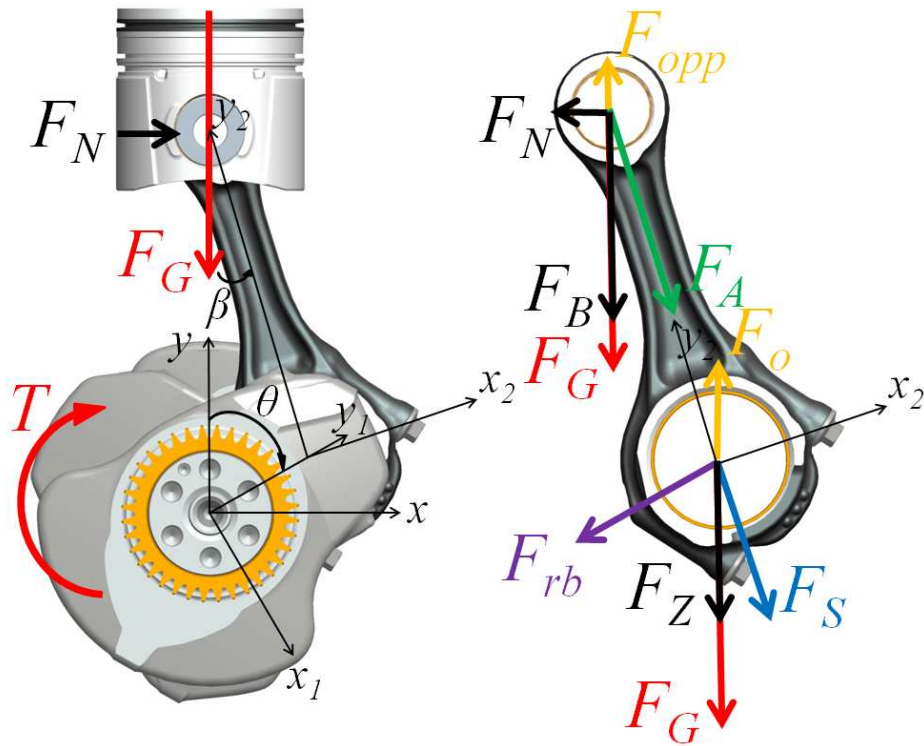


Figura 3.2: Diagrama de corpo livre da biela.

A força resultante no pino do pistão é

$$F_P(\theta) = -F_G(\theta) + F_{op}(\theta) \quad (3.13)$$

onde  $F_{op}(\theta)$  é a força de inércia de oscilação do pistão, dada por:

$$F_{op}(\theta) = m_p \dot{\theta}^2 r (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.14)$$

em que  $m_p$  é a massa do pistão.

A força atuante na biela é

$$F_B(\theta) = -F_G(\theta) + F_{op}(\theta) \quad (3.15)$$

onde  $F_{opp}(\theta)$  é a força de inércia de oscilação do conjunto pistão e pino, dada por:

$$F_{opp}(\theta) = (m_p + m_{pin})\dot{\theta}^2 r (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.16)$$

em que  $m_{pin}$  é a massa do pino.

Como a biela assume posições inclinadas em seu ciclo de funcionamento, a força em seu eixo longitudinal pode escrita em uma decomposição pelo ângulo  $\beta$

$$F_A(\theta) = \frac{F_B(\theta)}{\cos(\beta)} \quad (3.17)$$

A força normal que atua na parede dos cilindros e solicitam os anéis do pistão é calculada por

$$F_N(\theta) = F_B(\theta) \tan(\beta) \quad (3.18)$$

A força atuante na manivela é

$$F_Z(\theta) = -F_G(\theta) + F_o(\theta) \quad (3.19)$$

onde  $F_o(\theta)$  é a força de inércia de oscilação, dada por:

$$F_o(\theta) = m_o \dot{\theta}^2 r (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.20)$$

em que  $m_o$  é a massa em oscilação dada por:

$$m_o = m_{ob} + m_p + m_{pin} \quad (3.21)$$

em que  $m_{ob}$  é a parcela da massa da biela que apenas oscila.

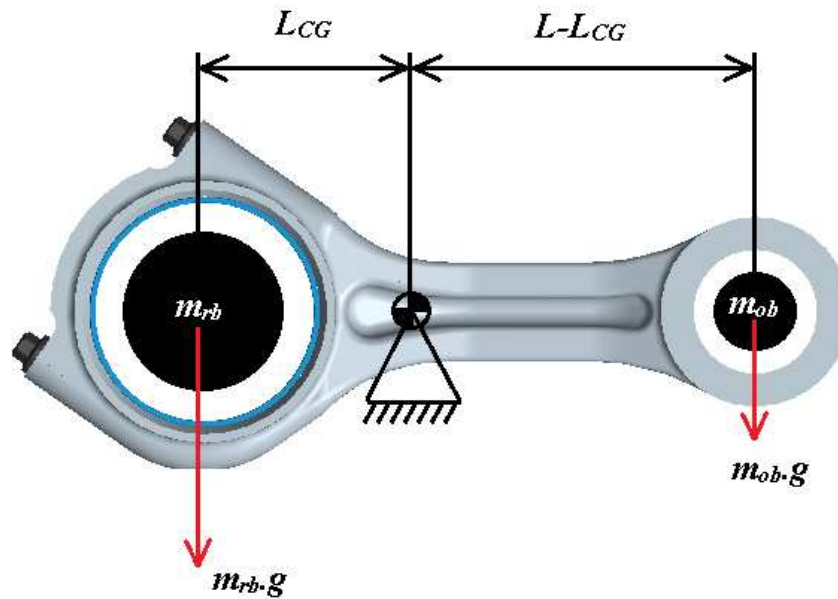


Figura 3.3: Divisão da massa da biela em dois pontos de massa concentrada

O cálculo dos esforços internos da biela não é trivial porque parte de sua massa translada e parte rotaciona. Então, é feita a divisão da biela em dois pontos de massa concentrada: um descreve somente movimento de translação puro e o outro descreve rotação pura. As parcelas oscilante e rotativa da massa da biela são idealizadas a partir do cálculo de equilíbrio estático de forças e momentos de uma biela apoiada pelo seu centro de gravidade conforme a Fig. 3.3.

Então, a parcela oscilante da massa da biela é

$$m_{ob} = m_b \frac{L_{CG}}{L} \quad (3.22)$$

em que  $m_b$  é a massa da biela e  $L_{CG}$  é a posição de seu centro de gravidade.

e a parcela rotativa da massa da biela é

$$m_{rb} = \left(1 - \frac{L_{CG}}{L}\right) m_b \quad (3.23)$$



Devido a inclinação da biela, a força na manivela é

$$F_S(\theta) = \frac{F_Z(\theta)}{\cos(\beta)} \quad (3.24)$$

A força tangencial atuante na manivela é calculada como

$$F_T(\theta) = F_Z(\theta) \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.25)$$

O torque na manivela é obtido a partir da força tangencial

$$T(\theta) = F_T(\theta)r \quad (3.26)$$

A força radial atuante na manivela é calculada como

$$F_R(\theta) = F_Z(\theta) \frac{\cos(\theta + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.27)$$

Para o cálculo das reações dinâmicas é necessário definir a força de inércia de rotação

$$F_{rot} = m_r \dot{\theta}^2 r \quad (3.28)$$

em que  $m_r$  é a massa em rotação, que pode ser calculada por

$$m_r = m_{rb} + m_v \quad (3.29)$$

em que  $m_v$  é a massa de rotação do virabrequim.

Finalmente, é preciso definir a força de inércia de rotação da biela

$$F_{rb} = m_{rb} \dot{\theta}^2 r \quad (3.30)$$

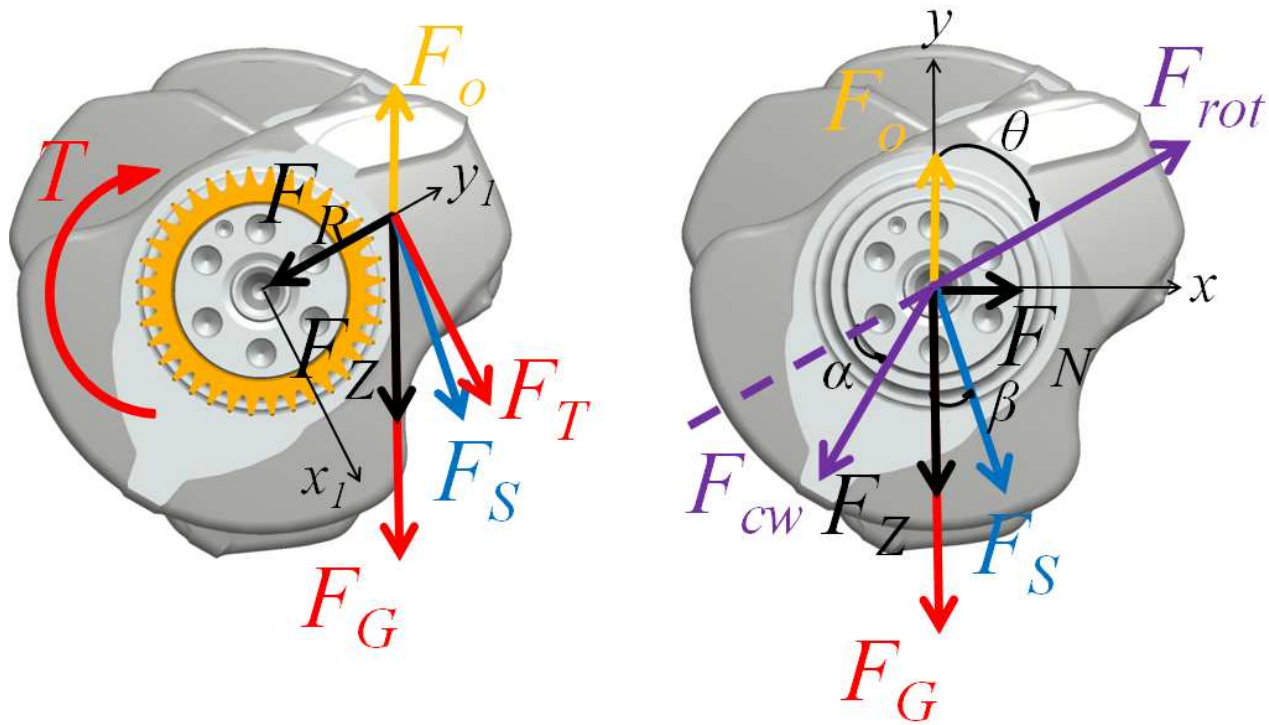


Figura 3.4: Diagrama de corpo livre do virabrequim.

### 3.1.3 Esforços dinâmicos no mecanismo

A partir das equações obtidas anteriormente, pode-se determinar os esforços dinâmicos nas juntas do mecanismo. Os esforços obtidos são as forças nas extremidades menor e maior da biela e a força no mancal principal da manivela.

As componentes horizontal e vertical da força na extremidade menor ( $F_{SE_H}(\theta)$ ,  $F_{SE_V}(\theta)$ ) são dadas por

$$\begin{aligned} F_{SE_H}(\theta) &= F_A(\theta) \sin \beta \\ F_{SE_V}(\theta) &= -F_A(\theta) \cos \beta \end{aligned} \tag{3.31}$$

As componentes horizontal e vertical da força na extremidade maior da biela

$(F_{BE_H}(\theta), F_{BE_V}(\theta))$  são dadas por

$$\begin{aligned} F_{BE_H}(\theta) &= F_S(\theta) \sin \beta - F_{rb} \sin \theta \\ F_{BE_V}(\theta) &= -F_S(\theta) \cos \beta - F_{rb} \cos \theta \end{aligned} \quad (3.32)$$

É feita uma transformação de coordenadas para que as forças sejam descritas em um sistema de coordenadas anexado à biela. Para este sistema, as forças denominadas axial e normal na extremidade menor são calculadas por:

$$\begin{aligned} F_{SE_A}(\theta) &= F_{SE_V}(\theta) \cos \beta - F_{SE_H}(\theta) \sin \beta \\ F_{SE_N}(\theta) &= F_{SE_V}(\theta) \sin \beta + F_{SE_H}(\theta) \cos \beta \end{aligned} \quad (3.33)$$

Ao passo que as forças axiais e normais na extremidade maior são calculadas por:

$$\begin{aligned} F_{BE_A}(\theta) &= F_{BE_V}(\theta) \cos \beta - F_{BE_H}(\theta) \sin \beta \\ F_{BE_N}(\theta) &= F_{BE_V}(\theta) \sin \beta + F_{BE_H}(\theta) \cos \beta \end{aligned} \quad (3.34)$$

Analogamente, as componentes horizontal e vertical da força no mancal principal da manivela  $(F_{MB_H}(\theta), F_{MB_V}(\theta))$  são dadas por

$$\begin{aligned} F_{MB_H}(\theta) &= F_S(\theta) \sin \beta + F_{rot} \sin \theta - F_{cw} \sin(\theta - \alpha) \\ F_{MB_V}(\theta) &= -F_S(\theta) \cos \beta + F_{rot} \cos \theta - F_{cw} \cos(\theta - \alpha) \end{aligned} \quad (3.35)$$

## 3.2 Tensões

Sólidos contínuos solicitados por carregamentos internos ou externos apresentam deformações que geram um estado de solicitação de sua estrutura interna denominado estado de tensões. A tensão é definida como unidade de força sobre área,  $N/mm^2$  ou  $MPa$  e é estudada em elementos de volume infinitesimal conforme ilustrado na Figura 3.5. As tensões normais e tensões de cisalhamento tridimensionais são descritas em uma notação matemática denominada tensor de tensões. O

tensor de tensões é um tensor de segunda ordem, usualmente descrito em coordenadas cartesianas da seguinte forma:

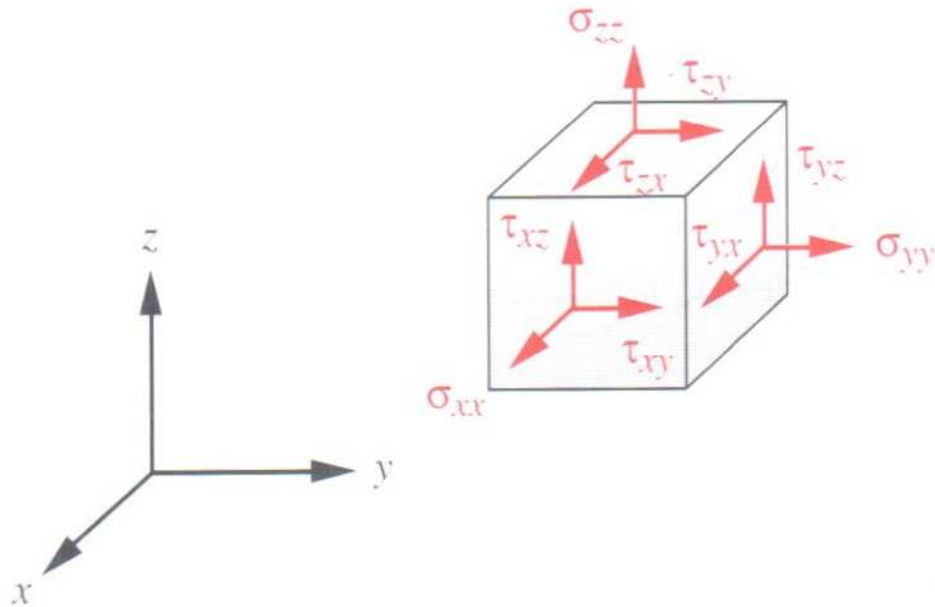


Figura 3.5: Tensões atuantes em um volume infinitesimal. Fonte: NORTON (2004).

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Pelo princípio de conservação do momento angular no elemento de volume infinitesimal, é possível demonstrar que o tensor de tensões é geralmente simétrico(LAI *et al.*, 1999) o que implica que  $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ ,  $\tau_{xz} = \tau_{zx}$  e  $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ .

Em um tensor de segunda ordem simétrico existem três direções principais perpendiculares entre si que definem planos nos quais suas tensões são máximas em módulo, definindo portanto suas tensões principais. A solução do problema de autovalor do tensor de tensões tem como resposta as tensões principais e suas respectivas direções principais.

O problema de autovalor do tensor de tensões é

$$(\mathbf{T} - \lambda \mathbf{I})\hat{n} = \bar{0} \quad (3.37)$$

Para que este problema apresente solução diferente da solução trivial nula ( $\hat{n} = \bar{0}$ ), então

$$\det(\mathbf{T} - \lambda \mathbf{I}) = \bar{0} \quad (3.38)$$

O que pode ser escrito por meio dos 3 invariantes de tensões na equação característica abaixo:

$$\lambda^3 - I_1\lambda^2 + I_2\lambda - I_3 = 0 \quad (3.39)$$

onde o primeiro invariante é

$$I_1 = T_{11} + T_{22} + T_{33} = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz} \quad (3.40)$$

o segundo invariante é

$$I_2 = \begin{vmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} T_{11} & T_{13} \\ T_{31} & T_{33} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} T_{22} & T_{23} \\ T_{32} & T_{33} \end{vmatrix} \quad (3.41)$$

Substituindo os valores têm-se que

$$I_2 = \sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}\sigma_{zz} + \sigma_{zz}\sigma_{xx} - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (3.42)$$

O terceiro invariante é

$$I_3 = \det(\mathbf{T}) = \sigma_{xx}\sigma_{yy}\sigma_{zz} + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_{xx}\tau_{yz}^2 - \sigma_{yy}\tau_{zx}^2 - \sigma_{zz}\tau_{xy}^2 \quad (3.43)$$

A solução da equação (3.37) fornece três pares de autovalor e autovetor:

$$(\lambda_1, \hat{n}_1); (\lambda_2, \hat{n}_2); (\lambda_3, \hat{n}_3) \quad (3.44)$$

A partir das raízes obtidas  $\lambda_i$  da solução do polinômio característico de terceiro grau, definem-se as tensões principais de forma que  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ .

Assim como existem tensões normais principais, existem tensões de cisalhamento principais, que estão orientadas em planos a  $45^\circ$  das direções normais principais. As tensões de cisalhamento principal podem ser obtidas de:

$$\tau_{13} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \quad (3.45)$$

$$\tau_{21} = \frac{|\sigma_2 - \sigma_1|}{2}$$

$$\tau_{32} = \frac{|\sigma_3 - \sigma_2|}{2}$$

$$(3.46)$$

A tensão equivalente de von Mises é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas (NORTON, 2004). Isso permite tratar estados de tensão multiaxiais como se fossem uniaxiais de tração pura, podendo ser definido um critério de falha estática para materiais dúcteis, comparando-se a tensão de von Mises com o limite de escoamento em tração do material.

A tensão equivalente de von Mises de um tensor de tensões é

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (3.47)$$

Ou escrito através das tensões aplicadas

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (3.48)$$

O coeficiente de segurança para falha estática pode ser definido por

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{eqv}} \quad (3.49)$$

em que  $S_Y$  é o limite de escoamento obtido do ensaio de tração do material.

### 3.3 Fadiga

A norma ASTM E1823-10a (ASTM, 2010) define o fenômeno de fadiga como sendo o processo progressivo de modificação estrutural localizada e permanente que ocorre em um material submetido a condições que produzam tensões e deformações cíclicas em poucos ou muitos pontos que podem gerar trincas ou fratura completa após um número suficiente de ciclos.

Segundo VAN (1999), os critérios de projeto de fadiga foram melhorados depois da Segunda Guerra Mundial e hoje existem basicamente 4 diferentes filosofias:

1. Vida Infinita
2. Vida Segura
3. Falha Segura
4. Tolerante ao Dano

Cada uma destas filosofias de projeto apresenta suas particularidades e devem ser seleciona-

das analisando a aplicação do componente a ser projetado. Pontos que devem ser analisados para a escolha do critério de projeto são:

- Regime de deformações elástico ou plástico?
- O componente sofrerá reposição ao longo de sua vida?
- O material aplicado apresenta limite de fadiga?
- São aceitáveis trincas macroscópicas no componente?
- O peso do componente é um parâmetro crítico para o projeto?

Bielas automotivas operam em regime elástico de deformações e não é prevista sua reposição durante a vida do motor de combustão, apesar disso ser possível em situações extremas. Além disso, o material tipicamente aplicado é aço forjado que apresenta limite de fadiga bem definido e não são esperadas trincas macroscópicas decorrentes do processo de fabricação ou em operação. O peso final do componente é um parâmetro importante do projeto de bielas, principalmente com requisitos de baixo consumo de combustível do consumidor final. Porém, ainda não é tão crítico como no desenvolvimento de componentes aeronáuticos que necessitam do critério de projeto em fadiga mais refinado possível, que lida com regime de deformações plásticas, mecânica da fratura e monitoramento de trincas macroscópicas durante a operação das aeronaves. Portanto a filosofia comumente adotada para o projeto de bielas é Vida Infinita, que lida com método S-N (tensão-vida) com tensões elásticas em regime de alto número de ciclos, acima de 1 milhão de ciclos de carregamento.

Algumas metodologias de projeto S-N são descritas por SHIGLEY e MISCHKE (1989) e NORTON (2004). Referências alternativas como o procedimento sugerido pelo instituto alemão FKM (1993) e as "boas práticas" do manual da sociedade americana dos engenheiros automotivos (SAE, 1988) apresentam abordagens mais modernas prevendo uso de ferramentas de elementos finitos para cálculo de tensões e contabilização do efeito de carregamentos multiaxiais. VAN (1999) considera que qualquer estado de tensões deve ser considerado multiaxial.

### **3.3.1 Cargas de Fadiga**

As cargas de fadiga variam ao longo do tempo, definindo uma história de tensões em cada elemento infinitesimal de volume do sólido. De maneira geral, é interessante determinar parâmetros



que representem essa história de tensões de forma simplificada. Um dos parâmetros é a amplitude da variação de tensão, definida como tensão alternada:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.50)$$

Outro parâmetro para análise de fadiga é a tensão média:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.51)$$

Ainda é analisada a razão de tensões de fadiga:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.52)$$

### 3.3.2 Parâmetros físicos

A fadiga de um componente mecânico é um fenômeno estocástico, de natureza estatística, que pode ser medida de diversas formas dependendo de fatores como material, tipo de teste e abordagem de projeto. A norma ASTM E1823-10a (ASTM, 2010) determina os seguintes parâmetros relacionados a testes físicos de fadiga:

- Número de ciclos -  $N$ , Número de ciclos de carga dinâmica completados em teste ou em serviço;
- Resistência à fadiga em  $N$  ciclos -  $S_N$ , valor de tensão alternada para uma falha a exatamente  $N$  número de ciclos determinados do diagrama S-N;
- Vida em fadiga -  $N_f$ , número de ciclos que um corpo sustenta para uma dada carga alternada e média antes de apresentar falha de natureza especificada;
- Limite de Fadiga -  $S_f$ , valor limitante da resistência em fadiga média quando a vida em fadiga se torna muito longa;
- Força alternada -  $P_a$ , metade da amplitude de força aplicada no teste de fadiga.

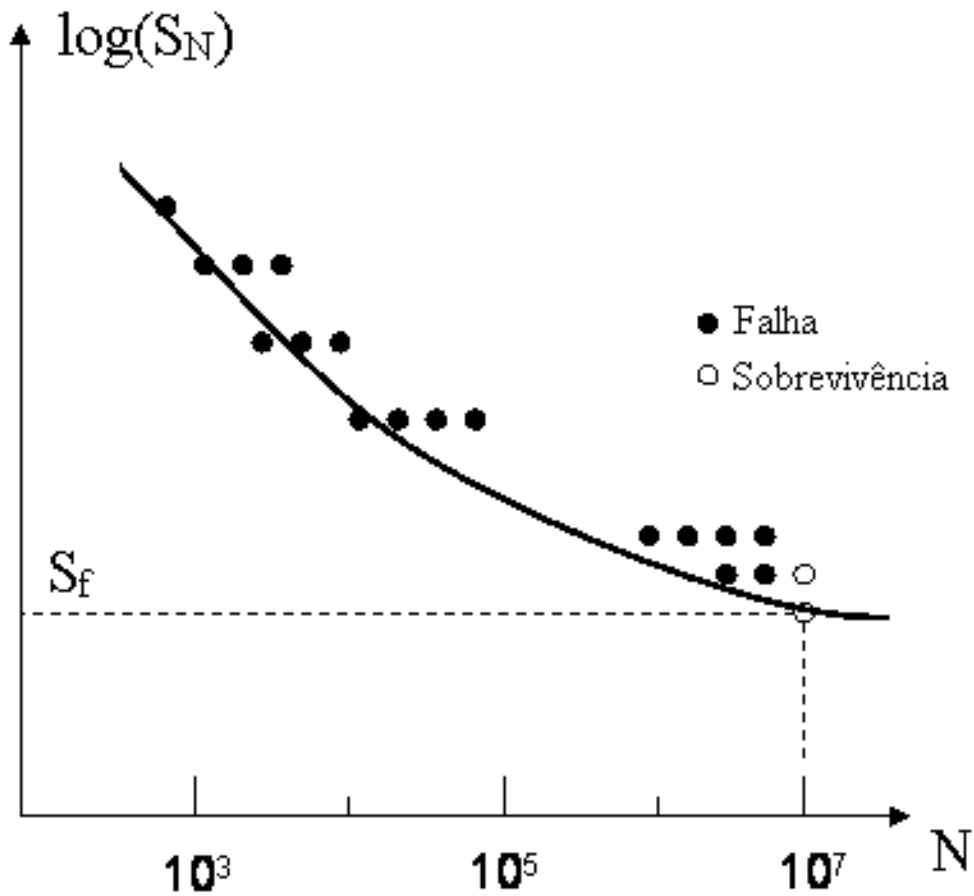


Figura 3.6: Curva de Wöhler de um eixo em fadiga. Fonte: SHIGLEY e MISCHKE (1989)

### 3.3.3 Efeito da Tensão Alternada

Wöhler publicou em 1871 os resultados de 20 anos de pesquisas sobre falhas em eixos e desenvolveu o diagrama S-N (resistência à fadiga *versus* vida esperada) (NORTON, 2004). A partir de curvas como a mostrada na Fig. 3.6 é possível observar o efeito danoso das tensões alternadas. Além disso, observa-se para alguns metais que o limite de fadiga se caracteriza por ausência de falhas a partir de  $10^6$  ciclos. A curva de S-N é até hoje uma das principais ferramentas para a análise de fadiga.

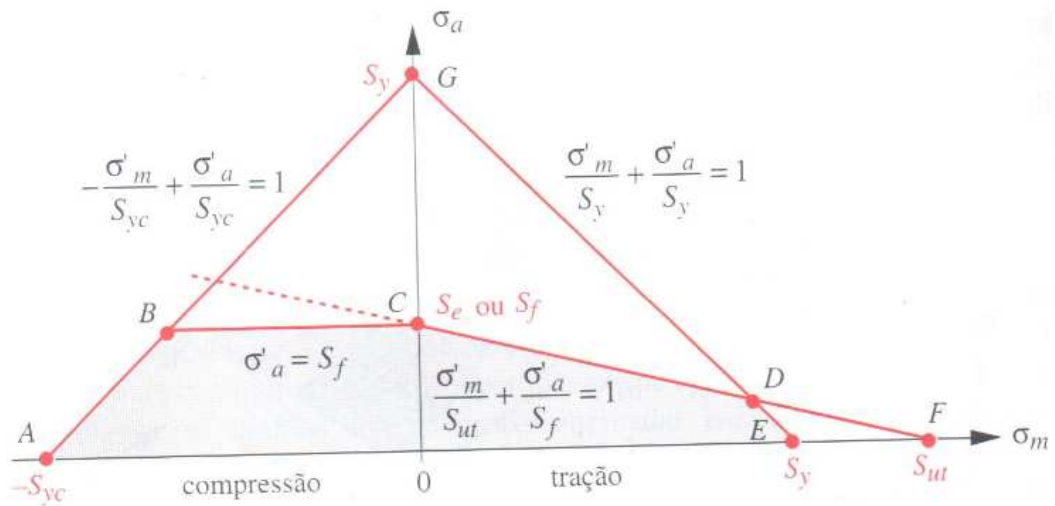


Figura 3.7: Modelo de Goodman para cálculo do efeito da tensão média. Fonte: NORTON (2004).

### 3.3.4 Efeito da Tensão Média

Em 1930, Goodman e Soderberg determinaram de forma independente a influência das tensões médias na resistência em fadiga (NORTON, 2004). Em geral, tensões médias reduzem o limite de fadiga de forma linear conforme mostra a Figura 3.7. Ambos ilustraram esse efeito através de diagramas  $S_a$ - $S_m$  nos quais se verifica uma região de projeto em que não ocorre falhas por fadiga. Outra ferramenta para análise do efeito das tensões médias é o Diagrama de Haigh ilustrado na Figura 3.8 que captura o efeito de tensões médias negativas de forma ampliada.

Em 1959, Sines analisou resultados de 27 metais e concluiu que para vida superiores a  $10^6$  de ciclos, o limite de fadiga em torção é independente da tensão de cisalhamento média (SINES E WAISMAN, 1959). No entanto, para vidas inferiores  $10^6$  de ciclos, a tensão de cisalhamento média apresenta relação linear com o limite de fadiga, conforme ilustra a Fig. 3.9.

### 3.3.5 Efeitos Multiaxiais

Sólidos submetidos a carregamentos externos raramente produzem um estado de tensões uniaxial como o obtido no teste de fadiga de corpos de prova por carregamentos normais ou flexão (torção gera um estado biaxial de tensões)(VAN, 1999). Por definição, o estado multiaxial de tensões ocorre quando mais de um autovalor do tensor de tensões é não nulo, ou seja, quando as

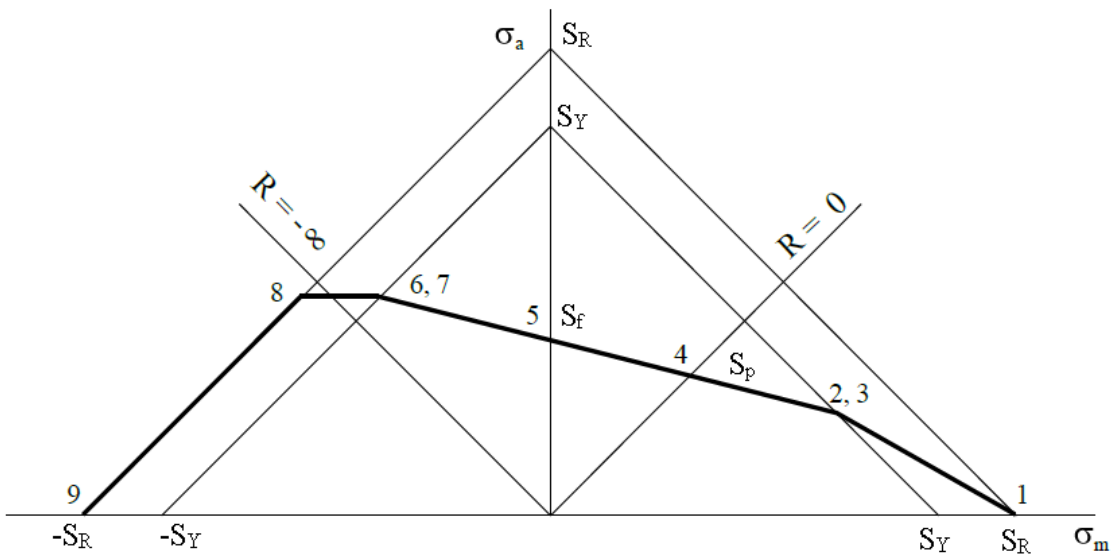


Figura 3.8: Modelo de Haigh para aços. Fonte: FKM (1993).

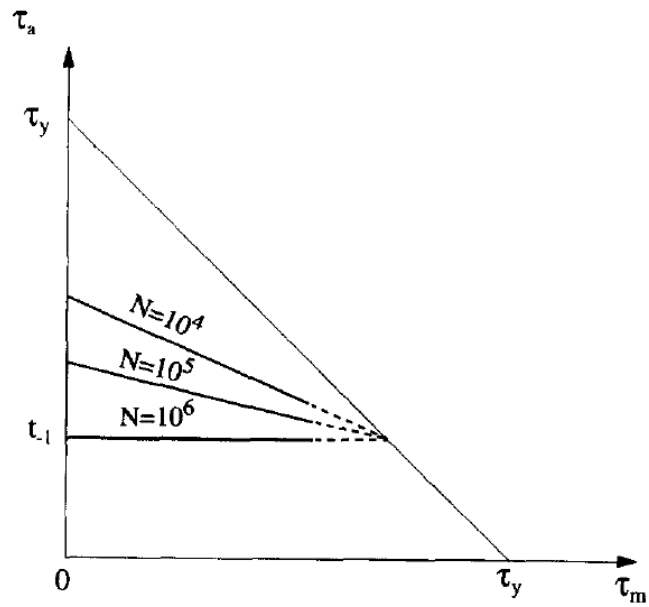


Figura 3.9: Efeito do cisalhamento médio no limite de fadiga. Fonte: PAPADOPOULOS *et al.* (1997)

tensões principais são diferentes de zero em mais de uma direção. Classicamente o efeito multi-axial vem sendo considerado em análises de fadiga por meio do cálculo da tensão equivalente de von Mises ao longo do ciclo de operação do componente. Porém, segundo VAN (1999) essa é uma abordagem incorreta uma vez que a tensão de von Mises foi desenvolvida para o projeto de componentes estáticos, através de sua comparação com a resistência mecânica obtida de um ensaio estático como o de tração. Agrava-se o uso incorreto de von Mises quando existem estados de sollicitação de torção ou cisalhamento, pois o cálculo da tensão de von Mises média nesses casos inclui o cisalhamento médio que não afeta a vida em fadiga de alto ciclo.

### 3.3.6 Correção do limite de fadiga

Segundo a abordagem clássica do projeto mecânico, SHIGLEY e MISCHKE (1989) e NORTON (2004), o limite de fadiga levantado de experimentos deve ser corrigido por fatores conforme a relação abaixo:

$$S'_f = C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot C_{diver} \cdot S_f \quad (3.53)$$

em que  $C_{carreg}$  é o fator de correção de carregamento,  $C_{tamanho}$  é o fator de tamanho,  $C_{superf}$  é o fator de superfície,  $C_{temp}$  é o fator de temperatura,  $C_{conf}$  é o fator de confiabilidade e  $C_{diver}$  é o fator de influências diversas.

#### Fator de Carregamento - $C_{carreg}$

Segundo NORTON (2004), o limite de fadiga  $S_f$  levantado por ensaios de força normal costumam ser de 10% a 30% menores do que a resistência levantada por ensaios de flexão rotativa. Por isso, o fator de correção de carregamento compensa essa diferença quando se dispõe de dados de limite de fadiga por flexão rotativa.

### **Fator de Tamanho - $C_{tamanho}$**

O fator de tamanho deve ser aplicado quando se dispõe do limite de fadiga levantado de um ensaio de flexão rotativa e quando as dimensões da peça a ser projetada excedem as dimensões do corpo de prova. Isso se deve ao fato que peças maiores apresentam maior probabilidade de existência de trincas na área sob tensão (NORTON, 2004).

### **Fator de Superfície - $C_{superf}$**

O fator de superfície corrige efeito deletério que os acabamentos superficiais mais grosseiros promovem no limite de fadiga obtido do ensaio de fadiga normalizado com acabamento polido e espelhado. VAN (1999) menciona que todos os efeitos de superfície são consequência de tensões residuais, porém comenta que é difícil correlacionar o limite de fadiga com os valores de tensão residual levantadas de difração de raios X e que estas não se relacionam com a rugosidade da superfície. Assim, mesmo as metodologias de projeto mais modernas acabam aplicando aproximações baseadas na rugosidade da superfície e no limite de resistência à tração do material, uma vez que materiais de maior resistência costumam ser mais sensíveis a entalhes. Apesar disso, sabe-se que tensões superficiais compressivas, induzidas por processos como o jateamento de esferas aumentam o limite de fadiga.

Segundo SHIGLEY e MISCHKE (1989)

$$C_{superf} = A.(S_{ut})^b \quad (3.54)$$

sendo

A=1,58 e b=-0,085 para superfícies retificadas

A=4,51 e b=-0,265 para superfícies usinadas

A=272 e b=-0,995 para superfícies forjadas

### **Fator de Temperatura - $C_{temp}$**

O fator de correção de temperatura se deve ao fato da tenacidade a fratura dos materiais depender da temperatura de trabalho. Em baixas temperaturas a tenacidade à fratura dos metais diminui. Em temperaturas acima do ambiente o limite de escoamento dos metais cai rapidamente, além disso, o fenômeno da fluência é crítico em altas temperaturas.

### **Fator de Confiabilidade - $C_{conf}$**

O fator de correção de confiabilidade, ou fator de influência estatístico, relaciona a confiabilidade esperada para o componente e desvio padrão de seu limite em fadiga.

### **Fatores Diversos - $C_{diver}$**

Diversos outros fatores podem ocasionar resistência de fadiga inferior à prevista por ensaios em corpos de prova. SHIGLEY e MISCHKE (1989) relacionam efeitos de corrosão, recobrimento superficial e vazão de fluido. NORTON (2004) relaciona o efeito do ambiente, indicando que soluções salinas reduzem a resistência à fadiga por corrosão da superfície e até mesmo em ar ambiente, a humidade relativa pode diminuir a resistência do material.

### **3.3.7 Fator de segurança em fadiga**

A fim de contabilizar ambos os efeitos das tensões alternadas e médias em um único parâmetro, define-se, pelo critério de Goodman, a Tensão Alternada Equivalente como:

$$\sigma_{aeq} = \begin{cases} \frac{\sigma_a}{1 + \frac{\sigma_m}{S_R}} & \text{se } \sigma_m \geq 0 \\ \sigma_a & \text{se } \sigma_m < 0 \end{cases} \quad (3.55)$$

em que  $S_R$  é a Máxima Resistência à Tração do material.

Finalmente, define-se o fator de segurança em fadiga como

$$SF = \frac{S'_f}{\sigma_{aeq}} \quad (3.56)$$

### 3.4 Estabilidade Estrutural (Flambagem)

Colunas submetidas a elevados carregamentos axiais de compressão podem apresentar deflexão lateral, o que pode levar a falhas por flambagem que se assemelham mais à falha por flexão do que à falha por compressão direta do material. (GERE, 2003)

A equação de momento fletor é

$$EI\nu'' = M \quad (3.57)$$

onde  $E$  é o módulo de elasticidade do material,  $\nu$  é a deflexão na seção transversal e  $I$  é o segundo momento de inércia da seção transversal.

O equilíbrio de momentos com relação a uma extremidade é

$$M + P\nu = 0 \quad (3.58)$$

Então a equação diferencial que governa a curva de deflexão é

$$EI\nu'' + P\nu = 0 \quad (3.59)$$

Reescrevendo a equação anterior têm-se

$$\nu'' + \frac{P}{EI}\nu = 0 \quad (3.60)$$

que se assemelha a forma geral da equação diferencial

$$\nu'' + k^2\nu = 0 \quad (3.61)$$



cuja solução é conhecida por

$$\nu = C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx) \quad (3.62)$$

em que  $C_1$  e  $C_2$  são constantes de integração

Então,

$$k^2 = \frac{P}{EI} \quad (3.63)$$

Para o cálculo das constantes de integração são utilizadas as condições de contorno de uma viga apoiada por pinos  $\nu(0) = 0$  e  $\nu(L) = 0$ , similares à montagem da biela no motor. Da primeira condição conclui-se que  $C_2=0$  e a segunda condição fornece

$$C_1 \sin(kL) = 0 \quad (3.64)$$

Relação que é satisfeita quando  $C_1 = 0$  ou quando

$$kL = n\pi \quad (3.65)$$

em que  $n$  são os fatores de carga definidos por números inteiros

Então as cargas de flambagem são

$$P = \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad (3.66)$$

A carga crítica de flambagem ocorre quando  $n=1$ , então

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3.67)$$

### 3.5 Contato de Hertz

A formulação da teoria da elasticidade para as pressões de contato entre dois sólidos elásticos foram publicadas por Hertz em 1888. TIMOSHENKO e GOODIER (1934) apresentaram a formulação para duas esferas em contato considerando uma distribuição de pressão hemisférica simétrica, que pode ser extrapolada para uma esfera em um alojamento esférico. SHIGLEY e MISCHKE (1989) e NORTON (2004) apresentaram a mesma teoria e também a teoria de cilindros paralelos em contato. Segundo TIMOSHENKO e GOODIER (1934), a pressão máxima de uma distribuição hemisférica é

$$P_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a^2} \quad (3.68)$$

em que  $F$  é a força normal e  $a$  é o raio da superfície de contato que, para duas esferas em contato é calculado por

$$a = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{4} \frac{F(k_1 + k_2)R_1R_2}{R_1 + R_2}} \quad (3.69)$$

onde, que  $R_1$  é o raio da maior esfera e  $R_2$  é o raio da menor esfera e  $k_1$  e  $k_2$  são constantes que dependem somente do material

$$k_i = \frac{1 - \nu_i^2}{\pi E_i} \quad (3.70)$$

Segundo TIMOSHENKO e GOODIER (1934), a formulação pode ser corrigida para um esfera em contato com um alojamento esférico da seguinte forma:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{4} \frac{F(k_1 + k_2)R_1R_2}{R_2 - R_1}} \quad (3.71)$$

NORTON (2004) apresenta formulação similar para cilindros paralelos em contato, com algumas definições. O parâmetro geométrico do contato é

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.72)$$

As constantes de material são

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad (3.73)$$

$$m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.74)$$

Então, a pressão máxima entre dois cilindros em contato é

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi aL} \quad (3.75)$$

e a pressão média é

$$P_{med} = \frac{F}{2aL} \quad (3.76)$$

em que o raio da superfície de contato é calculado por

$$a = \sqrt[2]{\frac{2(m_1 + m_2)F}{\pi B L}} \quad (3.77)$$

Extrapolando para o caso de cilindro em contato com alojamento cilíndrico, cabe a correção sugerida por TIMOSHENKO e GOODIER (1934), ficando a constante geométrica igual a

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) \quad (3.78)$$

## 3.6 Mancais Hidrodinâmicos

### 3.6.1 Equação de Reynolds para Mancais Radiais

A equação de Reynolds governa os efeitos da dinâmica de fluidos em mancais hidrodinâmicos. A dedução desta equação em coordenadas cartesianas é descrita por DUARTE JUNIOR (2005) que também deduziu a equação geral de Reynolds para mancais radiais descrita por

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu_f} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu_f} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \left( \frac{U_1 + U_2}{2} \right) \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.79)$$

em que  $\mu_f$  é a viscosidade do fluido lubrificante,  $p$  é a pressão no elemento infinitesimal do fluido,  $h$  é a espessura do filme de fluido lubrificante,  $U_1$  é a velocidade da superfície do eixo e  $U_2$  é a velocidade da superfície do alojamento.

Segundo DUARTE JUNIOR (2005), a espessura do filme de fluido lubrificante dada por

$$h(\theta) = C [1 + \varepsilon \cos(\theta)] \quad (3.80)$$

onde  $\theta$  é o ângulo de referência da posição no alojamento,  $C$  é a folga radial do mancal e  $\varepsilon$  é o fator de excentricidade definido por

$$\varepsilon = \frac{e}{C} \quad (3.81)$$

em que  $e$  é a excentricidade do eixo no alojamento do mancal, ou seja, a distância medida da linha de centro do eixo à linha de centro do alojamento.

A derivada da espessura de filme na direção  $x$  pode ser obtida lembrando-se que  $x = \theta R$  e

$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{1}{R}$ , então

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{1}{R} \frac{\partial h}{\partial \theta} = -\frac{C\varepsilon}{R} \sin(\theta) \quad (3.82)$$

Segundo DUARTE JUNIOR (2005), a equação geral de Reynolds para mancais radiais (eq. 3.79) tem soluções analíticas quando se fazem simplificações. Considerando o caso de um mancal hidrodinâmico radial com alojamento fixo e carregamento estático a equação de Reynolds se reduz a

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu_f} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu_f} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.83)$$

A partir daí, pode-se chegar a soluções analíticas para a eq. 3.83 nos casos de mancais infinitamente curtos (teoria de Ockvirk) ou infinitamente longos (teoria de Sommerfeld). No caso da biela, os mancais radiais se aproximam mais do caso formulado por Ockvirk uma vez que a relação  $\frac{L}{D}$  (comprimento por diâmetro) dos mancais da biela é usualmente menor que 1. DUARTE JUNIOR (2005) alerta para os erros envolvidos na simplificação utilizada por Ockvirk que podem chegar a mais de 100% quando a relação  $\frac{L}{D}$  se aproxima de 1 e o fator de excentricidade  $\varepsilon$  também se aproxima de 1.

### 3.6.2 Solução de Ockvirk

Considerando mancais infinitamente curtos, a derivada parcial da pressão na direção  $x$  é muito menor que a derivada parcial na direção  $z$ , podendo-se considerar a primeira aproximadamente nula. Portanto a equação de Reynolds se reduz a

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu_f} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.84)$$

Integrando duas vezes para direção  $z$ , a pressão fica

$$p(z) = \frac{12\mu_f}{h^3} \left[ \left( \frac{U}{4} \frac{\partial h}{\partial x} \right) z^2 + C_1 z + C_2 \right] \quad (3.85)$$

Considerando as condições de contorno  $p(z = -L/2) = p(z = L/2) = 0$ , a distribuição de pressão de um mancal curto é dada por

$$p(z) = \frac{-3\mu_f w \varepsilon \sin(\theta) \left[ z^2 - \left( \frac{L}{2} \right)^2 \right]}{C^2 [1 + \varepsilon \cos(\theta)]^3} \quad (3.86)$$

### 3.7 Otimização Paramétrica

A otimização paramétrica consiste em descrever a função objetivo  $f(x_i)$  e suas restrições através de variáveis de projeto com limites inferior e superior definidos conforme

$$\begin{aligned} & \min f(x_i) & (3.87) \\ & \text{s.a.: } g_n(x_i) \leq a_n \\ & x_{imin} \leq x_i \leq x_{imax} \end{aligned}$$

em que  $x_i$  são as variáveis de projeto,  $g_n$  as equações de restrição e  $a_n$  os máximos valores das restrições.

A solução de problema de otimização paramétrica pode ser obtida de diversos algoritmos conhecidos. Nesta dissertação é utilizado o algoritmo *Simplex* implementado no *software* LINGO.

### 3.8 Otimização de Forma

Otimização de forma é um método matemático desenvolvido para resolver problemas que não podem ser solucionados por uma abordagem matemática pura. Existem 3 campos de pesquisa

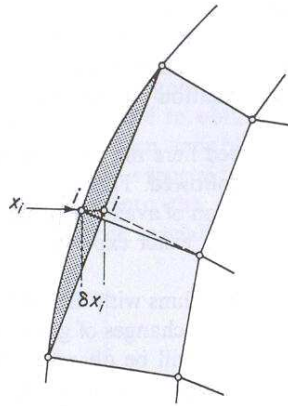


Figura 3.10: Esquema do modelo de otimização de forma com malha de elementos finitos. Fonte: ZIENKIEWICZ *et al.* (1973)

em otimização de forma:

1. Elementos Finitos - FEM
2. Elementos de Contorno - BEM
3. Análise de Sensibilidade

Este trabalho lança mão da otimização de forma baseada no método dos elementos finitos.

### 3.8.1 Elementos Finitos - FEM

ZIENKIEWICZ *et al.* (1973) foram os primeiros a apresentar otimização de forma usando elementos finitos, no qual, as variáveis de projeto são as posições dos nós do contorno da estrutura, conforme esquema da Fig. 3.10. Os autores utilizaram restrições de tensão nos nós da fronteira e resolveram o problema utilizando programação linear sequencial seguindo o algoritmo descrito esquematicamente na Fig. 3.11

KODIYALAM e SAXENA (1994) também aplicaram o método dos elementos finitos em otimização de forma. Porém, diferentemente de ZIENKIEWICZ *et al.* (1973), eles dividiram o problema em três partes: geometria, sub-regiões e fronteira móvel. Assim, eles utilizaram *meshers* automáticos com controle de qualidade para resolver o problema iterativamente conforme o algoritmo descrito esquematicamente na Figura 3.11.

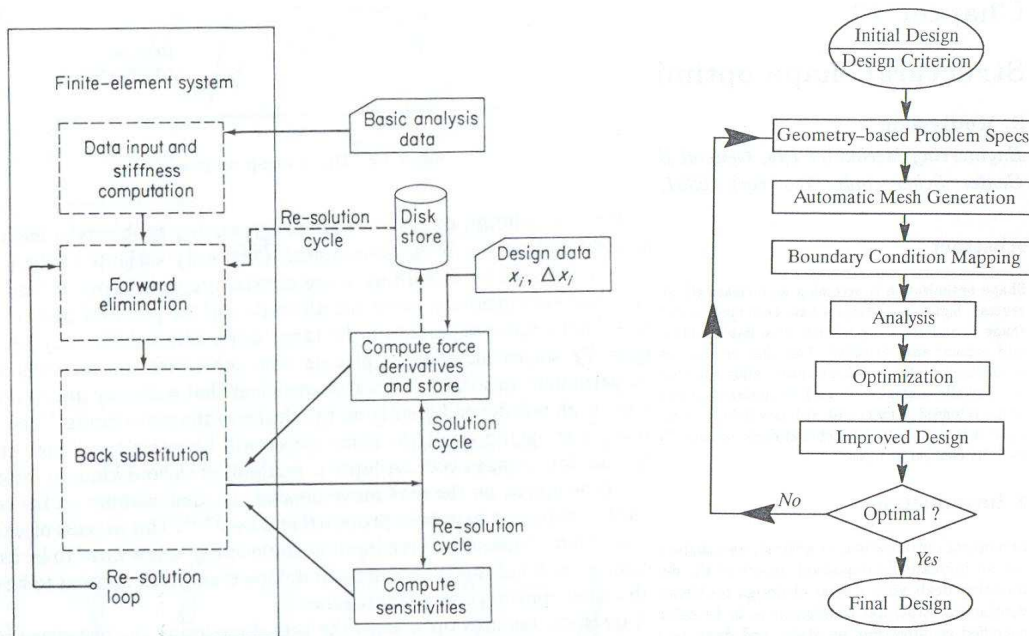


Figura 3.11: Algoritmos de otimização de forma. Esquerda: ZIENKIEWICZ *et al.* (1973). Direita: KODIYALAM e SAXENA (1994)

### 3.8.2 Análise de Sensibilidade

A análise de sensibilidade se baseia no estudo das derivadas parciais das funções da eq. 3.87 com respeito às variáveis de projeto. Em geral são calculadas:

- Sensibilidade das restrições:  $\frac{\partial g_n}{\partial x_i}$
- Sensibilidade da função objetivo:  $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ .

Existem três abordagens para o cálculo das sensibilidades:

1. Aproximação: sensibilidade calculada por diferenças finitas;
2. Discreta: A equação governante é discretizada e as sensibilidades são calculadas por métodos analíticos e semi-analíticos;
3. Contínua: Método da Derivada Material (Método Variacional). Para problemas complexos a equação de sensibilidade contínua é resolvida por discretização.



### 3.9 Otimização Topológica

Esta seção lida com o problema de otimização topológica utilizando o método de distribuição de material descrito por BENDSÖE e SIGMUND (2004), no qual o tensor de elasticidade é parametrizado através de uma densidade virtual chamada densidade de material. O objetivo da otimização é minimizar a flexibilidade estrutural, ou em outras palavras, maximizar a rigidez global da estrutura. O problema de otimização então é definido para poucas equações de restrição e poucas variáveis de projeto.

#### 3.9.1 Mínima Flexibilidade Estrutural

Considere um corpo ocupando o domínio  $\Omega^{mat}$ , que é parte de um maior domínio de referência  $\Omega$  em  $R^2$  e  $R^3$ . Baseado no domínio de referência  $\Omega$  pode-se definir o problema de otimização como a melhor escolha para o tensor de elasticidade  $E_{ijkl}(x)$  que é uma variável do domínio. Usando a forma fraca bilinear da energia de deformação

$$a(\vec{u}, \vec{v}) = \int_{\Omega} E_{ijkl}(x) \epsilon_{ij}(\vec{u}) \epsilon_{kl}(\vec{v}) d\Omega \quad (3.88)$$

Considerando pequenas deformações, o tensor de deformações infinitesimais é

$$\epsilon_{ij}(\vec{u}) = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.89)$$

e aplicando a forma fraca linearizada do carregamento

$$l(\vec{u}) = \int_{\Omega} \vec{f} \vec{u} d\Omega + \int_{Tt} \vec{t} \vec{u} ds \quad (3.90)$$

Pode-se definir o problema de otimização para a mínima flexibilidade estrutural como

$$\begin{aligned} & \min_{\vec{u} \in U, E} l(\vec{u}) & (3.91) \\ \text{s.a.: } & a_E(\vec{u}, \vec{v}) = l(\vec{v}) \text{ para todo } \vec{v} \in U \\ & E \in E_{ad} \end{aligned}$$

sendo  $U$  o espaço admissível dos campos de deslocamento,  $E_{ad}$  são os tensores de elasticidade admissíveis do problema,  $\vec{f}$  são as forças de corpo e  $\vec{t}$  são as forças de tração na superfície do corpo. A notação  $a_E$  indica que a forma bilinear da energia depende das variáveis de projeto.

### 3.9.2 Mínima Flexibilidade Estrutural - Discretizado pelo MEF

Discretizando o problema (3.91) por elementos finitos e considerando o tensor de elasticidade  $E$  como constante em cada elemento, pode-se escrever o problema de otimização para mínima flexibilidade estrutural como

$$\begin{aligned} & \min_{\vec{u}, E_e} \vec{f}^T \vec{u} & (3.92) \\ \text{s.a.: } & K(E_e) \vec{u} = \vec{f} \\ & E_e \in E_{ad} \end{aligned}$$

sendo,  $\vec{f}$  o vetor de carregamento,  $\vec{u}$  o vetor de deslocamento. A matriz de rigidez  $K$  dada em função do tensor de elasticidade  $E_e$  dos elementos  $e = 1, 2, \dots, N$  pode ser escrita como

$$K = \sum_{e=1}^N K_e(E_e) \quad (3.93)$$

onde  $K_e$  é a matriz de rigidez do elemento.

### 3.9.3 Distribuição de Material - Densidade de Material

Para a otimização da estrutura deve-se determinar quais pontos espaciais em  $\Omega$  devem pertencer ao conjunto  $\Omega^{mat}$  de pontos materiais. Assim, definem-se os tensores de elasticidade admissíveis como

$$E_{ijkl} = 1_{\Omega^{mat}} E_{ijkl}^0$$

$$1_{\Omega^{mat}} = \begin{cases} 1 & \text{se } x \in \Omega^{mat} \\ 0 & \text{se } x \in \Omega / \Omega^{mat} \end{cases} \quad (3.94)$$

$$\int_{\Omega} 1_{\Omega^{mat}} d\Omega = Vol(\Omega^{mat}) \leq V$$

A inequação representa o limite de volume de material disponível para preencher o domínio  $\Omega^{mat}$ . Observe que os tensores de elasticidade admissíveis  $E_{ad}$  são 0 e  $E_{ijkl}^0$ . Tem-se um problema de valores discretos (problema 0-1).

Para resolver o problema de otimização é introduzida uma variável contínua, densidade de material, que modifica o tensor de elasticidade no domínio fixo. Funções de penalidade são aplicadas à variável de densidade material quando ela não possui os valores discretos 0-1. Note que agora tem-se um problema de domínio fixo, uma otimização paramétrica, em que a variável de projeto é

a densidade de cada elemento.

### 3.9.4 Função de penalização - Modelo SIMP

O modelo de penalização para material sólido isotrópico (SIMP) é bastante popular e altamente eficiente. É uma função de interpolação de elasticidade proporcional, descrito por

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p E_{ijkl}^0, p > 1, \quad (3.95)$$

$$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V ; 0 \leq \rho(x) \leq 1, x \in \Omega$$

sendo,  $\rho(x)$  a densidade de material. Note que o problema de otimização topológica se transforma em um problema de domínio fixo, uma otimização paramétrica, no qual a densidade de material é a variável de projeto. A partir daí, o problema de otimização para mínima flexibilidade estrutural pode ser escrito como

$$\min_{\vec{u} \in U, \rho} l(\vec{u}) \quad (3.96)$$

s.a.:  $a_E(\vec{u}, \vec{v}) = l(\vec{v})$  para todo  $\vec{v} \in U$

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p E_{ijkl}^0, p > 1,$$

$$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V ; 0 \leq \rho(x) \leq 1, x \in \Omega$$

### 3.9.5 Algoritmo de solução

Utilizando o modelo SIMP é possível converter o problema de otimização topológica em um problema de dimensionamento com domínio fixo, tendo a densidade material do elemento como variável de projeto. Assim, o número de variáveis de projeto é igual ao número de elementos. Na solução do problema a eficiência do algoritmo é crucial para a convergência, isto é, o algoritmo tem que combinar eficientemente as variáveis de projeto com as equações de restrição. Os algoritmos para o problema de mínima flexibilidade estrutural geralmente são bastante eficientes pois trabalham com somente uma função de restrição: o limite de volume de material.

Nesta seção são apresentados 2 algoritmos:

1. Baseado nas condições de otimalidade;
2. Baseado na análise de sensibilidade

### 3.9.6 Pré-Processamento

Em geral o pré-processamento é o mesmo para os 2 algoritmos:

1. Definir um domínio de referência que permita aplicação das condições de contorno;
2. Definir regiões que devem obrigatoriamente pertencer ao domínio de pontos materiais  $\Omega^{mat}$ ;
3. Gerar malha de elementos finitos;
4. Criar espaços para campos de deslocamento independentes e variáveis de projeto.

### 3.9.7 Algoritmo baseado nas Condições de Otimalidade

1. Definir o projeto inicial com distribuição homogênea de material;
2. Para a dada distribuição de material, calcular os deslocamentos e deformações;
3. Calcular a flexibilidade estrutural. Se a diminuição da flexibilidade é marginal pare as iterações. Senão, continue;

4. Verificar as condições de otimalidade, se forem atingidas pare as iterações. Senão, continue;
5. Atualizar a variável de projeto baseando-se no estudo das condições de otimalidade (cálculo dos multiplicadores de Lagrange).
6. Repetir os passos a partir de 2.

### **3.9.8 Algoritmo baseado na Análise de Sensibilidade**

1. Definir o projeto inicial com distribuição homogênea de material;
2. Para a dada distribuição de material, calcular os deslocamentos e deformações;
3. Calcular a flexibilidade estrutural e sensibilidades com a mudança da distribuição de material. Se a diminuição da flexibilidade for marginal, pare as iterações. Senão, continue;
4. Atualizar a variável de projeto baseando-se na análise de sensibilidade;
5. Repetir os passos a partir de 2.

### **3.9.9 Pós-Processamento**

Em geral, a forma final da estrutura é de distribuição irregular de material. O desenho de uma forma aproximada deve ser obtida para a representação em CAD.



Figura 4.1: Biela de motor 15L com 6 cilindros que atinge 600 cv

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentadas as condições de operação a que a biela será submetida e o material selecionado para a mesma. Em seguida são apresentados os critérios de projeto da biela assim como uma visão detalhada de cada parâmetro de projeto, com informações práticas de uso da indústria mecânica automobilística. Finalmente, são descritas duas metodologias de projeto mecânico: a primeira baseada em ferramentas CAD e CAE para avaliação de estrutural, dinâmica e lubrificação; a segunda baseada em métodos de otimização integrados as ferramentas CAD e CAE no fluxo de projeto.

### 4.1 Objeto de estudo

O objeto de estudo é uma biela de motor Diesel para caminhões de trabalho pesado. Como referência, a biela do motor atual é mostrada na Fig. 4.1. As características do motor futuro são levantadas junto ao cliente, neste caso, um fabricante de motores que planeja um aumento das pressões de combustão conforme a Fig. 4.2 como forma de obter maiores potência e torque. A biela será desenvolvida para o motor 15L a ser lançado em 2016 conforme características listadas na tabela 4.1

Tabela 4.1: *Características do motor.*

	<b>Atual</b>	<b>Conceito</b>
Deslocamento Total	15L	15L
Ano do Modelo	2010	2016
Número de Cilindros	6	6
Diâmetro do Cilindro ( $D$ )	137,000 mm	137,000 mm
Curso do Pistão ( $S$ )	169,000 mm	169,000 mm
Comprimento da Biela ( $L$ )	261,500 mm	267,000 mm
Taxa de Compressão	17.000	17.000
Relação S/D	1,234	1,234
Relação R/L	0,323	0,316
Máxima Potência	447 kW (600 cv) a 2100 rpm	507 kW (680 cv) a 2100 rpm
Máximo Torque	2779 N.m a 1200 rpm	3137 N.m a 1000 rpm
Máxima Velocidade	2625 rpm	2625 rpm
Máximo Pico de Velocidade	3150 rpm	3150 rpm
Pressão de Combustão	190 bar	240 bar
Tipo de Óleo	SAE 15W40	SAE 15W40
Massa do Pistão	5,560 kg	5,560 kg
Massa do Pino	1,700 kg	1,700 kg
Diâmetro do Pino	63,550 mm	60,000 mm
Comprimento do Pino	85,000 mm	92,000 mm
Diâmetro do Moente	94,000 mm	106,000 mm
Espessura do Moente	58.000 mm	62,000 mm

## 4.2 Materiais

É necessária uma seleção prévia dos materiais possíveis para a biela a ser projetada. Sabendo-se que será aplicado o processo de fratura para a separação da capa será previamente selecionado o aço C-70 desenvolvido por OLANIRAN e STICKELS (1993) e estudado por AFZAL (2004). As propriedades mecânicas mínimas deste material foram estimadas conforme a Tabela 4.2.

Tabela 4.2: *Propriedades mecânicas mínimas do aço C-70.*

Módulo de elasticidade - $E$	200 GPa
Coefficiente de Poisson - $\nu$	0,3
Densidade - $\rho$	7820 g/cm <sup>3</sup>
Máxima resistência a tração - $S_R$	900 MPa
Limite de escoamento - $S_Y$	550 MPa
Limite de fadiga - $S_f$	315 MPa



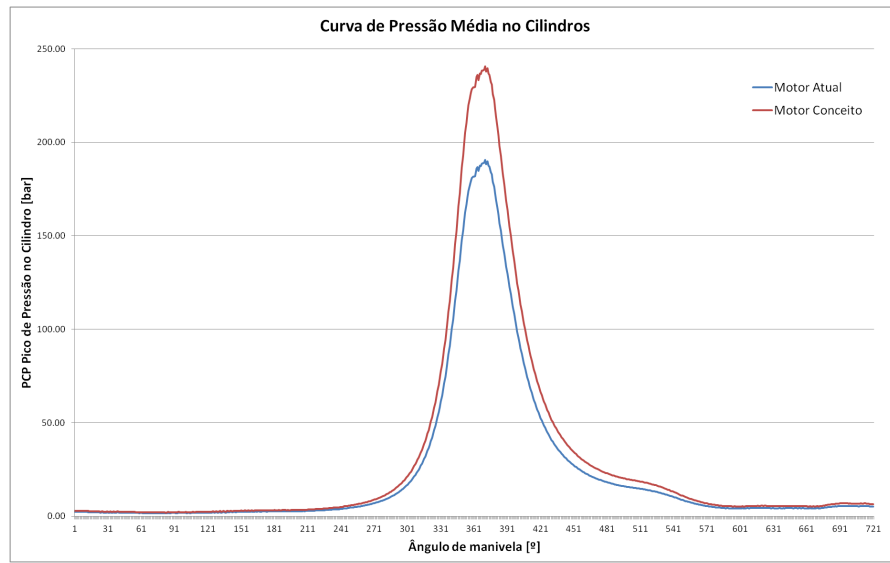


Figura 4.2: Curva de pressão no cilindro

Caso não haja informações sobre ensaios de fadiga do material selecionado, o limite de fadiga sob forças normais pode ser estimado pela equação 3.53 a partir da Máxima Resistência a Tração -  $S_R$  (NORTON, 2004):

$$S'_f = \begin{cases} C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot C_{diver} \cdot S_f \\ 0,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (0,5 \cdot S_R) \text{ se } S_R \leq 1400 \text{ MPa.} \\ 0,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (700) \text{ se } S_R > 1400 \text{ MPa.} \end{cases} \quad (4.1)$$

### 4.3 Parâmetros de projeto

A identificação dos parâmetros de projeto de uma biela é uma tarefa complexa porque este componente deve ser projetado para várias condições de operação das quais, aquelas que são mais relevantes são: máxima potência, máximo torque e máxima rotação. Para cada condição de operação mencionada os parâmetros devem atender os critérios de engenharia. A combinação destes parâmetros com as condições de projeto levam a uma matriz de resultados de considerável esforço e tempo de engenharia. Neste cenário se torna crítico aplicar um método de otimização, sendo portanto necessário selecionar criteriosamente os parâmetros a serem otimizados.

Os parâmetros de projeto de uma biela convencional com bucha foram discutidos por Shenoy (SHENOY, 2004) que concluiu que a resistência em fadiga é o fator preponderante na otimização de uma biela. Neste trabalho a resistência em fadiga também será o parâmetro de projeto preponderante, porém serão discutidos outros parâmetros importantes como pressão de contato, espessura de filme de fluido lubrificante, fator de carga de flambagem, entre outros.

#### 4.3.1 Fator de Segurança em Fadiga da Biela - $SF$

Bielas de motores de combustão interna são submetidas a carregamentos dinâmicos durante operação que causam tensões e deformação cíclicas, estando sujeitas ao fenômeno de fadiga. Falhas por fadiga foram observadas em bielas durante operação no motor ao longo dos anos, estas ocorreram em regiões críticas como mancais, raios de transição da viga para as extremidades, furo de parafuso e rosca. A Figura 4.3 ilustra um exemplo de falha ocorrida em teste de bancada. Portanto, em todo projeto de bielas deve ser adotada uma metodologia de projeto mecânico com carregamentos variáveis no tempo. SHENOY (2004) identificou a resistência à fadiga como o fator preponderante para o projeto e otimização de uma biela automotiva e RABB (1996) concluiu que o motivo de falha de uma biela de motor Diesel foi fadiga do material na região da rosca para montagem de parafuso.



Figura 4.3: Falha de uma biela automotiva por fadiga. Fonte: AFZAL (2004).

A forma mais eficaz de se determinar a resistência em fadiga de uma biela é através de

ensaios uni-axiais por meio de excitadores hidráulicos de elevada capacidade de carga. Porém, estes ensaios são dispendiosos, uma vez que a frequência máxima de excitadores hidráulicos não passa de 20 Hz e assim são necessárias semanas para a determinação da resistência em fadiga de uma biela em 10 milhões de ciclos. No desenvolvimento de uma nova biela é imprescindível o ensaio de fadiga uni-axial antes de ensaios de motor na fase de validação do produto. Portanto, quando se pretende estudar vários conceitos, o tempo e o custo do desenvolvimento podem chegar a valores incompatíveis com o mercado automotivo. Uma possível solução para este problema é a implementação de um critério de fadiga baseado no cálculo das tensões flutuantes através do método dos elementos finitos. Assim, durante o desenvolvimento, antes da validação do produto, diversos conceitos de biela podem ser comparados entre-si no que concerne a resistência em fadiga sendo selecionados os conceitos mais promissores, e estes sim serão submetidos ao ensaio uni-axial de fadiga.

Neste momento cabe um comentário com relação à análise de resultados virtuais de fadiga: O parâmetro Tensão Alternada Equivalente apresentado na equação 3.55 é um resultado que facilita a análise de engenharia porque traz menos informação que o fator de segurança em fadiga. O Fator de Segurança em Fadiga traz informações de resistência à fadiga do material (incluindo possíveis fatores de correção) e da solicitação do componente (tensões alternadas e médias), além disso existe o agravante de não apresentar unidade física, ou seja, seu resultado é um número adimensional. Simplificadamente, a Tensão Alternada Equivalente traz a informação isolada da solicitação com a unidade de tensão (MPa), cabendo ao engenheiro portanto, comparar este valor diretamente com a resistência à fadiga do material, com os devidos fatores de correção.

Para o projeto da biela é necessário estabelecer um limite de fadiga corrigido que leve em conta as dispersões de processo de manufatura da biela e a criticidade de operação em caminhões de serviço pesado que afetarão a resistência em fadiga da biela.

Aplicando-se a equação 3.53, pode-se estabelecer os seguintes limites de fadiga corrigidos:

$$S'_f = \begin{cases} C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot C_{diver} \cdot S_f \\ 1.1.0, 881.1.0, 659.1.315 = 183, 0 \text{ MPa para superfícies usinadas.} \\ 1.1.1.1.0, 659.1.315 = 207, 5 \text{ MPa para superfícies forjadas e jateadas.} \end{cases} \quad (4.2)$$

### **Fator de Carregamento - $C_{carreg}$**

O limite de fadiga mínimo foi estimado para o aço C-70 em solicitações normais, sendo esta a condição crítica (NORTON, 2004), o fator de correção de carregamento é 1 para a análise da biela.

### **Fator de Tamanho - $C_{tamanho}$**

O limite de fadiga do aço C-70 foi estimado para ensaio sob forças normais, portanto, o fator de correção de tamanho é 1 (NORTON, 2004).

### **Fator de Superfície Usinada - $C_{superf}$**

Bielas apresentam diferentes acabamentos de acordo com o processo de fabricação empregado em cada região. As superfícies usinadas da biela tem usualmente acabamento final entre  $Ra=0,2\mu\text{m}$  e  $Ra=3,2\mu\text{m}$ , portanto tem qualidade de retífica, então, para estas será adotado o fator de  $C_{superf} = 0,881$  baseado na experiência de resultados empíricos divulgados por NORTON (2004).

### **Fator de Superfície Forjada e Jateada - $C_{superf}$**

A região externa tem acabamento de superfície forjada bruta e jateada, portanto, esta região teria o limite de fadiga local reduzido em função da elevada rugosidade, acima de  $Ra=60\mu m$ . No entanto, o processo de jateamento de esferas (*shot peening*) garante -210 MPa de tensão residual compressiva nestas superfícies. Finalmente, para fins de cálculo assume-se que um fator compensa o outro resultando em  $C_{superf} = 1$ .

### **Fator de Temperatura - $C_{temp}$**

A biela trabalha em temperaturas inferiores a 180°, portanto, este fator é 1 (NORTON, 2004).

### **Fator de Confiabilidade - $C_{conf}$**

O fator de correção de confiabilidade de uma biela é um dos parâmetros mais importantes e complicados de se definir durante o projeto mecânico porque o desvio padrão do limite de fadiga da biela depende de muitas variáveis inerentes aos seus processos de fabricação, à qualidade dos materiais utilizados e à sua manipulação até a aplicação final. A confiabilidade esperada parece ser mais simples de se definir, mas depende também de diversos fatores que podem incluir criticidade de condições de operação diversas, custos de garantia e até mesmo atributos mercadológicos.

Norton (NORTON, 2004) sugere uma tabela para correção da confiabilidade utilizando o desvio padrão máximo de 8% na qual uma confiabilidade de 99,999% demanda um fator de confiabilidade de 0,659.

Neste ponto, faz-se necessária uma reflexão em torno do resultado esperado da análise de fadiga de uma biela. Após a aplicação de diversos fatores de correção do limite de fadiga de um corpo de prova padrão, deseja-se obter o fator de segurança em fadiga da biela maior do que 1, considerando-se o limite de fadiga localmente corrigido por todos os fatores de influência,

incluindo a confiabilidade. Uma vez que o fator de confiabilidade é de elevada complexidade, uma prática comum na indústria é negligenciar este fator na correção do limite de fadiga e em compensação buscam-se fatores de segurança maiores do que 1,5; 1,8; 2,0; 2,5 etc.

Desta forma, uma análise análoga do fator de confiabilidade de 0,659 citado acima, é que: para uma probabilidade de falhas de 10 ppm (1-99,999%), é necessário um fator de segurança em fadiga de 1,5 (aproximadamente  $1/0,659$ ), considerando congelados os outros fatores de influência na fadiga.

### **Fatores Diversos - $C_{diver}$**

Não será considerado nenhum efeito adicional que altere a vida em fadiga da biela.

### **4.3.2 Massa da Biela - $m_b$**

A massa da biela é um parâmetro crítico para o funcionamento do motor porque os esforços dinâmicos são diretamente afetados pelo mesmo. Além disso, o balanceamento do virabrequim e do motor dependem diretamente deste parâmetro. Finalmente, massas dinâmicas elevadas estão associadas a maior consumo de combustível, principalmente massas oscilantes cuja energia potencial inercial é pouco aproveitada, diferentemente das massas rotativas que atuam até mesmo como atenuador da flutuação das velocidades angulares do virabrequim, similarmente à função do volante inercial do motor.

A massa pode ser avaliada através de medição de protótipos físicos ou ainda, pode ser calculada precisamente por meio de um software CAD.

### 4.3.3 Centro de Gravidade da Biela - $L_{CG}$

O centro de gravidade é o parâmetro que determina a distribuição da força de inércia da biela em parcelas oscilante e rotativa. Este parâmetro afeta diretamente os fenômenos de vibração do motor. Quanto maior a massa oscilante, maior é a parcela das forças inerciais de segunda ordem que são de difícil balanceamento BOSCH (1996).

A posição do CG é medida com relação a um sistema inercial no centro do furo da extremidade maior da biela. Conforme a relação 3.22, quanto maior a distância do CG ao olhal maior, maior é a parcela de inércia de oscilação, o inverso também é válido.

Tipicamente, bielas possuem massa de oscilação igual a 1/3 de sua massa total, valor comumente encontrado em motores Diesel. No entanto, bielas de motores de altas rotações possuem massa oscilante inferior a 1/4 de sua massa. Portanto, no projeto de bielas é desejável a minimização da distância do CG, conseqüentemente, minimizando a parcela oscilante, atenuando as vibrações do motor e finalmente, reduzindo consumo de combustível.

### 4.3.4 Carga Crítica de Flambagem - $P_{cr}$

A flambagem é um tipo de falha observado em bielas de motores de combustão interna, principalmente devido ao fenômeno comumente chamado de "calço" hidráulico, causado pela compressão de água líquida na câmara de combustão. A Figura 4.4 mostra um exemplo deste tipo de falha ocorrida em campo, a qual está intimamente ligada à operação de motores automotivos em situações emergenciais como enchente e travessias de rios, mas também pode ser causada por má vedação do sistema de refrigeração do motor, principalmente na selagem da junta do cabeçote.

Portanto, durante o projeto de uma biela, este modo de falha deve ser investigado e evitado, considerando-se que o motor não irá operar comprimindo água, porém, com certa segurança caso ocorram picos de forças compressivas além do esperado durante a operação do motor. A carga crítica de flambagem, que ocasiona a perda da integridade estrutural, deve ser consideravelmente



Figura 4.4: Falha de uma biela automotiva por flambagem ocorrida em campo

maior que a máxima força de compressão da biela.

A flambagem pode ocorrer em 2 planos preferenciais: o plano normal ao eixo de rotação do virabrequim e o plano ortogonal ao plano de rotação do motor. Portanto 2 cargas críticas precisam ser determinadas: uma que causa a flambagem no plano  $XX$ ; uma outra que induz a falha no plano  $YY$ . Estas estão relacionadas aos modos de flambagem e podem ser calculadas por meio da formulação de colunas estáticas 3.67 ou, ainda, por um modelo numérico de elementos finitos.

Como as cargas críticas de flambagem são de 2 a 20 vezes maior que a força máxima de compressão, este parâmetro é de difícil determinação experimental em bielas de motores Diesel de trabalho pesado pois, a capacidade de carga dos equipamentos usualmente disponíveis (630kN a 1MN), como atuadores hidráulicos do ensaio de fadiga, são de 2 a 4 vezes a máxima força de compressão destas bielas.



#### 4.3.5 Pressão de Contato no Olhal Menor - *PACP*

O mancal da extremidade menor da biela não é um mancal hidrodinâmico puro, principalmente devido ao movimento oscilante entre o pino do pistão e a biela, similar ao movimento pendular. Desta forma, não há a formação de um filme de fluido lubrificante regular, ocasionando contato metal-metal em alguns momentos, principalmente durante a fase de combustão. Assim, a pressão de contato mecânico no olhal menor é um parâmetro que deve ser calculado durante o projeto de bielas.



Figura 4.5: Olhal menor de uma biela antes e após teste de motor

O principal fenômeno que deve ser modelado no olhal menor é o efeito de borda ocasionado pela flexão do pino do pistão durante a combustão, uma vez que estas regiões periféricas do mancal sofrem maior remoção de material em funcionamento devido ao fenômeno de desgaste, conforme observa-se na Fig. 4.5. De onde nota-se a presença de manchas nas extremidades do mancal devido ao efeito de deslizamento e rolamento do pino no mancal, fenômeno chamado também de *scuff*.

A remoção da bucha eleva o nível de criticidade deste parâmetro porque buchas apresentam uma camada de material de dureza e módulo de elasticidade inferior ao do aço do pino portanto, é o lado que cede quando há contato metal-metal. Por fim, no projeto de uma biela sem bucha é necessário não só o cálculo das pressões de contato mecânico com efeito de borda, mas também, a otimização do mancal através de micro-perfilamento e/ou adição de recobrimentos especiais como DLC (*Diamond Like Carbon*), Fosfato de Manganês etc

Existem diversas maneiras de calcular as pressões de contato no mancal do olhal menor da

Tabela 4.3: Métodos de cálculo de pressão de contato em bielas.

Modelo	Efeitos capturados	Efeitos não capturados
Carga unitária	Pressão nominal	Elasticidade, folga, flexão do eixo
Hertz	Elasticidade, folga	flexão do eixo, fluido, rugosidade
Penetração (FEA)	Elasticidade, folga, flexão do eixo	Fluido, rugosidade
Misto (EHL)	Elasticidade, folga, fluido, flexão, rugosidade	Picos e vales de rugosidade
Topográfico (EHL)	Todos mencionados	Outros

biela. Pode-se utilizar desde formulações simples como a carga unitária até modelos de cálculo numérico complexo, cujo estado da arte é a avaliação da topografia das superfícies de contato em modelos de interação fluido-estrutura. A tabela 4.3 agrupa os modelos existentes com suas principais características. A formulação de carga unitária é bastante utilizada em fases conceituais do projeto de motores de combustão interna, principalmente para seleção de buchas e bronzinas. O modelo de contato de Hertz, descrito no capítulo de teoria desta dissertação, pode ser utilizado para avaliação inicial de folgas a serem especificadas, porém este modelo não captura deformações macroscópicas como o fenômeno de flexão do pino do pistão durante a combustão. Para tal, modelos mais realistas podem ser utilizados como modelo de penetração em elementos finitos, mas este modelo não considera a interação fluido-estrutura do mancal. Finalmente, a forma mais utilizada na indústria para calcular as pressões de contato no olhal menor de uma biela é o modelo de lubrificação mista, no qual resolve-se a equação de Reynolds para mancais radiais e em seguida é verificado se a espessura de filme é baixa o suficiente para ocasionar contato metal-metal, se isso ocorre aplica-se o modelo de Greenwood e Trip, calculando-se o Pico de Pressão de Contato de Asperiza, em inglês, *PACP (Peak Asperity Contact Pressure)*.

A determinação experimental da pressão de contato em bielas é uma tarefa complicada pois os carregamentos do motor são elevados, da ordem de  $100kN$ ; as folgas radiais são reduzidas, da ordem de  $0,01mm$  e a dinâmica do sistema é complexa. Alguns institutos de pesquisa utilizam bancadas dedicadas ao estudo dos mancais de bielas, porém a maioria concentra-se no estudo do olhal maior pelo comportamento hidrodinâmico deste mancal.

#### 4.3.6 Pressão do Filme de Óleo no Olhal Maior - *POFP*

O mancal da extremidade maior da biela é projetado para ser um mancal hidrodinâmico puro durante o funcionamento do motor. Ao contrário do olhal menor, este mancal tem a formação de um filme de fluido lubrificante regular e estável durante operação em regime permanente, sendo capaz de suportar altas cargas radiais sem ocorrer contato mecânico, apesar de isto ser possível em condições de operação não permanentes como a partida e transição de velocidades do motor. Caso a pressão no filme de óleo seja muito grande ou ocorra falta de óleo no mancal, pode ocorrer o travamento do motor, chamado de *seizure* em inglês, com possíveis quebras de componentes como o exemplo da Fig. 4.6



Figura 4.6: Biela quebrada por travamento de mancal do olhal maior

Portanto, a pressão de fluido neste mancal, no caso óleo lubrificante, é um parâmetro que deve ser avaliado. Todos os modelos descritos na Tabela 4.3 podem ser utilizados, atentando que o efeito de borda é menos crítico neste mancal, uma vez que o eixo do virabrequim é bastante rígido, induzindo menor flexão.

A solução da equação de Reynolds para mancais radiais resulta diretamente nos valores

de pressão do fluido, cujos picos devem ser avaliados ao longo do ciclo de operação do motor pelo parâmetro *POFP* (*Peak Oil Film Pressure*), no caso de motores de combustão interna de quatro tempos, ao longo dos 720 graus de ângulo de rotação do virabrequim. A determinação experimental é possível através de instrumentação para aferição de pressão.

#### 4.3.7 Mínima Espessura do Filme de Óleo no Olhal Maior - *MOFT*

A mínima espessura do filme de óleo, em inglês, *MOFT* (*Minimum Oil Film Thickness*) é a menor espessura do filme de fluido lubrificante ao longo do ciclo de operação do mancal e também deve ser avaliado para o mancal da extremidade maior da biela pois este parâmetro pode ser comparado diretamente com a rugosidade das superfícies do alojamento da biela e do eixo excêntrico do virabrequim a fim de garantir que o mancal tenha um comportamento hidrodinâmico puro em regime permanente de operação. A Fig. 4.7 ilustra a falha de um mancal devido a falta de lubrificação e consequente trabalho com espessuras de filme muito pequenas. Nota-se que o mancal foi superaquecido, ou em termos populares "fundiu", devido ao contato metal-metal do eixo excêntrico do virabrequim com as bronzinas e biela.

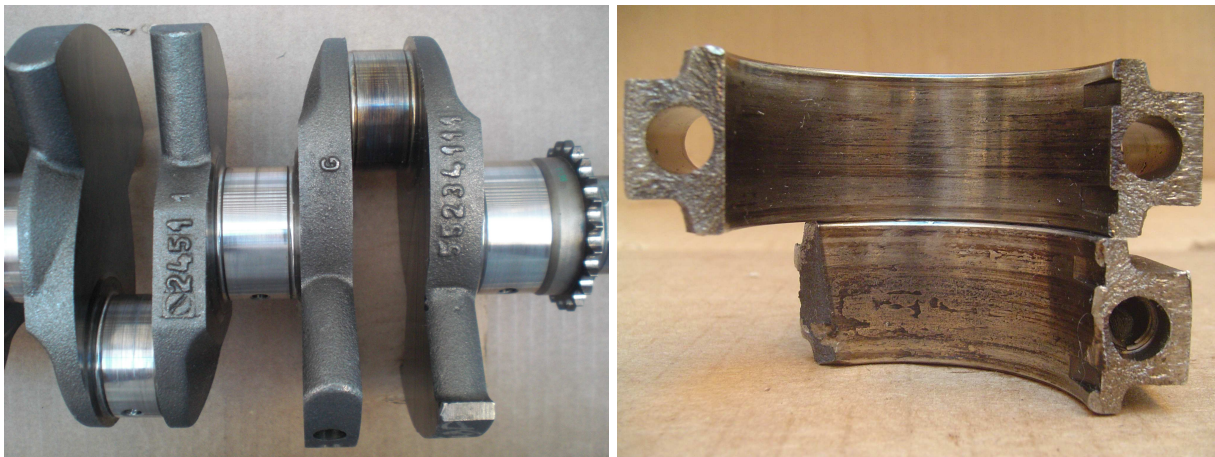


Figura 4.7: Virabrequim e mancal desgastados por falta de lubrificação

#### **4.3.8 Tensão Equivalente de von Mises - $\sigma_{eqv}$**

A tensão equivalente de von Mises pode ser calculada por modelos de elementos finitos em condições críticas de operação como o máximo torque e pico de velocidade angular do motor. Estas tensões não devem superar o limite de escoamento dos materiais utilizados na biela e parafusos.

#### **4.3.9 Pressão Residual na Junta Aparafusada - $P_r$**

Para que funcione corretamente, a junta aparafusada da biela deve ser mantida totalmente fechada em condições críticas como máxima velocidade contínua e pico de velocidade angular. Desta forma, o procedimento de aperto dos parafusos deve garantir uma força de montagem mínima para evitar a abertura unilateral da junta, quando a pressão residual se torna nula em um lado da face de junção.

A pressão residual na junta aparafusada é a pressão decorrente da aplicação do carregamento externo de tração máxima que reduz a pressão de montagem gerada pelos parafusos. Assim, a pressão residual é a parcela da pressão de montagem dos parafusos que é mantida após a aplicação do carregamento externo, evitando abertura unilateral da junta aparafusada.

A pressão de montagem é de difícil determinação experimental mas pode ser calculada por um modelo de elementos finitos com elementos de contato baseados em modelo de penetração, que permitem calcular a distribuição de pressão de contato na face de junção entra a capa e a haste da biela.

#### **4.3.10 Pressão Máxima na Cabeça do Parafuso - $P_K$**

O método de aperto dos parafusos da biela deve garantir uma força de montagem mínima a fim de garantir uma pressão residual na junta, porém, existe um valor máximo para a força de

montagem do parafuso na biela, limitado pela pressão na cabeça do parafuso. Altas pressões nesta região podem ocasionar escoamento local da biela e consequente relaxação da força de montagem ou até mesmo falha estática sob compressão.

A pressão máxima na cabeça é difícil determinação experimental, mas pode-se utilizar um modelo analítico baseado na relação da força pela área, ou um modelo de elementos finitos com elementos de contatona Fig. 4.8 para o cálculo deste parâmetro conforme descrito por LIMA E SILVA (2010).



Figura 4.8: Pressões de contato na cabeça dos parafusos considerando dispersão da força de montagem. Fonte: LIMA E SILVA (2010)

#### 4.3.11 Folgas Mínimas de Montagem no Motor - $C_R$ e $C_M$

A geometria da biela deve garantir a sua montagem no motor e folgas mínimas em operação que absorvam os desvios de processo de manufatura da biela e de outros componentes como bloco, camisa, cárter, eixo comando, jato de óleo etc

## Machined PCN Liner CAM

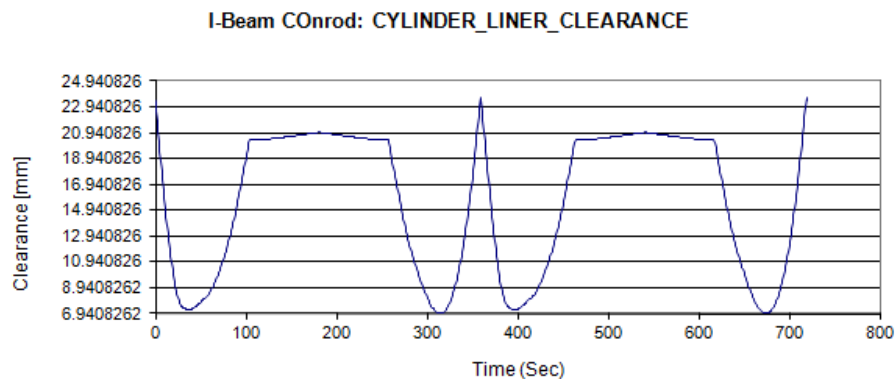
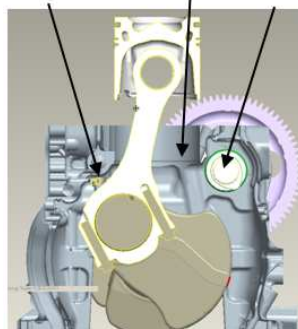


Figura 4.9: Análise de folgas no mecanismo considerando camisa, eixo comando e jato de óleo.  
Fonte: LIMA E SILVA *et al.* (2012)

Para tal, ignora-se as folgas dos mancais da biela e calcula-se a folga mínima através de um modelo 3D do mecanismo do motor em um sistema CAD mostrado na Fig. 4.9 que contabiliza a folga dinâmica da biela aos componentes do bloco ao longo do ciclo de operação do motor, no caso de motores de combustão interna de quatro tempos, ao longo dos 720 graus de ângulo de rotação do virabrequim de forma similar a descrita por LIMA E SILVA *et al.* (2012).

### 4.3.12 Tensão Alternada de Fadiga do Parafuso - $\sigma_a$

O parafuso é um componente crítico para o funcionamento da biela. Seu modo de falha mais comum é fadiga e portanto, este parâmetro deve ser calculado durante o projeto da biela.

A determinação experimental deste parâmetro é complicada pois seria necessário instrumentar o parafuso, porém o limite de fadiga do parafuso pode ser determinado por ensaio com elevada tensão média constante (devido a força de montagem) e tensão alternada variável. A tensão alternada pode ser calculada por modelo analítico ou por elementos finitos para ser comparada com o limite de fadiga determinado experimentalmente.



#### 4.3.13 Deslocamento Máximo - $u_{max}$

O deslocamento máximo é o deslocamento entre os centros da biela quando aplicado o carregamento de máxima tração. É uma medida indireta da rigidez axial da biela que é um parâmetro importante para o projeto do motor porque afeta a taxa de compressão dos gases nos cilindros.

#### 4.3.14 Frequência Natural - $\omega_N$

A primeira frequência natural de bielas normalmente é bastante alta, mais que 2 vezes a máxima frequência de operação do motor, o que torna este parâmetro até desprezível em alguns projetos. Porém, é necessário verificar este parâmetro para novas geometrias a fim de evitar o fenômeno de ressonância. A frequência natural da biela é obtida por meio da análise modal. O método dos elementos finitos apresenta solução bastante precisa para o cálculo da frequências naturais e modos de vibração e será aplicado neste trabalho para levantar este parâmetro.

### 4.4 Critérios de projeto

Os critérios de projeto são especificações de engenharia nos parâmetros identificados anteriormente. Assim, cada parâmetro de projeto pode ser avaliado nas condições de operação mais relevantes como máxima potência, máximo torque e máxima rotação. Ainda, pode-se definir a sinalização de cada parâmetro, se será maximizado, minimizado ou restringido a uma gama de valores. Desta forma, o projeto do produto pode ser conduzido através das diversas áreas de estudo sem perder o foco no objetivo do projeto.

A definição de critérios de projeto é imprescindível para o desenvolvimento de novos produtos inovadores porque desta forma é possível desassociá-los do produto atual, evitando vícios de projeto, cópia de soluções e uso de relações historicamente bem sucedidas, permitindo assim, a quebra de paradigmas para a implementação da inovação em produtos.



Alternativamente, é válido o estabelecimento de critérios de projeto baseados na análise do produto atual, definido em inglês como *baseline*. Porém, deve ser evitada esta prática no desenvolvimento de novos produtos inovadores porque esta abordagem apresenta um risco inerente: ao final do projeto obter-se um "novo" produto com parâmetros de projeto muito parecidos ao produto anterior, podendo ocorrer o insucesso do novo produto e possível perda de mercado.

Considerando a biela sem bucha como um produto inovador, são propostos os seguintes critérios de projeto:

- Fator de Segurança em fadiga -  $SF > 1$ , 1- Após fatores para confiabilidade de 99,999%;
- Massa  $m_b \leq 7,260$  kg - Massa do pistão e pino;
- Centro de gravidade -  $L_{CG} < \frac{1}{3}L$  - Comprimento da biela;
- Carga crítica de flambagem no plano X -  $P_{crX} > 20F_{min}$  - Máxima força de compressão;
- Carga crítica de flambagem no plano Y -  $P_{crY} > 5F_{min}$  - Máxima força de compressão;
- Pressão no olhal menor -  $PACP < S_Y$  - Limite de Escoamento da biela;
- Pressão de óleo no olhal maior -  $POFP < S_Y$  - Limite de Escoamento da bronzina;
- Espessura de óleo do olhal maior -  $MOFT > 3 Rq$  - Rugosidade média quadrática da bronzina ;
- Tensão equivalente de von Mises -  $\sigma_{eqv} < S_Y$  - Limite de Escoamento da biela;
- Pressão residual -  $P_r > 1$  MPa;
- Pressão na cabeça do parafuso -  $P_K < S_Y$  - Limite de Escoamento da biela;
- Folga mínima no motor -  $C_R > 4$  mm - para superfícies brutas;
- Folga mínima no motor -  $C_M > 2$  mm - para superfícies usinadas;
- Tensão alternada de fadiga -  $\sigma_a < S_f$  - Limite de Fadiga do parafuso;
- Frequência natural -  $\omega_N > RPM/60$  - Máxima velocidade angular do motor;
- Deslocamentos -  $u_{max} < 0,5$  mm;

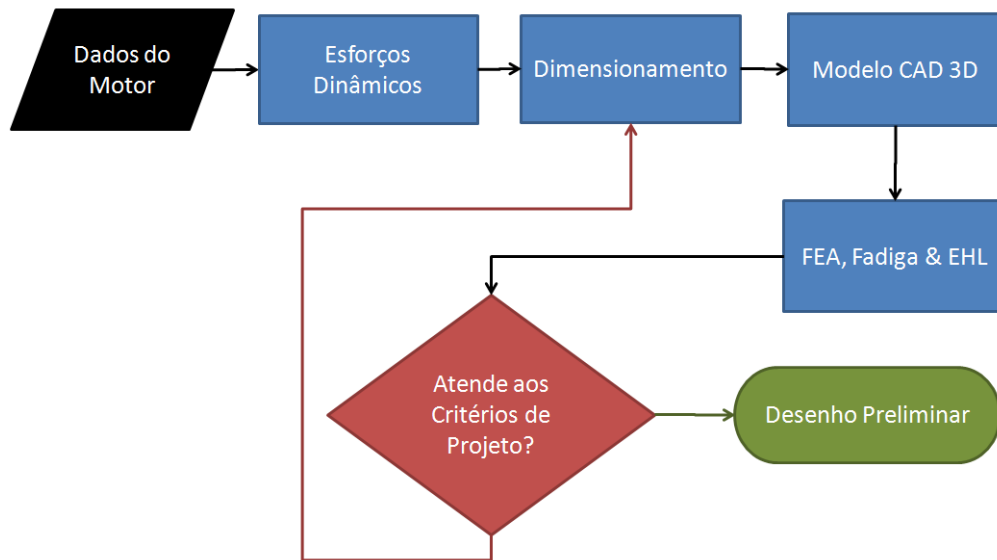


Figura 4.10: Metodologia de projeto convencional

## 4.5 Projeto mecânico convencional

O projeto mecânico convencional aplicado em bielas baseia-se em um processo iterativo de aplicação de ferramentas CAD e CAE com uma etapa de dimensionamento prévia conforme descrito no fluxograma da Fig. 4.10. Uma metodologia similar foi apresentada por CHACON (2006) focada em análise de fadiga.

### 4.5.1 Esforços Dinâmicos

Os esforços dinâmicos são calculados da formulação descrita na teoria principalmente para condições de operação contínuas em plena carga mostradas nas Figs. 4.11 e 4.12, nas quais, é possível o motor operar por longos períodos de tempo, superiores a 1 hora. As condições de operação abaixo são críticas para o critério de fadiga, e portanto, serão as condições de contorno modeladas por elementos finitos e pelo cálculo pela metodologia SxN.

- Máxima Potência de 680 cv a 2100 rpm;
- Máxima Velocidade de 2625 rpm.

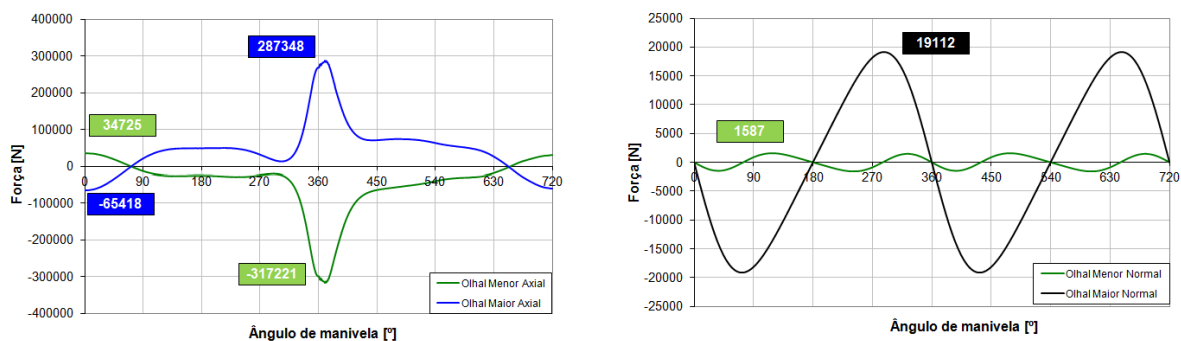


Figura 4.11: Esforços axiais (esquerda) e normais (direita) na biela na condição de máxima potência de 680hp a 2100 rpm

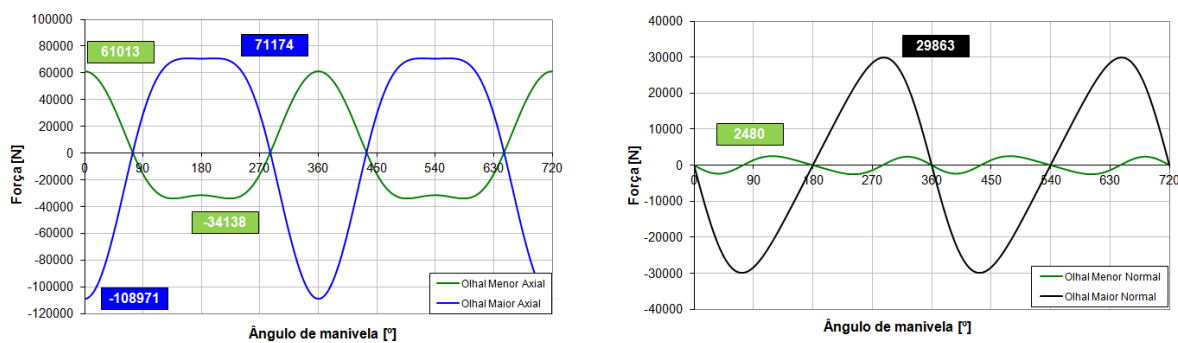


Figura 4.12: Esforços axiais (esquerda) e normais (direita) na biela na condição de máxima velocidade de 2650 rpm

Além disso, outras condições de operação são críticas para outros critérios como flambagem, pressão de contato e outras. Estas não serão modeladas em elementos finitos pois são condições intermitentes mas, serão utilizadas no dimensionamento da viga e no cálculo de fator de segurança a flambagem.

- Máximo Torque de 3137 Nm a 1000 rpm;
- Máximo Pico de Velocidade de 3150 rpm.

Para a especificação da área mínima da seção transversal da viga da biela, deve-se identificar as tensões advindas das forças máximas e mínimas da biela em operação no motor e aplicar um modelo de fadiga SxN. O cálculo destas forças depende de informações sobre as massas oscilantes (pistão, anéis, pino e biela) e rotativas (biela, parafusos e bronzina) do motor que não estão totalmente disponíveis no início do projeto, devendo-se estimar a massa da biela e seu centro de gravidade.

A força mínima, ou máxima compressão da biela, ocorre durante o ciclo de combustão pode ser estimada por

$$F_{min} = -PCP \left( \frac{\pi}{4} D^2 \right) + m_p R \left( \frac{2\pi RPM}{60} \right)^2 (1 + \lambda) \quad (4.3)$$

em que  $PCP$  é o pico de pressão na câmara de combustão,  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $R$  é meio curso do pistão ou raio do virabrequim;  $RPM$  é a velocidade do motor na condição de máxima  $PCP$ ;  $\lambda$  é a relação meio curso pelo comprimento da biela;  $m_p$  é a massa do pistão e pino.

Enquanto, a força máxima, ou máxima tração da biela, que advém da força de inércia na condição de velocidade máxima do motor pode ser estimada por

$$F_{max} = \left( 1 - \frac{L_{CG}}{L} \right) m_b R \left( \frac{2\pi RPM}{60} \right)^2 + \left( m_p + \frac{L_{CG}}{L} m_b \right) R \left( \frac{2\pi RPM}{60} \right)^2 (1 + \lambda) \quad (4.4)$$

#### 4.5.2 Dimensionamento

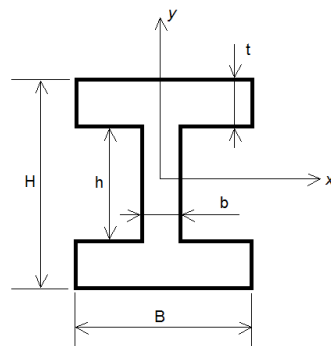


Figura 4.13: Perfil I usado em bielas

O dimensionamento principal está relacionado a definição da viga utilizada na alma da biela, a qual deve ter um perfil definido na forma I, H, circular ou outros mais convenientes ao projeto. Neste trabalho é apresentado o dimensionamento de uma viga de forma I para a haste da biela

conforme a Fig. 4.13, cujas propriedades de figura plana são dadas abaixo

$$A = B(H - h) + bh \quad (4.5)$$

$$I_{xx} = \frac{1}{12}(H^3B + h^3b - h^3B) \quad (4.6)$$

$$I_{yy} = \frac{1}{12}(B^3H + b^3h - B^3h) \quad (4.7)$$

### Otimização da viga I

É proposto o seguinte problema de otimização de uma viga I, sendo definidas na sequência as restrições de área mínima a partir do requisito de fadiga e os momentos de inércia mínimos a partir dos requisitos de flambagem.

$$\min \frac{A}{I_{xx}} \quad (4.8)$$

$$\text{s.a.: } A \geq A_{min}$$

$$I_{xx} \geq I_{xxmin}$$

$$I_{yy} \geq I_{yymin} \quad (4.9)$$

$$0 \leq H \leq H_{max} \quad (4.10)$$

$$0 \leq h \leq H \quad (4.11)$$

$$0 \leq B \leq B_{max} \quad (4.12)$$

$$b_{min} \leq b \leq B \quad (4.13)$$

$$(4.14)$$

em que  $H_{max}$  deve ser definido pelo espaço disponível para a biela no motor, considerando-se que a folga entre a biela e os cilindros é variável em função da cinemática do mecanismo pistão-biela-manivela,  $B_{max}$  pode ser definido considerando-se um valor menor que a espessura dos olhais e  $b_{min}$  é definido por limitações do processo de manufatura. No caso de forjamento a quente pode-se estimar:  $b_{min} \cong 20\%B_{max}$ .

## Área Mínima

Conhecendo-se as forças axiais máximas e mínimas, assume-se que estas causam uma distribuição de tensão uniforme na seção transversal da viga, de forma que os valores da tensão máxima e mínima podem ser determinados por

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_{min}} \quad (4.15)$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{A_{min}} \quad (4.16)$$

Assim, aplicando as eqs. 3.50 e 3.51, as tensões alternada e média de fadiga na alma são

$$\sigma_a = \frac{(F_{max} - F_{min})}{2A_{min}} \quad (4.17)$$

$$\sigma_m = \frac{(F_{max} + F_{min})}{2A_{min}} \quad (4.18)$$

Finalmente, para a determinação da área mínima formula-se o problema de fadiga com tensão média constante, utilizando a curva de Goodman para a correção do efeito da tensão média. Na viga da biela, o módulo da tensão de compressão é superior ao módulo da tensão de tração e portanto, a tensão média é negativa. Assim deve-se utilizar o lado esquerdo da curva de Goodman pois, segundo (SHIGLEY E MISCHKE, 1989) a tensão média negativa não afeta o limite de fadiga na região elástica. Assim, a área mínima da seção transversal da viga pode ser calculada considerando

a Eq. 3.55

$$SF = \frac{S'_f}{\sigma_a} \quad (4.19)$$

Substituindo a tensão alternada e reorganizando obtém-se

$$\frac{F_{max} - F_{min}}{2A_{min}} = \frac{S'_f}{SF} \quad (4.20)$$

Isolando a área mínima da seção transversal da viga obtém-se

$$A_{min} = \frac{SF(F_{max} - F_{min})}{2S'_f} \quad (4.21)$$

Caso seja considerado o fator de confiabilidade no limite de fadiga corrigido  $S'_f$ , a eq. 4.21 se reduz a

$$A_{min} = \frac{F_{max} - F_{min}}{2S'_f} \quad (4.22)$$

### **Momentos de inércia mínimos**

A forma como o material é distribuído na seção transversal define os momentos de inércia que afetam o requisito de flambagem. Portanto, deve-se observar o problema de flambagem, do qual pode-se calcular momentos de inércia mínimos pela definição de um fator de segurança de flambagem

$$NB = \frac{P_{cr}}{F_{min}} \quad (4.23)$$

Substituindo a equação 3.67 tem-se

$$NB = \frac{\pi^2 EI}{F_{min} L^2} \quad (4.24)$$

Considerando os dois planos de flambagem:

$$NB_x = \frac{\pi^2 EI_{xx}}{F_{min} L^2} \quad (4.25)$$

$$NB_y = \frac{\pi^2 EI_{yy}}{F_{min} L^2} \quad (4.26)$$

A partir dos critérios de projeto, pode-se definir os momentos de inércia mínimos Considerando os dois planos de flambagem:

$$I_{xxmin} = -1e12 \frac{20F_{min} L^2}{\pi^2 E} \quad (4.27)$$

$$I_{yymin} = -1e12 \frac{5F_{min} L^2}{\pi^2 E} \quad (4.28)$$

### **Seleção inicial do parafuso**

Definida a geometria da viga da biela, pode-se partir para a seleção dos parafusos para a montagem da mesma. O projeto da junta aparafusada é iterativo, devendo-se partir de uma estimativa inicial. Para a seleção do parafuso, sugere-se o seguinte algoritmo:



1. Calcula-se a máxima força de inércia do motor na condição de rotação máxima -  $F_t$
2. Define-se o número de parafusos que deseja-se utilizar -  $n$
3. Estima-se a bitola do parafuso -  $d$
4. Calcula-se a máxima resistência a tração ( $S_R$ ) e limite de escoamento do material ( $S_Y$ ) do parafuso a partir de sua classe de resistência (8.8, 10.9 ou 12.9)
5. Estima-se a força de montagem no regime elástico por:

$$F_M = 0,75S_Y \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.29)$$

6. Calcula-se a tensão no parafuso por

$$\sigma_P = \frac{4F_M}{\pi d^2} + \frac{4F_{max}}{n\pi d^2} \quad (4.30)$$

7. Verifica-se se a tensão do parafuso é maior que a máxima resistência à tração do material do parafuso. Se sim, retorne para 3 ou 4, se não termine.

Cabe ressaltar que este dimensionamento é bem preliminar, devendo ser revisto após a definição do desenho preliminar. Para tanto, recomenda-se a metodologia descrita por LIMA E SILVA (2010) e METALAC (2008).

### 4.5.3 CAD Tridimensional

A partir das dimensões de entrada e dimensões calculadas, modela-se a geometria da biela como sólido em um sistema CAD. É preciso ter cuidado no dimensionamento dos raios de transição alma para os olhais. É indicado o uso de raios tangentes em máximos valores possíveis em cada um destes elementos para evitar concentradores de tensões na biela. Nesta etapa deve-se observar a massa total da biela e a posição de seu centro de gravidade assim como devem ser verificadas as folgas no motor por uma análise de mecanismo conforme LIMA E SILVA *et al.* (2012), principalmente calculando a folga para o cilindro do motor considerando o ângulo máximo da biela  $\beta$ .



Figura 4.14: Modelo CAD 3D da biela convencional com parafusos e bronzina

A Fig. 4.14 mostra a biela projetada pela metodologia convencional. Foram consideradas as seguintes características:

- Viga em forma de I;
- Viga de largura variável;
- Viga de espessura variável;
- Geometria trapezoidal do olhal menor;
- Geometria angular do olhal maior;
- Projeto sem bucha;
- 4 parafusos MJ12x1,5mm de classe de resistência 12.9;
- 2 Bronzinas idênticas no olhal maior (superior e inferior).

#### 4.5.4 Elementos Finitos

Modelos de elementos finitos estáticos são preparados no *software* ANSYS 12.1 para avaliar deslocamentos, flambagem, tensões, pressões de contato e fadiga considerando carregamentos de

motor. No entanto, a biela não satisfaz a condição de equilíbrio estático por ser um componente de comportamento dinâmico. Portanto, a modelagem da mesma em elementos finitos estáticos é desafiadora pois, existem duas reações dinâmicas distintas em suas extremidades como é possível observar nos gráficos das Figuras 4.11 a 4.12. Este desbalanço de forças é responsável pela aceleração da biela que é negligenciada nestes modelos estáticos. Para contornar estes aspectos dinâmicos e avaliar estaticamente 3 regiões distintas da biela, são preparados 3 modelos de elementos finitos:

- FEA não linear do olhal maior;
- FEA não linear do olhal menor;
- FEA linear da alma da biela;

São utilizadas as seguintes hipóteses em todos os modelos:

1. Material linear e isotrópico;
2. Pequenos deslocamentos;
3. Aceleração nula;
4. Contatos de penetração com formulação de Lagrange Aumentado;
5. As roscas dos parafusos e da biela são desconsideradas;

## **Malha**

As malhas de elementos finitos da biela mostradas nas Figs. 4.15 a 4.17 são construídas com tetraedros de 10 nós (Tet10), elemento SOLID187 disponível no ANSYS com tamanho máximo de 4 mm e refinamentos localizados nos raios de transição alma/olhais, enquanto, as malhas de pino, eixo do virabrequim e parafusos são preparadas com hexaedros de 20 nós (Hex20) com tamanho máximo de 2 mm, elemento SOLID186 do ANSYS. As malhas das bronzinas também são de elementos hexaédricos de tamanho máximo de 1 mm.

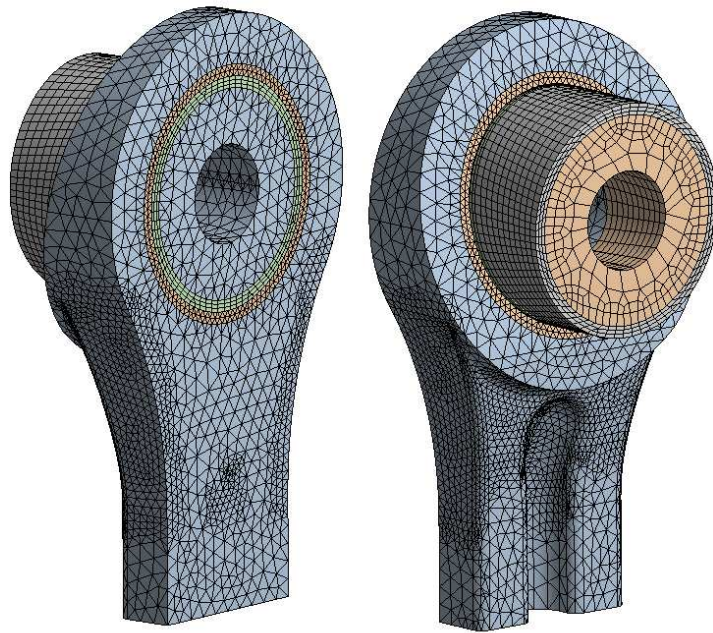


Figura 4.15: Malha de FEA de olhal menor da biela convencional

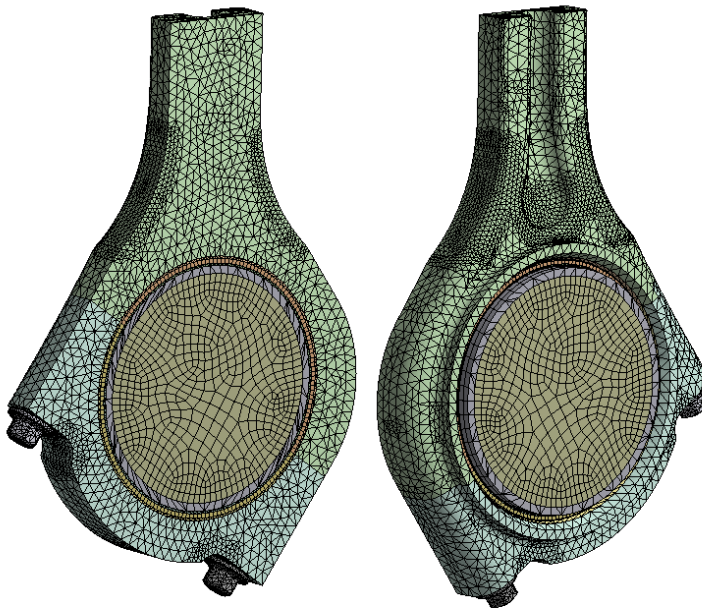


Figura 4.16: Malha de FEA de olhal maior da biela convencional



Figura 4.17: Malha de FEA linear da biela convencional

Os modelos de contato de penetração são do tipo superfície-superfície 3D assimétrico de 8 nós, elementos CONT174 e TARG170 do ANSYS. Para aplicação da força de montagem dos parafusos, uma seção dos parafusos em pré-tensão é modelada por elementos PRETS179. Elementos do tipo mola, COMBIN14, são adicionados aos componentes para evitar movimento de corpo rígido. Para maiores detalhes de modelamento em elementos finitos, consulte ANSYS (2009). A tabela 4.4 resume os modelos de elementos finitos utilizados neste trabalho.

Tabela 4.4: *Tipos de contato utilizados nos modelos de Elementos Finitos.*

Modelo	Par de Contato	Tipo	Contator	Alvo	Atrito
Olhal Maior	Haste/Capa	Sem Deslizamento	Capa	Haste	$\mu = \infty$
Olhal Maior	Virabrequim/Bronzinas	Deslizante	Virabrequim	Bronzinas	$\mu = 0.2$
Olhal Maior	Bronzinas/Biela	Deslizante	Bronzinas	Haste e Capa	$\mu = 0.2$
Olhal Maior	Parafuso/Capa	Colado	Parafuso	Capa	$\mu = 1.0$
Olhal Maior	Parafuso/Haste	Colado	Parafuso	Haste	$\mu = 1.0$
Olhal Menor	Haste/Capa	Colado	Capa	Haste	$\mu = 1.0$
Olhal Menor	Pino/Biela	Deslizante	Pino	Biela	$\mu = 0.2$
Linear	Haste/Capa	Colado	Capa	Haste	$\mu = 1.0$
Linear	Bronzinas/Biela	Colado	Bronzinas	Haste e Capa	$\mu = 1.0$
Linear	Parafuso/Capa	Colado	Parafuso	Capa	$\mu = 1.0$
Linear	Parafuso/Haste	Colado	Parafuso	Haste	$\mu = 1.0$

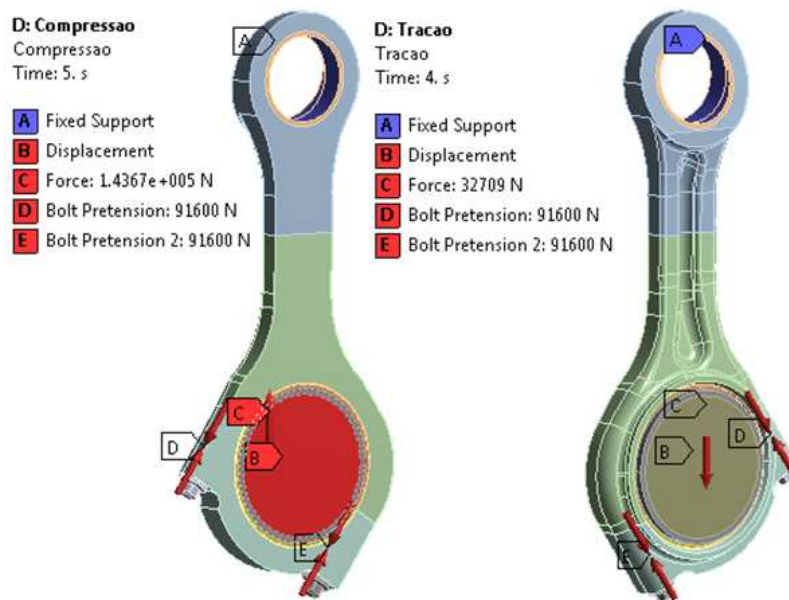


Figura 4.18: CC's do modelo FEA de Olhal Maior a 2100 rpm - compressão (esquerda) e tração (direita)

### Condições de Contorno do Modelo FEA de Olhal Maior

No modelo FEA de olhal maior é suprimido o pino do pistão e um suporte rígido é modelado no furo do olhal menor através da restrição de todos os graus de liberdade dos nós do furo. Como a biela é montada por parafusos, o olhal maior é modelado através da definição de passos de carga encadeados: primeiramente é aplicada a força de montagem dos parafusos, em seguida é aplicada uma rampa de forças externas para estabilização da solução não linear através do fechamento das folgas dos contatos e, finalmente, é aplicada a força externa na superfície de simetria do eixo do virabrequim.

A condição de simetria é modelada em todos os nós do plano de simetria, sendo anulado o grau de liberdade perpendicular ao plano de simetria. Esta condição de simetria promove melhora na convergência dos modelos não lineares, uma vez que todos os corpos que não tem algum nó com todos os graus de liberdade restringido passam a ter o movimento de corpo rígido evitado em pelo menos uma direção. Adicionalmente, é evitado o movimento de corpo rígido do eixo do virabrequim através da restrição dos nós da superfície de simetria do eixo na direção ortogonal à força externa. Desta forma, na superfície de simetria do eixo do virabrequim é permitido apenas o deslocamento na direção da força externa.

Os carregamentos de tração são modelados separados dos carregamentos de compressão principalmente devido a estabilidade dos contatos não lineares. Caso a solução não-linear seja convergida no carregamento de compressão, a folga radial do eixo detectada inicialmente estaria fechada em uma determinada região de contato, se então, fosse aplicada uma força de tração no passo subsequente, a folga seria reaberta iniciando uma nova detecção de contato em outras regiões, o que traria uma instabilidade na solução, normalmente, por movimento de corpo rígido.

São modeladas várias condições de operação do motor em uma única solução não linear, bastando incluir nos passos de carga o valor de força de cada condição de operação, a Fig. ?? ilustra o modelo de cálculo do carregamentos de compressão enquanto a Fig. ?? mostra o modelamento do carregamentos de tração. Observa-se que cada condição de operação é modelada em um instante de tempo virtual.

### **Condições de Contorno do Modelo FEA de Olhal Menor**

No modelo FEA de olhal menor são suprimidos o eixo do virabrequim, parafusos e bronzinas. Um suporte rígido é modelado no furo do olhal maior através da restrição de todos os graus de liberdade dos nós do furo. De forma similar ao olhal maior, é modelada uma rampa de forças para aplicação das forças externas no pino do pistão. As superfícies do pino em que são aplicadas as forças externas mudam do caso de compressão para o caso de tração porque o pistão apresenta um trapézio similar ao da biela na região de contato com o pino, como é possível observar na Fig. 4.19.

Similarmente a condição de contorno do olhal maior, além da condição de simetria aplicada nos nós da superfície de simetria, os nós do furo do pino também tem os graus de liberdade ortogonais as forças externas restringidos para evitar o movimento de corpo rígido do pino do pistão.

### **Condições de Contorno do Modelo FEA Linear**

O modelo FEA linear é utilizado para avaliar a região da viga da biela, calculando o deslocamento axial e os modos de flambagem. Neste modelo são suprimidos o pino, o moente e as bronzinas. Um suporte rígido é modelado através de conexões rígidas dos nós da superfície do furo do olhal maior até um nó remoto criado no centro deste furo, o qual, tem todos os seus 6 graus de liberdade anulados.

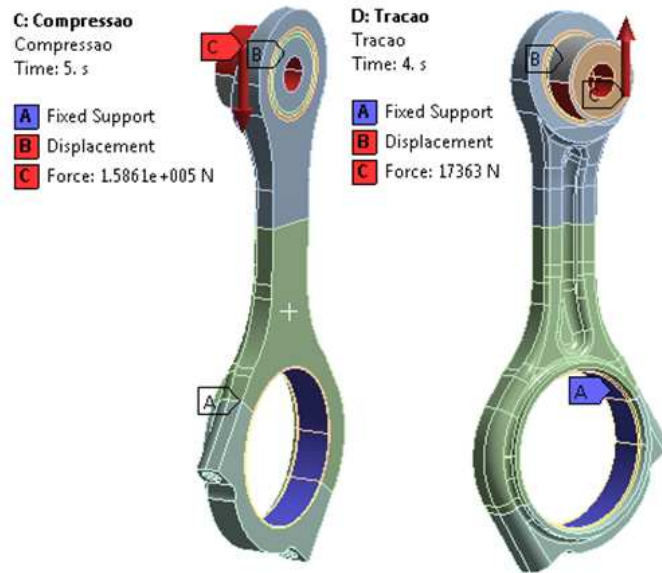


Figura 4.19: CC's do modelo FEA de Olhal Menor a 2100 rpm - compressão (esquerda) e tração (direita)

Uma força unitária de compressão é aplicada remotamente em um nó criado no centro do furo do olhal menor que é conectado rigidamente aos nós da superfície do furo. Desta forma, a distância entre centros da biela é avaliada de forma precisa no problema de estabilidade estrutural (flambagem) para o qual são calculados os 5 primeiros modos de flambagem.

#### 4.5.5 Fadiga SxN

Os tensores de tensão calculados numericamente são pós-processados para a análise de fadiga utilizando o modelo de planos críticos no *software* FEMFAT 4.8B. É seguida a abordagem de vida infinita, portanto o fator de segurança é calculado para cada condição de operação. São utilizados os seguintes fatores de influência:

- Efeito da tensão média;
- Efeito do gradiente de tensão;



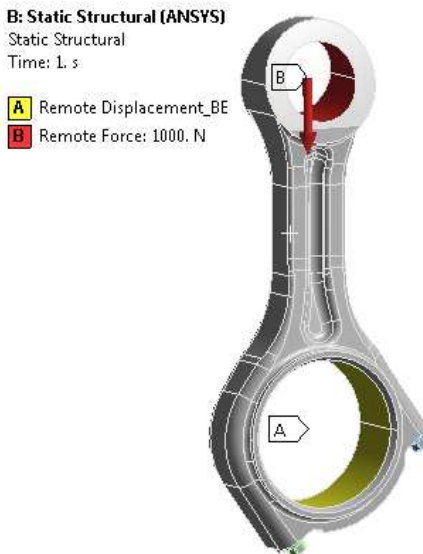


Figura 4.20: Condições de contorno no modelo de FEA linear

- Efeito de rugosidade pelo método FKM;
- Efeito de jateamento de esferas pelo método FKM;
- Modificação do diagrama de Haigh;
- Influência estatística de Gauss para uma confiabilidade de 99,999 %.

As Figuras 4.21 e 4.22 mostram o modelamento do aço C70 no FEMFAT utilizando-se o método TGL.

#### 4.5.6 Elasto-Hidrodinâmica

A análise elasto-hidrodinâmica é feita no *software* AVL EXCITE 2011.2 utilizando a biela flexível assim como o pino do pistão e eixo do virabrequim. A Fig. 4.23 ilustra a malha da biela preparada no *software* ALTAIR HYPERMESH com tetraedros de 4 nós e camadas de hexaedros de 8 nós nos furos. O graus de liberdade do modelo foram condensados de 764547 para 1069

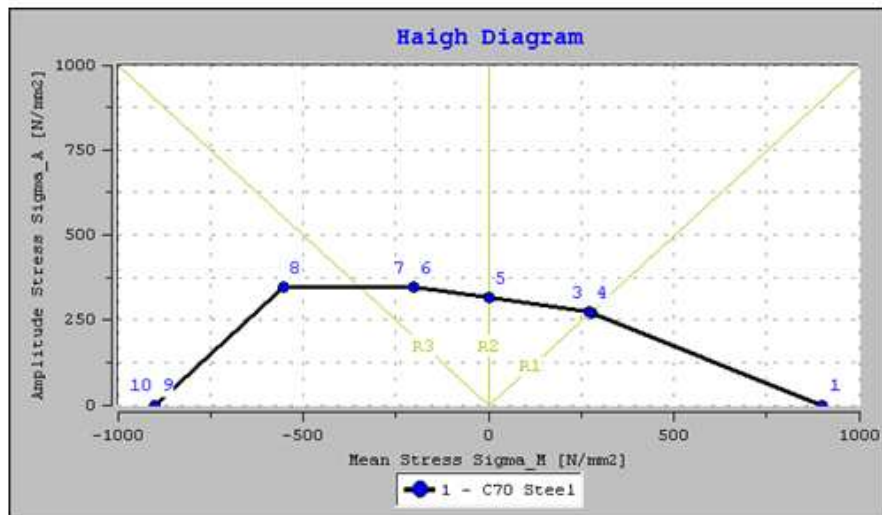


Figura 4.21: Diagrama de Haigh do aço C70

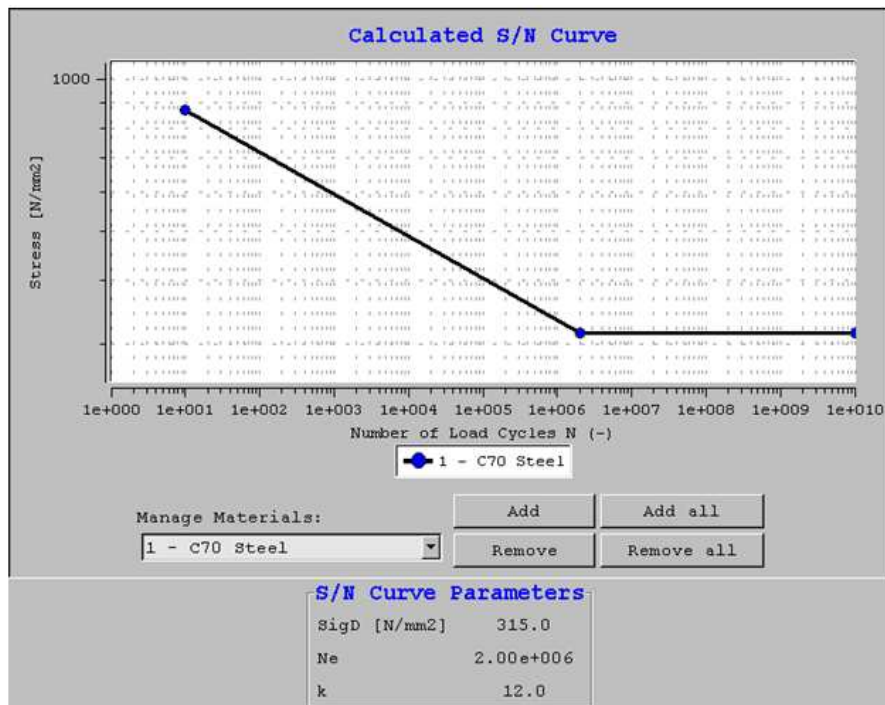


Figura 4.22: Curva SxN do aço C70

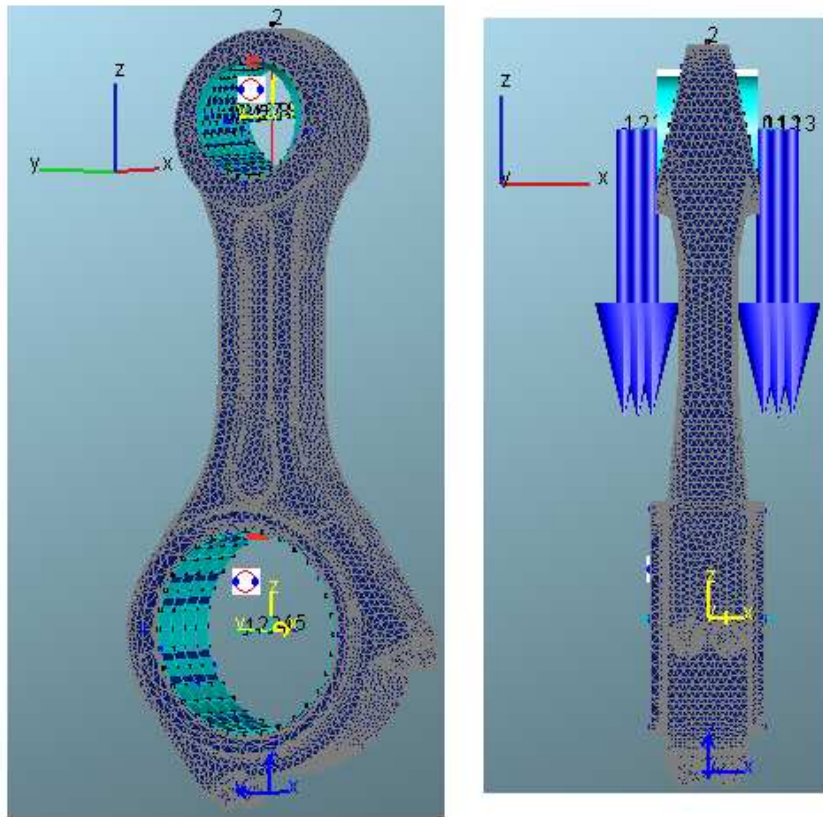


Figura 4.23: Modelo Elasto-hidrodinâmico da biela

utilizando o método CMS para correlação de 20 frequências naturais e modos. Do total de 254849 nós, 357 foram retidos, sendo 1 nó com 6 GL no CG da biela, 28x7 nós e 588 GL no furo da extremidade menor e 32x5 nós com 480 GL no furo da extremidade maior. O pino do pistão que recebe as forças de combustão conforme indica a figura é modelado com 13 nós e 78 GL, enquanto o eixo do virabrequim é modelado com 5 nós e 30 GL tendo seu movimento pré-definido como circular.

As juntas são modeladas pela equação de Reynolds para mancais radiais utilizando hipóteses descritas por AVL (2011) utilizando fluido com viscosidade e temperatura constantes em uma malha de fluidos discretizada em 140x28 nós no mancal da extremidade menor e 128x20 nós no mancal da extremidade maior. O suprimento de óleo é modelado como condição de contorno, no mancal maior é pelo furo do virabrequim à pressão constante de 4 bar, enquanto no mancal menor o suprimento é pelas laterais com uma pressão constante de 1,1 atm, emulando o fluxo de óleo que provém do pistão por gotejamento.

O modelo de contato metal-metal utilizado é o Greenwood/Tripp tendo como entrada a média quadrática da rugosidade da superfície ( $R_q$ ). É assumido que a altura média do pico de rugosidade é aproximadamente a metade de  $R_q$ . Como estamos tratando de uma biela sem bucha, o módulo de elasticidade do alojamento do mancal menor é o mesmo do aço da biela. Além disso, a folga radial do mancal menor é proporcionalmente maior que a do mancal maior para facilitar a entrada de óleo por gotejamento e também possibilitar a saída de material desgastado devido ao contato metal-metal previsto neste mancal.

A Tabela 4.5 resume os dados utilizados na análise elasto-hidrodinâmica.

Tabela 4.5: *Dados utilizados na análise EHL.*

	<b>Mancal Menor</b>	<b>Mancal Maior</b>
Malha estrutural	28x7	32x5
Malha de fluido	140x28	128x20
Folga radial	0,05 mm	0,03 mm
Rugosidade do alojamento	0,20 $\mu\text{m}$	0,20 $\mu\text{m}$
Rugosidade do eixo	0,15 $\mu\text{m}$	0,20 $\mu\text{m}$
Módulo de elasticidade do alojamento	200 GPa	120 GPa
Módulo de elasticidade do eixo	200 GPa	200 GPa
Coefficiente de atrito	0,15	0,10
Tipo de óleo	SAE 15W40	SAE 15W40
Temperatura do óleo	130 °C	130 °C
Pressão de entrada do óleo	1,10 atm	4,00 bar
Pressão de cavitação	0,10 bar	0,10 bar

## 4.6 Projeto mecânico otimizado

Uma nova metodologia de projeto mecânico de bielas baseada em uma desafiadora otimização topológica utilizando contatos mecânicos não lineares em ambas extremidades da biela é proposta nesta dissertação conforme descrição do fluxograma na Figura 4.24. Esta nova metodologia diferencia-se da metodologia proposta por TOLEDO *et al.* (2009) pois inclui um novo ciclo de otimização e análise de sensibilidade após a aplicação do método da otimização topológica, lançando mão de modelos de EHL e fadiga além dos tradicionais elementos finitos estáticos.

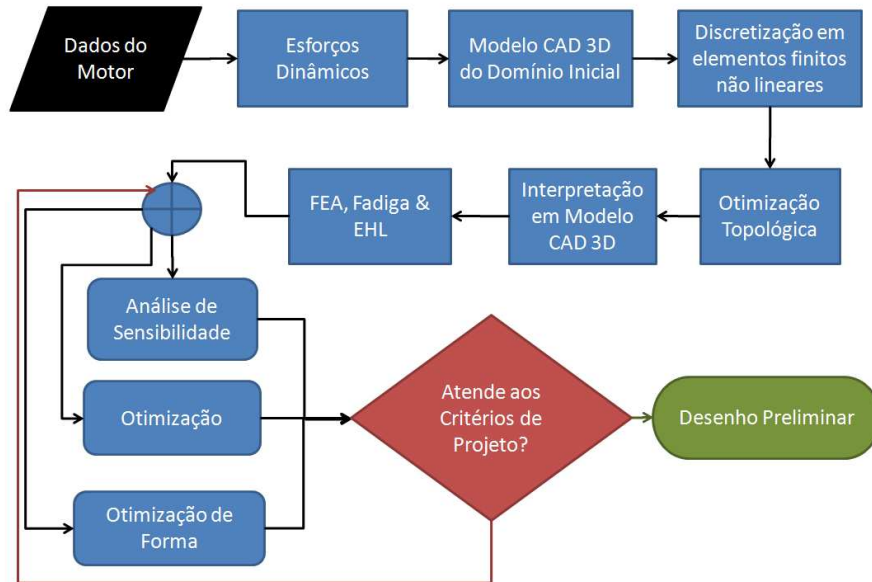


Figura 4.24: Metodologia de projeto baseado em otimização topológica

#### 4.6.1 Domínio de otimização

O domínio de otimização deve ser identificado analisando-se o espaço disponível no motor para a montagem e funcionamento da biela. É recomendada uma análise de mecanismo virtual conforme LIMA E SILVA *et al.* (2012) para checar as folgas mínimas do sistema. Nesta dissertação são considerados dois domínios: um primeiro considerando bi-partição da biela com montagem por 4 parafusos e um segundo considerando uma biela inteira com montagem pelo virabrequim. Foram construídos modelos CAD 3D destes domínios iniciais conforme ilustra a Figura 4.25.

#### 4.6.2 Elementos Finitos não lineares

O modelo CAD do domínio é então discretizado em elementos finitos no *software* ANSYS, utilizando elementos sólidos tetraédricos e elementos de contato de superfície-superfície entre os componentes, que são modelados com elementos sólidos hexaédricos para maior facilidade da solução não linear dos contatos. O tamanho dos elementos deve ter uma regularidade por todo o domínio conforme ilustra a Figura 4.26, para tal recomenda-se a técnica de geração de malha denominada *Patch Independent*.

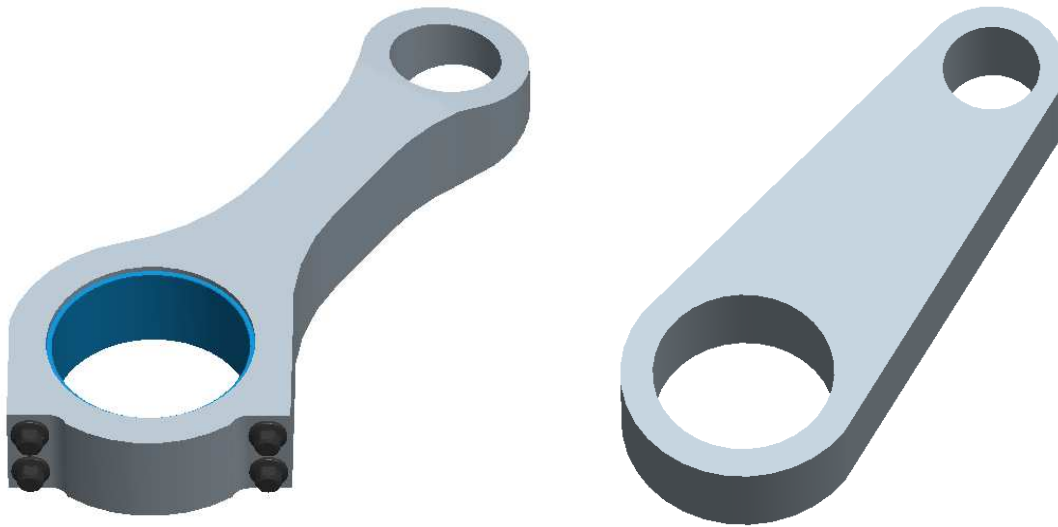


Figura 4.25: Modelos CAD 3D dos domínios iniciais de otimização

Novamente, não é válida a condição de equilíbrio estático para o modelo da biela em elementos finitos estáticos. Porém, neste caso, não é possível contornar simplesmente separando a análise em dois grupos como descrito anteriormente. Caso contrário, a otimização resultaria em duas topologias: uma seria ótima para a condição de carregamento da extremidade menor; outra seria ótima para o extremidade maior. Para lidar com esta limitação, modelam-se contatos nas duas extremidades, aplicando-se as forças máximas e mínimas das condições de máxima velocidade contínua e máxima potência, respectivamente. Pode-se ainda lançar mão de condições de simetria conforme ilustra a Figura 4.27.

### 4.6.3 Otimização Topológica

O domínio discretizado em elementos finitos é então submetido ao processo de otimização topológica utilizando a formulação de mínima flexibilidade estrutural com restrição de volume no *software* TOSCA Structure 7.1.1, com algoritmo de solução *Topo Controller*, baseado no critério da otimalidade (TOSCA, 2011). Como existem duas condições de contorno principais: tração e compressão, o problema de otimização tem dois objetivos: minimizar a flexibilidade estrutural do caso de tração e minimizar a flexibilidade estrutural do caso de compressão. Uma vez que o módulo da força de compressão é muito maior que a força de tração, recomenda-se utilizar um



Figura 4.26: Domínio de projeto discretizado em elementos finitos

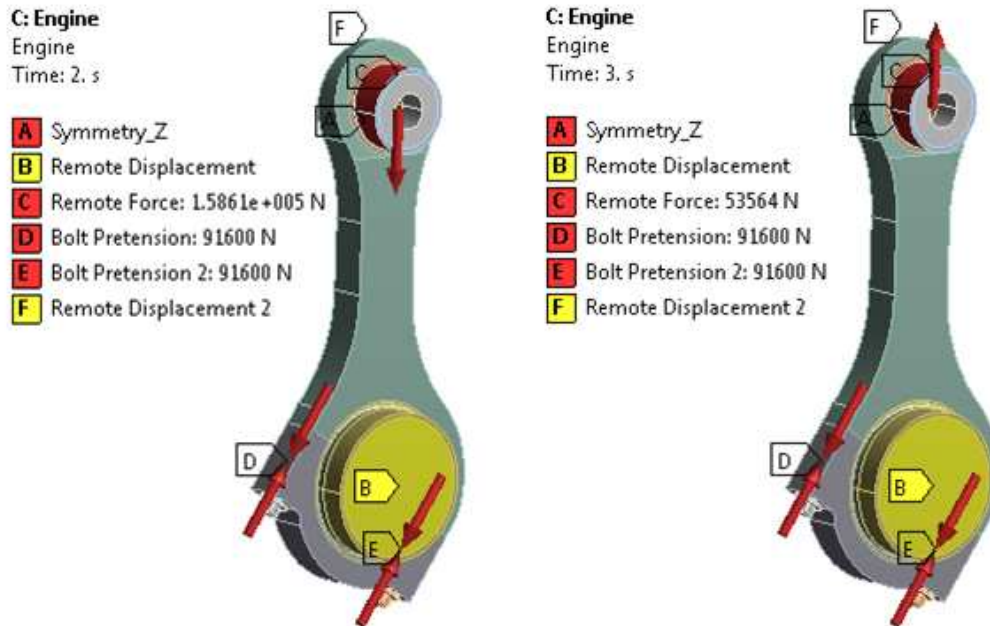


Figura 4.27: Condições de contorno do domínio

fator de ponderação na função objetivo para que o algoritmo não ignore o caso de tração. Para esta biela foi utilizado fator 2 para o carregamento de tração.

A restrição de volume é definida através da relação do valor obtido da massa do modelo CAD do domínio inicial (Fig. 4.25) com o critério de projeto de massa da biela. Foi considerada uma restrição nas variáveis de projeto próximas aos contatos para evitar problemas de convergência da solução não linear, ou seja, os elementos sólidos que tinham elementos de contato em suas faces foram mantidos com densidade virtual constante (igual a 1) durante a otimização. Nenhuma restrição de manufatura foi empregada, no entanto, para outros projetos cujo processo de fabricação é definitivo, recomenda-se o uso das restrições cabíveis, no mínimo a definição de direção principal de possíveis furos e tamanhos máximos e mínimos de membros.

#### **4.6.4 Interpretação em Modelo CAD**

O modelamento da geometria otimizada em sistema CAD deve ser feito sobrepondo-se o resultado de distribuição de material, após otimização topológica. O mesmo pode ser suavizado utilizando o módulo *smooth* do TOSCA Structure que permite melhor interpretação do resultado numérico em CAD. Desta forma, podem ser identificados raios de transição e arredondamento de cantos em geral.

O modelo tridimensional deve ter contornos além da superfície do resultado suavizado. No entanto, é necessária a simplificação de algumas regiões para evitar uma construção geométrica muito complexa que é prejudicial para o desenho, análise de engenharia e fabricação.

#### **4.6.5 Análise de Sensibilidade**

A análise de sensibilidade é aplicada em processos computacionais muito demorados como é o caso do modelo de EHL que leva 10 horas em média para ser calculado. Alternativamente, podem ser aplicados diversos DOE para avaliar a sensibilidade de diversos parâmetros.



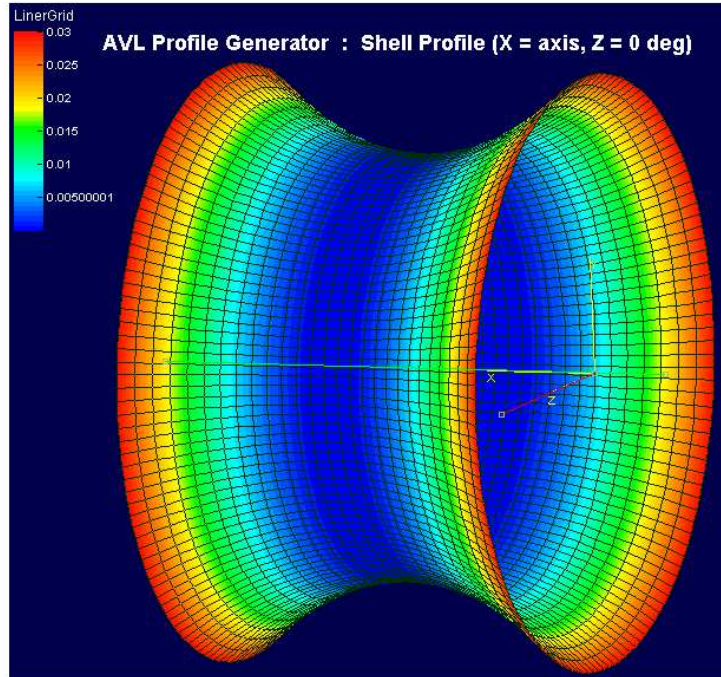


Figura 4.28: Perfil micro-geométrico do mancal da extremidade menor da biela

O aumento de pressões de combustão vem contribuindo negativamente para a vida e confiabilidade do mancal da extremidade menor da biela, a ponto de, em algumas aplicações (principalmente em bielas sem bucha), justificar a presença de perfis micro-geométricos de alta complexidade e alto custo de fabricação. Portanto, neste trabalho é aplicado um estudo de sensibilidade do alívio do perfil micro-geométrico axial do mancal da extremidade menor da biela nos parâmetros de EHL. A Figura 4.28 ilustra de forma ampliada a geometria estudada, tratando-se de um barril convexo, mais conhecido como *trumpet* (LUEHRMANN *et al.*, 2000), ou trompete, cujo objetivo é aliviar as regiões extremas do mancal menor da biela do carregamento de borda provocado pelo flexão do pino do pistão durante a combustão.

#### **4.6.6 Otimização**

Após a conceituação feita por Otimização Topológica, pode-se também aplicar outros métodos de otimização para um dimensionamento mais detalhado da biela. Alguns métodos bastante utilizados hoje em dia mas que não foram estudados neste trabalho são otimização genética, otimização biomecânica (MATTHECK E BAUMGARTNER, 1992) e outros algoritmos heurísticos aplicados na solução de problemas não lineares.

#### **4.6.7 Otimização de Forma**

A otimização de forma pode ser aplicada acoplando a análise de Elementos Finitos e fadiga em um processo automatizado. Por limitação do TOSCA, apenas o dano de fadiga pode ser usado como objetivo minimizável do FEMFAT, sendo assim, minimizado o dano de fadiga ao invés do fator de segurança calculado normalmente.

Restrições são aplicadas apenas nas variáveis de entrada para facilitar a otimização com análises não lineares, congelando nós e elementos submetidos a condições de contorno e contatos.

## 5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos durante o trabalho em dois grupos: primeiramente o resultados obtidos durante a execução da metodologia de Projeto Mecânico Convencional e, em sequência, os resultados obtidos após a execução do método de Projeto Mecânico Otimizado proposto nesta dissertação. A discussão dos resultados é feita dentro de cada seção e subseção para melhor organização do texto.

### 5.1 Projeto Mecânico Convencional

#### 5.1.1 Esforços dinâmicos

Os esforços dinâmicos axiais mínimos e máximos foram calculados em condições extremas de operação do motor para um dimensionamento seguro da viga da biela. A força mínima foi calculada da eq. 4.3 para a condição de máximo torque de 3137 N.m a 1000 rpm enquanto a força máxima foi calculada da eq. 4.4 na condição de máximo pico de velocidade a 3150 rpm.

$$F_{min} = -24 \times 10^6 \left( \frac{\pi}{4} \times 0,137^2 \right) + 7,26 \times 0,0845 \left( \frac{2\pi \times 1000}{60} \right)^2 (1 + 0,3165) \quad (5.1)$$
$$F_{min} = -353787,3 + 8856,7 = -344930N$$

$$F_{max} = \left(1 - \frac{0,0842}{0,2670}\right) 6,83 \times 0,0845 \left(\frac{2\pi 3150}{60}\right)^2 + \left(7,26 + \frac{0,0842}{0,2670} 6,83\right) \times 0,0845 \left(\frac{2\pi 3150}{60}\right)^2 (1,3165) \quad (5.3)$$

$$F_{max} = 42995,3 + 113952,7 = 156948N$$

## 5.1.2 Dimensionamento

### Área mínima

Para o cálculo de área mínima, estimou-se o limite de fadiga a flexão por

$$S_f = 0,5 \times 900 = 450MPa \quad (5.4)$$

e foi feita a correção do limite de fadiga para cargas axiais

$$S'_f = (0,7 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1) \times 450 = 315MPa \quad (5.5)$$

além disso, foi considerando um fator de segurança de 1.5 para o cálculo da equação 4.21

$$A_{min} = \frac{1,5(156948 - (-344930))}{2 \times 315} = 1195mm^2 \quad (5.6)$$

## Momentos de inércia mínimos

Os momentos de inércia mínimos foram calculados da eq. 4.27 e 4.28

$$I_{xxmin} = -1e12 \frac{20 \times (-344930) \times 0,267^2}{\pi^2 200 \times 10^9} = 2,49 \times 10^5 mm^4 \quad (5.7)$$

$$I_{yymin} = -1e12 \frac{5 \times (-344930) \times 0,267^2}{\pi^2 200 \times 10^9} = 6,23 \times 10^4 mm^4 \quad (5.8)$$

## Otimização da viga I

O problema de otimização da eq. 4.8 foi formatado considerando as restrições calculadas anteriormente. A solução do problema de otimização

$$\begin{aligned} & \min \frac{A}{I_{xx}} && (5.9) \\ \text{s.a.: } & A \geq 1195 mm^2 \\ & I_{xx} \geq 2,49 \times 10^5 mm^4 \\ & I_{yy} \geq 6,23 \times 10^4 mm^4 \\ & 0 \leq H \leq 48 mm \\ & 0 \leq h \leq H \\ & 0 \leq B \leq 32 mm \\ & 6,4 mm \leq b \leq B \end{aligned}$$

resultou em

$$\begin{aligned}H &= 48mm \\h &= 13,32mm \\B &= 32mm \\b &= 6,4mm \\A &= 1195mm^2 \\I_{xx} &= 2.90 \times 10^5 \\I_{yy} &= 9.50 \times 10^4\end{aligned}\tag{5.10}$$

onde notou-se que a restrição de área mínima dominou a solução; além disso as variáveis  $H$  e  $B$  foram mantidas no limite superior de seu domínio, enquanto a variável  $b$  foi mantida em seu limite inferior. Observa-se que a variável  $h$  é a única que teve solução em um ponto intermediário do domínio. Desta forma, pode-se dimensionar uma viga de perfil I ótima da seguinte forma:

$$\begin{aligned}H &= H_{max} \\B &= B_{max} \\b &= b_{min} \\h &= \frac{B.H - A_{min}}{B - b}\end{aligned}\tag{5.11}$$

### Seleção inicial do parafuso

A seleção preliminar do parafuso da biela foi feita conforme

1.  $F_t = 156948 \text{ N}$
2. Define-se o número de parafusos que deseja-se utilizar -  $n = 4$
3. Estima-se a bitola do parafuso -  $d = 12\text{mm}$
4. Calcula-se a máxima resistência a tração  $S_R = 1200 \text{ MPa}$  e limite de escoamento do material  $S_Y = 0,9 \times 1200 = 1080 \text{ MPa}$
5. Estima-se a força de montagem no regime elástico por

$$F_M = 0,75 \times 1080 \frac{\pi 12^2}{4} = 91600N \quad (5.12)$$

6. Calcula-se a tensão no parafuso por

$$\sigma_P = \frac{4 \times 91600}{\pi 12^2} + \frac{4 \times 156948}{4\pi 12^2} = 1157MPa \quad (5.13)$$

7.  $1157 \text{ MPa} < 1200 \text{ MPa}$

Percebe-se que a tensão do parafuso supera o limite de escoamento porém é menor que a máxima resistência à tração. Desta forma, recomenda-se para estudos posteriores um cálculo e dimensionamento mais preciso dos parafusos conforme descrito em METALAC (2008).

### 5.1.3 Modelo CAD Tridimensional

O modelo CAD da Fig. 5.1 apresenta uma análise de massa da biela projetada pela metodologia convencional utilizando uma densidade estimada por  $7820 \text{ g/cm}^3$ . A massa da biela é 6.83 kg e seu CG de 84.23 mm atende ao requisito de projeto  $L_{CG} < \frac{1}{3}L$ .

### 5.1.4 Elementos Finitos

#### FEA Linear

A análise flambagem linear resultou em cargas críticas de flambagem de  $P_{cr_x} = 13613 \text{ kN}$  e  $P_{cr_y} = 1794 \text{ kN}$  conforme a Fig. 5.2. Nota-se que o plano normal ao eixo de rotação do

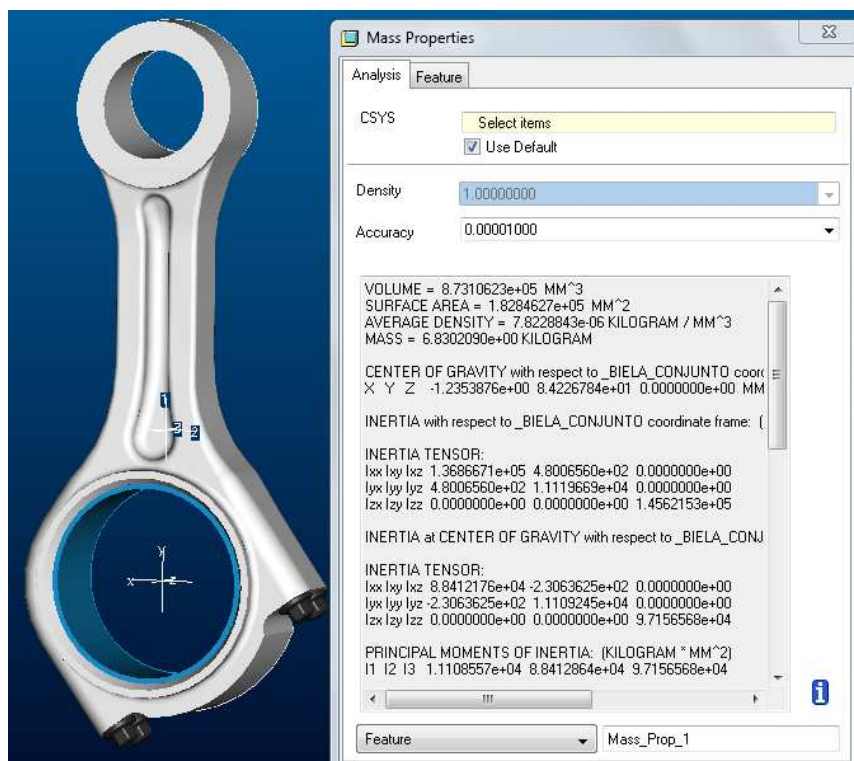


Figura 5.1: Análise de massa da biela projetada pelo método convencional

motor apresenta elevada carga crítica de flambagem, ao passo que o plano ortogonal ao anterior é o plano preferencial de flambagem da biela. Finalmente, observa-se que a biela projetada por meios convencionais atende aos requisitos de projeto  $P_{crX} > 20F_{min}$  e  $P_{crY} > 5F_{min}$ .

## FEA Olhal Menor

Os resultados da análise de Elementos Finitos do Olhal Menor estão de acordo com o funcionamento esperado de uma montagem de pino do pistão com folga no furo da extremidade menor da biela de forma similar ao resultados de BRABEC *et al.* (2004). Os deslocamentos da Fig. 5.3 mostram que a força durante a combustão provoca um fechamento da folga na região inferior do olhal menor induzindo uma compressão da viga da biela, enquanto, a força de inércia provoca um fechamento da folga na região superior do mancal causando uma ovalização do furo e uma tração da viga da biela. Além disso, nota-se que a flexão do pino durante as cargas de combustão ocasiona maiores deslocamentos.



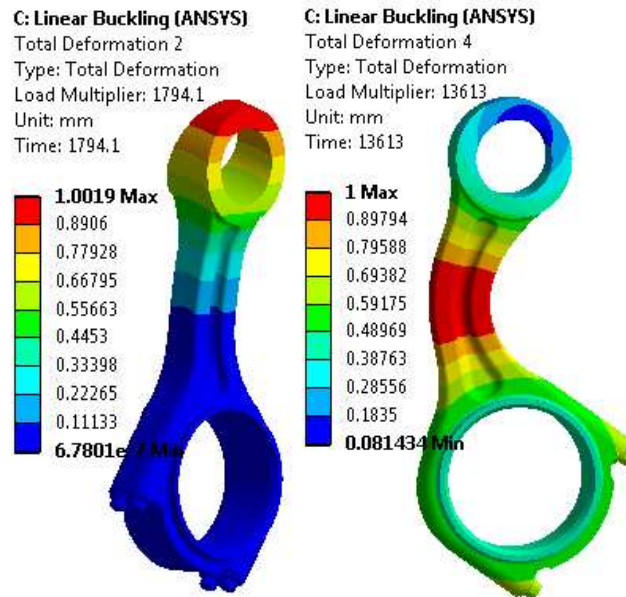


Figura 5.2: Modos de flambagem da biela convencional

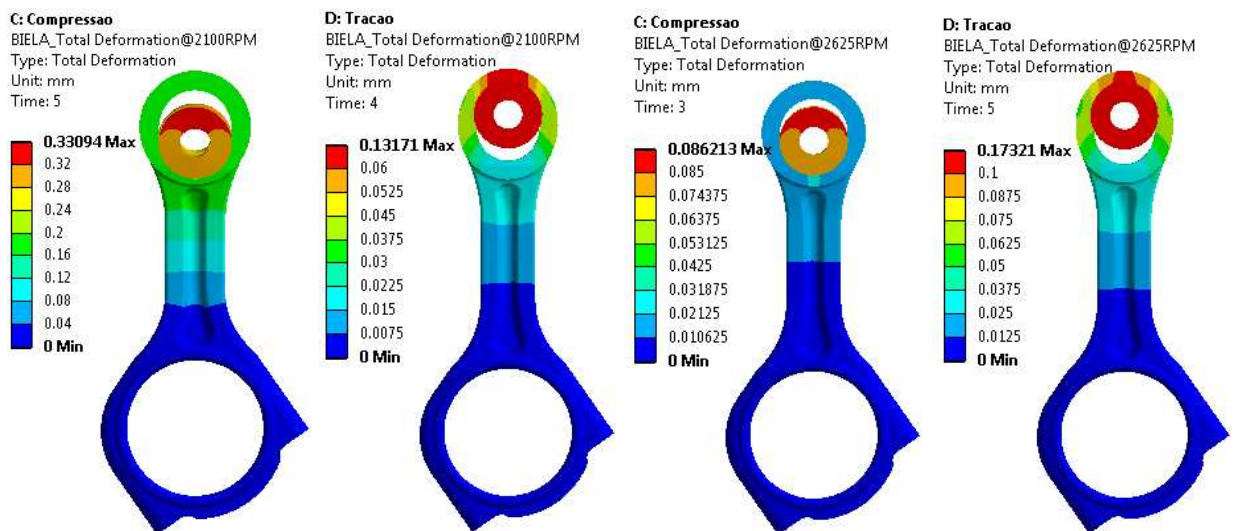


Figura 5.3: Deslocamentos do olhal menor da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x).

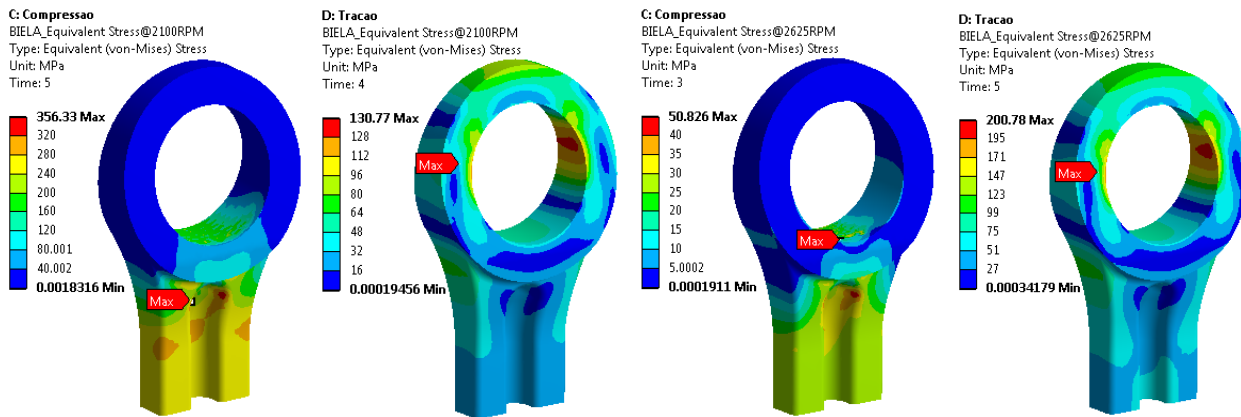


Figura 5.4: Tensões de von Mises do olhal menor da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x).

As tensões equivalentes de von Mises da Fig. 5.4 mostram que as tensões máximas durante a combustão ocorrem em regiões próximas a viga da biela devido à compressão do corpo da biela, enquanto que durante a inércia, as tensões ocorrem a 3 e 9hs do furo o olhal menor que podem ser entendidas como consequência da ovalização observada na Fig. 5.3 em acordo com os resultados obtidos por SHENOY (2004) e CHACON (2006). A tensão de von Mises máxima calculada foi de 356 MPa durante a combustão na condição de máxima potência que atende ao critério de projeto  $\sigma_{eqv} < S_Y$ . As tensões em outras condições de operação também atendem ao requisito de projeto e são mostradas no Apêndice A.

Os resultados de pressão de contato da Fig. 5.5 mostram que a flexão do pino do pistão durante a combustão ocasiona picos de pressão na extremidade do mancal. Enquanto a pressão de contato na linha de simetria do mancal não passa de 175 MPa, a pressão de contato nas bordas do mancal atinge valores de 269 MPa.

## FEA Olhal Maior

Os resultados da análise de Elementos Finitos do Olhal Maior estão de acordo com os resultados apresentados por LONDHE *et al.* (2009). Os deslocamentos da Fig. 5.6 indicam uma ovalização causada durante as forças de inércia. Adicionalmente, percebe-se que os deslocamentos do eixo do virabrequim são uniformes ao longo do mesmo, o que indica a ocorrência de movimento de corpo rígido para o fechamento das folgas do mancal da extremidade maior da biela. Além

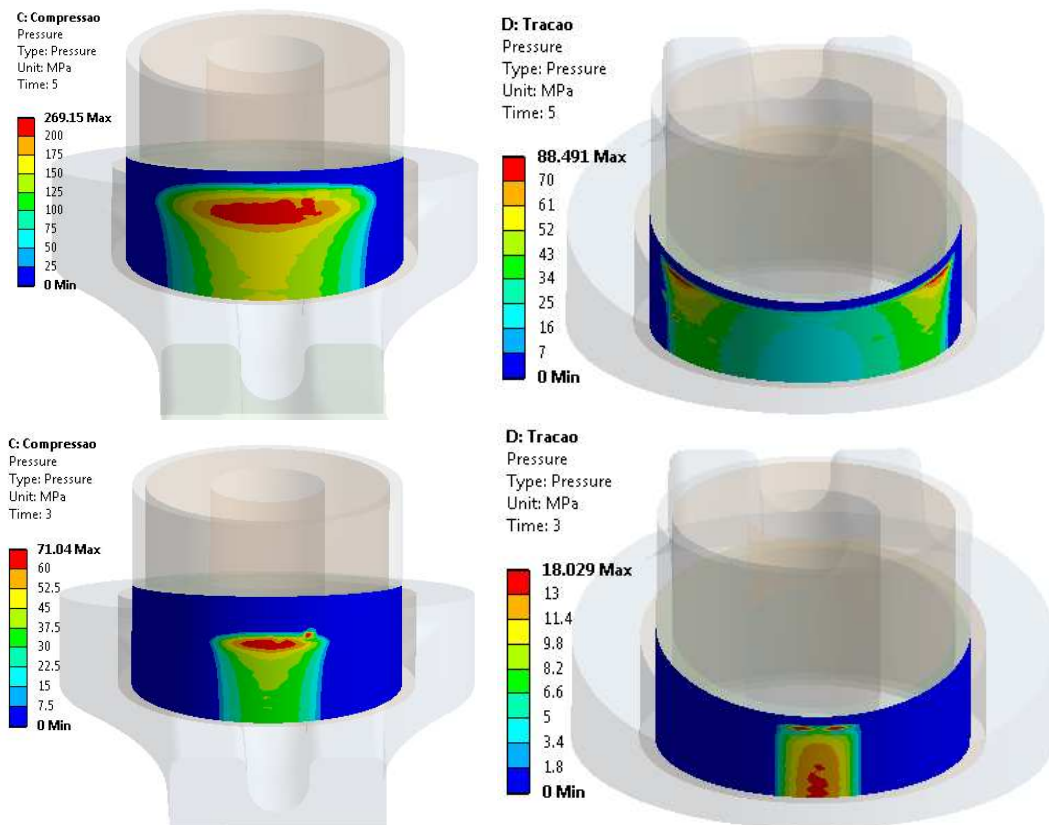


Figura 5.5: Pressões de contato no olhal menor da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm.

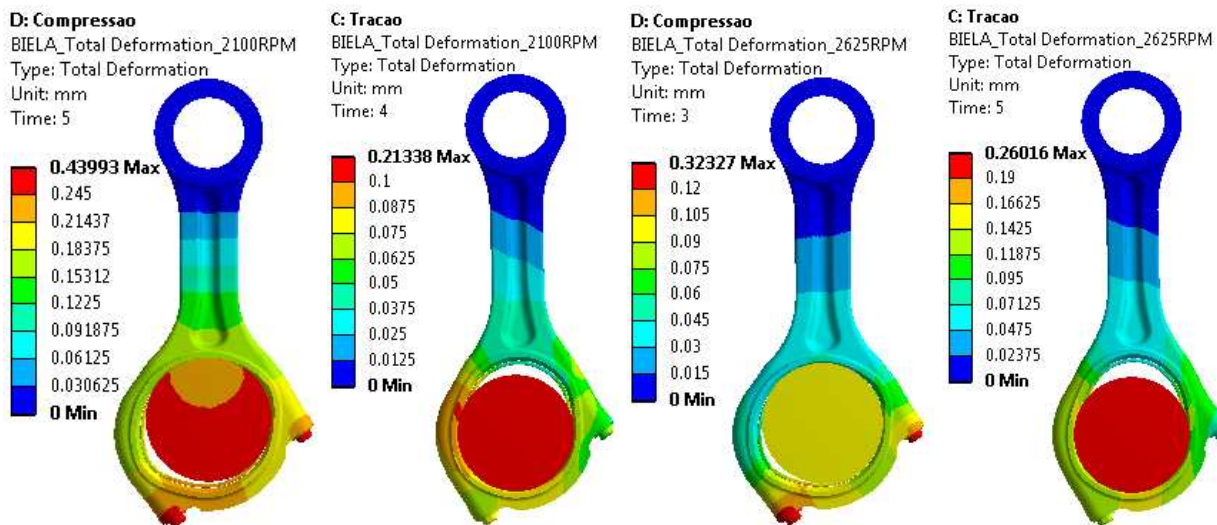


Figura 5.6: Deslocamentos do olhal maior da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x).

disso, nota-se que a assimetria devido ao ângulo da junta de separação do olhal maior ocasiona deslocamentos não simétricos na viga devido a forças de inércia, ao passo que, as forças de combustão são transmitidas uniformemente na região da viga da biela.

As tensões equivalentes de von Mises da Fig. 5.7 mostram que as tensões máximas ocorrem no contato da cabeça do parafuso com a biela. No entanto, os picos de tensão devem ser ignorados pois são consequências indesejáveis dos contatos colados do parafuso e portanto, são fictícios uma vez que superaram o limite de escoamento do material (550 MPa). Ignorando-se os picos, pode-se concluir que as tensões máximas ocorrem próximas aos parafusos, devido a elevada força de montagem dos mesmos.

Os resultados de pressão de contato da Fig. 5.8 mostram um contato bastante uniforme durante a combustão com pico máximo de 133 MPa aproximadamente alinhado com o eixo de simetria da viga da biela, enquanto que os carregamentos trativos de inércia são transmitidos de maneira pouco uniforme com pico de 35 MPa, sendo explicado pela ovalização e deformações visualizadas na Fig. 5.6, que são acentuadas considerando-se a geometria angular da extremidade maior.

Os resultados de pressão de contato na junta de separação do olhal maior da Fig. 5.9 mostram que a pressão residual mínima é de 36 MPa mesmo com a aplicação da máxima força de inércia a

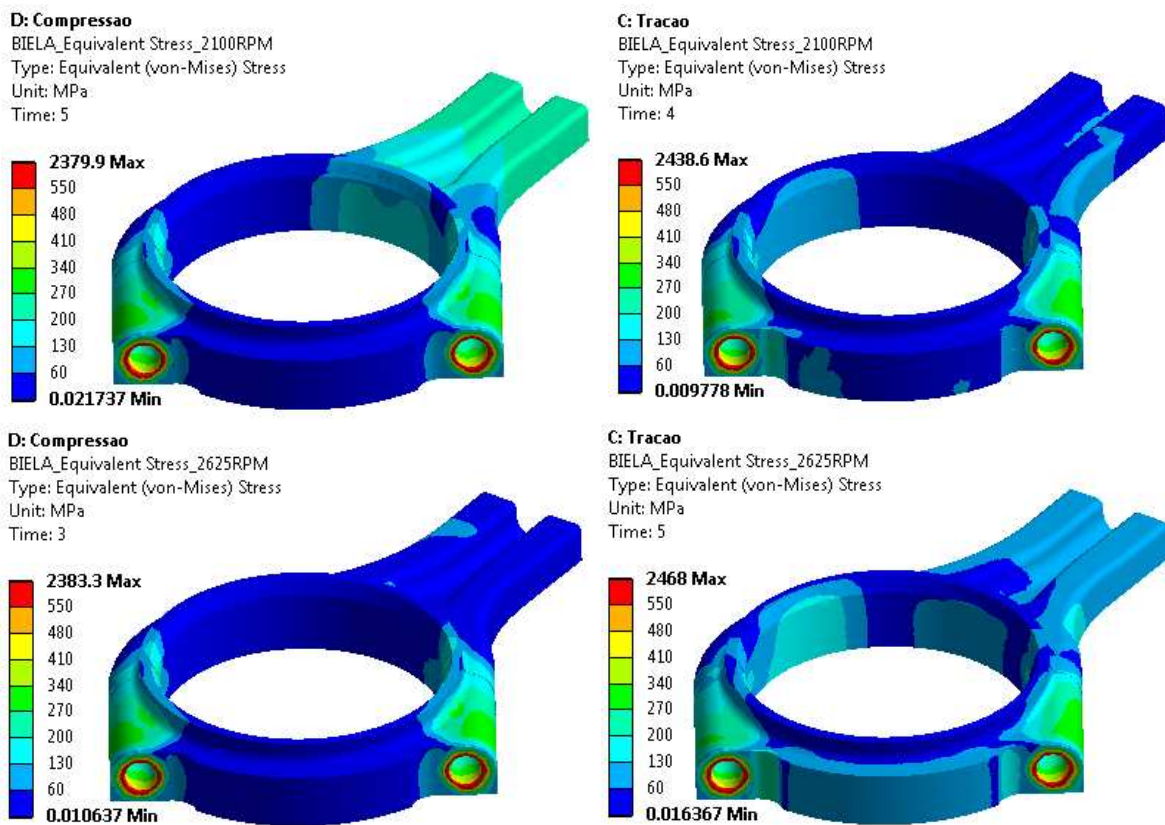
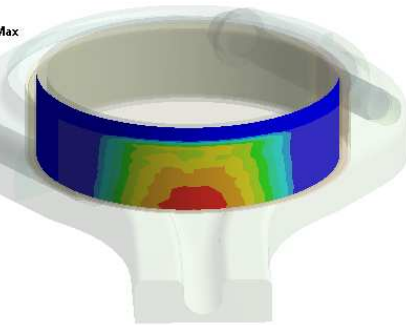
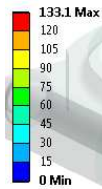


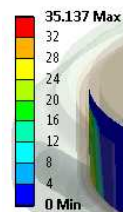
Figura 5.7: Tensões de von Mises do olhal maior da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm.



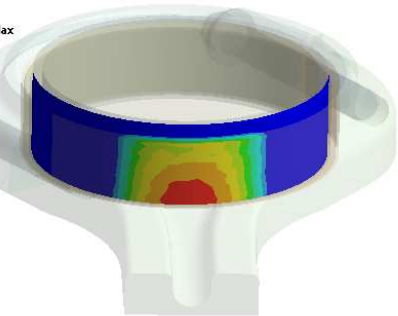
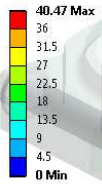
D: Compressao  
Pressure  
Type: Pressure  
Unit: MPa  
Time: 5



C: Tracao  
Pressure  
Type: Pressure  
Unit: MPa  
Time: 4



D: Compressao  
Pressure  
Type: Pressure  
Unit: MPa  
Time: 3



C: Tracao  
Pressure  
Type: Pressure  
Unit: MPa  
Time: 5

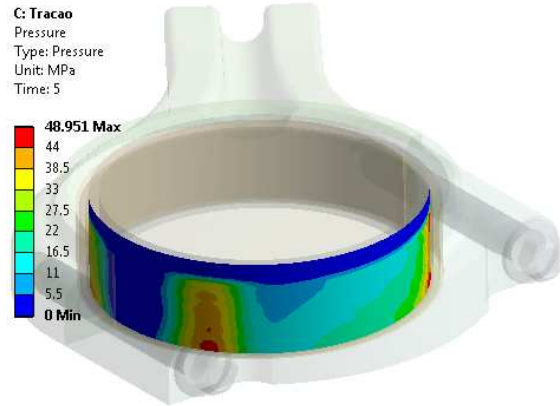
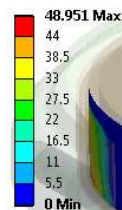


Figura 5.8: Pressões de contato no olhal maior da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm.

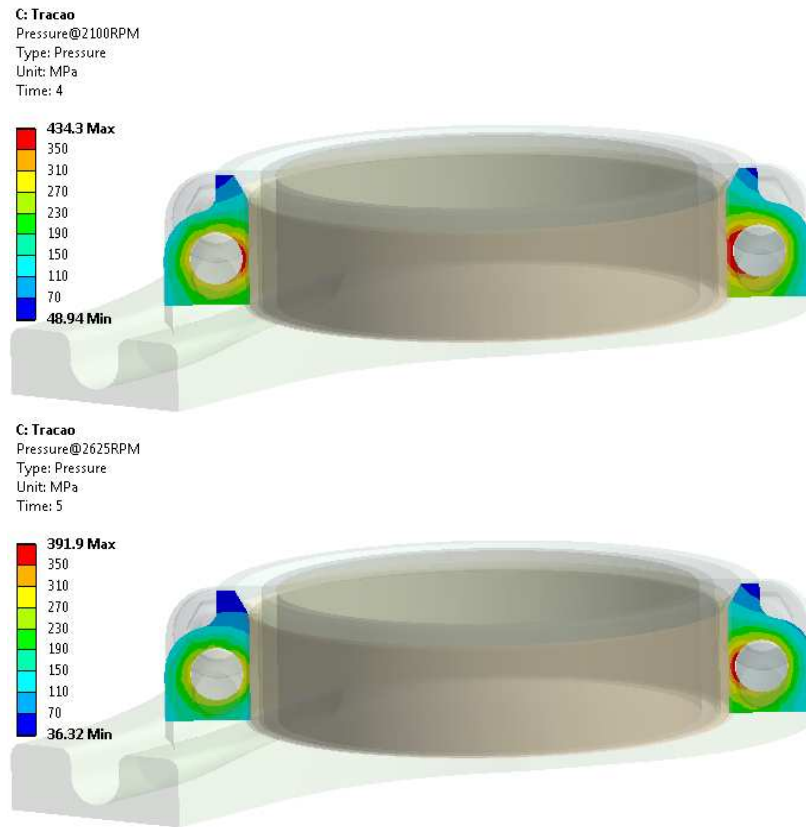


Figura 5.9: Pressões de contato na junta de separação da biela convencional a 2100 rpm e 2625 rpm.

2625rpm, respeitando o critério de projeto  $P_r > 1$  MPa.

### 5.1.5 Fadiga

As tensões alternadas e médias de fadiga mostradas na Fig. 5.10 indicam que a região crítica do olhal menor em máxima potência é a transição bruta da viga para o furo com pico de tensão alternada de 186,7 MPa e tensão de média próxima de zero (-3,1 MPa). Considerando a condição de máxima velocidade contínua, a região crítica muda para a superfície usinada do furo que apresenta tensão alternada de 102,1 MPa e tensão média de 106,4 MPa, conforme mostra a Fig. 5.11.

A partir dos resultados de tensões de fadiga do olhal maior das Figs. 5.12 e 5.13, percebe-se que as tensões fictícias em volta dos parafusos também estão presentes devido as tensões da Fig. 5.7. Porém, desconsiderando-se as mesmas, pode-se dizer que a região crítica é a transição bruta da viga para o furo com tensões alternadas de 159,9 MPa e 102,6 MPa em máxima potência e

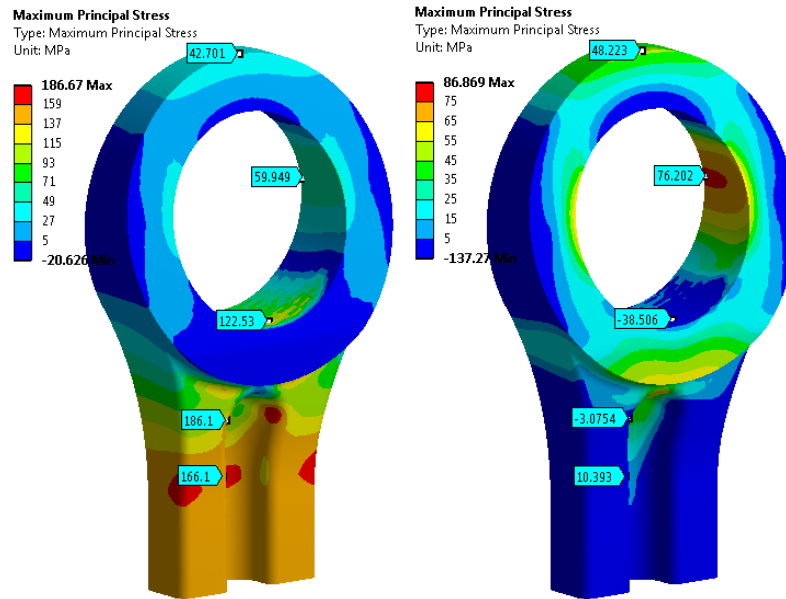


Figura 5.10: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm).

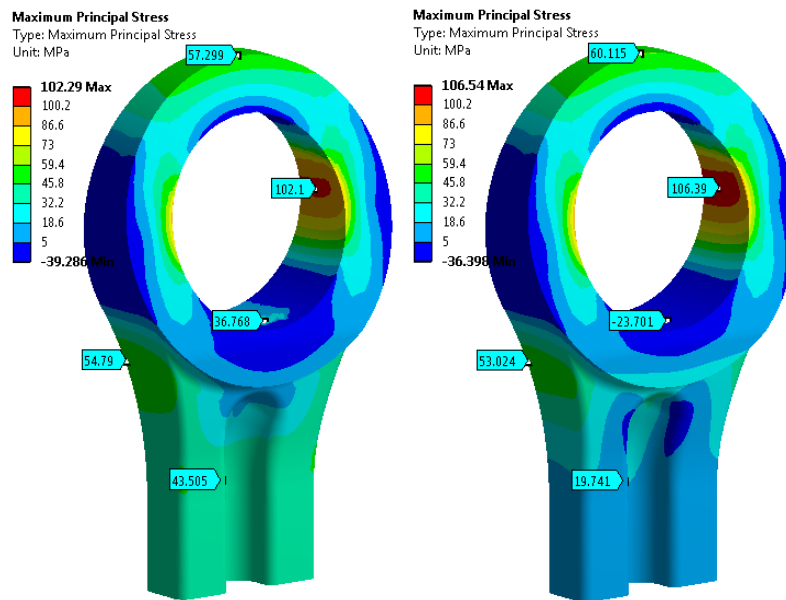


Figura 5.11: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela convencional em máxima velocidade contínua (2625 rpm).



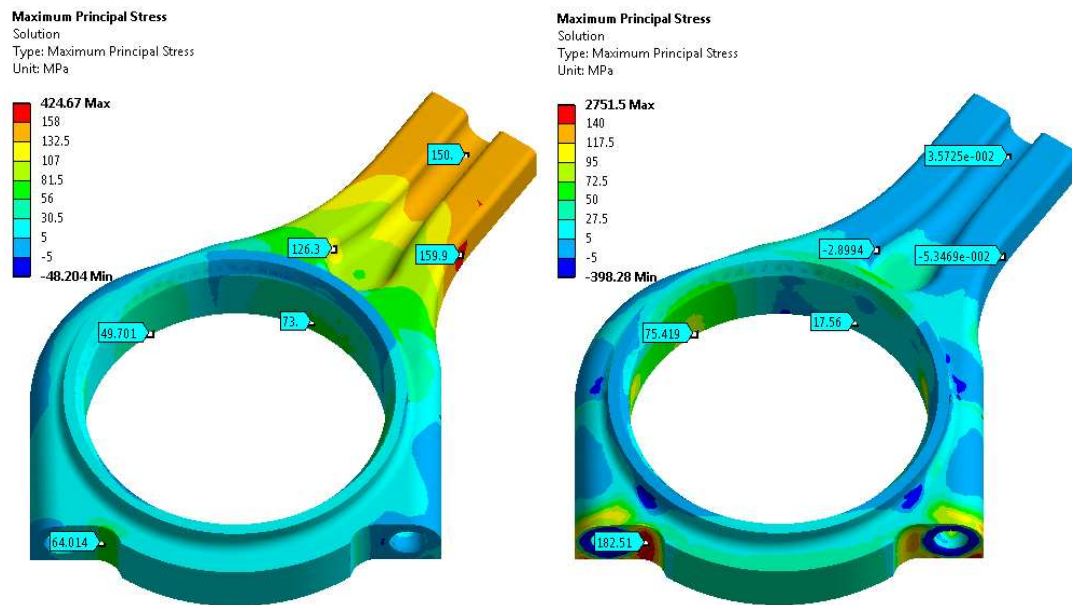


Figura 5.12: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela convencional em máxima potência (2100 rpm).

máxima velocidade contínua. Uma região que necessita atenção é o raio usinado próximo à cabeça do parafuso que apresenta elevada tensão média 182,5 MPa e 203,5 MPa em máxima potência e máxima velocidade contínua, respectivamente.

A análise de fadiga utilizando os diagramas de Goodman modificados e o critério de tensões máximas principais das Figs. 5.14 e 5.15 indica que todas as regiões da biela atendem o critério de fadiga com folga entre os estados de tensões e as linhas do material corrigidas de acordo com o acabamento de usinado ( $S_f = 183$  MPa) ou forjado jateado por esferas ( $S_f = 207,5$  MPa). As regiões críticas são as superfícies forjadas da biela solicitadas em máxima potência, principalmente porque estas regiões da viga e suas transições próximas apresentam estado de tensões altamente compressivo devido ao fenômeno da combustão. Cabe ainda, ressaltar que foi utilizado o fator de correção de 99,999% de confiabilidade com um desvio padrão máximo de 8%. Analisando o ponto crítico na região forjada ( $\sigma_a = 186.7$  MPa) pelo método da tensão média constante, o fator de segurança mínimo é 1,11. Caso seja desconsiderado o fator de correção de confiabilidade conforme discutido na seção 4.3.1, obtém-se um fator de segurança equivalente a 1,68.

A análise de fadiga da extremidade menor da Fig. 5.16 utilizando a metodologia FKM (1993) implementada no FEMFAT resultou em fatores de segurança de 1,47 em regiões brutas da viga da biela e 2,76 em regiões usinadas, que são aceitáveis porque considerou-se um fator de

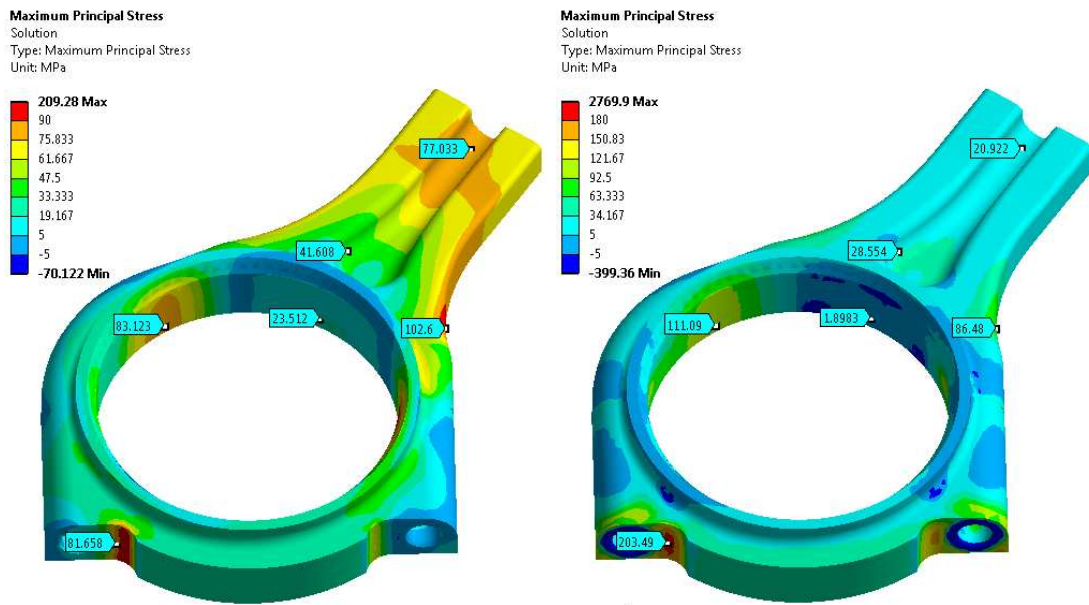


Figura 5.13: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela convencional em máxima velocidade contínua (2625 rpm).

confiabilidade para atingir 99,999% de sobrevivências.

A análise de fadiga da extremidade maior também apresentou valores fictícios próximas aos parafusos conforme identificado na Fig. 5.17. Desprezando-se estas singularidades, pode-se dizer que os fatores de segurança em fadiga são aceitáveis: 1,40 em regiões brutas da viga e 2,50 em regiões usinadas da biela.

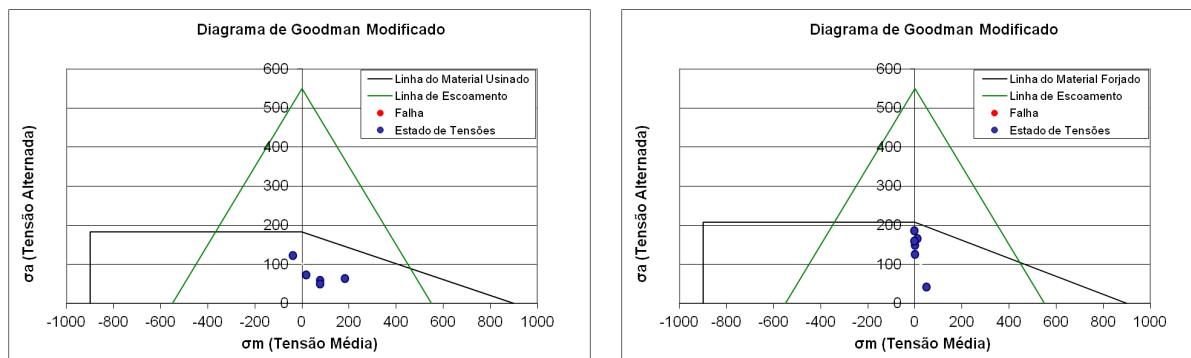


Figura 5.14: Análise de fadiga da biela convencional em máxima potência (2100 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita).

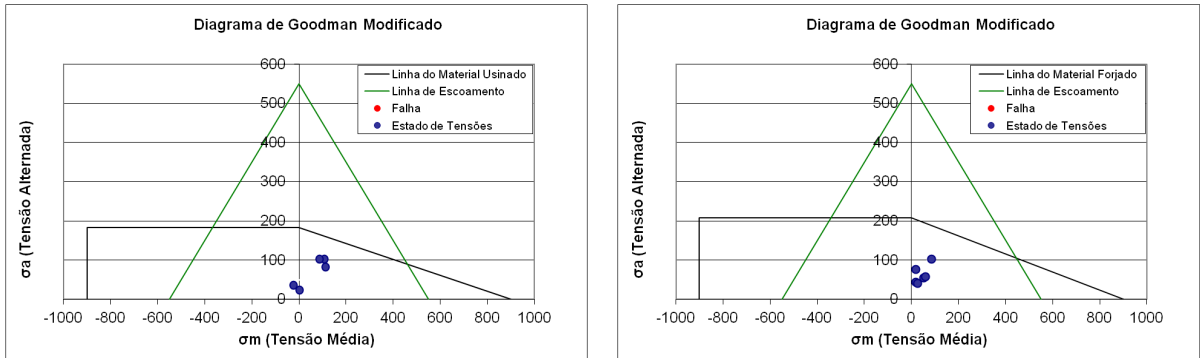


Figura 5.15: Análise de fadiga da biela convencional em máxima velocidade contínua (2625 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita).

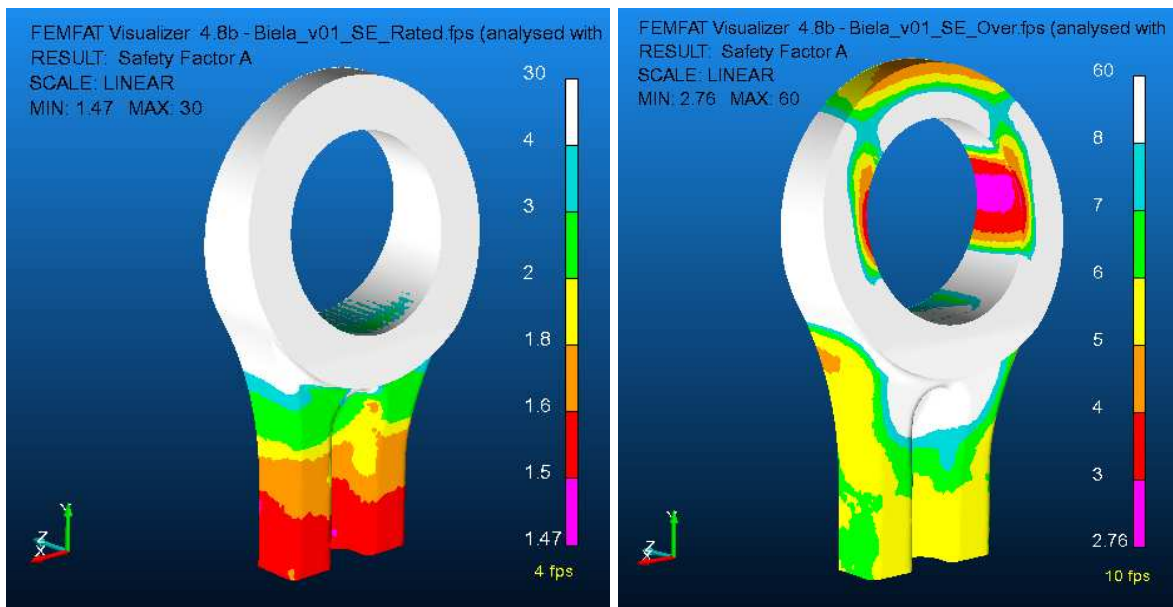


Figura 5.16: Fator de segurança em fadiga do olhal menor da biela convencional em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita).

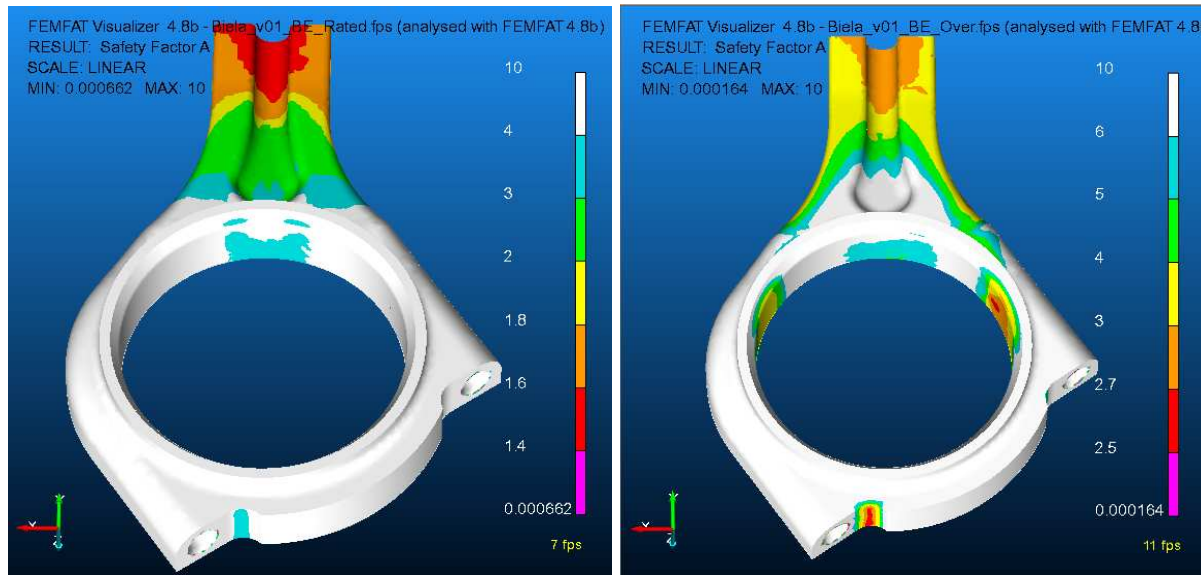


Figura 5.17: Fator de segurança em fadiga do olhal maior da biela convencional em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita).

### 5.1.6 Elasto-hidrodinâmica

Os resultados da análise elasto-hidrodinâmica da junta do olhal menor da biela da Fig. 5.18 mostram que o PACP de 394,3 MPa ocorreu no momento exato da combustão a 1107° de ângulo de manivela, quando a espessura de filme de óleo reduziu a 0,2  $\mu\text{m}$  devido à grande força de compressão aplicada neste momento, forçando a mudança do regime hidrodinâmico para o regime de lubrificação marginal. Apesar da elevada pressão de contato metal-metal, o critério de projeto da biela convencional foi atendido  $PACP < S_Y$ .

A perda de potência por atrito atingiu pico de 4063,7 W e uma média de 716,2 W ao longo de um ciclo completo do motor (720°). Cabe ressaltar que, considerando todas as 6 bielas do motor, a perda de potência nos mancais menores de biela foi de 4297,2 W durante o ciclo de operação, o correspondente a 5,7 cv ou 0,8% da potência total do motor.

Da análise da Fig. 5.19 percebe-se que os elevados valores de pressão de contato mecânico ocorreram na extremidade do mancal mesmo com o uso de um perfilamento axial mostrado na Fig. 4.28.

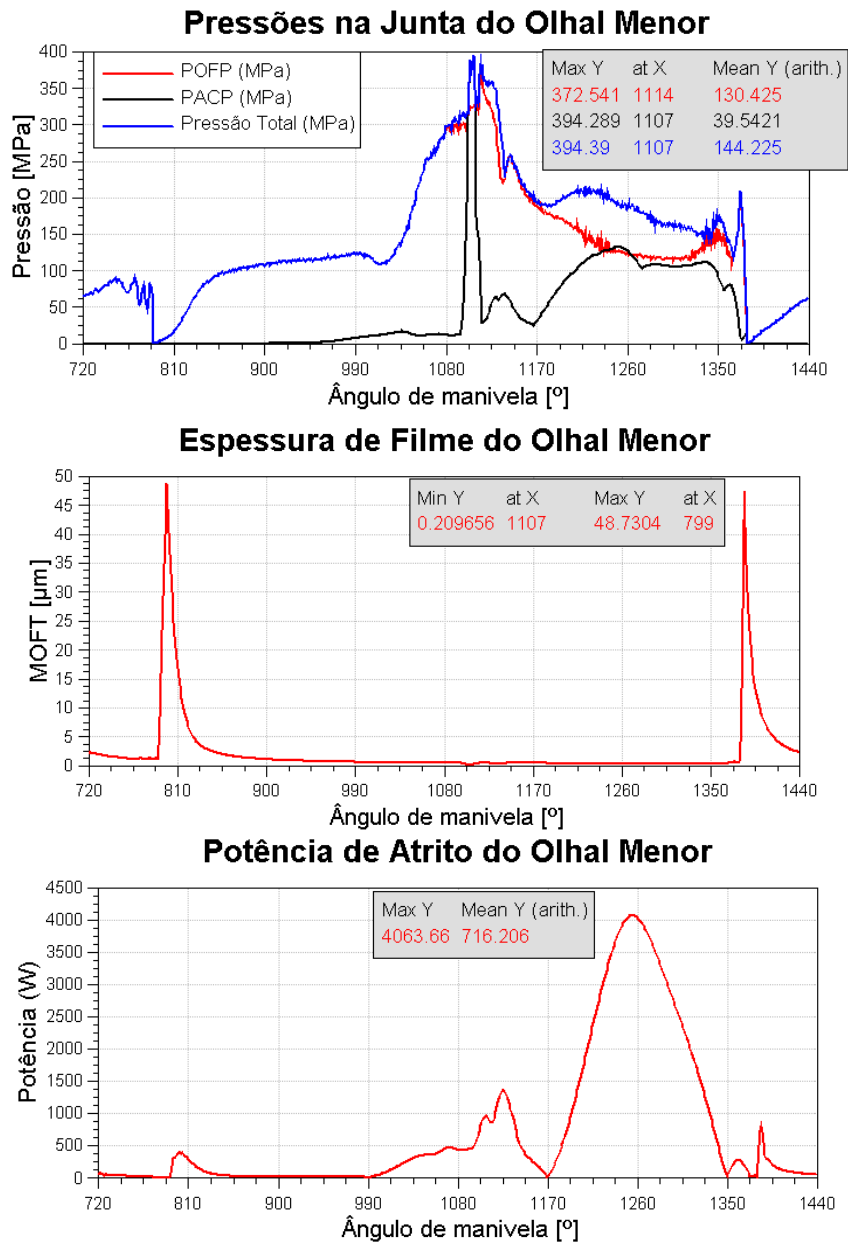


Figura 5.18: Resultados de EHL do olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm).

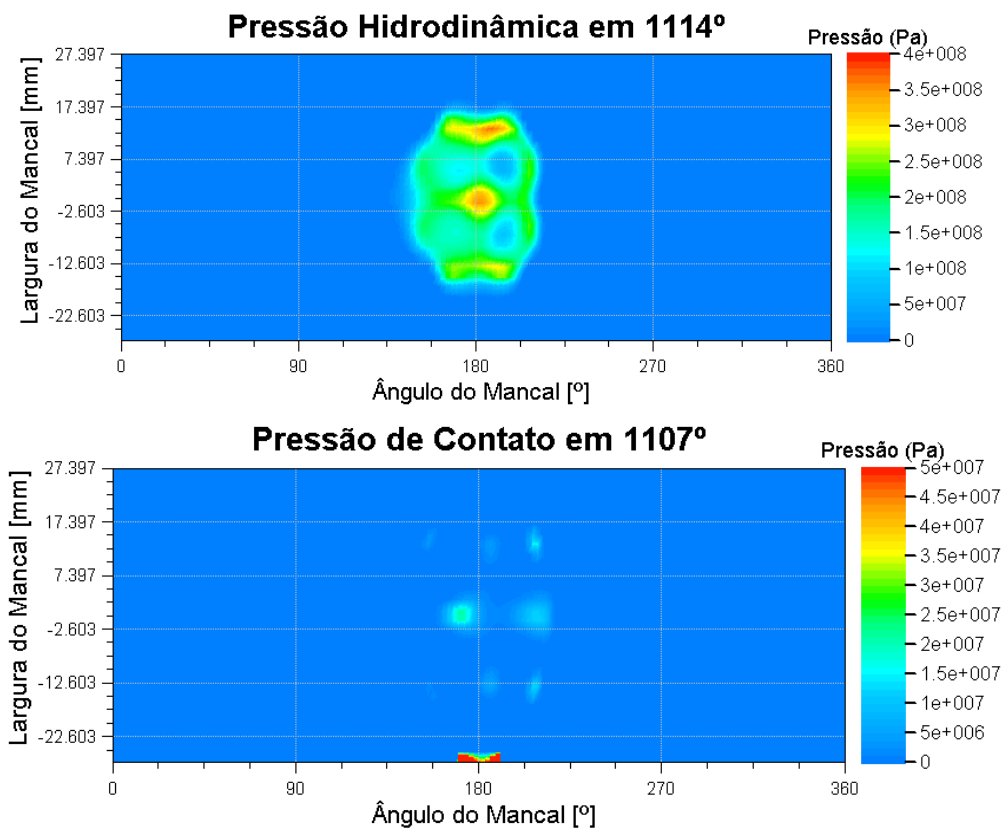


Figura 5.19: Pressões no olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm).

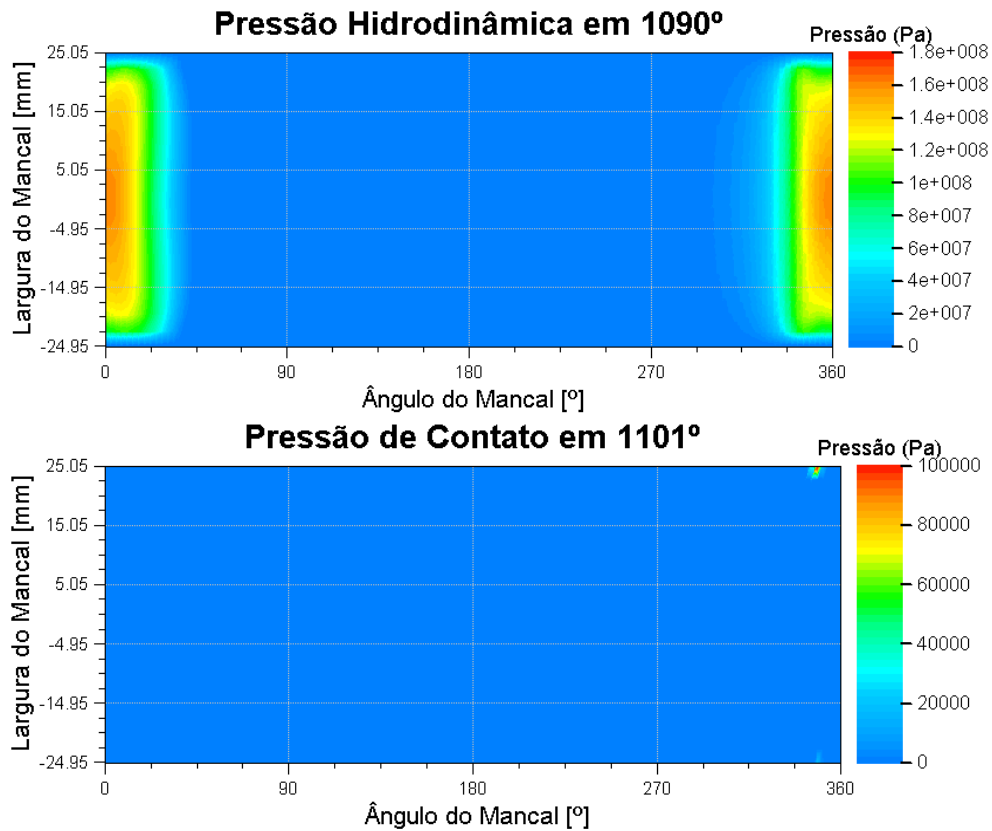


Figura 5.20: Pressões no olhal maior da biela convencional em máxima potência (2100 rpm).

Os resultados de EHL da junta do olhal maior da biela mostrados na Fig. 5.21 mostram que ao contrário do olhal menor, este mancal trabalha em regime hidrodinâmico mesmo durante o pico de força de compressão devido à combustão porque a mínima espessura do filme de óleo neste instante ( $1101^\circ$ ) é de  $1 \mu\text{m}$ , consideravelmente maior que a rugosidade da superfície ( $R_q = 0,2 \mu\text{m}$ ), atendendo o critério de projeto  $MOFT > 3 R_q$ . O pico de pressão no filme de óleo de  $161,5 \text{ MPa}$  ocorre no instante em que a manivela está a  $1090^\circ$ , também devido ao fenômeno da combustão, que carrega o centro do mancal conforme ilustra a Fig. 5.20. Não foi selecionado o material da bronzina, mas existe uma gama de materiais possíveis que atendam ao critério de projeto  $POFP < S_Y$ . Vale lembrar que foi considerado um recobrimento de módulo de elasticidade de  $120 \text{ GPa}$ , equivalente a uma liga de Cobre ou Alumínio.

A perda de potência por atrito do mancal maior da biela atingiu pico de  $2476,3 \text{ W}$  e uma média de  $1023,3 \text{ W}$  ao longo de um ciclo completo do motor ( $720^\circ$ ). Cabe ressaltar que, considerando todas as 6 bielas do motor, a perda de potência nos mancais maiores de biela foi de  $6139,8 \text{ W}$  durante o ciclo de operação, o correspondente a  $8,2 \text{ cv}$  ou  $1,2\%$  da potência do motor.

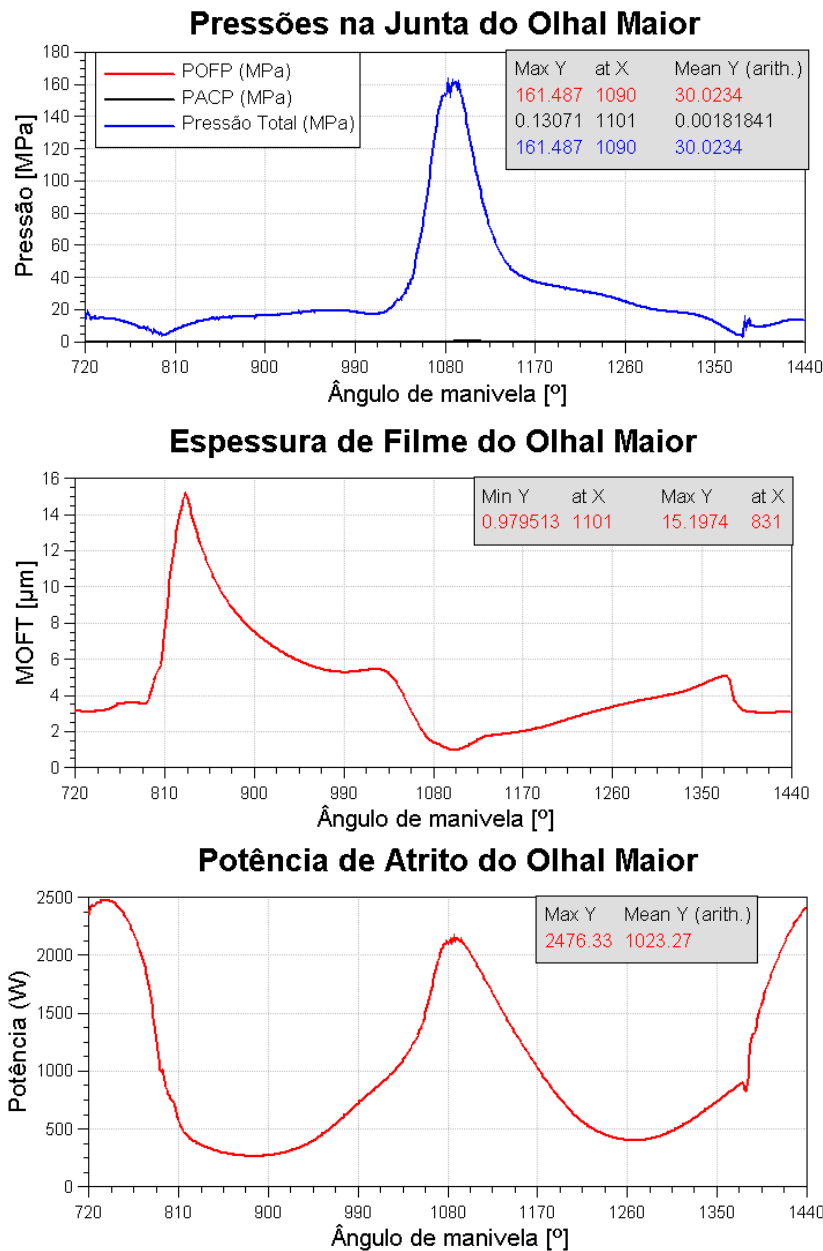


Figura 5.21: Resultados de EHL do olhal menor da biela convencional em máxima potência (2100 rpm).



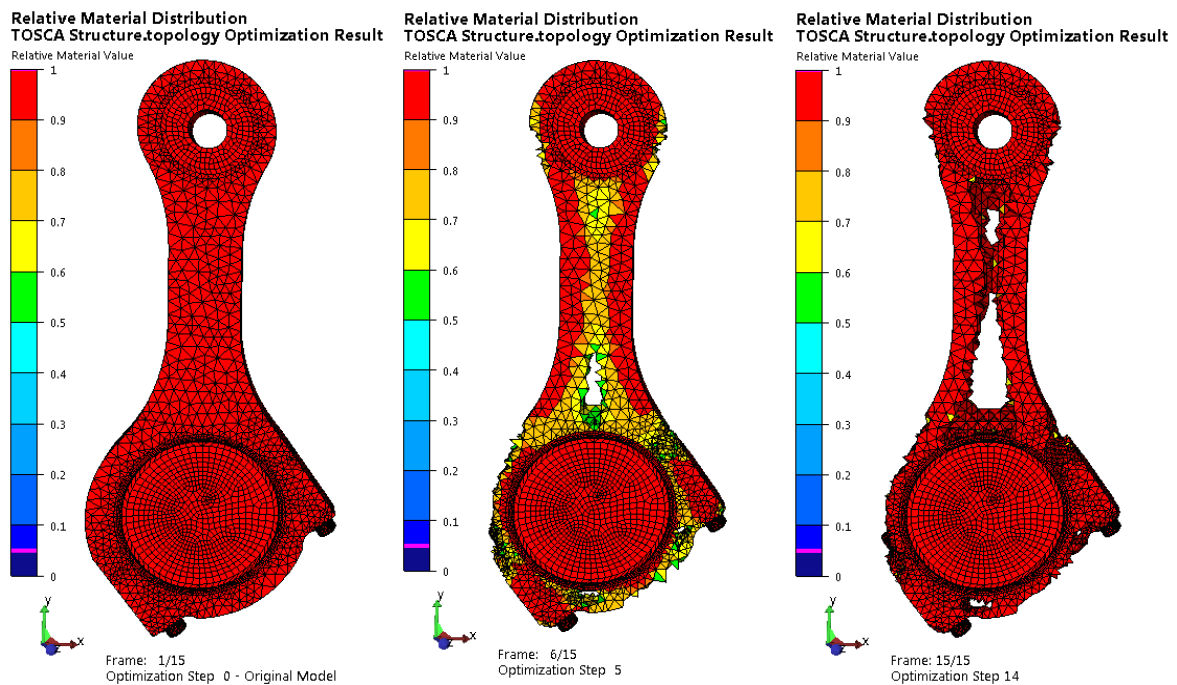


Figura 5.22: Densidades durante otimização da biela otimizada: iteração 0 (esquerda), iteração 5 (centro) e iteração 14 (direita).

## 5.2 Projeto Mecânico Otimizado

### 5.2.1 Otimização Topológica

Os resultados da otimização topológica do domínio bi-partido com parafusos determinaram uma biela cuja viga tem redução de massa no centro de simetria mantendo as porções distantes da linha de simetria intactas, conforme ilustra a Fig. 5.22. Percebe-se que a densidade virtual dos elementos no centro da viga vão reduzindo ao longo das iterações do otimizador topológico a ponto de zerar e eliminar a vista dos elementos no resultado final, seguindo uma tendência muito parecida aos resultados de otimização da viga (Eq. 4.8) de perfil I aplicada na metodologia de projeto mecânico convencional.

Já os resultados considerando o domínio sem parafusos mostram a tendência de se vazarem a viga em 2 planos preferenciais, obtendo-se espessuras finas em toda a extensão da biela conceitual

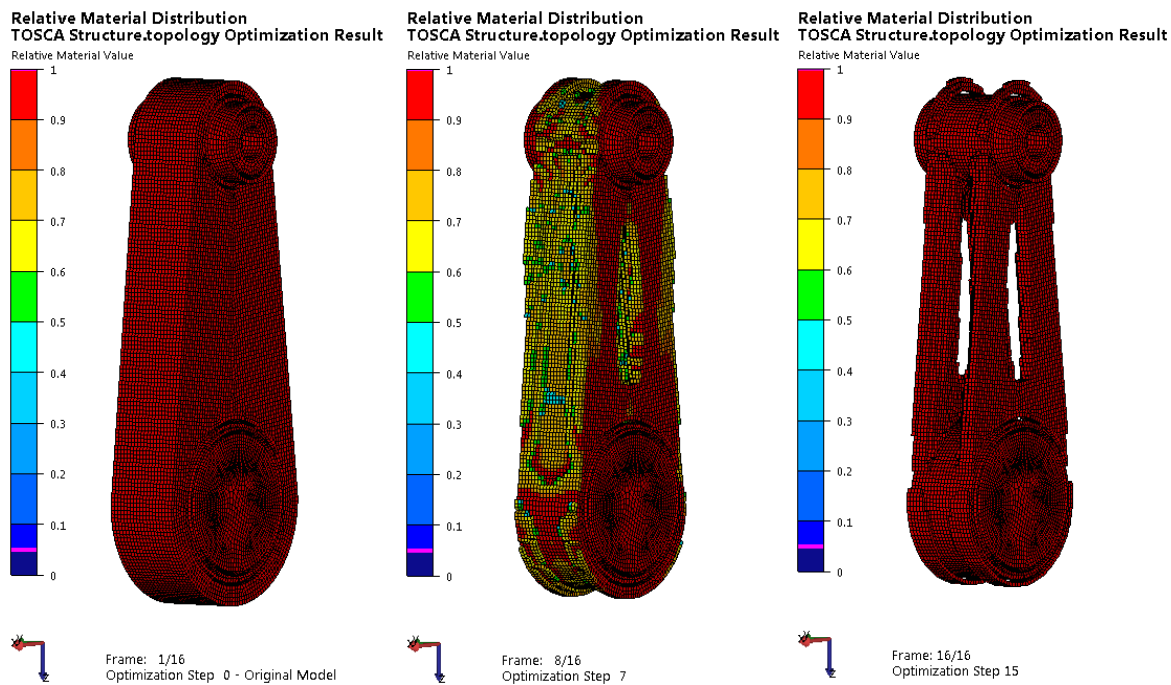


Figura 5.23: Densidades durante otimização da biela conceitual - iteração 0 (esquerda); iteração 7 (centro) e iteração 14 (direita).

conforme vê-se na Fig. 5.23.

A suavização dos contornos da Fig. 5.24 permite uma melhor visualização da geometria dos vazamentos, indicando que o posicionamento do furo principal de vazamento é muito próximo à extremidade maior da biela. Percebe-se a presença de um pequeno furo próximo à extremidade menor que foi desconsiderado na interpretação mostrada na Fig. 5.26. Já a suavização dos contornos da biela conceitual na Fig. 5.25 indica remoção de material ao longo de toda a viga.

## 5.2.2 Modelo CAD Tridimensional

A interpretação das geometrias otimizadas por meio do Método de Otimização Topológica resultou em bielas com vazamentos na região da viga. Ambas bielas violaram o critério de projeto de flambagem conforme mostram as Figs. 5.27 e 5.28. A biela vazada com parafusos apresentou cargas críticas de flambagem  $P_{crX} = 5301,7 \text{ kN}$  e  $P_{crY} = 2628,3 \text{ kN}$  violando portanto o critério  $P_{crX} > 20F_{min}$ , enquanto a biela conceitual sem parafusos apresentou cargas críticas de flambagem  $P_{crY} = 1530,6 \text{ kN}$  e  $P_{crX} = 5833,9 \text{ kN}$ , violando portanto o critério  $P_{crY} > 5F_{min}$ . Não foi possível determinar a carga  $P_{crX}$  da biela conceitual pois outros modos de flambagem no

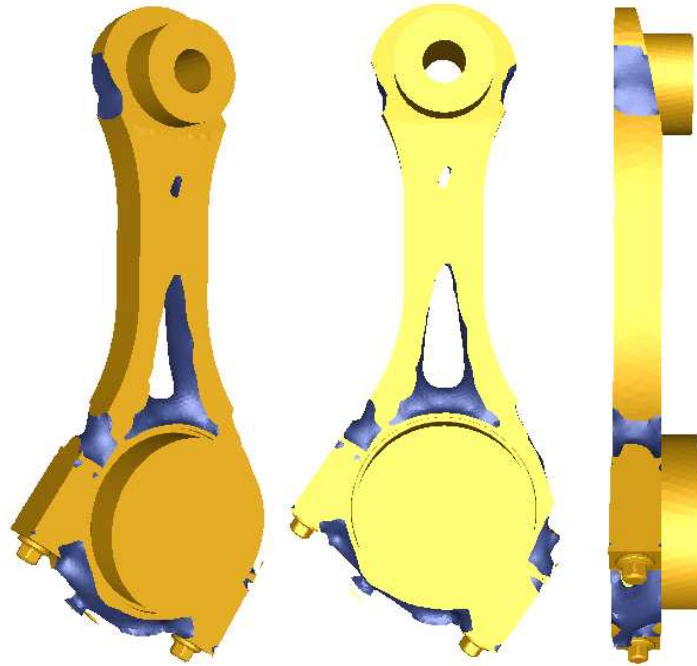


Figura 5.24: Suavização do resultado da biela vazada (iteração 14).

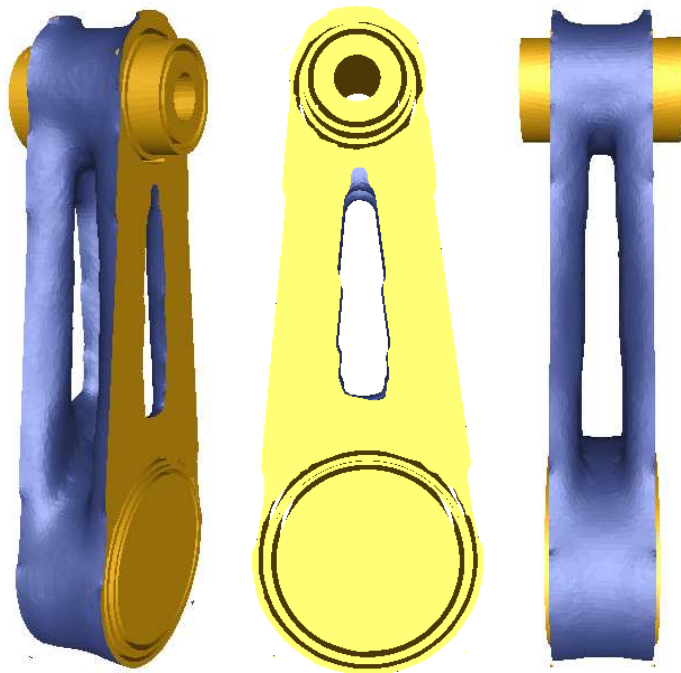


Figura 5.25: Suavização do resultado da biela conceitual (iteração 14).

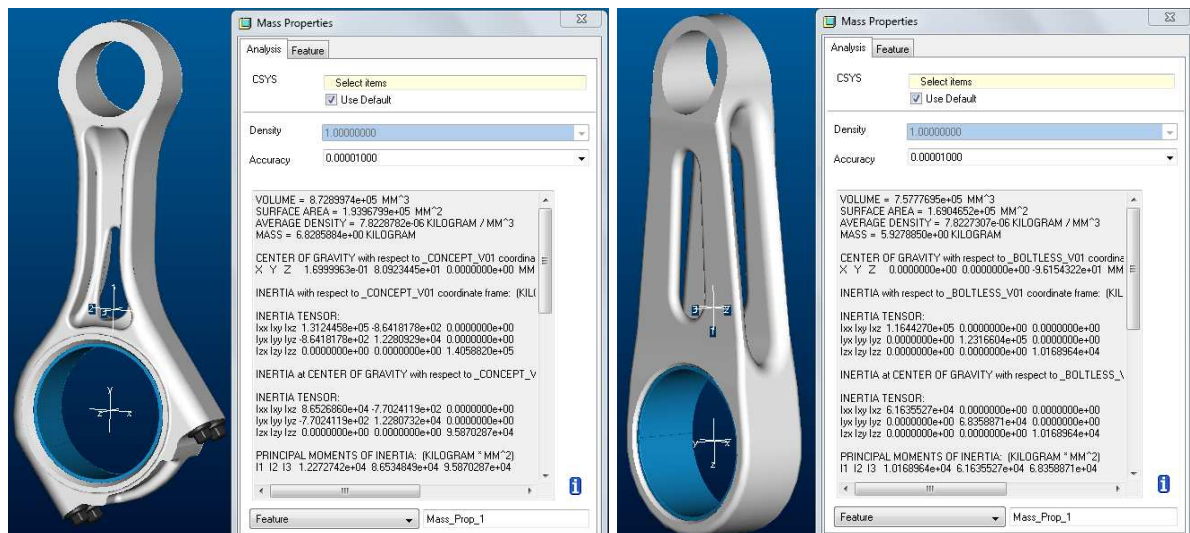


Figura 5.26: Análise de massa das bielas vazada (esquerda) e conceitual (direita)

plano YY foram calculados associados às suas colunas delgadas. Em virtude da agressividade da biela conceitual sem parafusos quando aplicada em motores de caminhão de trabalho pesado, decidiu-se prosseguir com o desenvolvimento da geometria da biela com parafusos.

A biela vazada com parafusos apresentou massa igual a biela projetada por meios convencionais, porém com CG melhor posicionado a uma distância de 80,9 mm do centro do furo maior, ou seja, 3,3 mm mais baixo que o CG da biela convencional. Apesar da massa atender ao critério de projeto  $L_{CG} < \frac{1}{3}L$ , outros critérios de projeto de flambagem, tensões e fadiga foram drasticamente violados conforme mostram as Figs. 5.27, 5.29 e 5.30. Percebe-se que a existência do furo de vazamento da viga causa uma descontinuidade na estrutura que decompõe os deslocamentos axiais em deslocamentos laterais, causando um aumento de tensões local e reduzindo drasticamente a carga crítica de flambagem da biela, quando comparada à biela convencional (Fig. 5.2) e finalmente, violação do critério de fadiga. Consequentemente, como ação corretiva, foi removido o furo de vazamento da biela e feito um retrabalho para o ajuste da massa, resultando na biela mostrada na Fig. 5.31 cuja massa é 210 g menor que a biela convencional, apesar da remoção do vazamento.

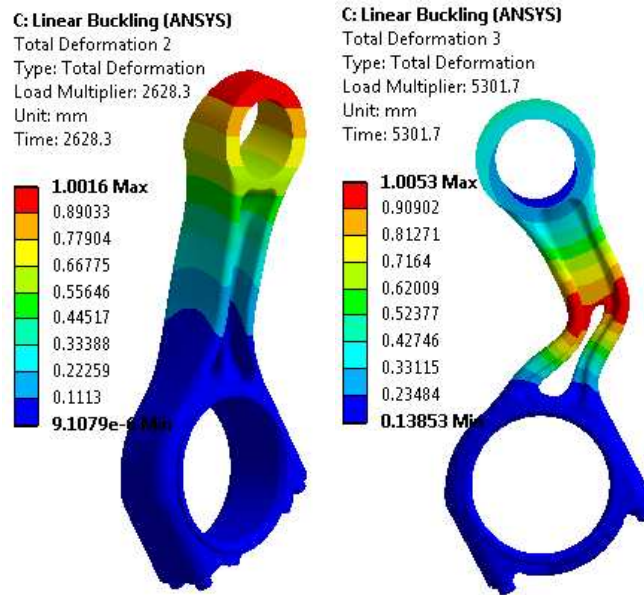


Figura 5.27: Modos de flambagem da biela vazada

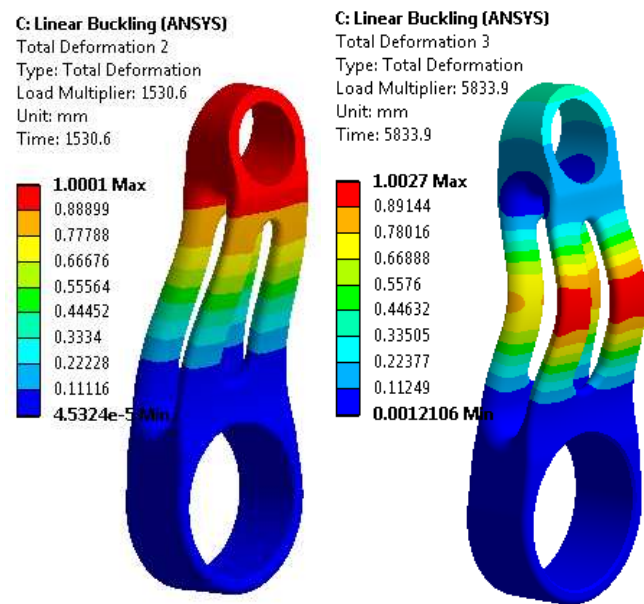


Figura 5.28: Modos de flambagem da biela conceitual

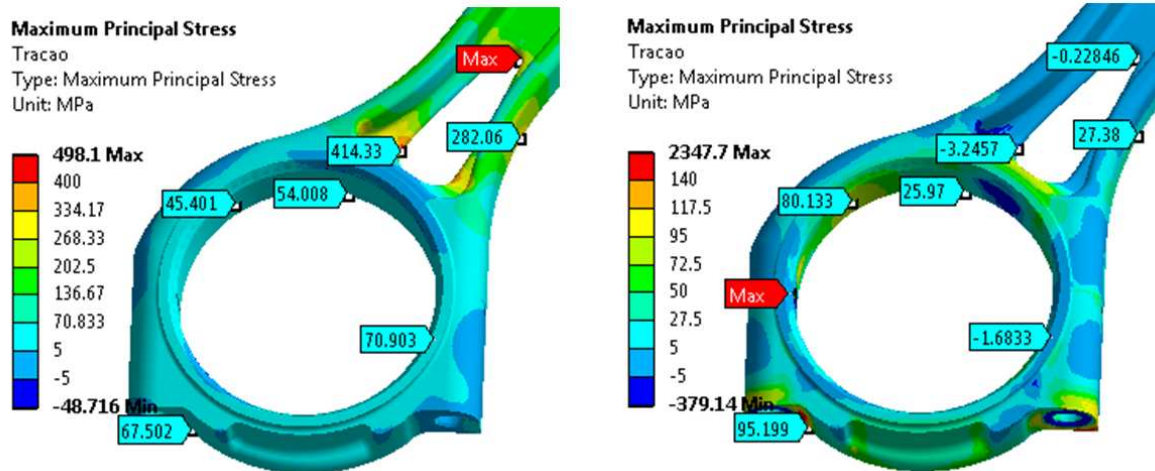


Figura 5.29: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela vazada em máxima potência (2100 rpm).

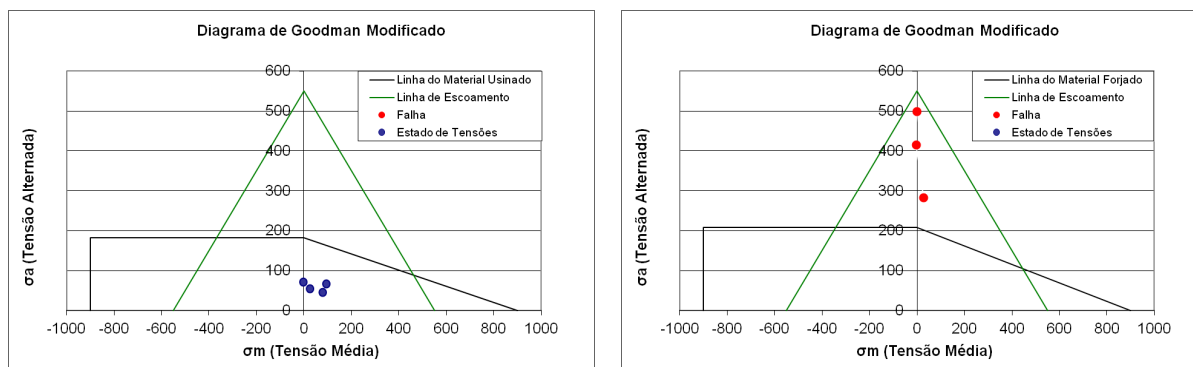


Figura 5.30: Análise de fadiga da biela vazada em máxima potência (2100 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita).



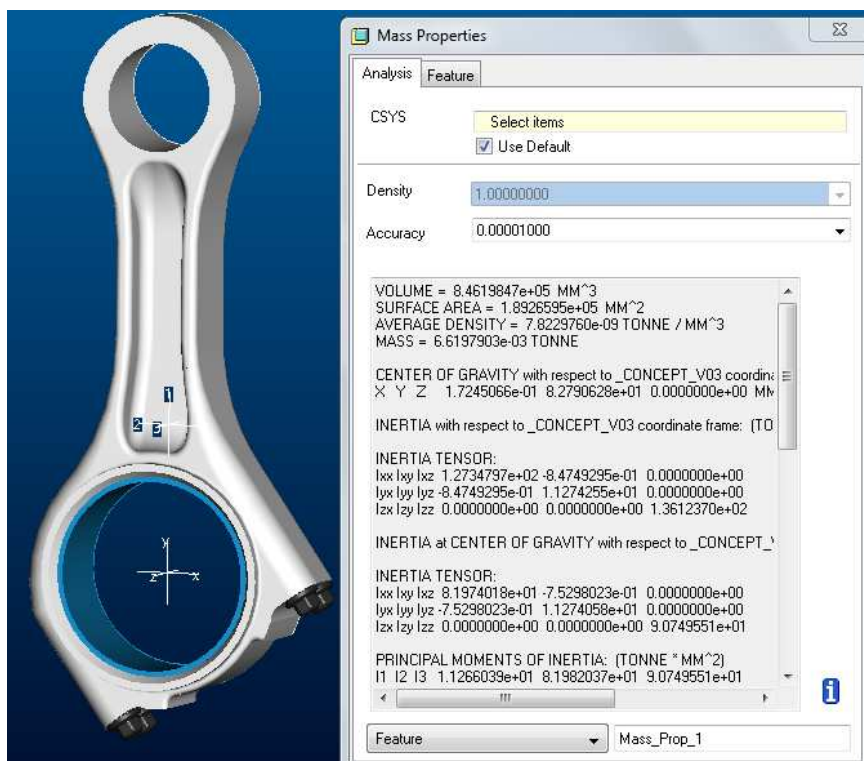


Figura 5.31: Análise de massa da biela projetada pelo método otimizado

## 5.2.3 Elementos Finitos

### FEA Linear

A análise flambagem linear da biela otimizada resultou em cargas críticas de flambagem de  $P_{crX} = 14175$  kN e  $P_{crY} = 2744,7$  kN conforme a Fig. 5.32. Nota-se que a biela projetada pela metodologia atende aos requisitos de projeto  $P_{crX} > 20F_{min}$  e  $P_{crY} > 5F_{min}$  e supera a biela convencional neste requisito.

### FEA Olhal Menor

De uma forma geral, os resultados da análise de Elementos Finitos da biela otimizada foram muito similares aos da biela convencional, portanto, pode-se concluir que as análises tem correlação com a física do problema de contato com folga e com os resultados de outros autores como BRABEC *et al.* (2004) e LONDHE *et al.* (2009).

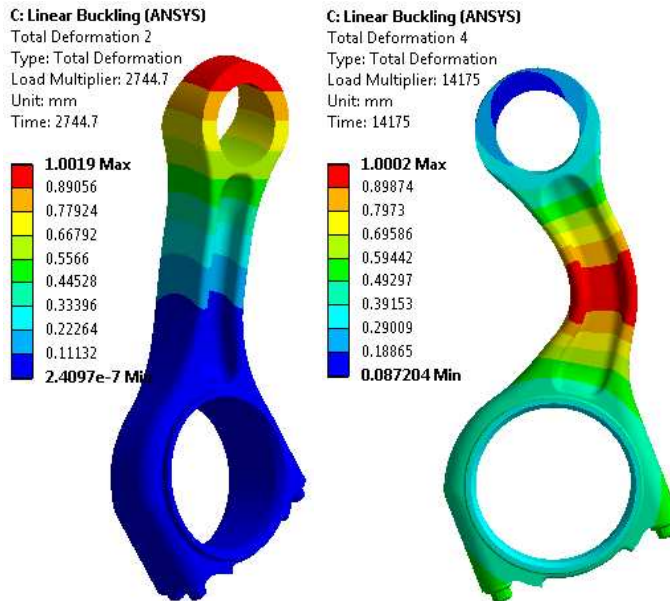


Figura 5.32: Modos de flambagem da biela otimizada

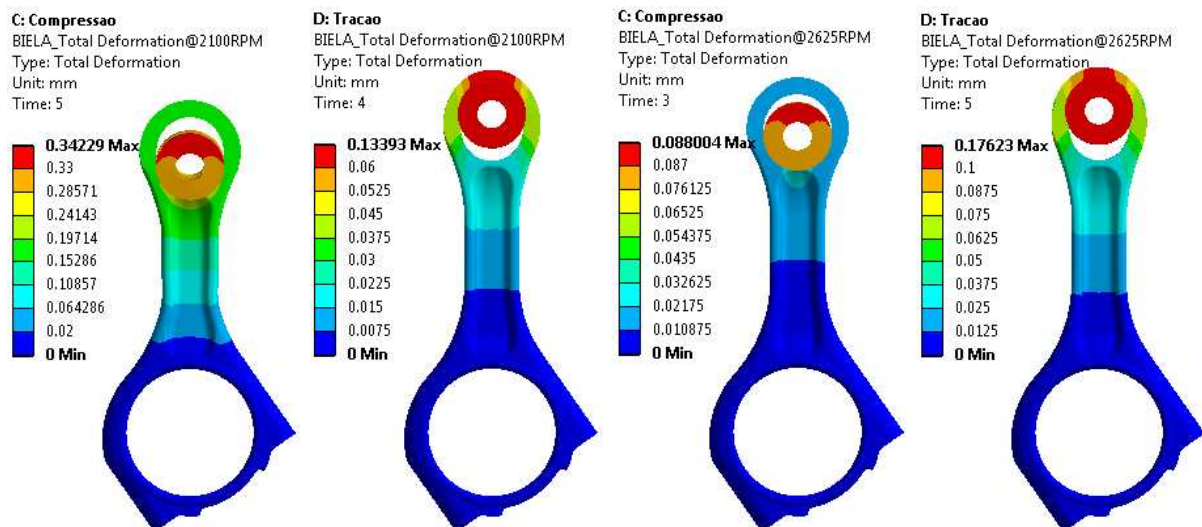


Figura 5.33: Deslocamentos do olhal menor da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x).



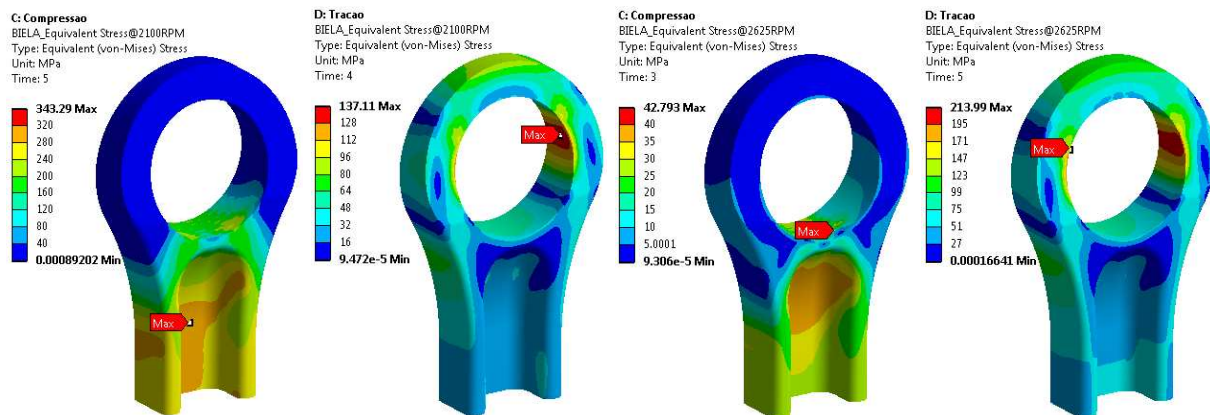


Figura 5.34: Tensões equivalentes de von Mises do olhal menor da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm.

Adicionalmente, cabe uma análise dos resultados de pressão de contato das Fig. 5.35 e Fig. 5.39 que mostram uma redução considerável dos picos de pressão de contato mecânico da biela otimizada quando comparada à biela convencional (Figs. 5.5 e 5.8). Essa redução de pressão de contato pode ser explicada pela maior elasticidade da viga da biela otimizada devido a suas espessuras bastante finas quando comparados as espessuras da viga da biela convencional.

## FEA Olhal Maior

### 5.2.4 Fadiga

Os resultados da análise de fadiga da biela otimizada demonstram que o critério de fadiga foi atendido com folga em ambas metodologias de cálculo: a americana de NORTON (2004) (Figs. 5.44 e 5.45) e alemã de FKM (1993) (Figs. 5.46 e 5.47). Vale novamente ressaltar que em ambas as metodologias foram considerados fatores de correção de confiabilidade da biela para 99,999% de probabilidade de sobrevivência.

### 5.2.5 Elasto-hidrodinâmica

Os resultados da análise de EHL da biela otimizada das Figs. 5.48 e 5.50 mostram que as pressões obtidas nos mancais desta biela são consideravelmente menores quando comparadas à biela convencional. Novamente, isso é explicado pela menor rigidez da viga da biela otimizada, uma

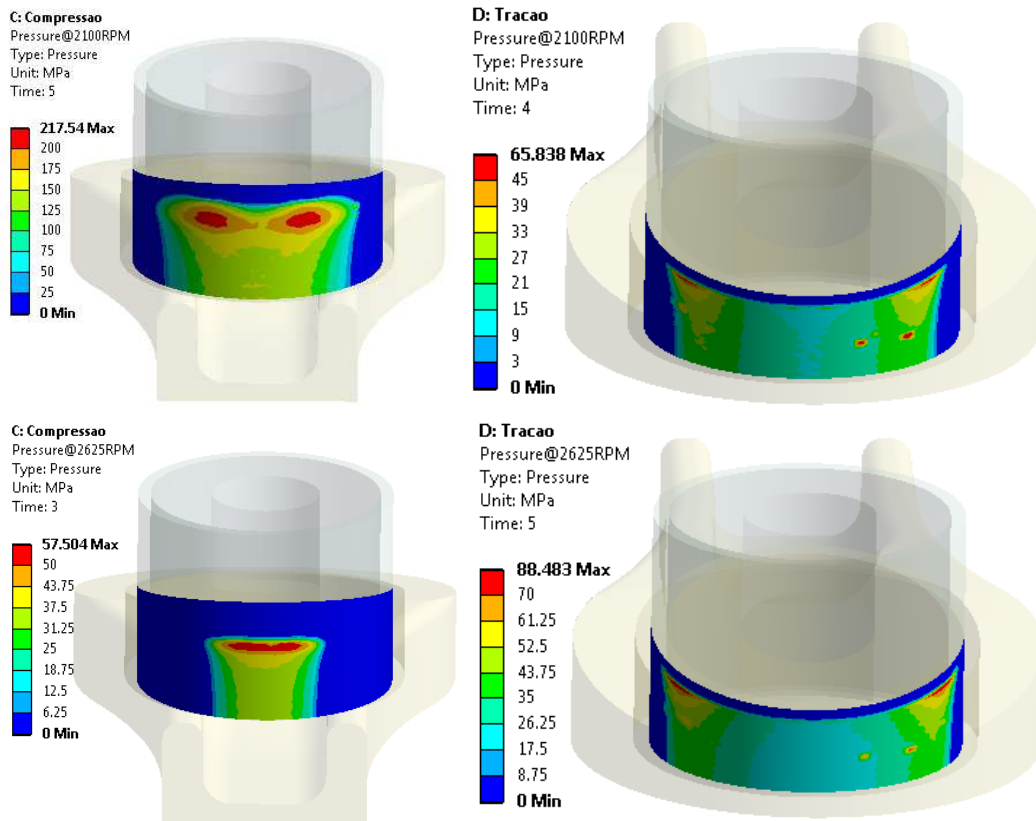


Figura 5.35: Pressões de contato no olhal menor da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm.

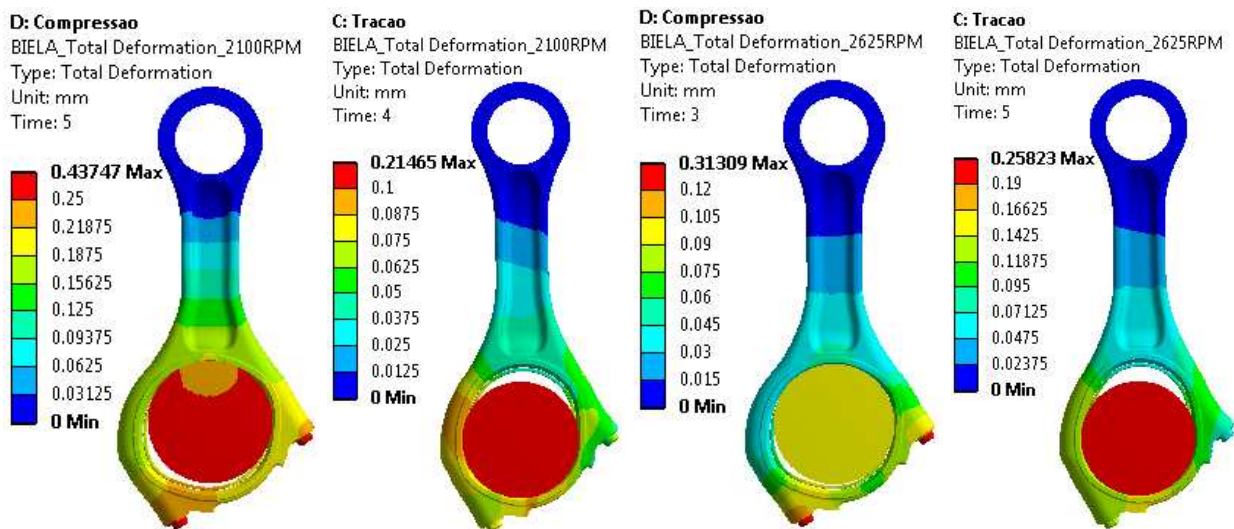


Figura 5.36: Deslocamentos do olhal maior da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm (Escala 50x)..

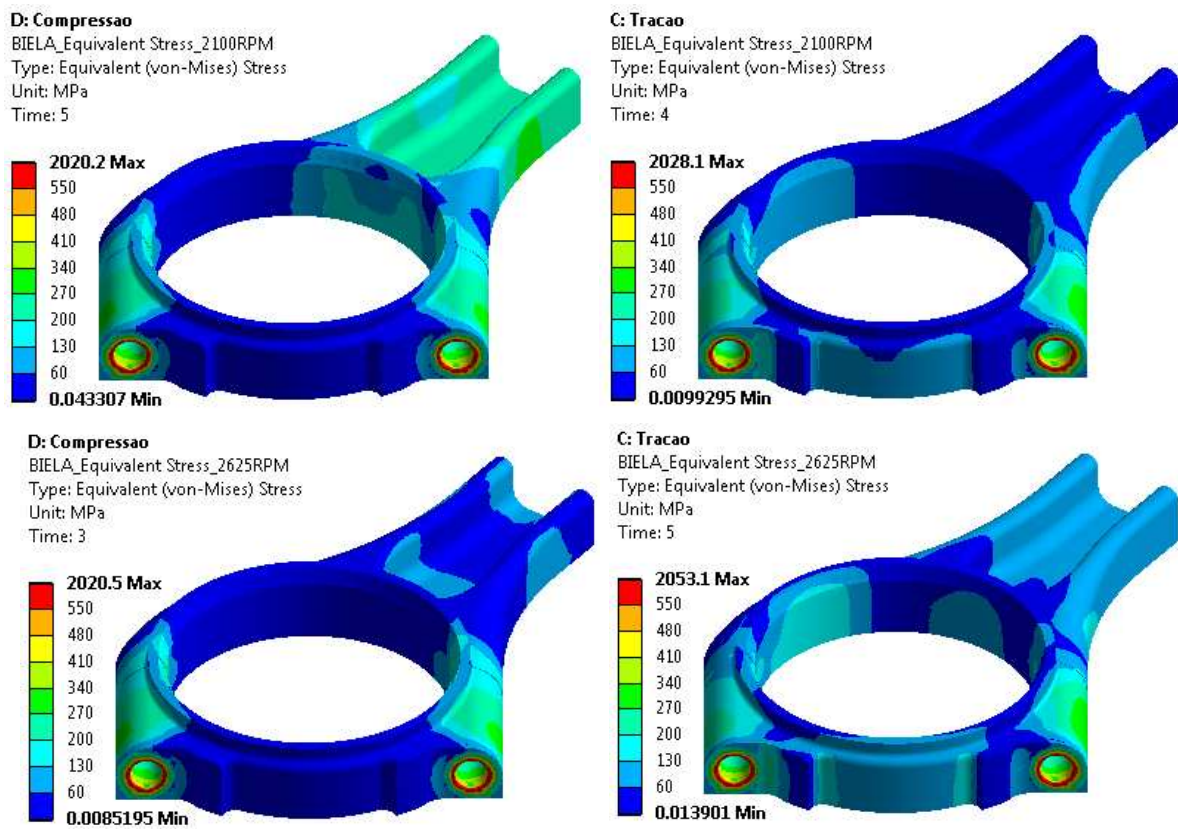


Figura 5.37: Tensões equivalentes de von Mises do olhal maior da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm.

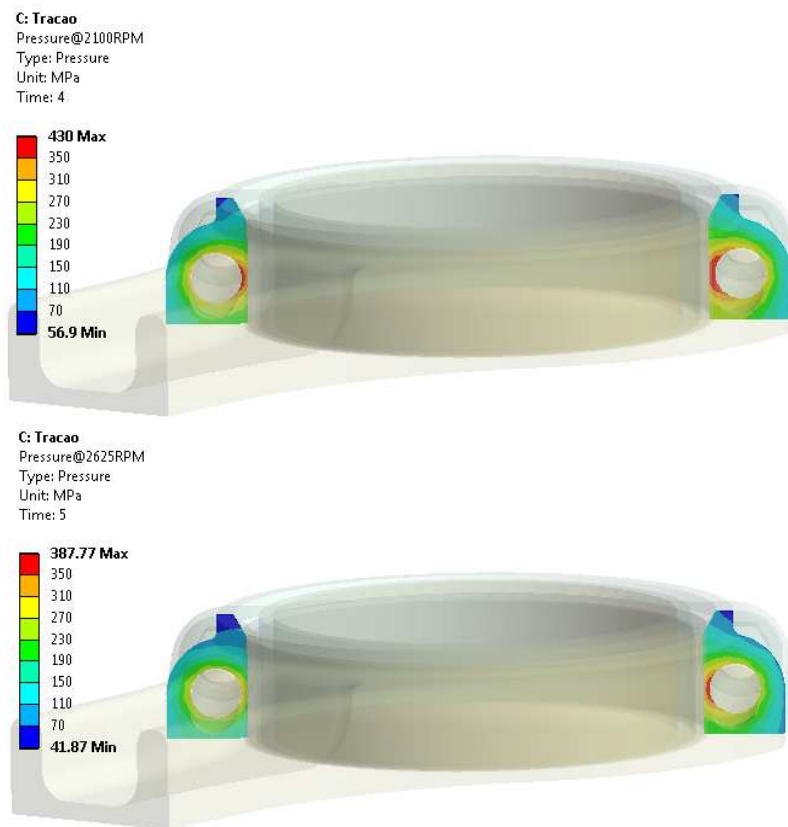


Figura 5.38: Pressões de contato na junta de separação da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm.

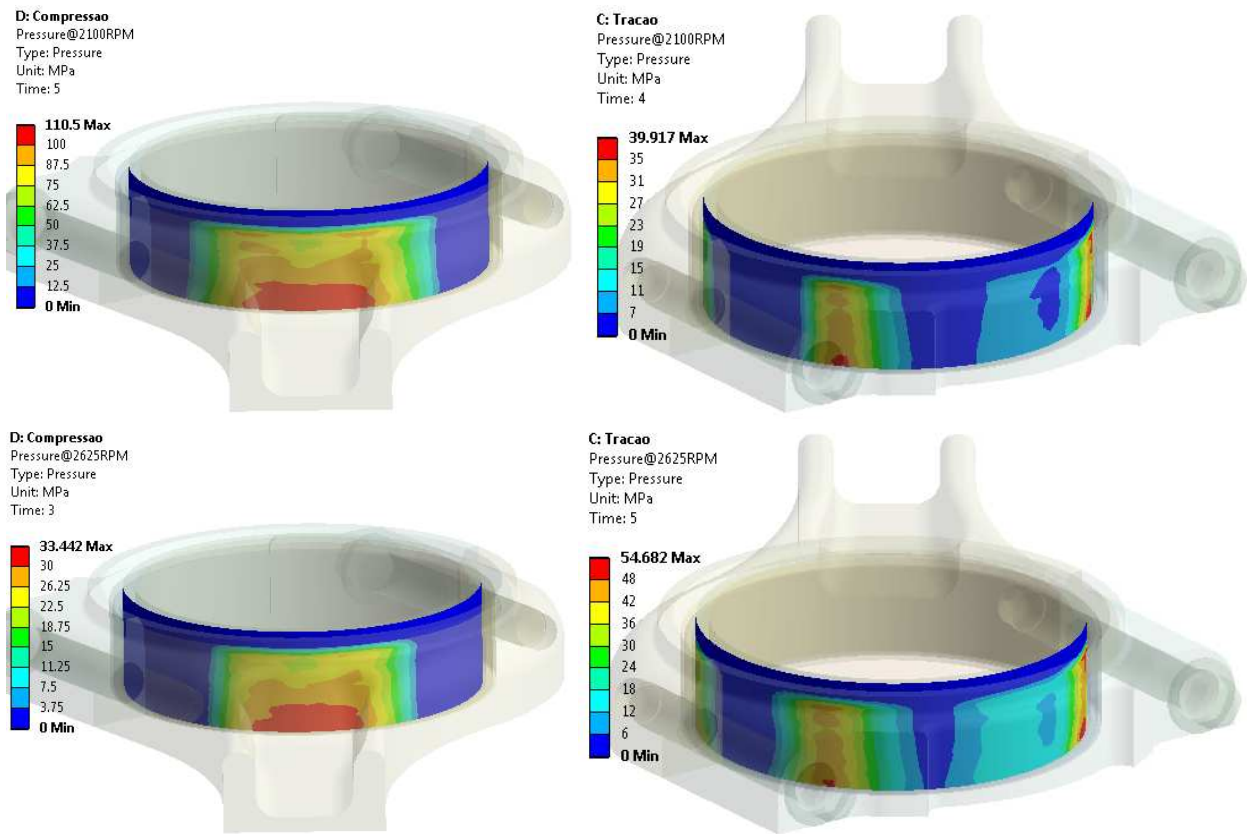


Figura 5.39: Pressões de contato no olhal maior da biela otimizada a 2100 rpm e 2625 rpm.

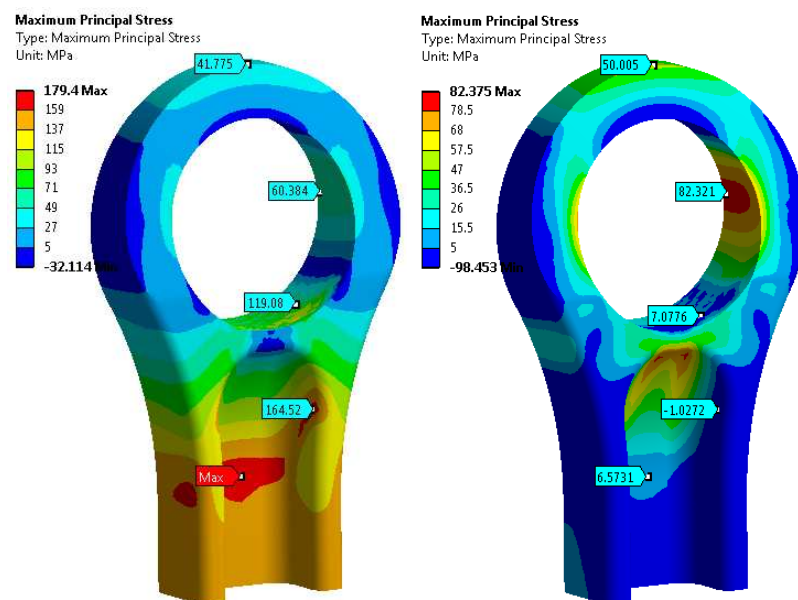


Figura 5.40: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm).



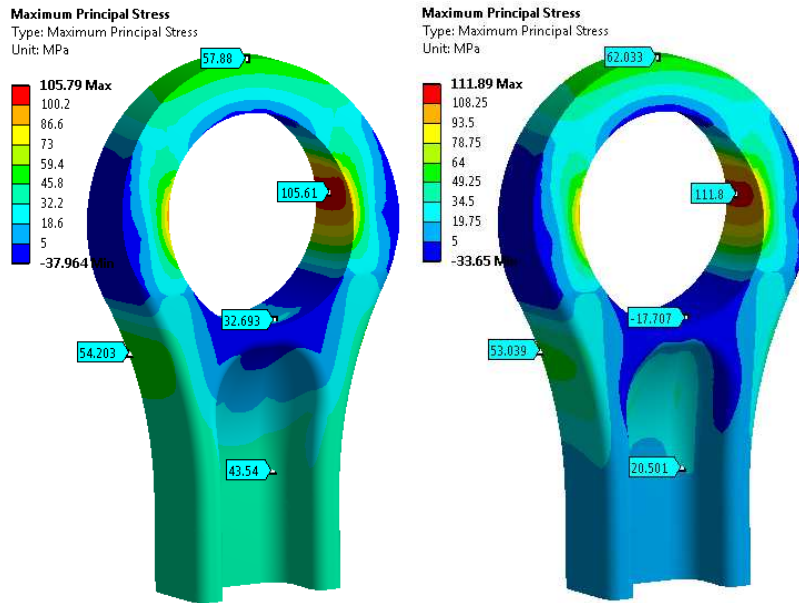


Figura 5.41: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal menor da biela otimizada em máxima velocidade contínua.

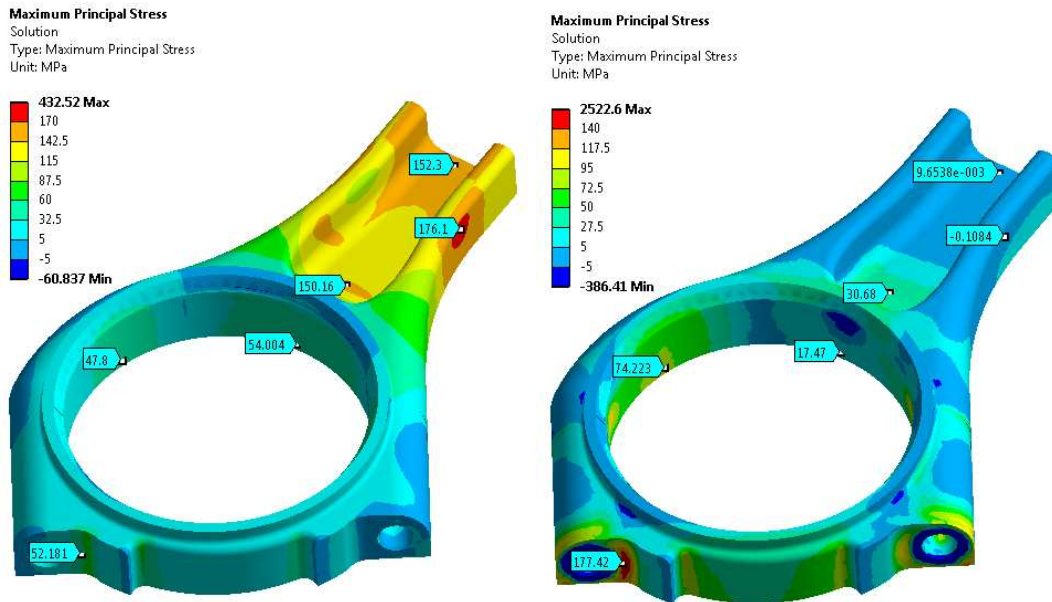


Figura 5.42: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm).

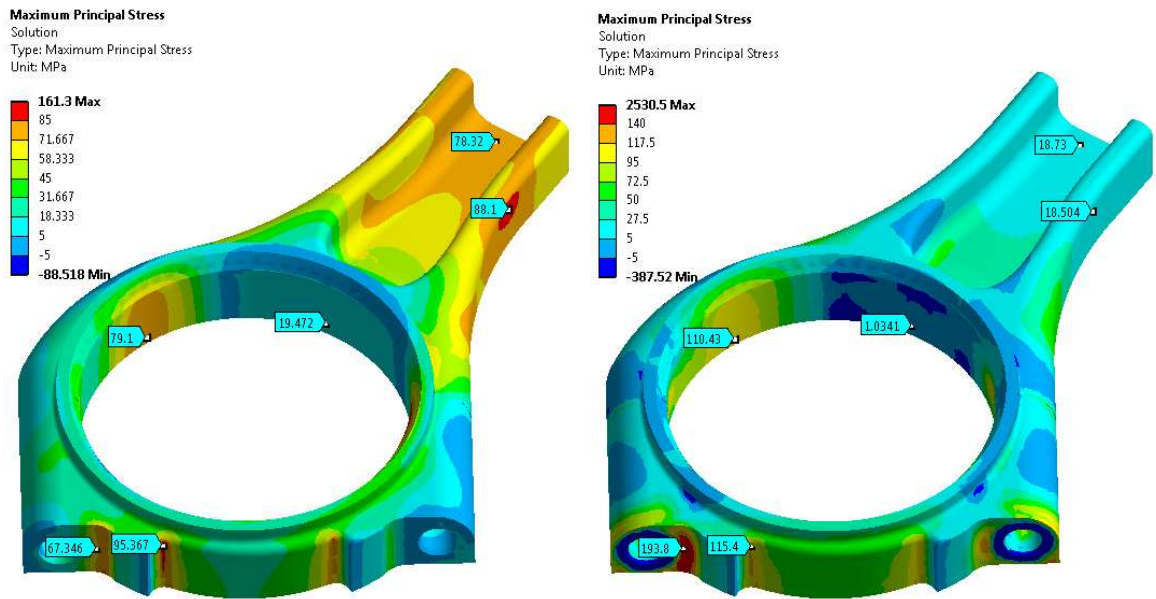


Figura 5.43: Tensões alternadas (esquerda) e médias (direita) de fadiga no olhal maior da biela otimizada em máxima velocidade contínua (2625 rpm).

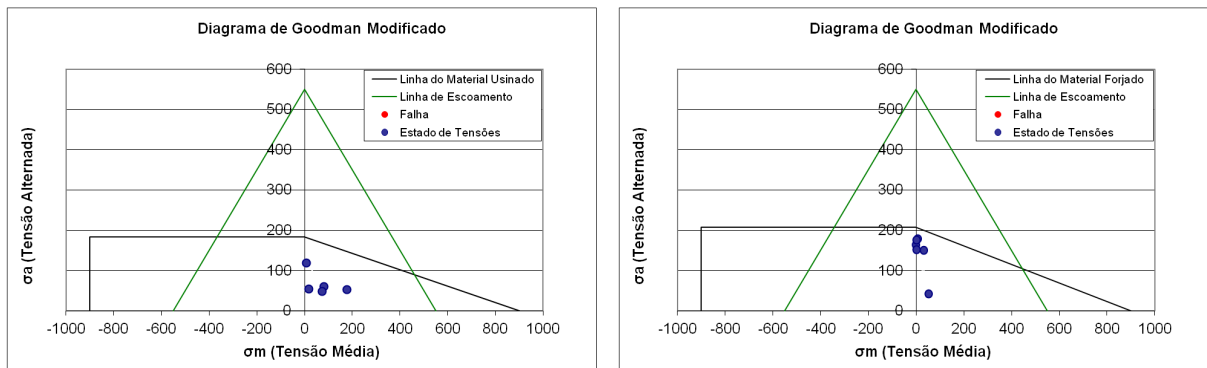


Figura 5.44: Análise de fadiga da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita).

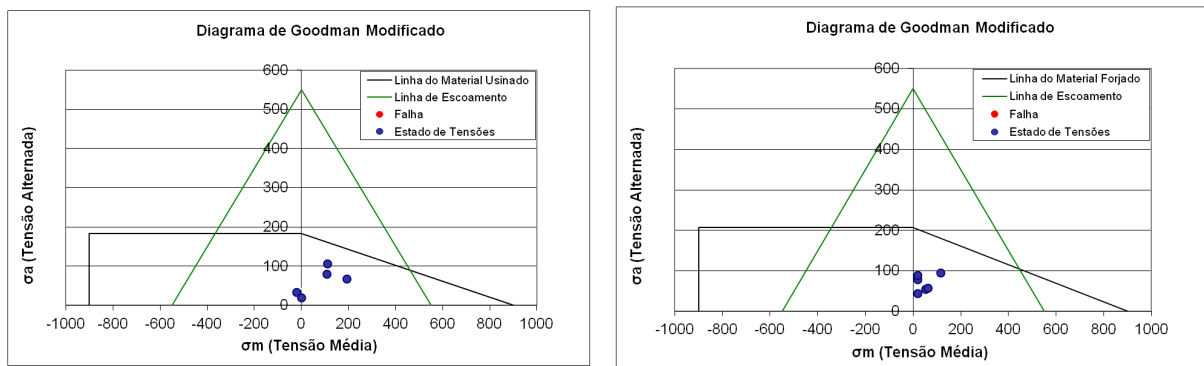


Figura 5.45: Análise de fadiga da biela otimizada em máxima velocidade contínua (2625 rpm) para superfícies usinadas (esquerda) e forjadas (direita).

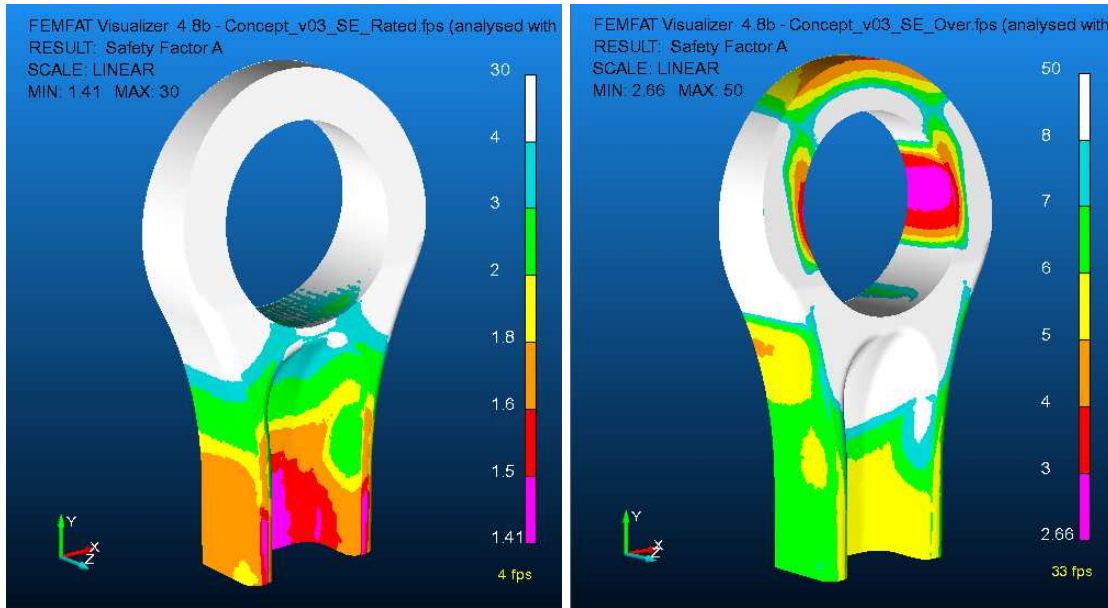


Figura 5.46: Fator de segurança em fadiga do olhal menor da biela otimizada em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita).

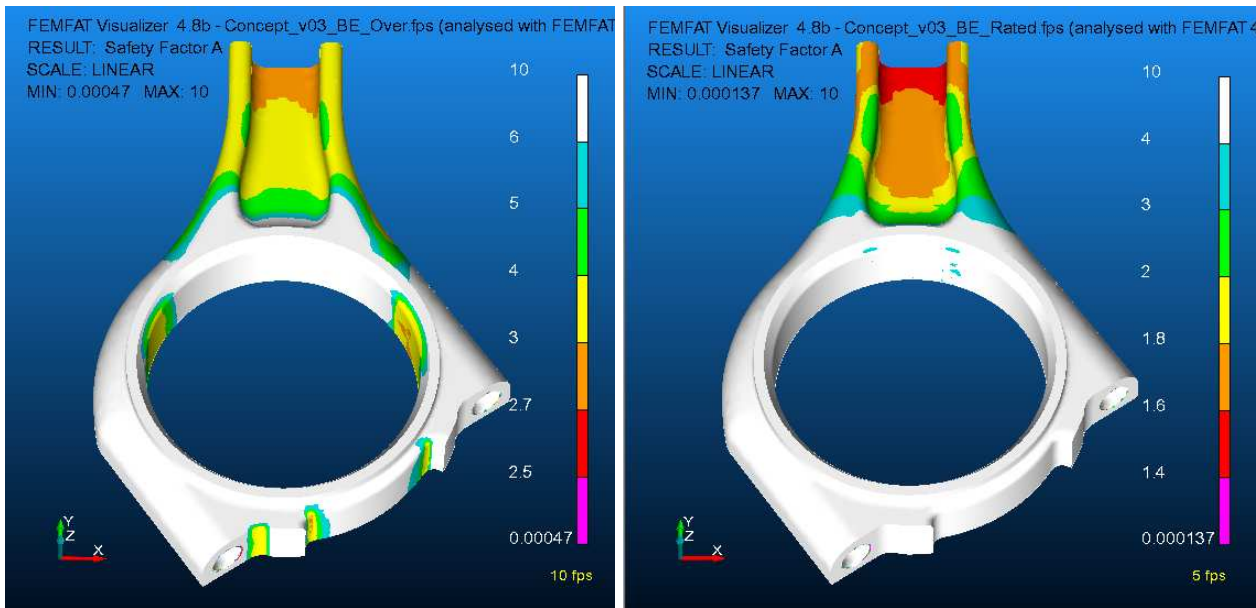


Figura 5.47: Fator de segurança em fadiga do olhal maior da biela otimizada em máxima potência (esquerda) e máxima velocidade contínua (direita).



vez que suas espessuras são diminutas. Um ponto interessante a ser observado é a relação contraditória da espessura do filme de óleo: apesar de se observar uma redução considerável do parâmetro POFD da biela convencional para a biela otimizada, o parâmetro MOFT também apresentou uma redução considerável. À primeira vista, estes resultados parecem incoerentes, porém, após uma análise mais profunda pode-se concluir que: apesar da biela otimizada ter uma espessura de filme reduzida devido à concentração da passagem de forças compressivas ao longo das espessuras finas de sua viga, este efeito é compensado pela maior elasticidade de sua viga que acaba cedendo elasticamente, reduzindo as pressões no mancal.

A perda de potência por atrito do mancal menor da biela otimizada é consideravelmente reduzida quando comparada à biela convencional. A perda potência média ao longo de um ciclo completo do motor ( $720^\circ$ ) do mancal menor da biela otimizada foi 642,6 W e de seu mancal maior foi 1019,7 W. Portanto, considerando as 6 bielas do motor, a perda de potência nos mancais menores de biela foi de 3855,9 W ou 5,2 cv, enquanto a perda de potência nos mancais maiores foi de 6118,1 W ou 8,2 cv. Finalmente, quando comparada à biela convencional, a biela otimizada apresenta 10% menor perda de potência por atrito nos mancais menores.

### 5.2.6 Otimização de forma

O resultado após a otimização de forma indicou que os raios de transição da viga para a extremidade maior da biela deveriam ser suavizados. A Fig. 5.52 indica a região antes e após a otimização de forma;

### 5.2.7 Análise de sensibilidade

Uma análise de sensibilidade foi executada para o entendimento do perfilamento microgeométrico axial do mancal menor das bielas, conforme Fig. 5.53. Os resultados mostram que pequenos alívios do centro do mancal para a extremidade causam a violação do critério de projeto  $PACP < S_Y$ . Finalmente, conclui-se que um perfil na forma de um barril convexo de alívio total de  $30 \mu\text{m}$  é suficiente para viabilizar o critério de projeto mencionado.

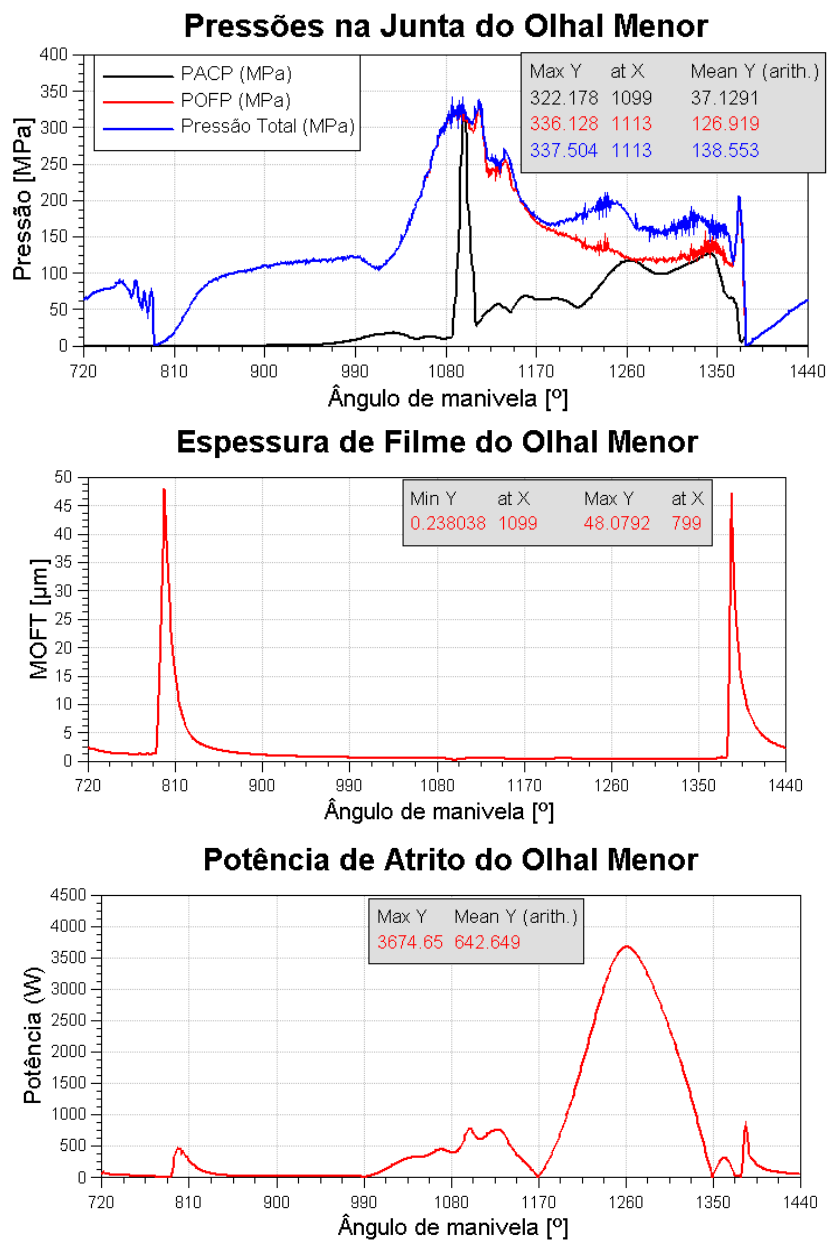


Figura 5.48: Resultados de EHL do olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm).

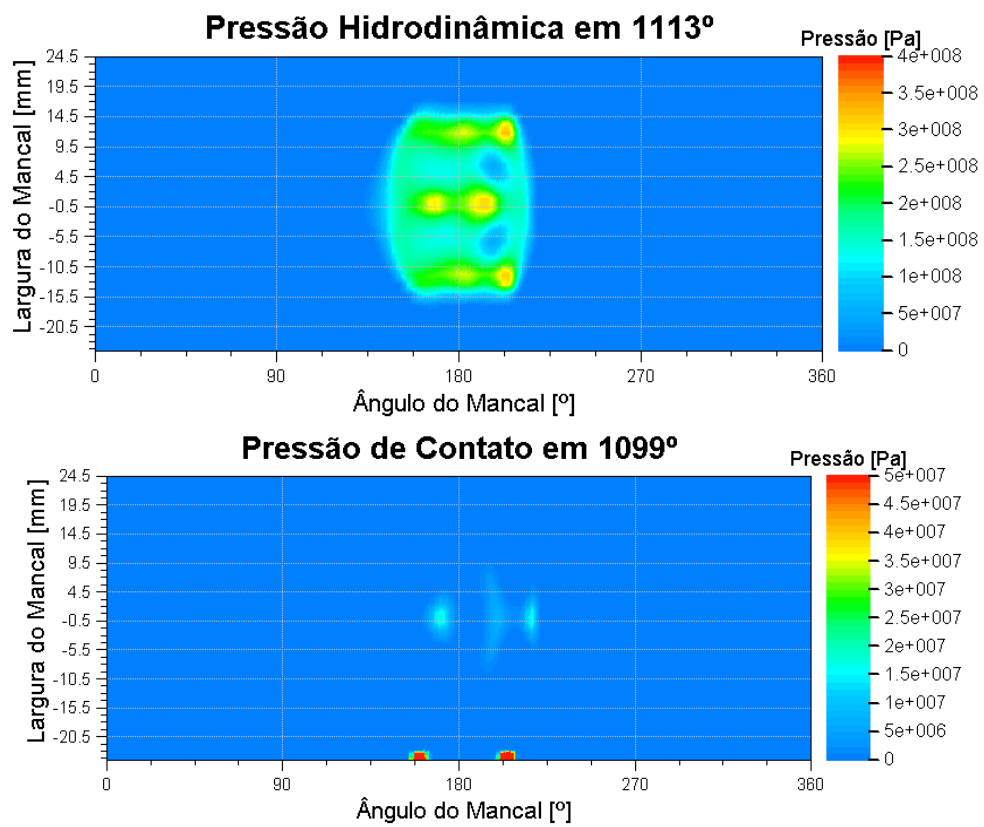


Figura 5.49: Pressões no olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm).

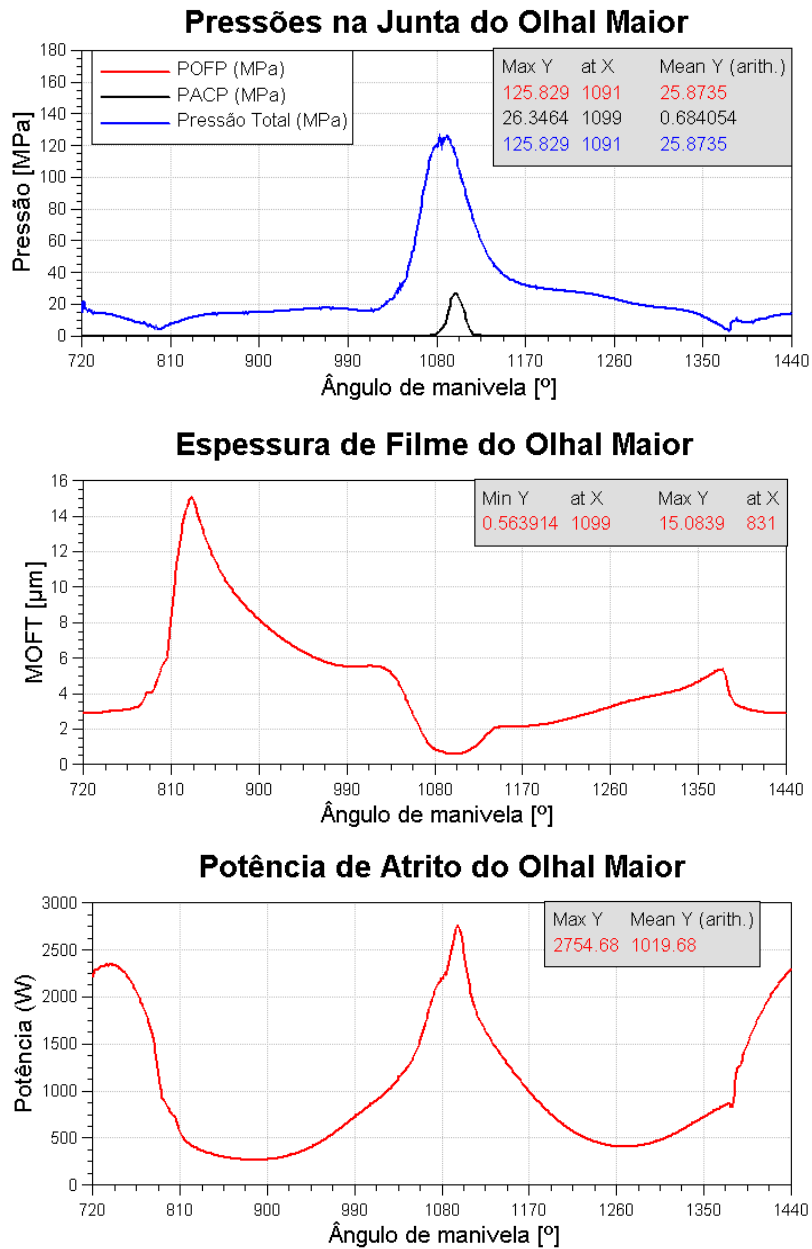


Figura 5.50: Resultados de EHL do olhal menor da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm).

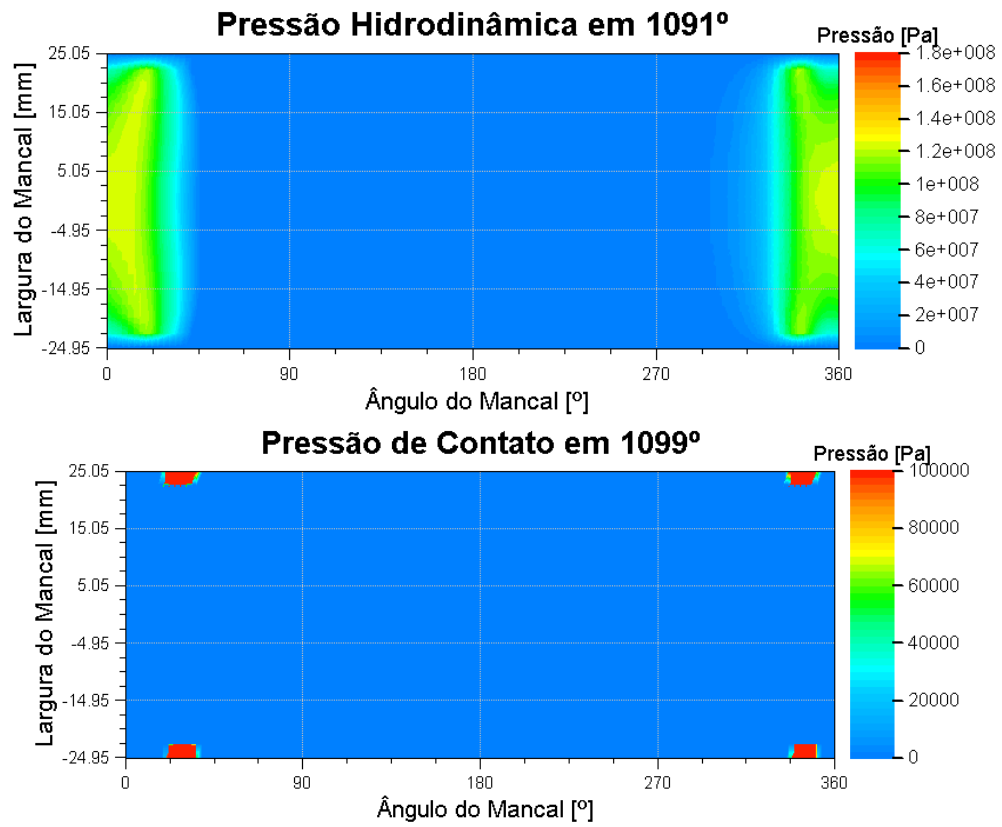


Figura 5.51: Pressões no olhal maior da biela otimizada em máxima potência (2100 rpm).

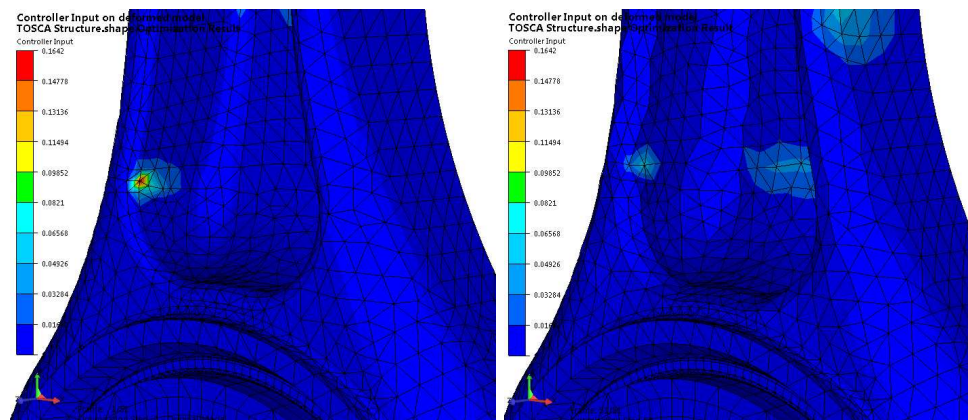


Figura 5.52: Otimização de forma da biela otimizada.

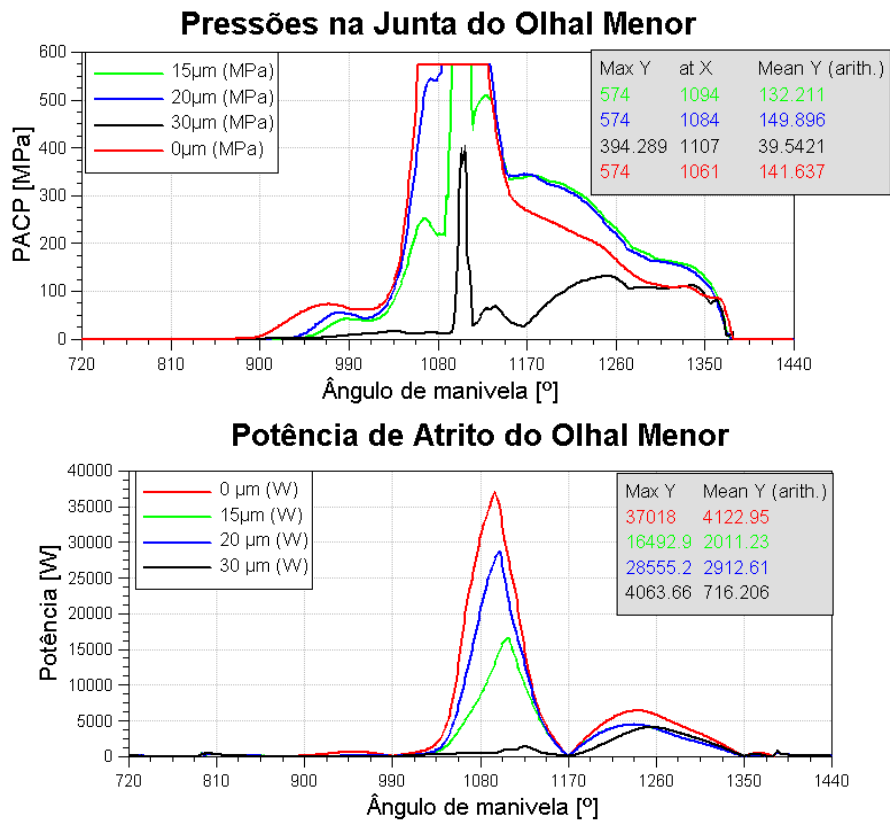


Figura 5.53: Análise de sensibilidade do perfilamento micro-geométrico axial do mancal menor.

Tabela 5.1: *Resumo dos resultados.*

<b>Resultado</b>	<b>Convencional</b>	<b>Otimizada</b>	<b>Diferença</b>
Massa	6,83 kg	6,62 kg	-3,1%
CG	84,23 mm	82,79 mm	-1,7%
Massa oscilante da biela	2,20 kg	2,05 kg	-6,7%
Massa rotativa da biela	4,63 kg	4,57 kg	-1,3%
Carga de Flambagem XX	1794,1 kN	2744,7 kN	+53,0%
$NB_x$	5,2	8,0	+53,0%
Carga de Flambagem YY	13613 kN	14175 kN	+4,1%
$NB_y$	39,5	41,1	+4,1%
$SF$ do Olhal Menor	1,47	1,41	-4,1%
$SF$ do Olhal Maior	1,40	1,40	0%
Tensão no Olhal Menor	130,8 MPa	137,1 MPa	+4,8%
Tensão no Olhal Maior	>550 MPa	>550 MPa	0,0%
Pressão residual na Junta	36,3 MPa	41,9 MPa	15,4%
POFP do Olhal Menor	372,5 MPa	336,1 MPa	-9,8%
PACP do Olhal Menor	394,3 MPa	322,2 MPa	-18,3%
POFP do Olhal Maior	161,3 MPa	125,8 MPa	-22,0%
MOFT do Olhal Maior	0,99 $\mu m$	0,56 $\mu m$	-43,4%
Perda de Potência no Olhal Menor	4297,2 W	3855,9 W	-10,3%
Perda de Potência no Olhal Maior	6139,6 W	6118,1 W	-0,4%

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A execução do projeto mecânico de uma biela automotiva Diesel seguindo a metodologia convencional descrita resultou em uma biela de 6,83 kg, superando em 6% critério de projeto ( $m_b \leq 7,260$  kg), ou seja, a biela convencional é 430 g mais leve que o conjunto pistão e pino. Cabe ressaltar que o material utilizado para a otimização da relação área por momento de inércia da viga foi o aço C-70 que mostrou ser uma solução viável de baixo custo para uma nova biela de um motor 15L com 26% maior pico de pressão de combustão e 13% maior potência que a geração atual.

Além da contribuição do trabalho em descrever o método de projeto convencional de uma biela para motores de combustão interna automotivos operando em ciclo Diesel baseado em critérios de projeto, foi apresentada uma metodologia alternativa, baseada em métodos modernos de otimização matemática que resultou em uma biela com várias vantagens em relação à biela convencional. A massa da biela otimizada é 6,62 kg, 210 g mais leve que a biela convencional e 8.8% menor que a massa do conjunto pistão e pino. Além desta vantagem, a biela otimizada apresenta melhor desempenho dos mancais hidrodinâmicos, com menores pressões de contato e menores perdas por atrito que indicam que a durabilidade e consumo de combustível podem ser melhores comparados aos de uma biela convencional. Finalmente, estas vantagens podem se traduzir em uma redução de custo de compra, operação e manutenção do motor.

O esforço empregado no cálculo de fadiga utilizando-se diferentes metodologias permitiu concluir que a metodologia americana descrita por NORTON (2004) é suficiente para o projeto de bielas automotivas seguindo filosofia de vida infinita utilizando abordagem SxN, ao passo que a metodologia alemã de FKM (1993) traz novas oportunidades de otimização, uma vez que os fatores de segurança calculados (1,40 a 1,47) foram muito superiores ao critério de projeto ( $SF > 1, 1$ ). Portanto, para trabalhos futuros, recomenda-se a verificação experimental da metodologia alemã no projeto de bielas, colocando à prova o efeito do gradiente de tensão.

Após experiência adquirida no trabalho, pode-se dizer que a determinação da confiabilidade da biela é o desafio principal para o projeto mecânico considerando a redução de massa deste componente. Neste trabalho foi assumida uma confiabilidade de 99,999% e conseqüentemente, aplicado o fator  $C_{conf} = 0, 659$  para a correção do limite de fadiga assumindo-se um desvio padrão máximo de 8%. Desta forma, foi estabelecido o critério de projeto de fadiga como  $SF > 1, 1$ . Alternativamente, caso seja eliminando o fator de confiabilidade da análise de fadiga, o critério de engenharia equivalente  $SF > 1, 67$  pode ser considerado. É sugerida uma verificação deste fator



de confiabilidade através de testes acelerados em trabalhos futuros.

Concluiu-se que a solução ótima de uma viga de perfil I aplicada em bielas automotivas é aquela em que suas dimensões externas são as máximas possíveis ( $H$  e  $B$ ) ao passo que as espessuras devem ser as mínimas possíveis ( $b$  e  $t$ ). Ambas otimizações paramétrica da viga e otimização topológica da biela indicaram esta tendência, sugerindo que bielas com viga vazada seriam ótimas estruturas. Porém, ao verificar-se as soluções vazadas por modelos de elementos finitos de flambagem, tensões e fadiga, pode-se dizer que o vazamento da viga gera uma descontinuidade que inviabiliza o atendimento dos critérios de projeto atuais de flambagem e fadiga. Portanto, recomenda-se para trabalhos futuros, o desenvolvimento de algoritmos de otimização topológica que maximizem as cargas críticas de flambagem e considerem os modos de flambagem da estrutura, de forma similar à otimização de frequências naturais e modos.

O modelamento numérico e consequente otimização da biela foi desafiador devido a dois fatores principais: comportamento dinâmico complexo e efeitos não lineares dos pares contato haste/capa, parafuso/haste e parafuso/capa. Este desafio foi contornado através do uso diversos modelos numéricos: um modelo FEA estático não linear do olhal menor; um modelo FEA estático não linear do olhal maior; um modelo FEA estático para otimização topológica e finalmente, um modelo FEA dinâmico para análise de EHL com a hipótese de que a biela é contínua sem os contatos haste/capa, parafuso/haste e parafuso/capa. Para trabalhos futuros, indica-se a unificação destes modelos através de um modelo FEA dinâmico considerando os contatos não lineares haste/capa, parafuso/haste e parafuso/capa incluindo o efeito da força de montagem dos parafusos.

Uma conclusão surpreendente deste trabalho é que bielas com viga de elementos de fina espessura podem reduzir as pressões de contato nos mancais, devido a sua maior elasticidade. No entanto, deve-se atentar para as mínimas espessuras de filme de óleo que podem ser contraditoriamente menores devido ao efeito da elasticidade, possibilitando maior contato metal-metal que podem demandar usinagens adicionais para diminuir a rugosidade da superfície de deslizamento. Para melhor explorar esta conclusão, é recomendada para trabalhos futuros, a integração das análises de elementos finitos e de elasto-hidrodinâmica para a execução de otimização multidisciplinar de uma biela.

Outra conclusão importante é que o perfilamento do mancal da extremidade menor da biela com uma geometria de barril convexo evita o contato de aresta induzido pela flexão do pino do pistão. Portanto, este perfil é recomendado para o projeto de bielas sem bucha, nas quais o contato de aresta é mais crítico devido à ausência de um elemento de desgaste, usualmente com coberturas

de menor dureza.

As técnicas de otimização paramétrica, otimização de forma, análise de sensibilidade e otimização topológica são aplicáveis e aproveitáveis no projeto mecânico de bielas e podem diminuir os esforços de engenharia para o atendimento dos critérios de projeto. Para trabalhos futuros é sugerida a aplicação de outras técnicas de otimização não estudadas aqui: otimização genética e otimização biônica.

O Método de Otimização Topológica traz oportunidades no projeto de bielas porque estimula os engenheiros projetistas a pensarem no limite físico da geometria do componente e contorna vícios de projeto como: uso de geometrias anteriores para o desenvolvimento de uma nova biela (referência ou *baseline*), repetição de soluções anteriores e uso de relações historicamente bem sucedidas (largura/espessura, raios tangentes etc). No entanto, lança novos desafios como a interpretação da geometria e um bom entendimento do desempenho da nova estrutura em relação aos critérios de projeto atuais. Neste trabalho, o método resultou em uma viga vazada que na aplicação automotiva Diesel de trabalho pesado é inviável devido aos critérios de projeto de flambagem e fadiga atuais. Desta forma, indica-se o uso do método de otimização topológica somente em fases conceituais do projeto mecânico de novos produtos.

## REFERÊNCIAS

AFZAL, A. **Fatigue behavior and life predictions of forged steel and powder metal connecting rods**. 2004. Dissertação de mestrado. The University of Toledo, Toledo, 241p.

ALBERS, A.; EMMRICH, D. e HÄUBLER, P. Automated structural optimization of flexible components using msc.adams and msc.nastran sol200. In **1st European MSC.Adams Users' Conference**. 2002. 13 p.

ANSYS. **Ansys Release 12.1 – Documentation**. Ansys Inc., , ed., 2009. .

ASTM, I., editor. **Standard terminology relating to fatigue and fracture testing**, v. E1823-10a de *E08 committee on Fatigue and Fracture*. ASTM International, Pennsylvania, United States, June 2010. ISBN . .

AUGUGLIARO, G. e BIANCOLINI, M. Optimisation of fatigue performance of a titanium connecting rod. s.n.t. 10p.

AVL. **EXCITE Power Unit Version 2011.1 Theory**. AVL List GmbH, Hans-List-Platz, A-8020 Graz, Austria, revision f ed., December 2011. .

BENDSÖE, M., P. e SIGMUND, O. **Topology Optimization - Theory, Methods and Applications**. Springer, Berlin, 1 ed., 2004.

BOSCH. **Automotive Handbook**. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 4 ed., 1996.

BRABEC, P.; KEFURT, P.; SCHOLZ, C. e VOZENILEK, R. Fem analysis of connecting rod for stationary engine. 2006. S.n.t 7p.

BRABEC, P.; SCHOLZ, C. e VOZENILEK, R. Fem analysis of connecting rod. In **INTERNA-**

**TIONAL SCIENTIFIC MEETING MOTOR VEHICLES AND ENGINES.** Kragujevac, 2004. 8p.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna: volume 2**, v. 2. Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 1 ed., 2012.

CASCELLA, M., T. **Fatica su Componenti - simulazione e prove sperimentali.** 2005. Dissertação de doutorado. Universita' Degli Studi Di Bologna, Bologna, 88p.

CHACON, H. Structural and fatigue numerical analysis for connecting rods development. **SAE Technical Paper Series**, v. 01, n. 2515, 2006. 11p.

CHARGIN, M.K.; RAASCH, I.; BRUNS, R. e DEUERMEYER, D. General shape optimization capability. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 7, 1991. 343-354.

CRISFIELD, M. **Non-linear finite element analysis of solids and structures Volume 1.** John Wiley and Sons, Chichester, England, 1 ed., 1991.

DUARTE JUNIOR, D. **Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento.** Editora Ciência Moderna, Rio de Janeiro, 1 ed., 2005.

FKM. **Rechnerischer festigkeitsnachweis für maschinenbauteile - richtline.** Forschungs Kuratorium Maschinenbau e. V. - FKM, Frankfurt, 1993.

GARCIA, A.; SPIM, J., A. e SANTOS, C., A. **Ensaio dos Materiais.** LTC Livros técnicos, Rio de Janeiro, 1 ed., 2000.

GERE, J., M. **Mecânica dos Materiais.** Thompson Learning, São Paulo, 1 ed., 2003.

GINLEY, D., S. e CAHEN, D. **Fundamentals of Materials for Energy and Environmental Sustainability**, v. 1. Cambridge University Press, Cambridge, 1 ed., 2011.

HART, K.; AZEVEDO, M.; REBELLO, J. e RIBEIRO, C. Bushingless piston and connecting rod assembly and method of manufacture. US Patent US-6557457B1, May 2003. Filed in Dec.1., 1999.

IIHS. Faster travel. Status Report Vol. 38 n.10, Insurance Institute for Highway Safety, Nov.22 2003.

KAM, M., G.; KIM, H., S.; KIM, T.; LEE, S, B. e LEE, S., Y. Failure analysis of connecting rod at big end. **Trans Tech Publications**, 2006.

KODIYALAM, S. e SAXENA, M. **Geometry and Optimization techniques for Structural Design**. Computational Mechanics Publications, Southampton, 1994.

KRAUSE, E. e MAUSER, P. Stationen-rundtaktmaschine zur pleuelbearbeitung. Video comercial, Novembro 2004.

LAI, W., M.; RUBIN, D. e KREMPL, E. **Introduction to continuum mechanics**. T, United States of America, 3 ed., 1999.

LICHTY, L.C. **Internal-combustion engine**. McGraw-Hill, New York, 6 ed., 1951.

LIMA E SILVA, R., A. Diesel engine connecting rod bolted joint opening analysis with analytic and finite element models. **SAE Technical Paper Series**, v. 2010, n. 36-0244I, 2010. 21p.

LIMA E SILVA, R., A.; GALLI, L., A.F.; ATOATTE, A.; FERRACINI, E., G. e BAGGIO, M. Automotive connecting rod development: oval beam design and testing. **SAE Technical Paper Series**, v. 2012, n. 36-0576, 2012. 14p.

LONDHE, A.; YADAV, V. e SEN, A. Finite element analysis of connecting rod and correlation with test. **SAE Technical Paper Series**, v. 01, n. 0816, 2009. 12p.

LUEHRMANN, M., G.; RUPP, M., E.; O'LEARY, M., D.; PIRANER, I., L.; MILLER, J., M. e MCNULTY, W., D. Connecting rod with profile bore for increased load capability. International

Patent Application WO2000-0034696A1, Jun 2000. Filed in Dez.10, 1999.

LUEHRMANN, M., G.; RUPP, M., E.; O'LEARY, M., D.; PIRANER, I., L.; MILLER, J., M.; MCNULTY, W., D. e KLEPSEK, C. Connecting rod with profile bore for increased load capability. US Patent US7240584B1, Jul 2007. Filed in Dez.11, 1998.

MAHMONDI, E.; MIREEI, S., A.; MOHTASEBI, S., S. e M., O. Fatigue analysis of connecting rod of u650 tractor in finite element code ansys. **Journal of Applied Sciences**, v. 8, 4338–4345, 2008.

MATTHECK, C. e BAUMGARTNER, A. Skp (soft kill option): the biological way to find an optimum structure topology. **International Journal of Fatigue**, v. 14, n. 6, 1992. 7p.

MESKE, R.; MULFINGER, F. e WARMUTH, O. Topology and shape optimization of components and systems with contact boundary conditions. In **NAFEMS Seminar**. Germany, 2002. Modelling of Assemblies and Joints for FE Analyses Section.

METALAC, S. Comportamento das juntas rigidamente fixadas por parafusos. Material de treinamento 0, SPS METALAC, Sorocaba, Brasil, 2008.

NORTON, R., L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Bookman, Porto Alegre, 2 ed., 2004.

OLANIRAN, M., A. e STICKELS, C., A. Separation of forged steel connecting rods and caps by fracture splitting. **SAE Technical Paper Series**, v. 93, n. 0033, 1993. 8p.

PAPADOPOULOS, I., V.; DAVOLI, P.; GORLA, C.; FILIPPINI, M. e A., B. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals. **International Journal Fatigue**, v. 19, n. 3, 1997. P. 219-235.

RABB, R. Fatigue failure of a connecting rod. **Engineering Failure Analysis**, v. 3, n. 1, 13–29, 1996.

REIN, W. e DOUGLAS, J. Phosphatized and bushingless piston and connecting rod assembly having an internal gallery and profiled piston pin. International Patent WO2005-050067A2, Jun. 2005. Filed in Nov.20, 2003.

REIN, W. e SCHNEIDER, N. Piston and connecting rod assembly having phosphatized bushingless connecting rod and profiled piston pin. US Patent US 20040261751A1, Aug. 2004. Filed in Jun.26, 2003.

REIN, W. e SCHNEIDER, N. Piston and connecting rod assembly having phosphatized bushingless connecting rod and profiled piston pin. US Patent US-6923153B2, Aug. 2005. Filed in Jun.26, 2003.

REPGEN, B. Optimized connecting rods to enable higher engine performance and cost reduction. **SAE Technical Paper Series**, v. 98, n. 0882, 1998. 7p.

SAE. **Fatigue design Handbook**. American Society of Automotive Engineers, Warrendale, 2 ed., 1988.

SCHNEIDER, J., H. e BAUMANN, H. Connecting rod bore profile for bushingless piston assembly. US Patent Application US2002-0157534A1, Oct 2002. Filed in Apr.25, 2001.

SHENOY, P., S. **Dynamic load analysis and optimization of connecting rod**. 2004. Dissertação de mestrado. The University of Toledo, Toledo, 165p.

SHIGLEY e MISCHKE. **Mechanical Engineering Design**. McGraw-Hill, Singapore, 5 ed., 1989.

SINES, G. e WAISMAN, J., L. **Metal fatigue**. McGraw-Hill, New York, 1 ed., 1959.

TAYLOR, C., F. **The internal combustion engine in theory and practice**, v. 2. M.I.T., Cambridge, 2 ed., 1960-85.

TIMOSHENKO, S., P. e GOODIER, J., N. **Theory of Elasticity**. McGraw-Hill Book Company, United States of America, 3 ed., 1934.

TOLEDO, D., G.C.; NELLI SILVA, E., C.; LIMA E SILVA, R., A.; CRUZ, R., F. e GALLI, L., A.F. Design of a connecting rod for internal combustion engine by applying the topology optimization method. In **Proceedings of COBEM 2009**. Gramado, RS, Brasil, 2009. 7 p.

TOSCA. **TOSCA Structure 7.1.1 Documentation**. FE-DESIGN GmbH, Karlsruhe, Germany, ed., 2011. .

VAN, K.D. **High-cycle metal fatigue - from theory to applications**. SpringerWien New York, Italy, 1999.

VIJAYARAJA, S. e VIJAYARAGAVAN, S. Finite element analysis of critical components of the 2.6l gasoline engine. In **HYPERWORKS TECHNOLOGY CONFERENCE**. India, 2008.

WEBSTER, W., D.; COFFELL, R. e ALFARO, D. A three dimensional finite element analysis of a high speed diesel engine connecting rod. **SAE Technical Paper Series**, v. 83, n. 1322, 1983. 15p.

ZIENKIEWICZ, O., C.; CAMPBELL, J., S. e GALLAGHER, R., H. **Optimum Structural Design, Chapter 7, "Shape Optimization and Sequential Linear Programming**. John Wiley & Sons, London, 1973.

ZIENKIEWICZ, O., C. e TAYLOR, R., L. **The finite element method - Volume 1: The Basis**. Butterworth-Heinemann, Oxford, 5 ed. ed., 2000a.

ZIENKIEWICZ, O., C. e TAYLOR, R., L. **The finite element method - Volume 2: Solid Mechanics**. Butterworth-Heinemann, Oxford, 5 ed. ed., 2000b.



## APÊNDICE A Resultados FEA

A Fig. A.1 mostra o resultado das tensões equivalentes de von Mises no olhal menor da biela convencional em todas as condições de operação estudadas: máximo torque (1000 rpm), máxima potência (2100 rpm), máxima velocidade contínua (2625 rpm) e máxima velocidade intermitente (3150rpm).

A Fig. A.2 mostra o resultado das tensões equivalentes de von Mises no olhal maior da biela convencional em todas as condições de operação estudadas: máximo torque (1000 rpm), máxima potência (2100 rpm), máxima velocidade contínua (2625 rpm) e máxima velocidade intermitente (3150rpm).

A Fig. A.3 mostra o resultado das tensões equivalentes de von Mises no olhal menor da biela otimizada em todas as condições de operação estudadas: máximo torque (1000 rpm), máxima potência (2100 rpm), máxima velocidade contínua (2625 rpm) e máxima velocidade intermitente (3150rpm).

A Fig. A.4 mostra o resultado das tensões equivalentes de von Mises no olhal maior da biela otimizada em todas as condições de operação estudadas: máximo torque (1000 rpm), máxima potência (2100 rpm), máxima velocidade contínua (2625 rpm) e máxima velocidade intermitente (3150rpm).

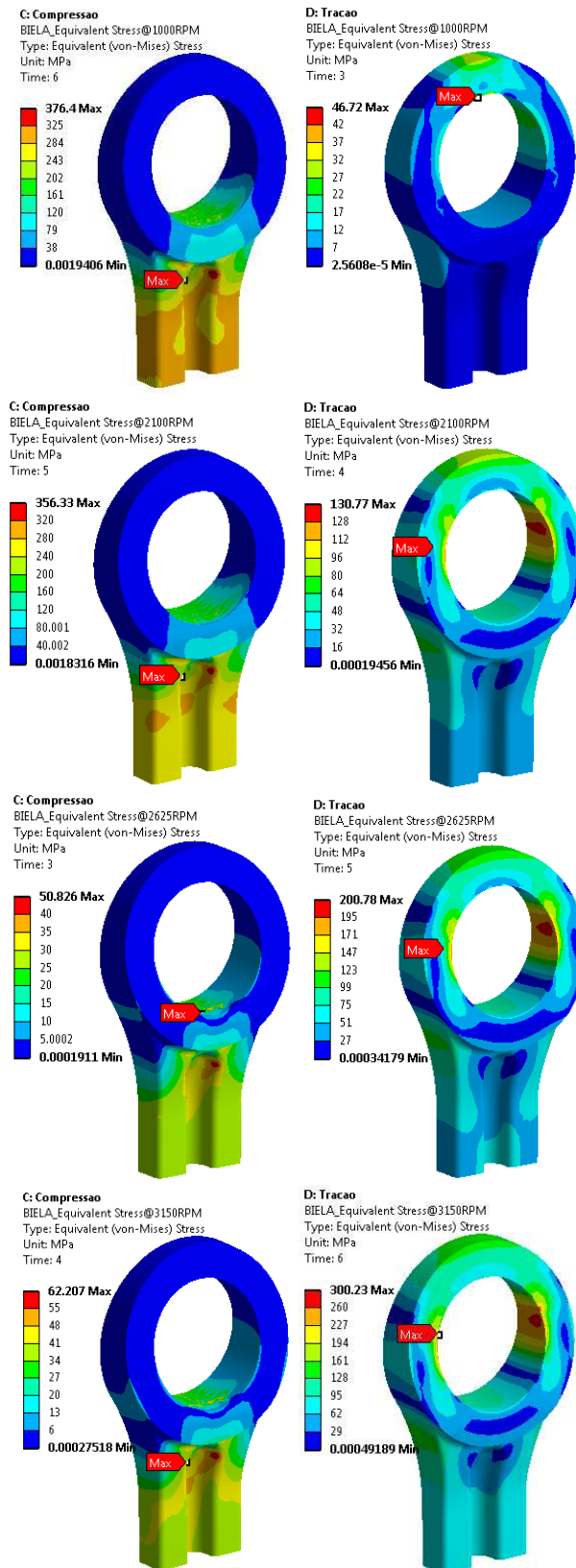
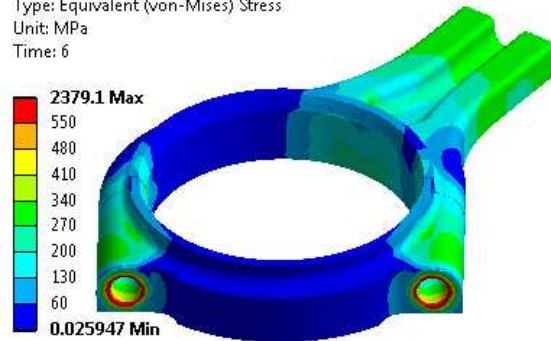
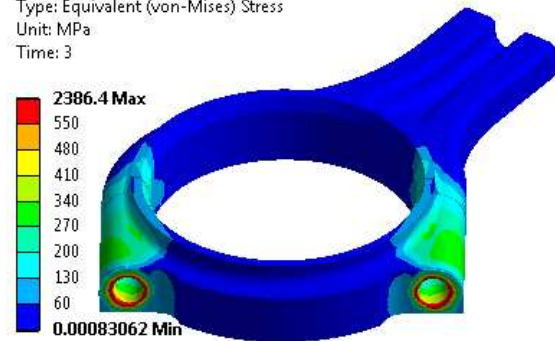


Figura A.1: Tensões equivalentes de von Mises no olhal menor da biela convencional.

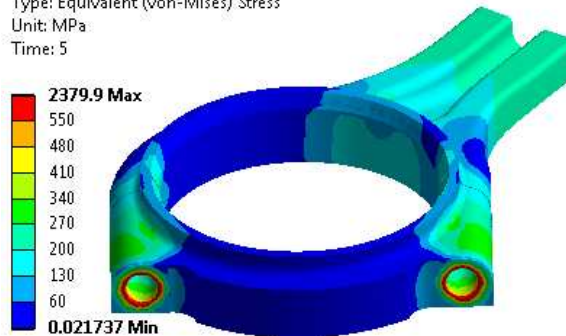
**D: Compressao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_1000RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 6



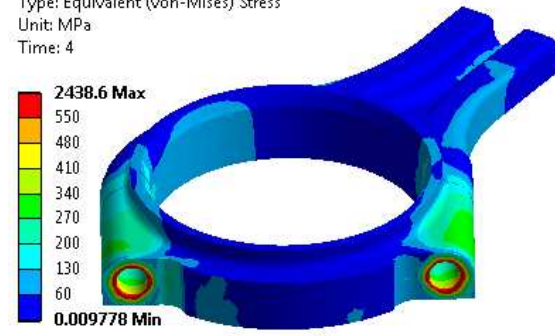
**C: Tracao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_1000RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 3



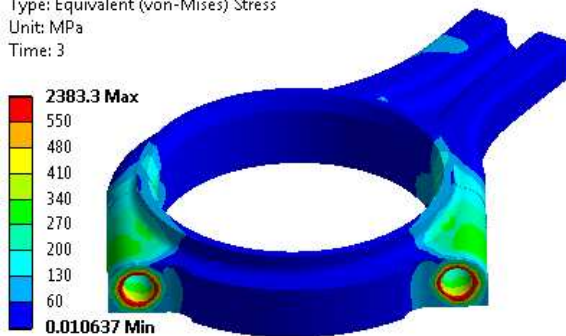
**D: Compressao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_2100RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 5



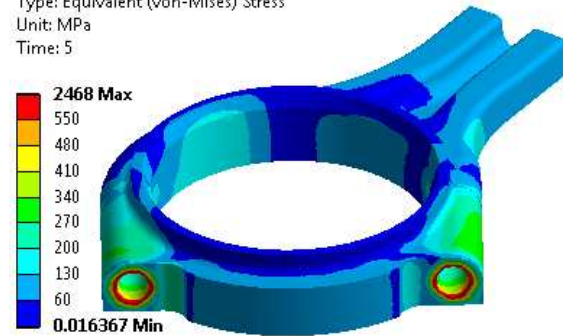
**C: Tracao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_2100RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 4



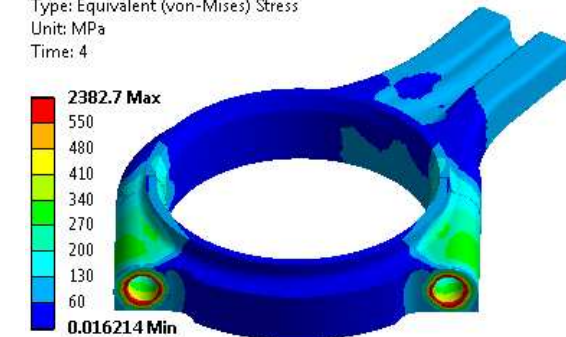
**D: Compressao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_2625RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 3



**C: Tracao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_2625RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 5



**D: Compressao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_3150RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 4



**C: Tracao**  
 BIELA\_Equivalent Stress\_3150RPM  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 6

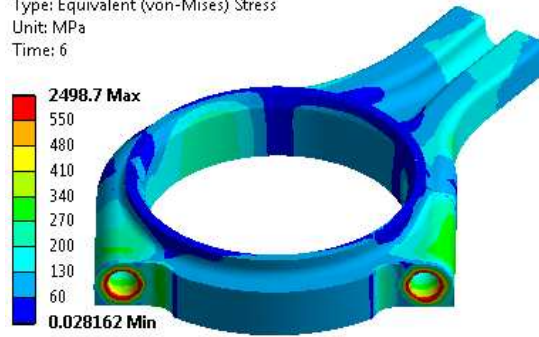


Figura A.2: Tensões equivalentes de von Mises no olhal maior da biela convencional.

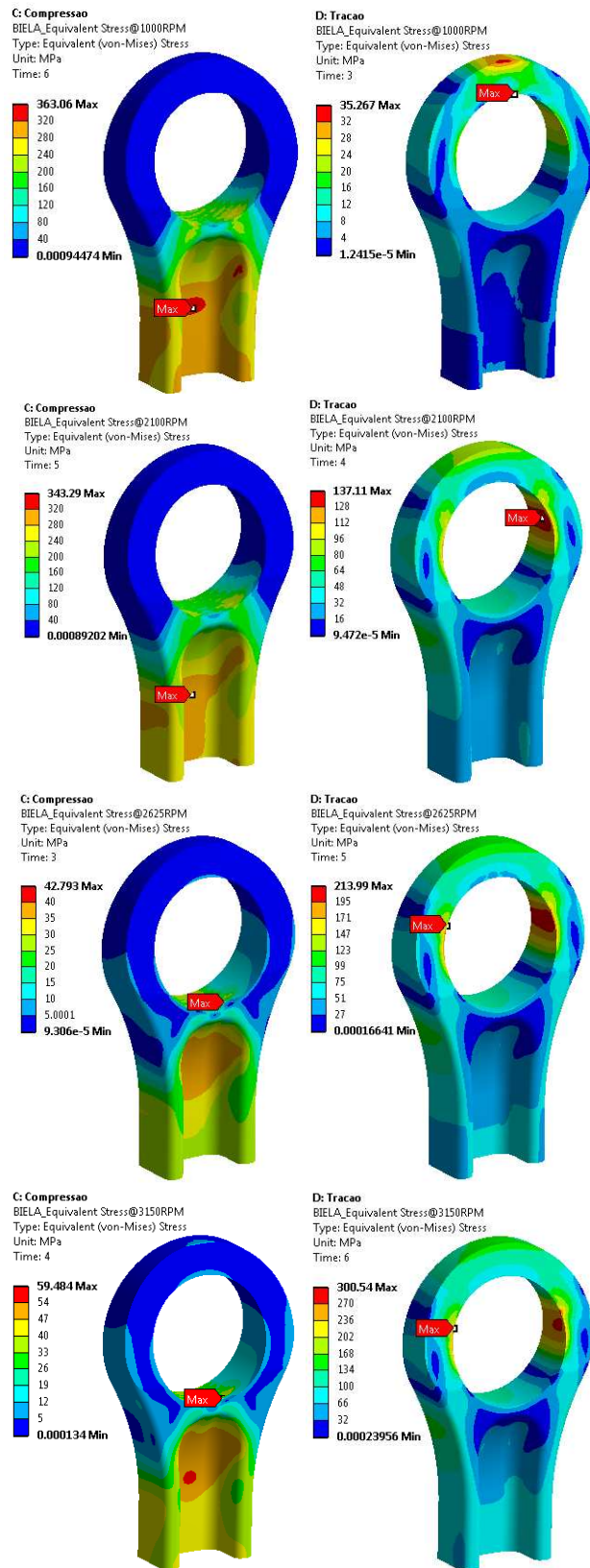


Figura A.3: Tensões equivalentes de von Mises no olhal menor da biela otimizada.



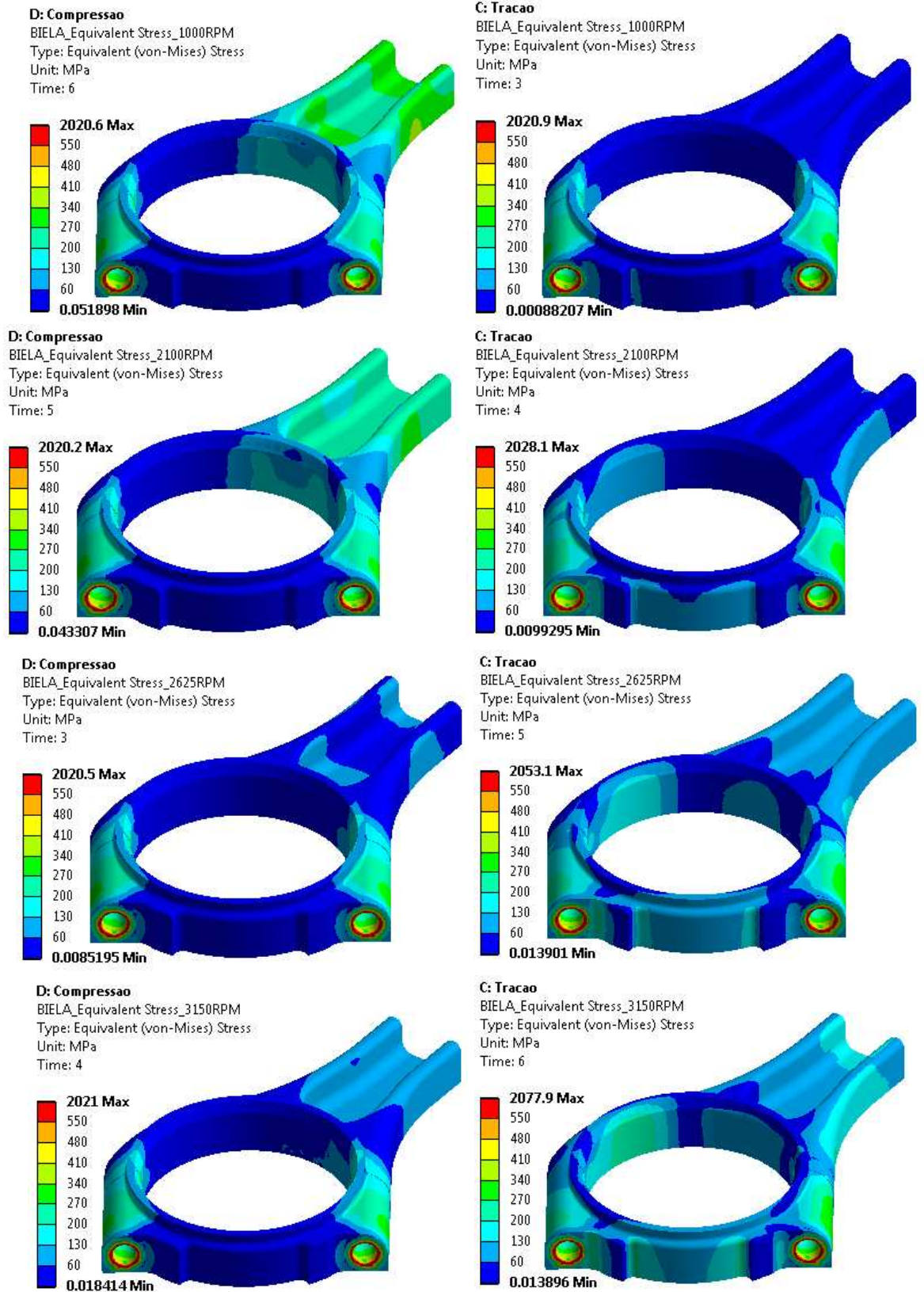


Figura A.4: Tensões equivalentes de von Mises no olhal maior da biela otimizada.