



Alex de Souza Rodrigues

# **Análise dinâmica e balanceamento de virabrequins leves de motores**

105/2013

CAMPINAS  
2013



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

Alex de Souza Rodrigues

# **Análise dinâmica e balanceamento de virabrequins leves de motores**

Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

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.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL  
DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO ALEX  
DE SOUZA RODRIGUES, E ORIENTADO PELO PROF.  
DR MARCO LÚCIO BITTENCOURT.

  
.....  
ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS  
2013

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

R618a Rodrigues, Alex de Souza, 2013-  
Análise dinâmica e balanceamento de virabrequins leves de motores / Alex de Souza Rodrigues. - Campinas, SP : [s.n.], 2013.

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

1. Motores de combustão interna. I. Bittencourt, Marco Lúcio, 1972. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Dynamics analysis and balancing of lightweight crankshaft for engines

Palavras-chave em Inglês: Internal combustion engine

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Marco Lúcio Bittencourt [Orientador]

Pablo Siqueira Meirelles

Alexandre Schalch Mendes

Data da defesa: 31-10-2013

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**

**Análise dinâmica e balanceamento  
de virabrequins leves de motores**

Autor: Alex de Souza Rodrigues

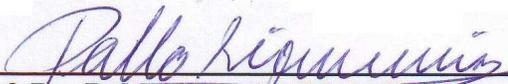
Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



---

**Prof. Dr. Marco Lucio Bittencourt, Presidente**  
**UNICAMP/FEM/DPM**



---

**Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles**  
**UNICAMP/FEM/DMC**



---

**Prof. Dr. Alexandre Schalch Mendes**  
**MWM International Motores**

Campinas, 31 de outubro de 2013.

## **Dedicatória**

À minha esposa Rosana. Em especial à Isadora e Pedro recém-chegados.

## Agradecimentos

Primeiramente a Deus, por ter me ajudado até este momento.

À minha família: Minha saudosa mãe Leonice, pela educação recebida. Meus tios Maria e Hércules, pelo apoio nos momentos difíceis. Meu irmão Danilo, pelo companheirismo.

À minha esposa Rosana por ser uma grande pessoa. Aos seus pais Terezinha e Irineu, pelo apoio e amizade. E aos numerosos cunhados pelas horas de diversão.

Aos colegas de laboratório, Fabiano Bargas, Jorge Suzuki, Caio Santos, Gilberto Luis, pela amizade.

Aos amigos da ThyssenKrupp, Luis Antonio Fonseca Galli, Sergio Gradella Villalva, Rafael Augusto de Lima e Silva, Robson Ferreira da Cruz, Pedro Augusto Ribeiro Ferreira, Wiliam Tean Su, Diogo Stuan Alves, Bruno Barbosa de Oliveira Ferreira Salles, Almir Atoatte, Renato Galvão da Silveira Mussi, Guilherme Alegre, Bruno Salles, Annelise Idehara, Natália Akemi, José Luiz Fiorini, Claudinei Custódio por tudo o que me ensinaram e pela amizade.

Por fim, ao Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt, pelas oportunidades concedidas e pela orientação durante a realização deste trabalho e aos demais membros da banca Prof Dr Pablo Siqueira Meirelles e Prof Dr Alexandre Schalch Mendes, pela ajuda na finalização deste trabalho.

*O choro pode durar uma noite, mas a  
alegria vem pela manhã.*

---

Salmo 30:5

## Resumo

Devido às atuais exigências de leis de emissão e redução de consumo de combustível, busca-se reduzir o peso dos componentes sem impacto aos critérios de projeto. Neste sentido, torna-se importante entender e discutir os critérios de projeto do componente em estudo. Este trabalho tem por objetivo entender a influência da redução do contrapeso de uma árvore de manivelas quatro cilindros em linha. Assim, para analisar o impacto da redução de massa nos contrapesos, foi realizado um estudo de sensibilidade nesta região do componente. Para analisar esta viabilidade, foram discutidos alguns critérios de balanceamento e a dinâmica do virabrequim em operação no motor. Nestas metodologias de balanceamento, resumiu-se a teoria básica mais comumente utilizada. Neste trabalho, aplicou-se o conjunto de ferramentas analisadas em um estudo de caso para um virabrequim forjado de um motor quatro cilindros em linha, obtendo-se a diferença dos critérios de balanceamento utilizados em relação à análise dinâmica. Foi observado que há critério de balanceamento que não considera efeito dinâmico importante. Finalmente, demonstrou-se que quando se deseja ter um contrapeso leve, existem alternativas de geometria que minimizam o impacto da retirada de massa.

*Palavras-chave:* Árvore de manivelas, cambota, virabrequim, girabrequim, motor de combustão interna, balanceamento, eixo, vibração torcional, análise dinâmica.

## **Abstract**

Due to the current emission standard and fuel consumption requirements, lightweight components with no impact in the design criterion are desired. As a consequence, it is vital to understand and discuss the design criteria of the studied component. This work aims to understand the influence of crankshaft counterweight reduction in an inline-four cylinder engine. Thus, to analyze the counterweight mass reduction, it was done a sensitivity study at this region. In order to analyze this feasibility, it was discussed some balancing criteria and also the crankshaft under virtual engine operation. In these balancing methodologies, it was summarized the basic theory usually designed. In this work, it was applied a package of tools in a study of case for a 4cyl. in-line engine crankshaft, obtaining the difference between some balancing methods versus the dynamics analysis. It was noticed that there are balancing methodologies which do not mind important dynamics effect. All in all, it was showed that if a lightweight design is desired, there are some ways to minimize the unbalancing impact when saving counterweight mass.

*Keywords:* Crankshaft, internal combustion engine, balancing, shaft, torsional vibration, dynamics analysis.

## Lista de Ilustrações

1.1	Virabrequim forjado em martelo em 1936 (GERLACH, 2005). . . . .	3
1.2	Nomenclatura do virabrequim. . . . .	4
1.3	Segmento de célula de potência do virabrequim ou throw. . . . .	5
1.4	Representação dos mecanismos biela-manivela centrado e excêntrico (FONSECA, 2003). . . . .	6
1.5	Fluxograma das etapas utilizadas no projeto do contrapeso do virabrequim. . . . .	8
2.1	Máquina de balancear rotor, utilizada no balanceamento de protótipo de virabrequim. . . . .	14
2.2	Tipos de desbalanceamento: Estático, de momento e dinâmico. . . . .	15
2.3	Planos típicos de balanceamento de um virabrequim 4 cilindros em linha. . . . .	17
2.4	Efeito do contrapeso na deflexão de virabrequim 4 cilindros em linha . . . . .	22
2.5	Coeficiente de flexão . . . . .	23
3.1	Sistema biela-manivela convencional. . . . .	27
3.2	Balanceamento do throw. . . . .	34
3.3	Virabrequim com dois cilindros. . . . .	35
3.4	Construção dos vetores de momentos. . . . .	36
3.5	Força oscilante de 1ª ordem. . . . .	38
3.6	Balanceamento da força oscilante de 1ª ordem. . . . .	39
3.7	Representação da força de oscilação de 1ª ordem com valores da força centrípeta. . . . .	40
4.1	Sistema estaticamente determinado. . . . .	43
4.2	Sistema estaticamente indeterminado. . . . .	45
4.3	Momentos horizontal e vertical no bloco do motor, da esquerda para a direita. . . . .	54
5.1	Pico de pressão em função da velocidade do motor. . . . .	57
5.2	Curva de pressão a 2100 rpm. . . . .	57
5.3	Virabrequim 4 cilindros em estudo. . . . .	58
5.4	Segmento de virabrequim modificado para análise de sensibilidade dos contrapesos. . . . .	59
5.5	Modelos 3-D dos quatro virabrequins analisados. De cima para baixo temos as versões ref, v01, v02 e v03. . . . .	59
5.6	Força nos mancais do virabrequim referência a 2100 rpm. Com pressão de combustão . . . . .	66
5.7	Força nos mancais do virabrequim referência a 2100 rpm. Sem pressão de combustão . . . . .	67
5.8	Força nos mancais do virabrequim v01 a 2100 rpm. Com pressão de combustão . . . . .	68

5.9	Força nos mancais do virabrequim v01 a 2100 rpm. Sem pressão de combustão . . .	69
5.10	Força nos mancais do virabrequim v02 a 2100 rpm. Com pressão de combustão . . .	70
5.11	Força nos mancais do virabrequim v02 a 2100 rpm. Sem pressão de combustão . . .	71
5.12	Fluxograma das atividades realizadas na análise estrutural dinâmica . . . . .	73
5.13	Modelo de elementos finitos utilizado na análise dinâmica . . . . .	74
5.14	Análise modal do virabrequim, observe que os primeiros modos correspondem a flexão, flexão, torção e assim sucessivamente. Modos 7º ao 10º à esquerda e 11º ao 14 à direita, de cima para baixo. . . . .	76
5.15	Fator de segurança estrutural no munhão do virabrequim ref . . . . .	79
5.16	Fator de segurança estrutural no moente do virabrequim ref . . . . .	79
5.17	Fator de segurança estrutural no furo de óleo do virabrequim ref . . . . .	80
5.18	Fator de segurança estrutural no braço do virabrequim ref . . . . .	80
5.19	Fator de segurança estrutural no munhão do virabrequim v01 . . . . .	81
5.20	Fator de segurança estrutural no moente do virabrequim v01 . . . . .	81
5.21	Fator de segurança estrutural no furo de óleo do virabrequim v01 . . . . .	82
5.22	Fator de segurança estrutural no braço do virabrequim v01 . . . . .	82
5.23	Fator de segurança estrutural no munhão do virabrequim v02 . . . . .	83
5.24	Fator de segurança estrutural no moente do virabrequim v02 . . . . .	83
5.25	Fator de segurança estrutural no furo de óleo do virabrequim v02 . . . . .	84
5.26	Fator de segurança estrutural no braço do virabrequim v02 . . . . .	84
5.27	Sistema torcional em estudo . . . . .	86
5.28	Diagrama de Campbell para vibração torcional . . . . .	86
5.29	Amplitude das ordens de vibração torcional da versão referência. . . . .	87
5.30	Amplitude das ordens de vibração torcional da versão um. . . . .	88
5.31	Amplitude das ordens de vibração torcional da versão dois. . . . .	88
5.32	Amplitude das ordens de vibração torcional da versão três. . . . .	89

## Lista de Tabelas

2.1	Desbalanceamento residual permissível (NBR8008, 1994). . . . .	21
5.1	Desbalanceamento estático das versões analisadas. . . . .	60
5.2	Flexão dos virabrequins estudados. . . . .	62
5.3	Resumo de forças e momentos atuantes no bloco com carregamento de explosão do motor. . . . .	64
5.4	Resumo de forças e momentos atuantes no bloco sem carregamento de explosão do motor. . . . .	65
5.5	Análise modal do virabrequim antes e pós-substruturação . . . . .	75
5.6	Dados de fadiga utilizados na análise estrutural . . . . .	77
5.7	Fator de segurança estrutural dos virabrequins ref, v01 e v02 . . . . .	78

## Lista de Abreviaturas e Siglas

$m_c$	Massa do contrapeso
$m_a$	Massa oscilante
$m_{rot}$	Massa rotativa
$r_c$	Centro de gravidade do contrapeso
$F_a$	Força de inércia
$F'_a$	Força de inércia de primeira ordem
$F_a''$	Força de inércia de segunda ordem
$F_G$	Força do gás
$F_{PP}$	Força no pino do pistão
$F_{op}$	Força de inércia de oscilação do pistão
$F_{SE}$	Força no olhal menor da biela
$F_{BE}$	Força no olhal maior da biela
$F_{MB}$	Força no mancal principal do virabrequim
$F_{opp}$	Força de inércia de oscilação do pistão e pino
$F_N$	Força horizontal no olhal menor da biela
$F_Z$	Força no moente da manivela
$F_T$	Força tangencial no moente da manivela
$\alpha$	Posição angular da manivela
$\omega$	Velocidade angular da manivela
$e_{per}$	Desbalanceamento residual permissível
$U_{per}$	Desbalanceamento residual
$D_{rot}$	Deflexão devido a forças de inércia de rotação
$D_{rec}$	Deflexão devido a forças de inércia de oscilação
$D_{web}$	Deflexão devido a forças de inércia de rotação dos braços
$D_{cw}$	Deflexão devido a forças de inércia de rotação dos contrapesos
$Ar\%$	Taxa de compensação da flexão absoluta
$Rr\%$	Taxa de compensação da flexão relativa
$s_0$	Deslocamento do pistão
$\varepsilon_1$	Deslocamento lateral do pino do pistão
$\varepsilon_2$	Deslocamento lateral do pino do eixo do cilindro
$l$	Comprimento da biela
$G$	Classe de desbalanceamento

$R$	Meio-curso do virabrequim
$\lambda$	R/L
$m_{PI}$	Massa do pistão
$m_{PP}$	Massa do pino do pistão
$m_{SE}$	Massa do olhal menor da biela
$m_{BE}$	Massa do olhal maior da biela
$\psi$	Posição angular da biela em relação ao sistema de coordenadas do cilindro
$m_{CP}$	Massa do moente
$\beta$	Posição angular inicial do moente

---

### ***Siglas***

<b>FEM</b>	Faculdade de Engenharia Mecânica
<b>CAD</b>	Computer Aided Design
<b>CAE</b>	Computer Aided Engineering
<b>CAM</b>	Computer Aided Manufacturing
<b>CIM</b>	Computer Integrated Manufacturing
<b>PMI</b>	Ponto Morto Inferior
<b>PMS</b>	Ponto Morto Superior

# SUMÁRIO

<b>Lista de Ilustrações</b>	<b>xvii</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xix</b>
<b>Lista de Abreviaturas e Siglas</b>	<b>xx</b>
<b>SUMÁRIO</b>	<b>xxiii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Situação atual e motivação . . . . .	1
1.2 Revisão bibliográfica . . . . .	2
1.2.1 Histórico do virabrequim . . . . .	2
1.2.2 Descrição do componente . . . . .	4
1.2.3 Função do contrapeso . . . . .	7
1.2.4 Metodologia de projeto do contrapeso . . . . .	8
1.2.5 Artigos técnicos encontrados sobre o desempenho do componente . . . . .	9
1.3 Objetivo . . . . .	11
1.4 Organização do texto . . . . .	12
<b>2 Balanceamento do componente virabrequim</b>	<b>13</b>
2.1 Balanceamento de rotores rígidos . . . . .	13
2.2 Desbalanceamento residual permissível . . . . .	18
2.3 Compensação da flexão do virabrequim . . . . .	20
2.3.1 Cálculo da compensação da flexão . . . . .	22
2.3.2 Taxa de compensação da flexão absoluta $Ar\%$ . . . . .	25
2.3.3 Taxa de compensação da flexão relativa $Rr\%$ . . . . .	26
<b>3 Modelagem do sistema pistão-biela-manivela</b>	<b>27</b>
3.1 Cinemática . . . . .	27
3.2 Dinâmica . . . . .	30
3.3 Esforços dinâmicos no mecanismo . . . . .	33
3.4 Balanceamento do segmento de virabrequim (crankthrow) . . . . .	34

3.5	Equilíbrio das forças de primeira ordem . . . . .	37
3.6	Equilíbrio das forças de segunda ordem . . . . .	39
3.7	Vibrações no motor devido ao desbalanceamento . . . . .	41
<b>4</b>	<b>Modelagem da força no mancal de motores 4 cilindros em linha</b>	<b>42</b>
4.1	Força no mancal . . . . .	42
4.1.1	Estaticamente determinado (isostático) . . . . .	42
4.1.2	Estaticamente indeterminado (hiperestático) . . . . .	45
4.2	Momentos de flexão no bloco do motor . . . . .	53
4.2.1	Consequências dos momentos no bloco . . . . .	53
4.2.2	Momento considerando forças isostáticas . . . . .	54
4.2.3	Momento considerando forças hiperestáticas . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Resultados obtidos - Estudo de caso</b>	<b>56</b>
5.1	Dados de entrada . . . . .	56
5.2	Definição dos casos a serem estudados . . . . .	58
5.3	Análise da flexão do virabrequim . . . . .	62
5.4	Forças e momentos nos mancais do bloco do motor . . . . .	63
5.5	Análise dinâmica estrutural . . . . .	72
5.6	Vibração torcional . . . . .	85
<b>6</b>	<b>Conclusão</b>	<b>90</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>92</b>

# 1 Introdução

Neste capítulo, apresenta-se uma introdução geral sobre a dissertação, abrangendo desde a importância do trabalho até os objetivos a serem alcançados. Aborda-se também a revisão bibliográfica sobre projeto de virabrequim e como a dissertação está estruturada.

## 1.1 Situação atual e motivação

Nos dias atuais, com a modernização da indústria, exigência do mercado consumidor, globalização, competitividade industrial, redução de custos, entre outros fatores, as empresas buscam reduzir o tempo de desenvolvimento de novos produtos e melhorar os produtos já existentes. Na tentativa de atender estes requisitos, os engenheiros buscam além da garantia da qualidade, reduzir o tempo/custo de desenvolvimento/melhoria de produtos.

Perante este ambicioso desafio, cresce a necessidade de se utilizar novas ferramentas para se analisar os projetos e aperfeiçoar os produtos já existentes em um curto espaço de tempo, possibilitando um projeto com custos menores. Atendendo a estes requisitos, surgem novas ferramentas computacionais, nas quais é possível prever de forma bastante satisfatória o comportamento do componente estudado.

Assim, ultimamente as empresas vêm investindo cada vez mais em técnicas integradas CIM (Computer Integrated Manufacturing), suportado pelos recursos de CAD (Computer Aided Design) para modelagem geométrica, CAM (Computer Aided Manufacturing) para simulação da manufatura e CAE (Computer Aided Engineering) para análise de fluidos, estrutural, térmica, eletromagnética via métodos numéricos.

Além da redução do tempo de projeto, busca-se em paralelo melhorar o desempenho do motor de combustão interna para atender às exigências de leis de emissão e inclusive economia de combustível. Como consequência, torna-se vital entender os critérios de projeto do componente em estudo.

O virabrequim converte a força do gás que age no pistão de movimento oscilatório em conjunto com a biela, em movimento rotativo promovendo torque para o volante do motor. Grande

parte dos virabrequins são dimensionados de forma estática em sua fase de projeto preliminar e somente validados dinamicamente no momento do projeto do sistema pistão-biela-virabrequim (FERREIRA, 2008). Há casos em que o dimensionamento estático do virabrequim é considerado suficiente por alguns fabricantes. Entretanto, o objetivo deste trabalho é mostrar que uma análise completa do sistema deve ser realizada, para evitar mal-dimensionamento e conseqüentemente problemas no motor em funcionamento, tais como desgaste prematuro das bronzinas (edge-loading) devido à excessiva força no mancal, ou ruído e vibração excessivos devido à vibração torsional.

Atualmente, os virabrequins são desenvolvidos de acordo com o critério de projeto, a experiência e resultados de falhas em campo de cada fabricante. Não há uma regra comum entre as montadoras para o projeto deste componente. Assim, podemos afirmar que diferentes métodos de validação conduzem a diferentes conclusões sobre o assunto, podendo o componente em estudo estar em uma margem de projeto confortável maior ou menor quando em operação no motor.

Como não foi encontrado um material bibliográfico comparando os diversos métodos de balanceamento e seu impacto em análise dinâmica, este trabalho tem uma forte contribuição resumizando esses métodos e comparando-os visando entender inclusive o impacto da redução dos contrapesos do virabrequim quando em operação no motor.

## **1.2 Revisão bibliográfica**

### **1.2.1 Histórico do virabrequim**

O virabrequim é um elemento de máquina responsável pela conversão do movimento linear do pistão em movimento rotativo, ou seja, torque para o motor. Embora hoje possa ser considerado como um dos principais componentes do motor de combustão interna, não foi assim nos tempos pioneiros do desenvolvimento do motor. O motor atmosférico desenvolvido por Nikolaus August Otto e exibido na exposição de Paris em 1867 não tinha virabrequim, mas sim engrenagem localizada entre o pistão e o volante do motor. Entretanto, com o desenvolvimento do motor de 4 tempos, esta solução foi substituída em 1876 por virabrequim e biela (GERLACH, 2005).

A história subsequente do virabrequim é muito próxima ao advento e o aumento da aceitação do motor de combustão interna.

Os primeiros motores de 4 tempos eram operados a 200 rpm com potência de 3 hp. Estes motores eram grandes e pesados, sendo operados apenas como estacionários. Foi assim, até no final do século 19 quando intensificou-se o uso de motores automotivos menores e mais econômicos. Um exemplo interessante é o virabrequim mono-cilindro no carro de três rodas desenvolvido por Carl Benz em 1886, na qual já se utilizam contrapesos para encontrar o balanceamento adequado.

Durante os 10 primeiros anos do século 20 o automóvel se tornou muito aceito principalmente na Alemanha, França e Estados Unidos. O motor de combustão interna foi adotado de maneira rápida, não apenas em motores de automóveis, mas também em vários projetos de motos, barcos, aeromodelos e mais tarde em aviões. Os virabrequins para estes motores eram feitos por martelos de forjaria, usualmente tratados termicamente e conseqüentemente usinados, mesmo antes da Primeira Guerra Mundial (Figura 1.1). Há casos em que os contrapesos eram acoplados por meio de rebites.



Figura 1.1: Virabrequim forjado em martelo em 1936 (GERLACH, 2005).

Como resultado da falta de materiais devido à guerra, os anos seguintes viram um aumento no uso de aços, as quais eram tratados para obter propriedades comparáveis àquelas de alta liga (por exemplo, níquel). Clássicos neste período, eram os arranjos dos munhões do virabrequim. Em linhas gerais, motores de 4 cilindros tinham apenas 2 munhões naqueles tempos. Hoje, cinco munhões e quatro ou oito contrapesos são mais utilizados nesta aplicação.

## 1.2.2 Descrição do componente

A árvore de manivelas, também conhecida como virabrequim, girabrequim ou cambota (português europeu), é um dos principais componentes mecânicos do motor de combustão interna. Ela é a responsável por transformar o movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo. Para converter este movimento, o virabrequim possui moentes, que são mancais excêntricos, cujo eixo deslocado corresponde ao meio curso do motor, ao qual é conectado o olhal maior da biela de cada cilindro (HEISLER, 2003).

O virabrequim possui duas extremidades chamadas de espiga e flange. Na extremidade do flange, acopla-se tipicamente o volante do motor. Para reduzir a vibração torsional característica de um motor de combustão interna, acopla-se muitas vezes um amortecedor de vibrações na extremidade da espiga. A excitação entre o intervalo de tempo de explosão dos cilindros, combinado com a inércia do sistema, causa a vibração torsional no componente, a qual é também uma das principais causas de falhas em virabrequins (MENDES, 2005).

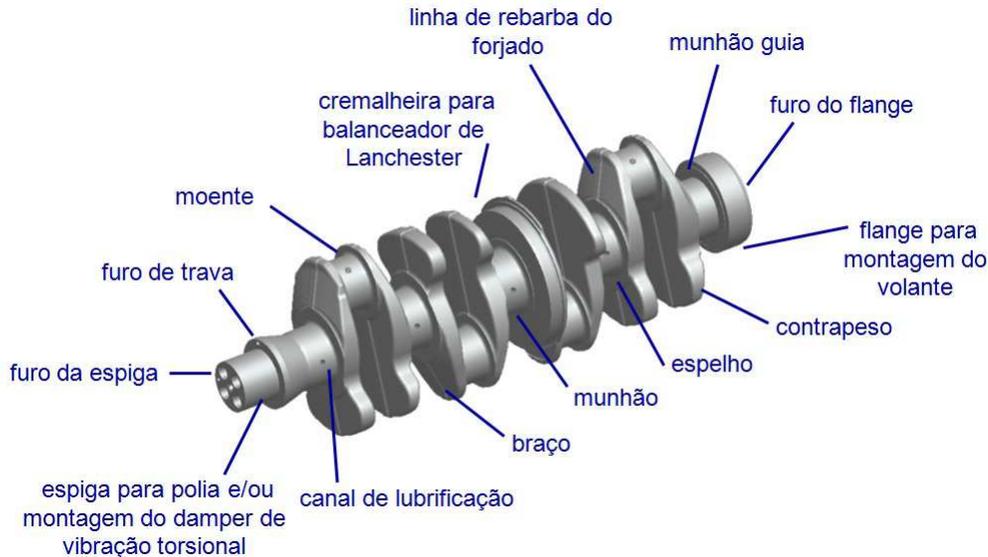


Figura 1.2: Nomenclatura do virabrequim.

Virabrequim e biela são responsáveis pela transformação do movimento de translação alternativo do pistão em movimento de rotação. Este movimento de rotação é passado para o volante de inércia do motor, que por sua vez transfere a energia para a transmissão que faz girar as rodas do veículo. Esta rotação pode também ser transmitida por meio de engrenagens, correias ou correntes

ao sistema de distribuição, ignição, lubrificação, refrigeração e ao gerador.

O virabrequim é caracterizado pelos seguintes elementos principais (FONSECA, 2003) (ver Figura 1.2):

Manivela do virabrequim ou throw. É a distância do centro de um munhão até o centro do munhão adjacente. Usualmente, é composto por um moente, dois braços (com ou sem contrapesos) e duas metades de munhão. A figura 1.3, mostra o virabrequim utilizado no estudo de caso e seus respectivos throws.

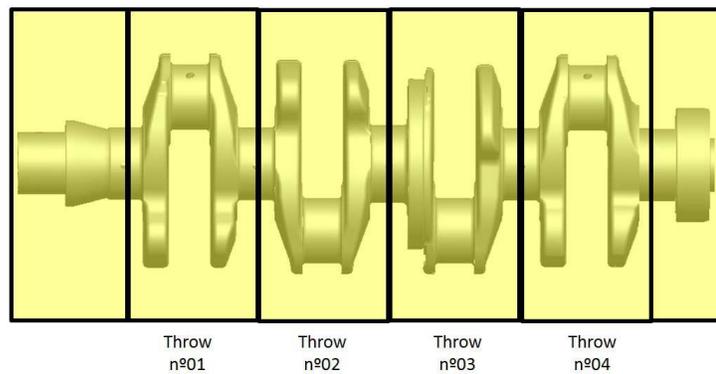


Figura 1.3: Segmento de célula de potência do virabrequim ou throw.

Braço de Manivela. O segmento que une o moente e o munhão do virabrequim é conhecido como braço de manivela. A transição entre o braço e os mancais é feita usualmente na forma de um raio de concordância, reduzindo a concentração de tensão. O braço deve ter largura e comprimento adequados de modo a assegurar rigidez à torção e flexão.

Munhão. É o segmento cilíndrico no centro de rotação do virabrequim. É apoiado em mancal fixo no bloco do motor, conhecido também como casquilho. O diâmetro e a largura do munhão devem ser projetados para receber o carregamento de flexão e torção do virabrequim, inclusive não sobrecarregando os mancais.

Moente. É o segmento cilíndrico onde é fixada a biela e é excêntrico ao eixo de rotação do virabrequim. A excentricidade do eixo do moente em relação ao eixo de rotação do virabrequim define o meio-curso do pistão.

Meio-curso. É definido pela distância entre o eixo de rotação do munhão e o centro do moente

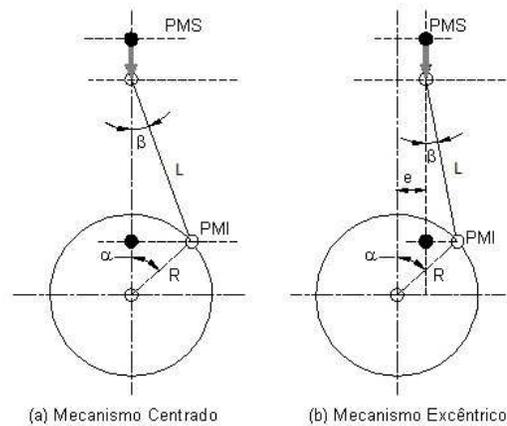


Figura 1.4: Representação dos mecanismos biela-manivela centrado e excêntrico (FONSECA, 2003).

do virabrequim. O meio-curso está diretamente ligado ao torque do motor, pois quanto maior o meio-curso, maior será o torque que o virabrequim irá entregar. Além disso, maior será a litragem do motor, pois haverá impacto também no curso do pistão entre o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI). Em projetos de mecanismos biela-manivela excêntricos (ver Figura 1.4) o curso é diferente de  $2R$ , ou seja, ligeiramente maior do que em mecanismos centrados.

Espiga. É uma das extremidades do eixo, onde geralmente são montados os periféricos do motor, ou seja, engrenagem motora do comando de válvulas, polia e amortecedor de vibrações. Na superfície da espiga, pode ser usinado um rasgo de chaveta para o posicionamento dos componentes. O amortecedor de vibrações tem a função de diminuir a ação das excitações dos momentos harmônicos que podem causar ressonância no virabrequim.

Canal de Lubrificação. Geralmente, é usinado um furo de óleo entre os munhões e os moentes do virabrequim. Este furo tem a função de transportar o óleo do munhão até o moente. Neste caso, o munhão recebe óleo através do bloco do motor onde se forma o regime de lubrificação desejado entre o munhão e o casquilho. O canal de lubrificação do moente pode ser feito por furação direta, onde há um furo passante entre o munhão e o moente, ou indireta, onde o canal de lubrificação do munhão cruza com outro furo que irá alimentar o moente (DUARTE JR, 2005).

Contrapeso. O virabrequim pode possuir contrapeso montado, integral ou até mesmo não possuir contrapeso dependendo do projeto. Sua função é criar uma força centrípeta oposta ao moente de modo a balancear as forças de inércia do motor. Um projeto adequado de contrapeso pode

diminuir a força no mancal do munhão, contribuindo nos projetos do casquilho e bloco do motor. O projeto do bloco deve ser feito considerando as forças e os momentos que o virabrequim irá gerar em funcionamento.

Flange. É a extremidade oposta à espiga do virabrequim, onde é geralmente acoplado o volante de inércia do motor. Neste volante, acopla-se a embreagem e também um anel dentado, que conecta o motor de partida.

### **1.2.3 Função do contrapeso**

A principal função do contrapeso é balancear as forças de inércia e seus momentos no motor, principalmente as causadas pela célula de potência incluindo o virabrequim, ou seja, cancelar ou diminuir as forças e momentos das forças de rotação e translação. Um virabrequim desbalanceado introduz efeitos de vibração muito pronunciado ao motor. Para balancear o virabrequim, é adicionado material em posições pré-estabelecidas em projeto, sendo geralmente nos braços (região oposta ao moente) para criar forças e momentos de inércia em direção oposta às existentes no motor. Os contrapesos devem ter espaço suficiente para a saia do pistão se deslocar sem contato, inclusive considerando folga com o bloco do motor e saia do pistão no ponto morto inferior. Alguns virabrequins, como os dos motores de 4 cilindros em linha, são auto-balanceados pelo próprio formato ou concepção e não precisam de contrapeso para o próprio balanceamento (quando analisado separadamente).

Outra função do contrapeso é reduzir a deformação do eixo em flexão. Se apoiarmos os munhões extremos com o virabrequim em rotação livre, as forças de inércia atuantes nas diferentes posições (moentes e braços) contribuirão para fletí-lo. Além disso, é também utilizado para absorver dispersão de manufatura.

Como o virabrequim é montado no bloco do motor, sua deformação é limitada pela folga nos munhões e respectiva rigidez do alojamento. A força no mancal tem importante influência no desgaste do mancal, eficiência do motor, e finalmente consumo de combustível.

Há dois tipos principais de contrapesos:

- Contrapesos montados, ou seja, que são unidos ao virabrequim durante a usinagem geralmente via elemento de fixação (por exemplo, parafusos);
- Contrapesos integrados, ou seja, que são manufaturados durante o processo de conformação mecânica junto com o virabrequim. Estes são mais utilizados atualmente na manufatura em larga escala.

### 1.2.4 Metodologia de projeto do contrapeso

No projeto do contrapeso do virabrequim, usualmente considera-se para efeito comparativo a experiência de aplicação similar, incluindo resultado de campo, como por exemplo histórico de falhas.

A Figura 1.5 mostra um fluxograma clássico com os critérios de balanceamento estudados. Obviamente, este fluxograma pode ser alterado considerando o histórico em campo da aplicação (NORTON, 2010) (SHIGLEY, 2007).

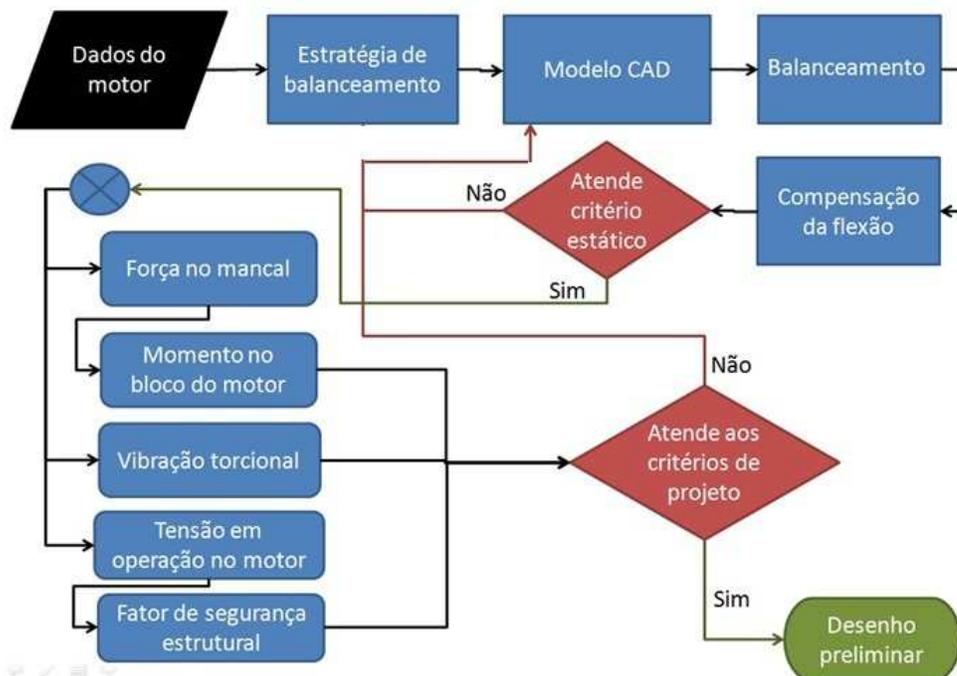


Figura 1.5: Fluxograma das etapas utilizadas no projeto do contrapeso do virabrequim.

Como dado de entrada, temos como pré-requisito para o projeto os dados do motor, onde

especificam-se parâmetros básicos da aplicação como meio-curso, e principais dados do sistema incluindo periféricos, por exemplo pistão, biela e se possível dados do volante de inércia e amortecedor de vibrações, que poderá ser utilizado na análise dinâmica.

Após a aplicação definida, discute-se a estratégia de balanceamento, onde será definido qual critério será utilizado e conseqüentemente a magnitude deste balanceamento.

Uma vez definida a estratégia de balanceamento, se respeitada, podemos seguir para a análise dinâmica do componente em operação no motor. Importante lembrar que o componente está sendo projetado para trabalhar no motor. Assim, é essencial a análise utilizando a condição de operação a qual o componente estará submetido. Apenas enfatizando em outras palavras, é importante, mas não suficiente, projetar o componente em condição de operação diferente a que ele estará submetido em operação no motor.

Em posse dos dados de entrada necessários para a análise dinâmica já discutidos no início desta seção, é possível realizar as análises de força e seus respectivos momentos no mancal do bloco do motor. Adicionalmente, a vibração torcional e o fator de segurança estrutural no virabrequim são analisados.

Se os resultados da análise dinâmica atenderem aos critérios de projeto, permite-se realizar o desenho preliminar.

### **1.2.5 Artigos técnicos encontrados sobre o desempenho do componente**

Ponge-Ferreira (PONGE-FERREIRA, 2006) analisou vários métodos de balanceamento de eixos: balanceamento estático, balanceamento de momentos e balanceamento dinâmico. Demonstrou a diferença entre estes métodos onde no primeiro o balanceamento é feito em apenas um plano e é possível detectá-lo com o eixo em repouso, enquanto que no balanceamento de momentos, dois planos no mínimo são necessários e é possível detectá-lo (o desbalanceamento) dinamicamente. Já o balanceamento dinâmico é uma combinação dos dois efeitos anteriores, ou seja, quando em movimento, o centro de massa da peça encontra-se fora do eixo geométrico dos mancais, e o eixo central encontra-se inclinado em relação a este. Além disso, Ponge-Ferreira analisou o Balanceamento de Rotores Rígidos pelo Método dos Coeficientes de Influência aplicando no balanceamento

de máquinas de balancear com mancais flexíveis, onde primeiramente estabelece-se a relação entre desbalanceamento nos planos de correção e resposta nos mancais, determinando os chamados coeficientes de influência. Posteriormente, determinou-se as massas de correção e suas posições angulares, observando-se o movimento nos mancais do rotor desbalanceado objetivando diminuir o desbalanceamento a níveis aceitáveis proposto pela norma ISO1940 (ISO1940, 2003).

A norma ISO1940 (ISO1940, 2003) define os níveis de balanceamento aceitáveis para várias aplicações, incluindo virabrequins. Nesta norma, estabelece-se critérios de balanceamento, ou seja, se o eixo é possível de ser balanceado apenas por um plano. Demonstra-se inclusive que a assimetria de eixos introduz a necessidade de balanceamento por plano adicional, que é o caso do virabrequim e do método utilizado neste trabalho.

O AVL, programa de simulação de motores, utiliza duas plataformas para simular o virabrequim em operação no motor. O manual teórico do AVL Excite Designer (AVL, 2009) apresenta a formulação do sistema pistão-biela-manivela incluindo como as forças no mancal do bloco do motor são modeladas. O manual teórico do AVL Power Unit (AVL, 2011) demonstra o mesmo sistema pistão-biela-manivela mas utilizando corpos flexíveis, assim neste caso, juntas com propriedades específicas (por exemplo rigidez, amortecimento) são modeladas entre os corpos.

Schalch (MENDES, 2005) modelou a vibração torcional a qual o virabrequim é submetido devido a combinação dos carregamentos de explosão da câmara de combustão e inércia dos componentes. Além da formulação teórica, fez comparação destes dados com resultados experimentais medidos em operação no motor.

Ferreira (FERREIRA, 2008) apresentou uma metodologia de projeto e otimização de árvore de manivelas. Assim, sintetizou vários aspectos importantes considerados como parâmetros de projeto. O balanceamento é um dos tópicos abordados neste trabalho, entretanto, não faz parte do escopo apresentar e comparar os métodos para tal. Adicionalmente, foi apresentado inclusive metodologias de projeto como por exemplo o seis sigma, além de aspectos da manufatura do componente.

Fonseca (FONSECA, 2003) também apresentou uma metodologia de projeto de virabrequins. Entretanto, além do projeto mostrou também dados sobre tipos de manufatura e funcionalidade do componente incluindo a nomenclatura técnica.

O manual de projeto de motor da Bosch (BOSCH, 2007) apresenta dados de projeto do motor

em geral. O virabrequim é também citado, onde é possível observar parâmetros importantes de seu projeto. Assim, o balanceamento do componente é discutido e conseqüentemente o impacto das forças atuantes no mancal do bloco do motor. É demonstrado que o acréscimo destas forças atuantes no bloco, causam momentos que devem ser controlados para evitar falha em campo. Estas forças e momentos são rediscutidos neste trabalho no estudo de sensibilidade da redução do contrapeso.

### **1.3 Objetivo**

Este trabalho está estruturado de forma a apresentar de maneira sumarizada e genérica o processo de desenvolvimento de virabrequins, com foco em seus contrapesos. Variações neste processo poderão ser encontradas de acordo com a montadora de veículos ou fabricante de virabrequins que for tomada como referência. Porém, as explicações aqui apresentadas são genéricas e podem ser aplicadas ao processo de desenvolvimento de todos os fabricantes.

O objetivo deste estudo não é criar novos parâmetros para a indústria automobilística, mas sim discutir a tecnologia envolvida no projeto de contrapesos da árvore de manivelas. Salientando-se que hoje em dia ainda é difícil encontrar material bibliográfico em língua portuguesa a respeito de balanceamento deste componente.

O objetivo deste trabalho é entender como a redução de massa do contrapeso do virabrequim pode ser realizada para se atingir bom desempenho dinâmico e parâmetros usuais de mercado (por exemplo, de forma direta ou indireta na redução do consumo de combustível, leis de emissão) minimizando os impactos negativos quando em funcionamento no motor.

Assim, torna-se necessário reunir conhecidos métodos existentes na literatura e mostrar suas principais diferenças. Faz parte do planejado também, mostrar um estudo de sensibilidade de redução dos contrapesos e suas conseqüências em operação no motor. Sabemos que diferentes metodologias conduzem a diferentes resultados, por este motivo é importante avaliar e projetar o componente em condição real de trabalho a qual será submetido.

## 1.4 Organização do texto

Este trabalho está organizado em seis capítulos. O primeiro capítulo apresenta uma introdução ao trabalho desenvolvido incluindo a situação atual, motivação, objetivos e revisão bibliográfica.

No segundo capítulo discute-se critérios de balanceamento do virabrequim. Embora estes critérios não consideram a dinâmica do sistema pistão-biela-manivela e explosão quando em operação no motor, ainda são usualmente utilizados no projeto de eixos incluindo o componente em estudo.

O terceiro capítulo mostra a modelagem do sistema pistão-biela-manivela utilizando a formulação tradicional. Estes carregamentos serão utilizados inclusive como critério de projeto considerando o virabrequim em operação no motor.

O quarto capítulo aborda como as forças do sistema pistão-biela e parte correspondente da manivela serão considerados e distribuídos no mancal do bloco do motor. Apresentam-se duas metodologias conhecidas do dimensionamento de vigas em resistência dos materiais, isostática e hiperestática. Ambas formulações são desdobradas inclusive no cálculo de momentos no bloco do motor.

No quinto capítulo aplica-se os resultados obtidos para o estudo de caso. Primeiramente são discutidos os dados de entrada e aplicação em estudo. Na sequência, são discutidas as geometrias dos virabrequins estudados, ou seja, como foi feito o estudo de sensibilidade de redução de massa no contrapeso. Além disso, aplicam-se os critérios de projeto nas geometrias já apresentadas no estudo de sensibilidade.

Finalmente, no sexto capítulo é apresentada a conclusão do trabalho e os trabalhos sugeridos como próximos passos.

## **2 Balanceamento do componente virabrequim**

A seguir, apresentam-se alguns métodos para o balanceamento de virabrequins analisando-se somente o eixo de manivelas, ou seja, estes métodos não consideram a dinâmica do sistema pistão-biela-manivela em operação no motor.

Algumas metodologias estáticas ou até mesmo dinâmicas considerando somente o virabrequim são utilizadas para prever o comportamento dinâmico do componente em operação no motor, embora nem sempre seja possível.

O balanceamento pode ser definido como um processo que objetiva melhorar a distribuição de massas de um corpo, permitindo que o virabrequim rotacione sobre os mancais do bloco com forças de desbalanceamento reduzidas a níveis aceitáveis. Quando este nível é atingido, podemos dizer que o mesmo está balanceado dentro da tolerância desejada, uma vez que o virabrequim sempre terá um desbalanceamento residual permissível.

Utilizando os equipamentos disponíveis atualmente para aferir e corrigir o desbalanceamento, é possível obter a redução a limites muitos baixos. Todavia, torna-se dispendioso exagerar nestas tolerâncias. Assim, é necessário definir um limite para que este desbalanceamento seja reduzido a níveis aceitáveis, respeitando aspectos econômicos e técnicos da performance da peça em operação no motor.

### **2.1 Balanceamento de rotores rígidos**

Nesta seção, determina-se a tolerância do desbalanceamento residual de rotores rígidos, em função da rotação máxima de trabalho (DARLOW, 1980), segundo as normas NBR8008 e ISO1940-1.

Para balancear um rotor rígido, basta acrescentar ou remover massa de dois planos de correção distintos. Assim, pode-se equilibrar a resultante das forças de inércia e seus momentos decorrentes da rotação. Entretanto, é inviável equilibrar plenamente as forças de inércia devido à rotação, ou seja, sempre haverá um desbalanceamento residual aceitável pelo projeto. Assim, o balanceamento visa reduzir os esforços radiais nos mancais produzidos pelo movimento de rotação do rotor

a valores aceitáveis.

As máquinas balanceadoras são usualmente construídas de forma a simular uma situação onde o rotor estaria rodando livre no espaço. Isso é conseguido através de mancais bastante flexíveis em pelo menos uma direção transversal ao eixo do rotor, garantindo que as velocidades críticas do rotor rígido sobre os mancais flexíveis estejam bem abaixo da velocidade de rotação de balanceamento (sistema sub-amortecido). Nesta condição é que o rotor gira em torno de seu eixo central. Caso o rotor apresente desbalanceamento, o eixo geométrico dos mancais não coincide com um eixo central, assim será percebido um movimento de orbitação dos mancais em torno do eixo central.

No balanceamento do rotor é necessário acrescentar ou remover massa de posições angulares específicas dos dois planos de correção de modo a fazer com que o eixo central coincida com o eixo geométrico entre mancais. O eixo central apresenta desvio em relação ao eixo geométrico em função da excentricidade do centro de massa. Esse efeito é função da massa do rotor e da diferença entre seus momentos de inércia transversal e polar. Portanto, cada rotor com características geométricas e distribuição de massa diferentes apresentará amplitudes de orbitação distintas para o mesmo nível de desbalanceamento.



Figura 2.1: Máquina de balancear rotor, utilizada no balanceamento de protótipo de virabrequim.

O balanceamento em máquinas de balancear (Figura 2.1), realizado na manufatura de virabrequins, é usualmente executado através do método dos coeficientes de influência, onde pri-

meiramente estabelece-se a relação entre desbalanceamento nos planos de correção e resposta nos mancais, determinando os chamados coeficientes de influência. Isso é feito aplicando-se massas de teste conhecidas aos planos de correção e registrando-se o movimento decorrente nos mancais. Posteriormente, pode-se determinar as massas de correção e suas posições angulares, observando-se o movimento nos mancais do rotor desbalanceado. Com essas informações, executa-se a modificação física do rotor, removendo ou acrescentando massa aos planos de correção. O procedimento de balanceamento é repetido até que o desbalanceamento residual nos dois planos seja inferior ao desbalanceamento admissível para o rotor. O desbalanceamento residual específico do rotor é em geral especificado através de um grau ou classe de balanceamento válido para a máxima velocidade de rotação de operação do rotor, segundo Norma ISO 1940/1 (ISO1940, 2003).

Quanto aos tipos de desbalanceamento, podemos classificá-los em três categorias: desbalanceamento estático, de momento e dinâmico (Figura 2.2).

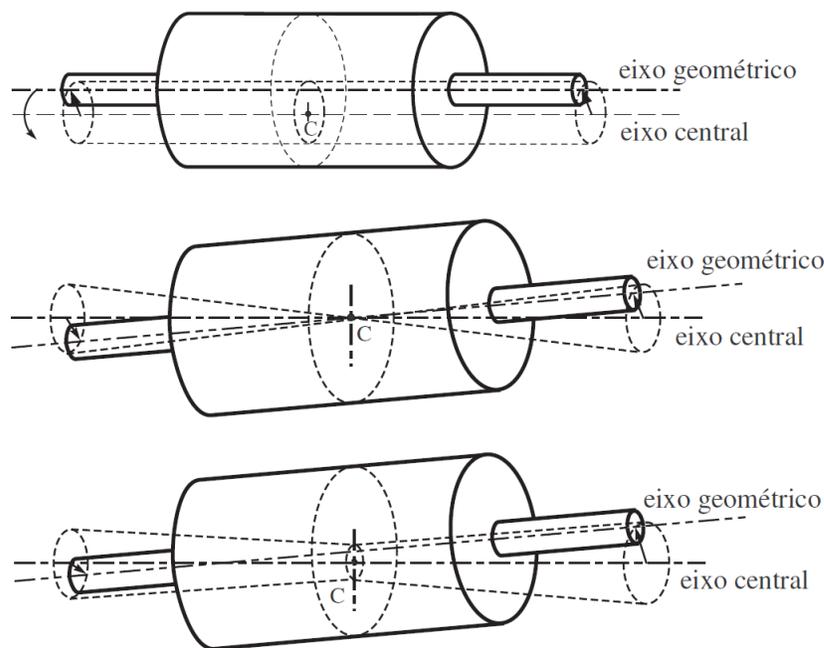


Figura 2.2: Tipos de desbalanceamento: Estático, de momento e dinâmico.

O rotor apresenta desbalanceamento estático puro quando o centro de massa do corpo sólido girante encontra-se fora da linha de centro dos mancais, embora o seu eixo central de inércia seja

paralelo à linha de centro dos mancais. Denomina-se este caso de desbalanceamento estático porque pode ser detectado e corrigido em um ensaio estático. Colocando-se o rotor sobre duas guias horizontais de baixo atrito de rolamento o ponto pesado do rotor sempre tenderá para baixo. Dessa forma pode-se localizar a direção angular do centro de massa.

Em uma balanceadora dinâmica de mancais rígidos pode-se verificar que o desbalanceamento é puramente estático quando as forças de reação medidas nos dois mancais encontram-se em fase. Nela, o eixo geométrico dos mancais do rotor executa um movimento de precessão em torno do centro de massa, gerando um cilindro no espaço.

O desbalanceamento estático pode ser corrigido pela adição de apenas uma massa de correção no mesmo plano transversal do centro de massa e em posição diametralmente oposta a este. Denomina-se esse processo de balanceamento em um plano.

Quanto ao desbalanceamento de momento, o rotor apresenta este desbalanceamento quando o eixo central de inércia do corpo sólido não está paralelo ao eixo geométrico dos mancais, mas o centro de massa encontra-se sobre este eixo. Este tipo de desbalanceamento não pode ser detectado em um ensaio estático, pois o rotor apresenta equilíbrio estático em qualquer posição angular. O rotor não apresenta qualquer tendência de girar quando colocado em repouso em uma posição angular arbitrária sobre mancais ou guias sem atrito.

Denomina-se este caso de desbalanceamento de momento porque em rotação as reações nos mancais são devidas ao momento desbalanceado, mesmo as forças estáticas estando em equilíbrio.

O caso mais geral de desbalanceamento de rotores rígidos é denominado de desbalanceamento dinâmico. Trata-se da combinação dos dois casos anteriores, ou seja, o centro de massa encontra-se fora do eixo geométrico dos mancais e o eixo central encontra-se inclinado em relação a este.

Como a direção angular do centro de massa não necessariamente é a mesma da inclinação do eixo central, no caso mais geral o eixo central e o eixo geométrico são reversos, ou seja, não têm ponto de intersecção. Nesse caso em uma balanceadora de mancais flexíveis a figura geométrica gerada pela rotação do eixo geométrico em torno do eixo central são dois troncos cônicos conforme mostra a Figura 2.2.

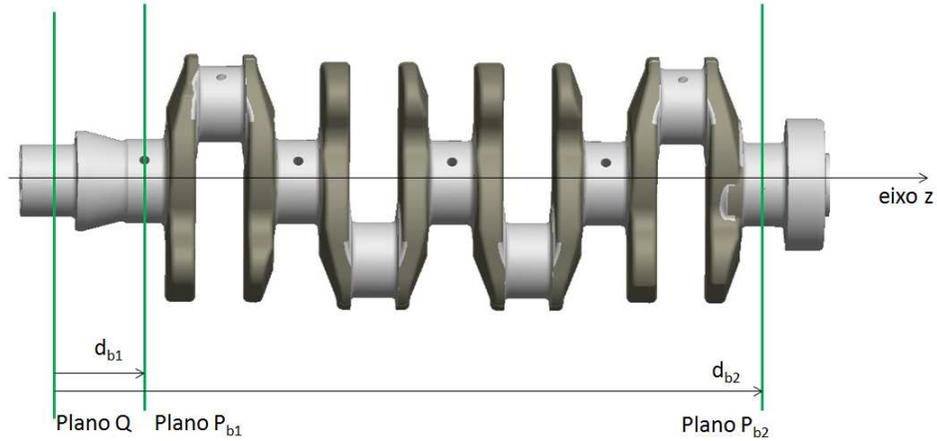


Figura 2.3: Planos típicos de balanceamento de um virabrequim 4 cilindros em linha.

O balanceamento de virabrequins é usualmente considerado como o desbalanceamento dinâmico. Para ilustrar este desbalanceamento, consideremos um virabrequim girando a uma velocidade constante. Assim, o desbalanceamento deste virabrequim poderá ser analisado em dois planos conforme mostra a Figura 2.3.

Neste caso, duas equações de vetores devem ser satisfeitas para o balanceamento completo do virabrequim, ou seja, a resultante das forças da Equação (2.1) e momentos da Equação (2.2) devem estar em equilíbrio.

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i \omega^2 = 0 \quad (2.1)$$

$$\vec{M} = \sum_{i=1}^n \vec{d}_{bi} \times m_i \vec{r}_i \omega^2 = 0 \quad (2.2)$$

Um sistema de desbalanceamento de  $n$  massas girando em vários planos requer pelo menos 2 massas balanceadoras ( $m_{b1}$  e  $m_{b2}$ ) em dois diferentes planos ( $P_{b1}$  e  $P_{b2}$ ) para o balanceamento completo. Assim:

$$m_{b1}r_{b1}\vec{\omega}^2 + m_{b2}r_{b2}\vec{\omega}^2 + \sum_{i=1}^n m_i r_i \vec{\omega}^2 = 0 \quad (2.3)$$

$$\vec{d}_{b1} \times m_{b1}r_{b1}\vec{\omega}^2 + \vec{d}_{b2} \times m_{b2}r_{b2}\vec{\omega}^2 + \sum_{i=1}^n \vec{d}_i \times m_i r_i \vec{\omega}^2 = 0 \quad (2.4)$$

Com  $d_{b1}$  e  $d_{b2}$  dados e pré-multiplicando a Equação (2.3) por  $d_{b1}$  e subtraindo da Equação (2.4), temos:

$$\hat{z} \times |\vec{d}_{b2} - \vec{d}_{b1}| m_{b2}r_{b2}\vec{\omega}^2 + \sum_{i=1}^n \hat{z} \times |\vec{d}_i - \vec{d}_{b1}| m_i r_i \vec{\omega}^2 = 0$$

$$m_{b2}r_{b2} = - \frac{\sum_{i=1}^n |\vec{d}_i - \vec{d}_{b1}| m_i r_i}{|\vec{d}_{b2} - \vec{d}_{b1}|} \quad (2.5)$$

Substituindo a Equação Equação (2.5) em Equação (2.3), temos:

$$m_{b1}r_{b1} = - \sum_{i=1}^n m_i r_i + \frac{\sum_{i=1}^n |\vec{d}_i - \vec{d}_{b1}| m_i r_i}{|\vec{d}_{b2} - \vec{d}_{b1}|} \quad (2.6)$$

Assim, conforme Equação (2.5) e Equação (2.6), o balanceamento está definido em ambos os planos.

## 2.2 Desbalanceamento residual permissível

Considerando a metodologia de balanceamento anteriormente discutida, os virabrequins são projetados para ter um desbalanceamento residual de manufatura em direções e quantidades aceitáveis. Além disso, ainda na fase de projeto, é considerado o pré-desbalanceamento residual que será absorvido durante o balanceamento na usinagem do virabrequim. Este pré-desbalanceamento é

projetado considerando a dispersão de manufatura e para facilitar sua remoção em condição industrial, por exemplo, favorecendo a usinagem de furos de balanceamento nos contrapesos e direções desejados.

Assim, quando analisamos o balanceamento de um virabrequim, determina-se a quantidade e a posição do desbalanceamento residual. Uma posição desfavorável de pré-desbalanceamento pode induzir dificuldade durante as operações de balanceamento na produção. Valores inapropriados de pré-desbalanceamento residual, acima do ideal, também geram um virabrequim com massa desnecessária.

Entretanto, na fase de projeto do virabrequim, o método é inverso. O valor desejado para pré-desbalanceamento residual a ser removido na usinagem e sua direção são estabelecidos para determinadas direções. Os valores para absorção desta dispersão podem vir da experiência de fabricantes de virabrequins ou da literatura de fabricantes de máquinas balanceadoras de eixos.

De posse destes resultados, o formato do contrapeso é projetado utilizando softwares de modelagem CAD.

O desbalanceamento residual permissível é definido considerando a aplicação, estratégia de marketing, confiabilidade do projeto incluindo até dados como público alvo. Entretanto, a norma ISO1940 (ISO1940, 2003) define o nível de desbalanceamento máximo permitido para motores de combustão a diesel, incluindo o quatro cilindros em linha aqui estudado conforme mostra a Tabela 2.1.

Considerando o desbalanceamento residual permissível por lado do virabrequim, temos:

$$U_{per_n} = \frac{U_{per}L_{n-1}}{L} = \frac{(1000 \frac{(e_{per}\omega)^m}{\omega})L_{n-1}}{L} \quad (2.7)$$

Onde:

$U_{per_n}$  é o desbalanceamento residual permissível do virabrequim no plano de interesse (g.mm).

$U_{per}$  é o desbalanceamento residual permissível do virabrequim (g.mm).

$L$  é a distância entre os apoios (mm).

$e_{per}\omega$  é a classe do desbalanceamento (mm/s).

$\omega$  é a máxima rotação do rotor (rad/s).

$L_{n-1}$  é a distância axial do centro de massa ao plano oposto ao de interesse.

$m$  é a massa do eixo (kg).

Os valores apresentados na Tabela 2.1 não devem ser utilizados como único parâmetro de projeto, pois neste caso é necessário realizar um estudo aprofundado sobre a aplicação caso a caso para definir os limites aceitáveis de desbalanceamento residual. Entretanto, é um indicador comum como parâmetro preliminar no projeto, pois são similarmente utilizados também pela norma NBR8008 (NBR8008, 1994), baseado na ISO1940 (ISO1940, 2003).

### 2.3 Compensação da flexão do virabrequim

Este método objetiva mensurar a compensação da flexão no virabrequim em rotação quando apoiado nos mancais extremos. Assim serão consideradas 4 deflexões básicas:

$D_{rot}$  deflexão devida às forças de inércia de rotação oriunda do movimento dos moentes e região do olhal maior da biela (ou seja, sua respectiva parte rotativa), incluindo as bronzinas.

$D_{rec}$  deflexão devida à ação da força de inércia de oscilação do pistão com pinos e anéis e região do olhal menor da biela (ou seja, sua respectiva parte oscilatória).

$D_{web}$  deflexão devida à força de inércia de rotação oriunda do movimento dos braços.

$D_{cw}$  deflexão devida à força de inércia de rotação proveniente do movimento dos contrapesos.

Na Figura 2.4, podemos observar que o virabrequim 4 cilindros sem contrapeso é auto-balanceado pela geometria. Entretanto, com a adição dos contrapesos nos mancais centrais torna-se necessária a adição de contrapesos nas extremidades do eixo. Assim, teremos o efeito benéfico da compensação da flexão e o efeito benéfico de compensação das forças de inércia local, além de continuarmos com o balanceamento do virabrequim pela geometria.

Tabela 2.1: Desbalanceamento residual permissível (NBR8008, 1994).

Classes de Balanceamento	Tipos de Rotores
G 4000	Árvore de manivela (C) de motores diesel marítimos lentos, com número ímpar de cilindros montados rigidamente (D).
G 1600	Árvore de manivela de motores grandes de dois tempos montados rigidamente.
G 630	Árvore de manivela de motores grandes de quatro tempos montados rigidamente. Árvore de manivela de motores marítimos diesel montados elasticamente.
G 250	Árvore de manivela de motores diesel rápidos de quatro cilindros montados rigidamente (D).
G 100	Árvore de manivela de motores diesel rápidos com seis ou mais cilindros (D). Motores completos (gasolina, álcool, ou diesel) para automóveis, caminhão ou locomotivas (E).
G40	Rodas de automóvel, aro de rodas, conjunto e rodas e árvore acionadoras. Árvore de manivela de motores rápidos (gasolina ou diesel) com seis ou mais cilindros montada elasticamente (D). Árvore de manivelas de motores para automóveis, caminhões e locomotivas.
G16	Árvore motoras (árvores de hélices e árvores cardã) com requisitos especiais. Peças de máquinas britadoras. Peças de máquinas agrícolas. Peças isoladas de motores (gasolina, álcool ou diesel) de automóveis, caminhões ou locomotivas. Árvore de manivela de motores com seis ou mais cilindros sob requisitos especiais.
G 6,3	Peças/máquinas de processos industriais. Ventiladores. Conjuntos de rotores de turbinas de aeronaves. Volantes. Rotores de bombas. Máquinas-ferramentas e peças de máquinas em geral.
G 2,5	Turbinas a gás e a vapor, incluindo turbinas principais marítimas (marinha mercante). Rotores rígidos de turbo-geradores. Turbocompressores. Acionamento de máquinas-ferramentas. Médias e grandes armaduras elétricas sob requisitos especiais. Bombas acionadas por turbinas.
G 1	Acionamento de gravadores de fita e de fonógrafos. Acionamento de retíficas. Pequenas armaduras elétricas sob requisitos especiais.
G 0,4	Fusos, discos e armaduras de retificadoras de precisão. Giroscópios.

A)  $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$ , se  $n$  em rotações/minuto e  $\omega$  em radianos/segundo; B) Colocação de  $e_{per}$  nos planos de correção; C) Uma árvore de manivela motora é um conjunto que inclui a árvore de manivela, volante, embreagem, polia, amortecedor de vibração, parcela relativa da biela; D) Para padronização internacional, motores diesel lentos são aqueles com velocidades do pistão menor que 9 m/s; motores diesel rápidos são aqueles cuja velocidade é maior que 9 m/s; E) Em motores completos, a massa do rotor compreende a soma de todas as massas pertencentes à árvore de manivelas descrita em (C)

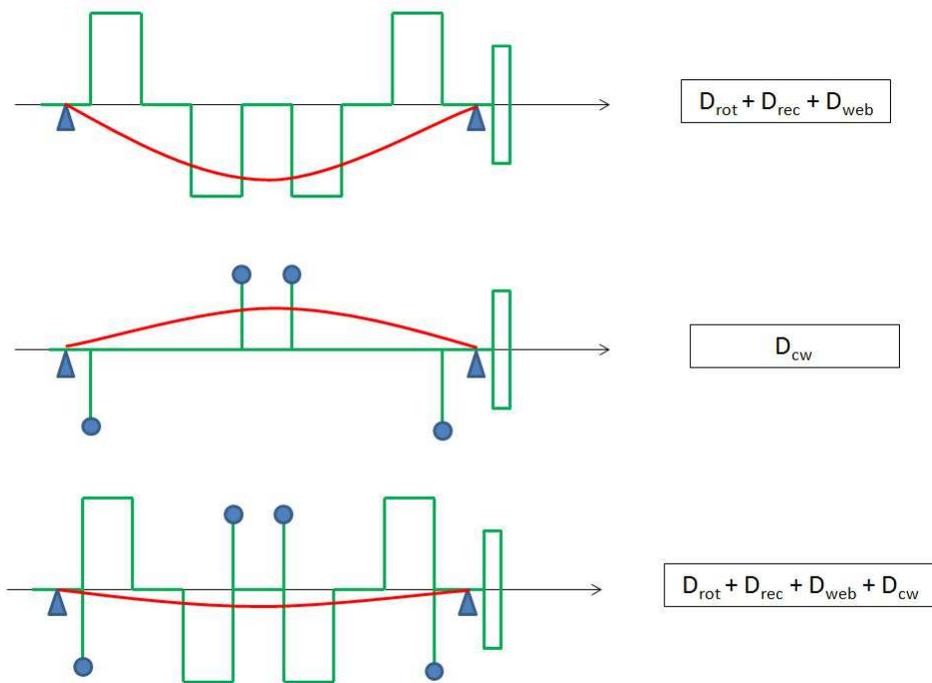


Figura 2.4: Efeito do contrapeso na deflexão de virabrequim 4 cilindros em linha

### 2.3.1 Cálculo da compensação da flexão

No cálculo da compensação da flexão, iremos considerar a compensação absoluta e a relativa (NASCIMENTO, 2003), ambas metodologias são utilizadas no desenvolvimento do virabrequim. Dependendo da fonte esta nomenclatura pode ser diferente, embora a metodologia seja similar.

Para calcular a compensação da flexão, é necessário calcular o efeito das diferentes deflexões descritas acima. Para realizar isto, é necessário utilizar um modelo com coeficiente de flexão. Coeficientes de flexão representam a influência de cada parte do virabrequim (braço, moente, munhão, contrapeso) na flexão do componente.

Assim, o virabrequim é reduzido a uma viga apoiada em 2 pontos, solicitada por forças em  $n$  posições. A deflexão da posição  $p$  é a somatória de  $n$  deformações induzidas por  $n$  forças.

As forças utilizadas são as forças de inércia devido às diferentes partes do virabrequim, as

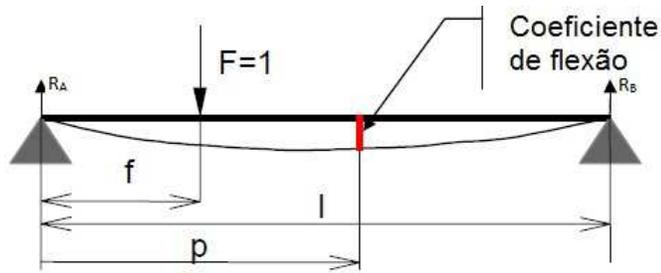


Figura 2.5: Coeficiente de flexão

massas de rotação e metade da oscilação do conjunto pistão e biela.

O virabrequim é dividido em  $n$  seções equivalentes para aplicação das forças e  $n$  equivalentes seções para o cálculo da deflexão.

O coeficiente de flexão fornece a intensidade do deslocamento no local  $p$  do virabrequim para um carregamento unitário  $F = 1$  aplicado na posição  $f$ . Este coeficiente é independente do módulo de Young ( $E$ ) e da inércia do virabrequim ( $I$ ). Para analisar a deflexão do virabrequim, consideramos o eixo bi-apoiado, conforme mostra a Figura 2.5. Nela é possível observar que para  $F = 1$ , aplicado a uma distância  $f$  do apoio, temos uma flexa deslocada  $p$  de seu apoio.

Assim, temos as forças de reação nos apoios  $A$  e  $B$ , sendo:

$$R_A = F\left(1 - \frac{f}{l}\right) \quad (2.8)$$

$$R_B = F\frac{f}{l} \quad (2.9)$$

O momento de flexão devido à força  $F$  será:

para  $0 \leq x < f$ :

$$M_f = Fp\left(1 - \frac{f}{l}\right) \quad (2.10)$$

para  $f \leq x < l$ :

$$M_f = Ff\left(1 - \frac{p}{l}\right) \quad (2.11)$$

A deflexão  $y$  no local  $x$  é obtida através da equação diferenciável de uma viga em termos do momento fletor, ou seja:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M_f}{EI} \quad (2.12)$$

A integral do momento fletor resulta em:

para  $0 \leq p < f$ :

$$y = \frac{Fl^3}{EI} \left[ -\frac{1}{6}(1-f)p^3 + \left( \frac{f^3}{6} - \frac{f^2}{2} + \frac{f}{3} \right) p \right] \quad (2.13)$$

para  $f \leq p < l$ :

$$y = \frac{Fl^3}{EI} \left[ \frac{1}{6}fp^3 - \frac{1}{2}fp^2 + \left( \frac{f^3}{6} + \frac{f}{3} \right) p - \frac{f^3}{6} \right] \quad (2.14)$$

Da equação anterior, definimos os coeficientes  $c_1$  e  $c_2$ . Para  $0 \leq p < f$ :

$$c_1 = \left[ -\frac{1}{6}(1-f)p^3 + \left( \frac{f^3}{6} - \frac{f^2}{2} + \frac{f}{3} \right) p \right] \quad (2.15)$$

para  $f \leq p < l$ :

$$c_2 = \left[ \frac{1}{6}fp^3 - \frac{1}{2}fp^2 + \left( \frac{f^3}{6} + \frac{f}{3} \right) p - \frac{f^3}{6} \right] \quad (2.16)$$

a deflexão é então calculada como:

para  $0 \leq p < f$ :

$$y = \frac{Fl^3}{EI} c1(p) \quad (2.17)$$

para  $f \leq p < 1$ :

$$y = \frac{Fl^3}{EI} c2(p) \quad (2.18)$$

Assim, de posse do coeficiente de flexão é possível calcular D, pois temos que:

$$D = yU$$

onde U é o desbalanceamento da parte do componente em estudo ( $U_{rot}, U_{rec}, U_{web}, U_{cw}$ ).

### 2.3.2 Taxa de compensação da flexão absoluta $Ar\%$

Esta taxa, indica como a deflexão devido às forças de inércia de rotação, oscilação e braços é reduzida pela ação dos contrapesos. Este método é utilizado também sem a força de oscilação, conforme a seguir:

-Considerando as forças de inércia de rotação, a taxa de compensação é calculada como:

$$Ar\% = \frac{D_{cw}}{D_{rot} + D_{web}} 100 \quad (2.19)$$

-Considerando as forças de inércia de rotação e oscilação:

$$Ar\% = \frac{D_{cw}}{D_{rot} + D_{rec} + D_{web}} 100 \quad (2.20)$$

### 2.3.3 Taxa de compensação da flexão relativa $Rr\%$

A compensação relativa é considerada que parte dos contrapesos são projetados para balancear os braços, e o restante é usado para reduzir a deflexão do virabrequim. Esta taxa indica como a deflexão devido à força de inércia de oscilação média e rotação é reduzida pela ação dos contrapesos (após o balanceamento dos braços). Este método é usado também sem a força de inércia de oscilação. As duas formulações são descritas a seguir:

- Considerando as forças de inércia de rotação:

$$Rr\% = \frac{D_{cw} - D_{web}}{D_{rot}} 100 \quad (2.21)$$

- Considerando as forças de oscilação e rotação:

$$Rr\% = \frac{D_{cw} - D_{web}}{D_{rot} + D_{rec}} 100 \quad (2.22)$$

### 3 Modelagem do sistema pistão-biela-manivela

Neste capítulo, apresenta-se a análise cinemática e dinâmica do sistema pistão-biela-manivela. Esta formulação é muito utilizada na indústria automotiva, sendo geralmente a base para o desenvolvimento de novos motores. Um software de análise dinâmica do sistema biela-manivela em operação no motor é utilizado para a comparação do código desenvolvido em Matlab. A formulação aqui considerada é baseada no manual teórico do software comercial AVL Excite Designer (AVL, 2009) (AVL, 2011).

#### 3.1 Cinemática

Podemos assumir o pino do pistão e o virabrequim cruzando o eixo do cilindro, conforme mostra a Figura 3.1.

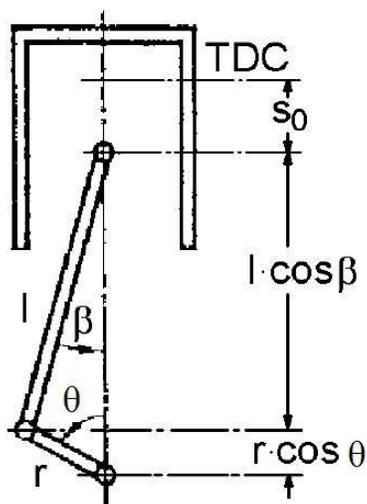


Figura 3.1: Sistema biela-manivela convencional.

Baseado na Figura 3.1, a relação para o deslocamento do pistão é:

$$s_0 + r \cos \theta + l \cos \beta = r + l \quad (3.1)$$

A relação entre o ângulo da biela  $\beta$ , o comprimento da biela  $l$  e o ângulo  $\theta$  do virabrequim é dada por

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

e

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

Com a relação acima, o deslocamento do pistão é denotada como

$$s_0 = r \left( 1 - \cos \theta + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \quad (3.4)$$

Desenvolvendo a relação anterior em Série de Fourier temos

$$s_0 = r \left( A_0 - A_1 \cos \theta - \frac{A_2}{4} \cos 2\theta - \frac{A_4}{16} \cos 4\theta - \frac{A_6}{36} \cos 6\theta - \dots \right) \quad (3.5)$$

com os coeficientes dados por

$$A_0 = 1 + \frac{1}{4}\lambda + \frac{3}{64}\lambda^3 + \frac{5}{256}\lambda^5$$

$$A_1 = 1$$

$$A_2 = \lambda + \frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{15}{128}\lambda^5 + \dots$$

$$A_4 = -\frac{1}{4}\lambda^3 - \frac{3}{16}\lambda^5$$

$$A_6 = \frac{9}{128}\lambda^5 + \dots$$

$$A_8 = -\frac{1}{39}\lambda^7$$

A partir daí, a posição instantânea do pistão é

$$s_0 = r(\approx 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \lambda - \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta) \quad (3.6)$$

Para o virabrequim girando com velocidade constante, podemos considerar  $\omega$  constante, assim a velocidade do pistão será a primeira derivada do deslocamento do pistão:

$$\dot{s}_0 = r\omega(\sin \theta + \frac{\lambda \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}) \quad (3.7)$$

ou expresso em séries

$$\dot{s}_0 = r\omega(A_1 \sin \theta + \frac{A_2}{2} \sin 2\theta + \frac{A_4}{4} \sin 4\theta + \frac{A_6}{6} \sin 6\theta + \dots) \quad (3.8)$$

A relação pode ser aproximada com dois termos por

$$\dot{s}_0 \approx r\omega(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (3.9)$$

A aceleração do pistão advém da segunda derivada do deslocamento do pistão, ou seja,

$$\ddot{s}_0 = r\omega^2(\cos \theta + \frac{\lambda \cos^2 \theta - \lambda \sin^2 \theta + \lambda^3 \sin^4 \theta}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta})^3}) \quad (3.10)$$

Novamente, expandindo em série temos

$$\ddot{s}_0 = r\omega^2(A_1 \cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + A_6 \cos 6\theta \dots) \quad (3.11)$$

Usando apenas dois termos, temos

$$\ddot{s}_0 \approx r\omega^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (3.12)$$

### 3.2 Dinâmica

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

$$F_G(\theta) = P(\theta)\frac{1}{4}\pi D^2 \quad (3.13)$$

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.

A força atuante no pino do pistão é

$$F_{PP}(\theta) = -F_G(\theta) + F_{op}(\theta) \quad (3.14)$$

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

$$F_{op}(\theta) = m_p\dot{\theta}^2 R(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (3.15)$$

em que  $m_p$  é a massa do pistão.

A força atuante no olhal menor da biela é

$$F_{SE}(\theta) = -F_G(\theta) + F_{opp}(\theta) \quad (3.16)$$

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

$$F_{opp}(\theta) = (m_p + m_{pin})\dot{\theta}^2 R(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (3.17)$$

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 ser escrita em uma decomposição pelo ângulo  $\beta$

$$F_A(\theta) = \frac{F_{SE}(\theta)}{\cos(\beta)} \quad (3.18)$$

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

$$F_N(\theta) = F_B(\theta) \tan(\beta) \quad (3.19)$$

A força atuante no moente da manivela é

$$F_Z(\theta) = -F_G(\theta) + F_o(\theta) \quad (3.20)$$

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

$$F_o(\theta) = m_o \dot{\theta}^2 R (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.21)$$

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

$$m_o = m_{ob} + m_p + m_{pin} \quad (3.22)$$

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

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. Então, a parcela oscilante da massa da biela é

$$m_{ob} = m_b \frac{L_{CG}}{L} \quad (3.23)$$

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

$$m_{rb} = \left(1 - \frac{L_{CG}}{L}\right) m_b \quad (3.24)$$

Devido a inclinação da biela, a força na manivela é

$$F_S(\theta) = \frac{F_Z(\theta)}{\cos(\beta)} \quad (3.25)$$

A força tangencial atuante na manivela é calculada como

$$F_T(\theta) = F_Z(\theta) \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.26)$$

O torque na manivela é obtido a partir da força tangencial

$$T(\theta) = F_T(\theta)R \quad (3.27)$$

A força radial atuante na manivela é calculada como

$$F_R(\theta) = F_Z(\theta) \frac{\cos(\theta + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.28)$$

Para o cálculo das reações dinâmicas nos mancais do bloco do motor é necessário definir a força de inércia de rotação

$$F_{rot} = m_r \dot{\theta}^2 R \quad (3.29)$$

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

$$m_r = m_{rb} + m_v \quad (3.30)$$

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

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

$$F_{rb} = m_{rb}\dot{\theta}^2 R \quad (3.31)$$

### 3.3 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

$$\begin{aligned} F_{SE_H}(\theta) &= F_A(\theta) \sin \beta \\ F_{SE_V}(\theta) &= F_A(\theta) \cos \beta \end{aligned} \quad (3.32)$$

As componentes horizontal e vertical da força na extremidade maior da biela ( $F_{BE_H}(\theta), F_{BE_V}(\theta)$ ) são dadas por

$$\begin{aligned} F_{BE_H}(\theta) &= F_S(\theta) \sin \beta - F_{rb} \sin \theta \\ F_{BE_V}(\theta) &= F_S(\theta) \cos \beta + F_{rb} \cos \theta \end{aligned} \quad (3.33)$$

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:

$$\begin{aligned} F_{SE_A}(\theta) &= F_{SE_V}(\theta) \cos \beta - F_{SE_H}(\theta) \sin \beta \\ F_{SE_N}(\theta) &= F_{SE_V}(\theta) \sin \beta + F_{SE_H}(\theta) \cos \beta \end{aligned} \quad (3.34)$$

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

$$\begin{aligned} F_{BE_A}(\theta) &= F_{BE_V}(\theta) \cos \beta - F_{BE_H}(\theta) \sin \beta \\ F_{BE_N}(\theta) &= F_{BE_V}(\theta) \sin \beta + F_{BE_H}(\theta) \cos \beta \end{aligned} \quad (3.35)$$

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

$$\begin{aligned} F_{MB_H}(\theta) &= F_S(\theta) \sin \beta - F_{rot} \sin \theta \\ F_{MB_V}(\theta) &= F_S(\theta) \cos \beta + F_{rot} \cos \theta \end{aligned} \quad (3.36)$$

### 3.4 Balanceamento do segmento de virabrequim (crankthrow)

As vibrações causadas pelas forças e momentos, as quais se originam das massas de rotação, deveriam se eliminar realizando o balanceamento do virabrequim, considerado como um eixo reto que, a uma distância  $r$  de seu eixo de rotação, possui massas de rotação. Ou seja, balanceamento das partes rotativas da biela, braços e contrapesos da manivela (GIACOSA, 1986).



Figura 3.2: Balanceamento do throw.

A título de exemplo, iremos inicialmente discutir o balanceamento de um virabrequim monocilindro. Para obter seu equilíbrio, o eixo deve ser balanceado estático e dinamicamente. Já o balanceamento dinâmico pode (mas não necessariamente) ser obtido automaticamente após o equilíbrio estático.

O eixo está balanceado estaticamente quando é nula a resultante das forças centrípetas. Essa condição se verifica quando o seu centro de gravidade [CG] está sobre o eixo de rotação. Nestas condições, é possível se colocar o eixo sobre dois mancais e ele permanecerá em equilíbrio.

Além disso, é regra geral dispor as manivelas de forma que se obtenha defasagem uniforme dos ciclos de trabalho para alcançar a máxima regularidade possível para o motor. Nestas condições, na maior parte dos casos, a disposição das manivelas é tal que satisfaz também a condição de equilíbrio estático, posto que o eixo admite um plano de simetria que passa pelo eixo de rotação.

Quando não se satisfaz esta condição, é possível verificar o equilíbrio estático traçando o polígono das forças centrípetas, as quais podem também representar-se pelos momentos  $m_c$  com relação ao eixo de rotação dos elementos que compõem o eixo, cujos CGs não atuam sobre o mesmo eixo: braços, contrapesos, etc. A resultante deve ser nula, e caso contrário, consegue-se tal efeito com a ajuda dos contrapesos.

Assim, por exemplo o eixo monocilindro, esquematizado na Figura 3.2, ao girar está submetido a uma força centrípeta  $F_c$ , aplicada em seu centro, que quando não equilibrada transmite-se integralmente à sua base (mancais dos munhões).

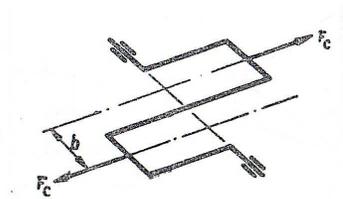


Figura 3.3: Virabrequim com dois cilindros.

O eixo pode ser balanceado, adicionando massa aos contrapesos  $m'_c$  a distância  $r_c$  do eixo de rotação (figura 3.2), tais que

$$2m'_c r_c = m_c r$$

O eixo (desconsiderando as bielas) está balanceado dinamicamente quando é nula a resultante dos momentos gerados pelas forças centrípetas, tomados com relação a um ponto qualquer do eixo (por exemplo, um dos apoios). Nestas condições, o eixo sustentado entre dois munhões situados no eixo de rotação e posto em movimento giratório, gera sobre os apoios somente as forças de reações correspondentes ao seu próprio peso.

O conceito de equilíbrio dinâmico pode ser compreendido mais facilmente através de um

exemplo. A Figura 3.3 representa esquematicamente um eixo de um motor 4 tempos, com 2 cilindros em V, a  $180^\circ$ ; este eixo está estaticamente equilibrado porque, estando as duas manivelas dispostas a  $180^\circ$  uma da outra, seus momentos estáticos com relação ao eixo de rotação estão em equilíbrio.

Mas girando o eixo, produz-se em correspondência com cada manivela, uma força centrípeta  $F_c$ . Como estas duas forças centrípetas não estão sobre a mesma linha, sendo que ambas atuam a uma distância recíproca  $b$ , o eixo estará submetido a um momento  $F_c b$  no balanceamento. Por conseguinte, não estão satisfeitas as condições de equilíbrio dinâmico.

Durante o desenvolvimento do projeto de um motor pode-se verificar que em relação ao número de tempos, o número de cilindros e a sua respectiva posição, é possível obter a defasagem regular entre os ciclos dos diferentes cilindros com diversas disposições das manivelas no eixo. Em tal caso, há de se escolher a disposição que mais se aproxima das condições de equilíbrio estático e dinâmico do eixo, quando resulte impossível alcançá-las totalmente.

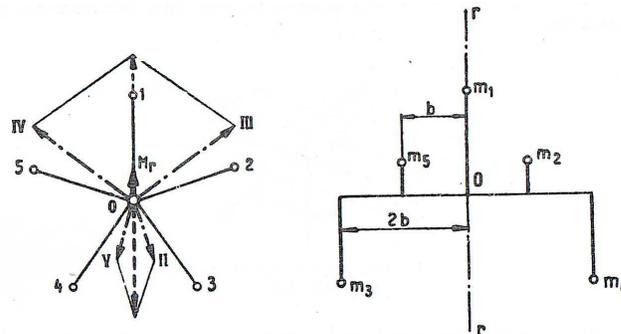


Figura 3.4: Construção dos vetores de momentos.

Quando os eixos quando estão estaticamente balanceados, admitem um plano de simetria perpendicular ao eixo de rotação, motivo pelo qual as manivelas resultam simétricas em número, forma e posição. Se dinamicamente ainda não estiverem balanceados, adicionam-se os contrapesos. Assim, concluímos que o equilíbrio dos eixos bicilindros, e geralmente os que possuem um número de manivelas ímpar, somente é alcançado com a ajuda dos contrapesos.

Assim, pode-se conseguir o equilíbrio das massas rotativas com a escolha adequada da disposição das manivelas. Ainda deve-se respeitar a condição de divisão uniforme dos ciclos em cada giro. Quando esta não é suficiente, faz-se através de uso de contrapesos em quantidade suficiente e em posição adequada.

A verificação do balanceamento dinâmico do eixo pode ser feita graficamente construindo o polígono dos momentos, isto é, através dos vetores de intensidade igual ao produto de cada uma das massas excêntricas. Para o equilíbrio dinâmico, a resultante destes vetores deve ser nula.

A Figura 3.4 ilustra, para o caso de um motor de cinco cilindros e dois tempos, uma construção gráfica conveniente que permite determinar a resultante dos vetores de momentos.

Quando se constrói o eixo, controla-se o seu equilíbrio dinâmico com máquinas adequadas conhecidas como balanceadoras: com elas se determinam a magnitude e a posição angular da massa desbalanceada que pode ser consequência de imperfeições construtivas (por exemplo, desvio no processo). Por meio de operações posteriores (por exemplo, furos de balanceamento no contrapeso), pode-se conseguir o balanceamento previsto em projeto.

Devemos observar que enquanto o equilíbrio estático interessa somente ao eixo em sua totalidade, o dinâmico pode considerar cada uma de suas manivelas em que está o eixo idealmente dividido entre suportes. Assim deseja-se obter o equilíbrio dinâmico do eixo ao anular as diversas resultantes dos momentos distintos. Isto significa que, nas diversas partes que constituem o eixo, podem existir momentos que o solicitem por flexão, a qual é impedida pela reação dos mancais do motor.

Por esta razão, os munhões estão carregados também por efeito das solicitações centrípetas. O meio de minimizar esta carga no bloco do motor é o uso de contrapesos em cada manivela, ainda que já esteja o virabrequim em sua totalidade estaticamente balanceado.

### **3.5 Equilíbrio das forças de primeira ordem**

Assumindo que as forças de rotação estejam balanceadas, iremos discutir o balanceamento das forças de oscilação.

A força de inércia  $F_a$  é expressa pela soma das parcelas de primeira ( $F_a$ ) e segunda ( $F_a''$ ) ordens como

$$F_a = F'_a + F''_a = m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

sendo  $m_a$  a massa alternada,  $\omega$  a velocidade de rotação do motor,  $r$  o meio-curso do virabrequim,  $\alpha$  o ângulo do virabrequim,  $\lambda = r/L$  e  $L$  é o comprimento da biela.

Consideremos apenas um cilindro (Figura 3.5). A força de inércia de primeira ordem,  $F'_a = m_a \omega^2 r \cos \alpha$ , pode ser considerada como a projeção sobre o eixo do cilindro de uma força centrípeta fictícia,  $m_a \omega^2 r$ , gerada por uma massa  $m_a$  igual à massa de oscilação.

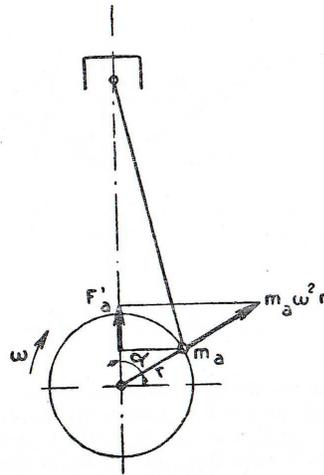


Figura 3.5: Força oscilante de 1ª ordem.

Da Figura 3.6, deduz-se claramente que esta força de inércia  $F'_a$  pode ser equilibrada pela componente vertical da força centrípeta  $-m_a \omega^2 r$ , produzida por uma massa de momento estático  $m_a r$ , colocada no eixo em oposição ao moente da manivela. Desta forma, teremos agora a força desbalanceada:

$$F_o = -m_a \omega^2 r \sin \alpha$$

Mas se sobre o eixo se coloca no lugar da massa  $m_a$ , uma massa igual a  $\frac{-m_a}{2}$  (Figura 3.6 a direita), obtém-se o equilíbrio da metade da força de oscilação. Temos ainda outra força de oscilação normal ao eixo do cilindro e de intensidade igual a metade da que se teria em sentido vertical sem contrapeso.

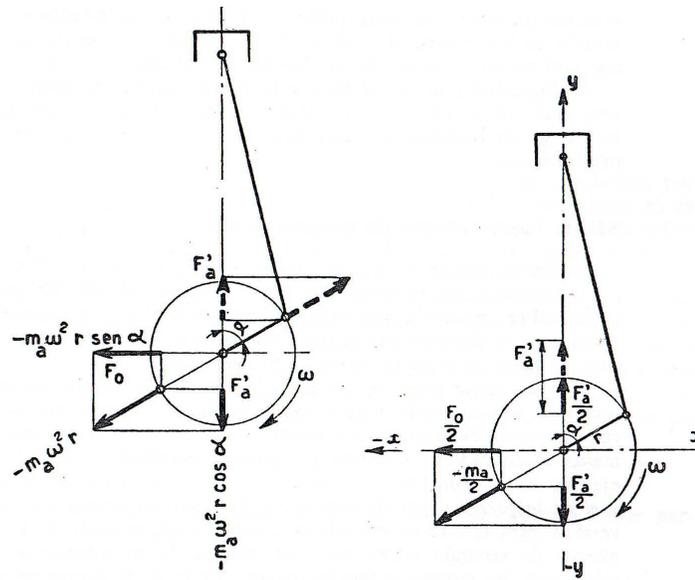


Figura 3.6: Balanceamento da força oscilante de 1ª ordem.

A composição destas duas forças de oscilação que atuam segundo direções perpendiculares entre si, da origem a uma força rotativa com velocidade  $\omega$  e de uma intensidade equivalente a  $\frac{1}{2}m_a r$ , que é impossível equilibrar.

Este é o grau máximo de balanceamento da força de inércia de primeira ordem que se pode alcançar com o artifício anteriormente descrito para um motor monocilindro.

### 3.6 Equilíbrio das forças de segunda ordem

A força de inércia de segunda ordem,  $F''_a = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha$ , pode ser imaginada como a projeção sobre o eixo do cilindro desta força centrípeta, que sempre forma com o eixo um ângulo o dobro maior que o descrito pela manivela, posto que equivale ao dobro da frequência da força de primeira ordem.

Convém ter presente que tanto a força como o par de segunda ordem não são equilibráveis, nem sequer parcialmente, com a ajuda de contrapesos no eixo do motor, já que eventuais massas equilibradoras teriam que girar ao dobro da velocidade do eixo. Assim, não existe nenhuma relação entre o equilíbrio do eixo e da força de segunda ordem, contrariamente ao que se verifica para a

força alternante de primeira ordem. A importância da força de inércia de segunda ordem, para os efeitos das vibrações na estrutura do motor, é muito menor que a da força de primeira ordem, dado que as respectivas magnitudes estão na relação  $\lambda$ .

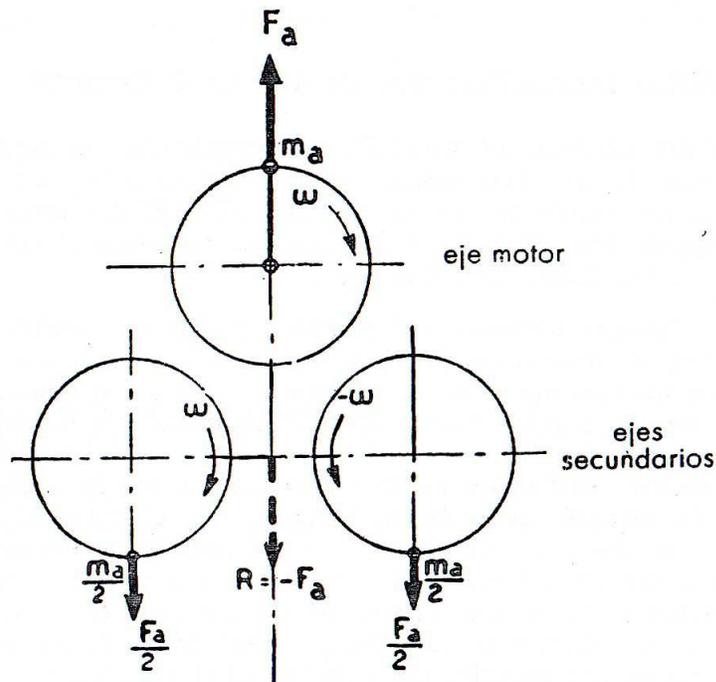


Figura 3.7: Representação da força de oscilação de 1ª ordem com valores da força centrípeta.

A força de inércia de segunda ordem  $F_a''$  pode ser equilibrada, se gerada por uma manivela motriz, mediante dois eixos subsidiários, colocados segundo mostra a Figura 3.7. Tem-se entre os dois eixos, uma massa igual à metade de  $m_a$  que origina  $F_a$  girando ambos a mesma velocidade mas em sentido oposto. Assim, o equilíbrio da força de segunda ordem pode ser obtido mediante outros dois eixos que levam duas massas iguais a  $\frac{1}{2}m_a\lambda$ , que giram a velocidades  $2\omega$  e  $-2\omega$ .

O balanceamento do motor monocilíndrico poderia também ser feito com a ajuda de dois cilindros opostos aos do motor, colocados simetricamente aos lados destes e cujas respectivas massa de inércia sejam iguais à metade daquelas a serem equilibradas. Entretanto, o sistema de dois eixos que giram em sentido contrário tem sido adotado para motores de 4 cilindros e 4 tempos, como o tipo "Lanchester", e para alguns motores de 2 tempos. Atualmente, é utilizado geralmente em motores de 4 cilindros para alguns veículos.

### **3.7 Vibrações no motor devido ao desbalanceamento**

As forças de inércia de oscilação e rotação, em conjunto com a pressão do gás, dão origem a forças e momentos que atuam sobre os mancais do bloco do motor. E deste, através da estrutura do motor, para o conjunto de mancais de suportes do motor.

Posto que tais forças e momentos são variáveis no tempo, e os suportes e estrutura do motor têm maior ou menor elasticidade, o motor pode estar submetido a um complexo movimento vibratório(HEISLER, 2003).

O balanceamento do motor tem por objetivo reduzir tais vibrações, anulando inclusive as consequências produzidas, ou seja, as forças e momentos aplicados à estrutura do motor (BOSCH, 2007) (GARRET, 2001).

## 4 Modelagem da força no mancal de motores 4 cilindros em linha

Neste capítulo, será apresentado o fundamento teórico da modelagem das forças e momentos nos mancais. Diferente do capítulo anterior, aqui o foco será a tratativa das forças atuantes no bloco do motor, ou seja, se o critério adotado é isostático ou hiperestático. Demonstraremos a seguir que, existe diferença entre a formulação isostática (número de equações deve ser igual ao número de incógnitas) e hiperestática (número de incógnitas maior que o de equações), na força no mancal e conseqüentemente nos momentos de flexão do bloco do motor. A formulação utilizada no cálculo analítico é a estaticamente determinada, sendo muito utilizada no desenvolvimento preliminar de novos motores na indústria.

### 4.1 Força no mancal

A força no mancal é transmitida às bronzinas e conseqüentemente ao mancal do bloco via munhões do virabrequim. A transmissão desta força em cada mancal pode ter tratativas diferentes, ou seja, podemos considerá-las como um sistema estaticamente determinado ou indeterminado.

#### 4.1.1 Estaticamente determinado (isostático)

Se considerarmos o sistema da Figura 4.1 como um sistema estaticamente determinado para cada segmento de virabrequim separadamente, a resultante total é obtida combinando-os linearmente.

Como resposta do sistema, consideraremos as seguintes equações elementares do segmento de virabrequim nº1, mancais nº1 e nº2:

$${}_1\vec{R}_1 = \vec{F}_1 \left( \frac{L_1}{(z_2 - z_1)} - 1 \right) \quad (4.1)$$

$${}_1\vec{R}_2 = -\vec{F}_1 \left( \frac{L_1}{(z_2 - z_1)} \right) \quad (4.2)$$

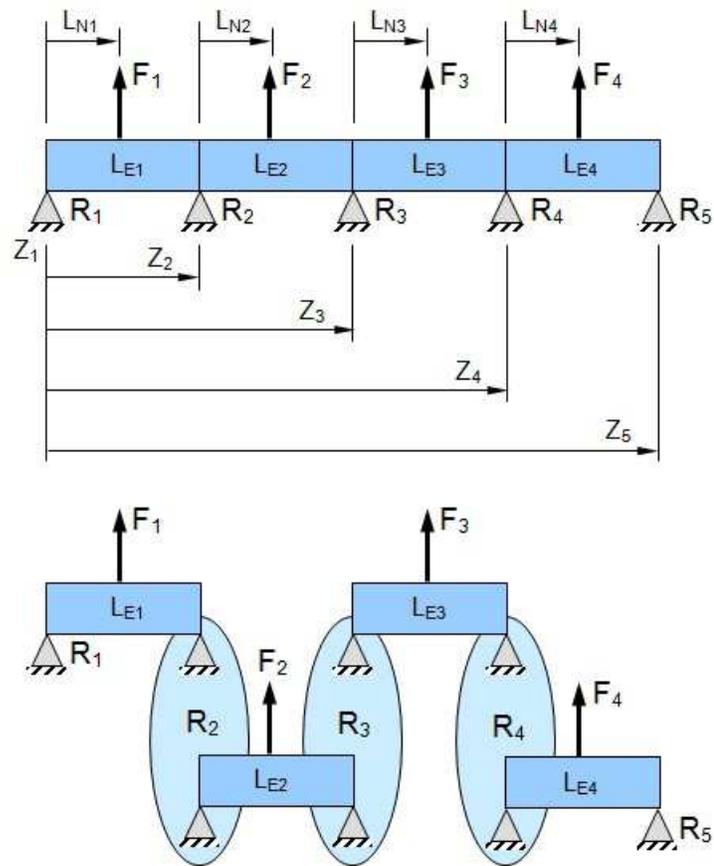


Figura 4.1: Sistema estaticamente determinado.

Devido ao segmento de virabrequim nº2, mancais nº2 e nº3:

$${}_2\vec{R}_2 = \vec{F}_2 \left( \frac{L_2}{(z_3 - z_2)} - 1 \right) \quad (4.3)$$

$${}_2\vec{R}_3 = -\vec{F}_2 \left( \frac{L_2}{(z_3 - z_2)} \right) \quad (4.4)$$

Devido ao segmento de virabrequim nº3, mancais nº3 e nº4:

$${}_3\vec{R}_3 = \vec{F}_3 \left( \frac{L_3}{(z_4 - z_3)} - 1 \right) \quad (4.5)$$

$${}_3\vec{R}_4 = -\vec{F}_3 \left( \frac{L_3}{(z_4 - z_3)} \right) \quad (4.6)$$

Devido ao segmento de virabrequim nº4, mancais nº4 e nº5:

$${}_4\vec{R}_4 = \vec{F}_4 \left( \frac{L_4}{(z_5 - z_4)} - 1 \right) \quad (4.7)$$

$${}_4\vec{R}_5 = -\vec{F}_4 \left( \frac{L_4}{(z_5 - z_4)} \right) \quad (4.8)$$

Assim, se analisarmos o conjunto de equações anteriores, teremos a reação em cada apoio:

$$\vec{R}_1 = {}_1\vec{R}_1 \quad (4.9)$$

$$\vec{R}_2 = {}_1\vec{R}_2 + {}_2\vec{R}_2 \quad (4.10)$$

$$\vec{R}_3 = {}_2\vec{R}_3 + {}_3\vec{R}_3 \quad (4.11)$$

$$\vec{R}_4 =_3 \vec{R}_4 +_4 \vec{R}_4 \quad (4.12)$$

$$\vec{R}_1 =_4 \vec{R}_5 \quad (4.13)$$

#### 4.1.2 Estaticamente indeterminado (hiperestático)

O conhecimento de métodos para análise de estrutura estaticamente indeterminada é muito aplicado na construção civil para vigas apoiadas. A metodologia na resistência dos materiais é a mesma e pode ser também aplicada na engenharia mecânica.

Consideremos o sistema mostrado na Figura 4.2, onde é possível realizar analogia de um virabrequim de 4 cilindros com um eixo.

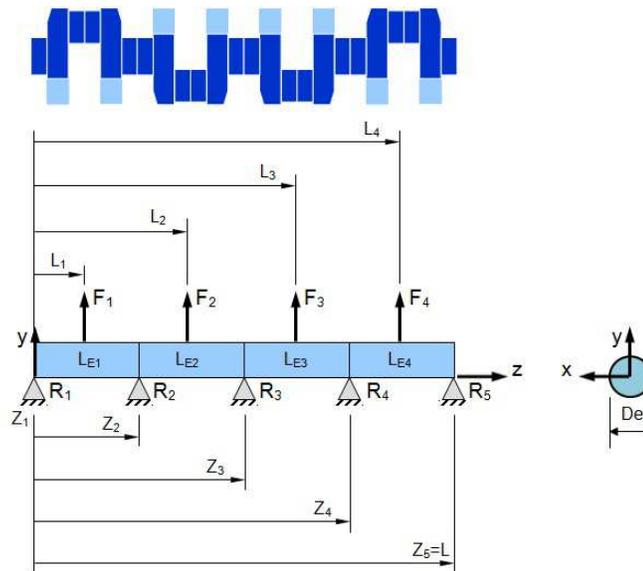


Figura 4.2: Sistema estaticamente indeterminado.

Consideraremos as seguintes distâncias dos mancais do virabrequim:

$$z_1 = 0;$$

$$z_2 = L_{e1};$$

$$z_3 = L_{e1} + L_{e2};$$

$$z_4 = L_{e1} + L_{e2} + L_{e3};$$

$$z_5 = L_{e1} + L_{e2} + L_{e3} + L_{e4};$$

E as seguintes forças nos segmentos do virabrequim:  $F_{MB'_i}$ , sendo  $i=1,4$

onde,  $i$  é o número do segmento de virabrequim e  $F_{MB'}$  é a força no segmento calculado a partir da dinâmica de múltiplos corpos.

Temos os seguintes locais dos carregamentos nos segmentos do virabrequim:

$$L_1 = \frac{Le_1}{2}; L_2 = Le_1 + \frac{Le_2}{2}; L_3 = Le_1 + Le_2 + \frac{Le_3}{2}; L_4 = Le_1 + Le_2 + Le_3 + \frac{Le_4}{2} \quad (4.14)$$

Considerando a seguinte equação de carga distribuída:

$$EI_x \frac{d^4}{dz^4} v(z) = q_y(z) \quad (4.15)$$

$$q_y(z) = F_{y1}(z - L_1)^{-1} + F_{y2}(z - L_2)^{-1} + F_{y3}(z - L_3)^{-1} + F_{y4}(z - L_4)^{-1} + \\ R_{y1}(z - z_1)^{-1} + R_{y2}(z - z_2)^{-1} + R_{y3}(z - z_3)^{-1} + R_{y4}(z - z_4)^{-1} + R_{y5}(z - z_5)^{-1}$$

Integrando  $q_y(z)$ , temos o esforço cortante  $V_y(z)$ :

$$EI_x \frac{d^3}{dz^3} v(z) = V_y(z) \quad (4.16)$$

$$V_y(z) = F_{y1}(z - L_1)^0 + F_{y2}(z - L_2)^0 + F_{y3}(z - L_3)^0 + F_{y4}(z - L_4)^0 +$$

$$R_{y1}(z - z_1)^0 + R_{y2}(z - z_2)^0 + R_{y3}(z - z_3)^0 + R_{y4}(z - z_4)^0 + R_{y5}(z - z_5)^0 + C_1$$

Integrando a equação do esforço cortante  $V_y(z)$ , temos o momento fletor  $M_x(z)$ :

$$EI_x \frac{d^2}{dz^2} v(z) = M_x(z) \quad (4.17)$$

$$M_x(z) = F_{y1}(z - L_1)^1 + F_{y2}(z - L_2)^1 + F_{y3}(z - L_3)^1 + F_{y4}(z - L_4)^1 + \\ R_{y1}(z - z_1)^1 + R_{y2}(z - z_2)^1 + R_{y3}(z - z_3)^1 + R_{y4}(z - z_4)^1 + R_{y5}(z - z_5)^1 + C_1 z + C_2$$

Integrando novamente, temos  $EI_x \theta_x(z)$ :

$$EI_x \frac{d}{dz} v(z) = EI_x \theta_x(z) \quad (4.18)$$

$$EI_x \theta_x = \frac{F_{y1}}{2}(z - L_1)^2 + \frac{F_{y2}}{2}(z - L_2)^2 + \frac{F_{y3}}{2}(z - L_3)^2 + \frac{F_{y4}}{2}(z - L_4)^2 \\ \frac{R_{y1}}{2}(z - z_1)^2 + \frac{R_{y2}}{2}(z - z_2)^2 + \frac{R_{y3}}{2}(z - z_3)^2 + \frac{R_{y4}}{2}(z - z_4)^2 + \frac{R_{y5}}{2}(z - z_5)^2 \\ \frac{C_1}{2} z^2 + C_2 z + C_3$$

E integrando a última vez, teremos  $EI_x v(z)$

$$EI_x v(z) = \frac{F_{y1}}{6}(z - L_1)^3 + \frac{F_{y2}}{6}(z - L_2)^3 + \frac{F_{y3}}{6}(z - L_3)^3 + \frac{F_{y4}}{6}(z - L_4)^3 + \\ \frac{R_{y1}}{6}(z - z_1)^3 + \frac{R_{y2}}{6}(z - z_2)^3 + \frac{R_{y3}}{6}(z - z_3)^3 + \frac{R_{y4}}{6}(z - z_4)^3 + \frac{R_{y5}}{6}(z - z_5)^3 + \\ \frac{C_1}{6} z^3 + \frac{C_2}{2} z^2 + C_3 z + C_4$$

Admitindo a seguinte condições de contorno

$$V_y(z = 0) = R_{y1}$$

$$V_y(z = L) = R_{y5}$$

$$M_x(z = 0) = 0$$

$$M_x(z = L) = 0$$

$$v(z = 0) = 0$$

$$v(z = L) = 0$$

Com a seguinte restrição

$$v(z = z_2) = 0$$

$$v(z = z_3) = 0$$

$$v(z = z_4) = 0$$

Para  $v(z = 0) = 0$

$$EI_x \cdot 0 = 0 = C_4 \rightarrow C_4 = 0 \quad (4.19)$$

Para  $M_x(z = 0) = 0$

$$0 = C_z \rightarrow C_2 = 0 \quad (4.20)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.21)$$

$$\sum F = \sum R \rightarrow C_1 = 0 \quad (4.22)$$

$$V_y(z = L) = -V_L = -R_{y5} \quad (4.23)$$

$$-R_{y5} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + R_{y1} + R_{y2} + R_{y3} + R_{y4} + C_1 \quad (4.24)$$

Substituindo  $C_1 = 0$ , temos:

$$-R_{y5} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + R_{y1} + R_{y2} + R_{y3} + R_{y4} \quad (4.25)$$

Isolando as reações nos apoios, temos:

$$R_{y1} + R_{y2} + R_{y3} + R_{y4} + R_{y5} = -F_{y1} - F_{y2} - F_{y3} - F_{y4} \quad (4.26)$$

Lembrando que  $M_x(z = L) = 0$ , temos os momentos nos apoios:

$$0 = F_{y1}(L-L_1) + F_{y2}(L-L_2) + F_{y3}(L-L_3) + F_{y4}(L-L_4) + R_{y1}L + R_{y2}(L-z_2) + R_{y3}(L-z_3) + R_{y4}(L-z_4) \quad (4.27)$$

Isolando os momentos devido a reação nos apoios, temos:

$$R_{y1}L + R_{y2}(L-z_2) + R_{y3}(L-z_3) + R_{y4}(L-z_4) = -F_{y1}(L-L_1) - F_{y2}(L-L_2) - F_{y3}(L-L_3) - F_{y4}(L-L_4) \quad (4.28)$$

Considerando que o último mancal não se desloca verticalmente  $v(z = L) = 0$ , temos:

$$0 = \frac{F_{y1}}{6}(L - L_1)^3 + \frac{F_{y2}}{6}(L - L_2)^3 + \frac{F_{y3}}{6}(L - L_3)^3 + \frac{F_{y4}}{6}(L - L_4)^3 + \frac{R_{y1}}{6}(L - z_1)^3 + \quad (4.29)$$

$$\frac{R_{y2}}{6}(L - z_2)^3 + \frac{R_{y3}}{6}(L - z_3)^3 + \frac{R_{y4}}{6}(L - z_4)^3 + C_3L$$

Isolando as reações nos apoios, temos:

$$\frac{R_{y1}}{6}(L - z_1)^3 + \frac{R_{y2}}{6}(L - z_2)^3 + \frac{R_{y3}}{6}(L - z_3)^3 + \frac{R_{y4}}{6}(L - z_4)^3 + C_3L = \quad (4.30)$$

$$-\frac{F_{y1}}{6}(L - L_1)^3 + \frac{F_{y2}}{6}(L - L_2)^3 + \frac{F_{y3}}{6}(L - L_3)^3 + \frac{F_{y4}}{6}(L - L_4)^3$$

Aplicando a condição de contorno de restrição nos mancais, teremos:

$$v(z = z_2) = 0$$

$$0 = \frac{F_{y1}}{6}(z_2 - L_1)^3 + \frac{R_{y1}}{6}(z_2 - z_1)^3 + C_3z_2 \quad (4.31)$$

$$\frac{R_{y1}}{6}(z_2 - z_1)^3 + C_3z_2 = -\frac{F_{y1}}{6}(z_2 - L_1)^3 \quad (4.32)$$

$$v(z = z_3) = 0$$

$$0 = \frac{F_{y1}}{6}(z_3 - L_1)^3 + \frac{F_{y2}}{6}(z_3 - L_2)^3 + \frac{R_{y1}}{6}(z_3 - z_1)^3 + \frac{R_{y2}}{6}(z_3 - z_2)^3 + C_3 z_3 \quad (4.33)$$

$$\frac{R_{y1}}{6}(z_3 - z_1)^3 + \frac{R_{y2}}{6}(z_3 - z_2)^3 + C_3 z_3 = -\frac{F_{y1}}{6}(z_3 - L_1)^3 - \frac{F_{y2}}{6}(z_3 - L_2)^3$$

$$v(z = z_4) = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{R_{y1}}{6}(z_4 - z_1)^3 + \frac{R_{y2}}{6}(z_4 - z_2)^3 + \frac{R_{y3}}{6}(z_4 - z_3)^3 + C_3 z_4 = \\ -\frac{F_{y1}}{6}(z_4 - L_1)^3 - \frac{F_{y2}}{6}(z_4 - L_2)^3 - \frac{F_{y3}}{6}(z_4 - L_3)^3 \end{aligned} \quad (4.34)$$

Sistema: equações 1 a 6 incógnitas:  $R_{y1}, R_{y2}, R_{y3}, R_{y4}, R_{y5}, C_3$

$$\begin{Bmatrix} R_{y1} \\ R_{y2} \\ R_{y3} \\ R_{y4} \\ R_{y5} \\ C_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ G_1 & G_2 & G_3 & G_4 & 0 & 0 \\ G_5 & G_6 & G_7 & G_8 & 0 & L \\ G_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & z_2 \\ G_{10} & G_{11} & 0 & 0 & 0 & z_3 \\ G_{12} & G_{13} & G_{14} & 0 & 0 & z_4 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \\ H_4 \\ H_5 \\ H_6 \end{Bmatrix}$$

$$G_1 = L \quad (4.35)$$

$$G_2 = L - z_2$$

$$G_3 = L - z_3$$

$$G_4 = L - z_4$$

$$\begin{aligned}
G_5 &= \frac{(L - z_1)^3}{6} = \frac{L^3}{6} \\
G_6 &= \frac{(L - z_2)^3}{6} \\
G_7 &= \frac{(L - z_3)^3}{6} \\
G_8 &= \frac{(L - z_4)^3}{6} \\
G_9 &= \frac{(z_2 - z_1)^3}{6} = \frac{z_2^3}{6} \\
G_{10} &= \frac{(z_3 - z_1)^3}{6} = \frac{z_3^3}{6} \\
G_{11} &= \frac{(z_3 - z_2)^3}{6} \\
G_{12} &= \frac{(z_4 - z_1)^3}{6} = \frac{z_4^3}{6} \\
G_{13} &= \frac{(z_4 - z_2)^3}{6} \\
G_{13} &= \frac{(z_4 - z_3)^3}{6}
\end{aligned}$$

$$H_1 = -F_{y1} - F_{y2} - F_{y3} - F_{y4} \quad (4.36)$$

$$H_2 = -F_{y1}(L - L_1) - F_{y2}(L - L_2) - F_{y3}(L - L_3) - F_{y4}(L - L_4)$$

$$H_3 = -\frac{F_{y1}}{6}(L - L_1)^3 - \frac{F_{y2}}{6}(L - L_2)^3 - \frac{F_{y1}}{6}(L - L_3)^3 - \frac{F_{y1}}{6}(L - L_4)^3$$

$$H_4 = -\frac{F_{y1}}{6}(z_2 - L_1)^3$$

$$H_5 = -\frac{F_{y1}}{6}(z_3 - L_1)^3 - \frac{F_{y2}}{6}(z_3 - L_2)^3$$

$$H_6 = -\frac{F_{y1}}{6}(z_4 - L_1)^3 - \frac{F_{y2}}{6}(z_4 - L_2)^3 - \frac{F_{y3}}{6}(z_4 - L_3)^3$$

Neste momento, temos as incógnitas definidas para substituir na equação:

$$\begin{Bmatrix} R_{y1} \\ R_{y2} \\ R_{y3} \\ R_{y4} \\ R_{y5} \\ C_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ G_1 & G_2 & G_3 & G_4 & 0 & 0 \\ G_5 & G_6 & G_7 & G_8 & 0 & L \\ G_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & z_2 \\ G_{10} & G_{11} & 0 & 0 & 0 & z_3 \\ G_{12} & G_{13} & G_{14} & 0 & 0 & z_4 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \\ H_4 \\ H_5 \\ H_6 \end{Bmatrix}$$

Assim, temos o resultado de força no mancal de um motor 4 cilindros em linha estaticamente indeterminado.

## 4.2 Momentos de flexão no bloco do motor

O critério de momentos no bloco do motor é utilizado no balanceamento de virabrequins onde é analisado em conjunto com a rigidez do bloco e inclusive capacidade da junta do casquilho, devido ao carregamento das forças nos mancais. A análise destes momentos e suas características serão discutidos na próxima seção. Agora, analisaremos apenas como considerar estas forças.

### 4.2.1 Consequências dos momentos no bloco

A Figura 4.3 mostra os principais momentos afetados pelo efeito da alteração do contrapeso do virabrequim. O momento horizontal, composto pela força vertical, é caracterizado pelo momento livre de inércia do sistema pistão-biela-manivela e também pelo carregamento da combustão. Como consequência, estes carregamentos tendem a fletir o bloco em torno do eixo y. Forças desbalanceadas de inércia de oscilação de primeira e segunda ordem tem grande influência neste momento, quando analisados os carregamentos de inércia.

O momento vertical, também conhecido como momento de rolagem, é caracterizado pelas forças de inércia do virabrequim e parte rotativa da biela. Como consequência, estes carregamentos tendem a fletir o bloco em torno do eixo z, oriundos da força horizontal no mancal principal do

bloco do motor.

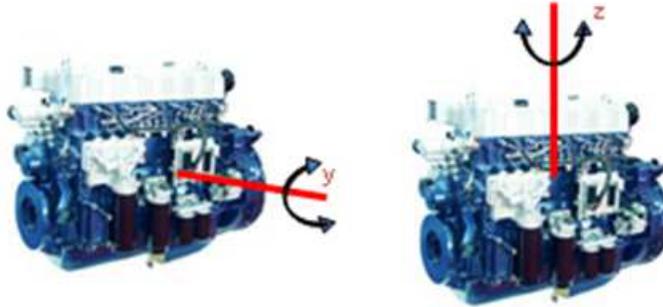


Figura 4.3: Momentos horizontal e vertical no bloco do motor, da esquerda para a direita.

#### 4.2.2 Momento considerando forças isostáticas

Temos da seção anterior a respectiva força no bloco do motor devido ao carregamento dos mancais do virabrequim. Assim, neste momento iremos demonstrar apenas os momentos envolvidos.

$$M_{x1} = 0$$

$$M_{x2} = R_1(z_2 - z_1)$$

$$M_{x3a} = R_1(z_3 - z_1) + R_2(z_3 - z_2)$$

$$M_{x3b} = R_5(z_5 - z_3) + R_4(z_4 - z_3)$$

$$M_{x4} = R_5(z_5 - z_4)$$

$$M_{x5} = 0$$

#### 4.2.3 Momento considerando forças hiperestáticas

Para virabrequins com o mesmo espaçamento entre cilindros, teremos

$$M_{x_1} = 0$$

$$M_{x_2} = R_1(z_2 - z_1)$$

$$M_{x_{3a}} = R_1(z_3 - z_1) + R_2(z_3 - z_2)$$

$$M_{x_{3b}} = R_5(z_5 - z_3) + R_4(z_4 - z_3)$$

$$M_{x_4} = R_5(z_5 - z_4)$$

$$M_{x_5} = 0$$

## 5 Resultados obtidos - Estudo de caso

Neste capítulo, serão apresentados os dados de entrada para o estudo de caso. Além disso, será verificada a influência do contrapeso nos diferentes métodos de balanceamento incluindo a análise dinâmica do componente em operação no motor.

### 5.1 Dados de entrada

A seguir, temos os dados de entrada do estudo de caso:

Número de cilindros: 4;

Número de anéis do amortecedor: 1;

Faixa de rotação do virabrequim: 1100 a 3050 RPM;

Diâmetro do pistão: 105 mm;

Raio da manivela: 64,5 mm;

Comprimento da biela: 207 mm;

Comprimento do olhal menor ao centro de massa da biela: 138 mm;

Massa da biela: 1,851 kg;

Massa do pistão: 1,761 kg;

Módulo de Elasticidade do virabrequim - E: 200 GPa;

Coefficiente de Poisson -  $\nu$  : 0,3;

Densidade do virabrequim -  $\rho$  :  $7,85 \cdot 10^3 \text{kg.m}^3$ ;

A Figura 5.1 mostra o pico da curva de pressão em função da velocidade do motor, nela é possível observar inclusive o valor de máximo carregamento de combustão a qual o motor está submetido.

A Figura 5.2 mostra a distribuição do carregamento em função do ângulo de giro do virabrequim, nela é possível observar quanto está deslocado o pico da curva de pressão em relação ao ponto morto superior do motor.

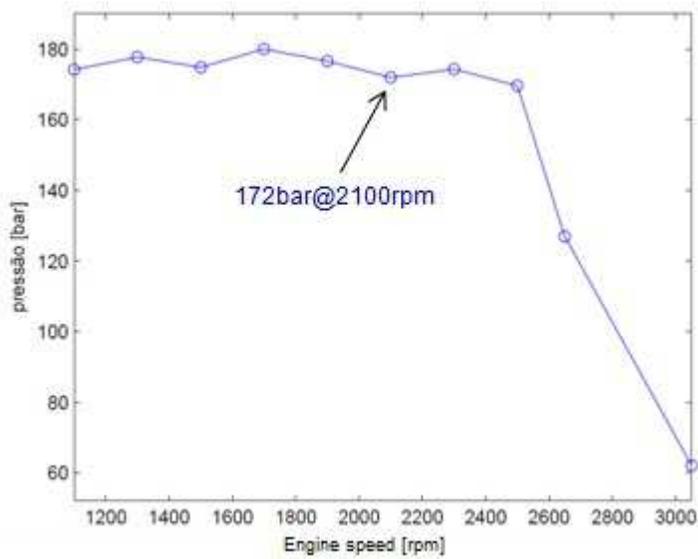


Figura 5.1: Pico de pressão em função da velocidade do motor.

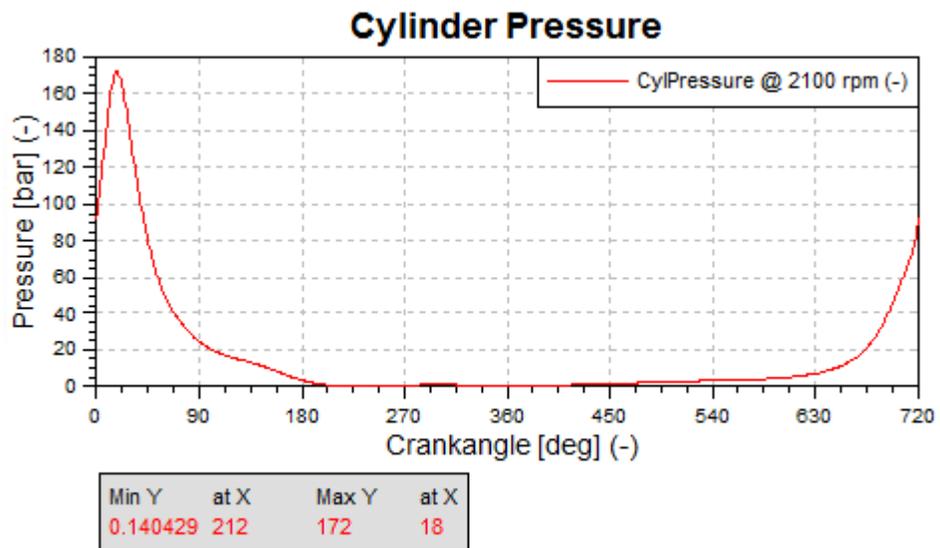


Figura 5.2: Curva de pressão a 2100 rpm.

## 5.2 Definição dos casos a serem estudados

Para melhor compreender a influência dos contrapesos nos diferentes métodos de balanceamento, foi realizado um estudo de sensibilidade conforme veremos a seguir. Vale ressaltar que apenas os contrapesos foram alterados, exceto o caso otimizado que houve alteração no braço, inclusive. Assim, podemos considerar que os outros dados do motor, por exemplo curva de pressão e dados dos outros componentes permaneceram os mesmos.

O virabrequim referência será o mesmo já utilizado em vários estudos didáticos na FEM (NEVES, 2010). A Figura 5.3 mostra uma imagem da árvore de manivelas em estudo.

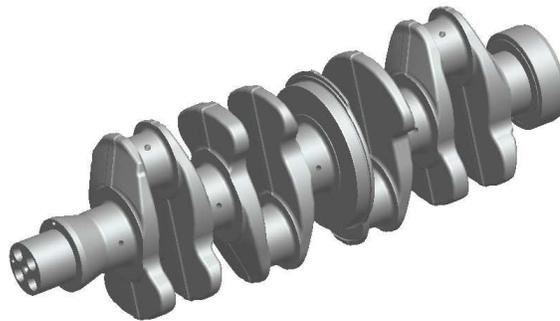


Figura 5.3: Virabrequim 4 cilindros em estudo.

Para habilitar o estudo de redução dos contrapesos em todos os braços, foi adaptado o braço número cinco onde atualmente é o Balanceador de Lanchester, ou seja, foi adicionado contrapeso nele para tornar possível a redução de massa no estudo de sensibilidade. Conseqüentemente, foi também adaptado o braço número seis para se tornar coerente o balanceamento, ou seja, foi realizada uma cópia dos braços número três e quatro em cinco e seis, conforme mostra a figura 5.4.

Os modelos 3-D dos virabrequins estudados podem ser vistos na figura 5.5, onde é possível observar o modelo referência (ou v00) com contrapeso integral, a versão um com aproximadamente metade do contrapeso, a versão dois sem contrapeso e a versão três com os contrapesos modificados. Os modelos mostrados já estão usinados e balanceados.

Conforme apresentado anteriormente no capítulo 2, a norma NBR8008 (NBR8008, 1994) e a norma ISO1940 (ISO1940, 2003) permitem um desbalanceamento para árvore de manivelas de motores diesel rápidos de quatro cilindros montados rigidamente baseado na aplicação. Em nosso

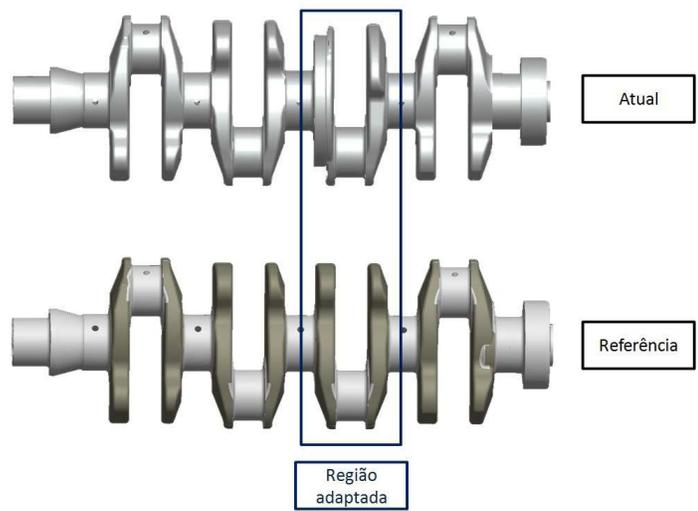


Figura 5.4: Segmento de virabrequim modificado para análise de sensibilidade dos contrapesos.



Figura 5.5: Modelos 3-D dos quatro virabrequins analisados. De cima para baixo temos as versões ref, v01, v02 e v03.

estudo de caso, se considerarmos 3000 rpm como a rotação máxima de trabalho e adotarmos G16 como a classe de desbalanceamento, teremos um desbalanceamento permissível de 100 [g.cm] em cada lado, conforme podemos ver a seguir:

$$U_{per_{A/B}} = 1000 \frac{(16)39.7}{(314.2)^2} = 100[g.cm] \quad (5.1)$$

Sabemos que na manufatura de virabrequins, existe um desbalanceamento proposital chamado desbalanceamento residual antes da usinagem, com o objetivo de absorver a dispersão de manufatura. Entretanto, isto não será discutido aqui, pois nosso foco é o conceito final que funcionará no motor. Assim, usualmente no final da linha de produção o virabrequim é re-balanceado dentro de tolerâncias aceitáveis, previamente especificadas em projeto  $U_{per_{A/B}}$ . No ajuste deste desbalanceamento residual permissível, massa pode ser retirada e/ou acrescentada do contrapeso e/ou braço da manivela.

A tabela 5.1 mostra um resumo do desbalanceamento do virabrequim analisado. Nela podemos observar que o desbalanceamento total da peça respeita com considerável folga (ou margem de segurança) a tolerância anteriormente adotada de 100 [g.cm], ou seja, na referência temos 63 [g.cm], na versão um 70 [g.cm], na versão dois 25 [g.cm] e na versão três 40 [g.cm]. Além disso, é possível observar que o desbalanceamento no lado da espiga também está dentro do limite especificado, ou seja, 49, 86, 20 e 39 [g.cm] para referência, versão um, versão dois e três, respectivamente. Quanto ao lado do flange temos 59, 76, 5 e 80 [g.cm] também para referência, versão um e versão dois e versão três, respectivamente. Assim, podemos afirmar que para todos os casos os virabrequins estão balanceados dentro da tolerância especificada pela norma NBR8008 (NBR8008, 1994).

Desbalanceamento [g.cm]				
	referência	v01	v02	v03
lado espiga	49.08	85.63	20.19	39.41
lado flange	59	75.62	5.17	79.9
virabrequim inteiro	63.07	70.08	25.12	40.49

Tabela 5.1: Desbalanceamento estático das versões analisadas.

Conforme mencionado anteriormente, em nosso estudo de caso adotaremos como referência o virabrequim com contrapesos integrais. O modelo 3-D foi gerado a partir da adaptação de um virabrequim existente no mercado (NEVES, 2010), ou seja, a peça aqui mostrada não existe em

produção e é utilizada neste estudo apenas para fim metodológico.

Quanto ao virabrequim versão um, foi adotado como referência para construção do modelo 3-D o virabrequim referência. Entretanto, nesta versão utilizaremos os contrapesos reduzidos em aproximadamente metade. Para viabilizar o estudo, após a redução de massa dos contrapesos foram adicionados curtos furos de balanceamento de modo a respeitar a tolerância máxima anteriormente definida em projeto. O virabrequim versão um possui aproximadamente 50% de redução de massa nos contrapesos.

No virabrequim versão dois, foi adotado como referência para construção do modelo 3-D também o virabrequim referência. Entretanto, para viabilizar o estudo, o contrapeso foi eliminado considerando usinagem total dos contrapesos e respeitando inclusive a tolerância máxima de balanceamento anteriormente definida em projeto. O virabrequim versão dois possui aproximadamente redução total de massa nos contrapesos.

No decorrer do desenvolvimento do mestrado, após a verificação de todas as versões anteriores, identificou-se a oportunidade de realizar uma nova versão com redução de massa mais agressiva que a versão um, mas com desempenho melhor em operação no motor. Para atingir este objetivo, foi criada uma nova versão com redução de massa mais agressiva que a versão um, entretanto, os contrapesos foram propositalmente deslocados o máximo possível do eixo de giro do virabrequim, deslocando conseqüentemente o centro de gravidade do contrapeso o quanto possível do eixo de rotação. Na Figura 5.5, é possível observar que o raio de passagem do contrapeso foi mantido para tornar a comparação justa, ou seja, o raio máximo do contrapeso do virabrequim foi mantido para não ter impacto em outros componentes. Observa-se que o modelo da versão três possui alívios nos contrapesos que neste momento não iremos considerar se é manufaturável, embora haja aplicação em processos alternativos como fundição e/ou inclusive usinado durante o processo de balanceamento. O virabrequim versão três possui aproximadamente redução de massa de 14% nos contrapesos, ou seja, esta redução está entre as versões um e dois (10% e 18% de redução, respectivamente).

### 5.3 Análise da flexão do virabrequim

Aplicando o critério de flexão do virabrequim, podemos observar na Tabela 5.2 que a deflexão devido as massas oscilantes e rotativas e dos braços do virabrequim é reduzida pela ação dos contrapesos em 69% de forma absoluta incluindo a força de inércia e rotação, 77% de forma absoluta incluindo apenas a força de rotação, 21% de forma relativa incluindo a massa de oscilação e rotação e 30% de forma relativa incluindo somente a massa de rotação.

Observa-se neste momento que sempre há compensação da flexão chegando em até quase 70% dependendo do critério.

Tabela 5.2: Flexão dos virabrequins estudados.

		v00	v01	v02	v03
Relativo	Rotação	29.5%	-113.4%	-203.7%	-119.4%
	Rotação+Oscilação	21.3%	-81.9%	-147.1%	-86.3%
Absoluto	Rotação	77.4%	30.1%	0%	33.9%
	Rotação+Oscilação	68.9%	26.8%	0%	30.4%

Utilizando ainda o critério de flexão do virabrequim, podemos observar que no caso do virabrequim versão um a deflexão devido as massas oscilantes e rotativas e dos braços do virabrequim é reduzida pela ação dos contrapesos em apenas 27% de forma absoluta incluindo a força de inércia e rotação, 30% de forma absoluta incluindo apenas a força de rotação e agora aparece um percentual negativo de -82% de forma relativa incluindo a massa de oscilação e rotação e -113% de forma relativa incluindo somente a massa de rotação.

Neste momento, podemos observar que a compensação da flexão absoluta caiu drasticamente em comparação com o modelo referência e inclusive o aparecimento de percentual negativo na compensação da flexão relativa, ou seja, a massa dos contrapesos é menor que a massa dos braços.

Utilizando ainda o critério de flexão do virabrequim, podemos observar que no caso do virabrequim versão dois houve o agravamento da situação anterior, ou seja, podemos observar como a deflexão devido as massas oscilantes e rotativas e dos braços do virabrequim não é mais reduzida pela ação dos contrapesos (pois não existem) para ambos os casos de forma absoluta tanto incluindo a força de inércia e rotação, quanto para incluindo apenas a força de rotação. Adicionalmente, agora aparece um percentual negativo de -147% de forma relativa incluindo a força de oscilação e rotação

e -204% de forma relativa incluindo somente a massa de rotação.

Neste momento, podemos observar que a compensação da flexão absoluta é nula devido à ausência de contrapesos; e inclusive o crescimento de percentual negativo na compensação da flexão relativa, ou seja, a massa dos contrapesos é menor que a massa dos braços.

No último caso estudado (versão três) com o critério de flexão do virabrequim, podemos observar que os resultados foram ligeiramente melhores que a versão um para o critério absoluto. É possível observar que a deflexão devido as massas oscilantes e rotativas e dos braços do virabrequim é reduzida pela ação dos contrapesos em 30% de forma absoluta incluindo a força de inércia e rotação, 34% de forma absoluta incluindo apenas a força de rotação e continua aparecendo um percentual negativo de -86% de forma relativa incluindo a massa de oscilação e rotação e -119% de forma relativa incluindo somente a massa de rotação. Quanto ao resultado relativo não foi ligeiramente melhor que a versão um conforme esperado, isso se explica pela alteração no formato do braço do virabrequim. Assim, conforme esperado e já discutido, embora as massas no contrapeso sejam menores, o braço do centro de gravidade é maior e isto influencia de forma favorável nos resultados.

#### **5.4 Forças e momentos nos mancais do bloco do motor**

A tabela 5.3 mostra o pico do carregamento em cada mancal do motor considerando a explosão de combustível. É possível observar um acréscimo da força horizontal de 21% (v01), 43% (v02) e 22% (v03) para o mancal central. Entretanto, quanto à força vertical é possível observar um decréscimo de 6% (v01), 9% (v02) e 6% (v03) no mesmo mancal central. Esta alteração de força vertical no mancal nº 03 se dá de maneira tímida devido à alta influência do carregamento da combustão.

Vale ressaltar que o carregamento horizontal, embora tenha magnitude muito menor que o carregamento vertical (com explosão de combustível) é também importante e não pode ser negligenciado. Na aplicação estudada, consideraremos como crítico devido à baixa rigidez do bloco do motor no sentido horizontal.

Considerando o critério de Momento de Flexão do Motor, podemos observar a mesma ten-

Tabela 5.3: Resumo de forças e momentos atuantes no bloco com carregamento de explosão do motor.

v00 com combustão				Rotação do motor [RPM] 2100									
Momento crítico [kN.m]				massa				39713.79 kg					
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]		FORÇA HORIZONTAL [kN]		FORÇA TOTAL [kN]		MOMENTO VERTICAL [kN.m]		MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]		MOMENTO TOTAL [kN.m]	
1	-0.256	67,042	-	9,317	-	67,456	-	0	-	0	-	0	-
2	-0.128	73,931	-	8,233	-	74,213	-	1,193	-	8,581	-	8,634	-
3	0	59,576	-	9,361	-	60,036	-	3,439	-	26,626	-	26,768	-
4	0.128	74,790	-	8,308	-	75,085	-	1,200	-	8,567	-	8,621	-
5	0.26	64,901	-	9,092	-	65,308	-	0	-	0	-	0	-

v01 com combustão				Rotação do motor [RPM] 2100											
Momento crítico [kN.m]				massa				35826.19 kg				-9.789%			
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]	DIF.	FORÇA HORIZONTAL [kN]	DIF.	FORÇA TOTAL [kN]	DIF.	MOMENTO VERTICAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO TOTAL [kN.m]	DIF.		
1	-0.256	65,209	-2.73%	10,314	10.70%	65,709	-2.59%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%		
2	-0.128	73,691	-0.32%	8,119	-1.39%	73,909	-0.41%	1,320	10.70%	8,347	-2.73%	8,411	-2.59%		
3	0	56,173	-5.71%	11,339	21.13%	56,826	-5.35%	3,680	7.00%	26,126	-1.88%	26,282	-1.82%		
4	0.128	74,521	-0.36%	8,472	1.97%	74,830	-0.34%	1,327	10.59%	8,336	-2.70%	8,401	-2.55%		
5	0.26	63,152	-2.70%	10,055	10.59%	63,643	-2.55%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%		

v02 com combustão				Rotação do motor [RPM] 2100											
Momento crítico [kN.m]				massa				32408.82 kg				-18.394%			
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]	DIF.	FORÇA HORIZONTAL [kN]	DIF.	FORÇA TOTAL [kN]	DIF.	MOMENTO VERTICAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO TOTAL [kN.m]	DIF.		
1	-0.256	64,130	-4.34%	10,927	17.27%	64,667	-4.11%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%		
2	-0.128	73,683	-0.34%	8,128	-1.28%	73,972	-0.33%	1,399	17.27%	8,209	-4.34%	8,280	-4.11%		
3	0	53,960	-9.43%	13,363	42.75%	54,763	-8.78%	3,838	11.59%	25,849	-2.92%	26,028	-2.76%		
4	0.128	74,559	-0.31%	8,426	1.42%	74,863	-0.30%	1,404	17.00%	8,199	-4.29%	8,271	-4.06%		
5	0.26	62,115	-4.29%	10,638	17.00%	62,659	-4.06%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%		

v03 com combustão				Rotação do motor [RPM] 2100											
Momento crítico [kN.m]				massa				34215.74 kg				-13.844%			
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]	DIF.	FORÇA HORIZONTAL [kN]	DIF.	FORÇA TOTAL [kN]	DIF.	MOMENTO VERTICAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO TOTAL [kN.m]	DIF.		
1	-0.256	65,345	-2.53%	10,238	9.88%	65,839	-2.40%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%		
2	-0.128	73,837	-0.13%	8,207	-0.32%	74,121	-0.12%	1,310	9.88%	8,364	-2.53%	8,427	-2.40%		
3	0	56,091	-5.85%	11,386	21.63%	56,748	-5.48%	3,671	6.76%	26,179	-1.68%	26,342	-1.59%		
4	0.128	74,691	-0.13%	8,369	0.61%	74,990	-0.13%	1,331	10.88%	8,328	-2.79%	8,393	-2.64%		
5	0.26	63,089	-2.79%	10,082	10.88%	63,582	-2.64%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%		

dência anterior de forças nos mancais. O momento horizontal com carregamento de explosão de combustão é ligeiramente afetado devido à redução dos contrapesos, ou seja, apenas -2% (v01 e v03) e -3% (v02). Entretanto, analisando apenas o momento vertical, maior influência é observada, ou seja, 7% (v01 e v03) e 12% (v02). Neste caso, mesmo com momentos muito menores que o horizontal, não podemos negligenciar o momento vertical, pois conforme mencionado no parágrafo anterior, na aplicação estudada consideraremos como crítico devido à baixa rigidez do bloco do motor neste sentido.

A tabela 5.4 mostra o pico de carregamento em cada mancal do motor desconsiderando a explosão de combustão. Agora, é possível observar um acréscimo da força horizontal de 82% (v01), 136% (v02) e 84% (v03) para o mancal central. Além disso, quanto à força vertical é possível observar um acréscimo de apenas 22% (v01), 36% (v02) e 23% no mancal central. Este aumento de força no mancal central ainda se dá de maneira tímida devido à alta influência do carregamento das massas de oscilação.

Quanto ao carregamento horizontal, a mesma consideração anterior ainda é válida. Embora a magnitude do pico da força horizontal seja menor que vertical (sem explosão de combustão), é

também importante não podendo ser negligenciada. Conforme mencionado anteriormente, atenção especial é dada à este carregamento.

v00 sem combustão				Rotação do motor [RPM] 2100									
Momento crítico [kN.m]				733		massa		39713.79 kg					
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]		FORÇA HORIZONTAL [kN]		FORÇA TOTAL [kN]		MOMENTO VERTICAL [kN.m]		MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]		MOMENTO TOTAL [kN.m]	
1	-0.256	8,072	-	2,019	-	8,072	-	0	-	0	-	0	-
2	-0.128	3,168	-	1,693	-	3,168	-	268	-	1,033	-	1,033	-
3	0	16,332	-	4,215	-	16,332	-	733	-	2,472	-	2,472	-
4	0.128	3,110	-	1,637	-	3,115	-	273	-	1,048	-	1,048	-
5	0.26	7,943	-	2,066	-	7,943	-	0	-	0	-	0	-

v01 sem combustão				Rotação do motor [RPM] 2100									
Momento crítico [kN.m]				1,184		massa		35826.19 kg		-9.789%			
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]	DIF.	FORÇA HORIZONTAL [kN]	DIF.	FORÇA TOTAL [kN]	DIF.	MOMENTO VERTICAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO TOTAL [kN.m]	DIF.
1	-0.256	10,011	24.02%	3,872	91.80%	10,011	24.02%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%
2	-0.128	3,076	-2.90%	1,505	-11.09%	3,076	-2.90%	496	91.80%	1,281	24.02%	1,281	24.02%
3	0	19,931	22.03%	7,655	81.60%	19,931	22.03%	1,184	61.40%	2,957	19.60%	2,957	19.60%
4	0.128	3,239	4.14%	1,622	-0.92%	3,239	3.97%	507	85.97%	1,293	23.32%	1,293	23.32%
5	0.26	9,756	23.32%	3,842	85.97%	9,756	23.32%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%

v02 sem combustão				Rotação do motor [RPM] 2100									
Momento crítico [kN.m]				1,467		massa		32408.82 kg		-18.394%			
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]	DIF.	FORÇA HORIZONTAL [kN]	DIF.	FORÇA TOTAL [kN]	DIF.	MOMENTO VERTICAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO TOTAL [kN.m]	DIF.
1	-0.256	11,152	38.15%	4,982	146.81%	11,152	38.15%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%
2	-0.128	3,064	-3.28%	1,494	-11.76%	3,064	-3.29%	638	146.81%	1,427	38.15%	1,427	38.15%
3	0	22,269	36.35%	9,931	135.59%	22,269	36.35%	1,467	99.96%	3,247	31.35%	3,247	31.35%
4	0.128	3,191	2.60%	1,569	-4.12%	3,191	2.43%	648	137.48%	1,437	37.10%	1,437	37.10%
5	0.26	10,890	37.10%	4,906	137.48%	10,890	37.10%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%

v03 sem combustão				Rotação do motor [RPM] 2100									
Momento crítico [kN.m]				1,162		massa		34215.74 kg		-13.844%			
Mancal	Posição [m]	FORÇA VERTICAL [kN]	DIF.	FORÇA HORIZONTAL [kN]	DIF.	FORÇA TOTAL [kN]	DIF.	MOMENTO VERTICAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO HORIZONTAL [kN.m]	DIF.	MOMENTO TOTAL [kN.m]	DIF.
1	-0.256	9,867	22.24%	3,732	84.90%	9,867	22.24%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%
2	-0.128	3,076	-2.90%	1,612	-4.80%	3,076	-2.90%	478	84.90%	1,263	22.24%	1,263	22.24%
3	0	20,016	22.56%	7,737	83.55%	20,016	22.56%	1,162	58.40%	2,920	18.11%	2,920	18.11%
4	0.128	3,110	0.00%	1,562	-4.59%	3,111	-0.15%	515	88.86%	1,301	24.12%	1,301	24.12%
5	0.26	9,859	24.12%	3,901	88.86%	9,859	24.12%	0	0.00%	0	0.00%	0	0.00%

Tabela 5.4: Resumo de forças e momentos atuantes no bloco sem carregamento de explosão do motor.

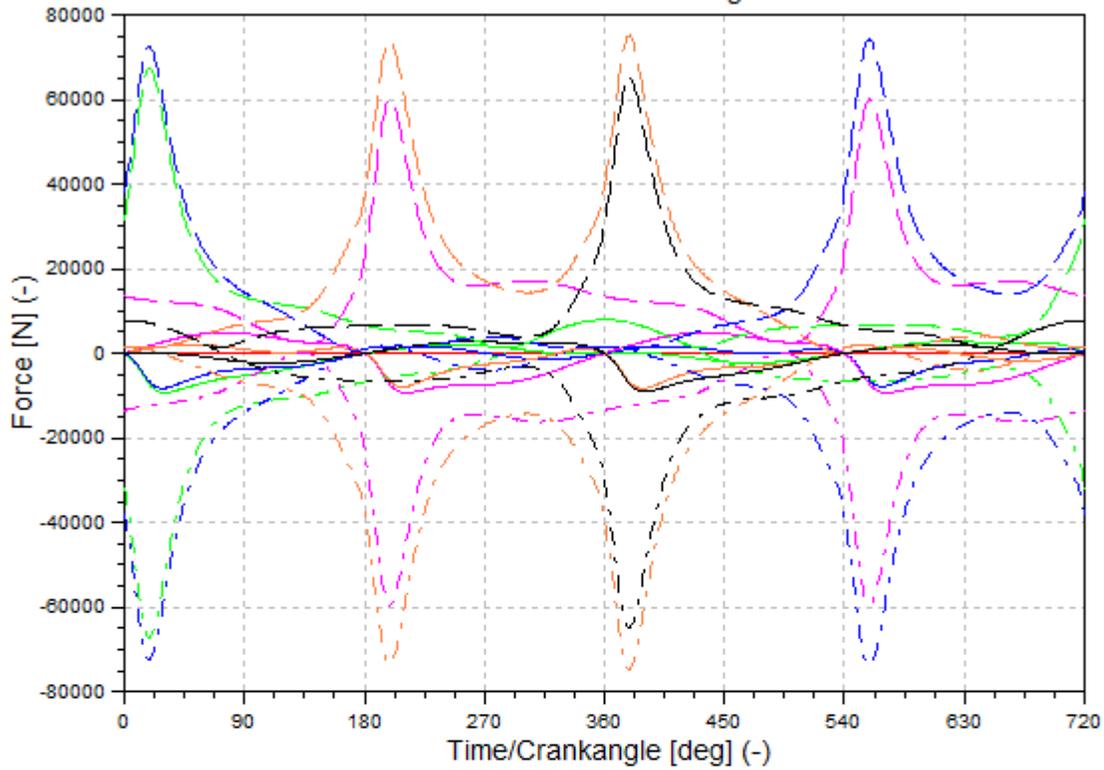
Considerando novamente o Momento de Flexão no Motor, podemos observar a mesma tendência anterior de forças nos mancais sem o carregamento de combustão. O momento horizontal é afetado devido à redução dos contrapesos, ou seja, 20% (v01), 31% (v02) e 18% (v03). Além disso, analisando apenas o momento vertical, novamente maior influência é observada, ou seja, 61% (v01), 100% (v02) e 58% (v03). Neste caso, mesmo a magnitude do momento vertical sendo muito menor que o horizontal, também não podemos negligenciar o momento vertical conforme já explicado anteriormente (baixa rigidez do bloco neste sentido).

O resultado de força nos mancais pode ser visto nos próximos gráficos. Neles, é possível observar o comportamento do carregamento nos mancais em função do ângulo de rotação do motor. Ele representa a força que o munhão exerce no casquilho do bloco do motor, quando o motor está em funcionamento.

Nos gráficos 5.6, 5.7, 5.8, 5.9, 5.10, 5.11 é possível observar a força em cada mancal principal

## Força no munhão a 2100 [rpm]

modelo referência com gás



Min Y	at X	Max Y	at X
0	0	0	0
-9317.33	30	2797.61	624
-67041.8	19	7940.29	360
-8233.33	29	1665.94	407
-73930.7	559	1654.29	355
-9361.09	211	4978.73	75
-59576.3	199	92.5157	135
-8308.35	388	2001.61	52
-74790.3	378	1856.6	557
-9092.43	390	2827.45	264
-64901.2	379	7814.94	0
1314.41	432	67456.2	19
543.436	173	74213.3	559
2498.99	141	60036.3	199
609.972	530	75085	379
1389.68	72	65307.8	379

—	refgas Axial Force (-)
—	refgas MB1 Force 2 (-)
- - -	refgas MB1 Force 3 (-)
—	refgas MB2 Force 2 (-)
- - -	refgas MB2 Force 3 (-)
—	refgas MB3 Force 2 (-)
- - -	refgas MB3 Force 3 (-)
—	refgas MB4 Force 2 (-)
- - -	refgas MB4 Force 3 (-)
—	refgas MB5 Force 2 (-)
- - -	refgas MB5 Force 3 (-)
—	refgas MB1 Total (-)
—	refgas MB2 Total (-)
—	refgas MB3 Total (-)
—	refgas MB4 Total (-)
—	refgas MB5 Total (-)

Figura 5.6: Força nos mancais do virabrequim referência a 2100 rpm. Com pressão de combustão

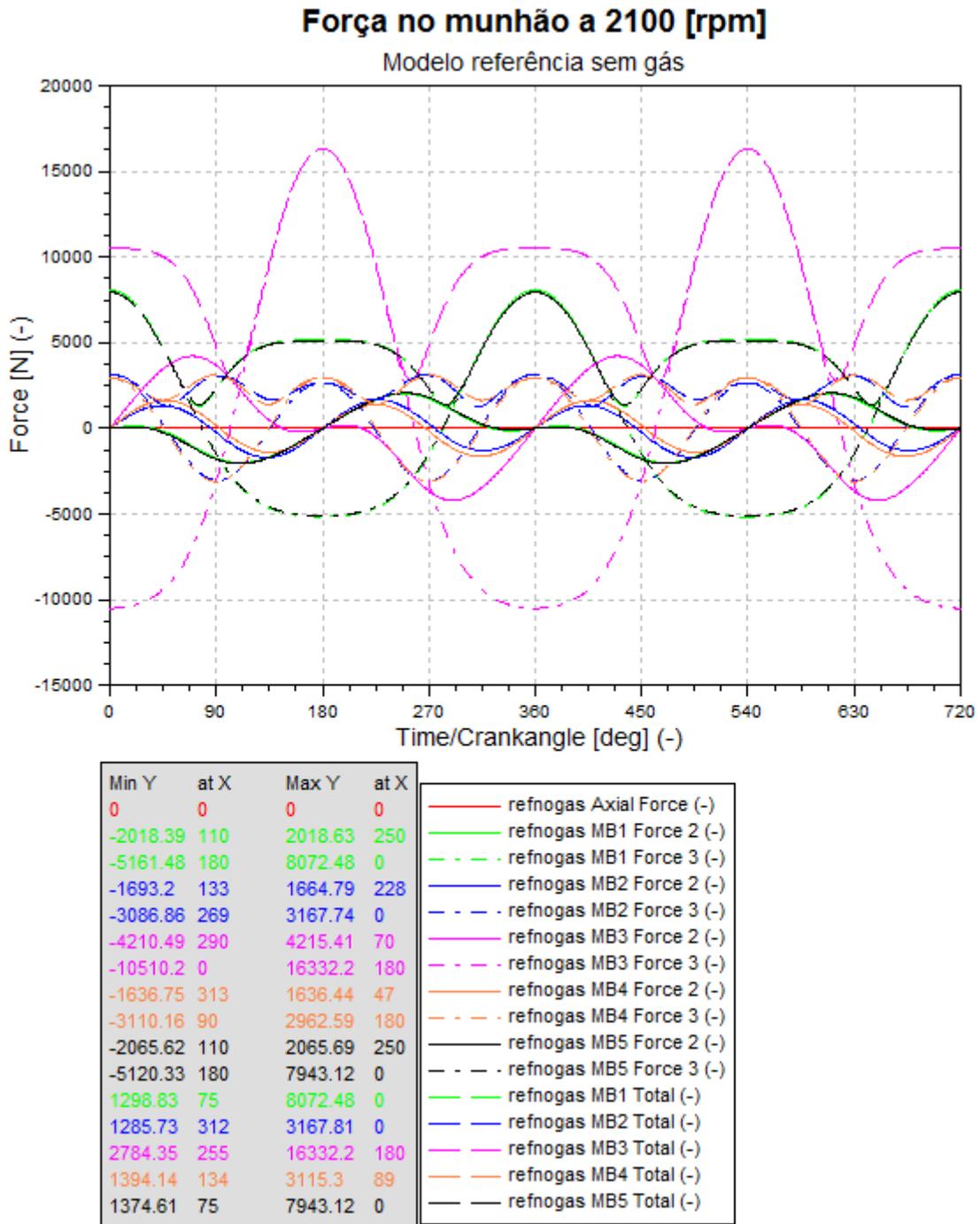


Figura 5.7: Força nos mancais do virabrequim referência a 2100 rpm. Sem pressão de combustão

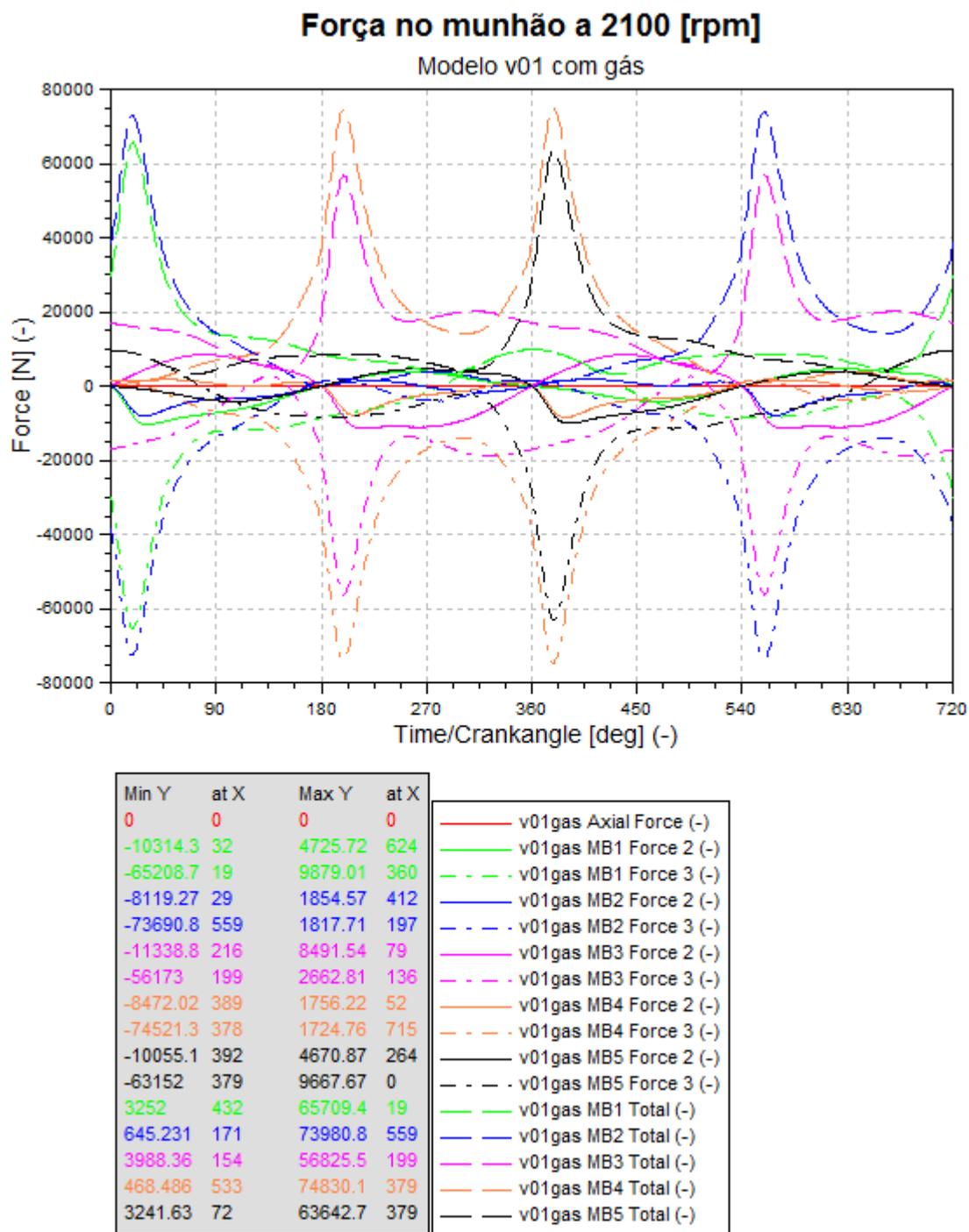


Figura 5.8: Força nos mancais do virabrequim v01 a 2100 rpm. Com pressão de combustão

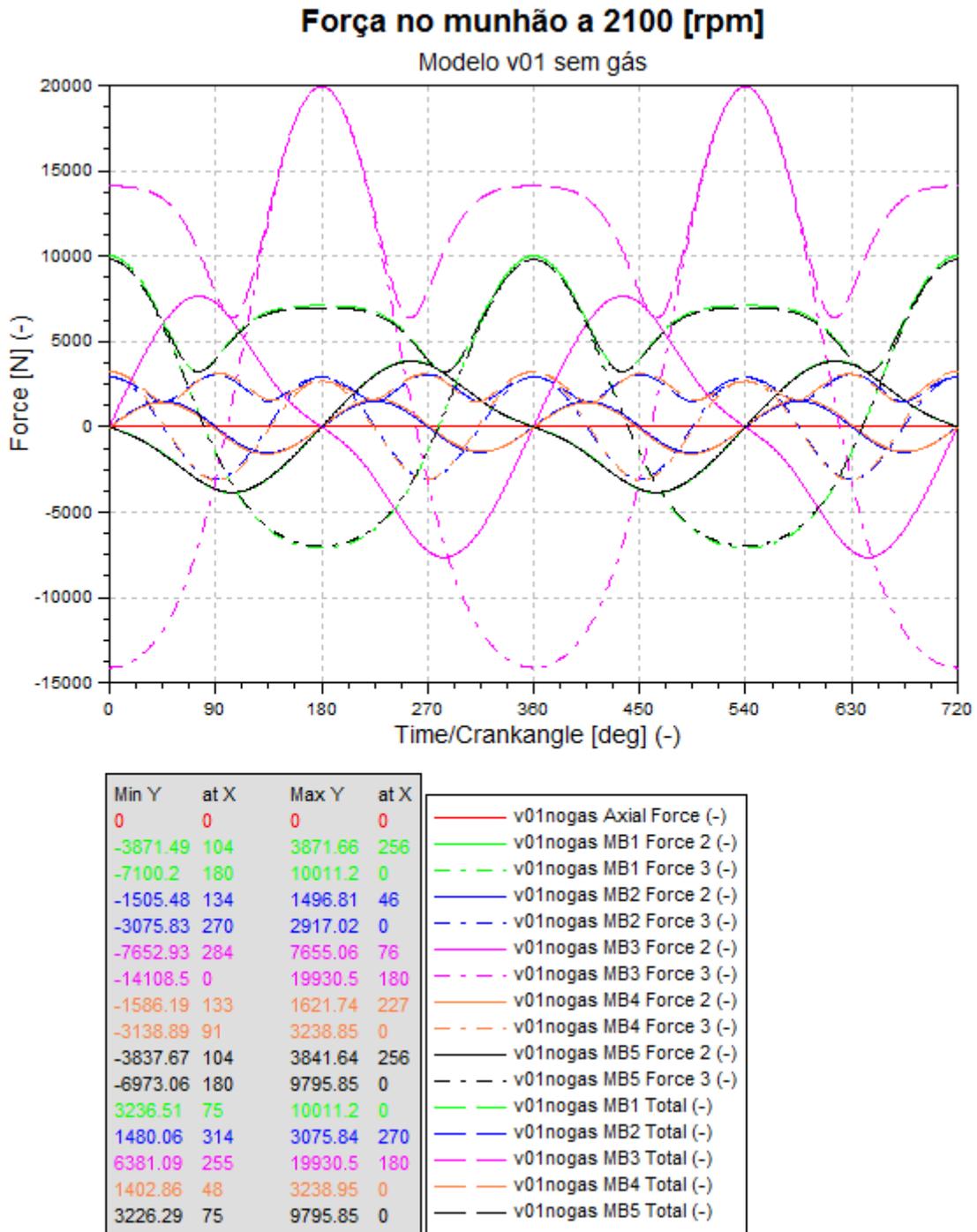


Figura 5.9: Força nos mancais do virabrequim v01 a 2100 rpm. Sem pressão de combustão

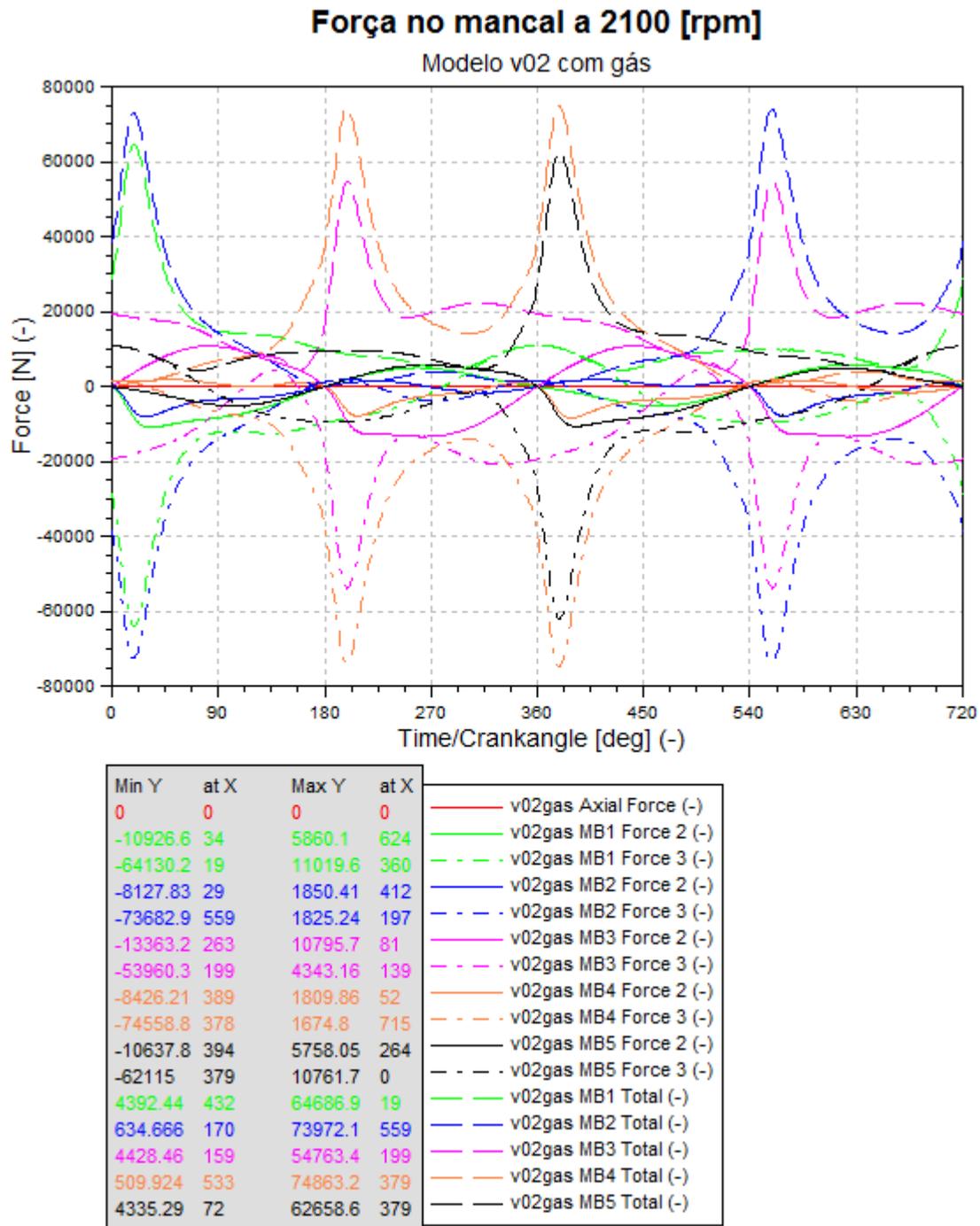


Figura 5.10: Força nos mancais do virabrequim v02 a 2100 rpm. Com pressão de combustão

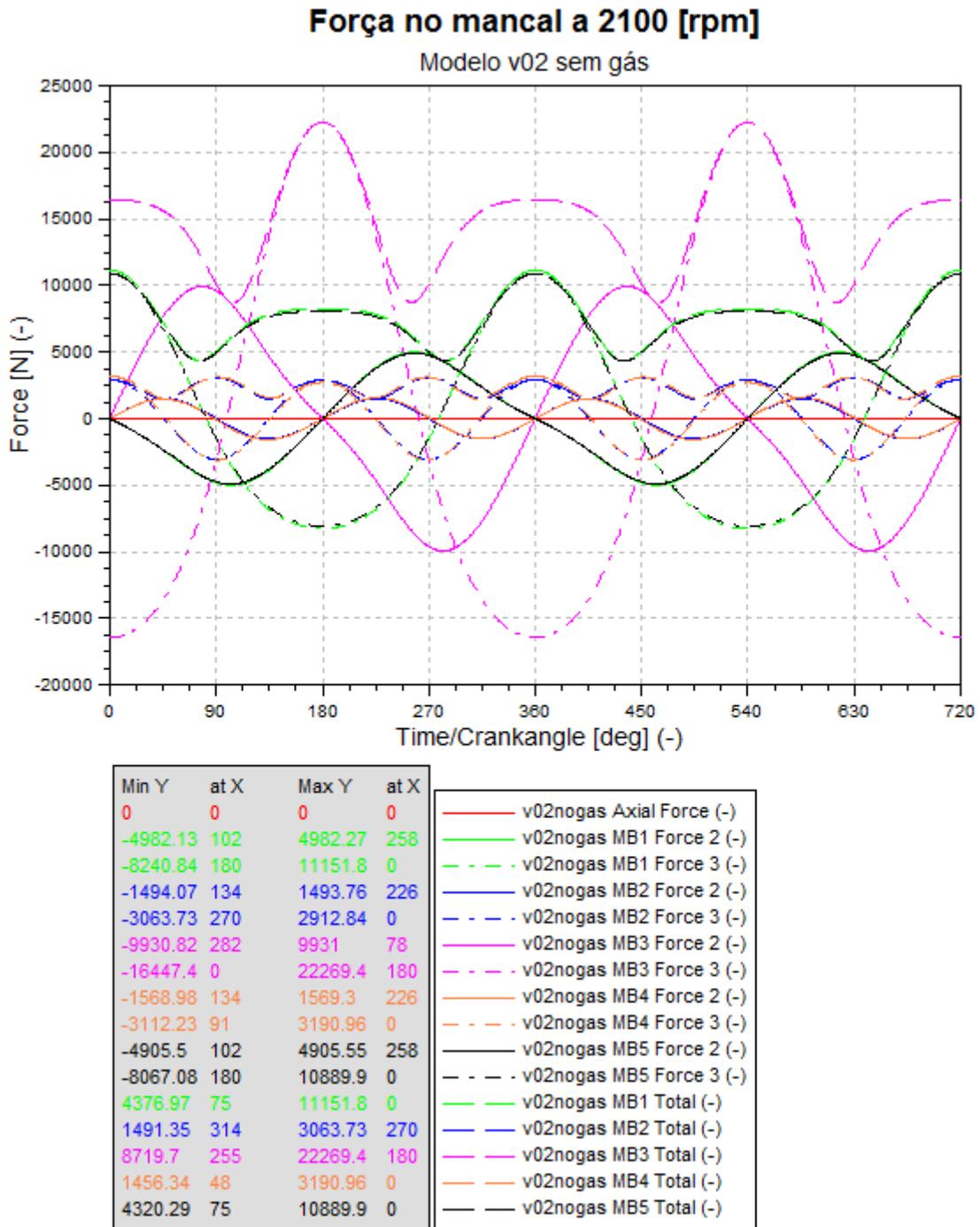


Figura 5.11: Força nos mancais do virabrequim v02 a 2100 rpm. Sem pressão de combustão

de um a cinco incluindo a pressão de gás no sistema, ou não. Embora as tabelas anteriores já possuem uma análise crítica destes resultados, é interessante agora observar as curvas em função do ângulo do motor e não apenas o valor de seu pico, caso queira obter informação adicional. Neste caso, como as versões 01 e 03 possuem comportamento muito parecidos, optou-se por suprimir neste gráfico os resultados da versão 03 (lembrando que já foi registrado estes resultados nas tabelas 5.3 5.4).

Nos gráficos de forças nos mancais é possível observar a influência do contrapeso do virabrequim com e sem explosão na câmara de combustão. Ambos os casos devem ser estudados, se considerarmos que ambos cenários estão sujeitos a ocorrer em operação no motor.

É importante lembrar que o resultado de força vertical no motor, embora tenha sensibilidade menor, também é importante no projeto do bloco do motor. O momento horizontal gerado por esta força, pode gerar a abertura da capa do mancal se não for corretamente dimensionado.

## **5.5 Análise dinâmica estrutural**

Para analisar o desempenho estrutural do virabrequim em operação no motor, foi realizada uma análise dinâmica estrutural para obter o nível de tensão e após combinação com um critério de fadiga, o fator de segurança estrutural em questão.

Na figura 5.12 é possível observar o fluxograma das atividades realizadas, onde primeiramente foi construída a geometria 3D. Após o balanceamento estático já discutido anteriormente, a geometria foi exportada para um software de elementos finitos onde foi realizada a malha de elementos finitos.

Após o modelo de elementos finitos pronto para análise, foi realizada uma análise modal e consequente substruturação modal para permitir a análise dinâmica, ou seja, devido a complexa geometria do componente, seria inviável com os recursos computacionais disponíveis no mercado atualmente analisar dinamicamente um modelo com mais de meio milhão de nós a estrutura completa (com elementos de alta ordem e incluindo volante e damper de vibração).

Assim, antes da condensação, foi realizada uma análise modal conforme mostra a tabela 5.5.

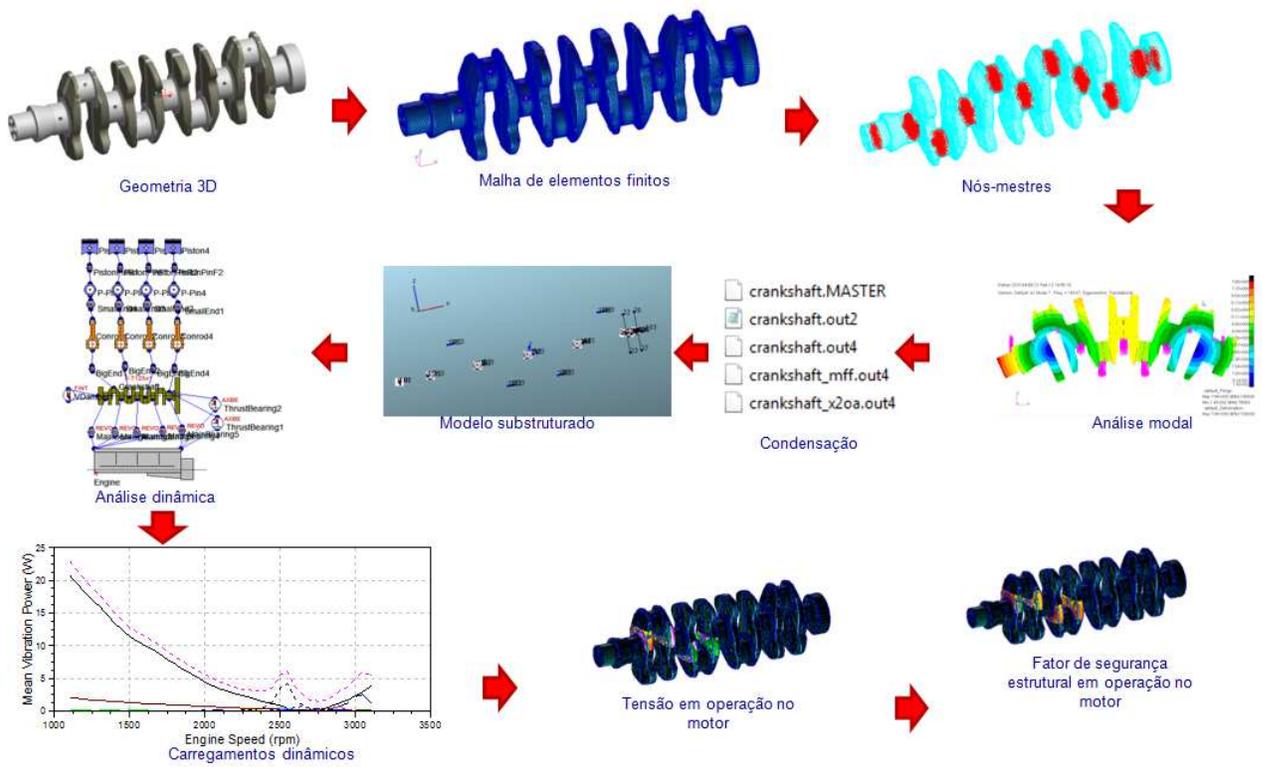


Figura 5.12: Fluxograma das atividades realizadas na análise estrutural dinâmica

Nela é possível observar que foram desconsiderados os seis primeiros modos de vibração de corpo rígido. Assim, os primeiros modos de vibração tem característica predominante de flexão e apenas o nono modo é o primeiro que aparece com característica predominante de torção, potencialmente crítico para o componente. Antes e após a condensação, estas frequencias naturais do componente foram similares, mantendo-se ainda as mesmas após a importação no programa de análise dinâmica.

Embora a figura 5.13 mostre o virabrequim referência, podemos considerar que os modelos com redução de contrapeso são similares em termos de refinamento no braço furo de óleo e raio de concordância. Houve o cuidado de manter estas regiões com tamanho de elemento parecido, para que o resultado da análise estrutural-dinâmica não fosse afetado. Além disso, refinou-se suficientemente para que os modelos apresentem resultados confiáveis.

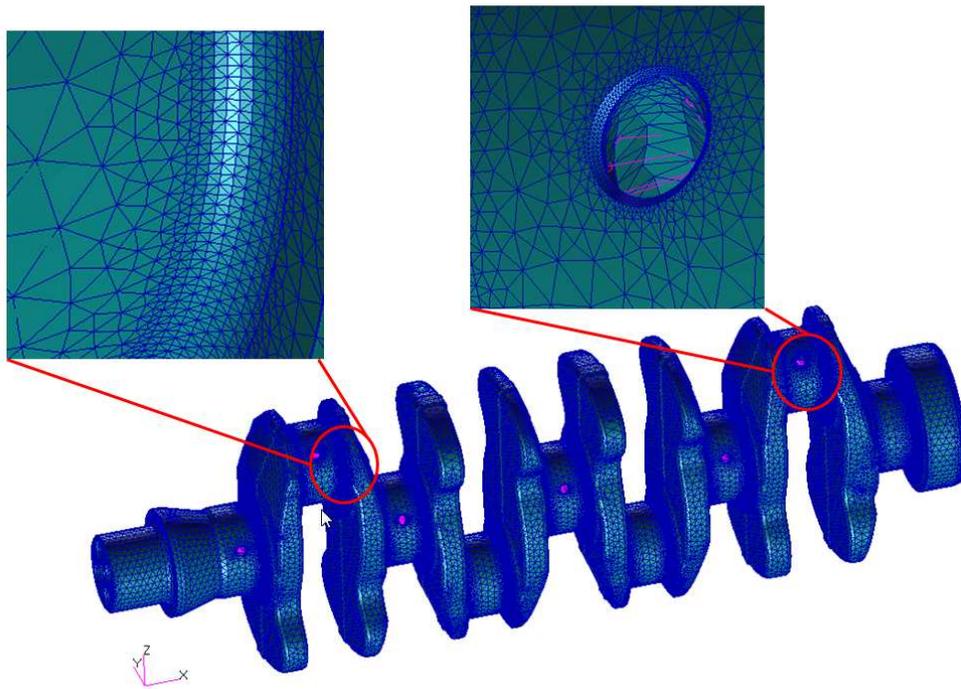


Figura 5.13: Modelo de elementos finitos utilizado na análise dinâmica

O próximo passo na análise dinâmica é a criação de nós-mestres que sejam capazes de representar o modelo original (MOURELATOS, 2000). Estes nós-mestres deverão ter comportamento modal similar à estrutura completa. A tabela 5.5 mostra um resumo das quatorze primeiras ordens de vibrar, sendo que as seis primeiras são os modos de corpo rígido. Assim, podemos observar que a partir do sétimo modo já possui frequência diferente de zero e próxima a 150 Hz, valor apropriado

para esta aplicação de motor, onde seu comportamento modal pode ser visto na Figura 5.14.

Tabela 5.5: Análise modal do virabrequim antes e pós-substruturação

<i>Modo</i>	<i>Característica Predominante</i>	<i>Frequência da versão ref (Hz)</i>	<i>v01</i>	<i>v02</i>	<i>v03</i>
7°	Flexão	149.87	+4%	+8%	+10%
8°	Flexão	198.28	+3%	+6%	+11%
9°	Torção	316.25	+9%	+14%	+12%
10°	Flexão	388.17	+5%	+10%	+11%
11°	Flexão	410.54	+7%	+13%	+13%
12°	Flexão+Torção	576.81	+6%	+13%	+15%
13°	Flexão	716.59	+15%	+30%	+22%
14°	Flexão+Torção	829.43	+14%	+22%	+18%

Entretanto, com a redução do contrapeso, observa-se um aumento no valor da frequência das quatorze primeiras ordens. Este comportamento já era esperado pois considerando que a frequência natural do componente é diretamente proporcional à raiz da rigidez dividida pela massa. Se considerarmos que não houve alteração na rigidez do eixo de manivelas, mas houve redução de massa significativa, aceitamos o aumento da frequência natural como esperado.

É importante ressaltar que embora houve um aumento significativo das frequências relacionadas as ordens de vibração, não foi observada alteração no modo de vibrar, ou seja, o sétimo e oitavo modos continuaram sendo de flexão, o nono de torção e assim sucessivamente até o décimo quarto modo analisado. Esse comportamento é esperado pois não houve alteração na rigidez da estrutura, mas sim diminuição da massa do contrapeso.

Na sequência da análise dinâmica, após a análise modal, foram escritas as matrizes de rigidez e massa. Lembrando que o sistema de equação de equilíbrio dinâmico é definido como:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f(t)$$

Assim, a matriz de amortecimento é definida separadamente através da curva de Rayleigh[(JUNIOR, 2011)]. Esta análise dinâmica foi resolvida no software AVL Excite Power Unit, onde foi possível ler o comportamento dinâmico do virabrequim condensado, por exemplo, forças, deslocamentos, momentos, aceleração quando em operação no motor. No nosso estudo, exportou-se o deslocamento de todos os nós mestres em função do tempo. Este deslocamento foi lido novamente no software de elementos finitos onde pode-se observar o resultado de deformação do virabrequim

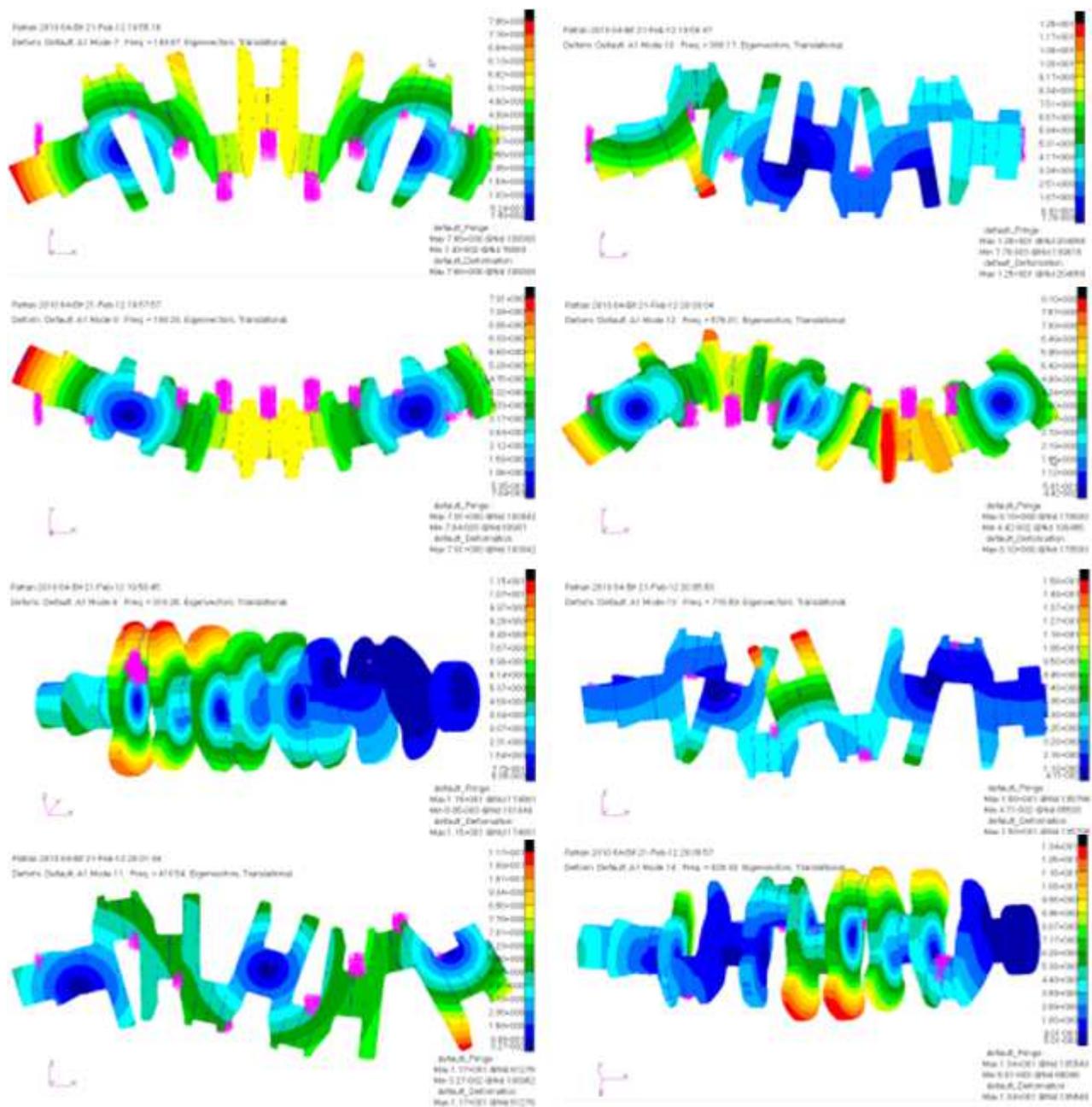


Figura 5.14: Análise modal do virabrequim, observe que os primeiros modos correspondem a flexão, flexão, torção e assim sucessivamente. Modos 7º ao 10º à esquerda e 11º ao 14º à direita, de cima para baixo.

original e conseqüentemente sua tensão, ou seja, foi pós-processada a tensão em operação no motor em função do tempo. Finalmente, com os resultados de tensão disponíveis, combinou-se estes com um critério de fadiga para termos o fator de segurança.

O fator de segurança estrutural é um dado importante no projeto do motor, principalmente quando consideramos este fator em operação no motor. Atualmente, cada fabricante de motor usa sua própria metodologia de projeto sendo que renomados fabricantes projetam virabrequim utilizando desde apenas critérios estáticos indo até complexas análises dinâmicas (KRISTOFFERSEN, 2001). Entretanto, sabemos que análises mais complexas, embora mais precisas, usualmente demandam tempo computacional maior e requer mão-de-obra mais qualificada.

Há um consenso onde todos estes projetos devem ser testados experimentalmente, para validar o projeto e reduzir a possibilidade de falha em campo. Entretanto, quanto mais distante o critério de projeto estiver da realidade, maior o risco de termos um projeto mal-dimensionado, ou seja, usualmente super-dimensionado ocasionando desperdício de recursos.

Dados de fadiga	
Limite de tração – UTS (região temperada) [MPa]	1520
Limite de tração – UTS (região sem têmpera) [MPa]	790
Limite de escoamento – YS (região temperada) [MPa]	1064
Limite de escoamento – YS (região sem têmpera) [MPa]	608
Limite de fadiga (região temperada) – [MPa]	740
Limite de fadiga (região sem têmpera) – [MPa]	386
Correção da tensão média em fadiga	sim
Tensão utilizada em fadiga	von-Mises
Fator de correção de carregamento [-] <sup>[10]</sup>	0.7
Fator de correção de acabamento nos furos de óleo[-]	0.8
Fator de correção de acabamento forjado	0.8
Fator de correção de jateamento de esferas	1.25

Tabela 5.6: Dados de fadiga utilizados na análise estrutural

Conforme já mencionado, o componente em estudo é manufaturado em aço forjado conhecido no mercado como SAE1548. Os mancais do virabrequim são tratados com têmpera por indução e revenimento na usinagem, sendo que possuem acabamento polido nos colos. Já os braços não possuem usinagem na região crítica, mas passam por jateamento de esferas na forjaria, conferindo tensões residuais de compressão na superfície. A tabela 5.6 mostra alguns dados de fadiga do material utilizado neste estudo.

No nosso caso, os resultados de tensão pós-processados foram as tensões de von-Mises em detrimento de tensão principal. Assim, após combinar os dados de tensão com o critério de fadiga, temos o fator de segurança nas diversas regiões do componente, conforme mostra a tabela 5.7. Nela, o fator de segurança foi dividido nas regiões dos braços, furos de óleo e raios dos mancais devido aos diferentes limites de fadiga.

Fator de segurança estrutural																	
		1		2		3		4		5		6		7		8	
		FS	$\Delta$														
referencia	raio munhão	2.2		2.81		2.57		2.57		2.9		2.9		3.17		2.42	
	raio moente	2.32		4		2.06		3.03		3.01		2.6		3.1		2.33	
	furo de óleo	4		3.2		3.21		4									
	braço	2.01		2.56		2.96		2.2		2.52		2.8		2.54		2.95	
v01	raio munhão	1.92	-13%	2.6	-7%	2.21	-14%	2.58	0%	2.87	-1%	2.72	-6%	2.7	-15%	2.53	5%
	raio moente	2.4	3%	4	0%	1.92	-7%	3.09	2%	2.81	-7%	2.49	-4%	2.6	-16%	2.56	10%
	furo de óleo	4	0%	2.49	-22%	2.49	-22%	3.29	-18%								
	braço	2.02	0%	2.87	12%	2.95	0%	2.15	-2%	2.53	0%	2.85	2%	2.75	8%	2.95	0%
v02	raio munhão	2.41	10%	2.77	-1%	2.36	-8%	2.59	1%	3.1	7%	2.94	1%	3	-5%	2.48	2%
	raio moente	2.61	13%	4	0%	1.95	-5%	3.11	3%	3.1	3%	2.64	2%	2.82	-9%	2.61	12%
	furo de óleo	4	0%	2.77	-13%	3.47	8%	3.05	-24%								
	braço	2.22	10%	2.89	13%	3.01	2%	2.15	-2%	2.63	4%	2.94	5%	2.87	13%	2.8	-5%

Tabela 5.7: Fator de segurança estrutural dos virabrequins ref, v01 e v02

É possível observar que o fator de segurança não foi fortemente afetado. Por isso, alguns fabricantes de motores ainda atualmente fabricam motores em larga escala sem contrapeso. Lembrando que a condição de contorno neste trabalho é que não teremos falha na junta, ou seja, com a restrição do mancal imposta, a sensibilidade na redução dos contrapesos diminuiu. O manual teórico do AVL Excite Designer (AVL, 2009) é um exemplo clássico onde pode-se observar uma ligeira melhora com a retirada dos contrapesos, ele justifica que as tensões nos raios de concordância são devido à dois fatores em conjunto, ou seja, tensão devido à carregamento de flexão e torção. No caso da tensão devido ao carregamento de torção, além do carregamento de torção considera-se também o momento polar de inércia, que com a redução dos contrapesos aumenta e neste caso reduz a tensão teoricamente calculada. Lembrando que analiticamente a formulação utilizada para os carregamentos seria a estaticamente determinada.

Entretanto, quando consideramos o virabrequim como um corpo flexível, outros fatores são considerados, desde o comportamento modal do corpo como inclusive outros corpos acoplados a ele, como por exemplo o volante de inércia e o amortecedor de vibrações.

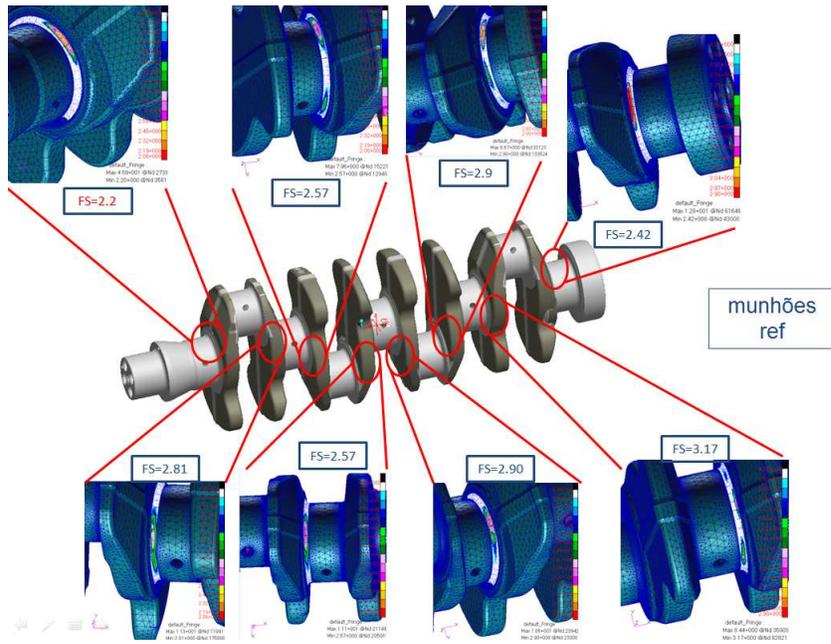


Figura 5.15: Fator de segurança estrutural no munhão do virabrequim ref

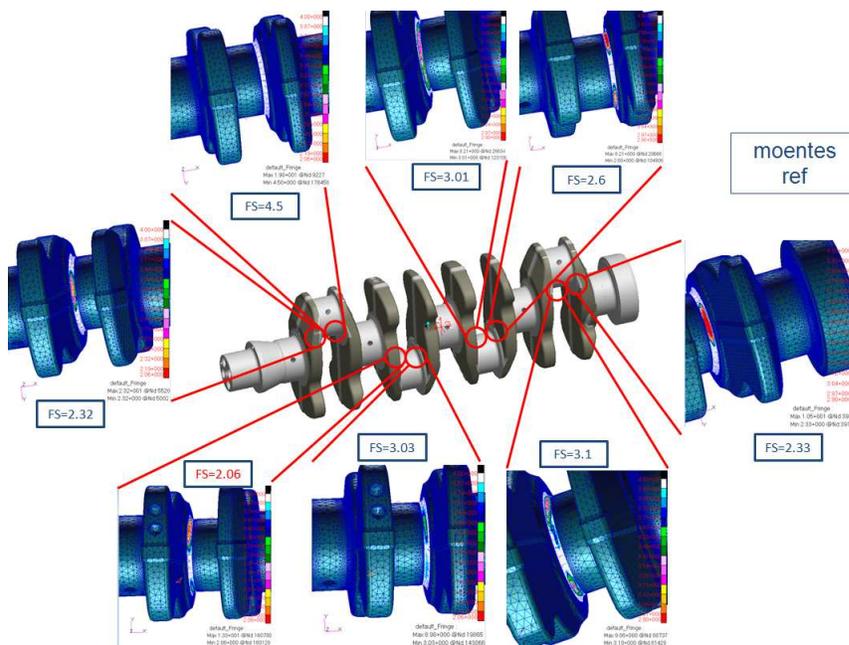


Figura 5.16: Fator de segurança estrutural no moente do virabrequim ref

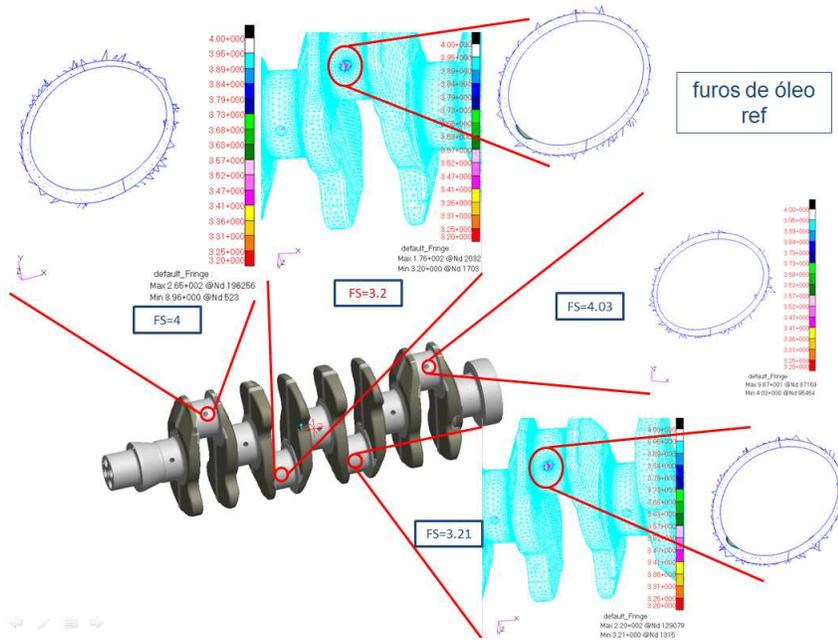


Figura 5.17: Fator de segurança estrutural no furo de óleo do virabrequim ref

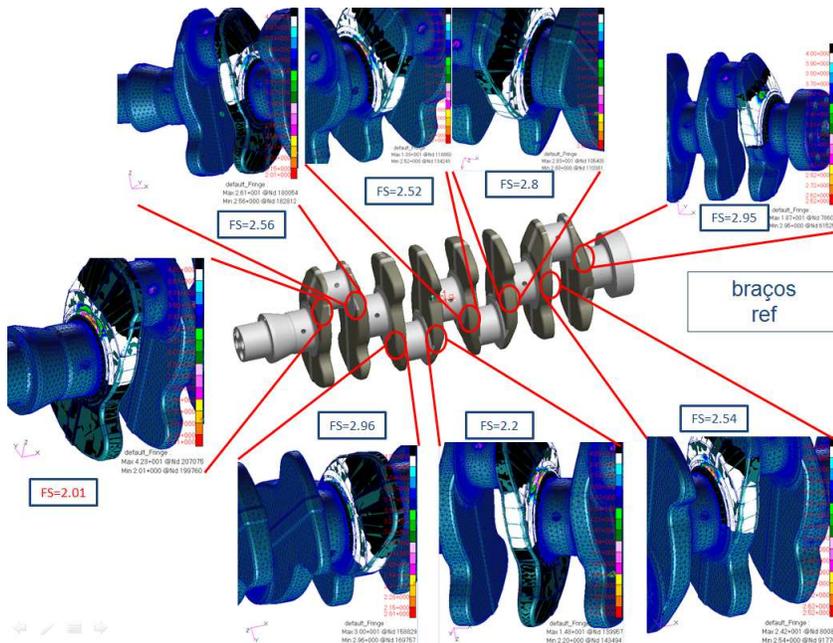


Figura 5.18: Fator de segurança estrutural no braço do virabrequim ref

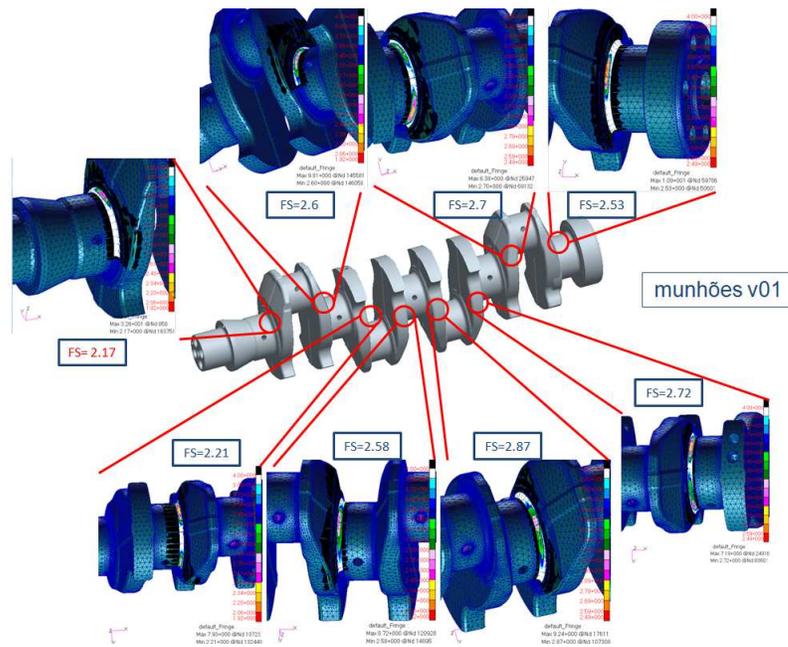


Figura 5.19: Fator de segurança estrutural no munhão do virabrequim v01

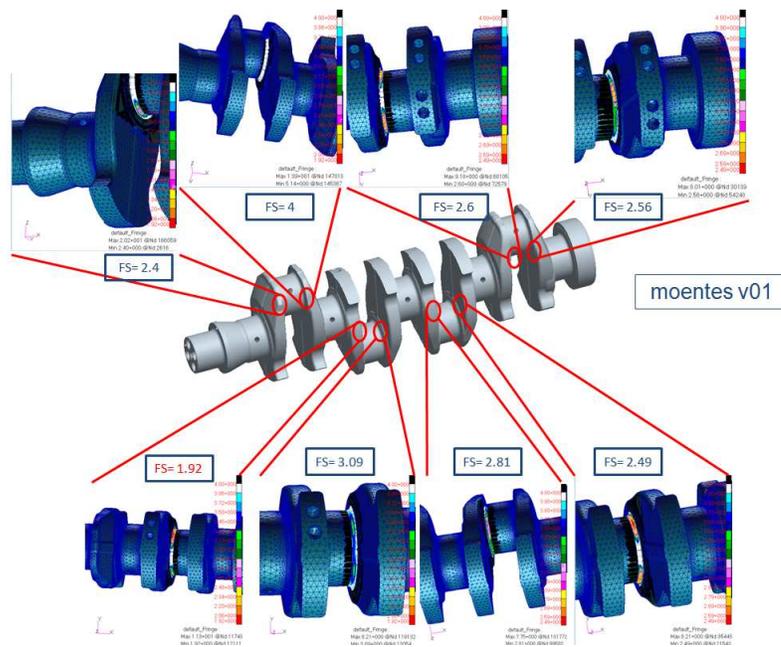


Figura 5.20: Fator de segurança estrutural no moente do virabrequim v01

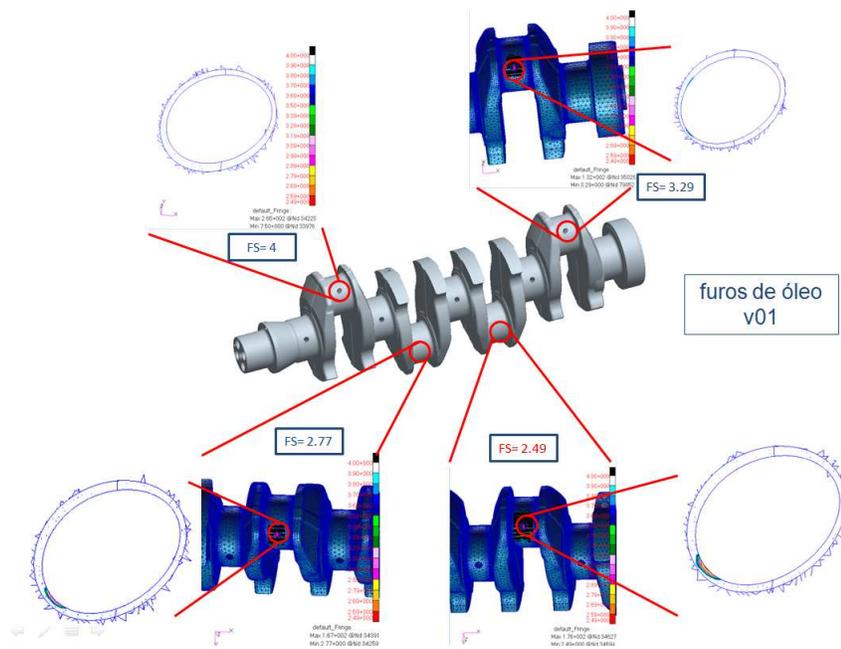


Figura 5.21: Fator de segurança estrutural no furo de óleo do virabrequim v01

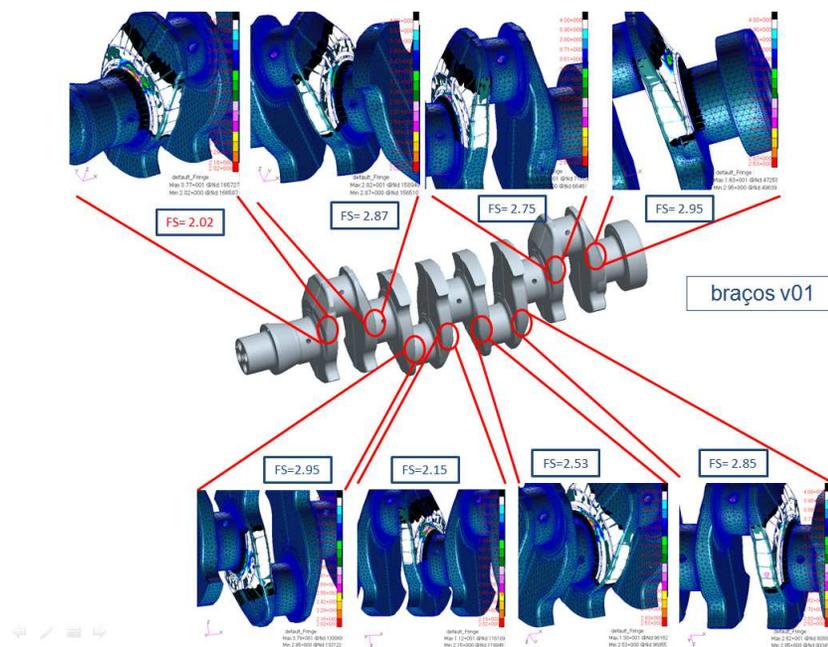


Figura 5.22: Fator de segurança estrutural no braço do virabrequim v01

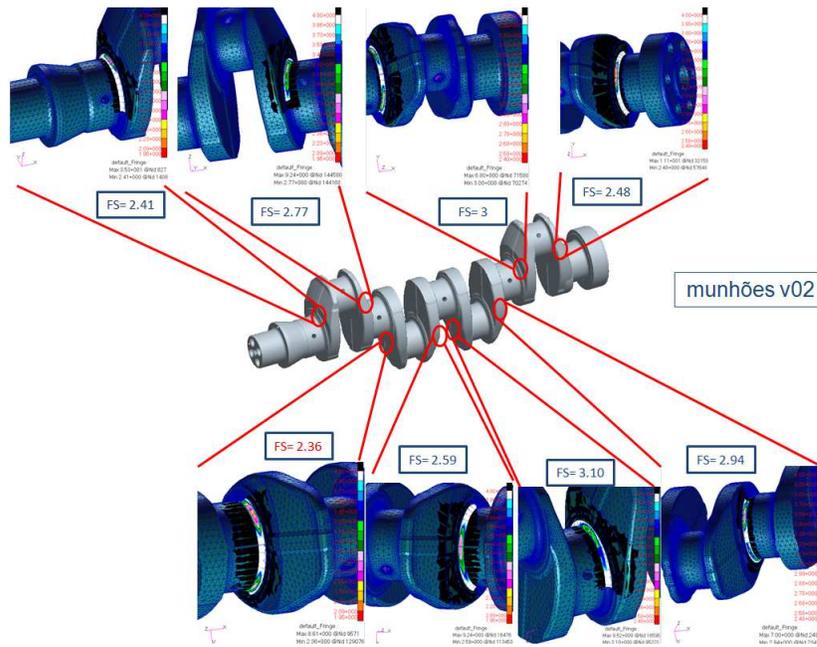


Figura 5.23: Fator de segurança estrutural no munhão do virabrequim v02

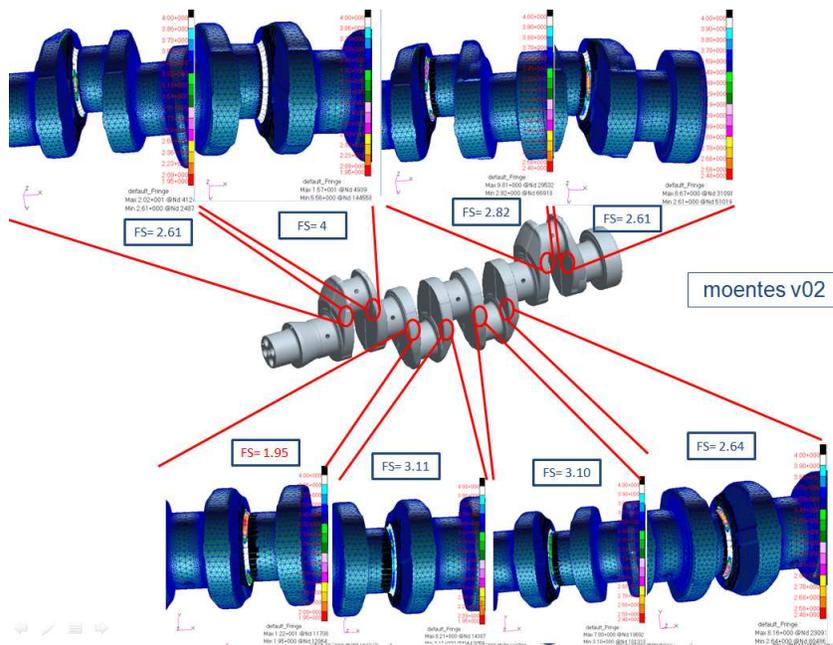


Figura 5.24: Fator de segurança estrutural no moente do virabrequim v02

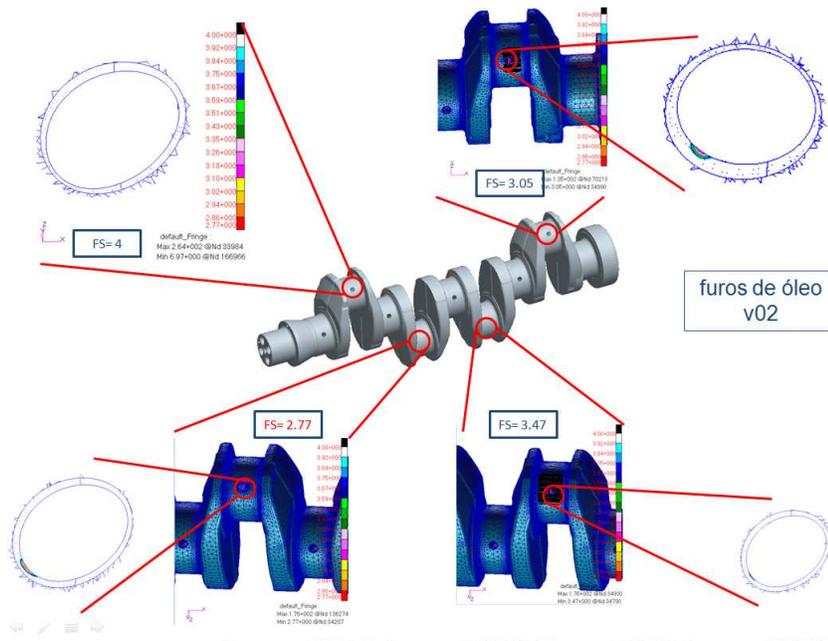


Figura 5.25: Fator de segurança estrutural no furo de óleo do virabrequim v02

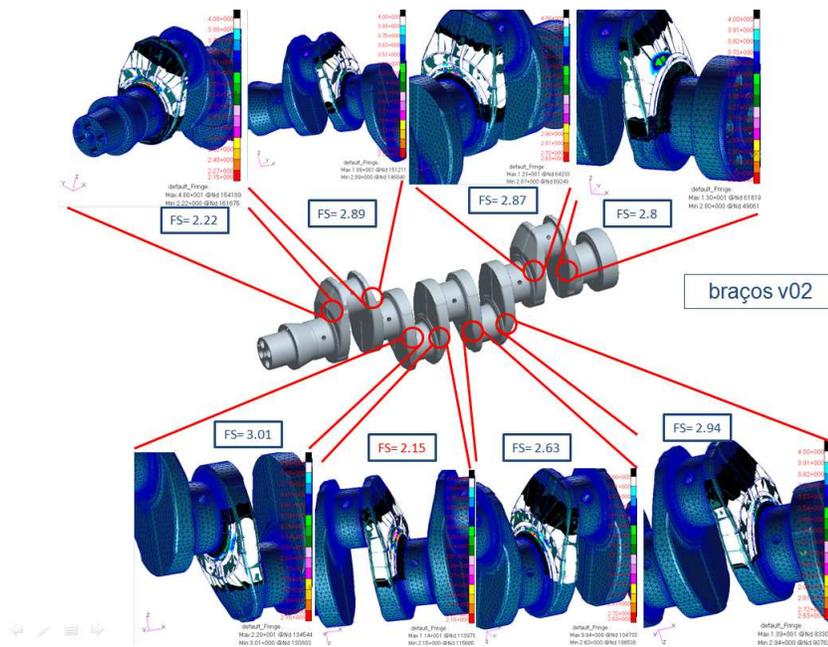


Figura 5.26: Fator de segurança estrutural no braço do virabrequim v02

De forma geral, o fator de segurança global foi afetado para menos, ou seja, neste caso a redução do contrapeso reduziu ligeiramente o fator de segurança do virabrequim observando a mesma tendência da formulação analítica do AVL Excite Designer (AVL, 2009). Vale lembrar novamente que foi negligenciado o projeto do bloco do motor neste estudo, ou seja, admite-se que o acréscimo de forças e momentos já observados serão absorvidos pelo projeto do bloco neste estudo didático.

## 5.6 Vibração torcional

Como a vibração torcional do virabrequim é também parâmetro de projeto em motores de combustão interna (MENDES, 2005). Foi realizada uma análise de vibração torcional para identificar se a retirada dos contrapesos poderia contribuir neste parâmetro de projeto.

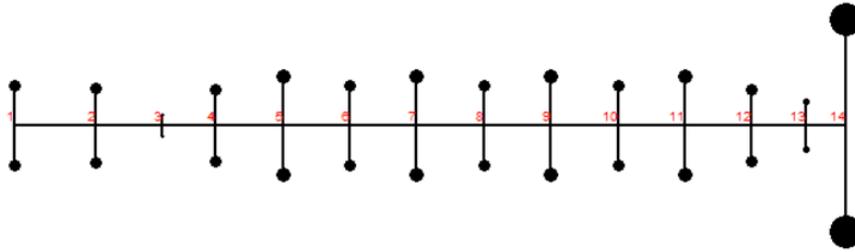
Na figura 5.27 é possível observar o sistema torcional em estudo, onde a inércia dos componentes do virabrequim (munhões, moentes, volante de inércia, damper e seu anel) está disponível. Entretanto, apenas as regiões que compreendem o braço/contrapeso foram afetadas. Além disso, a rigidez dos componentes também é mostrada, porém não há alteração, conforme esperado.

A figura 5.28 mostra as velocidades críticas do virabrequim em operação no motor. Observa-se que há duas frequências críticas para as velocidades estudadas. Cruzando estas informações no gráfico, temos a ordem crítica, ou seja:

$$f = (\omega \times OR)/60(Hz)$$

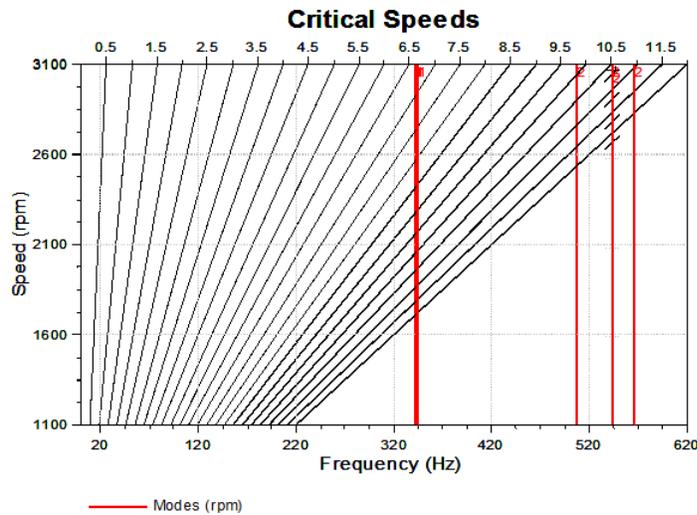
Onde:  $f$  é a frequência de trabalho do sistema em Hz;  $\omega = \partial\psi/\partial t$  em rpm e OR = número da ordem.

É possível afirmar que a frequência natural do sistema aumentou nos dois primeiros modos de vibração analisados, quando se reduz a massa do virabrequim. Este aumento da frequência já era esperado, pois reduziu-se a massa do virabrequim sem prejuízo da rigidez. Neste aspecto, a redução de massa do contrapeso mostrou-se favorável, pois as frequências críticas de vibração foram deslocadas a frequências maiores.



Inertia of Nodes [kgm <sup>2</sup> ]		v00	v01	v02	v03	Stiffness of Elements [Nm/rad]		
1	DamperRing1	1.150e-002	1.150e-002	1.150e-002	1.150e-002	1-2	Damper1	6.500e+004
2	DamperHub	7.927e-003	7.927e-003	7.927e-003	7.927e-003	2-3	Segment1	1.573e+006
3	Segment1-MainJournal1	3.271e-004	3.271e-004	3.271e-004	3.271e-004	3-4	Half_MainJournal1	1.364e+007
4	MainJournal1	6.744e-003	4.759e-003	3.932e-003	5.158e-003	4-5	Web1	3.810e+006
5	CranPin1	2.414e-002	2.063e-002	1.898e-002	2.113e-002	5-6	Web2	3.757e+006
6	MainJournal2	1.229e-002	8.817e-003	7.176e-003	9.296e-003	6-7	Web3	3.725e+006
7	CranPin2	2.399e-002	2.051e-002	1.885e-002	2.093e-002	7-8	Web4	3.761e+006
8	MainJournal3	1.236e-002	8.848e-003	7.156e-003	9.124e-003	8-9	Web5	3.725e+006
9	CranPin3	2.406e-002	2.055e-002	1.885e-002	2.075e-002	9-10	Web6	3.757e+006
10	MainJournal4	1.215e-002	8.832e-003	7.178e-003	9.018e-003	10-11	Web7	3.727e+006
11	CranPin4	2.432e-002	2.089e-002	1.915e-002	2.106e-002	11-12	Web8	3.856e+006
12	MainJournal5	6.694e-003	5.057e-003	4.125e-003	5.008e-003	12-13	Half_MainJournal5	1.364e+007
13	MainJournal5-Segment2	9.027e-004	9.027e-004	9.027e-004	9.027e-004	13-14	Segment2	7.277e+007
14	Flywheel	3.769e-001	3.769e-001	3.769e-001	3.769e-001			

Figura 5.27: Sistema torcional em estudo



mode [-]	v00	v01	v02	v03
	frequency [Hz]	frequency [Hz]	frequency [Hz]	frequency [Hz]
1	341.5	343.6	344.4	343.3
2	507.7	544.1	565.8	538.6

Figura 5.28: Diagrama de Campbell para vibraç3o torcional

Na figura 5.29 é possível observar as amplitudes das ordens de vibração torcional no anel do amortecedor de vibração, sendo um gráfico complementar ao Diagrama de Campbell. Nota-se que existe um pico de ressonância à 2550 rpm afetando a oitava ordem, que no caso possui um deslocamento angular de 0.0725 graus. Se voltarmos no Diagrama de Campbell, veremos que este fenômeno é causado pelo primeiro modo de vibrar do sistema. Embora esta ordem se apresente como a mais crítica, ou seja, com o maior deslocamento angular, análise similar pode ser feita também para as outras ordens.

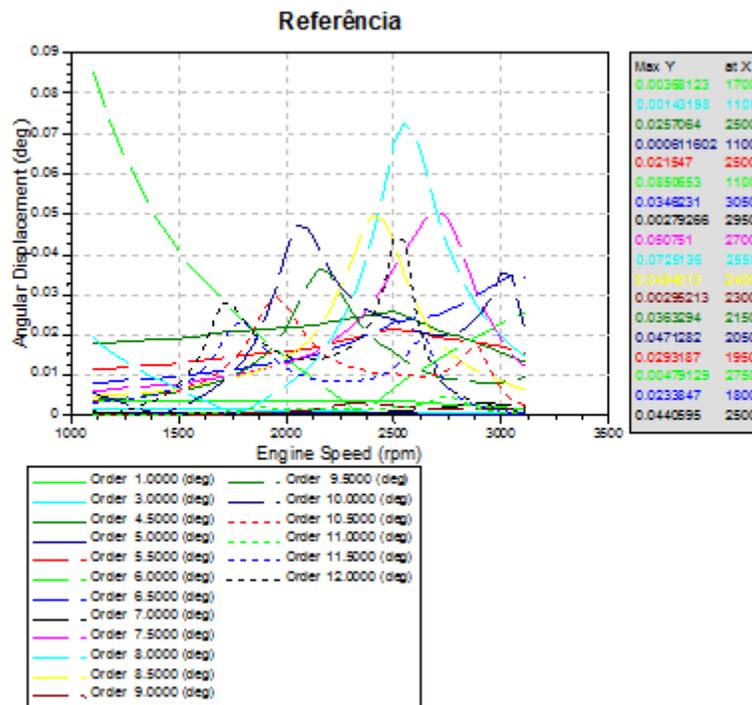


Figura 5.29: Amplitude das ordens de vibração torcional da versão referênciada.

Com relação ao estudo de sensibilidade (Figuras 5.29, 5.30, 5.31, 5.32), ao reduzir massa dos contrapesos, nota-se que no caso da primeira, terceira, quinta, quinta e meia, sexta e meia, sétima, sétima e meia, oitava, décima e meia e décima primeira e meia ordens foram reduzidos os picos de vibração torcional.

Há ordens de vibração que além da redução do pico, houve inclusive o deslocamento para velocidades maiores. É o caso da sexta, oitava e meia, nona, nona e meia, décima, décima primeira, décima segunda ordens de vibração.

Nota-se que geralmente, o pico das ordens de vibração é reduzido quando as ordens não

passam pela ressonância e o pico é reduzido e deslocado para velocidades maiores, quando passa pela frequência de ressonância.

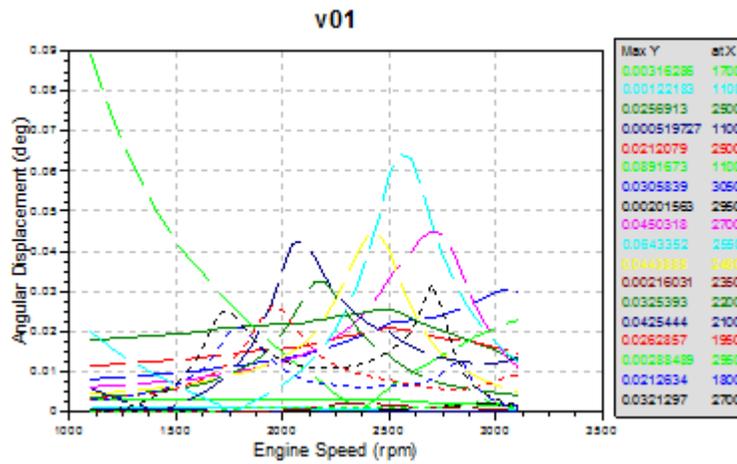


Figura 5.30: Amplitude das ordens de vibração torcional da versão um.

Com relação ao virabrequim versão três, nota-se novamente que embora seja mais leve que o versão um; os resultados estão entre a versão um e referência. A causa deste efeito já foi explicada anteriormente, ou seja, é devido ao centro de gravidade do contrapeso ter sido deslocado o máximo possível do eixo de rotação, conferindo resultados entre a versão um e referência, conforme mostrado.

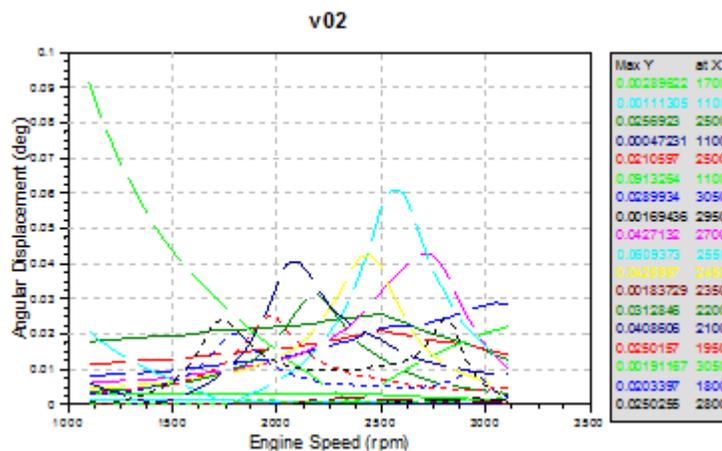


Figura 5.31: Amplitude das ordens de vibração torcional da versão dois.

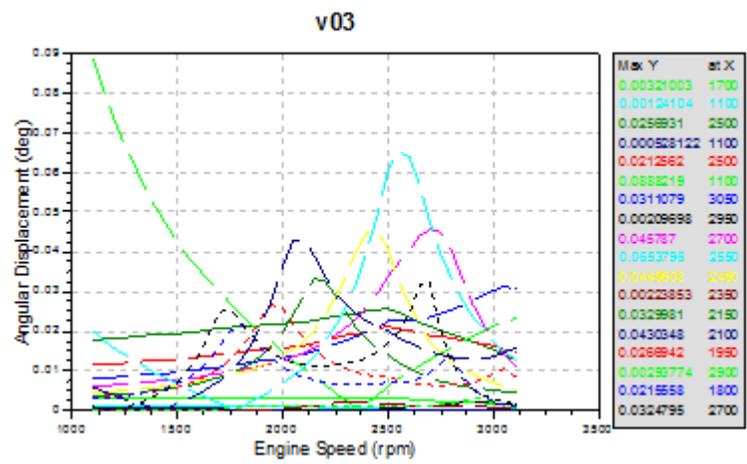


Figura 5.32: Amplitude das ordens de vibração torcional da versão três.

## 6 Conclusão

Para os quatro casos estudados (virabrequim referência, versão um, dois e três), obtivemos resultados de balanceamento estático dentro da tolerância permitida na norma de balanceamento de eixos ISO1940-1, ou seja, 100 [g.cm]. Além disso, mesmo respeitando o balanceamento do componente, observou-se que houve menor compensação da flexão quando se retira os contrapesos, conforme esperado.

Um resultado interessante foi quando analisamos o virabrequim em operação no motor, pois a redução dos contrapesos influenciou de forma favorável as forças vertical e total no mancal do bloco, quando consideramos o estudo de caso com pressão de combustão. A força vertical tem grande peso na força total, e sabemos que o carregamento de combustão e as forças de inércia do contrapeso se somam. Assim, a redução do contrapeso traz um pequeno efeito benéfico neste caso.

Entretanto, sabemos que o contrapeso é projetado para balancear forças de inércia e não de combustão. Assim, a diminuição do contrapeso causa um aumento da força horizontal (independente da combustão do motor) e aumento inclusive da força vertical (quando oposta ao sentido da força de combustão). Consequências importantes são esperadas, pois no caso de força horizontal temos baixa rigidez do bloco e no caso de força vertical reprojeter a região da junta do bloco do motor, se necessário.

Quanto ao fator de segurança estrutural, não foi observada diferença significativa. Isto pode ser explicado pela condição de contorno utilizada neste estudo, ou seja, admitiu-se que a junta e bloco do motor suportarão os novos carregamentos das diferentes versões, o que pode não ser o caso.

No caso da vibração torcional, foi observada influência ligeiramente positiva com a retirada do contrapeso, pois as frequências críticas de trabalho aumentaram. Este resultado pode ser correlacionado com a diminuição de massa do componente aliada a manutenção da rigidez da estrutura.

Com relação a versão de virabrequim com contrapeso otimizado (versão três), podemos afirmar que ela apresenta resultados promissores se comparados à versão um. A versão três é mais leve (34,2 contra 35,8 [kg]) e mesmo assim geralmente apresenta melhores resultados. Este resultado se justifica pois o centróide do contrapeso foi deslocado o máximo possível do eixo de rotação, permitindo que o desbalanceamento causado pelo contrapeso atuasse de forma favorável nos re-

sultados. Este resultado pode ser utilizado em trabalhos onde se objetiva maximizar a redução de massa minimizando o impacto nos resultados, por exemplo, em novos conceitos de balanceamento de máquinas rotativas.

Para trabalhos futuros, sugere-se automatizar a otimização do virabrequim em termos dos critérios de projeto: tensão, fadiga, redução de massa, vibração, balanceamento e força no mancal. Sugere-se também estudar os efeitos de segunda ordem, influência da excentricidade dos componentes (pistão por exemplo), projeto e modelagem de damper integrado ao virabrequim e influência do desbalanceamento em ruídos (NVH) inclusive com validação experimental. Além disso, devido à demanda atual de mercado por motores menores, os virabrequins atuais são mais sensíveis às vibrações flexionais impactando no desempenho dos mancais, efeito importante que também recomenda-se estudar como próximos passos.

## REFERÊNCIAS

- AVL. **Excite Designer Theory Manual**. AVL, Österreich, v2009 ed., 2009.
- AVL. **Excite Power Unit Theory Manual**. AVL, Österreich, v2011 ed., 2011.
- BOSCH. **Automotive Handbook**. SAE, Germany, 7th ed., 2007.
- DARLOW, M. S. **A unified approach to the mass balancing of rotating flexible shafts**. 1980. Master of science. Florida: University of Florida, USA.
- DUARTE JR, D. **Tribologia, lubrificação e Mancais de Deslizamento**. Editora Ciência Moderna, Brasil, 1 ed. ed., 2005.
- FERREIRA, Pedro Henrique R. **Projeto e Otimização de Árvore de Manivelas**. 2008. Dissertação de mestrado. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- FONSECA, M.L. **Procedimento Metodológico para o Projeto de Virabrequins**. 2003. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- GARRET, T.K.; NEWTON, K.S.W. **The motor vehicle**. SAE International, USA, 13th ed., 2001.
- GERLACH, T. **Kraftfahrzeug-Kurbelwellen**. Verlag Moderne Industrie, Deutschland, second ed., 2005.
- GIACOSA, D. **Motores Endotermicos**. Editorial Dossat S.A., Milano, Italia, terceira edicion ed., 1986.

HEISLER, H. **Vehicle and Engine Technology**. SAE, USA, 2nd ed., 2003.

ISO1940. **Mechanical vibration - Balancing quality requirements for rotors in a constant (rigid) state**. 2003.

JUNIOR, MD; CRUZ, R.R.A.S.R.V.S. **Experimental and numerical modal analysis of 6 cylinders Diesel crankshaft**. SAE, 2011.

KRISTOFFERSEN, H; VOMACKA, P. **Influence of process parameters for induction hardening on residual stresses**. Elsevier, 2001.

MENDES, Alexandre S. **Desenvolvimento e Validação de Metodologia para Análise de Vibrações Torcionais em Motores de Combustão Interna**. 2005. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

MOURELATOS, Z. **An efficient crankshaft dynamic analysis using substructuring with Ritz vectors**. Journal of Sound and Vibration Vol. 238, 2000.

NASCIMENTO, NAZEM; BRANDÃO, J. **Apostila Balanceamento de Eixo**. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

NBR8008. **Qualidade exigida do balanceamento de rotores rígidos**. 1994.

NEVES, Guilherme. **Análise Cinemática, Dinâmica, de Vibração, de Tensão em Motores de Combustão Interna com Virabrequim e Bielas Flexíveis**. 2010. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

NORTON, R. **Machine Design**. Prentice Hall, USA, 4th edition ed., 2010.

PONGE-FERREIRA, W. **Balanceadora de Mancais Flexíveis**. USP, Brasil, 2006.

SHIGLEY, JOSEPH EDWARD; MISCHKE, C.R.B.R.G. **Mechanical Engineering Design.**  
McGraw-Hill, USA, 7th edition ed., 2007.