

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR André Baroni
Selim E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 28 / 07 / 2010
.....
ORIENTADOR

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

André Baroni Selim

**Influência das Forças de Inércia e do
Balanceador de Massas na Dinâmica do Motor
de Combustão Interna**

Campinas, 2010.

André Baroni Selim

Influência das Forças de Inércia e do Balanceador de Massas na Dinâmica do Motor de Combustão Interna

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Airton Nabarrete

Campinas
2010

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

Se48i Selim, André Baroni
Influência das forças de inércia e do balanceador de massas na dinâmica do motor de combustão interna / André Baroni Selim. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Airton Nabarrete.
Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motores - Vibração. 2. Amortecedores. 3. Dinâmica. 4. Motores de combustão interna - Modelos matemáticos. 5. Motores de combustão interna - Testes. I. Nabarrete, Airton. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Influence of inertia forces and mass balancer on internal combustion engine dynamics

Palavras-chave em Inglês: Motors - Vibration, Shock absorbers, Dynamics, Internal combustion engines - Mathematical models, Internal combustion engines - Testing

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Alfredo Rocha de Faria, Agenor de Toledo Fleury

Data da defesa: 28/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

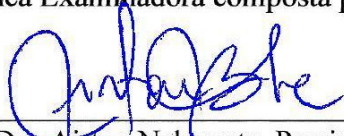
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

**Influência das Forças de Inércia e do
Balanceador de Massas na Dinâmica do Motor
de Combustão Interna**

Autor: André Baroni Selim
Orientador: Prof. Dr. Airton Nabarrete

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Airton Nabarrete, Presidente
Instituto de Tecnologia Aeronáutica - ITA



Prof. Dr. Alfredo Rocha de Faria
Instituto de Tecnologia Aeronáutica - ITA



Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury
Universidade de São Paulo – USP/POLI

Campinas, 28 de julho de 2010.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Eunice e Carlos.

Agradecimentos

Esta realização em minha vida profissional não poderia ter acontecido sem a ajuda de diversas pessoas às quais ofereço o meu humilde agradecimento:

Primeiramente a Deus pela oportunidade de estar aqui aprendendo e com plena saúde.

Aos representantes da MWM International por terem oferecido a oportunidade de realizar o curso de Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística.

A toda a minha família por todo o suporte prestado durante esta jornada, em especial a Eunice Baroni e Cristina de Toledo Lugatto.

Ao professor Airton Nabarrete pelos ensinamentos, críticas e elogios, pela paciência com a minha rotina de trabalho e por ter acreditado no meu potencial.

Aos colegas do departamento de NVH da MWM International Georges Vretos, Mauro Pécula, Marlon Casagrande e Alexandre Barcelos, pelo auxílio com as análises experimentais desta dissertação.

Aos colegas da MWM International Éderson Andreatta, Frederico Barbieri, Giulliano Capana, Marcelo Santana e Herickson Moraes que deram uma preciosa contribuição a esta dissertação.

A todos os colegas que realizaram o Mestrado Profissional, sem os quais a caminhada até aqui seria muito mais difícil.

*“O único homem que está isento de erros,
é aquele que não arrisca acertar”*
Albert Einstein

Resumo

SELIM, André Baroni, *Influência das Forças de Inércia e do Balanceador de Massas na Dinâmica do Motor de Combustão Interna*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 106 p. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho visa estudar a influência do balanceador de massas e das forças de inércia dos componentes internos móveis do motor na dinâmica do motor de combustão interna apoiado sobre amortecedores de vibrações. Para o estudo da influência do balanceador de massas, diversas análises experimentais foram realizadas com um motor em dinamômetro. Chegam-se nas conclusões através da comparação dos deslocamentos medidos do motor com e sem balanceador de massas. Para que a influência das forças de inércia dos componentes internos móveis do motor fosse estudada, um modelo matemático foi criado. Neste modelo consideram-se as forças vindas dos componentes internos móveis atuando em um corpo rígido, neste caso o bloco do motor, apoiado sobre quatro amortecedores de vibrações com seis graus de liberdade. Variam-se dados construtivos como massas e geometria dos componentes internos móveis do motor observando a sua influência sobre o comportamento dinâmico do motor de combustão interna. A validação deste modelo matemático ocorre por meio da comparação de seus resultados com os resultados reais observados nas análises experimentais.

Palavras-chave: Motores – Vibração, Amortecedores, Dinâmica, Motores de combustão interna - Modelos matemáticos, Motores de combustão interna - Testes.

Abstract

SELIM, André Baroni, *Influence of Inertia Forces and Mass Balancer on Internal Combustion Engine Dynamics*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 106 p. Dissertação (Mestrado)

This work aims at studying the influence of mass balancer and inertia forces coming from engine internal components on internal combustion engine dynamics supported by vibration dampers. For mass balancer study several experimental analyses were performed with a dynamometer. The conclusions are obtained by comparison between measured engine displacements with and without mass balancer. To study the influence of inertia forces from engine internal components, a mathematical model was developed. In this model the inertia forces act on a rigid body, the engine crankcase, supported by four vibration dampers and with six degrees of freedom. Some modifications are made on engine internal components such as mass and geometry observing what is their influence on internal combustion engine dynamics. The mathematical model is validated by comparison against experimental analyses.

Key Words: Motors - Vibration, Shock absorbers, Dynamics, Internal combustion engines - Mathematical models, Internal combustion engines – Testing.

Lista de ilustrações

Fig. 3.01 – Princípios de funcionamento dos motores de combustão interna	12
Fig. 3.02 – Representação de um ciclo de quatro tempos de um motor	13
Fig. 3.03 – Representação de um ciclo de dois tempos de um motor.....	14
Fig. 3.04 – Disposições que os cilindros podem apresentar-se em motores.....	15
Fig. 3.05 – Quantidade e disposição dos amortecedores de vibrações utilizados em motor diesel de aplicação veicular.....	15
Fig. 3.06 - Sistema biela manivela de um grau de liberdade com mancais rígidos	17
Fig. 3.07 – (a) Conjunto de forças desbalanceadoras atuando em um corpo rígido plano, (b) Forças e torques resultantes no corpo rígido plano	20
Fig. 3.08 – Curva de pressão de combustão em função da posição angular da árvore de manivelas de um motor qualquer.....	22
Fig. 3.09 – Diagrama de corpo livre da força de combustão e suas reações no sistema	23
Fig. 3.10 – Conjunto pistão-biela-manivela apoiado sobre mancais	25
Fig. 3.11 – Localização do centro de gravidade da biela.....	27
Fig. 3.12 – Diagrama de corpo livre da força de inércia das massas alternativas e suas reações no sistema	28
Fig. 3.13 – dos detalhes construtivos de uma árvore de manivelas de um motor 4 cilindros	29
Fig. 3.14 – Massas atuantes na árvore de manivelas responsáveis pela composição da massa m_{a30}	
Fig. 3.15 - Diagrama de corpo livre da força de inércia da massa concentrada no ponto A e suas reações no sistema	31
Fig. 3.16 – Representação das dimensões e massa para cálculo da força de inércia dos contra pesos da árvore de manivelas	32
Fig. 3.17 - Diagrama de corpo livre da força de inércia do contra peso da árvore de manivelas e suas reações no sistema	33

Fig. 3.18 – Ilustração indicando o local de montagem do balanceador dinâmico no motor em estudo.....	35
Fig. 3.19 – Ilustração do balanceador dinâmico em estudo.....	35
Fig. 3.20 – Ilustração da VISTA X do balanceador dinâmico em estudo	36
Fig. 3.21 – Centros de gravidade do conjunto motor e transmissão.....	38
Fig. 3.22 – Reações no bloco do motor e no centro de gravidade combinado	39
Fig. 3.23 – Rolagem devido a F_{21y}	41
Fig. 3.24 – Rolagem devido a F_{41}	42
Fig. 3.25 – Arfagem devido a F_{21z}	43
Fig. 3.26 – Guinada devido a F_{21y}	44
Fig. 3.27 – Guinada devido a F_{41}	45
Fig. 3.28 – Motor instalado sobre quatro amortecedores de vibrações e suas respectivas coordenadas em relação ao centro de gravidade.....	46
Fig. 3.29 – Deslocamentos presentes no motor instalado sobre quatro amortecedores de vibrações.....	48
Fig. 3.30 – Demonstração ilustrativa da dependência dinâmica entre dois pontos distintos.....	52
Fig. 4.01 – Metodologia utilizada no Cap. 4 para análises experimentais e simulação numérica.	54
Fig. 4.02 – Medição em sistema CAD da massa, mom. de inércia e posição do CG do motor	55
Fig. 4.03 – Medição manual de massa do pistão, pino e anéis	58
Fig. 4.04 – Medição manual de massa da biela, bucha e bronzina.....	58
Fig. 4.05 – Medição em sistema CAD das massas e raios dos moentes.....	59
Fig. 4.06 – Medição em sistema CAD das massas e raios dos contra-pesos.....	59
Fig. 4.07 – Medição em sistema CAD das massas e raios do balanceador de massas	60
Fig. 4.08 – Motor instalado em dinamômetro durante ensaios.....	61
Fig. 4.09 – Dinamômetro para medição de desempenho em rotações estabilizadas	62
Fig. 4.10 – Acelerômetro utilizado nos ensaios em dinamômetro	63
Fig. 4.11 – Calibrador de acelerômetro	63
Fig. 4.12 – Processador de dados adquiridos pelos acelerômetros.....	64
Fig. 4.13 – Transdutor de pressão.....	64
Fig. 4.14 – Amplificador de sinal vindo do transdutor de pressão	65

Fig. 4.15 – Pick-up magnético utilizado para aquisição do PMS do 1º cilindro	65
Fig. 4.16 – Osciloscópio utilizado para leitura do PMS do 1º cilindro	66
Fig. 4.17 – Software utilizado para gravações dos dados adquiridos	66
Fig. 4.18 – Acelerômetros 1 e 2 instalados nos suportes do motor	68
Fig. 4.19 – Acelerômetros 3 e 4 instalados nos suportes do motor	68
Fig. 4.20 – Balanceador de massas retirado do motor	71
Fig. 4.21 – Tempo de duas voltas da árvore de manivelas vs PMS do primeiro cilindro na rotação de 850 rpm	72
Fig. 4.22 – Tempo de duas voltas da árvore de manivelas vs Pressão interna do primeiro cilindro na rotação de 2200 rpm	72
Fig. 4.23 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com e sem balanceador – Experimental	75
Fig. 4.24 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com e sem balanceador – Experimental	75
Fig. 4.25 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em y do acelerômetro 2, com e sem balanceador – Experimental	77
Fig. 4.26 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em z do acelerômetro 2, com e sem balanceador – Experimental	77
Fig. 4.27 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com balanceador – Experimental e Modelo	79
Fig. 4.28 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com balanceador – Experimental e Modelo	80
Fig. 4.29 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em y do acelerômetro 2, com balanceador – Experimental e Modelo	81
Fig. 4.30 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em z do acelerômetro 2, com balanceador – Experimental e Modelo	81
Fig. 4.31 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com pressão de combustão alterada e original – Modelo	84
Fig. 4.32 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com pressão de combustão alterada e original – Modelo	84

Fig. 4.33 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa no pino do pistão alterados e original – Modelo.....	86
Fig. 4.34 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa no pino do pistão alterados e original – Modelo.....	86
Fig. 4.35 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa do contrapeso alterada e original – Modelo.....	88
Fig. 4.36 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa do contrapeso alterada e original – Modelo.....	89
Fig. 4.37 – Árvore de manivelas de um motor quatro cilindros	89
Fig. 4.38 – Amortecedor de vibrações utilizado no ensaio experimental e simulação numérica..	91
Fig. 4.39 – Amortecedor de vibrações instalado em dinamômetro para execução da análise modal	92
Fig. 4.40 – Curva de coerência entre os sinais do martelo e acelerômetro 1 – direção z	94
Fig. 4.41 – Rigidez dinâmica do amortecedor – direção z	94
Fig. 4.42 – Determinação dos pontos de análise na FRF para determinação do fator de amortecimento – direção z.....	96
Fig. 4.43 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo.....	97
Fig. 4.44 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo.....	98
Fig. 4.45 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em y do acelerômetro 2, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo	99
Fig. 4.46 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em z do acelerômetro 2, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo	100

Lista de Tabelas

Tabela 3.01 – Ângulo θ em função da quantidade de cilindros e número do cilindro	19
Tabela 4.01 – Características do motor MWM International MAXFORCE 4.8L	55
Tabela 4.02 – Características do bloco do motor e dimensões	56
Tabela 4.03 – Características dos componentes internos móveis	57
Tabela 4.04 – Equipamentos utilizados para análise experimental	62
Tabela 4.05 – Localização dos acelerômetros utilizados no ensaio	69
Tabela 4.06 – Condições de ensaio escolhidas	70
Tabela 4.07 – Máximas pressões no cilindro observado durante o ensaio	73
Tabela 4.08 – Rotações do motor e suas ordens	74
Tabela 4.09 – Motores de combustão interna de quatro tempos e suas ordens fundamentais.....	74
Tabela 4.10 – Influência do balanceador de massas na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y	76
Tabela 4.11 – Influência do balanceador de massas na 2ª ordem do moto para diversas rotações em z	76
Tabela 4.12 – Características do amortecedor de vibração utilizado no modelo matemático.....	82
Tabela 4.13 – Variações dos componentes internos móveis e características do motor escolhidas para estudo de suas influências em sua dinâmica.....	82
Tabela 4.14 – Influência do aumento em 50% na pressão de combustão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y	85
Tabela 4.15 - Influência do aumento em 50% na pressão de combustão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z	85
Tabela 4.16 – Influência da redução da massa no pino do pistão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y	87
Tabela 4.17 - Influência da redução da massa no pino do pistão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z	87

Tabela 4.18 – Influência do aumento de massa do contrapeso na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y	90
Tabela 4.19 - Influência do aumento de massa do contrapeso na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z	90
Tabela 4.20 – Equipamentos utilizados para análise modal do amortecedor de vibrações	91
Tabela 4.21 – Comparativo da 2ª ordem do motor entre modelo matemático e simulação numérica sem balanceador para diversas rotações em y.....	98
Tabela 4.22 - Comparativo da 2ª ordem do motor entre modelo matemático e simulação numérica sem balanceador para diversas rotações em z.....	99
Tabela 4.23 – Coeficientes de amortecimento utilizados no modelo matemático e na análise modal experimental	100
Tabela 4.24 – Rigidez utilizada no modelo matemático e na análise modal experimental	101

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A – momento de arfagem total	[N.m]
A_p – área do pistão	[m ²]
$\ddot{\alpha}_{xy}$ – aceleração angular no plano XY	[rad/s ²]
$\dot{\alpha}_{xy}$ – velocidade angular no plano XY	[rad/s]
α_{xy} – deslocamento angular no plano XY	[rad]
$\ddot{\alpha}_{xz}$ – aceleração angular no plano XZ	[rad/s ²]
$\dot{\alpha}_{xz}$ – velocidade angular no plano XZ	[rad/s]
α_{xz} – deslocamento angular no plano XZ	[rad]
$\ddot{\alpha}_{yz}$ – aceleração angular no plano YZ	[rad/s ²]
$\dot{\alpha}_{yz}$ – velocidade angular no plano YZ	[rad/s]
α_{yz} – deslocamento angular no plano YZ	[rad]
c – coeficiente de amortecimento do amortecedor de vibrações	[N.m/s]
C – matriz de amortecimento	[--]
cy – posição entre LC do cilindro e LC da árvore de manivelas	[m]
$\ddot{dx}$ – aceleração em X	[m/s ²]
$\dot{dx}$ – velocidade em X	[m/s]
dx – deslocamento em X	[m]
$\ddot{dy}$ – aceleração em Y	[m/s ²]
$\dot{dy}$ – velocidade em Y	[m/s]
dy – deslocamento em Y	[m]
$\ddot{dz}$ – aceleração em Z	[m/s ²]
$\dot{dz}$ – velocidade em Z	[m/s]
dz – deslocamento em Z	[m]
F – matriz de forças e momentos	[--]

F12 – força da árvore de manivelas contra o mancal	[N]
F14 – força da camisa contra o pistão	[N]
F21 – reação do mancal	[N]
F23 – força do moente contra a biela	[N]
F32 – força da biela contra o moente	[N]
F34 – força da biela contra o pino do pistão	[N]
F41 – força do pistão contra a camisa	[N]
F43 – força do pistão contra a biela	[N]
FbB – força massa balanceador B	[N]
FbC – força massa balanceador C	[N]
FC – força de combustão	[N]
Fibm – força de inércia da biela e moente	[N]
Ficp – força de inércia do contra peso	[N]
Fipb – força de inércia do pistão e biela	[N]
Fx – forças atuantes no centro de gravidade do conjunto powertrain em X	[N]
Fy – forças atuantes no centro de gravidade do conjunto powertrain em Y	[N]
Fz – forças atuantes no centro de gravidade do conjunto powertrain em Z	[N]
G – momento de guinada total	[N.m]
GF21y – momento de guinada devido a F21y	[N.m]
GF41 – momento de guinada devido a F41	[N.m]
iB – relação de transmissão da engrenagem B	[--]
iC – relação de transmissão da engrenagem C	[--]
Ix – momento de inércia no eixo principal X	[kg.m ²]
Iy - momento de inércia no eixo principal Y	[kg.m ²]
Iz - momento de inércia no eixo principal Z	[kg.m ²]
k – constante elástica do amortecedor de vibrações	[N/m]
K – matriz de rigidez	[--]
l – comprimento da biela	[m]
lx – posição do amortecedor de vibrações em X	[m]
ly - posição do amortecedor de vibrações em Y	[m]

l_z - posição do amortecedor de vibrações em Z	[m]
M – matriz de inércia	[--]
m_2 – massa do moente da árvore de manivelas	[kg]
m_{2a} – massa da árvore de manivelas transferida para o moente	[kg]
m_3 – massa da biela	[kg]
m_{3a} – massa da biela concentrada no moente	[kg]
m_{3b} – massa da biela concentrada no pistão	[kg]
m_4 – massa do pistão	[kg]
m_B – massa balanceadora B	[kg]
m_C – massa balanceadora C	[kg]
m_c – massa do contra peso	[kg]
mPWT – massa conjunto powertrain	[kg]
PC – pressão de combustão	[bar]
$\ddot{q}$ – matriz de acelerações	[--]
$\dot{q}$ – matriz de velocidades	[--]
q – matriz de deslocamentos	[--]
R – momento de rolagem total	[N.m]
r - raio da árvore de manivelas	[m]
r_B – raio massa balanceadora B	[m]
r_c – raio da massa do contra peso	[m]
r_C – raio massa balanceadora C	[m]
RF21y – momento de rolagem devido a F21y	[N.m]
RF41 – momento de rolagem devido a F41	[N.m]
r_G – raio da massa do moente da árvore de manivelas	[m]
t – tempo	[s]
T21 – torque do motor	[N.m]
w – velocidade angular da árvore de manivelas	[rad/s]
w_b – velocidade angular da engrenagem B	[rad/s]
w_C – velocidade angular da engrenagem C	[rad/s]
$\ddot{z}$ – aceleração do pistão	[m/s ²]

$\dot{z}$ – velocidade do pistão	[m/s]
z – posição do pistão	[m]
z_a – número de dentes da engrenagem A	[--]
z_b – número de dentes da engrenagem B	[--]
z_c – número de dentes da engrenagem C	[--]

.....

Letras Gregas

α – posição angular da árvore de manivelas	[rad]
$\ddot{\beta}$ – aceleração angular da biela	[rad/s ²]
$\dot{\beta}$ – velocidade angular da biela	[rad/s]
β – posição angular da biela	[rad]
θ – defasagem entre os moente da árvore de manivelas	[°]
ρ_B – posição angular da engrenagem B	[rad]
ρ_C – posição angular da engrenagem C	[rad]
ζ – Fator de amortecimento	[--]

.....

Superescritos

' – referente à combustão
'' – referente à inércia do pistão e biela
''' – referente à inércia da biela e moente
'''' – referente à inércia do contra peso

.....

Subscritos

c – posição do amortecedor de vibrações

d – direção

m – número do mancal

n – número do cilindro

i – número do contra peso da árvore de manivelas

.....

Abreviações

BRIC – Brasil, Rússia, Índia e China

FRF – Função resposta em frequência

PMS – ponto morto superior

.....

Sumário

Lista de ilustrações	ix
Lista de tabelas	xiii
Lista de abreviaturas e siglas	xv
1. Introdução e Motivações	1
2. Revisão Bibliográfica	4
2.1. Objetivo	9
2.2. Organização do Trabalho	10
3. Desenvolvimento Teórico	11
3.1. Classificação dos Motores de Combustão Interna a Pistão.....	11
3.2. Cinemática do Sistema Biela-Manivela.....	16
3.3. Princípio de D'Alembert.....	20
3.4. Força de Combustão	21
3.5. Forças de inércia	26
3.5.1. Força de inércia das massas alternativas	26
3.5.2. Força de inércia das massas rotativas	29
3.6. Força do balanceador dinâmico	34
3.7. Forças atuantes no centro de gravidade do motor.....	37
3.7.1. Forças nas direções X, Y e Z.....	40
3.7.2. Momentos no plano YZ (Responsável pela Rolagem)	41
3.7.3. Momentos no plano XZ (Responsável pela Arfagem)	43
3.7.4. Momentos no plano XY (Responsável pela Guinada)	44
3.8. Equações do movimento	45
4. Análise Experimental e Simulação Numérica.....	54
4.1. Dados do motor de combustão interna.....	55
4.2. Análise Experimental.....	60

4.2.1.	Equipamentos Utilizados.....	61
4.2.2.	Preparação e Procedimento de Ensaio.....	67
4.2.3.	Apresentação dos Resultados	71
4.3.	Simulação Numérica.....	78
4.3.1.	Calibração do modelo matemático	79
4.3.2.	Alteração das características do motor	82
4.4.	Análise modal do amortecedor de vibrações	91
4.4.1.	Equipamentos Utilizados.....	91
4.4.2.	Preparação e Procedimento de Análise.....	92
4.4.3.	Apresentação dos Resultados	93
4.5.	Validação do modelo matemático.....	96
5.	Conclusões e trabalhos futuros.....	101
5.1.	Trabalhos futuros	102
6.	Referências Bibliográficas	103

1. Introdução e Motivações

Ao longo da última década evidenciam-se através da mídia grandes mudanças na indústria automobilística mundial. Muitas montadoras deixaram de existir, outras realizaram parcerias, novas caras surgiram, grandes viraram pequenas ou vice-versa. Enfim, estas mudanças estão relacionadas ao crescimento exponencial do mercado automotivo, ao planejamento estratégico das montadoras visando o mercado futuro e a situação instável que se apresentou e vem demonstrando a economia mundial.

Paralelamente aos fatores comerciais que envolvem o mercado automotivo, os veículos atuais possuem tecnologia agregada elevada devido a mais de um século de evolução. Os requisitos de conforto, segurança, emissões de gases e ruídos, deixaram de ser diferenciais de veículos de luxo e fazem parte simplesmente das exigências de compradores de veículos populares ou de leis rígidas que devem ser cumpridas pelos fabricantes de veículos.

Com isso a sobrevivência no mercado se tornou mais difícil e a busca dos fabricantes para encontrar soluções que baixem os preços e agreguem tecnologia aos produtos se tornou uma constante.

Enquanto grandes mercados como Estados Unidos e Japão amarguram grandes prejuízos e a Europa Ocidental demonstra tendência de retração, o Brasil juntamente com Rússia, Índia e China (BRIC) despontam como mercados emergentes com crescimento anual nunca antes imaginado no setor automotivo. A grande vantagem destes países é o baixo custo da mão de obra, seja ela qualificada ou não, e a chance de atuação em um mercado em expansão até então inexplorado.

Não é novidade a divulgação em noticiários de um investimento bilionário de alguma grande montadora no Brasil visando à construção de modernas fábricas capazes de atingir elevados índices de produção com qualidade e centros de pesquisas voltados ao desenvolvimento de produtos com elevada tecnologia. Os investimentos que são voltados para pesquisa criam novas técnicas e também aprimoram as já existentes. Um dos grandes desafios envolvidos nas

pesquisas é desenvolver veículos com elevado rendimento, conforto e segurança sem a degradação do meio ambiente.

Fora este fator, talvez o motivo de maior interesse dos fabricantes de automóveis nas pesquisas é a redução do tempo e custo no desenvolvimento de novos projetos. Para isto, as pesquisas estão se direcionando para o desenvolvimento de análises baseadas em simulações computacionais, o que reduzem expressivamente a quantidade de testes de campo e seus respectivos tempos de execução, isto quando não os anulam em sua totalidade (Taylor, C. F. - 1984), (Metallidis, P. et al - 2003) e (Dong, Z. et al. - 2003).

Desta forma, o motor de combustão interna, um dos componentes mais importantes em um automóvel, é um dos principais focos de pesquisa na indústria automobilística mundial.

Os motores de combustão interna para utilização em veículos existem há mais de um século. O projeto fundamental de um motor de combustão interna foi baseado no motor a vapor: sistema pistão-biela-manivela e seqüência de processos termodinâmicos que, convertiam a pressão do vapor em movimento alternativo e em seguida em rotativo. A grande similaridade em termos de dimensões e layout (e outros pequenos detalhes) entre motores do passado e atuais esconde o quanto foi feito na tecnologia dos motores ao longo dos anos (Basshuysen, R. et al. - 2004).

Um dos principais objetos de pesquisa em motores de combustão interna desde o seu surgimento são as vibrações geradas pelos mesmos, estas provenientes das forças de combustão e inércia vindas de seus componentes internos.

A existência de elementos vibratórios em qualquer sistema mecânico produz ruídos indesejáveis, forças elevadas, desgaste, baixa confiabilidade e freqüentemente falha prematura de um ou mais componentes. As partes móveis de todas as máquinas são inerentemente produtoras de vibrações e por este motivo, engenheiros devem prever a existência das mesmas nos dispositivos que eles projetam. Porém para que isto ocorra existe um grande desafio durante o projeto para prever tais vibrações e minimizar os seus indesejáveis efeitos (Shigley, J. E. et al. - 2003).

Um exemplo bem claro da importância nas pesquisas sobre geração de vibrações em motores é o fato de a mesma poder ser transmitida para dentro do habitáculo do veículo, gerando

não somente vibrações, mas também ruídos, o que é considerado um problema inadmissível pelos proprietários de automóveis (Müller, M. et al. - 1995).

Em novos projetos a busca por redução de consumo de combustível se tornou constante, o que obriga os componentes do veículo e motor a sofrerem redução de peso. Ao remover massa de um componente, eleva-se a frequência natural do mesmo. A frequência natural que até então não apresentava problemas, agora pode aproximar-se das frequências de trabalho do motor, aumentando as amplitudes de vibração e em casos mais extremos ocorrendo o fenômeno de ressonância seguido de quebra por fadiga (Foumani, M. et al. - 2003).

A crise do Petróleo instaurada na década de 70 e a adoção de leis públicas exigindo a redução das indesejáveis emissões de gases causaram inúmeras mudanças, com destaque nos aspectos do projeto do motor, aplicação e operação (Taylor, C. F. - 1984).

Diante disto, para o atendimento às normas de emissões, melhoria de desempenho e redução de consumo de combustível vem se tornando maior a complexidade na combustão dos motores. Isto contribui para o aparecimento de um comportamento dinâmico diferente dos conhecidos até então, exigindo um estudo profundo dos componentes mecânicos que realizam a transformação do trabalho da combustão em movimento angular e também dos isoladores de vibração (Foumani, M. et al. - 2003).

Devido à existência de muitas variáveis, a determinação do comportamento vibracional de um motor de combustão interna se torna um trabalho complexo. Uma previsão robusta das vibrações do motor é importante para o projeto preliminar de motores e veículos (Hoffman, D. M. W. et al. - 2001).

Estabelece-se a revisão bibliográfica para entendimento de como as pesquisas no tema de “Vibrações geradas por motores de combustão interna e seus sistemas de isolamento” estão sendo conduzidas para a determinação dos objetivos desta pesquisa.

2. Revisão Bibliográfica

Desde o século XVIII tem-se registro da utilização do sistema pistão-biela-manivela em motores a vapor. Devido a sua importância e ao fato do motor de combustão interna utilizar-se do mesmo desde o seu surgimento, a dinâmica deste sistema e dos seus componentes agregados vem sendo estudados por mais de um século, sendo que um dos principais focos destes estudos é a geração de vibrações.

Considerando apenas as palavras-chave ligadas ao tema, foi possível coletar uma quantidade expressiva de referências bibliográficas. No total foram cento e dezoito referências bibliográficas, tendo sua distribuição anual representada entre 1982 a 2009, sendo distribuídas da seguinte forma: noventa e seis artigos, doze dissertações de mestrado, oito livros, uma tese de doutorado e uma norma.

Iniciou-se o trabalho de filtragem deste material para selecionar quais referências seriam utilizadas nesta dissertação, obtendo-se vinte e um artigos, cinco dissertações de mestrado, oito livros e uma norma aplicáveis. Considerando apenas os artigos especializados, sua distribuição anual ficou entre 1995 e 2008. Os assuntos principais dos artigos são variados e nem sempre vão ao encontro do objeto de estudo principal. Devido a este fato, determinou-se a distribuição dos artigos por tema principal com o objetivo de criar uma lista de palavras-chave ligadas ao assunto estudado e ajudar trabalhos futuros sobre este tema. A distribuição dos artigos selecionados por tema principal ficou da seguinte forma: seis artigos sobre Isolamento de vibrações do motor, cinco artigos sobre Dinâmica de motor, quatro artigos sobre Coxim hidráulico, dois artigos sobre Previsão de performance de motor e com um artigo sobre Coxim elástico, Redução de peso em motores, Vibração torsional e Coxins.

Os artigos, dissertações e teses selecionadas apresentam, em sua grande maioria, estudos teóricos seguidos de validações práticas. Devido a sua complexidade, adotam-se hipóteses na modelagem teórica e em poucos casos constata-se divergência nos resultados práticos.

Estabelece-se agora a revisão detalhada de todas as referências bibliográficas selecionadas, com exceção de livros e normas, em ordem cronológica de publicação.

Müller, M. et al. (1995) em seu artigo demonstram a preocupação com as vibrações e ruídos por ela produzidos nas estruturas de carros de passeio. Foi desenvolvido um modelo matemático de simulação onde os estudos focam a análise de transmissibilidade. As vibrações do motor foram baseadas na literatura de Beitz, K. et al. (1987), a modelagem do isolador de vibrações hidráulico em um artigo de publicação do próprio autor e a estrutura do veículo modelada através de funções de transferência ou método de elementos finitos. Através dessa modelagem obteve-se dados para a melhoria do desempenho do isolador de vibrações de elastômero, porém se mesmo assim as vibrações transmitidas para a estrutura do veículo não forem reduzidas, existe a opção de utilização de amortecedores de vibrações hidráulicos. O fator mais importante deste artigo para esta dissertação é o fato dos autores utilizarem a técnica de comparação de testes teóricos com práticos durante a pesquisa, sendo que o tópico estudado pelos mesmos se aproxima muito do tema desta dissertação.

O interesse na transmissibilidade das vibrações geradas por um motor de combustão interna também está presente no artigo de Snyman, J. A. et al. (1995). O seu objetivo principal neste artigo está baseado no desenvolvimento de um algoritmo de otimização das dimensões dos componentes responsáveis pelas forças atuantes no motor de combustão interna. A cinemática é baseada em equações de restrição do sistema e a parte dinâmica que envolve as forças de inércia e momentos exercidos pelo motor é escrita através de vetores e na forma de múltiplos cilindros baseados no princípio de D'Alembert. Neste algoritmo não foram consideradas algumas variáveis tais como: matriz de inércia variável, atrito dos pistões contra a camisa, árvore de manivelas flexível, amortecedor de vibrações, folga nos mancais, acessórios acionados por correia ou engrenagem, componentes que fazem parte do back-end e formulações de coxim hidráulico. O desenvolvimento teórico das equações do movimento é baseado na literatura de Meriam, J. L. et al. (1987). O resultado alcançado por Snyman, J. A. et al. (1995) utilizando a sub-rotina Quasi-Newton não foi satisfatório, somente alcançando o sucesso quando alterada a sub-rotina para Snyman. O fator que mais chama atenção neste artigo é a seqüência de abordagem que Snyman, et al. (1995) deram para a formulação cinemática, dinâmica e das equações do movimento.

Muravyov, A. et al. (1998) propõem em seu artigo a criação de um modelo matemático para análise da dinâmica de um motor de combustão interna. Toda a cinemática do motor de combustão interna utiliza-se da técnica de coordenadas generalizadas e a dinâmica foi obtida através do princípio de D'Alembert. O modelo matemático possui as equações do movimento com matrizes de massa e velocidade dependentes do tempo, formuladas através da equação de Lagrange. Neste modelo não foram consideradas algumas variáveis tais como: balanceador dinâmico, atrito dos pistões contra a camisa, árvore de manivelas flexível, acessórios acionados por correia ou engrenagem, amortecedor de vibrações, componentes que fazem parte do back-end e formulações de coxim hidráulico. Usando este modelo a análise paramétrica do fenômeno da ressonância para motores sobre amortecedores de vibrações foi testada. A conclusão do autor é que existe a possibilidade de instabilidade dinâmica em alguns casos. Toda a modelagem cinemática e dinâmica apresentada pelo autor agregam valor para a modelagem matemática desta dissertação.

Kim, S. et al. (2001) apresentam uma pesquisa sobre modelamento teórico de um isolador de vibrações com dureza variante no domínio da frequência. O método proposto utiliza-se de dois elementos de inércia e um isolador de vibrações e uma formulação desenvolvida para prever as características deste sistema. O método foi aplicado a três isoladores de vibrações de elastômero de até 2Hz e as durezas estimadas foram comparadas com sucesso com os valores medidos experimentalmente, o que indica aplicações promissoras do modelo desenvolvido. Para este artigo a utilização do modelo de Kim, S. et al. (2001) é uma das opções para prever-se o comportamento dinâmico dos isoladores.

Filipi, Z. S. et al. (2001) demonstram em seu artigo um modelo matemático não linear e transiente de um motor diesel de cilindro único para previsão instantânea de torque e rotação em regime transiente. A modelagem e transformação da energia termodinâmica em energia potencial e cinética são apresentadas de forma resumida. Este artigo apesar de não estar no foco desta pesquisa agrega conhecimento na área da termodinâmica da combustão, a qual é responsável pelo fornecimento de pressão para câmara de combustão, influenciando diretamente na dinâmica do motor e conseqüentemente em suas vibrações.

Em seu artigo Metallidis, P. et al. (2003) abordam o tema vibração torsional de motores de cilindro único e múltiplos cilindros. Neste artigo foi desenvolvido um modelo dinâmico do

sistema biela-manivela em função da posição angular da árvore de manivelas, que gerou equações do movimento com não linearidade acentuada, as quais foram resolvidas pelo método da perturbação. As respostas dinâmicas são analisadas e os comentários sobre as características do sistema são estabelecidos. Em adição aos resultados ora comentados, simulações sobre os efeitos da falha de combustão em cilindros são demonstrados no mesmo artigo. Há de se destacar o método de resolução por perturbação, não sendo uma prática comum neste tipo de estudo.

Dong, Z. et al. (2003) demonstram em seu artigo uma análise bem detalhada e objetiva na geração de vibrações em motores de combustão interna e seu respectivo sistema de isolamento. A análise começa pela formulação cinemática baseada na utilização de coordenadas generalizadas onde sete referenciais móveis são definidos. Através do princípio de D'Alembert são calculados os trabalhos virtuais das forças de inércia, gravidade, combustão e fricção, coxins, bronzinas (considerando mancais com folga) e deformação na árvore de manivelas. Dong, Z. et al. (2003) não consideram em seu modelo algumas variáveis tais como: matriz de inércia variável, balanceador dinâmico, acessórios acionados por correia ou engrenagem, amortecedor de vibrações, componentes que fazem parte do back-end e formulações de coxim de elastômero e hidráulico. As equações do movimento são obtidas através de Lagrange e para solução é utilizada álgebra computacional baseada em sub-rotinas C ou Fortran. Os resultados obtidos para um determinado conjunto de características simulados através deste modelo são comparados com os resultados para o mesmo conjunto simulado no software ADAMS. As análises e conclusões finais de Dong, Z. et al. (2003) nos mostram análises de casos de vibração livre e forçada com sucesso na validação do modelo matemático, porém em um determinado momento as análises direcionam para mancal hidrodinâmico.

Mendes, A. S. et al. (2003) em seu artigo sobre dimensionamento estrutural da árvore de manivelas em motores diesel de alta potência, objetivam a formulação de um modelo matemático capaz de prever o comportamento dinâmico da árvore de manivelas decorrente das cargas de combustão e inércias dos componentes de um motor. Toda a formulação dinâmica destes componentes é baseada na trigonometria, sendo que ao final as equações do movimento são obtidas. Foram testadas algumas configurações de desempenho e características dos motores, fazendo com que Mendes, A. S. et al. (2003) chegassem a conclusão que o seu modelo matemático além de prever se a árvore de manivelas apresentaria falhas ao funcionar, também

prevê a necessidade ou não de utilização de um amortecedor de vibrações torsionais ou até mesmo apresentar propostas de melhoria na curva de pressão de combustão para adequação aos limites da árvore de manivelas. Este artigo é derivado da dissertação de mestrado de Mendes, A. S. et al. (2003).

Em sua dissertação de mestrado, Hillerborg, P. (2005) propõe uma modelagem matemática que forneça como resposta a rotação do volante, considerando apenas a pressão de combustão do motor, ou então, estimar o torque nos mancais considerando apenas a rotação do volante. De uma forma geral o modelo matemático possui precisão para algumas situações, para outras situações mais específicas ele precisa ser melhorado e o autor cita isto como um trabalho futuro a ser desenvolvido. Isto se deve a Hillerborg, P. (2005) não considerar em seu modelo algumas variáveis tais como: matriz de inércia variável, balanceador dinâmico, folgas nos mancais, acessórios acionados por correia ou engrenagem, componentes que fazem parte do back-end e formulações de coxim de elastômero e hidráulico. Principal ponto de interesse desta dissertação baseia-se no uso de transformação de coordenadas para cálculos cinemáticos e a apresentação de um desenvolvimento matemático de curva de pressão de combustão.

He, S. et al. (2006) apresentam em seu artigo a modelagem de um isolador de vibrações hidráulico não linear através de um modelo linear simplificado. Os resultados são eficientes e dão uma grande contribuição para o entendimento preliminar do comportamento não linear de um isolador de vibrações. Para esta pesquisa este artigo é de grande interesse uma vez que provê um modelo matemático de coxim hidráulico não linear simplificado, que pode ser utilizado na análise dinâmica proposta.

Gerardin, R. C. (2005) apresenta em sua dissertação de mestrado uma pesquisa sobre a utilização de mancais hidrodinâmicos em motores de combustão interna, mais precisamente no sistema pistão-biela-manivela. O seu trabalho mostra como resolver a cinemática e dinâmica através de duas técnicas: Transformação de coordenadas e Equações de restrição. Alguns anos depois Gregory, D. B. (2008), utiliza-se da mesma dissertação para redigir de forma aperfeiçoada o tema. Assim como observado na dissertação de mestrado de Hillerborg, P. (2005), apenas os pontos relacionados a cinemática e dinâmica desenvolvida são de interesse para esta dissertação.

Zweiri, Y. H. et al. (2005) objetivam uma modelagem matemática de um motor diesel de cilindro único com foco no cálculo do torque indicado saindo da árvore de manivelas em seu

artigo. O modelo dinâmico é baseado nos artigos de Zweiri, Y. H. et al. (2000) e Zweiri, Y. H. et al. (2001), onde a preocupação com os graus de liberdade envolvidos no fenômeno de atrito gerado pelo pistão com a camisa é o foco principal. Os resultados obtidos com o modelo matemático demonstram boa precisão quando comparados com os valores práticos.

O artigo apresentado por Rideout, D. G. et al. (2008) apresenta uma abordagem da análise dinâmica do motor de combustão interna através do método de “Bound-Graph”, a qual não é muito utilizada na grande maioria dos artigos coletados. Esta técnica é muito utilizada para resolução de sistemas elétricos, hidráulicos, etc. Segundo os autores os resultados são muito satisfatórios uma vez que esta técnica permite a modelagem de sistemas complexos de forma simples e com precisão de resultados.

Paulino, K. L. G. (2008) em sua dissertação de mestrado apresenta a modelagem matemática do sistema pistão-biela-manivela de um compressor de ar. As técnicas de abordagem das análises cinemáticas e dinâmicas são baseadas em coordenadas generalizadas e princípio de D’Alembert, e são os pontos de maior interesse para esta dissertação.

2.1. Objetivo

Diante da introdução, motivações e a revisão bibliográfica apresentada sobre o tema “Vibrações geradas por motores de combustão interna e seus sistemas de isolamento”, estabelecem-se os objetivos desta dissertação: estudar a influência das forças de inércia dos componentes móveis de um motor assim como de seu balanceador de massas na dinâmica do motor de combustão interna. Para isso pretende-se realizar análises experimentais e o desenvolvimento de um modelo matemático. Desta forma será possível realizar previsões de vibrações em aplicações a serem lançadas ou em aplicações já existentes, dando a oportunidade de melhorias e correções nos componentes responsáveis pelas forças atuantes no motor de combustão interna e no sistema de isolamento de vibrações.

2.2. Organização do Trabalho

Após definido o objetivo desta dissertação, define-se a organização do trabalho.

No início do Capítulo 3 são introduzidas informações técnicas básicas sobre o motor de combustão interna bem como o porquê da definição do motor de combustão interna de ciclo diesel de quatro tempos com quatro cilindros em linha para análise.

No decorrer do Capítulo 3 é explicada a cinemática do sistema biela-manivela através das equações de restrição e definição das forças atuantes no bloco do motor (combustão e inércia) através do princípio de D'Alembert. Tais forças atuam no bloco do motor, considerado um corpo rígido neste estudo, gerando os deslocamentos nos isoladores de vibração onde o motor está apoiado, caracterizando o comportamento dinâmico chamado de vibrações. Ao final do capítulo são apresentadas as equações do movimento do motor instalado sobre quatro coxins com 6 graus de liberdade.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais realizados em dinamômetro para estudo da influência do balanceador de massas na dinâmica do motor. Também são apresentados os resultados numéricos obtidos através do modelo matemático desenvolvido com base na teoria do Capítulo 3. Neste modelo matemático, variam-se características dos componentes internos do motor e estuda-se sua influência na dinâmica do motor. A validação deste modelo se dá utilizando dados reais dos amortecedores de vibrações e através de comparação entre os seus resultados e os resultados experimentais.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões finais e as perspectivas futuras, visando à continuidade deste trabalho, baseados nos resultados obtidos no Capítulo 4.

3. Desenvolvimento Teórico

No início deste capítulo procurou-se definir o tipo de motor a ser estudado através de uma explanação das características técnicas básicas do motor de combustão interna.

Concluídas essas definições, parte-se para o detalhamento do comportamento dinâmico do motor. Para cinemática o grande responsável e objeto de análise é o sistema biela-manivela. Na seqüência estudam-se as forças de combustão e logo após a dinâmica dos componentes móveis. Os equacionamentos de todas as forças são baseados na teoria apresentada por Shigley, J. E. et al – 2003. Determinadas as forças atuantes considera-se o conjunto motor e transmissão como um corpo rígido sujeito a tais forças e então se estabelece a análise dinâmica do sistema como um todo.

3.1. Classificação dos Motores de Combustão Interna a Pistão

Dentre as diversas classificações possíveis que um motor de combustão interna pode ser enquadrado, as mais relevantes a esta dissertação são: classificação do motor quanto ao seu princípio de funcionamento, processo de combustão, divisão de tempos do ciclo de trabalho, número e a disposição dos cilindros.

A figura 3.1 ilustra os três princípios de funcionamento mais conhecidos e seus principais componentes, são eles: (a) Pistões Verticais, (b) Pistões Rotativos ou (c) Pistões Planetários.

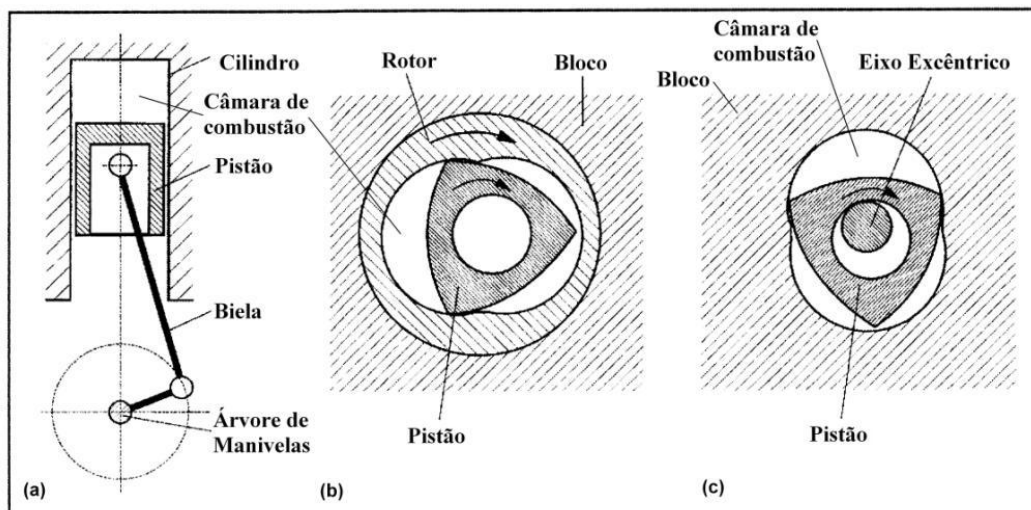


Fig. 3.1 – Princípios de funcionamento dos motores de combustão interna.

Determina-se que para esta dissertação o estudo será direcionado para os motores de combustão interna com pistões verticais, cujo processo de combustão apresenta-se em dois tipos: Ciclo Otto ou Ciclo Diesel.

No Ciclo Otto, o pistão comprime a mistura ar-combustível na câmara de combustão onde a queima do fluido ativo inicia-se graças à faísca que salta entre os eletrodos de uma vela.

No Ciclo Diesel ou de combustão espontânea, o pistão comprime somente o ar na câmara de combustão até que o mesmo atinja uma temperatura suficientemente elevada para que, ao injetar-se combustível na câmara de combustão o início da queima ocorra espontaneamente.

A combustão em ambos os ciclos provoca o aumento da pressão dentro da câmara de combustão, esta necessária para a movimentação do pistão.

Deve-se ressaltar que a diferença construtiva entre os motores de Ciclo Otto e Ciclo Diesel é expressiva, influenciando diretamente no comportamento dinâmico de seus componentes. Devido a esta característica e a probabilidade do surgimento de vibrações, definiu-se o Ciclo Diesel como processo de combustão a ser estudado.

Existem duas divisões de tempo do ciclo de trabalho, sejam elas em motores de Ciclo Otto ou Ciclo Diesel, são elas: em Dois Tempos ou em Quatro Tempos. Convenciona-se a palavra tempo ao curso do pistão.

Desta forma nos motores com um ciclo dividido em quatro tempos, o pistão percorre quatro vezes o seu curso correspondendo a duas voltas completas da árvore de manivelas. Este ciclo consiste em 1-Admissão, 2-Compressão, 3-Expansão e 4-Escape, conforme se observa na figura 3.2.

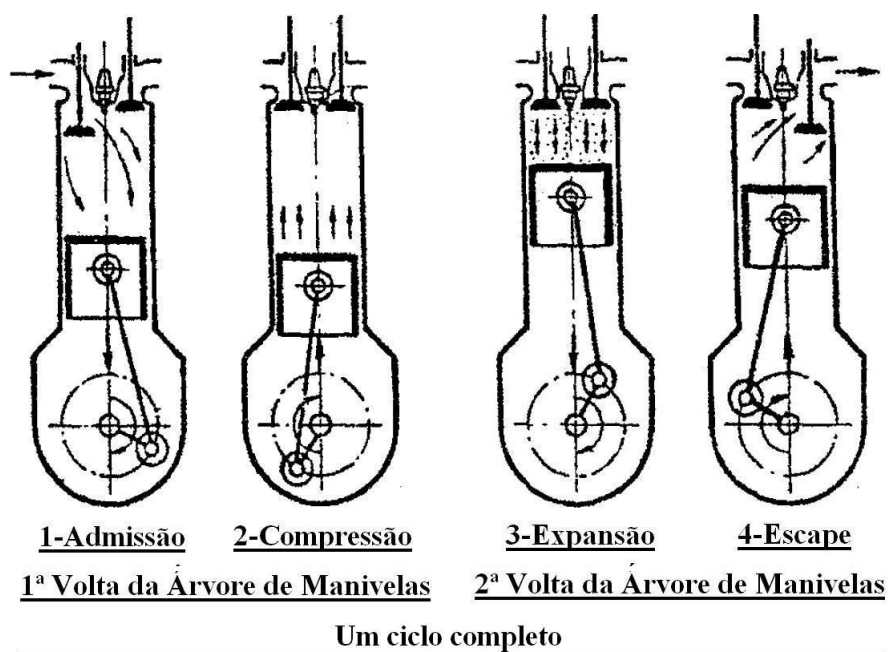


Fig. 3.2 – Representação de um ciclo de quatro tempos de um motor.

Nos motores com um ciclo dividido em dois tempos, o pistão percorre duas vezes o seu curso correspondendo a uma volta completa da árvore de manivelas. Os processos indicados nos motores de quatro tempos são realizados aqui da mesma maneira, no entanto alguns deles superpõem-se durante um mesmo curso conforme observado na figura 3.3.

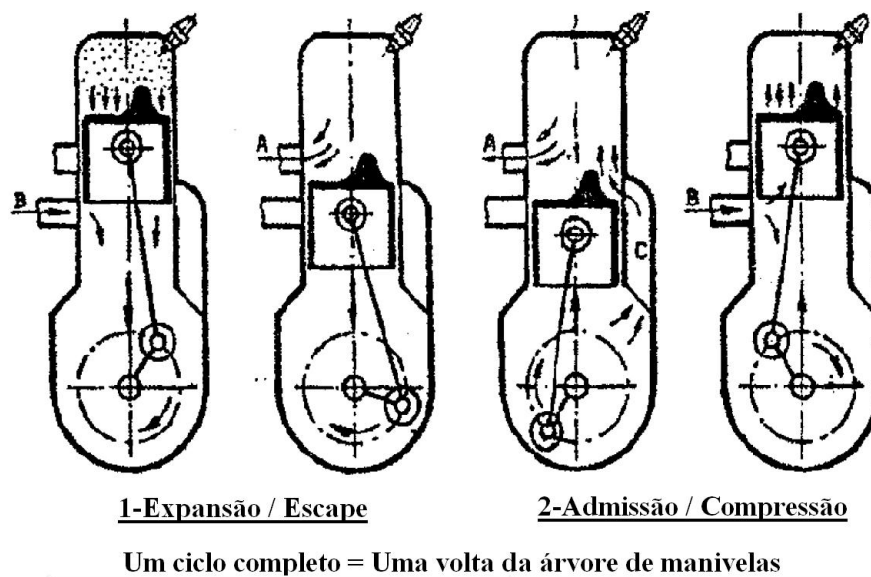


Fig. 3.3 – Representação de um ciclo de dois tempos de um motor .

Devido ao fato do motor do Ciclo Diesel ser mais facilmente encontrado no mercado com o seu ciclo de trabalho dividido em quatro tempos, determina-se quatro tempos como a divisão de tempos do ciclo de trabalho a ser estudada.

Os motores podem apresentar-se com múltiplos cilindros, sendo que esta característica depende dos objetivos finais desejados pelo fabricante. Nos motores com número de cilindros ímpar, 1, 3, 5, etc., temos uma condição desfavorável no que diz respeito a balanceamento de massas rotativas e alternativas, uma vez que nunca teremos um cilindro trabalhando com defasagem de 180° com outro cilindro. Desta forma estes motores representam maior probabilidade ao aparecimento de vibrações. Os motores com número de cilindros par, 2, 4, 6, etc., possuem um balanceamento de massas rotativas melhor do que os ímpares, no entanto não estão livres da geração de vibrações devido ao trabalho diferenciado que cada cilindro executa por volta da árvore de manivelas.

A figura 3.4 ilustra as três disposições que os cilindros podem apresentar-se em motores de múltiplos cilindros, são elas: (a) Em linha, (b) Em V e (c) Boxer.

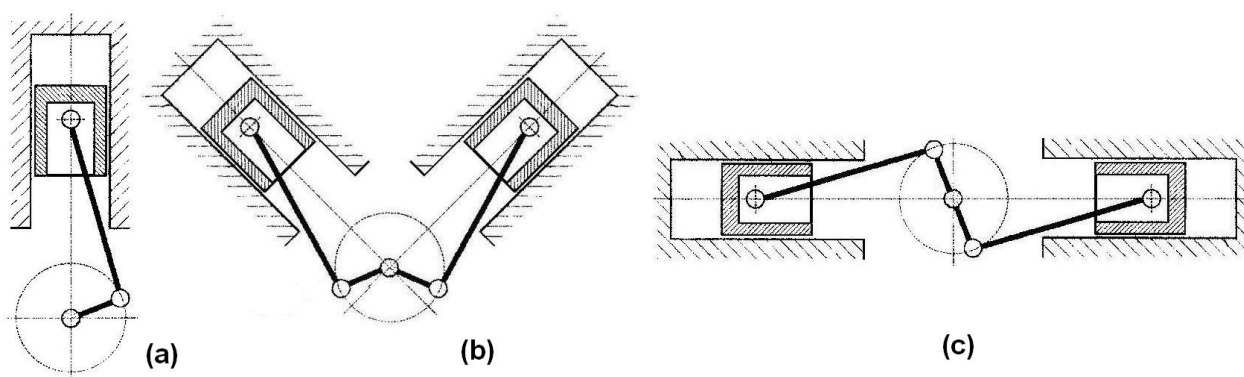


Fig. 3.4 – Disposições que os cilindros podem apresentar-se em motores.

Os motores do Ciclo Diesel com divisão do ciclo de trabalho em quatro tempos têm seu maior volume representado no mercado pelos motores de quatro cilindros em linha.

Estes mesmos motores podem apresentar instalação sobre amortecedores de vibrações de vários tipos e quantidades variadas dependendo da finalidade da aplicação. A figura 3.5 ilustra as configurações de instalação mais conhecidas no mercado para aplicações veiculares.

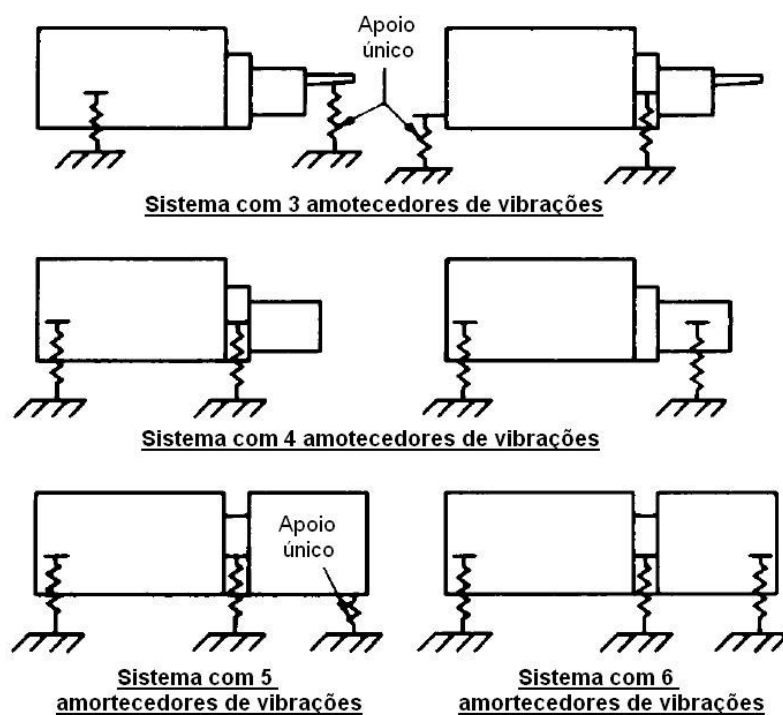


Fig. 3.5 – Quantidade e disposição dos amortecedores de vibrações utilizados em motor diesel de aplicação veicular.

No mercado, os motores do ciclo diesel com quatro cilindros em linha aplicados em veículos costumam utilizar-se das configurações de três ou quatro amortecedores de vibrações. Desta forma determina-se a configuração de quatro amortecedores de vibrações para a presente pesquisa.

Concluindo a explanação ora apresentada, estabelece-se que o estudo desta dissertação será realizado com base em um motor de combustão interna de *Ciclo Diesel de Quatro Tempos com Quatro Cilindros em Linha instalado sobre Quatro Amortecedores de Vibrações*, denominado a partir de agora apenas de motor.

3.2. Cinemática do Sistema Biela-Manivela

O sistema biela-manivela tem uma função muito importante em um motor: Transformar a energia gerada pela combustão em movimento linear alternativo executado pelo pistão e através da biela transferir este movimento para movimento rotativo executado pela árvore de manivelas.

A obtenção de um modelo cinemático completo do sistema biela-manivela é uma tarefa considerada complexa devido à existência de dezenas de parâmetros a serem ajustados. Desta forma modelos simplificados com foco em parâmetros específicos do sistema são desenvolvidos.

Um dos modelos simplificados mais utilizados é o sistema biela-manivela de cilindro único com mancais de ligação entre os componentes rígidos, ou seja, mancais de deslizamento sem folgas, gerando assim apenas um grau de liberdade e simplificando significativamente a análise cinemática do conjunto. Lembra-se que nos motores reais os mancais de ligação entre os componentes do sistema biela-manivela são hidrodinâmicos, ou seja, possuem folgas que variam com o movimento do sistema.

A figura 3.6 representa um sistema biela manivela de um grau de liberdade de cilindro único com mancais rígidos e suas dimensões principais para análise cinemática. Este sistema é composto por quatro componentes: mancal (bloco), árvore de manivelas, biela e pistão, representados respectivamente pelos corpos 1, 2, 3 e 4. O pistão está conectado com a biela

através da junta rotativa B. A biela está conectada com a árvore de manivelas através da junta rotativa A. A árvore de manivelas está pivotada em O2 (mancal do bloco) por uma junta revoluta e descreve uma trajetória circular ao girar.

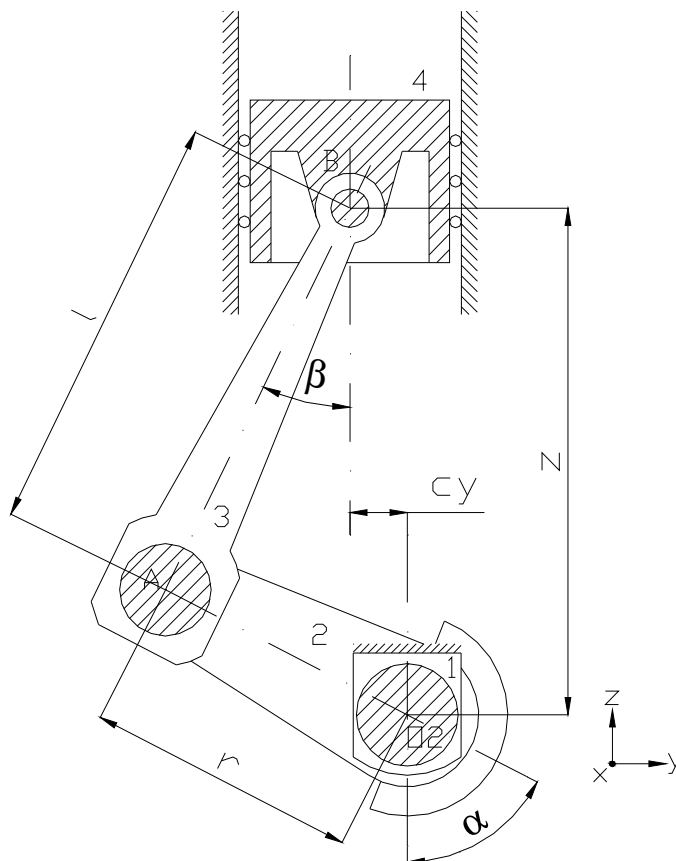


Fig. 3.6 - Sistema biela manivela de um grau de liberdade com mancais rígidos.

Apesar de estarmos iniciando a análise cinemática para cilindro único, considera-se idêntica a cinemática dos demais cilindros, desta forma o índice n aparecerá nas equações indicando o número do cilindro estudado. Isto se aplica a todas as equações daqui em diante.

Sendo o mecanismo biela-manivela uma cadeia fechada, as componentes vertical e horizontal do sistema podem ser escritas da seguinte forma respectivamente:

$$r \cdot \cos(\alpha_n) + l \cdot \cos(\beta_n) - z_n = 0 \quad (3.1)$$

$$r.\text{sen}(\alpha_n) - l.\text{sen}(\beta_n) - cy_n = 0 \quad (3.2)$$

As equações 3.1 e 3.2 podem ser resolvidas para z e β , posição do pistão em Z e a posição angular da biela respectivamente, de tal maneira a obter as seguintes equações:

$$z_n = r.\cos(\alpha_n) + l.\cos(\beta_n) \quad (3.3)$$

$$\beta_n = \arcsen\left(\frac{r.\text{sen}(\alpha_n) - cy_n}{l}\right) \quad (3.4)$$

Substituindo 3.4 em 3.3, obtemos a posição do pistão em Z em função da posição angular da árvore de manivelas α :

$$z_n = r.\cos(\alpha_n) + l.\cos\left(\arcsen\left(\frac{r.\text{sen}(\alpha_n) - cy_n}{l}\right)\right) \quad (3.5)$$

A posição angular da árvore de manivelas para cada cilindro possui dependência da variável tempo, conforme formulado abaixo:

$$\alpha_n = w.t + \theta_n \quad (3.6)$$

Considerando a variável θ , é importante ressaltar que cada cilindro em um determinado instante de tempo t assumirá uma posição α diferente. Isto está relacionado diretamente com as características construtivas do motor, que envolvem número de cilindros, disposição dos cilindros, etc. A tabela 3.1 foi elaborada para motores com cilindros em linha e indica valores usuais de θ para cada cilindro:

Tabela 3.1 – Ângulo θ em função da quantidade de cilindros e número do cilindro

Quantidade de cilindros em linha	n - Número do cilindro					
	1	2	3	4	5	6
3	0°	120°	240°	---	---	---
4	0°	180°	180°	0°	---	---
5	0°	216°	144°	72°	288°	---
6	0°	240°	120°	120°	240°	0°

Diferenciando a equação 3.5 duas vezes em função do tempo obtemos a velocidade e aceleração do pistão respectivamente:

$$\dot{z}_n = \frac{\partial z_n}{\partial t} \quad (3.7)$$

$$\ddot{z}_n = \frac{\partial \dot{z}_n}{\partial t} \quad (3.8)$$

Da mesma forma, diferenciando a equação 3.4 duas vezes em função do tempo obtemos a velocidade e aceleração da biela respectivamente:

$$\dot{\beta}_n = \frac{\partial \beta_n}{\partial t} \quad (3.9)$$

$$\ddot{\beta}_n = \frac{\partial \dot{\beta}_n}{\partial t} \quad (3.10)$$

Com a posição, velocidade e aceleração do pistão e biela definidos, inicia-se a análise dinâmica das partes móveis do motor.

3.3. Princípio de D'Alembert

Quando um corpo rígido sofre a ação de forças externas, é muito provável que as mesmas não sejam aplicadas diretamente ao centro de gravidade do corpo. Isto faz com que além das forças externas apareçam também torques atuantes neste corpo, conforme é ilustrado na figura 3.7.

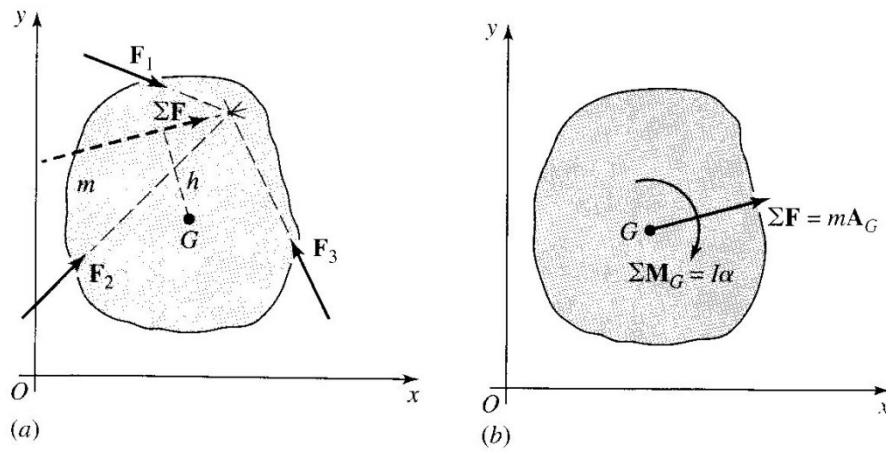


Fig. 3.7 – (a) Conjunto de forças desbalanceadoras atuando em um corpo rígido plano, (b) Forças e torques resultantes no corpo rígido plano.

Igualando a zero as equações demonstradas na fig. 3.2 (b), temos:

$$\sum F_i + (-m.A_G) = 0 \quad (3.11)$$

$$\sum M_G + (-I_G.\alpha) = 0 \quad (3.12)$$

A equação 3.11 demonstra que o vetor soma de todas as forças externas atuantes no corpo rígido plano mais as forças fictícias $(-m.A_G)$ são iguais a zero. As forças que chamamos de fictícias na verdade possuem outro nome: forças de inércia, que possuem a mesma aceleração e linha de ação das forças atuantes, porém em sentidos opostos. Seguindo o mesmo raciocínio, na

equação 3.12 o termo $(-I_G.\alpha)$ representa o torque de inércia que se apresenta no sentido oposto de ação da aceleração angular α_j .

Estas equações são conhecidas como Princípio de D'Alembert devido ele ter sido o primeiro a chamar atenção ao fato da adição das forças e torques de inércia em sistemas reais permitindo a solução das equações de equilíbrio. As equações podem ser reescritas da seguinte maneira:

$$\sum F = 0 \quad (3.13)$$

$$\sum M = 0 \quad (3.14)$$

Em suma o Princípio de D'Alembert diz que o vetor soma de todas as forças externas e de inércia atuantes em um sistema de corpos rígidos é igual a zero. Da mesma forma que o vetor soma de todos os momentos externos e de inércia atuantes em um sistema de corpos rígidos é igual a zero.

Em um motor de combustão interna a força externa é chamada de força de combustão, e as forças de inércia são inerentes ao movimento de seus componentes móveis. Partindo destas premissas calcula-se a seguir a força de combustão e forças de inércia dos componentes móveis para então aplicar-se o Princípio de D'Alembert para transferência das mesmas para o CG e então prosseguir para o encontro das respostas dinâmicas do sistema.

3.4. Força de Combustão

Dentre as várias forças que atuam no complexo sistema dinâmico de um motor de combustão interna, a força de maior contribuição em termos de magnitude é chamada de força de combustão. Esta força é proveniente do aumento da pressão dentro da câmara de combustão devido à queima da mistura ar combustível e é representada pela seguinte equação:

$$FC_n = PC_n \cdot Ap \quad (3.15)$$

Onde:

PC_n – Pressão de combustão no cilindro n

Ap – Área do pistão

A figura 3.8 mostra um exemplo de curva de pressão de combustão em função da posição angular da árvore de manivelas para um cilindro de um motor de combustão interna qualquer.

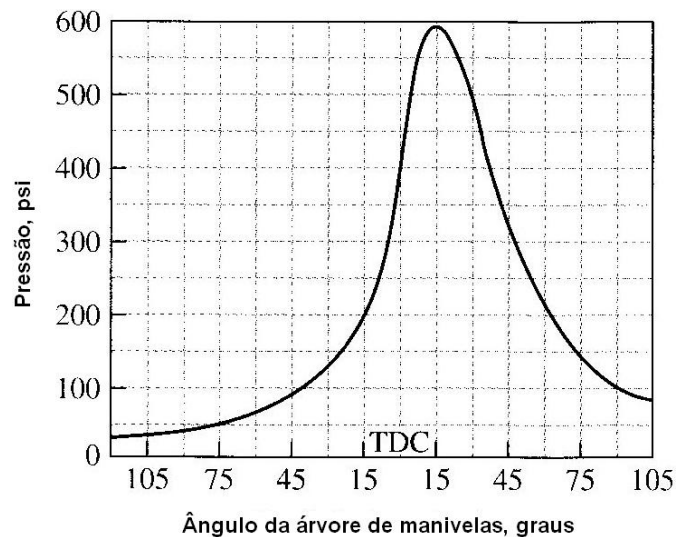


Fig. 3.8 – Curva de pressão de combustão em função da posição angular da árvore de manivelas de um motor qualquer.

A força de combustão atua no sentido vertical sobre o topo do pistão fazendo com que o mesmo se mova na mesma direção. Como o pistão está conectado à biela, que por sua vez está conectada à árvore de manivelas, a qual está apoiada sobre os mancais do bloco do motor, uma série de reações à força de combustão surge neste sistema, conforme é ilustrado pela figura 3.9:

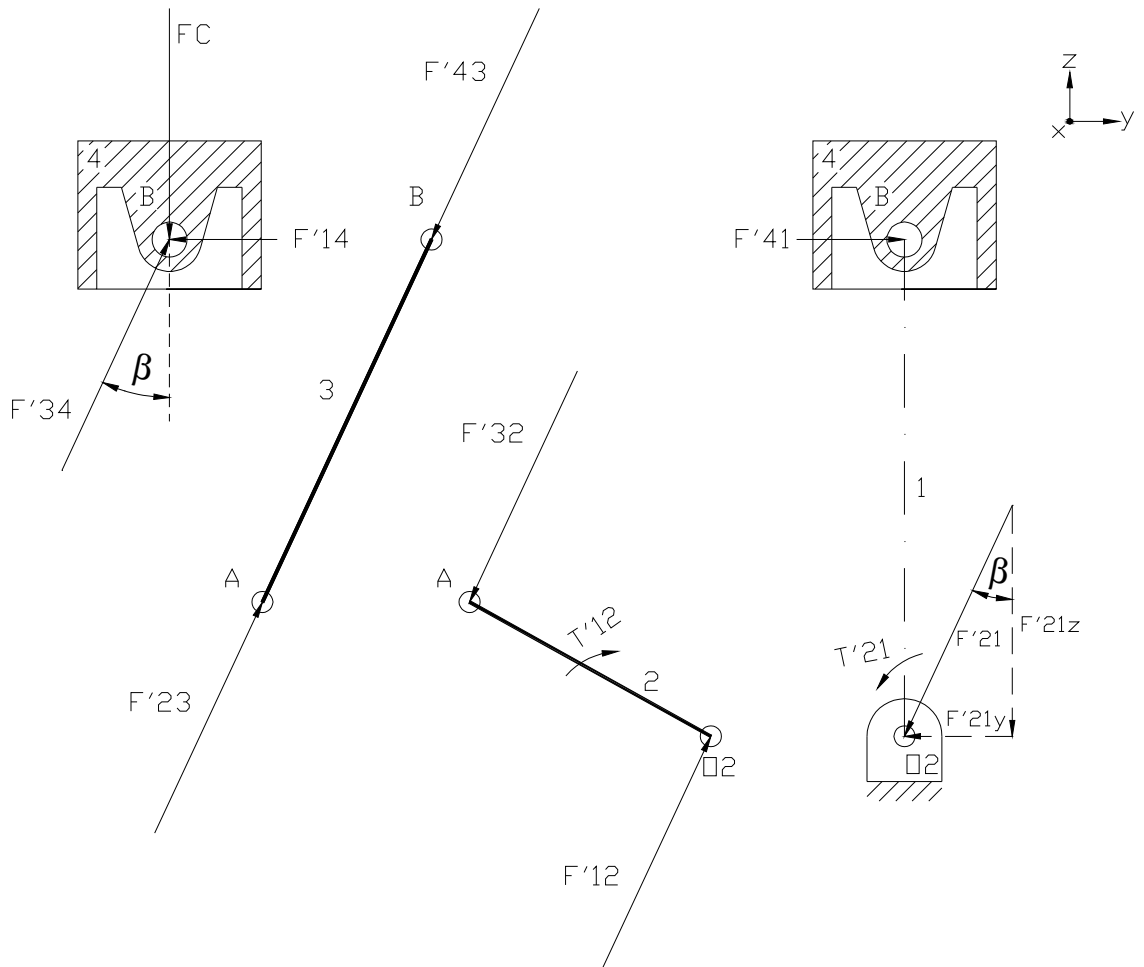


Fig. 3.9 – Diagrama de corpo livre da força de combustão e suas reações no sistema.

As primeiras reações a aparecer estão localizadas no pino do pistão e são denominadas $F'14$ e $F'34$, força da camisa contra o pistão e força da biela contra o pistão respectivamente e podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$F'14_n = FC_n \cdot \operatorname{tg}(\beta_n) \quad (3.16)$$

$$F'34_n = \frac{FC_n}{\cos(\beta_n)} \quad (3.17)$$

A força $F'14$ expressa na equação 3.16, gera uma reação do pistão contra o bloco do motor denominada $F'41$, e devido a sua localização gera também um torque de reação no mancal denominado $T'21$ conforme pode ser observado na figura 3.9, gerando as seguintes expressões:

$$F'41_n = -F'14_n \quad (3.18)$$

$$T'21_n = F'41_n \cdot z_n \quad (3.19)$$

A força $F'43$, força do pistão contra a biela, possui o mesmo módulo, porém direção exatamente contrária a $F'34$, da mesma forma que $F'23$, força da árvore de manivelas contra a biela, se opõem a $F'43$. Estas relações se aplicam a $F'32$, força da biela contra a árvore de manivelas e $F'23$, $F'12$, força do bloco contra a árvore de manivelas e $F'32$ e finalmente $F'21$, reação da árvore de manivelas contra o mancal e $F'12$, sendo expressas da seguinte forma:

$$F'43_n = -F'34_n \quad (3.20)$$

$$F'23_n = -F'43_n \quad (3.21)$$

$$F'32_n = -F'23_n \quad (3.22)$$

$$F'12_n = -F'32_n \quad (3.23)$$

$$F'21_n = -F'12_n \quad (3.24)$$

Como o interesse no estudo da força de combustão é saber qual a reação que a mesma gera no mancal do bloco do motor, podemos reescrever de forma simplificada as relações acima:

$$F'34_n = -F'43_n = F'23_n = -F'32_n = F'12_n = -F'21_n \quad (3.25)$$

ou simplesmente,

$$F'21_n = -F'34_n \quad (3.26)$$

É importante ressaltar que a reação $F'2I$ indicada na equação 3.26 está atuando em um mancal do bloco do motor, quando na verdade a árvore de manivelas está apoiada sobre dois mancais conforme figura 3.10, fazendo-se necessário o cálculo da distribuição de forças em cada um. Como o projeto de um motor de combustão interna quase sempre possui a distância entre mancais simétrica, convencionou-se a divisão por dois destes valores. Esta observação se aplicará a todas as reações em mancais descritas no Capítulo 3. Recalculando a $F'2I$ para m mancais, temos:

$$F'2I_m = \frac{F'2I_n}{2} \quad (3.27)$$

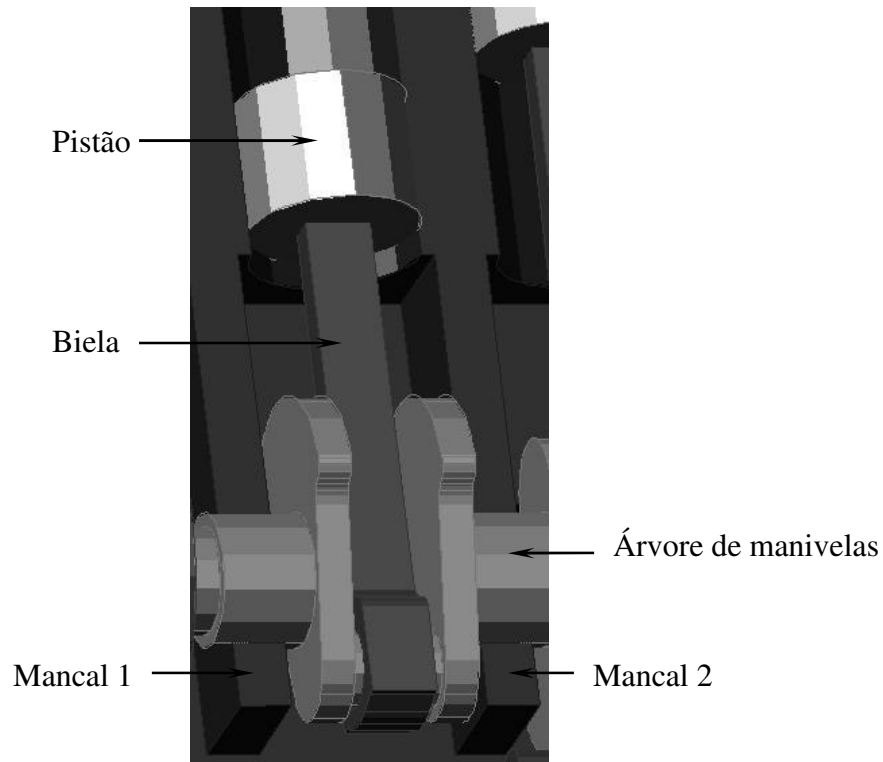


Fig. 3.10 – Conjunto pistão-biela-manivela apoiado sobre mancais.

A reação $F'2I$ nos mancais se divide nas direções Y e Z dependendo do ângulo β da biela, e pode ser expressa da seguinte maneira respectivamente:

$$F'_{21}y_m = F'_{21}_m \cdot \sin(\beta_n) \quad (3.28)$$

$$F'_{21}z_m = F'_{21}_m \cdot \cos(\beta_n) \quad (3.29)$$

3.5. Forças de inércia

Quando a pressão da câmara de combustão aumenta devido à queima da mistura ar combustível, todo o sistema biela-manivela começa a receber sua atuação. Considerando que o mesmo esteja em repouso, a sua tendência de permanecer parado gera uma força contrária à de combustão, chamada de força de inércia. Esta força está relacionada à massa concentrada nos centros de gravidades de seus componentes e as acelerações que estão sendo submetidos e apresentam-se em dois tipos nos motores de combustão interna: força de inércia das massas alternativas e força de inércia das massas rotativas, as quais são explicadas em detalhe a seguir.

3.5.1. Força de inércia das massas alternativas

Os componentes que executam movimento alternativo no motor de combustão interna são o pistão e a biela, conseqüentemente estes componentes são os responsáveis pelo aparecimento das forças de inércia das massas alternativas.

Para a massa do pistão m_4 é importante lembrar que devem ser consideradas as massas dos anéis, pino, anéis trava, pino de segurança, plug, ou qualquer outro componente que faça parte do conjunto conforme mostra a equação 3.30:

$$m_4 = m_{\text{pistão}} + m_{\text{anéis}} + m_{\text{pino}} + m_{\text{trava}} + m_{\text{pseg}} + m_{\text{comp}} \quad (3.30)$$

Para a biela o cálculo da força de inércia segue o mesmo princípio que o pistão, porém devido a sua trajetória de movimento e geometria construtiva serem um pouco mais complexas, o seu cálculo se torna um pouco mais complicado. O método simplificado de cálculo sugerido para esta dissertação consiste em separar a massa total da biela em duas partes, uma distribuída no pino do pistão responsável pela força de inércia alternativa, e outra no moente da árvore de manivelas responsável pela força de inércia rotativa. Muitos autores tais como, Snyman, J. A. et al. (1995), Metallidis, P. et al. (2003), Mendes, A. S. et al. (2003), Zweri, Y. H. et al. (2006), utilizam-se desta técnica, a qual não apresenta perda de precisão nos resultados finais.

A figura 3.11 ilustra a biela e a localização do seu centro de gravidade. Através de uma relação simples entre as distâncias do olhal maior e menor, onde está localizado o moente da árvore de manivelas e o pino do pistão respectivamente, ao centro de gravidade, é possível a determinação das massas concentradas no ponto A e B:

$$m3a = \frac{m3 \cdot lb}{l} \quad \text{Massa da biela concentrada no moente da árvore de manivelas} \quad (3.31)$$

$$m3b = \frac{m3 \cdot la}{l} \quad \text{Massa da biela concentrada no pino do pistão} \quad (3.32)$$

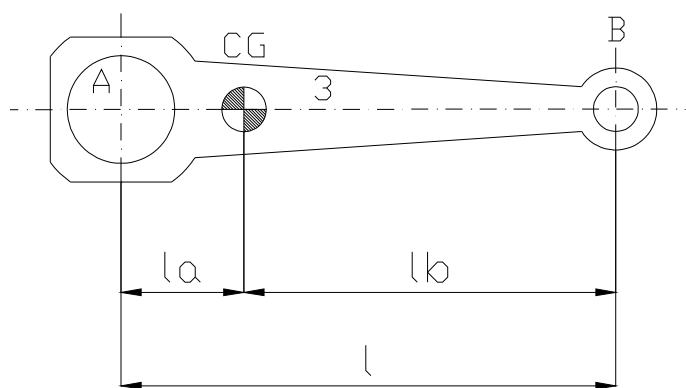


Fig. 3.11 – Localização do centro de gravidade da biela.

Desta forma define-se a força de inércia alternativa conforme mostrado na equação 3.33:

$$Fipb_n = -(m4 + m3b) \cdot \ddot{z}_n \quad (3.33)$$

A força de inércia alternativa, assim como na força de combustão, irá gerar reações nos mancais do bloco do motor, que estão ilustradas na figura 3.12 a seguir.

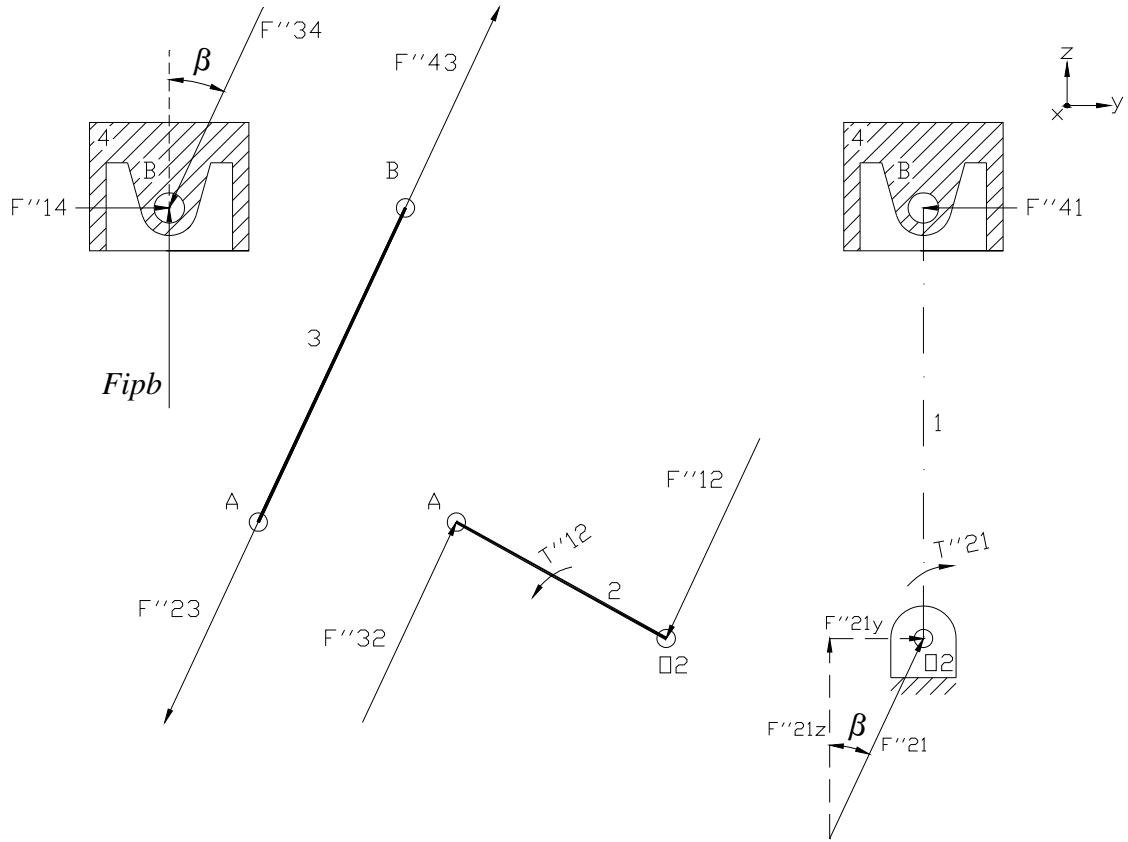


Fig. 3.12 – Diagrama de corpo livre da força de inércia das massas alternativas e suas reações no sistema.

As forças de interesse, reação do pistão contra o bloco $F'4I''$, torque devido a $F''4I$ no mancal e reação da árvore de manivelas contra o mancal representadas na figura 3.12, podem ser obtidas através das seguintes formulações respectivamente:

$$F''4I_n = -F''14_n = -Fipb_n \cdot \text{tg}(\beta_n) \quad (3.34)$$

$$T''21_n = F''4I_n \cdot z_n \quad (3.35)$$

$$F''21_m = \frac{F''21_n}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{-Fipb_n}{\cos(\beta_n)} \quad (3.36)$$

A força $F''2l$, reação da árvore de manivelas nos mancais, se divide nas direções Y e Z dependendo do ângulo β da biela, as quais são expressas da seguinte maneira respectivamente:

$$F''2l_{y_m} = F''2l_m \cdot \sin(\beta_n) \quad (3.37)$$

$$F''2l_{z_m} = F''2l_m \cdot \cos(\beta_n) \quad (3.38)$$

3.5.2. Força de inércia das massas rotativas

Conforme descrito no início do item 3.5, o aumento da pressão dentro da câmara de combustão faz com que o movimento alternativo executado pelo pistão e parte da biela transforme-se em movimento rotativo na árvore de manivelas.

A árvore de manivelas possui geometria complexa e não simétrica, normalmente com diversas massas desbalanceadoras, podendo-se citar como principais os moentes e contra-pesos conforme ilustra a figura 3.13.

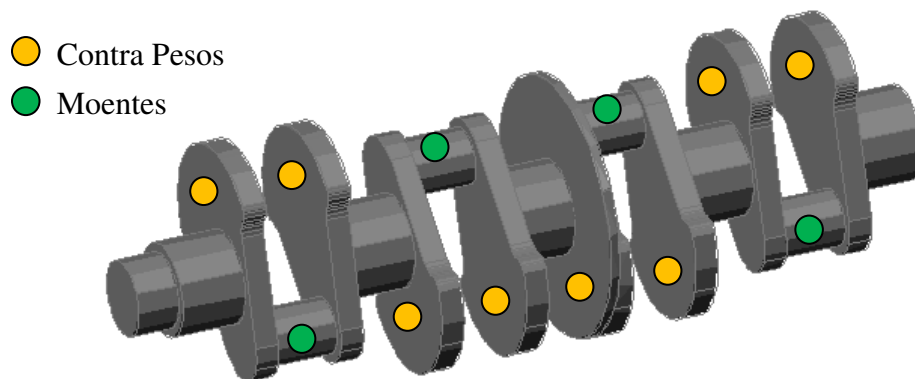


Fig. 3.13 – Visão dos detalhes construtivos de uma árvore de manivelas de um motor 4 cilindros.

É importante lembrar que devido à simplificação de cálculo das forças de inércia da biela, necessita-se considerar a massa da biela concentrada no moente $m3a$ conforme demonstrado na equação 3.31. A força de inércia desenvolvida pela massa da biela $m3a$ no ponto A irá receber a contribuição da massa $m2a$, que se refere à massa do moente da árvore de manivelas concentrada no ponto A. Porém a massa $m2a$ não se encontra exatamente posicionada neste ponto. A figura 3.14 ilustra as localizações das massas contidas na árvore de manivelas responsáveis pela composição da massa total ma , e logo na sequência demonstra-se os seus equacionamentos.

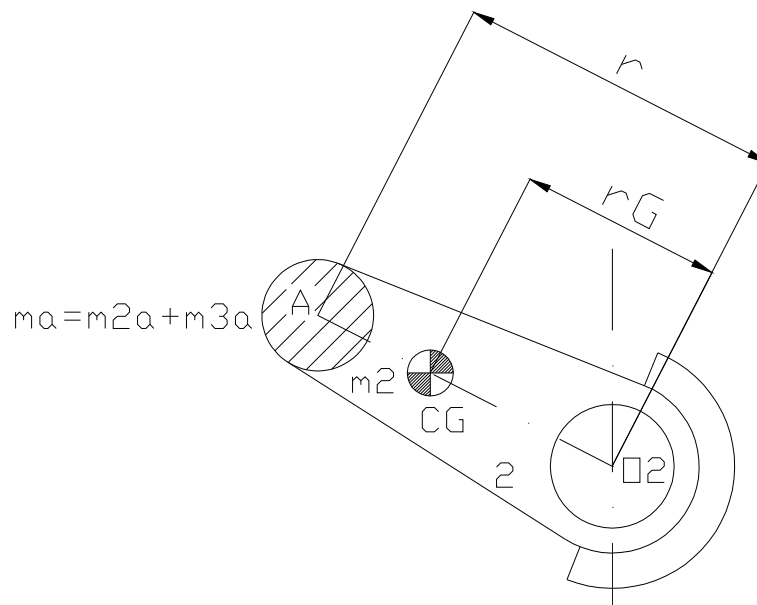


Fig. 3.14 – Massas atuantes na árvore de manivelas responsáveis pela composição da massa ma .

$$m2a = \frac{m2.rG}{r} \quad (3.39)$$

$$ma = m2a + m3a \quad (3.40)$$

Com a massa total no ponto A determinada, determinamos a força de inércia pela seguinte formulação.

$$Fibm_n = -ma.r.w^2 \quad (3.41)$$

A força F_{ibm} irá gerar reações no sistema, as quais estão mostradas na figura 3.15.

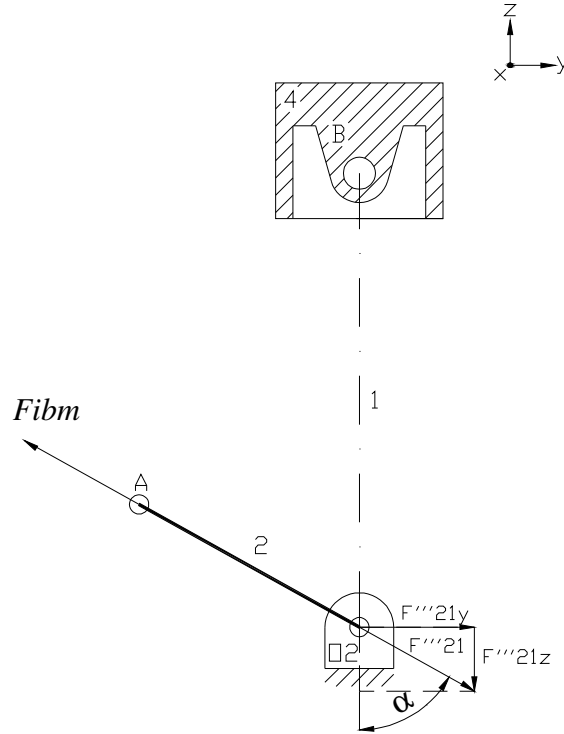


Fig. 3.15 - Diagrama de corpo livre da força de inércia da massa concentrada no ponto A e suas reações no sistema.

A força F_{ibm} irá gerar uma reação direta no mancal do bloco conforme é observado na figura 3.15, podendo ser formulada da seguinte maneira.

$$F'''21_m = \frac{F'''21_n}{2} = \frac{-F_{ibm}_n}{2} \quad (3.42)$$

A força $F'''21$, reação da árvore de manivelas contra o mancal, se divide nas direções Y e Z dependendo do ângulo α da árvore de manivelas, sendo equacionada da seguinte maneira respectivamente:

$$F'''21_{y_m} = F'''21_m \cdot \text{sen}(\alpha_n) \quad (3.43)$$

$$F'''21z_m = F'''21_m \cdot \cos(\alpha_n) \quad (3.44)$$

Uma forma de amenizar os efeitos das massas do moente e da biela é promover o aparecimento de forças em sentidos opostos que diminuam a sua magnitude. É exatamente o que acontece com as forças geradas pelos contra pesos da árvore de manivelas.

O método para cálculo da força de inércia dos contra pesos i da árvore de manivelas é simples e muito similar ao apresentado para a força de inércia do moente e da biela, a figura 3.16 ilustra as dimensões e a massa a ser considerada neste cálculo e suas formulações na sequência.

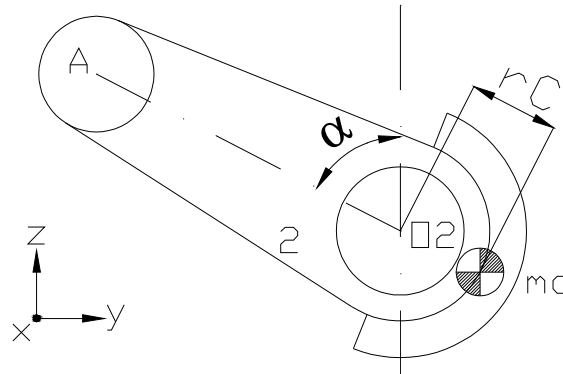


Fig. 3.16 – Representação das dimensões e massa para cálculo da força de inércia dos contra pesos da árvore de manivelas.

$$Ficp_i = mc.rC.w^2 \quad (3.45)$$

A força $Ficp$ irá gerar reações no sistema, as quais estão demonstradas na figura 3.17.

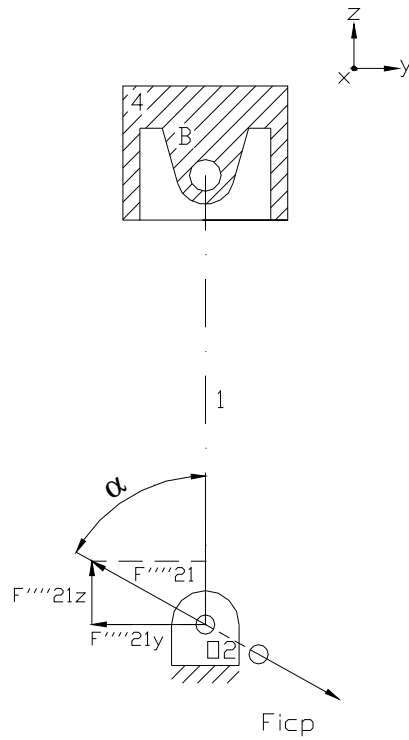


Fig. 3.17 - Diagrama de corpo livre da força de inércia do contra peso da árvore de manivelas e suas reações no sistema.

A força F_{icp} irá gerar uma reação direta no mancal do bloco conforme é observado na figura 3.17, podendo ser formulada da seguinte maneira:

$$F''''21_m = \frac{F''''21_i}{2} = \frac{-F_{icp}_i}{2} \quad (3.46)$$

A força $F''''21$, reação da árvore de manivelas contra o mancal, se divide nas direções Y e Z dependendo do ângulo α da árvore de manivelas, sendo equacionada da seguinte maneira respectivamente:

$$F''''21_{y_m} = F''''21_m \cdot \text{sen}(\alpha_n) \quad (3.47)$$

$$F''''21_{z_m} = F''''21_m \cdot \text{cos}(\alpha_n) \quad (3.48)$$

3.6. Força do balanceador dinâmico

Assim como os contra pesos da árvore de manivelas, o balanceador dinâmico tem como função principal diminuir a magnitude das forças desbalanceadoras, mas com um detalhe: na árvore de manivelas a existência dos contra pesos é inerente a sua construção, ou seja, eles estariam lá de qualquer jeito. O que os engenheiros fazem durante um projeto de um novo motor é promover a otimização de sua geometria e conseqüentemente massas para alcançar o melhor balanceamento possível do sistema. O balanceador dinâmico é diferente da árvore de manivelas, pois ele é inserido no sistema para única e somente gerar força no sentido contrário às forças desbalanceadoras promovendo a sua diminuição.

Um balanceador dinâmico pode assumir várias características dependendo do seu conceito de criação, tais como: distribuição de massas, localização no motor, comprimento, largura, altura, etc. Para esta pesquisa utilizaremos um balanceador dinâmico composto por duas massas idênticas, cada uma rotacionando em sentidos diferentes, porém com a mesma velocidade angular e instalado de tal forma que as reações apareçam nos mancais 3 e 4 do bloco do motor. As figuras 3.18 e 3.19 ilustram o balanceador dinâmico em estudo.

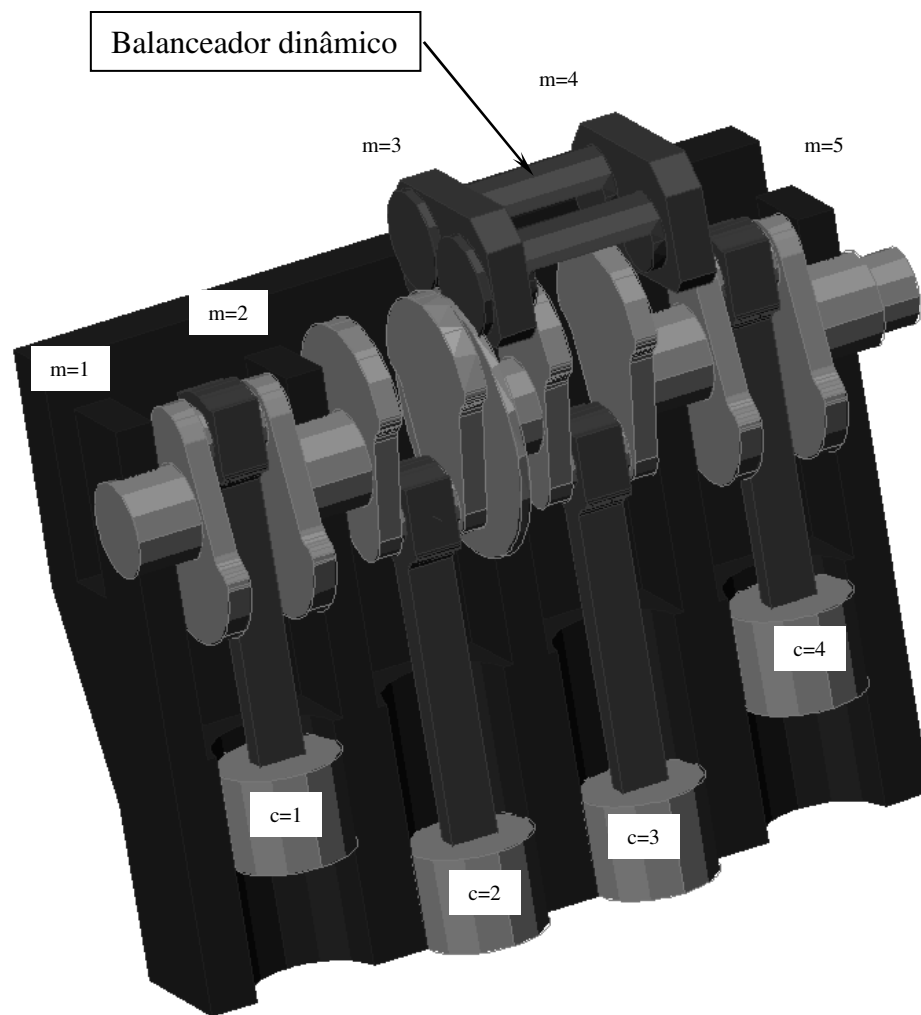


Fig. 3.18 – Ilustração indicando o local de montagem do balanceador dinâmico no motor em estudo.

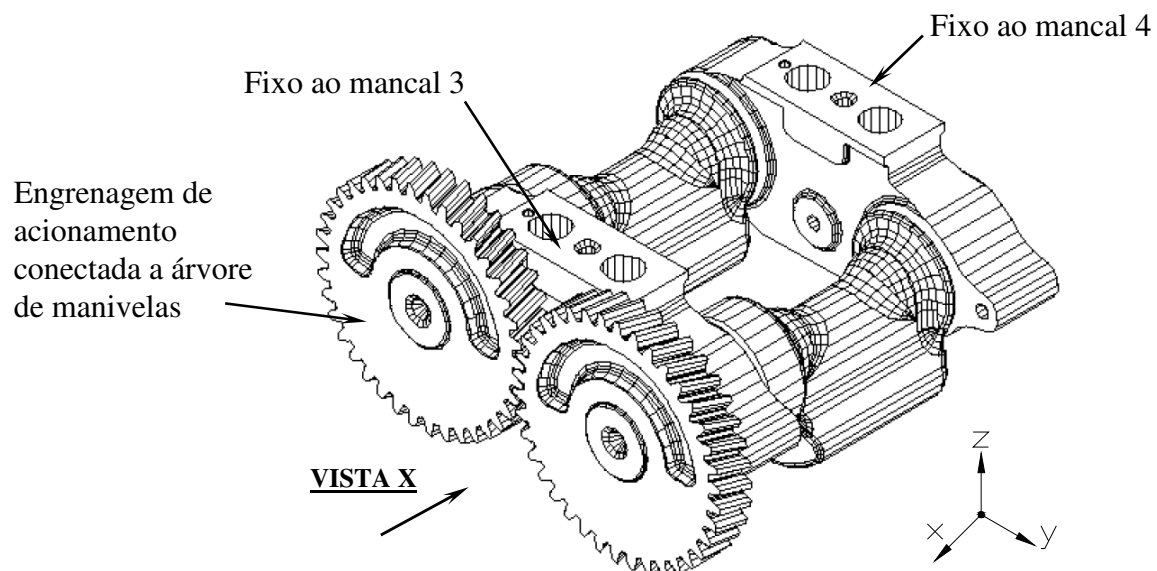


Fig. 3.19 – Ilustração do balanceador dinâmico em estudo.

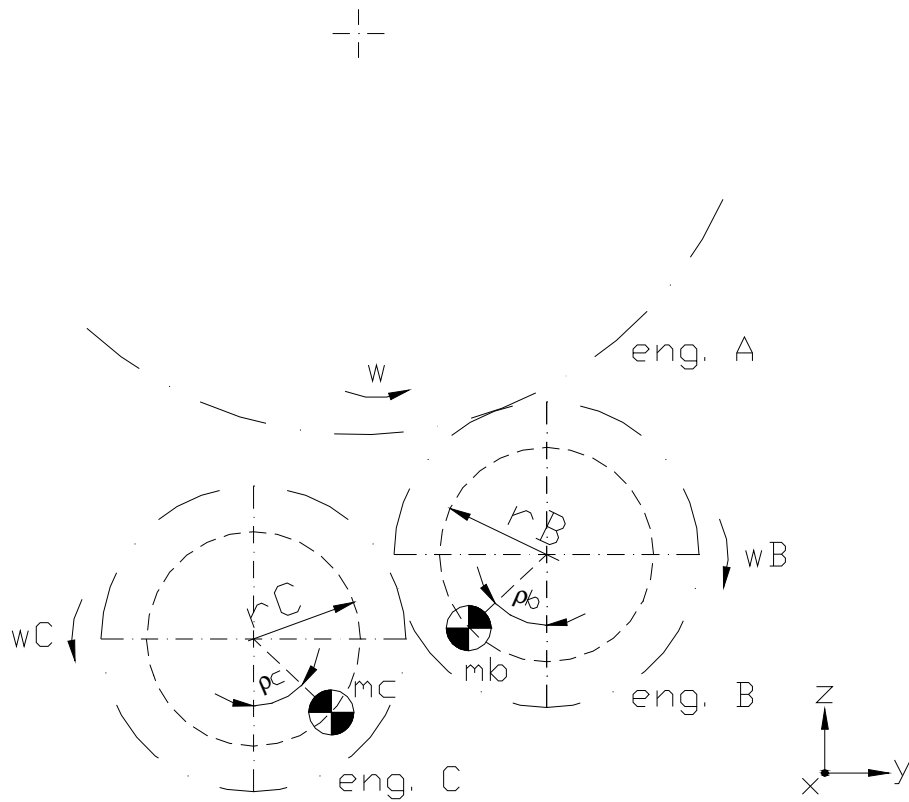


Fig. 3.20 – Ilustração da **VISTA X** do balanceador dinâmico em estudo.

Como é observado na figura 3.20, o princípio de funcionamento do balanceador dinâmico consiste em duas massas rotativas, mb e mc , sendo acionadas por um sistema de engrenagens. A engrenagem A está conectada à árvore de manivelas, desta forma as velocidades e posições angulares das engrenagens B e C podem ser expressas pelas seguintes equações respectivamente:

$$ib = \frac{za}{zb} \quad \text{e} \quad ic = \frac{zb}{zc} \quad (3.49)$$

$$wB = -w.iB \quad (3.50)$$

$$wC = -wB.iC \quad (3.51)$$

$$\rho B = wB.t \quad (3.52)$$

$$\rho C = wC.t \quad (3.53)$$

Sabendo as velocidades angulares das massas do balanceador dinâmico, podemos então calcular as forças que as mesmas geram através das equações 3.54 e 3.55:

$$FbB = mb.rB.wB^2 \quad (3.54)$$

$$FbC = mc.rC.wC^2 \quad (3.55)$$

As forças FbB e FbC irão gerar uma reação direta no mancal 3 e 4 do bloco em Y e Z conforme figuras 3.18 e 3.19, podendo ser formulada da seguinte forma:

$$F''''''21y_{3,4} = \frac{FbB}{2} .sen(\rho B) + \frac{FbC}{2} .sen(\rho C) \quad (3.56)$$

$$F''''''21z_{3,4} = \frac{FbB}{2} .cos(\rho B) + \frac{FbC}{2} .cos(\rho C) \quad (3.57)$$

OBS: Válido somente para balanceador dinâmico com geometria simétrica.

3.7. Forças atuantes no centro de gravidade do motor

Os motores de combustão interna utilizados para aplicações veiculares são normalmente montados com uma transmissão em sua parte traseira. O motor possui o seu próprio centro de gravidade assim como a transmissão, porém quando montados formando um conjunto define-se um novo centro de gravidade chamado de centro de gravidade combinado, conforme mostrado na figura 3.21.

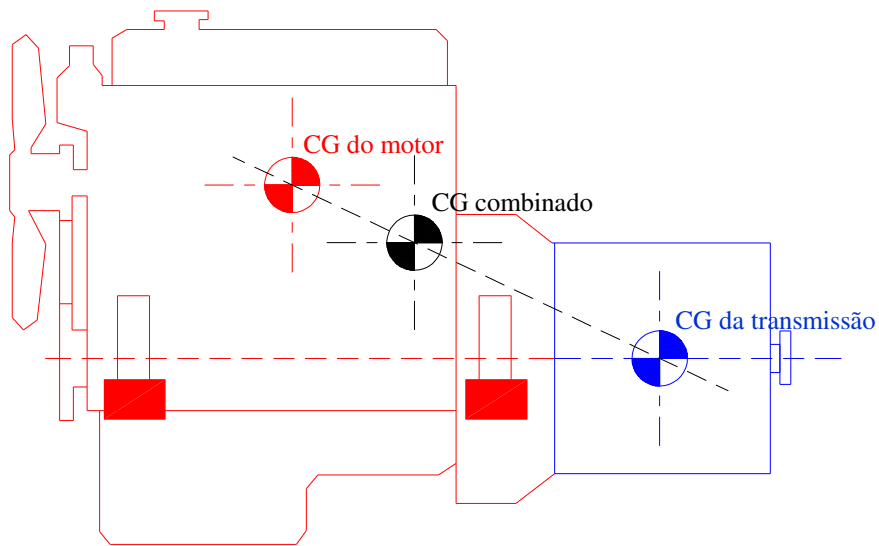


Fig. 3.21 – Centros de gravidade do conjunto motor e transmissão.

É no centro de gravidade combinado que as forças e momentos provenientes da combustão e inércia dos componentes internos móveis do motor se encontram, e de acordo com as características de apoio e dos amortecedores de vibrações fornecer as respostas dinâmicas do sistema. Os cálculos das forças mostrados até o momento fornecem as reações que as mesmas geram no bloco do motor. Faz-se necessário então a transferência das reações do bloco do motor para o centro de gravidade combinado. A figura 3.22 mostra as reações no bloco do motor e suas respectivas reações no centro de gravidade combinado.

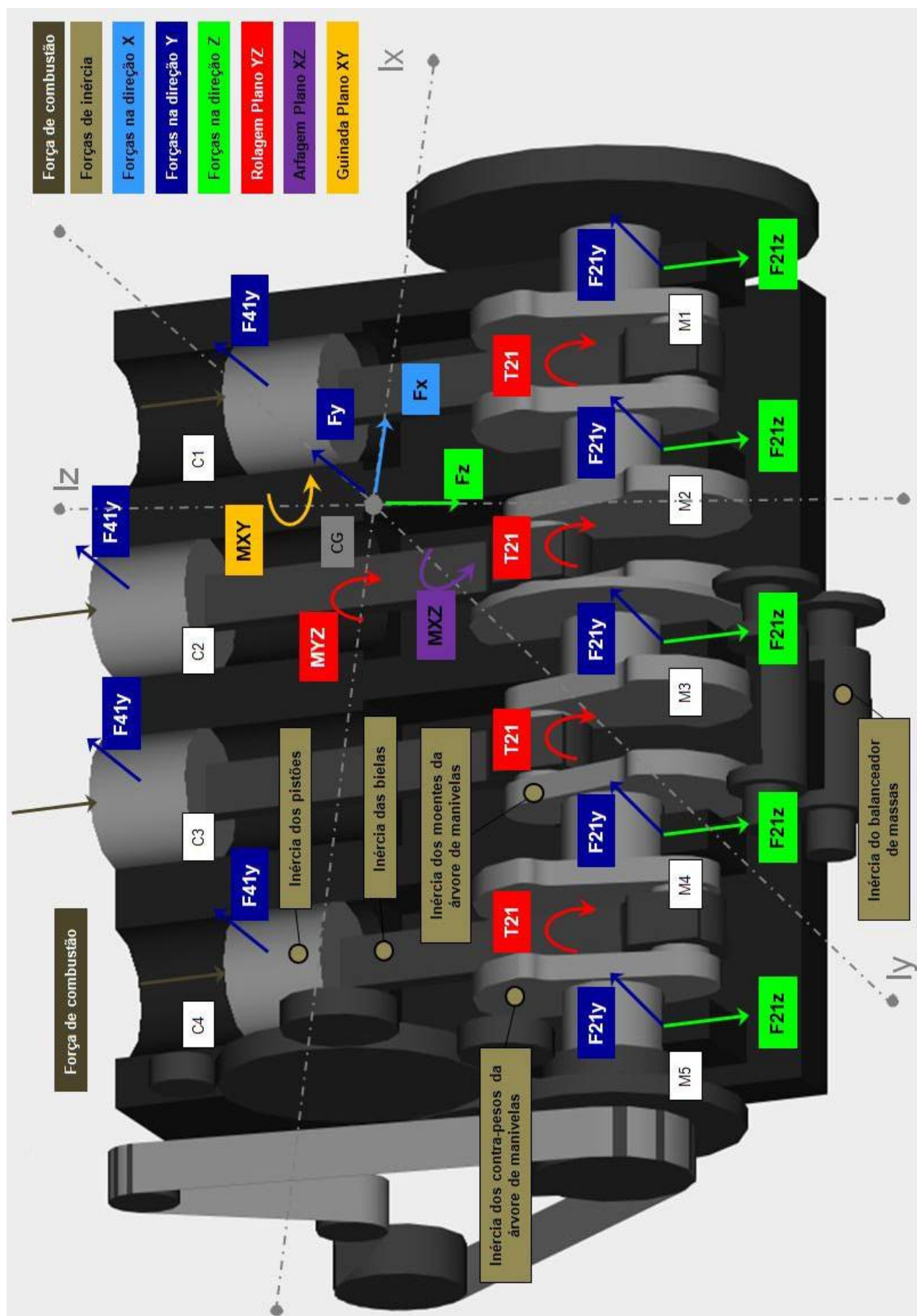


Fig. 3.22 – Reações no bloco do motor e no centro de gravidade combinado.

Demonstra-se agora a forma de cálculo para se obter as reações no centro de gravidade combinado através das reações recém calculadas no bloco do motor.

3.7.1. Forças nas direções X, Y e Z

Os motores de combustão interna dificilmente geram forças na direção X, as quais também são conhecidas por forças axiais. Normalmente essas forças são provenientes do acionamento da embreagem, deformação da árvore de manivelas ou de algum acessório instalado no sistema. Para esta dissertação nenhuma força na direção X foi considerada, portanto sua somatória será considerada igual a zero.

$$F_x = \sum_{m=1}^m F_{21x_m} + \sum F_{xcomp} = 0 \quad (3.58)$$

Podemos observar na figura 3.22 que as forças que estão atuando na direção Y são: F_{41y} e F_{21y} , que representam a reação da camisa contra o pistão devido à força de combustão e inércia alternativa e reações nos mancais devido à força de combustão e inércias alternativas e rotativas respectivamente. Para obter-se sua magnitude total realiza-se a soma das F_{21y} em todos os mancais e F_{41} de todos os cilindros:

$$F_y = \sum_{m=1}^m F_{21y_m} + \sum_{n=1}^n F_{41n} \quad (3.59)$$

Para as forças atuantes em Z, temos somente as reações do mancal F_{21z} que é proveniente da força de combustão e inércias alternativas e rotativas. Seu cálculo é obtido através da somatória de todas F_{21z} presentes em todos os mancais:

$$F_z = \sum_{m=1}^m F_{21z_m} \quad (3.60)$$

3.7.2. Momentos no plano YZ (Responsável pela Rolagem)

Os momentos causadores da Rolagem estão presentes no plano YZ e são causados pelas forças atuantes nas direções Y, Z ou por torques presentes neste plano. Como é observado na equação 3.59, as forças presentes em Y são $F2I_y$ e $F4I_y$, que representam a reação da camisa contra o pistão devido à força de combustão e inércia alternativa e reações nos mancais devido à força de combustão e inércias alternativas e rotativas respectivamente. A força $F2I_z$, reação da árvore de manivelas no mancal, causaria um momento de rolagem se a dimensão c_y fosse diferente de zero, o que não é verdade para o presente estudo. Observa-se na figura 3.22, no plano YZ, o torque $T2I$ que é causado pela força de combustão e força de inércia alternativa completando o grupo de variáveis responsáveis pela Rolagem.

A figura 3.23 ilustra como a força $F2I_y$ gera o momento $RF2I_y$ no centro de gravidade e na sequência equaciona-se a mesma:

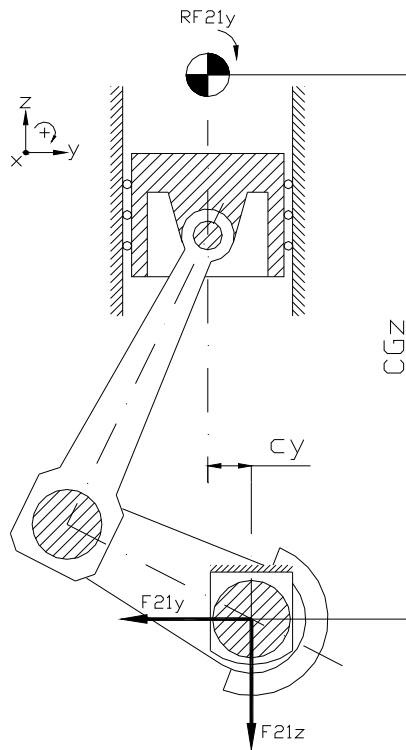


Fig. 3.23 – Rolagem devido a $F2I_y$.

$$RF21y_m = F21y_m.CGz_m \quad (3.61)$$

A figura 3.24 ilustra como a força $F41$ gera o momento $RF41$ no centro de gravidade e na seqüência equaciona-se a mesma:

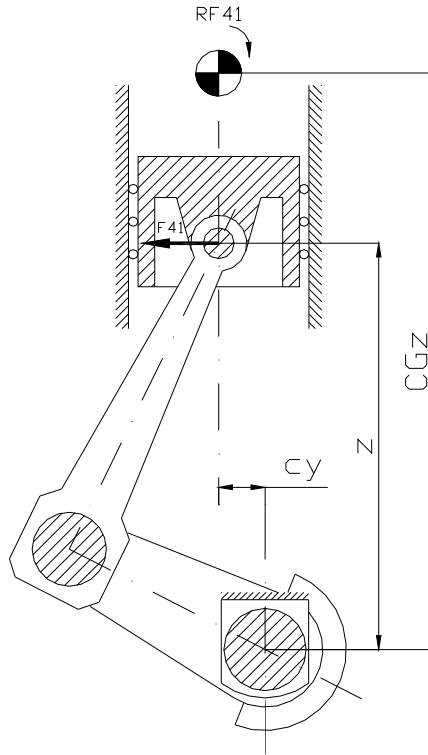


Fig. 3.24 – Rolagem devido a $F41$.

$$RF41_n = F41_n.(CGz_n - z_n) \quad (3.62)$$

Conforme mencionado, o torque $T21$ é composto pelo torque $T'21$ causado pela força de combustão e pelo torque $T''21$ causado pelas forças de inércia alternativa sendo equacionado da seguinte forma:

$$T21_n = \sum_{n=1}^n T'21_n + \sum_{n=1}^n T''21_n \quad (3.63)$$

Finalmente através da somatória dos momentos ora equacionados, determina-se os momentos responsáveis pela rolagem:

$$R = \sum_{m=1}^m RF21y_m + \sum_{n=1}^n RF41n + \sum_{n=1}^n T21n \quad (3.64)$$

3.7.3. Momentos no plano XZ (Responsável pela Arfagem)

A Arfagem se apresenta no plano XZ e tem o seu surgimento devido às forças atuantes na direção Z ou por torques presentes neste plano. No motor em estudo observa-se apenas a existência da força $F21z$ (vide figura 3.22), a qual é composta pela força de combustão e inércias alternativa e rotativa. A figura 3.25 mostra a atuação da força $F21z$ e o momento causador da arfagem, na seqüência observa-se seu equacionamento.

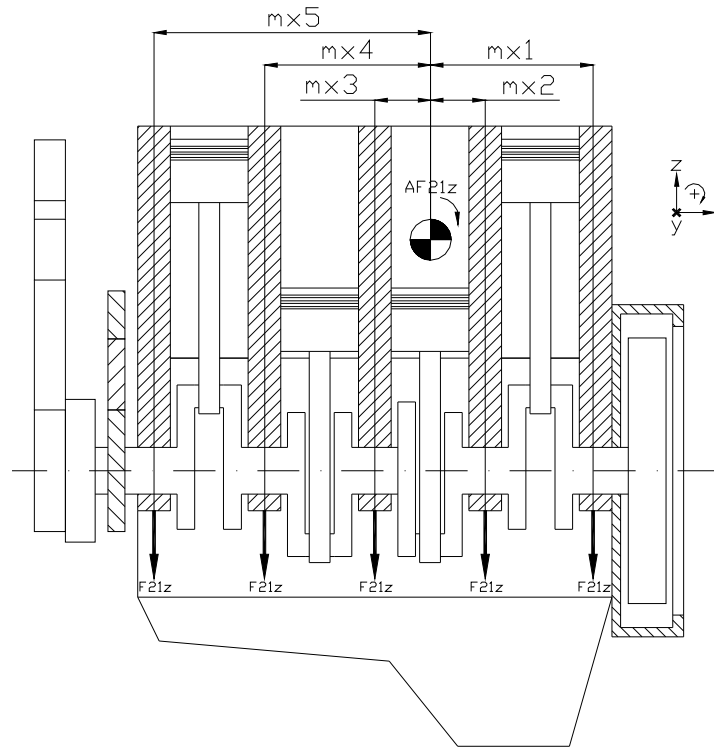


Fig. 3.25 – Arfagem devido a $F21z$.

$$A = \sum_{m=1}^m F_{21z_m} . mx_m \quad (3.65)$$

3.7.4. Momentos no plano XY (Responsável pela Guinada)

Os momentos e torques presentes no plano XY são os causadores do surgimento da guinada. Neste caso as forças responsáveis por tais torques são a F_{21y} , causada pela força de combustão e inércias alternativa e rotativa, e F_{41} , causada pela força de combustão e inércia alternativa. A figura 3.26 ilustra como a força F_{21y} gera o momento no plano XY e sua respectiva formulação vem a seguir.

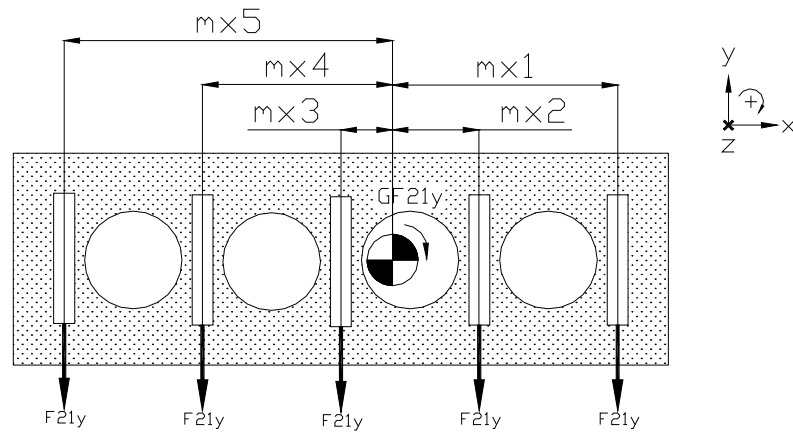


Fig. 3.26 – Guinada devido a F_{21y} .

$$GF_{21y_m} = \sum_{m=1}^m F_{21y_m} . mx_m \quad (3.66)$$

A figura 3.27 mostra como a força F_{41} conduz para o aparecimento do momento de guinada no plano XY.

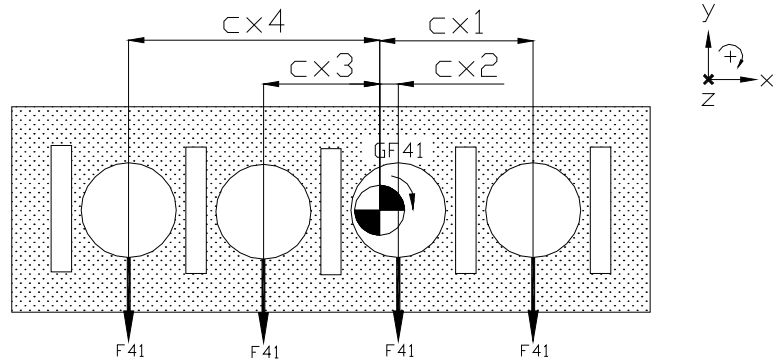


Fig. 3.27 – Guinada devido a $F41$.

$$GF41_n = \sum_{n=1}^n F41_n \cdot cx_n \quad (3.67)$$

Os momentos totais de guinada equacionam-se da seguinte forma:

$$G = \sum_{m=1}^m GF21y_m + \sum_{n=1}^n GF41_n \quad (3.68)$$

Determinadas todas as forças e momentos atuantes no centro de gravidade combinado parte-se para o encontro das respostas dinâmica do sistema.

3.8. Equações do movimento

Conforme descrito no início do Capítulo 3, a configuração de amortecedores de vibrações a ser estudada é a que possui quatro apoios. A figura 3.28 ilustra a configuração em estudo e as respectivas coordenadas dos amortecedores de vibrações em relação ao centro de gravidade.

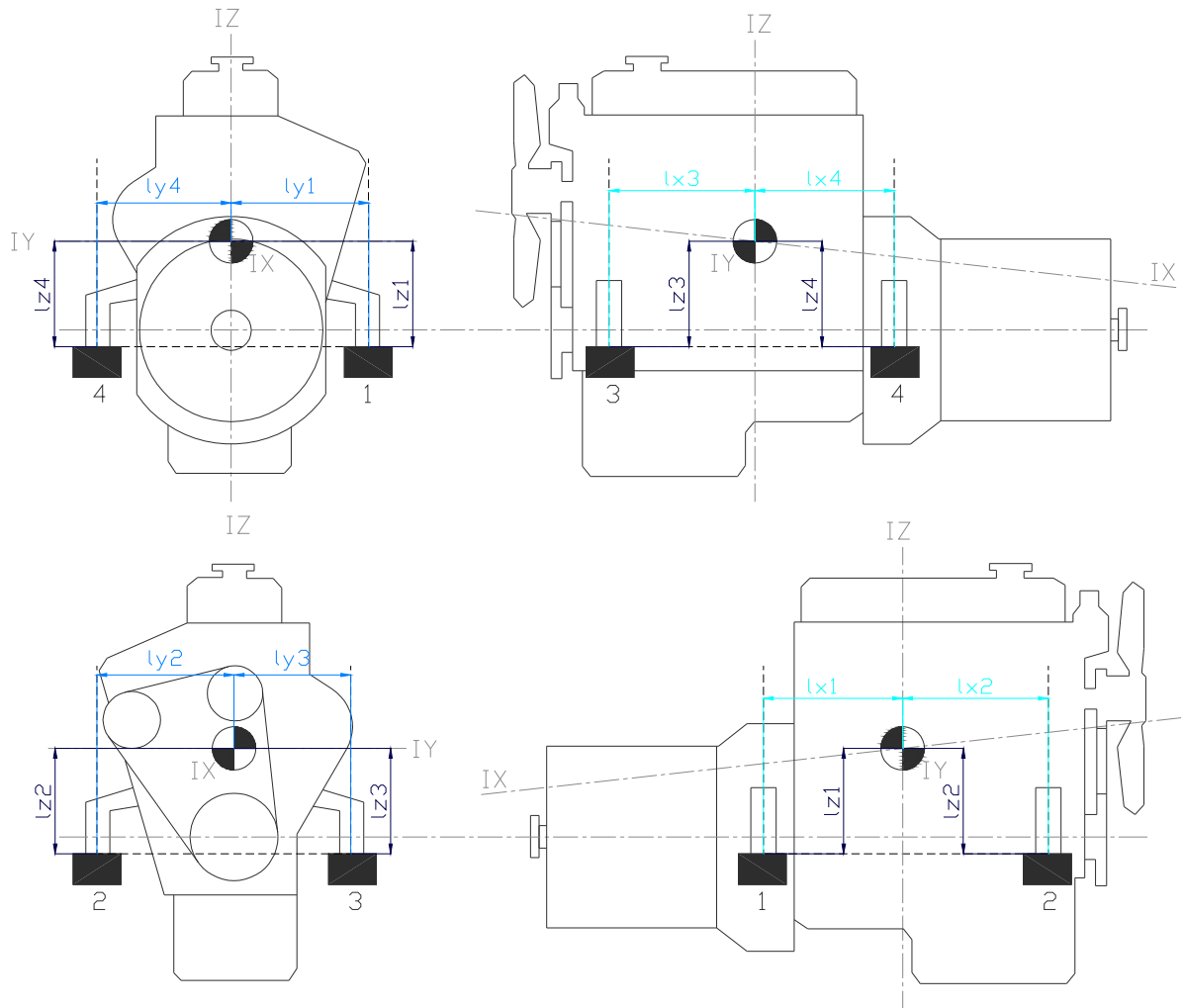


Fig. 3.28 – Motor instalado sobre quatro amortecedores de vibrações e suas respectivas coordenadas em relação ao centro de gravidade.

Os amortecedores de vibrações possuem características de rigidez e amortecimento, sendo as mesmas chamadas de k_{dc} e c_{dc} respectivamente. Os índices d e c presentes fazem menção ao sentido e em qual amortecedor de vibrações a característica atua respectivamente (Exemplo: c_{x1} ou k_{y4}).

Devido ao posicionamento dos amortecedores de vibrações no sistema e suas características, é possível descrever onde aparecerão deslocamentos devido às forças atuantes no centro de gravidade do motor (vide item 3.7), a figura 3.29 descreve tais deslocamentos.

Para chegar-se a tais deslocamentos faz-se necessário a determinação da equação do movimento do sistema, sendo expressa de forma geral através da equação 3.69:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (3.69)$$

Por se tratar de um sistema com seis graus de liberdade, as matrizes [M], [C], [K] presentes na equação 3.69 se apresentam na forma 6x6, enquanto as demais na forma 6x1. Abaixo o significado das matrizes:

[M] – Matriz de Inércia

[C] – Matriz de amortecimento

[K] – Matriz de rigidez

[F] – Matriz de forças

$[\ddot{q}]$ – Matriz de acelerações

$[\dot{q}]$ – Matriz de velocidades

$[q]$ – Matriz de deslocamentos

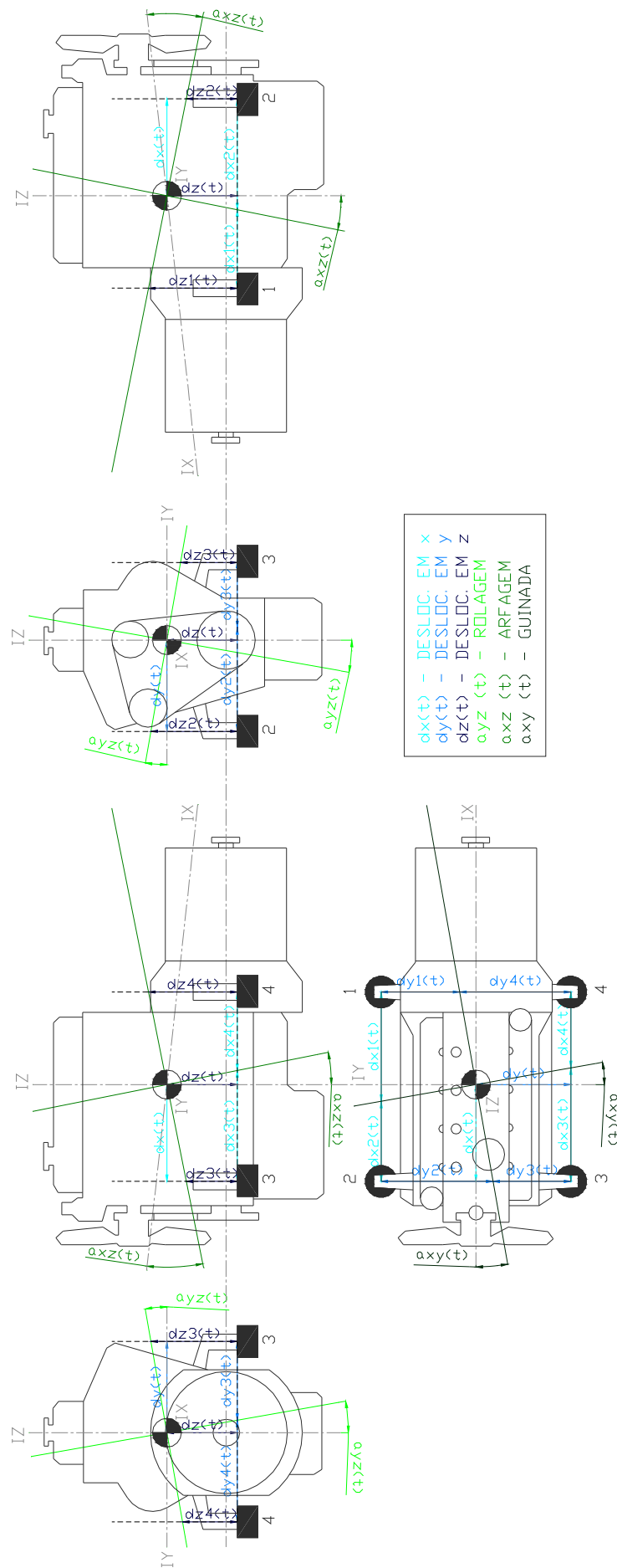


Fig. 3.29 – Deslocamentos presentes no motor instalado sobre quatro amortecedores de vibrações.

Através da análise da figura 3.29 e da utilização da equação 3.69, determina-se o conteúdo específico de cada matriz, a começar pela matriz de acelerações.

$$[\ddot{q}] = \begin{bmatrix} \ddot{dx} \\ \ddot{dy} \\ \ddot{dz} \\ \ddot{ayz} \\ \ddot{axz} \\ \ddot{axy} \end{bmatrix} \quad (3.70)$$

A equação 3.71 mostra a matriz de velocidades.

$$[\dot{q}] = \begin{bmatrix} \dot{dx} \\ \dot{dy} \\ \dot{dz} \\ \dot{ayz} \\ \dot{axz} \\ \dot{axy} \end{bmatrix} \quad (3.71)$$

A matriz de deslocamentos por sua vez é representada pela matriz 3.72.

$$[q] = \begin{bmatrix} dx \\ dy \\ dz \\ ayz \\ axz \\ axy \end{bmatrix} \quad (3.72)$$

A matriz 3.73 a 3.75 referem-se às matrizes de massa, amortecimento e rigidez respectivamente.

$$[M] = \begin{bmatrix} mPWT & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mPWT & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & mPWT & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \quad (3.73)$$

(3.74)

$$[C] = \begin{bmatrix} cx1+cx2+cx3+cx4 & 0 & 0 & 0 & cx1.lz1-cx2.lz2-cx3.lz3+cx4.lz4 & -cx1.ly1+cx2.ly2-cx3.ly3+cx4.ly4 \\ 0 & cy1+cy2+cy3+cy4 & 0 & -cy1.lz1-cy2.lz2+cy3.lz3+cy4.lz4 & 0 & cy1.lx1-cy2.lx2+cy3.lx3-cy4.lx4 \\ 0 & 0 & cz1+cz2+cz3+cz4 & -cz1.ly1-cz2.ly2+cz3.ly3+cz4.ly4 & -cz1.lx1+cz2.lx2+cz3.lx3-cz4.lx4 & 0 \\ 0 & 0 & cz1.ly1+cz2.ly2+cz3.ly3+cz4.ly4 & -cy1.lz1^2-cy2.lz2^2+cy3.lz3^2+cy4.lz4^2-cz1.ly1^2-cz2.ly2^2+cz3.ly3^2+cz4.ly4^2 & 0 & 0 \\ cx1.lz1+cx2.lz2+cx3.lz3+cx4.lz4 & 0 & 0 & 0 & cx1.lz1^2-cx2.lz2^2-cx3.lz3^2+cx4.lz4^2-cz1.lx1^2+cz2.lx2^2+cz3.lx3^2-cz4.lx4^2 & 0 \\ 0 & cy1.lx1+cy2.lx2+cy3.lx3+cy4.lx4 & 0 & 0 & 0 & -cx1.ly1^2+cx2.ly2^2-cx3.ly3^2+cx4.ly4^2+cy1.lx1^2-cy2.lx2^2+cy3.lx3^2-cy4.lx4^2 \end{bmatrix}$$

(3.75)

$$[K] = \begin{bmatrix} kx1+kx2+ & 0 & 0 & 0 & kx1.lz1-kx2.lz2- & -kx1.ly1+kx2.ly2- \\ kx3+kx4 & & & & kx3.lz3+kx4.lz4 & kx3.ly3+kx4.ly4 \\ \\ 0 & ky1+ky2+ & 0 & -ky1.lz1-ky2.lz2+ & 0 & ky1.lx1-ky2.lx2+ \\ & ky3+ky4 & & ky3.lz3+ky4.lz4 & & ky3.lx3-ky4.lx4 \\ \\ 0 & 0 & kz1+kz2+ & -kz1.ly1-kz2.ly2+ & -kz1.lx1+kz2.lx2+ & 0 \\ & & kz3+kz4 & kz3.ly3+kz4.ly4 & kz3.lx3-kz4.lx4 & \\ \\ 0 & 0 & kz1.ly1+kz2.ly2+ & -ky1.lz1^2-ky2.lz2^2+ & 0 & 0 \\ & & kz3.ly3+kz4.ly4 & ky3.lz3^2+ky4.lz4^2- & & \\ & & & kz1.ly1^2-kz2.ly2^2+ & & \\ & & & kz3.ly3^2+kz4.ly4^2 & & \\ kx1.lz1+kx2.lz2+ & 0 & 0 & 0 & kx1.lz1^2-kx2.lz2^2- & 0 \\ kx3.lz3+kx4.lz4 & & & & kx3.lz3^2+kx4.lz4^2- & \\ & & & & kz1.lx1^2+kz2.lx2^2+ & \\ & & & & kz3.lx3^2-kz4.lx4^2 & \\ 0 & ky1.lx1+ky2.lx2+ & 0 & 0 & 0 & -kx1.ly1^2+kx2.ly2^2- \\ & ky3.lx3+ky4.lx4 & & & & kx3.ly3^2+kx4.ly4^2+ \\ & & & & & ky1.lx1^2-ky2.lx2^2+ \\ & & & & & ky3.lx3^2-ky4.lx4^2 \end{bmatrix}$$

E por fim a matriz 3.76 mostra a composição da matriz F , onde se encontram todas as forças e momentos atuantes no corpo rígido.

$$[F] = \begin{bmatrix} Fx \\ Fy \\ Fz \\ R \\ A \\ G \end{bmatrix} \quad (3.76)$$

Por se tratar de um sistema de equações diferenciais ordinárias de segunda ordem, faz-se necessário a utilização de um integrador matemático a fim de se obter as respostas de aceleração, velocidade e deslocamentos do sistema. Este item é explicado com maior propriedade no Capítulo 4, onde os resultados para o modelo matemático e testes experimentais são apresentados.

Resolvendo-se a equação 3.69 com os dados numéricos correspondentes ao motor em estudo, obtém-se aceleração, velocidade e deslocamentos presentes no centro de gravidade do conjunto powertrain, quando na verdade o principal objeto de estudo presente é obter tais características nos apoios do motor sobre o amortecedor de vibrações.

A figura 3.30 ilustra o ponto independente A e B , sendo que B é dependente de A . No caso em estudo podemos dizer que o ponto A refere-se ao centro de gravidade do motor e o ponto B ao apoio do motor sobre o amortecedor de vibração a ser estudado. Assumindo-se que para os motores de combustão interna os deslocamentos angulares são pequenos, equaciona-se na sequência como realizar a transferência dos deslocamentos do ponto A (centro de gravidade do motor) ao ponto B (apoio do motor sobre o amortecedor de vibrações).

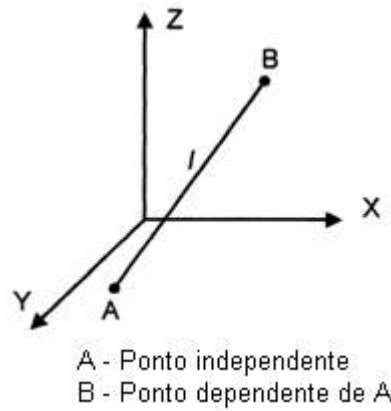


Fig. 3.30 – Demonstração ilustrativa da dependência dinâmica entre dois pontos distintos.

$$qB_x = qA_x - lAB_y \cdot \gamma A + lAB_z \cdot \beta A \quad (3.73)$$

$$qB_y = qA_y - lAB_z \cdot \alpha A + lAB_x \cdot \gamma A \quad (3.74)$$

$$qB_z = qA_z - lAB_x \cdot \beta A + lAB_y \cdot \alpha A \quad (3.75)$$

$$\alpha B = \alpha A \quad (3.76)$$

$$\beta B = \alpha A \quad (3.77)$$

$$\gamma_B = \gamma_A \quad (3.78)$$

Onde:

q_{A_x} – Deslocamento do ponto A no eixo x

q_{A_y} – Deslocamento do ponto A no eixo y

q_{A_z} – Deslocamento do ponto A no eixo z

α_A – Deslocamento angular do ponto A no plano x (Rolagem)

β_A – Deslocamento angular do ponto A no plano y (Arfagem)

γ_A – Deslocamento angular do ponto A no plano z (Guinada)

q_{B_x} – Deslocamento do ponto B no eixo x

q_{B_y} – Deslocamento do ponto B no eixo y

q_{B_z} – Deslocamento do ponto B no eixo z

α_B – Deslocamento angular do ponto B no plano x (Rolagem)

β_B – Deslocamento angular do ponto B no plano y (Arfagem)

γ_B – Deslocamento angular do ponto B no plano z (Guinada)

l_{ABx} – Distância do ponto A ao B em x

l_{AB_y} – Distância do ponto A ao B em y

l_{AB_z} – Distância do ponto A ao B em z

Uma vez encontrados os deslocamentos nos pontos de apoio, deriva-se os mesmos e encontram-se as velocidades, estas se derivadas novamente fornecem as acelerações do sistema.

Encerra-se este capítulo e estabelece-se a análise numérica do modelo matemático desenvolvido e posterior comparação com ensaios de dinamômetros executados.

4. Análise Experimental e Simulação Numérica

Neste Capítulo 4 tem-se como objetivo mostrar os resultados das análises experimentais e simulação numérica, através das quais se estuda a influência do balanceador de massas e das forças de inércia na dinâmica do motor. São também apresentados os resultados da análise experimental dos amortecedores de vibrações utilizados no dinamômetro, os quais são utilizados como dado de entrada para validação do modelo matemático. Com ajuda da figura 4.1 é possível entender a metodologia utilizada neste capítulo.

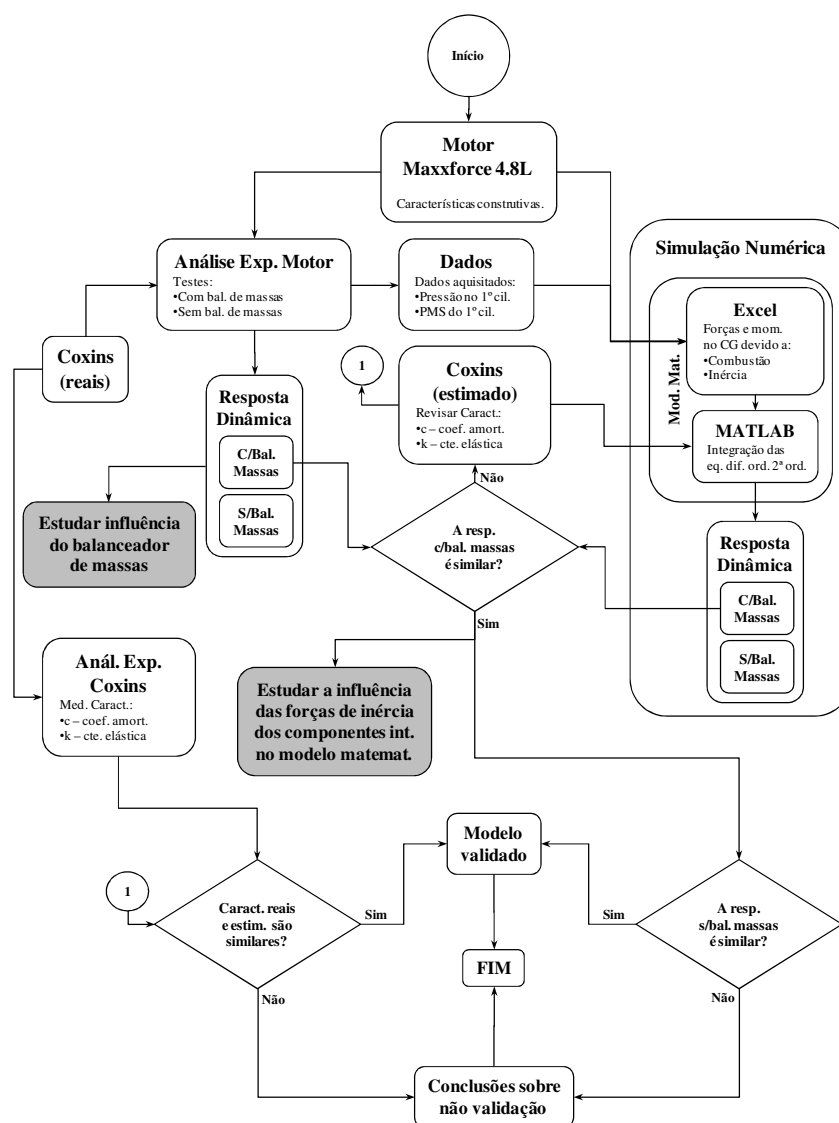


Fig. 4.1 – Metodologia utilizada no Cap. 4 para análises experimentais e simulação numérica

4.1. Dados do motor de combustão interna

O motor escolhido para as análises experimentais e simulação numérica é um MWM International MAXFORCE 4.8L. Conforme definido no início do Capítulo 3, este é um motor de combustão interna de ciclo diesel de quatro tempos com quatro cilindros em linha, as tabelas 4.1 a 4.3 ilustram as suas características principais.

Tabela 4.1 – Características do motor MWM International MAXFORCE 4.8L.

Descrição	Variável	Valores Com bal. massas	Valores Sem bal. massas	Unid.
Potência	P	136@2200	136@2200	kW@rpm
Torque	T	680@1200-1600	680@1200-1600	N.m@rpm
Rotação de marcha lenta	n_{lenta}	850	850	rpm
Rotação de max. livre	$n_{maxlivre}$	2770	2770	rpm
Massa do motor ¹	mPWT	440,1	432,4	kg
Momento de inércia eixo x ¹	Jx	23,0	19,6	kg.m ²
Momento de inércia eixo y ¹	Jy	62,0	58,9	kg.m ²
Momento de inércia eixo z ¹	Jz	51,0	45,9	kg.m ²
Posição do CG em x ¹	CGx	0,2670	0,2617	m
Posição do CG em y ¹	CGy	0,0000	0,0000	m
Posição do CG em z ¹	CGz	0,0900	0,0828	m

(1) Massa, momento de inércia e posição do CG do motor – Dados obtidos a partir de medições em programa CAD conforme figura 4.2.

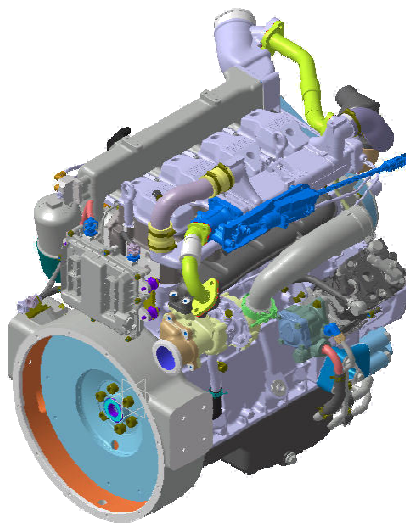


Fig. 4.2 – Medição em sistema CAD da massa, mom. de inércia e posição do CG do motor.

Tabela 4.2 – Características do bloco do motor e dimensões.

Descrição	Variável	Valores Com bal. massas	Valores Sem bal. massas	Unid.
Número de cilindros	n	4	4	---
Posição do cilindro 1-4 em y	cy1-4	0,0000	0,0000	m
Posição do cilindro 1 em x	cx1	0,0645	0,0645	m
Posição do cilindro 2 em x	cx2	0,1925	0,1925	m
Posição do cilindro 3 em x	cx3	0,3205	0,3205	m
Posição do cilindro 4 em x	cx4	0,4485	0,4485	m
Número de mancais	m	5	5	---
Posição do mancal 1 em x	mx1	0,0000	0,0000	m
Posição do mancal 2 em x	mx2	0,1340	0,1340	m
Posição do mancal 3 em x	mx3	0,2620	0,2620	m
Posição do mancal 4 em x	mx4	0,3900	0,3900	m
Posição do mancal 5 em x	mx5	0,5180	0,5180	m
Posição do mancal 1-5 em y	my1-5	0,0000	0,0000	m
Posição do mancal 1-5 em z	mz1-5	0,0000	0,0000	m
Posição do apoio 1 em x	l1x	0,002	0,002	m
Posição do apoio 1 em y	l1y	0,170	0,170	m
Posição do apoio 1 em z	l1z	-0,071	-0,071	m
Posição do apoio 2 em x	l2x	0,418	0,418	m
Posição do apoio 2 em y	l2y	0,170	0,170	m
Posição do apoio 2 em z	l2z	-0,081	-0,081	m
Posição do apoio 3 em x	l3x	0,418	0,418	m
Posição do apoio 3 em y	l3y	-0,170	-0,170	m
Posição do apoio 3 em z	l3z	-0,081	-0,081	m
Posição do apoio 4 em x	l4x	0,002	0,002	m
Posição do apoio 4 em y	l4y	-0,170	-0,170	m
Posição do apoio 4 em z	l4z	-0,071	-0,071	m

Tabela 4.3 – Características dos componentes internos móveis.

Descrição	Variável	Valores Com bal. massas	Valores Sem bal. massas	Unid.
<u>Pistão</u>				
Diâmetro do pistão	d	0,105	0,105	m
Massa pistão, pino e anéis ²	m4	1,855	1,855	kg
<u>Biela</u>				
Comprimento da biela	l	0,207	0,207	m
Massa biela, bucha e bronzina ³	m3	1,820	1,820	kg
<u>Árvore de manivelas</u>				
Raio da árvore de manivelas	r	0,0685	0,0685	m
Massa do moente ⁴	m2	2,4099	2,4099	kg
Raio da massa do moente ⁴	rG	0,0479	0,0479	m
Massa do contra peso ⁴	mC	1,7760	1,7760	kg
Raio massa do contra peso ⁴	rC	0,0489	0,0489	m
<u>Balanceador de Massas</u>				
Massa Bal. Massas ⁵	mbd	1,9000	---	kg
Raio massa Bal. Massas ⁵	Rbd	0,0165	---	m
Rel. de transmissão Bal. Massas	ibd	2,00	---	---

(2) Massa pistão, pino e anéis – Dados obtidos a partir de medições em programa CAD e medição manual conforme figura 4.3.

(3) Massa da biela, bucha e bronzina – Dados obtidos a partir de medições em programa CAD e medição manual conforme figura 4.4.

(4) Massas e raios dos moentes, massas e raios dos contrapesos – Dados obtidos a partir de medições em CAD conforme figuras 4.5 e 4.6.

(5) Massas e raios do bal. de massas – Dados obtidos a partir de medições em programa CAD conforme figura 4.7.



Fig. 4.3 – Medição manual de massa do pistão, pino e anéis.



Fig. 4.4 – Medição manual de massa da biela, bucha e bronzina.

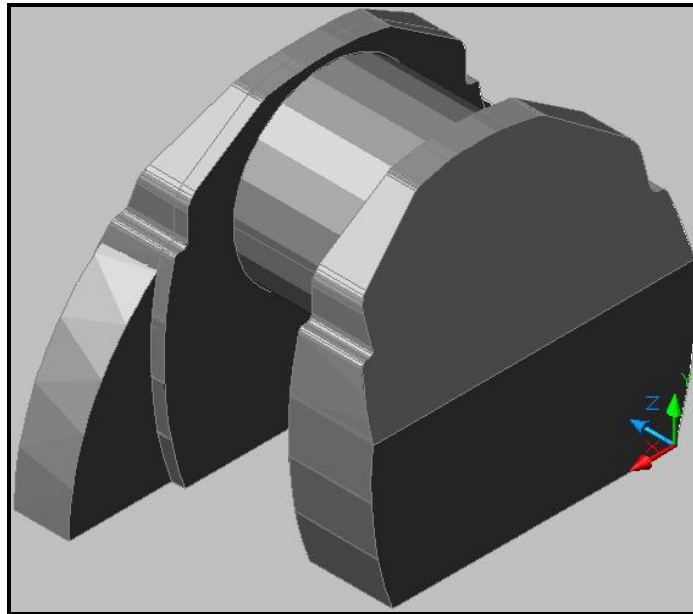


Fig. 4.5 – Medição em sistema CAD das massas e raios dos moentes.

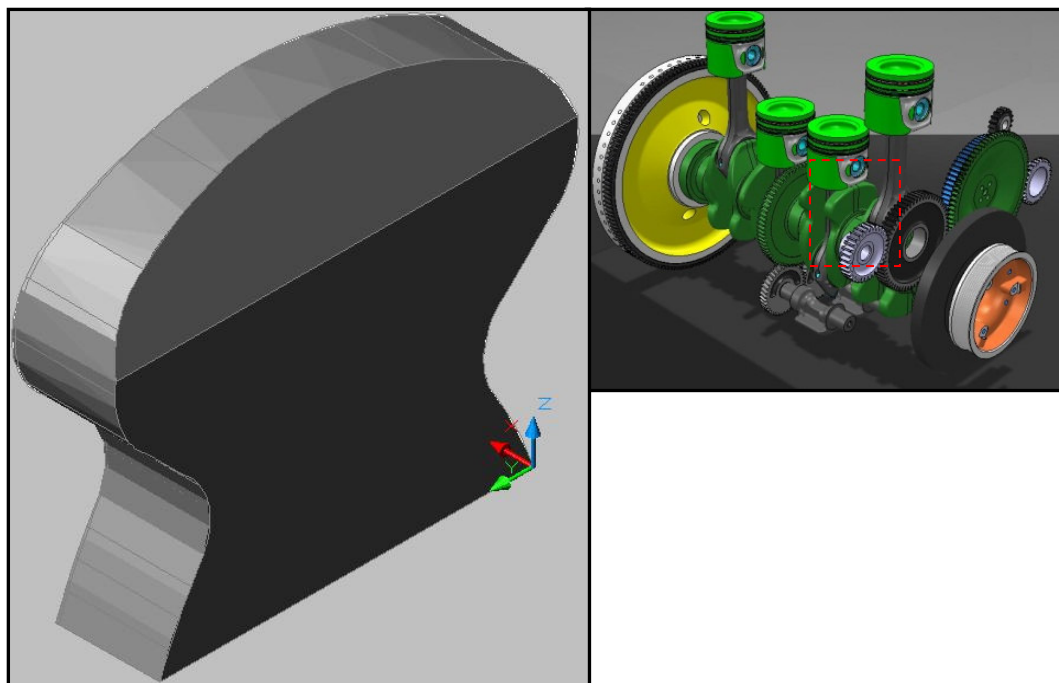


Fig. 4.6 – Medição em sistema CAD das massas e raios dos contra-pesos.

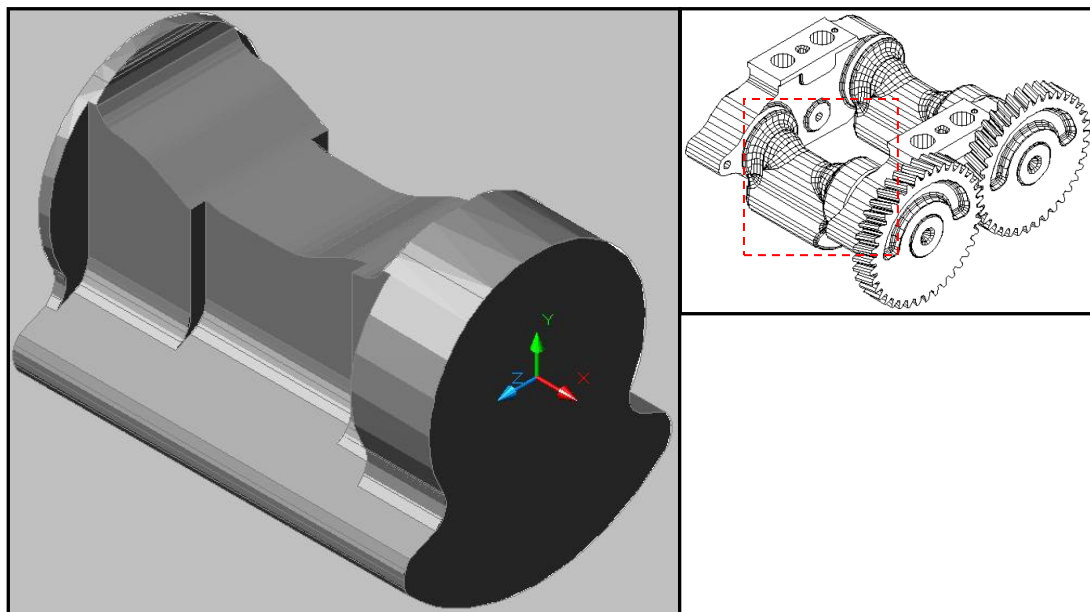


Fig. 4.7 – Medição em sistema CAD das massas e raios do balanceador de massas.

4.2. Análise Experimental

Objetiva-se com a análise experimental a obtenção de dados reais do comportamento dinâmico do sistema funcionando com e sem balanceador de massas, para posterior estudo de sua influência e comparação com simulação numérica.

Os ensaios em dinamômetro foram realizados dentro da empresa MWM International, a figura 4.8 mostra o motor ensaiado instalado no dinamômetro.

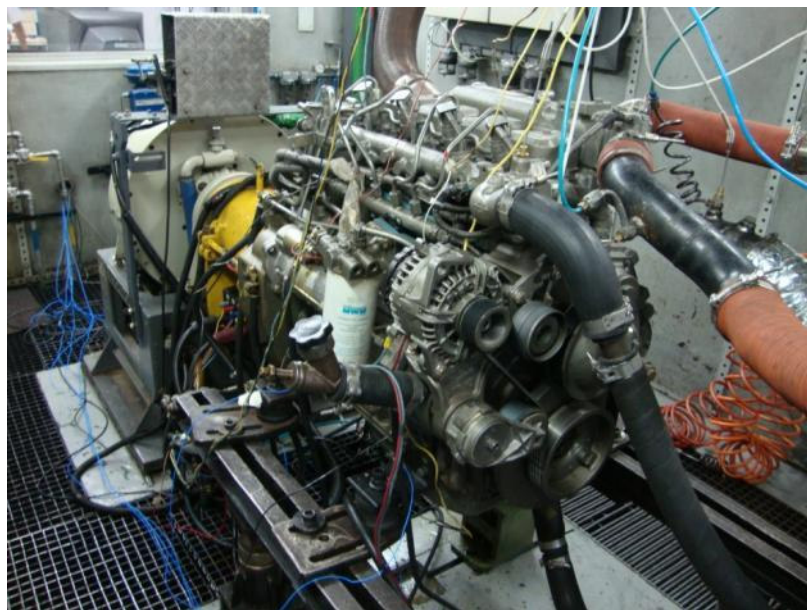


Fig. 4.8 – Motor instalado em dinamômetro durante ensaios

4.2.1. Equipamentos Utilizados

Durante os ensaios foram utilizados diversos equipamentos para funcionamento do motor e dinamômetro, controle e medições das características do motor. A tabela 4.4 descreve os equipamentos utilizados durante a análise experimental e na sequência ilustram-se os equipamentos nas figuras 4.9 a 4.17.

Tabela 4.4 – Equipamentos utilizados para análise experimental

Equipamento	Modelo/Tipo	Função
Dinamômetro	W400	Aplicar carga em rotações estabilizadas e realizar medições de desempenho
Acelerômetro	Piezelétrico	Realizar a leitura de acelerações em x, y e z do corpo em movimento
Calibrador aceler.	Brüel Kjaer	Realizar a calibração dos acelerômetros
Processador de dados	Lms Pimento	Executar a leitura e gravação dos dados enviados pelos acelerômetros
Transdutor de pressão	Klister	Executar a leitura da pressão de combustão dentro do cilindro
Amplificador	Kistler 5011	Amplificar o sinal vindo do transdutor de pressão
Pick-up magnético	DLG	Realizar a aquisição do ponto morto superior do cilindro 1
Osciloscópio	ICEL	Realizar a leitura do ponto morto superior do cilindro 1
Software dados	Lms Pimento	Realizar a gravação e tratamento dos dados adquiridos

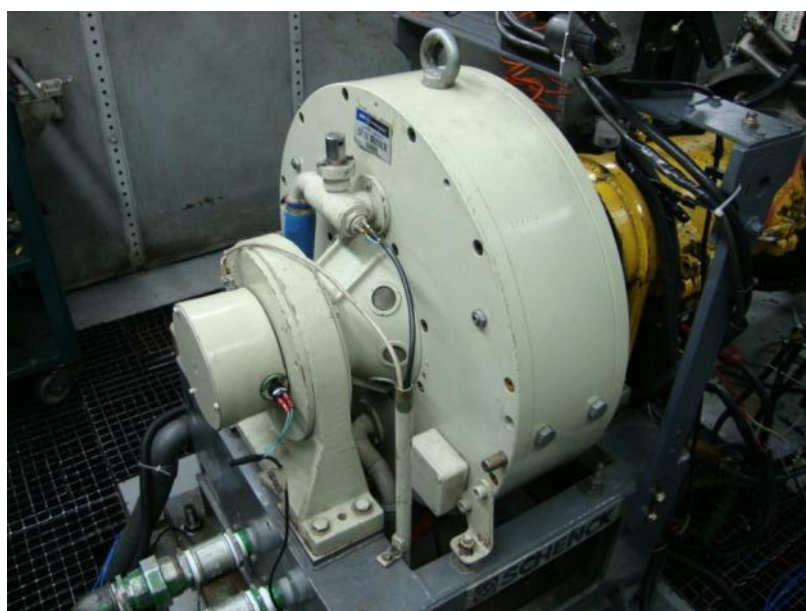


Fig. 4.9 – Dinamômetro para medição de desempenho em rotações estabilizadas

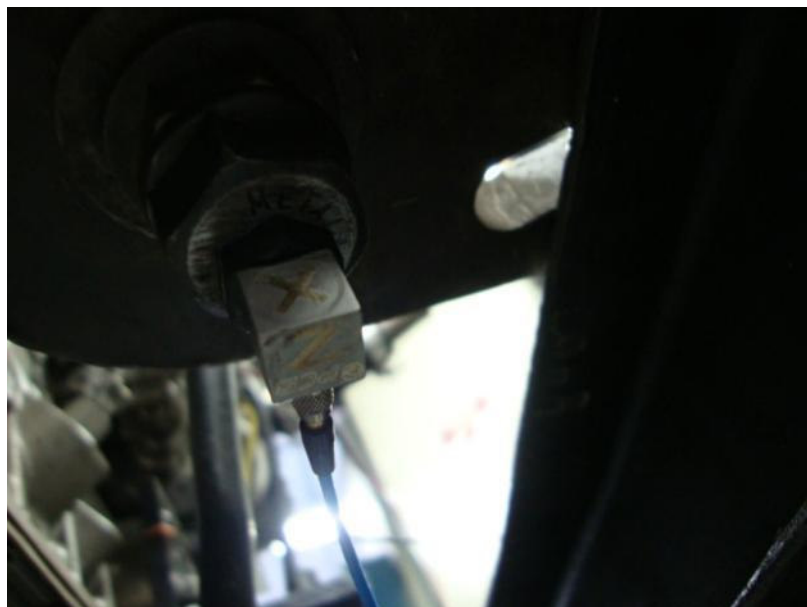


Fig. 4.10 – Acelerômetro utilizado nos ensaios em dinamômetro



Fig. 4.11 – Calibrador de acelerômetro

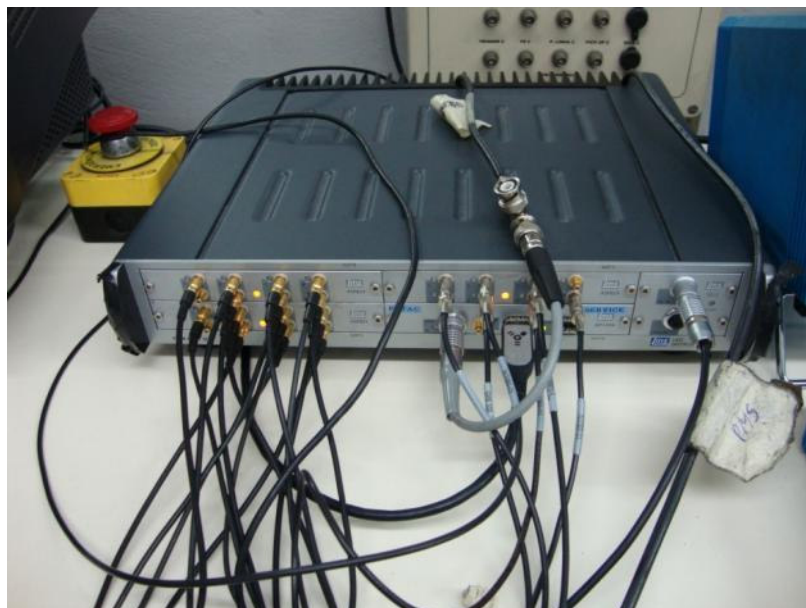


Fig. 4.12 – Processador de dados adquiridos pelos acelerômetros



Fig. 4.13 – Transdutor de pressão



Fig. 4.14 – Amplificador de sinal vindo do transdutor de pressão

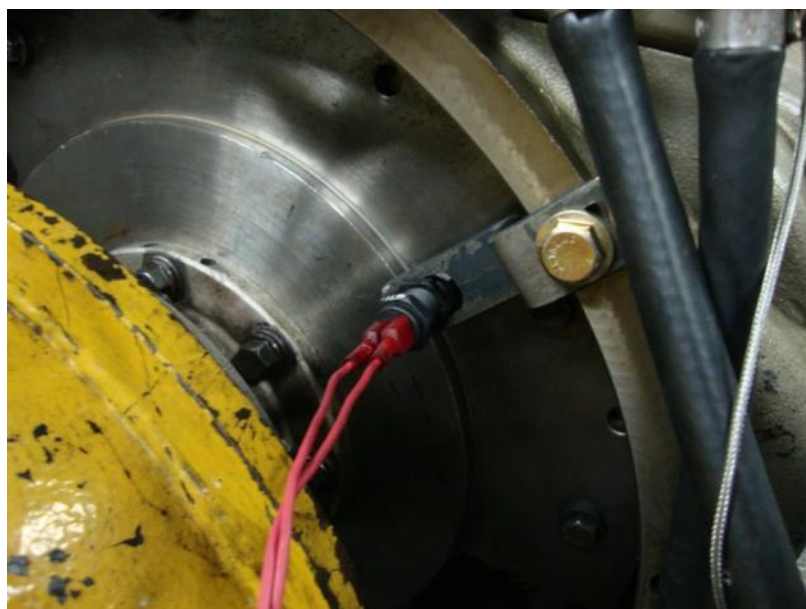


Fig. 4.15 – Pick-up magnético utilizado para aquisição do PMS do 1º cilindro

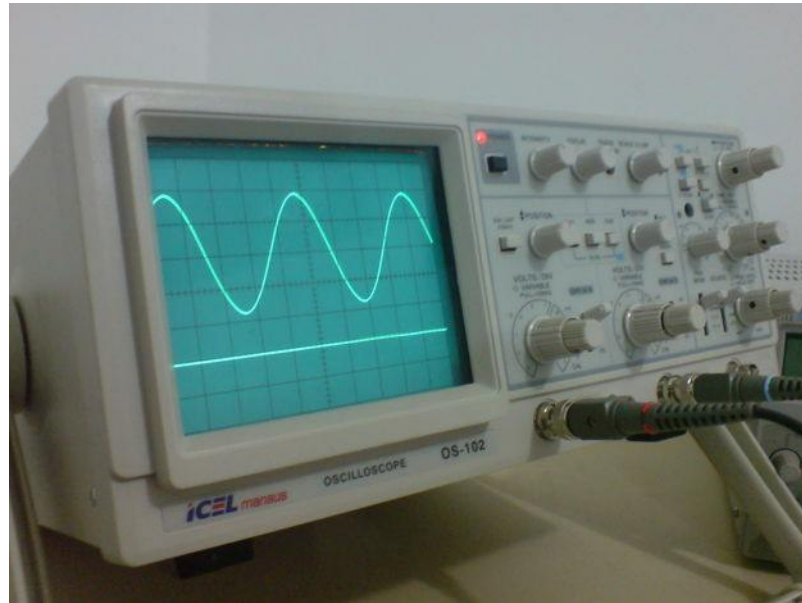


Fig. 4.16 – Osciloscópio utilizado para leitura do PMS do 1º cilindro



Fig. 4.17 – Software utilizado para gravações dos dados adquiridos

4.2.2. Preparação e Procedimento de Ensaio

Antes de se iniciar os ensaios, todos os equipamentos foram devidamente instalados de forma a obter-se os resultados esperados. Comenta-se brevemente o cuidado levado em conta para cada item que faz parte da instalação.

O local utilizado para os ensaios possui uma sala para acomodação do motor e dinamômetro, a qual possui isolamento termo-acústico parcial, e uma sala climatizada separada para operação de todos os equipamentos de comando, leitura e controle.

Apesar de não ser o principal objetivo de estudo, utiliza-se o dinamômetro para medição do desempenho do motor (potência, torque e consumo), devido este ser um procedimento padrão para qualquer motor a ser analisado dentro da MWM International.

Foram utilizados no total quatro acelerômetros para medição das acelerações. Todos os acelerômetros sofreram calibração através do calibrador de acelerômetros mostrado na figura 4.11 antes de iniciar a aquisição dos dados.

Os acelerômetros foram posicionados diretamente nos suportes do motor, antes dos amortecedores de vibrações e estão devidamente identificados nas figuras 4.18 e 4.19. Os mesmos não foram instalados exatamente no centro dos suportes do motor devido à possibilidade de aparecimento de ressonância dos suportes durante a passagem das rotações e conseqüentemente prejudicar as medições.

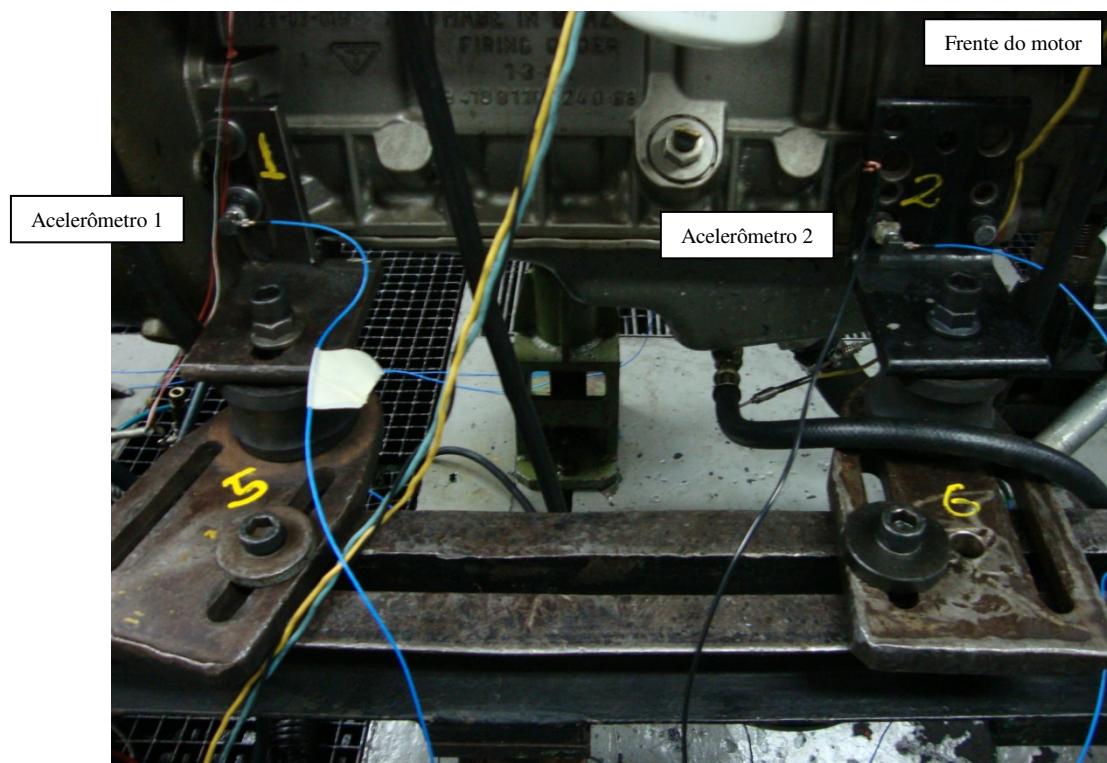


Fig. 4.18 – Acelerômetros 1 e 2 instalados nos suportes do motor

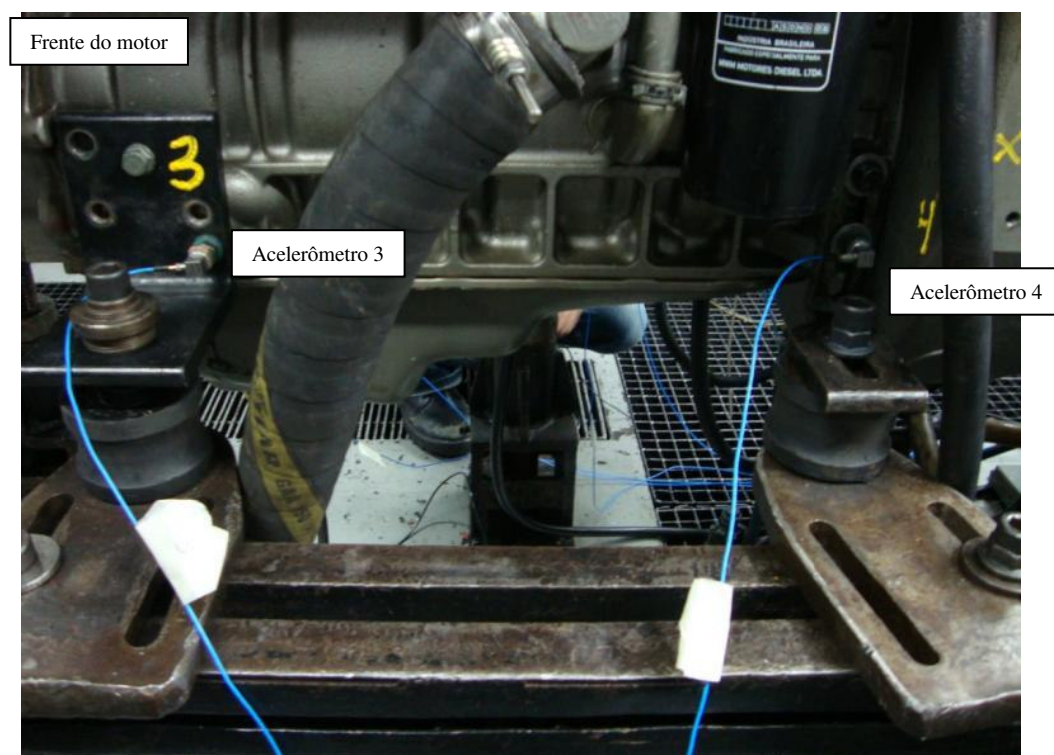


Fig. 4.19 – Acelerômetros 3 e 4 instalados nos suportes do motor

Para facilitar a identificação de cada acelerômetro, criou-se a tabela 4.5 onde constam informações detalhadas de sua localização:

Tabela 4.5 – Localização dos acelerômetros utilizados no ensaio.

Acel. n°	Longitudinal ¹	Horizontal ²
1	Atrás	Direito
2	Frente	Direito
3	Frente	Esquerdo
4	Atrás	Esquerdo

(1) Posição Longitudinal: Convenciona-se “frente” o lado onde está instalado o ventilador e “atrás” o local onde está instalado o volante.

(2) Posição horizontal: Com um observador olhando para parte traseira do motor (volante), convencionou-se o lado esquerdo e direito.

Todos os acelerômetros estão conectados ao sistema de aquisição de dados LMS Pimento que pode ser observado na figura 4.12. Este equipamento é conectado a um computador portátil através de uma porta USB, por onde os dados são transmitidos e gravados. Todos estes equipamentos ficam na sala separada à sala onde se encontram o motor e o dinamômetro.

Conforme explicado no Capítulo 3, para o presente estudo é necessário o conhecimento da força de combustão do motor, a qual é uma função da pressão interna do cilindro e área do pistão. Como a área do pistão é constante, é possível a determinação da força de combustão através da aquisição da pressão interna do cilindro no tempo. No ensaio realizado, este trabalho foi feito por um transdutor de pressão piezelétrico instalado no primeiro cilindro conforme figura 4.13, onde a variação de pressão medida é transformada em tensão elétrica. Este transdutor de pressão está conectado a um amplificador de sinal conforme figura 4.14 que faz a leitura e amplificação da tensão elétrica gerada, sendo que para cada 1 V medido, temos a equivalência de 40 bar de pressão dentro do cilindro.

Os motores de combustão interna normalmente apresentam a sua combustão com certa defasagem em relação ao ponto morto superior (PMS) atingido pelo pistão, caracterizando um avanço ou um atraso de injeção. Desta forma, a pressão máxima encontrada dentro do cilindro não corresponde necessariamente ao pistão no PMS, definindo-se claramente que as forças de inércia e de combustão não ocorrem de forma sincronizada.

Como o conhecimento das forças de inércia geradas por cada um dos componentes internos móveis do motor é necessária, estabelece-se a necessidade da determinação das posições destes componentes em função do tempo. Para que isso ocorra é necessário conhecer o sincronismo

existente entre estes componentes e a posição de pelo menos um componente em um determinado instante de tempo. Nos ensaios realizados, posicionou-se o pistão do primeiro cilindro no ponto morto superior, aplicando-se um “rebite” no volante do motor e posicionando um pick-up magnético sobre o mesmo através de um suporte fixo à carcaça do volante conforme figura 4.15. O pick-up magnético é conectado a um osciloscópio, vide figura 4.16, e toda vez que o pistão do primeiro cilindro atingir o PMS uma variação na amplitude do sinal é lida em seu visor. O osciloscópio é conectado ao LMS Pimento e os dados são gravados no computador portátil da mesma forma que os dados dos acelerômetros. Como o sincronismo dos componentes internos móveis é conhecido e suas posições podem ser determinadas através da posição do pistão do primeiro cilindro, resolve-se a questão das forças de inércia.

Terminada a preparação dos equipamentos para o ensaio, estabelece-se o seu início. Durante o mesmo procurou-se colocar o motor em condições críticas de funcionamento. São consideradas condições críticas de funcionamento em um motor a elevada força de combustão e elevada força de inércia vinda de seus componentes internos, estas causadas por alta pressão dentro dos cilindros e alta rotação do motor respectivamente. Em contrapartida rotações muito baixas tendem a gerar menor força de inércia vinda dos componentes internos, porém tem sua frequência de trabalho próxima às frequências naturais encontradas no sistema elevando a possibilidade do surgimento de ressonância. Na tabela 4.6 é possível observar as condições de ensaio escolhidas.

Tabela 4.6 – Condições de ensaio escolhidas.

Rotação do motor [rpm]	Descrição	Força de combustão	Forças de inércia
850	Marcha lenta	Baixa	Baixa
1600	Rotação de torque máx.	Alta	Média
2200	Rotação de potência máx.	Muito Alta	Alta
2770	Rotação de máx. livre	Baixa	Muito Alta

Exceto para a rotação de marcha lenta e máxima livre, todas as outras condições de trabalho escolhidas sofrem aplicação de carga pelo dinamômetro.

Para a gravação dos dados desejados, colocou-se o motor em operação nas rotações escolhidas e aguardou-se a sua estabilização. Assim que a mesma ocorreu, gravou-se de forma

sincronizada todos os dados vindos do LMS Pimento durante 5 segundos a uma taxa de amostragem de 5 KHz, totalizando 25.000 pontos por variável gravada.

Terminada as medições, retira-se o balanceador de massas do motor, vide figura 4.20, e executa-se todo o procedimento de ensaio novamente. Com isso obtêm-se os dados necessários para realizar o estudo da influência do balanceador de massas na dinâmica do motor de combustão interna.

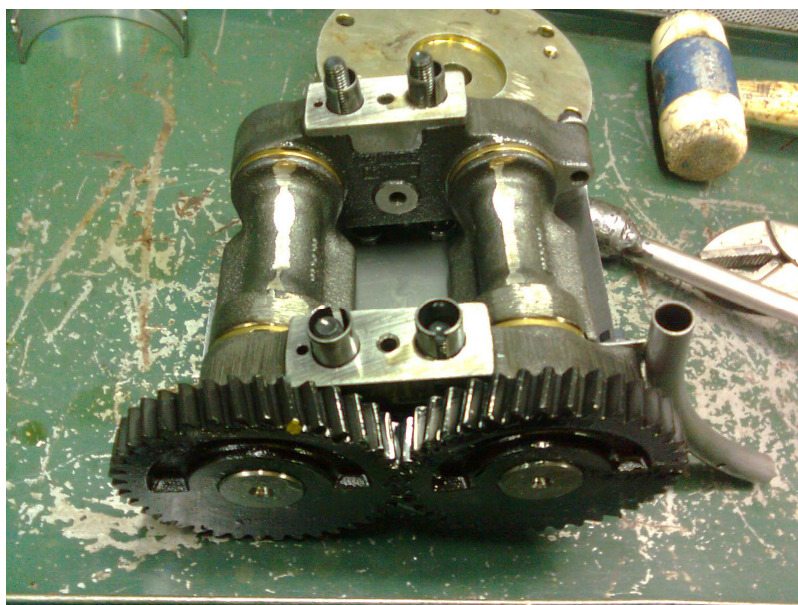


Fig. 4.20 – Balanceador de massas retirado do motor

4.2.3. Apresentação dos Resultados

De acordo com a apresentação da preparação e procedimento de ensaio, é evidente a grande quantidade de dados adquiridos e seria impossível a apresentação de todos dentro desta pesquisa. Desta forma apresentam-se de forma resumida as informações mais relevantes observadas.

A figura. 4.21 exemplifica uma das aquisições realizada sobre a posição do pistão do primeiro cilindro, o tempo mostrado refere-se a duas voltas completas da árvore de manivelas na rotação de 850 rpm e para cada pico apresentado refere-se a passagem do pistão do primeiro cilindro no PMS.

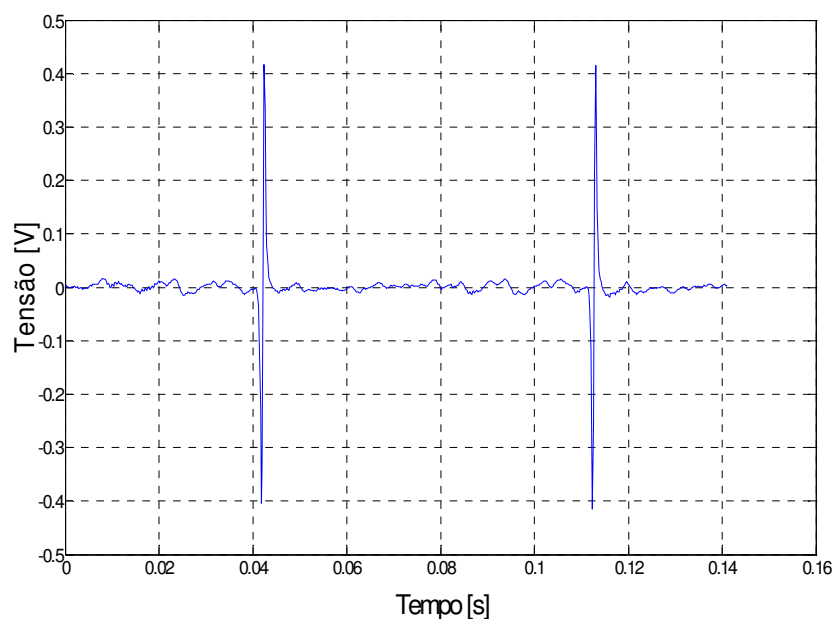


Fig. 4.21 – Tempo de duas voltas da árvore de manivelas vs PMS do primeiro cilindro na rotação de 850 rpm.

A figura 4.22 mostra a aquisição da pressão interna do primeiro cilindro realizada para duas voltas completas da árvore de manivelas na rotação de 2200 rpm, demonstrando a condição onde se observa a maior pressão interna no cilindro.

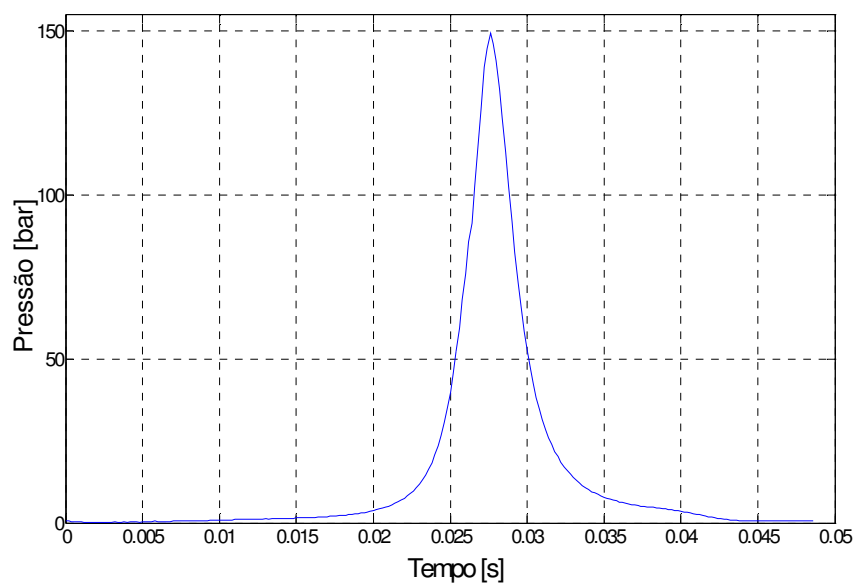


Fig. 4.22 – Tempo de duas voltas da árvore de manivelas vs Pressão interna do primeiro cilindro na rotação de 2200 rpm.

Com relação às pressões internas no cilindro nas demais rotações, monta-se a tabela 4.7 com os maiores valores observados.

Tabela 4.7 – Máximas pressões no cilindro observado durante o ensaio

Rotação do motor [rpm]	Descrição	Máxima pressão observada no cil. [bar]
850	Rotação de marcha lenta	47,17
1600	Rotação de torque máx.	142,31
2200	Rotação de potência máx.	150,62
2770	Rotação de máx. livre	62,35

Conforme já explicado, os acelerômetros realizaram gravações das acelerações nos suportes do motor em diversas rotações de trabalho. Para apresentação destes dados, decidiu-se optar pela visualização dos deslocamentos no lugar das acelerações devido ao seu melhor entendimento. Para a transformação das acelerações em deslocamentos, podem-se utilizar dois métodos: integração dupla das acelerações no tempo ou divisão das acelerações pelo quadrado da frequência de trabalho naquele instante. Optou-se também pela apresentação somente dos deslocamentos nas direções y e z, os quais possuem maior amplitude e importância para este tipo de estudo.

Todos os motores de combustão interna de quatro tempos possuem uma ordem fundamental, a qual é determinada pela quantidade de excitações causadas pelas forças presentes no período de uma volta completa. Conforme já apresentado, a força de combustão é a de maior expressão e em um motor de quatro cilindros de quatro tempos ocorre uma vez a cada meia volta. Isto significa que para uma volta da árvore de manivelas temos duas excitações causadas pela força de combustão, caracterizando a segunda ordem como ordem fundamental. Seguindo este raciocínio, elabora-se tabela 4.9 com as ordens fundamentais dos motores de combustão interna de quatro tempos com 3, 4, 5 e 6 cilindros.

Tabela 4.9 – Motores de combustão interna de quatro tempos e suas ordens fundamentais

Quantidade de Cilindros	Ordem Fundamental
3	1,5 ^a
4	2 ^a
5	2,5 ^a
6	3 ^a

Denominam-se harmônicos as frequências que são múltiplas da ordem fundamental. Nas medições mostradas a seguir, observam-se diversos harmônicos podendo-se exemplificar a quarta ordem, a qual apresenta elevada amplitude em sua maioria e em algumas vezes até maiores que a ordem fundamental.

Baseado nas rotações escolhidas elaborou-se a tabela 4.8 com intuito de descrever as ordens de maior importância para este estudo.

Tabela 4.8 – Rotações do motor e suas ordens

Rotação do motor	1^a Ordem	2^a Ordem	3^a Ordem	4^a Ordem
[rpm]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
850	14,2	28,3	42,5	56,7
1600	26,7	53,3	80,0	106,7
2200	36,7	73,3	110,0	146,7
2770	46,2	92,3	138,5	184,7

As figuras 4.23 e 4.24 mostram a amplitude do deslocamento pela frequência nas quatro rotações de trabalho escolhidas para o acelerômetro 2 nas direção y e z com e sem balanceador de massas. Escolhe-se o acelerômetro 2 devido este ter apresentado a menor incidência de ruídos de medição.

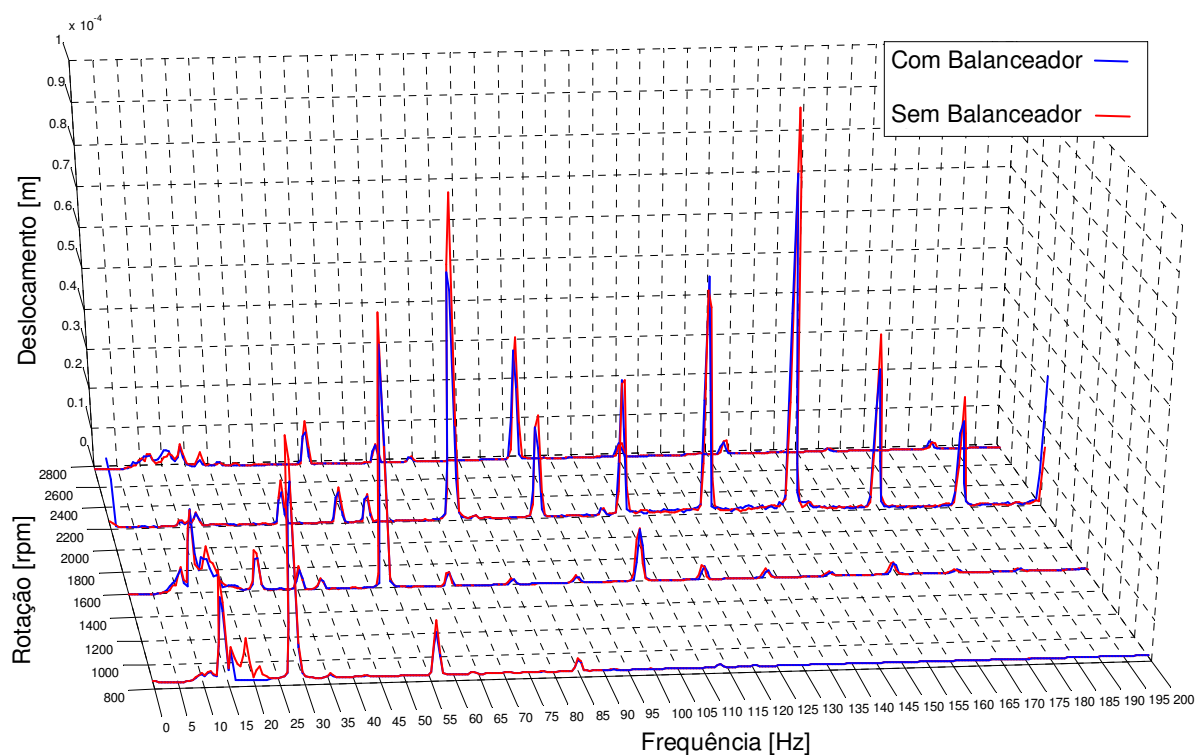


Fig. 4.23 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com e sem balanceador – Experimental.

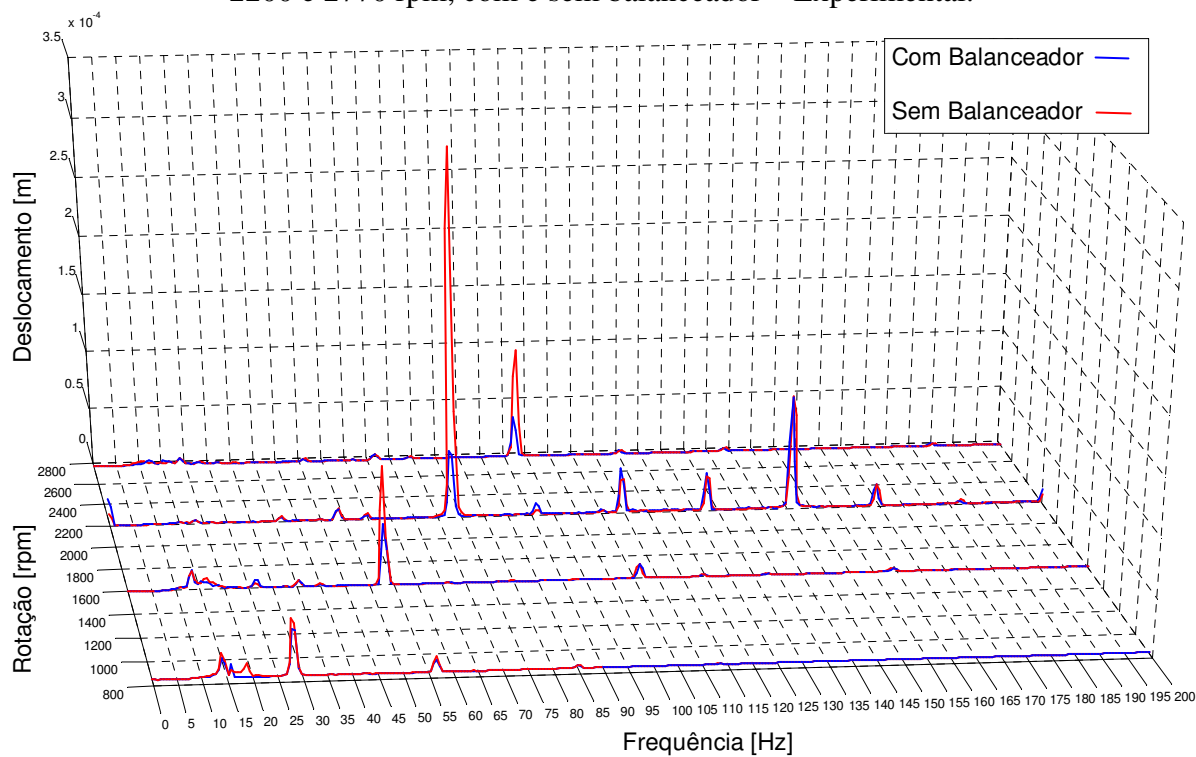


Fig. 4.24 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com e sem balanceador – Experimental.

Baseado na tabela 4.8 e nas figuras ora apresentadas observa-se que em todas as direções e rotações, sem o balanceador de massas a segunda ordem do motor apresenta amplitude de deslocamento maior se comparada com a segunda ordem com balanceador de massas. Isto ocorre devido à velocidade angular das massas do balanceador dinâmico ter o dobro da velocidade angular da árvore de manivelas. A velocidade angular do balanceador de massas é determinada através de sua relação de transmissão com a árvore de manivelas, neste caso esta característica pode ser observada na tabela 4.3.

Sabendo que a segunda ordem é a que mais sofre a influência da retirada do balanceador de massas, as figuras 4.25 e 4.26 foram baseadas nas informações da tabela 4.10 e 4.11 para maior detalhamento deste comportamento. Mostra-se a amplitude observada na segunda ordem para cada rotação de trabalho com e sem balanceador de massas.

Tabela 4.10 – Influência do balanceador de massas na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento com balanceador [m]	Deslocamento sem balanceador [m]	Dif. [%]
850	28,3	$4,10 \times 10^{-5}$	$5,69 \times 10^{-5}$	38,90
1600	53,3	$5,87 \times 10^{-5}$	$6,59 \times 10^{-5}$	12,34
2200	73,3	$5,67 \times 10^{-5}$	$7,99 \times 10^{-5}$	40,86
2770	92,3	$2,79 \times 10^{-5}$	$2,37 \times 10^{-5}$	-15,15

Tabela 4.11 – Influência do balanceador de massas na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento com balanceador [m]	Deslocamento sem balanceador [m]	Dif. [%]
850	28,3	$3,90 \times 10^{-5}$	$4,86 \times 10^{-5}$	24,56
1600	53,3	$5,20 \times 10^{-5}$	$1,02 \times 10^{-4}$	95,89
2200	73,3	$5,43 \times 10^{-5}$	$1,09 \times 10^{-4}$	100,88
2770	92,3	$3,50 \times 10^{-5}$	$7,19 \times 10^{-5}$	105,55

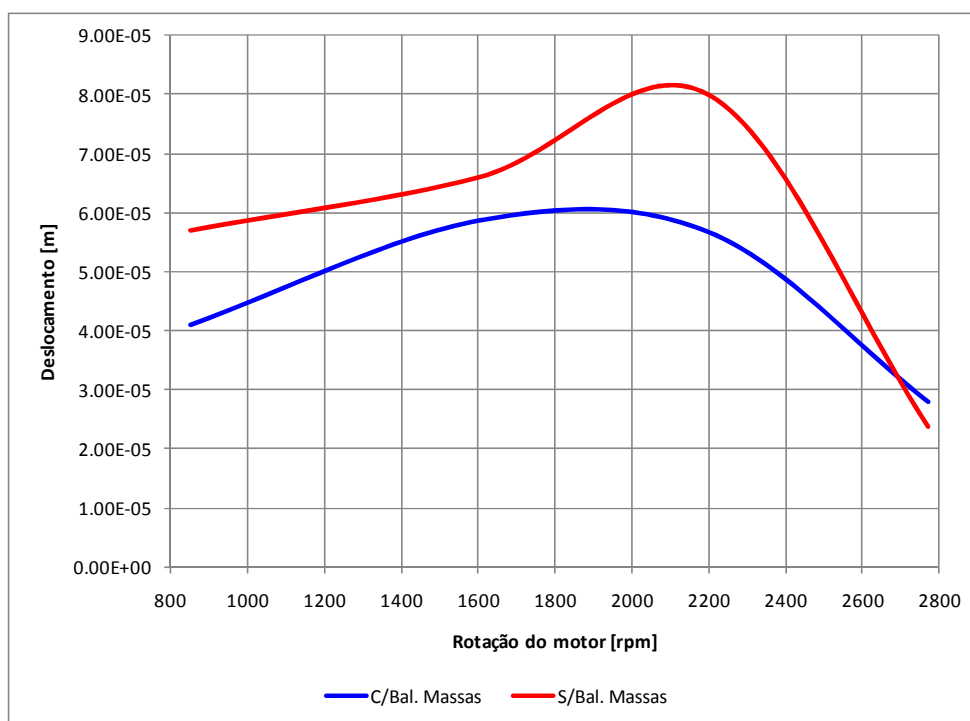


Fig. 4.25 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em y do acelerômetro 2, com e sem balanceador – Experimental.

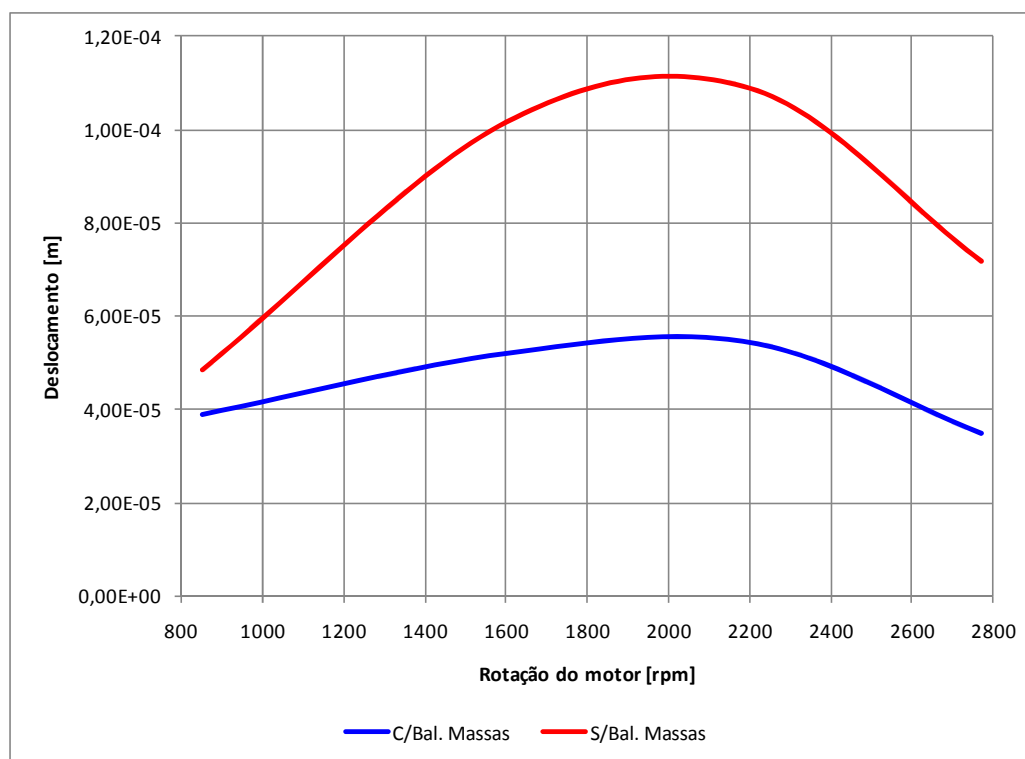


Fig. 4.26 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em z do acelerômetro 2, com e sem balanceador – Experimental.

Conclui-se que em todas as rotações e direções a remoção do balanceador de massas é prejudicial ao motor, pois eleva a amplitude de deslocamento do motor em média 19% em y e 82% em z. Conclui-se também que tanto para a direção Y ou para a direção Z, a rotação que se torna mais crítica quando se remove o balanceador de massas é a de 2770 rpm, pois possui forças de combustão e inércia muito elevadas conforme mostra a tabela 4.6. É importante ressaltar que as características dos amortecedores de vibrações influem neste resultado e uma região de ressonância dos mesmos pode estar potencializando o efeito de remoção do balanceador de massas.

Contudo, acredita-se ser possível contornar os efeitos indesejáveis da remoção do balanceador de massas através da melhoria do sistema de amortecimento no qual o motor está apoiado.

4.3. Simulação Numérica

Pretende-se estudar as influências dos componentes internos móveis do motor de combustão interna em sua dinâmica, porém isto seria impossível de ser realizado em ensaios experimentais, pois demandaria execução e substituição destes componentes fora o aumento da probabilidade de acidentes durante as avaliações. Devido esta ser uma atividade trabalhosa e onerosa, um modelo matemático foi criado com base na teoria apresentada no Capítulo 3 para estudo de tal influência.

O modelo matemático desenvolvido tem o seu funcionamento dividido em duas partes: Cálculo das forças e momentos de combustão e inércia do motor para duas voltas completas da árvore de manivelas e transferi-las para o centro de gravidade do motor; Considerando o bloco um corpo rígido e o mesmo apoiado sobre quatro amortecedores de vibrações, efetuar o cálculo das acelerações, velocidades e deslocamentos nos apoios do motor;

A primeira parte é executada através do software Microsoft Excel, utilizando-se dos dados experimentais coletados, pressão de combustão e PMS do primeiro cilindro, e características construtivas mostradas na tabela 4.1 a 4.3.

A segunda parte é executada no software MATLAB, através de carregamento dos dados gerados em Excel. Objetiva-se o encontro da resposta dinâmica do sistema (acelerações,

velocidades e deslocamentos), através da utilização do integrador Newmark para a solução das seis equações diferenciais ordinárias de segunda ordem geradas.

Para que o modelo matemático possa realizar uma avaliação confiável, é necessário que os dados que alimentam o mesmo estejam bem determinados. Conforme apresentado até o momento, foram realizadas análises em sistemas CAD e medições manuais para levantamento destas características.

4.3.1. Calibração do modelo matemático

Para que se inicie a verificação das influências dos componentes, calibra-se o modelo matemático com os resultados obtidos experimentalmente com o motor funcionando com balanceador de massas. Através das figuras 4.27 e 4.28 é possível observar as respostas de deslocamento para as análises experimentais e modelo matemático.

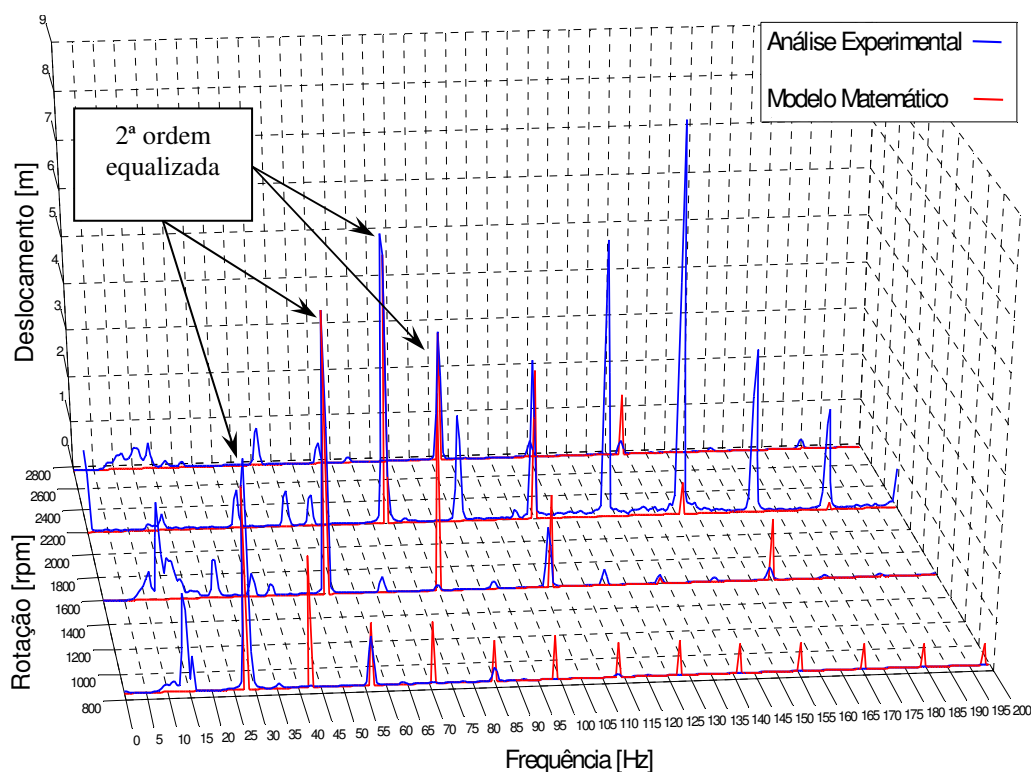


Fig. 4.27 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com balanceador – Experimental e Modelo.

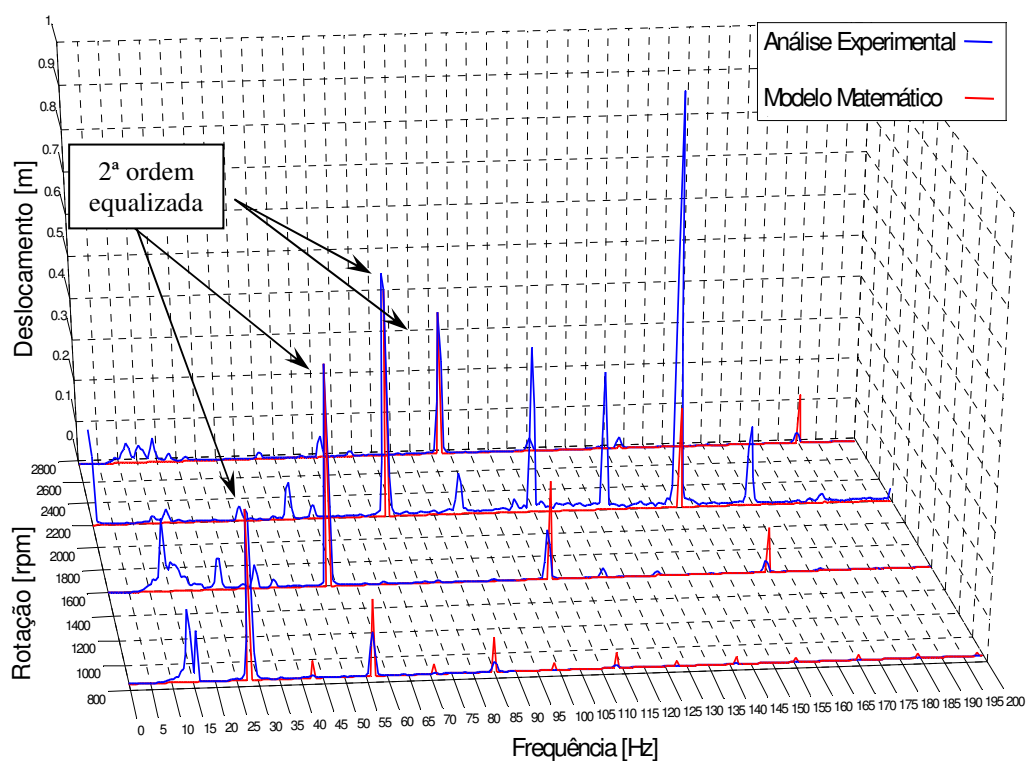


Fig. 4.28 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com balanceador – Experimental e Modelo.

Esta calibração foi realizada buscando-se a equalização das amplitudes da segunda ordem no gráfico das figuras 4.27 e 4.28. Esta equalização foi atingida pela variação das características de rigidez e amortecimento dos amortecedores de vibrações. As figuras 4.29 e 4.30 mostram a comparação entre as segundas ordens obtidas e na seqüência a tabela 4.12 mostra as características dos amortecedores de vibrações utilizadas para equalização das mesmas.

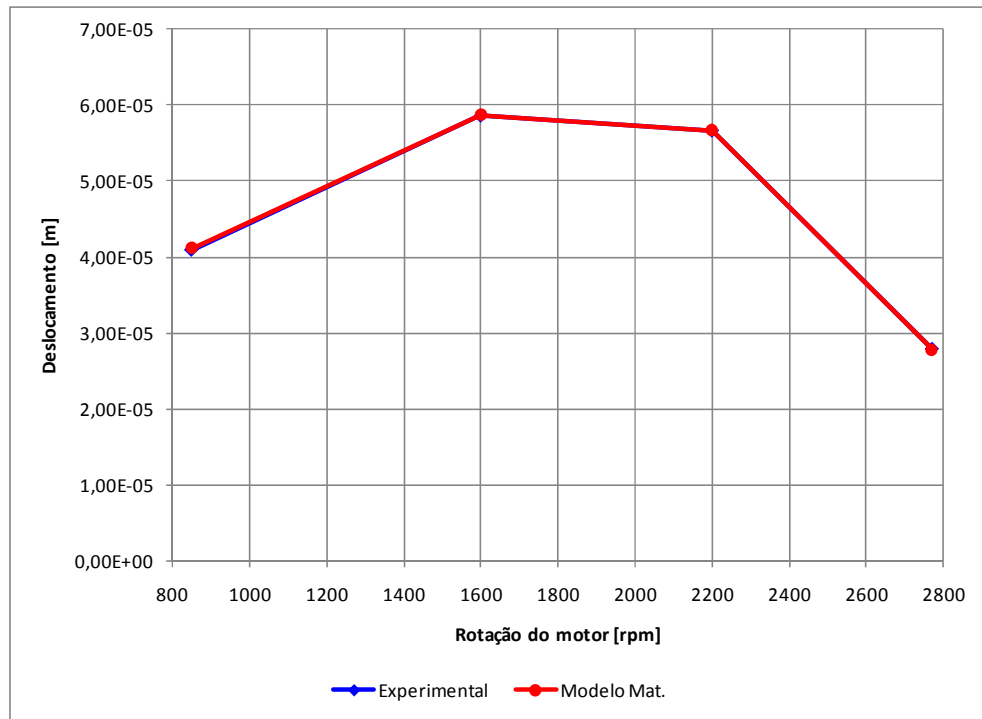


Fig. 4.29 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em y do acelerômetro 2, com balanceador – Experimental e Modelo.

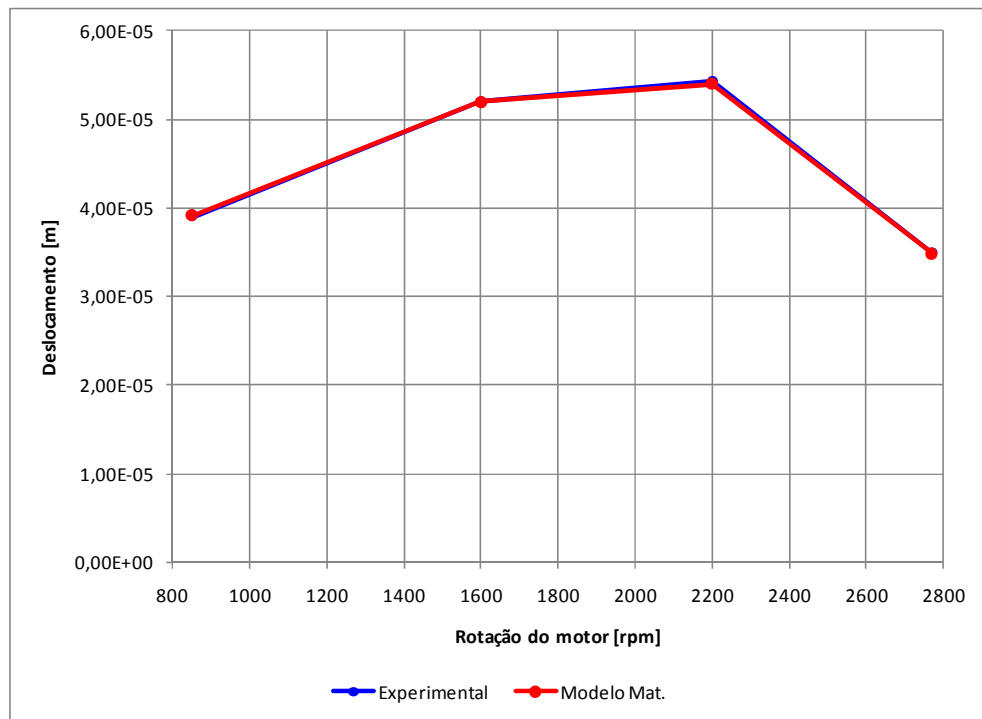


Fig. 4.30 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em z do acelerômetro 2, com balanceador – Experimental e Modelo.

Tabela 4.12 – Características do amortecedor de vibração utilizado no modelo matemático.

F [Hz]	ky [N/m]	kz [N/m]	cy [N.s/m]	cz [N.s/m]
14,17	$5,10 \times 10^3$	$6,87 \times 10^4$	127,89	989,12
26,67	$5,45 \times 10^3$	$7,02 \times 10^4$	171,99	1016,55
36,67	$5,69 \times 10^3$	$7,29 \times 10^4$	201,43	1038,9
46,17	$5,52 \times 10^3$	$7,10 \times 10^4$	198,32	1017,9

Após esta etapa considera-se o modelo matemático calibrado e apto para executar leituras do comportamento dinâmico do sistema através de variação de características construtivas dos componentes internos móveis do motor.

4.3.2. Alteração das características do motor

As alterações das características do motor levarão à mudança do comportamento dinâmico. Para o presente estudo decidiu-se alterar as características da pressão de combustão, pistão, biela e árvore de manivelas. Tais alterações podem ser vistas em detalhe na tabela 4.13 e sua explicação detalhada logo a seguir.

Tabela 4.13 – Variações dos componentes internos móveis e características do motor escolhidas para estudo de suas influências em sua dinâmica

Componente / Característica	Variável	Valor atual	Mudança
Pressão de Combustão	PC	Vide tabela 4.7	+50%
Massa no pino do pistão	(m4+m3b)	2,462 kg	-30%
Massa contrapesos árvore de manivelas	mC	1,776 kg	+30%

Decide-se aumentar a pressão de combustão, pois é de interesse saber quanto as vibrações do motor aumentam no caso de um aumento de potência.

A variação de massas do pistão e parte da massa da biela no pino do pistão, devido os mesmos serem responsáveis pelos movimentos alternativos do motor. Apenas os cilindros 1 e 4 sofrem alterações para que seja criado desbalanceamento e conseqüentemente seja possível a detecção de sua influência.

O contrapeso da árvore de manivelas é um dos principais componentes do motor e executa movimento rotativo, devido a estas características é escolhido para estudo de sua influência na dinâmica. Seguindo o mesmo princípio do pistão e biela, alteram-se os contrapesos que se encontram nos cilindros 1 e 4.

Como a influência da pressão de combustão na vibração ainda é desconhecida, aumenta-se em 50% toda a curva de pressão para que seja percebida sua mudança quando comparada com o comportamento dinâmico original. As variações do pistão, biela e contrapeso da árvore de manivelas também recebem variações expressivas devido à mesma preocupação.

4.3.2.1. Influência do aumento da pressão de combustão

As figuras 4.31 e 4.32 mostram a resposta dinâmica comparativa entre as amplitudes de deslocamento para pressão de combustão original e a pressão de combustão aumentada em 50% medido no ponto 2 para as direções y e z respectivamente.

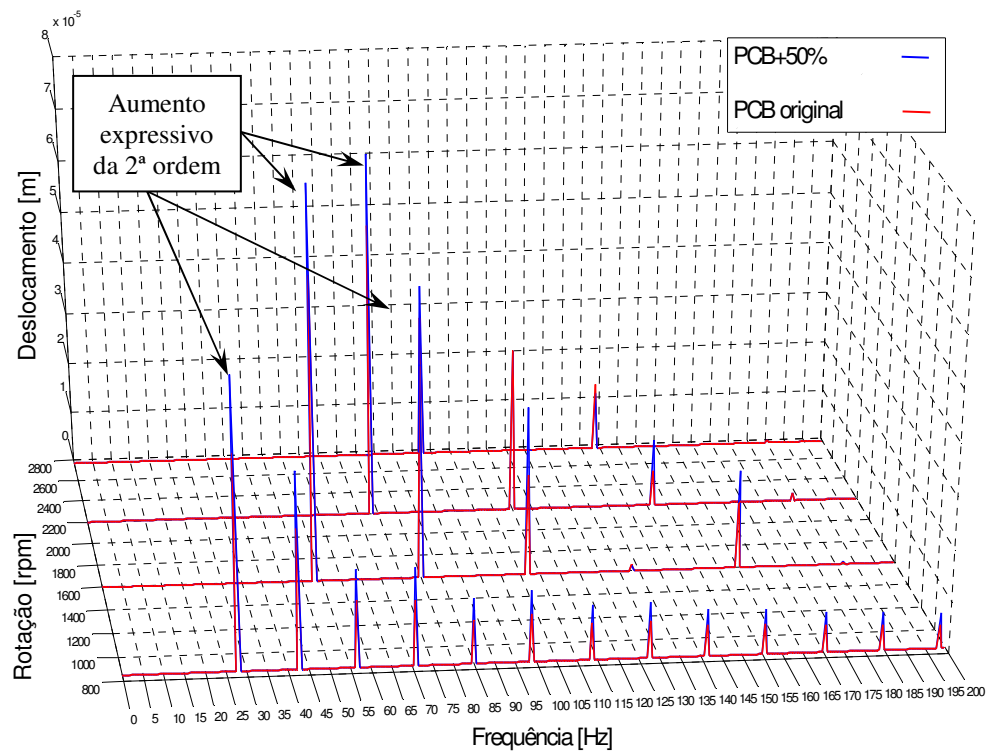


Fig. 4.31 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com pressão de combustão alterada e original – Modelo.

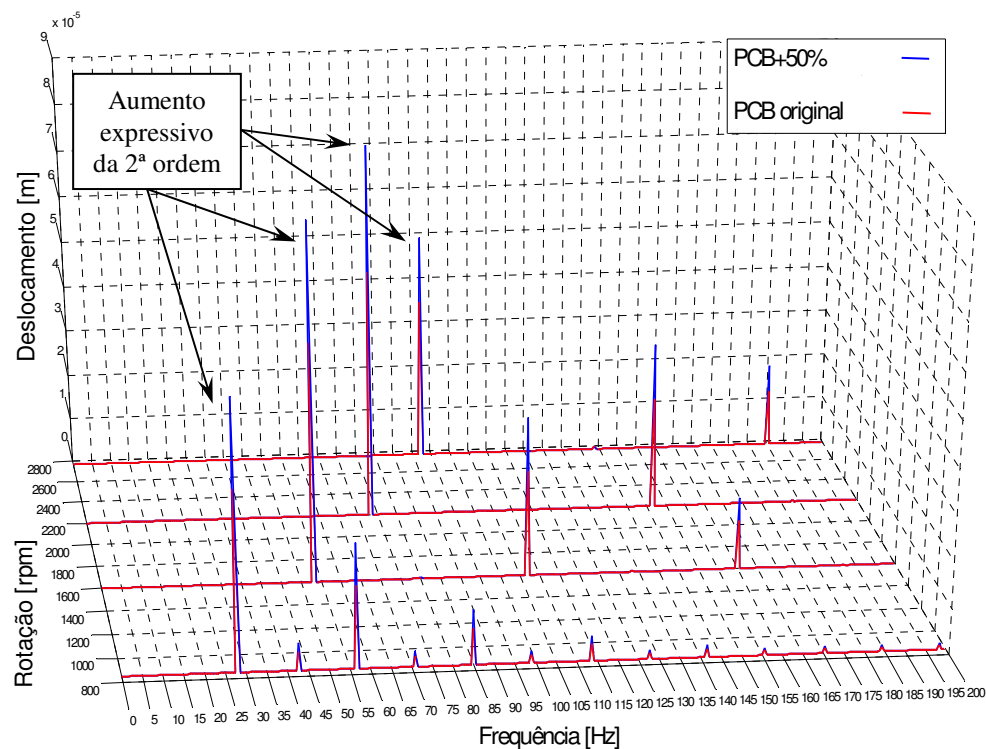


Fig. 4.32 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com pressão de combustão alterada e original – Modelo.

Nota-se que de uma forma geral a ordem fundamental e seus harmônicos sofreram aumento de amplitude de deslocamento. Destaca-se a segunda ordem em todas as rotações como a ordem que mais sofreu variação, isto era esperado, pois se sabe que em uma volta da árvore de manivelas ocorrem duas combustões, ou seja, duas excitações por ciclo, portanto segunda ordem é a ordem fundamental. As tabelas 4.14 e 4.15 mostram tal variação numericamente e percentualmente.

Tabela 4.14 – Influência do aumento em 50% na pressão de combustão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento PCB original [m]	Deslocamento PCB +50% [m]	Dif. [%]
850	28,3	$4,12 \times 10^{-5}$	$5,54 \times 10^{-5}$	25,63
1600	53,3	$5,87 \times 10^{-5}$	$7,57 \times 10^{-5}$	22,48
2200	73,3	$5,67 \times 10^{-5}$	$7,03 \times 10^{-5}$	19,35
2770	92,3	$2,78 \times 10^{-5}$	$3,42 \times 10^{-5}$	18,70

Tabela 4.15 - Influência do aumento em 50% na pressão de combustão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento PCB original [m]	Deslocamento PCB +50% [m]	Dif. [%]
850	28,3	$3,91 \times 10^{-5}$	$5,82 \times 10^{-5}$	32,82
1600	53,3	$5,20 \times 10^{-5}$	$7,77 \times 10^{-5}$	33,08
2200	73,3	$5,40 \times 10^{-5}$	$8,10 \times 10^{-5}$	33,33
2770	92,3	$3,49 \times 10^{-5}$	$4,95 \times 10^{-5}$	29,49

Através desta comparação conclui-se que para um aumento de 50% da pressão de combustão nos cilindros, tem-se um aumento médio nos deslocamentos de segunda ordem do motor de 22% em y e 32% em z.

4.3.2.2. Influência da redução das massas alternativas

As figuras 4.33 e 4.34 mostram a resposta dinâmica comparativa entre as amplitudes de deslocamento medido no ponto 2 nas direções y e z respectivamente, quando considerado a massa no pino do pistão original e massa reduzida em 30%.

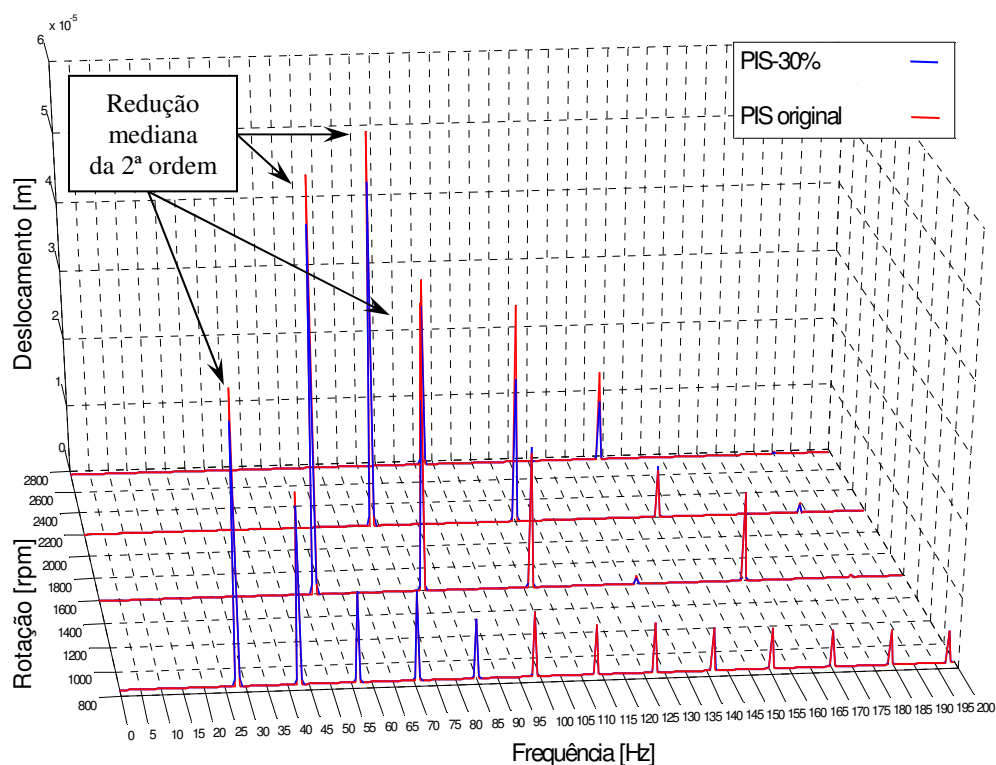


Fig. 4.33 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa no pino do pistão alterados e original – Modelo.

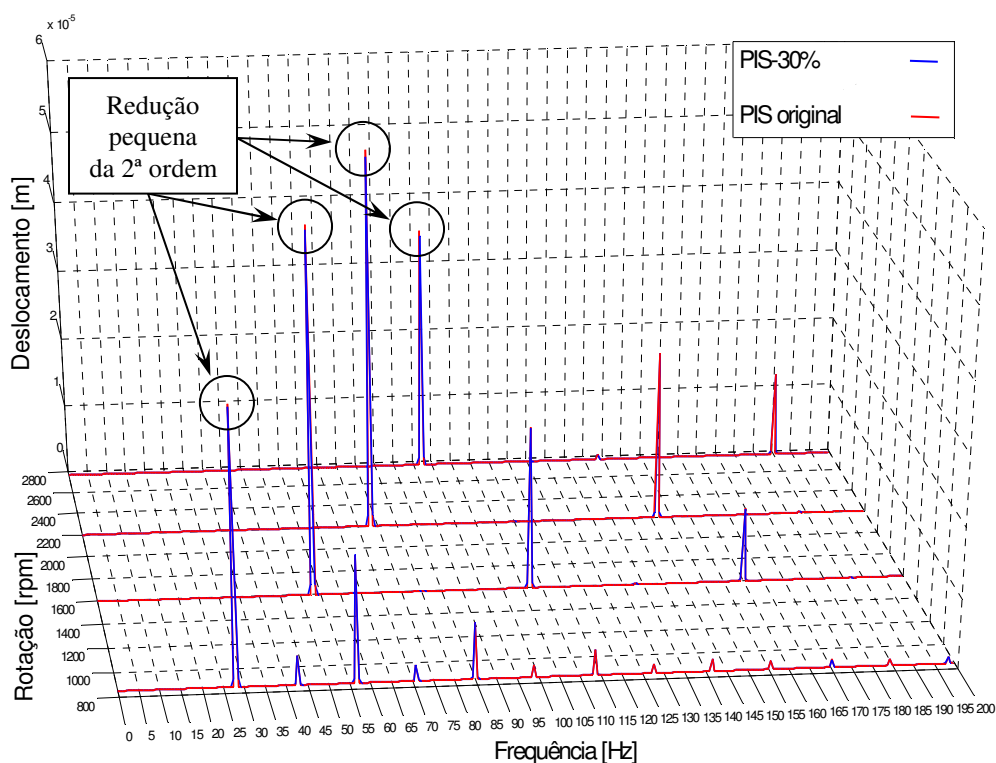


Fig. 4.34 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa no pino do pistão alterados e original – Modelo.

A variação da massa no pino do pistão provoca alteração em todos os harmônicos. Esta massa executa o movimento alternativo e durante o período de um ciclo contribui com duas excitações devido a geometria do mecanismo a qual está acoplada, desta forma a segunda ordem tende ser a mais afetada com as alterações propostas. Isto é exatamente o que se observa nas simulações, e para maior detalhamento desta influência as tabelas 4.16 e 4.17 são mostradas a seguir.

Tabela 4.16 – Influência da redução da massa no pino do pistão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento com massa original [m]	Deslocamento com massa -30% [m]	Dif. [%]
850	28,3	$4,12 \times 10^{-5}$	$3,68 \times 10^{-5}$	11,96
1600	53,3	$5,87 \times 10^{-5}$	$5,22 \times 10^{-5}$	12,49
2200	73,3	$5,67 \times 10^{-5}$	$4,97 \times 10^{-5}$	14,16
2770	92,3	$2,78 \times 10^{-5}$	$2,39 \times 10^{-5}$	16,41

Tabela 4.17 - Influência da redução da massa no pino do pistão na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento com massa original [m]	Deslocamento com massa -30% [m]	Dif. [%]
850	28,3	$3,91 \times 10^{-5}$	$3,86 \times 10^{-5}$	1,30
1600	53,3	$5,20 \times 10^{-5}$	$5,13 \times 10^{-5}$	1,36
2200	73,3	$5,40 \times 10^{-5}$	$5,31 \times 10^{-5}$	1,69
2770	92,3	$3,49 \times 10^{-5}$	$3,41 \times 10^{-5}$	2,22

Fica evidente que a direção y é a mais afetada pela alteração da massa no pino do pistão. Este mesmo efeito não é percebido em z devido à força de combustão possuir elevada amplitude fazendo com que a força de inércia devido à alteração se torne quase desprezível.

Através desta comparação conclui-se que para uma redução de 30% da massa no pino do pistão, tem-se uma redução média nos deslocamentos de segunda ordem do motor de 14% em y e 2% em z.

4.3.2.3. Influência do aumento das massas rotativas

As figuras 4.35 e 4.36 mostram a resposta dinâmica comparativa entre as amplitudes de deslocamento dos contrapesos 30% mais pesados e originais medida no ponto 2 nas direções y e z respectivamente.

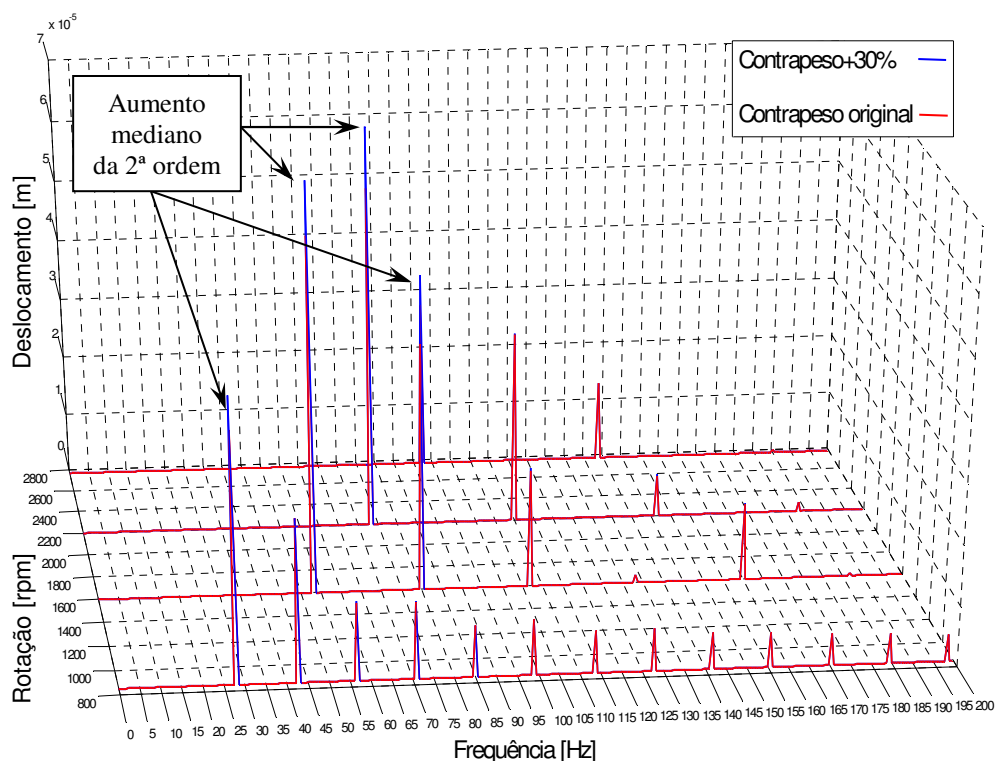


Fig. 4.35 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa do contrapeso alterada e original – Modelo.

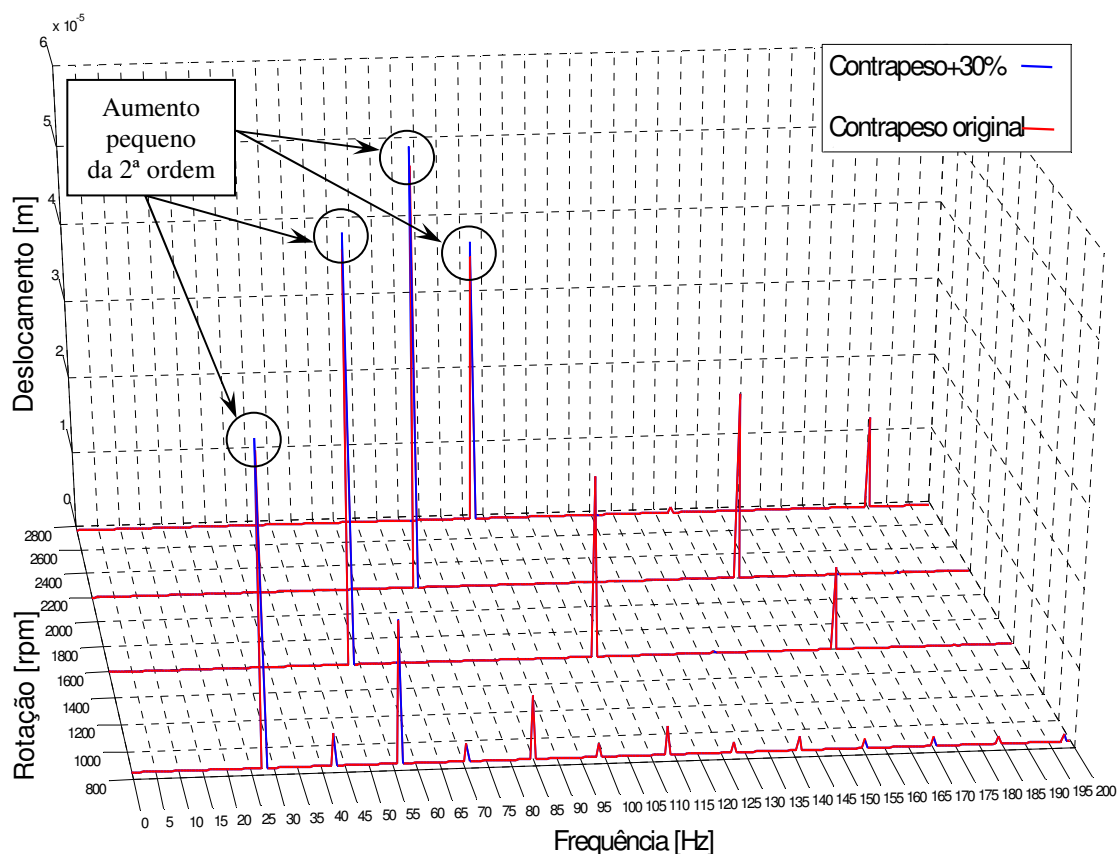


Fig. 4.36 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, com massa do contrapeso alterada e original – Modelo.

Assim como a variação de pressão de combustão, variação da massa do pistão e biela, a variação do contrapeso da árvore de manivelas provoca alteração em todos os harmônicos. No caso do motor quatro cilindros, a árvore de manivelas possui a disposição dos contrapesos defasados de 180° conforme mostra a figura 4.37.

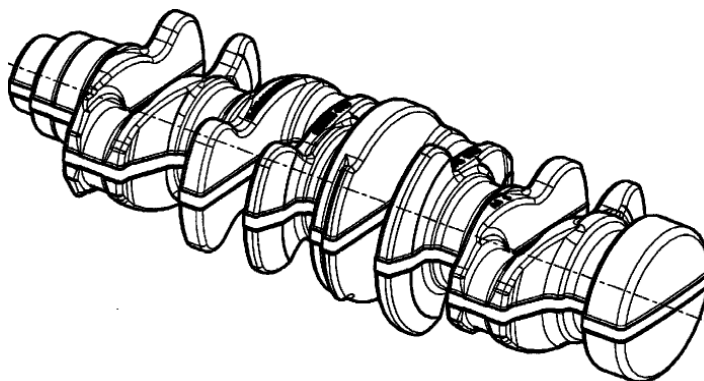


Fig. 4.37 – Árvore de manivelas de um motor quatro cilindros.

Em uma volta da árvore de manivelas dois contrapesos passam pela origem, caracterizando a segunda ordem com sua ordem fundamental. Isto é o que se observa novamente nas simulações e seu detalhamento é possível ver nas tabelas 4.18 e 4.19.

Tabela 4.18 – Influência do aumento de massa do contrapeso na 2ª ordem do motor para diversas rotações em y.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento com contrapeso +30% [m]	Deslocamento com contrapeso original [m]	Dif. [%]
850	28,3	$4,12 \times 10^{-5}$	$4,67 \times 10^{-5}$	11,76
1600	53,3	$5,87 \times 10^{-5}$	$6,74 \times 10^{-5}$	12,95
2200	73,3	$5,67 \times 10^{-5}$	$6,67 \times 10^{-5}$	14,94
2770	92,3	$2,78 \times 10^{-5}$	$3,30 \times 10^{-5}$	15,75

Tabela 4.19 - Influência do aumento de massa do contrapeso na 2ª ordem do motor para diversas rotações em z.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Deslocamento com contrapeso +30% [m]	Deslocamento com contrapeso original [m]	Dif. [%]
850	28,3	$3,91 \times 10^{-5}$	$4,06 \times 10^{-5}$	3,62
1600	53,3	$5,20 \times 10^{-5}$	$5,41 \times 10^{-5}$	3,83
2200	73,3	$5,40 \times 10^{-5}$	$5,64 \times 10^{-5}$	4,32
2770	92,3	$3,49 \times 10^{-5}$	$3,69 \times 10^{-5}$	5,34

Assim como as massas alternativas, para os contrapesos da árvore de manivelas a direção y é a mais afetada pela alteração de suas massas e na direção z devido à força de combustão sua influência quase passa despercebida.

Através desta comparação conclui-se que para um aumento de 30% da dos contrapesos nos cilindros 1 e 4, tem-se aumento médio nos deslocamentos de segunda ordem do motor de 14% em y e 4% em z.

4.4. Análise modal do amortecedor de vibrações

Uma das formas de validação do modelo matemático é a comparação entre os dados do amortecedor de vibrações real e o estimado, por isso decidiu-se realizar o levantamento das características coeficiente de amortecimento e rigidez dinâmica através de análise modal do amortecedor utilizado nas análises experimentais. Os ensaios foram realizados em um dos bancos de testes da MWM International.

O amortecedor de vibrações avaliado possui corpo de borracha com flange de fixação metálica, seu modelo é o XT-2000 fabricado pela empresa Vibra-Stop, sendo diâmetro igual a 82 mm e altura igual a 60 mm.



Fig. 4.38 – Amortecedor de vibrações utilizado no ensaio experimental e simulação numérica.

4.4.1. Equipamentos Utilizados

A tabela 4.20 mostra todos os equipamentos utilizados durante a execução dos ensaios.

Tabela 4.20 – Equipamentos utilizados para análise modal do amortecedor de vibrações.

Equipamento	Modelo/Tipo	Função
Acelerômetro	Piezelétrico	Realizar a leitura de acelerações em z
Célula de carga	---	Realizar a leitura das forças aplicadas
Processador de dados	Lms Scadas III	Executar a leitura dos dados enviados pelos acelerômetros
Martelo	---	Excitar o sistema com uma força de entrada
Software dados	Lms Test Lab	Realizar a gravação e tratamento dos dados adquiridos

4.4.2. Preparação e Procedimento de Análise

Devido os ensaios que envolvem acelerômetros serem muito delicados, uma série de cuidados foram tomados com intuito de isolar fatores que prejudiquem as medições.

A figura 4.39 mostra o amortecedor de vibrações instalado no dinamômetro durante a execução dos ensaios. Nesta mesma figura é possível observar que o ensaio foi realizado com pré-carga no amortecedor de vibrações, neste caso a massa do próprio motor a qual neste ponto tem valor aproximado de 110 kg.

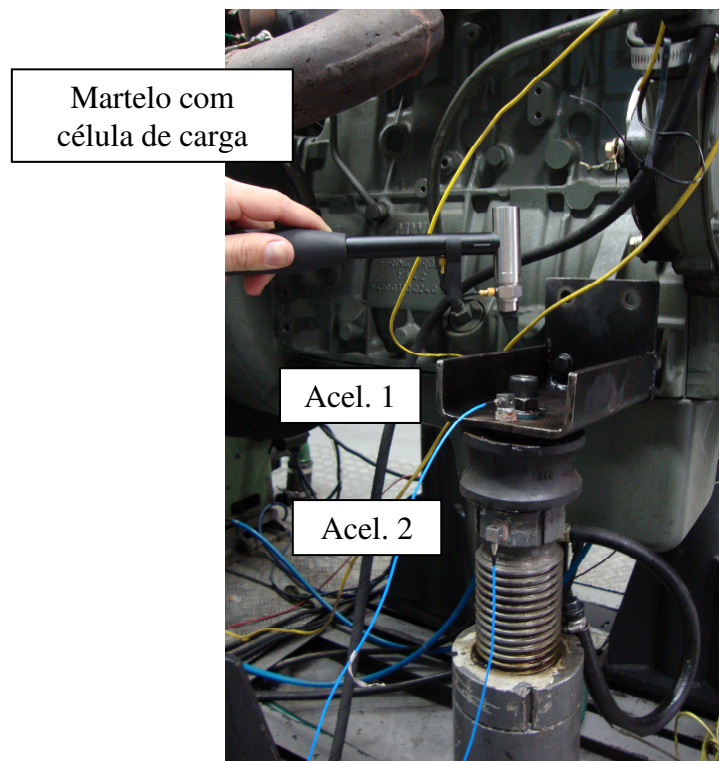


Fig. 4.39 – Amortecedor de vibrações instalado em dinamômetro para execução da análise modal.

O acelerômetro 1 está posicionado no suporte do motor, e o acelerômetro 2 abaixo do coxim do mesmo suporte. O acelerômetro 2 foi utilizado apenas para verificação.

Através de um martelo com célula de carga aplica-se uma pancada no suporte do motor, o qual excita o sistema. Esta excitação se propaga no sistema e é medida na forma de aceleração

pelos acelerômetros. Estes dados são transmitidos até o processador de dados, o qual após o processamento os direciona para o micro computador para gravação e avaliações finais.

Realizando a comparação das acelerações medidas pelos acelerômetros e as forças medidas pela célula de carga, é possível a determinação da rigidez dinâmica e a função de resposta em frequência do sistema (FRF), além da análise da coerência dos dados medidos. Executa-se este procedimento para a direção vertical (z) e horizontal (y).

4.4.3. Apresentação dos Resultados

O primeiro resultado a ser avaliado é a análise de coerência entre as variáveis medidas, pois é através deste resultado que se conhece se os dados são confiáveis para análise.

O ensaio inicia-se na direção vertical (z). Conforme mostrado na figura 4.40, após executar a média de 3 amostras dos sinais do martelo e acelerômetro 1, a coerência dos dados demonstra confiabilidade para frequências até 700 Hz.

A figura 4.41 refere-se à rigidez dinâmica que por definição representa o inverso da FRF, quando esta representa o deslocamento do acelerômetro 1 em relação à carga aplicada no domínio da frequência.

Através da ressonância mostrada no gráfico da figura 4.42, identifica-se a frequência natural do amortecedor. Consultando o gráfico de rigidez dinâmica pode-se determinar o valor de $7,8 \times 10^7$ N/m para a rigidez equivalente do amortecedor. Uma segunda frequência natural pode ser observada entre 1 kHz e 1,1 kHz, no entanto, não será considerada por estar fora da faixa de frequências de trabalho do motor.

Existem diversos métodos para determinação do fator de amortecimento através da FRF, sendo que o método de banda de meia potência ou potência de 3dB fornece um fator de amortecimento equivalente viscoso. Este método foi escolhido para esta dissertação apesar do estudo do comportamento visco-elástico da borracha ser mais complexo. Na figura 4.42, nota-se a determinação do fator de amortecimento conforme exposto na expressão:

$$\zeta_z = \frac{w_2 - w_1}{2.w_n} = \frac{364,71 - 326,96}{2.351,56} = 0,054$$

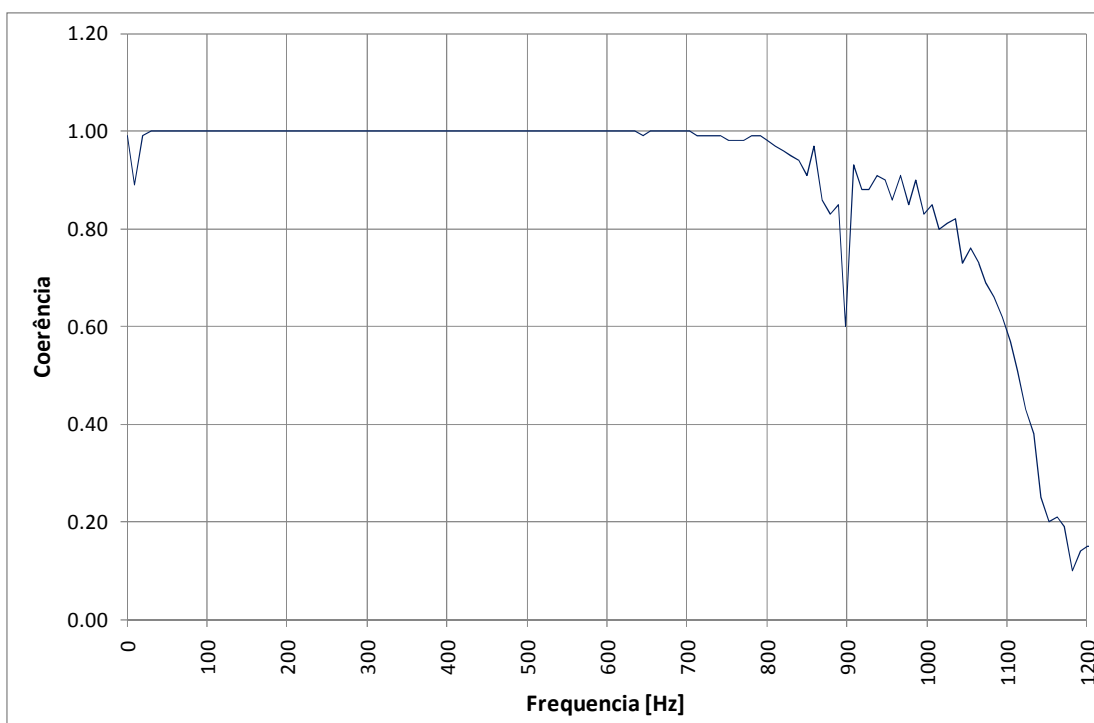


Fig. 4.40 – Curva de coerência entre os sinais do martelo e acelerômetro 1 – direção z.

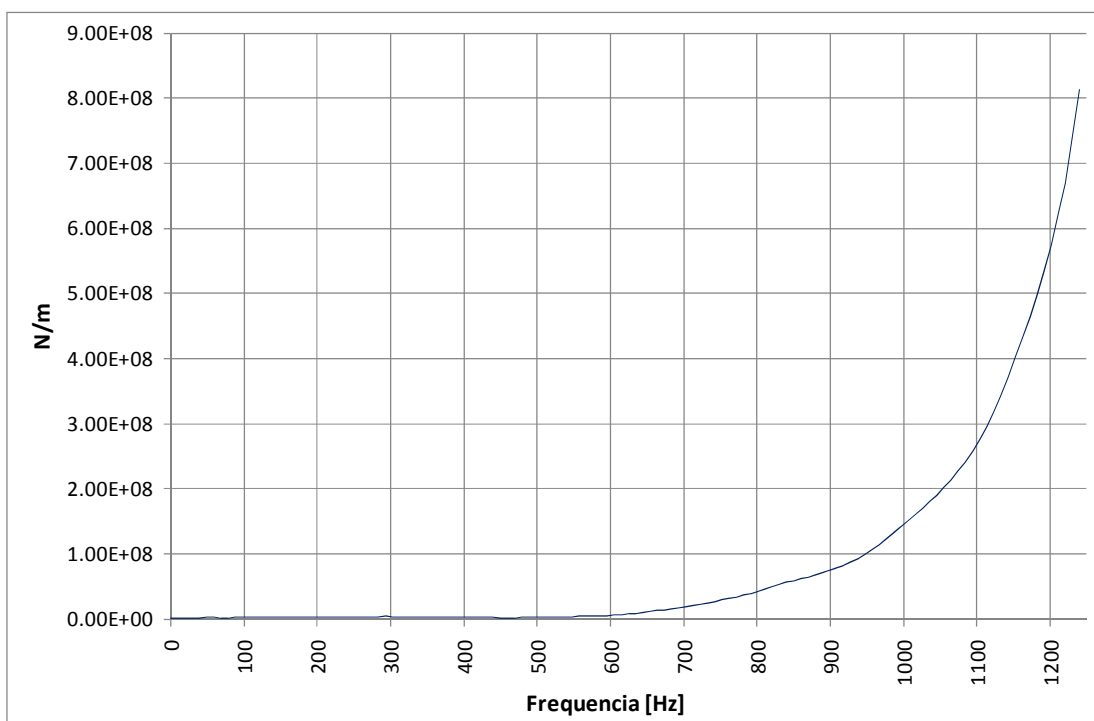


Fig. 4.41 – Rigidez dinâmica do amortecedor – direção z.

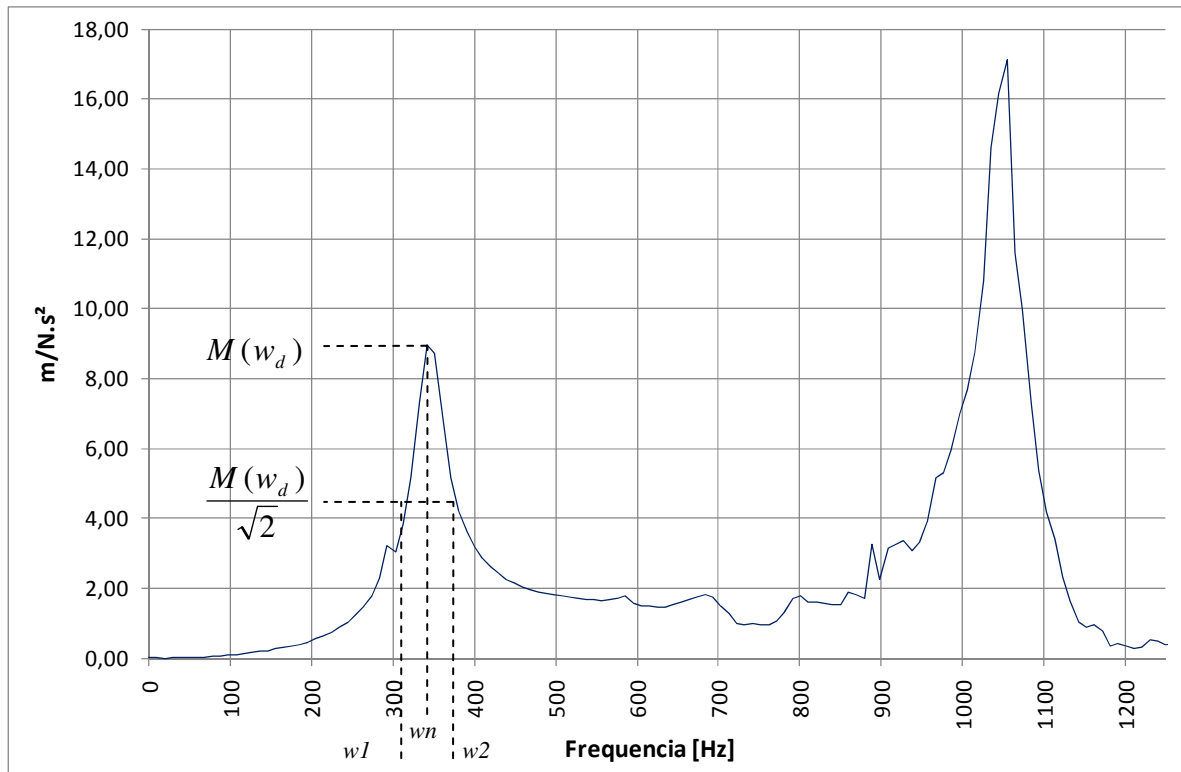


Fig. 4.42 – Determinação dos pontos de análise na FRF para determinação do fator de amortecimento – direção z.

Com o fator de amortecimento equivalente viscoso, se obtém o coeficiente de amortecimento com a expressão:

$$\zeta_z = \frac{c_z}{2\sqrt{k.m}} \rightarrow 0,054 = \frac{c_z}{2\sqrt{7,8 \cdot 10^7 \cdot 110}} \rightarrow c_z = 9946,52 \frac{N.s}{m}$$

Para a direção y, executou-se o mesmo procedimento e foi obtida a rigidez equivalente e constante de amortecimento viscoso, com valores $1,67 \times 10^8$ N/m e 16590,41 N.s/m respectivamente. Todos os resultados dos ensaios servirão de base comparativa com os valores utilizados no modelo matemático e conseqüentemente sua validação.

Muito se pode melhorar nesta análise modal do amortecedor de vibrações quando se busca a determinação de suas características. Pode-se realizar o ensaio sob temperatura controlada, motor em funcionamento entre outros fatores. Um trabalho futuro em potencial é a realização do ensaio com objetivo de obter a rigidez e amortecimento do amortecedor variável com a frequência.

4.5. Validação do modelo matemático

Conforme é observado na figura 4.1, o modelo matemático será validado por dois modos:

- 1- Depois de equalizado as segundas ordens do modelo matemático e análises experimentais com balanceador de massas, simular o modelo calibrado e realizar comparações com resultados das análises experimentais para o motor se balanceador de massas.
- 2- Realizar comparativo entre características dos amortecedores estimados e reais.

As figuras 4.43 e 4.44 mostram os resultados comparativos entre modelo matemático e análise experimental com balanceador de massas nas direções y e z respectivamente.

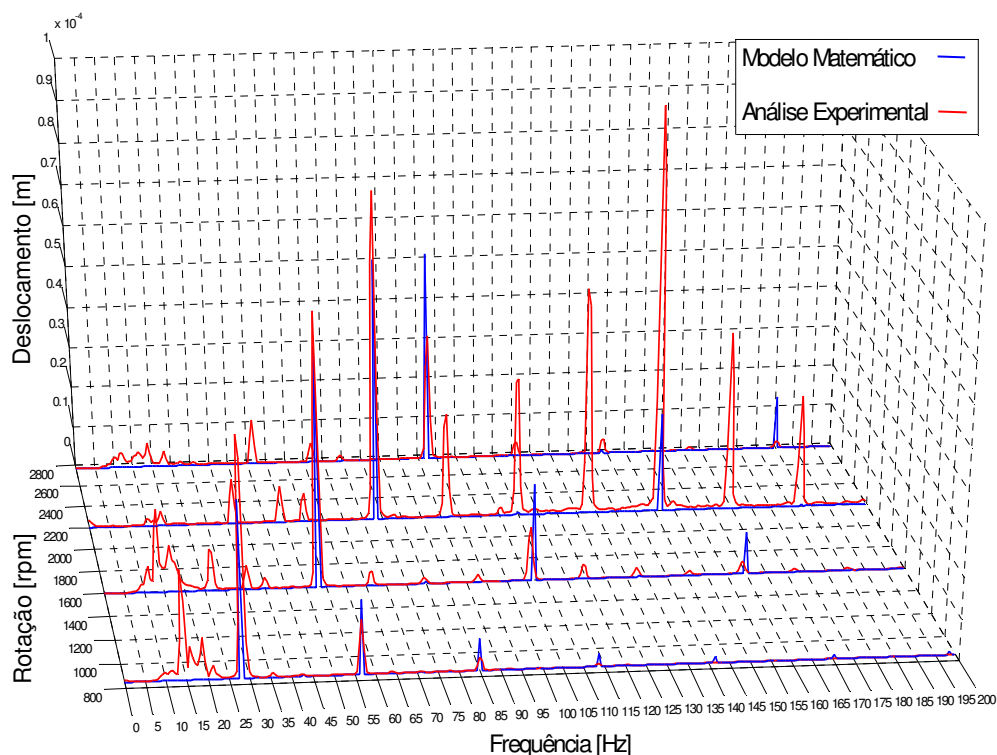


Fig. 4.43 – Gráfico do deslocamento em y medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo.

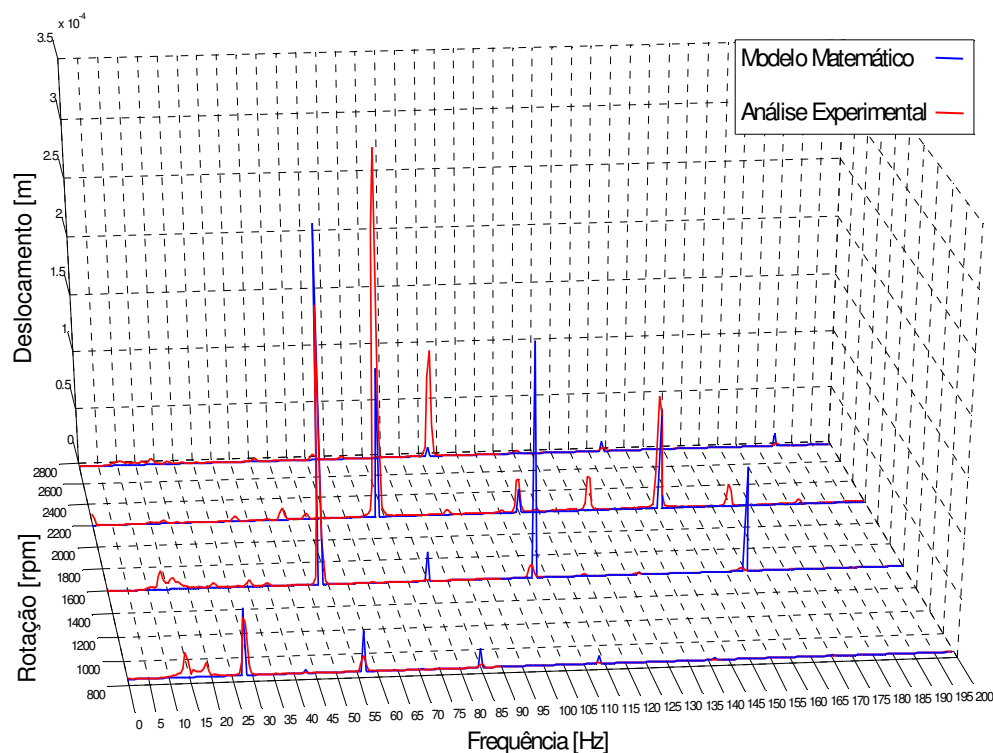


Fig. 4.44 – Gráfico do deslocamento em z medido no acelerômetro 2 para as rotações 850, 1600, 2200 e 2770 rpm, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo.

Em determinadas situações a simulação numérica se assemelha às análises experimentais, assim como em outras ocorre grande distorção dos valores. Isto pode ser explicado pelo fato do modelo matemático não ter levado em consideração diversos fatores que influenciam na resposta dinâmica do motor tais como atrito entre pistão e camisa, viscosidade de óleo, mancais hidrodinâmicos, árvore de manivelas com rigidez, bloco do motor com rigidez, etc.

As tabelas 4.21 e 4.22 e os gráficos 4.48 e 4.49 mostram o detalhamento da segunda ordem do motor.

Tabela 4.21 – Comparativo da 2ª ordem do motor entre modelo matemático e simulação numérica sem balanceador para diversas rotações em y.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Modelo matemático [m]	Análise Experimental [m]	Dif. [%]
850	28,3	$4,22 \times 10^{-5}$	$5,69 \times 10^{-5}$	35,94
1600	53,3	$5,80 \times 10^{-5}$	$6,59 \times 10^{-5}$	14,68
2200	73,3	$6,35 \times 10^{-5}$	$7,99 \times 10^{-5}$	26,80
2770	92,3	$5,16 \times 10^{-5}$	$2,37 \times 10^{-5}$	-54,08

Tabela 4.22 - Comparativo da 2ª ordem do motor entre modelo matemático e simulação numérica sem balanceador para diversas rotações em z.

n [rpm]	F 2ª ord. [Hz]	Modelo matemático [m]	Análise Experimental [m]	Dif. [%]
850	28,3	$5,68 \times 10^{-5}$	$4,86 \times 10^{-5}$	-14,49
1600	53,3	$3,01 \times 10^{-4}$	$2,35 \times 10^{-4}$	-22,93
2200	73,3	$1,30 \times 10^{-4}$	$3,15 \times 10^{-4}$	142,03
2770	92,3	$8,05 \times 10^{-6}$	$7,19 \times 10^{-5}$	793,93

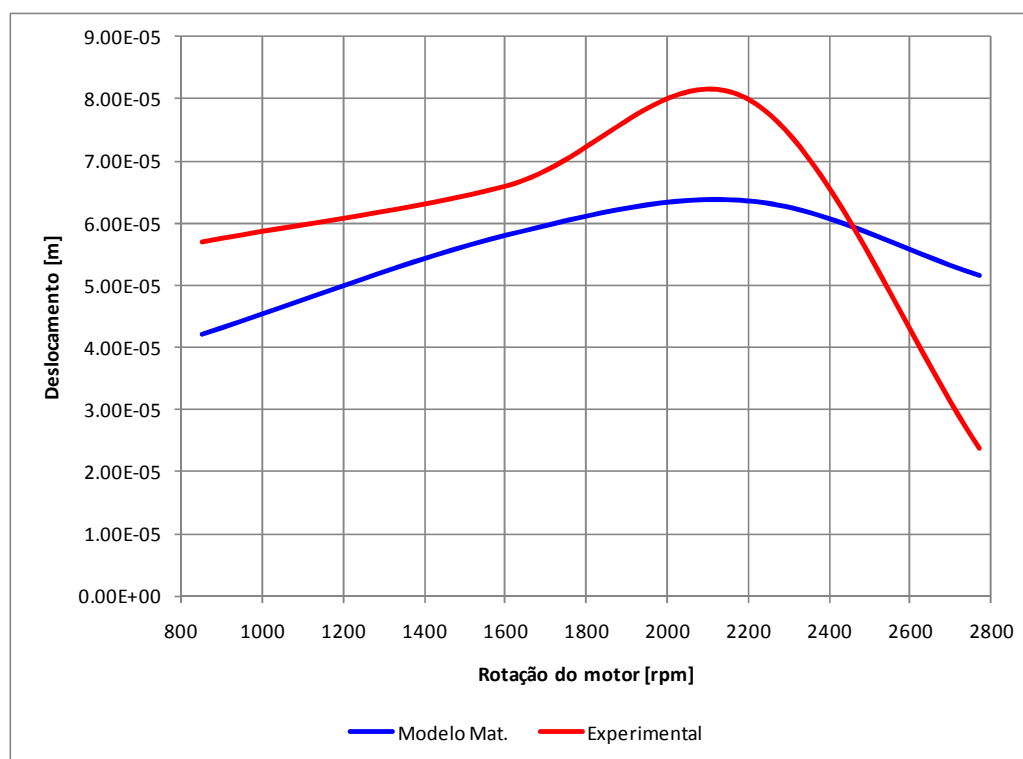


Fig. 4.45 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em y do acelerômetro 2, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo.

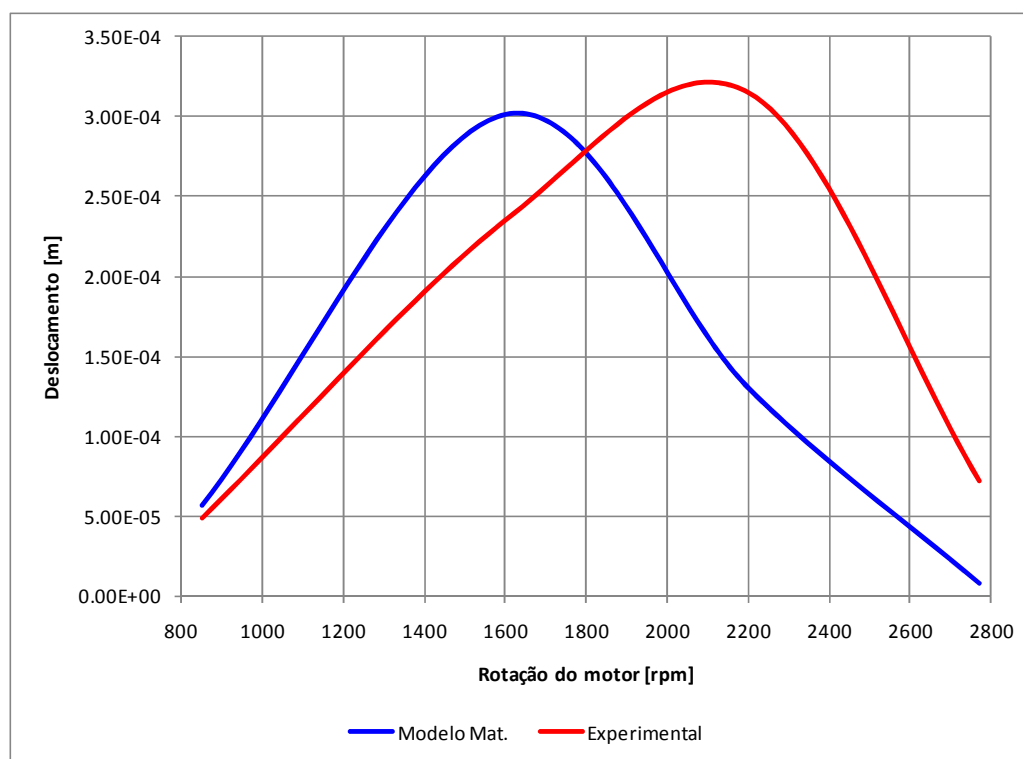


Fig. 4.46 – Amplitude de deslocamento da 2ª ordem em z do acelerômetro 2, comparativo sem balanceador – Experimental e Modelo.

A segunda validação a ser feita é o comparativo entre os valores de rigidez e coeficiente de amortecimento adotado e verificado através de análise modal experimental. A tabela 4.23 e 4.24 mostra este comparativo em detalhe.

Tabela 4.23 – Coeficientes de amortecimento utilizados no modelo matemático e na análise modal experimental.

Rotação	Frequência	Medição experimental direção y [N.s/m]	Modelo matemático direção y [N.s/m]	%	Medição experimental direção z [N.s/m]	Modelo matemático direção z [N.s/m]	%
850	14,17	1,66 x 10 ⁴	1,28 x 10 ⁴	129,7	9,95 x 10 ³	9,89 x 10 ³	100,6
1600	26,67		1,72 x 10 ⁴	96,5		1,02 x 10 ⁴	97,8
2200	36,67		2,01 x 10 ⁴	82,4		1,04 x 10 ⁴	95,7
2770	46,17		1,98 x 10 ⁴	83,7		1,02 x 10 ⁴	97,7

Tabela 4.24 – Rigidez utilizada no modelo matemático e na análise modal experimental.

Rotação	Frequência	Medição experimental direção y [N/m]	Modelo matemático direção y [N/m]	%	Medição experimental direção z [N/m]	Modelo matemático direção z [N/m]	%
850	14,17	1,67 x 10 ⁸	5,1 x 10 ⁸	32,7	7,8 x 10 ⁷	6,87 x 10 ⁷	11,9
1600	26,67		5,45 x 10 ⁸	30,6		7,02 x 10 ⁷	10,0
2200	36,67		5,69 x 10 ⁸	29,3		7,29 x 10 ⁷	6,5
2770	46,17		5,52 x 10 ⁸	30,3		7,10 x 10 ⁷	9,0

A comparação entre os valores de coeficiente de amortecimento utilizados no modelo matemático e ensaio modal experimental mostra uma grande diferença. Esta diferença pode ser explicada pelo comportamento viscoelástico do amortecedor, da massa real do motor sobre este amortecedor, entre outros. Na comparação da rigidez, nota-se uma média de variação de 20,1% em y e z, a qual demonstra que o modelo matemático está trabalhando com valores muito próximos do real, apesar dos métodos empregados nesta análise.

Como resultado final da validação, admite-se a necessidade de melhorar a análise experimental como, por exemplo, a medição correta da massa do motor que atua sobre o amortecedor. Também o modelo matemático tem um comportamento similar ao real devido às análises comparativas realizadas sem balanceador dinâmico, porém demonstra um potencial grande de melhoria no que diz respeito às características dos amortecedores de vibrações. Esta conclusão reforça o que foi dito durante a análise modal do amortecedor que sugere um estudo aprofundado para determinação de suas características dependentes das frequências de trabalho.

5. Conclusões e trabalhos futuros

Através das análises experimentais estuda-se a influência do balanceador de massas na dinâmica do motor de combustão interna. Conclui-se que para o motor estudado a sua remoção implica no aumento de 19% das amplitudes de deslocamentos em y e 82% em z. Esta diferença de amplitude encontrada entre a direção y e z é explicada pelo projeto do balanceador de massas somente prever geração de forças na direção z. Com a remoção do balanceador de massas aumentam-se também a arfagem, rolagem e guinada, que acabam influenciando no aumento dos momentos e das forças em y nos apoios do motor.

O modelo matemático desenvolvido foi utilizado para estudo das influências quando se alteram as características da pressão de combustão, massa no pino do pistão e contrapesos da árvore de manivelas. Para que o modelo tivesse resposta dinâmica similar a análise experimental, foi efetuada sua calibração através de inserção de coeficiente de amortecimento e rigidez adequados.

Simulando um aumento de potência, eleva-se 50% na pressão de combustão e verifica-se um aumento médio na amplitude de deslocamento da segunda ordem de 22% em y e 32% em z. Este comportamento era esperado, pois as forças de combustão estão diretamente ligadas com a pressão de combustão.

Para uma diminuição de 30% na massa no pino do pistão verifica-se uma redução média de 14% das amplitudes de deslocamento da segunda ordem em y e 2% em z. A diminuição da amplitude de deslocamento na direção z é baixa, isto se deve a força de inércia ser muito menor que a força de combustão que atua na mesma direção. Este mesmo fenômeno ocorre para o aumento de 30% na massa dos contrapesos, o qual resulta em um aumento médio nas amplitudes de deslocamento de segunda ordem de 14% em y e 4% em z.

A validação deste modelo matemático foi efetuada através de comparação dos resultados das análises experimentais e simulação numérica para motor com balanceador de massas. Em determinadas situações a simulação numérica se assemelha às análises experimentais, assim como em outras ocorre grande distorção dos valores. Isto pode ser explicado pelo fato do modelo

matemático não ter levado em consideração diversos fatores que influenciam na resposta dinâmica do motor tais como atrito entre pistão e camisa, viscosidade de óleo, mancais hidrodinâmicos, árvore de manivelas com rigidez, bloco do motor com rigidez, etc. Outra validação foi efetuada, que consiste na comparação das características do amortecedor estimado e características do amortecedor levantadas através de análise modal experimental. Os valores de coeficiente de amortecimento encontrados não ficaram similares aos adotados, enquanto os valores de rigidez tiveram ligeiro aumento. Conclui-se que o modelo matemático quando utilizado com os amortecedores estimados pode ser utilizado para simulações numéricas, porém para simulações com diferentes amortecedores é necessária sua melhoria.

5.1. Trabalhos futuros

É sugerida para trabalhos futuros a melhoria do modelo matemático para simulações que utilizem diversos tipos de amortecedores de vibrações.

Para que seja possível a utilização destes amortecedores de vibrações é sugerido que as análises modais experimentais sejam melhoradas para que o coeficiente de amortecimento e rigidez seja determinado em função das frequências de trabalho do motor.

Durante esta pesquisa se tornou conhecido o software de simulação Adams, o qual pode ser utilizado no lugar do modelo matemático para obtenção de respostas mais precisas uma vez já comprovada sua eficiência pelo mercado.

Para melhorar a precisão dos resultados sugere-se a consideração de fatores até então não considerados, tais como atrito entre pistão e camisa, viscosidade do óleo, rigidez da árvore de manivelas, rigidez do bloco, etc.

Por fim sugere-se a avaliação do motor quanto à vibração não linear, que acontece quando o motor apresenta funcionamento transiente, é de extrema importância para entendimento do seu comportamento em situações reais para soluções de problemas e melhoria de desempenho.

6. Referências Bibliográficas

- Basshuysen, R., Schäfer, F., Internal Combustion Engine - Handbook, SAE Order. R-345, 2004.
- Beitz, K., Küttner, K. H. (editors), Dubbel: Pocket-book of mechanical engineering, Springer Verlag, 16th edition, New York, 1987.
- Colgate, J. E., Chang, C. T., Y. C., Chiou, W. K., Liu, L. M., Keer, Modelling of a hydraulic engine mount focusing on response to sinusoidal and composite excitations, Journal of Sound and Vibration 184(3), 1995, 503-528.
- Dong, Z., Perkins N. C., Multibody dynamics model for internal combustion engines, Multibody System Dynamics 10, 2003, pp. 363-391.
- Eugene I. Rivin, Passive Vibration Isolation, ASME Press, Professional Engineering Publishing, New York, 2003.
- Filipi, Z. S., Assanis, D. N., A Nonlinear, Transient, Single-Cylinder Diesel Engine Simulation for Predictions of Instantaneous Engine Speed and Torque, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, 2001, pp. 951-959.
- Foumani, M., Khajepour, A., Durali, M., Frequency response and jump avoidance in a nonlinear passive engine mount, Journal of Vibration and Control 9, 2003, pp. 1121-1139.
- Gerardin, R. C., Modelo Dinâmico do Sistema Pistão-Biela-Manivela com Mancais Hidrodinâmicos, Campinas, Brasil: Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, 2005, 89p, Dissertação (Mestrado).

- Gregory, D. B., *Análise Dinâmica de um Sistema Pino-Pistão com Lubrificação Hidrodinâmica*, Campinas, Brasil: Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, 2008, 145p, Dissertação (Mestrado).
- He, S., Singh, R., Approximate step response of a nonlinear hydraulic mount using a simplified linear model, *Journal of Sound and Vibration* 299, 2007, pp. 656–663.
- Hillerborg, Peer, *Dynamic Model of a Diesel Engine for Diagnosis and Balancing*, Stockholm, Sweden: Per Hillerborg, 2005, 54p, Dissertação (Mestrado).
- Hoffman, D. M. W., Dowling, D. R., Fully Coupled Rigid Internal Combustion Engine Dynamics and Vibration Part I Model Development, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, 2001, pp. 677-684.
- Hoffman, D. M. W., Dowling, D. R., Fully Coupled Rigid Internal Combustion Engine Dynamics and Vibration Part II Model-Experiment Comparisons, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, 2001, pp. 685-692.
- Ibrahim, R. A., Recent advances in nonlinear passive vibration isolators, *Journal of Sound and Vibration* 314, 2008, pp. 371–452.
- Inman, Daniel J., *Engineering Vibration*, Pearson, Prentice Hall 3rd Edition, 2008.
- Kim, S., Singh, R., Multi dimensional Characterization of vibration isolators over a wide range of frequencies, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 245 (5), 2001, pp. 877-913.
- Lee, D. H., Hwang, W. S., Kim, C. M., , Design sensitivity analysis and optimization of an engine mount system, *Journal of Sound and Vibration* 255(2), 2002, pp. 383-397.

- Lee, J. H., Singh, R., Nonlinear frequency responses of quarter vehicle models with amplitude-sensitive engine mounts, *Journal of Sound and Vibration* 313, 2008, pp. 784-805.
- Mendes, A. S., Desenvolvimento e validação de metodologia para análise de vibrações torcionais em motores de combustão interna, Campinas, Brasil: Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, 2005, 109p, Dissertação (Mestrado).
- Mendes, A. S., Raminelli, L. F., Gomez, M. P., Dimensionamento estrutural da árvore de manivelas de um motor diesel de alta potência, Paper SAE - 2003-01-3530, Congresso SAE, São Paulo, Brasil, 2003.
- Meriam, J. L., Kraige, L. G., *Engineering Mechanics - Dynamics*, John Wiley & Sons, 6th edition, Hoboken, 1987, 720p.
- Metallidis, P., Natsiavas, S., Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines, *International Journal of Non-Linear Mechanics* 38, 2003, pp. 723-738.
- Müller, M., Hornerberger, K., The design of engine mount systems and their mount elements using modern simulation techniques, Paper Haus der Technik S-30-503-056-5, Germany, 1995.
- Müller, M., Siebler, T. W., Gärtner, H., Simulation of Vibrating Vehicle Structures as Part of the Design Process of Engine Mount Systems and Vibration Absorbers, Paper SAE - 952211, Mobility Technology Conference & Exhibit, São Paulo, Brasil, October 2-4, 1995.
- Muravyov, A., Hutton, S. G., Analysis of an engine mount system with time-dependent mass and velocity matrices, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 209, 1998, pp. 143-162.
- Nikraves, P. E., *Computer-aided analysis of Mechanical Systems*, Prentice Hall, New Jersey, 1988, 370p.

- Park, J. Y., Singh, R., Effect of non-proportional damping on the torque roll axis decoupling of an engine mounting system, *Journal of Sound and Vibration* 313, 2008, pp. 841-857.
- Paulino, K. L. G., Modelagem dinâmica de compressores alternativos, Campinas, Brasil: Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, 2008, 121p, Dissertação (Mestrado).
- Rideout, D. G., Stein, J. L., Louca, L. S., Systematic Assessment of Rigid Internal Combustion Engine Dynamic Coupling, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 30 / 022804, 2008, pp. 1-12.
- Shigley, J. E., Pennock, G. R., Uicker, J. J. J., Theory of machines and mechanisms, McGraw-Hill series in mechanical engineering, 3rd edition, New York, 2003, 734p.
- Snyman, J. A., Heyns, P. S., Vermeulen, P. J., Vibration isolation of a mounted engine through optimization, *Mechanical Machine Theory*, Vol. 30, No. 1, 1995, pp. 109-118.
- Tao, J. S., Liu, G. R., Lam K. Y., Design optimization of marine engine-mount system, *Journal of Sound and Vibration* 235(3), 2000, pp. 477-494.
- Taylor, C. F., The internal-Combustion Engine in theory and Practice, The MIT press, revised edition, Volume 2/2, USA, Massachusetts, 1984, 574p.
- Zweiri, Y. H., Seneviratne, L. D., Diesel engine indicated and load torque estimation using a non-linear observer, *Proc. IMechE Vol. 220 Part D: J. Automobile Engineering*, 2006, pp. 775-785.