

✓

# INSTRUMENTAÇÃO MICROPROCESSADA PARA ANÁLISE ESPECTRAL EM MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA

**MÁRIO ROBERTO DA SILVA**

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia.

DEDALUS - Acervo - EESC



31100017405

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos.



São Carlos

1997

Class.	TESE - EESC
Curr.	5527
Tombo	T 0073198

31100017405

st 0944218

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento da  
Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

S586i	Silva, Mário Roberto da Instrumentação microprocessada para análise espectral em motores alternativos de Combustão Interna / Mário Roberto da Silva. -- São Carlos, 1997.  Tese (Doutorado) . -- Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997. Área : Engenharia Mecânica. Orientador : Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos.  1.Instrumentação microprocessada 2.Análise espectral 3.Motores alternativos de combustão interna I. Título.
-------	--

## FOLHA DE APROVAÇÃO

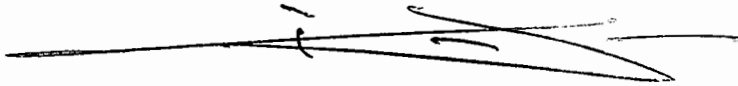
Candidato: Licenciado **MARIO ROBERTO DA SILVA**

Tese defendida e aprovada em 05-02-1998  
pela Comissão Julgadora:



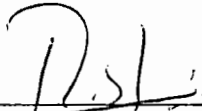
---

Prof. Doutor **ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



---

Prof. Titular **JOÃO FERNANDO GOMES DE OLIVEIRA**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



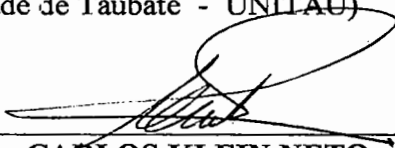
---

Prof. Doutor. **PAULO SELEGHIM JUNIOR**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



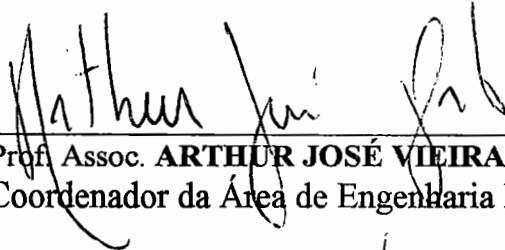
---

Prof. Doutor **SEBASTIAO CARDOSO**  
(Universidade de Taubaté - UNITAU)



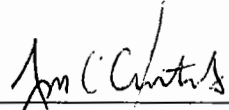
---

Prof. Doutor **CARLOS KLEIN NETO**  
(Universidade Federal de São Carlos - UFSCar)



---

Prof. Assoc. **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**  
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



---

**JOSE CARLOS A. CINTRA**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

À minha amada esposa Fatiminha e aos nossos filhos Áulis e Argos que no transcorrer do desenvolvimento deste trabalho surgiram e iluminaram minha vida.

## AGRADECIMENTOS

Ao orientador Antonio Moreira dos Santos, pelo relacionamento amigável e pela confiança depositada.

Ao amigo Carlos Klein Neto pelo companheirismo nas horas difíceis.

Aos amigos Zé Bogni, Torres, Roberto Lourenço, Roberto Prativiera, Rubão e Sr. Sérgio (in memoriam) funcionários do Laboratório de Motores.

À General Motors do Brasil pela doação da transmissão, suspensão e motor usados nos ensaios.

## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS .....	III
SUMÁRIO .....	IV
LISTA DE FIGURAS.....	VIII
LISTA DE TABELAS .....	XI
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	XII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XV
RESUMO.....	XIX
ABSTRACT .....	XX
<u>1</u> APRESENTAÇÃO.....	1
<u>1.1</u> DESENVOLVIMENTOS .....	3
<u>1.2</u> INSTRUMENTAÇÃO.....	3
<u>1.3</u> ANÁLISE ESPECTRAL.....	6

<u>2</u> INTRODUÇÃO.....	7
<u>3</u> REVISÃO DA LITERATURA.....	11
<u>4</u> MATERIAIS E MÉTODOS .....	19
<u>4.1</u> MOTOR-TRANSMISSÃO-SUSPENSÃO.....	20
<u>4.2</u> SENSORES.....	20
<u>4.3</u> SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS .....	23
<u>4.4</u> PROCESSAMENTO DOS DADOS .....	31
<u>4.4.1</u> TORQUE MÉDIO INDICADO .....	32
<u>4.4.2</u> COMPONENTES ESPECTRAIS .....	37
<u>4.4.2.1</u> MÉTODO TRADICIONAL.....	37
<u>4.4.2.2</u> MÉTODO ALTERNATIVO .....	38
<u>4.4.2.3</u> RELACIONAMENTO ENTRE OS MÉTODOS.....	39
<u>4.4.2.4</u> IMPLEMENTAÇÃO DOS MÉTODOS NO SISTEMA DADISP™.....	41
<u>4.4.3</u> TRATAMENTO ESTATÍSTICO DOS RESULTADOS .....	44

<u>5</u> ENSAIO .....	48
<u>5.1</u> ENSAIOS PRELIMINARES .....	48
<u>5.1.1</u> AJUSTES DO CONJUNTO MOTOR-TRANSMISSÃO- DINAMÔMETRO .....	48
<u>5.1.2</u> CONDICIONAMENTO DOS SINAIS .....	49
<u>5.2</u> ENSAIO FINAL .....	54
<u>6</u> RESULTADOS .....	56
<u>6.1</u> MÉTODO TRADICIONAL (DFT) .....	57
<u>6.2</u> MÉTODO ALTERNATIVO .....	59
<u>7</u> DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	62
<u>7.1</u> MÉTODO TRADICIONAL .....	64
<u>7.2</u> MÉTODO ALTERNATIVO .....	66
<u>7.3</u> COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS .....	69
<u>7.4</u> CONTRIBUIÇÕES E SUGESTÕES PARA NOVAS PESQUISAS .....	72
<u>8</u> CONCLUSÃO .....	75



ANEXO.....	76
<u>A</u> MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO DO MOTOR.....	77
<u>A.1</u> MODELAGEM .....	77
<u>A.1.1</u> PARÂMETROS PARA SIMULAÇÃO.....	78
<u>A.1.2</u> PARÂMETROS DO MOTOR .....	79
<u>A.1.3</u> MODELAGEM CINEMÁTICA .....	82
<u>A.1.3.1</u> BLOCO ÂNGULOS ( $\phi$ E $\theta$ ).....	83
<u>A.1.3.2</u> BLOCO DESLOCAMENTO DO PISTÃO (S).....	83
<u>A.1.4</u> MODELAGEM DOS TORQUES DE INÉRCIAS .....	84
<u>A.1.5</u> MODELAGEM DOS TORQUE DO GÁS.....	90
<u>A.1.5.1</u> PRESSÃO DO GÁS.....	93
<u>A.1.5.1.1</u> Taxa de Liberação de Calor (“dx/dteta”).....	96
<u>A.1.5.1.2</u> Volume da Câmara de Combustão (“V/V1”) .....	98
<u>A.1.5.2</u> AJUSTE DO ÂNGULO DE IGNIÇÃO.....	101
<u>A.2</u> SIMULAÇÃO.....	102
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	106

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Instalação proposta para o uso em tráfego.....	8
Figura 2- Instalação proposta para o uso em bancada de ensaio . ....	9
Figura 3- Diagrama de tempo dos sinais do sistema de aquisição de dados. ....	25
Figura 4- Diagrama do circuito eletrônico do sistema de aquisição de dados. ....	26
Figura 5- Diagrama do circuito eletrônico da proposta 1 para eliminar os sensores invasivos .....	30
Figura 6- Diagrama do circuito eletrônico da proposta 2 para eliminar os sensores invasivos .....	31
Figura 7- Torque devido ao gás em um cilindro, em função do ângulo do eixo motor.....	34
Figura 8- Torques devido ao gás em dois cilindros subsequentes em função do ângulo do eixo motor. ....	36
Figura 9- Sinal da aceleração angular do bloco do motor representada no sistema DADISP <sup>TM</sup> .....	42
Figura 10- Função gerada pelo sistema DADISP <sup>TM</sup> - sen. ....	42
Figura 11- Função gerada pelo sistema DADISP <sup>TM</sup> - cos. ....	42
Figura 12- Função gerada pelo sistema DADISP <sup>TM</sup> - onda quadrada sen/ sen . ....	43
Figura 13- Função gerada pelo sistema DADISP <sup>TM</sup> - onda quadrada cos/ cos . ....	43
Figura 14- Espectro da vibração captada por um acelerômetro fixado diretamente no bloco do motor .....	50

- Figura 15- Espectro da vibração captada por um acelerômetro fixado na tampa que cobre o comando de válvulas do motor ..... 51
- Figura 16- Razão entre os espectros das vibrações captadas por um acelerômetro fixado na tampa que cobre o comando de válvulas e por um acelerômetro fixado diretamente no bloco do motor . ..... 52
- Figura 17- Resposta em frequência do filtro “anti-aliasing”..... 53
- Figura 18- Espectro da vibração captada por um acelerômetro fixado diretamente no bloco do motor, utilizando-se o filtro “anti-aliasing”..... 54
- Figura 19- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais na frequência de explosões, dobro e triplo desta frequência, em função das faixas de rotação. (método tradicional)..... 62
- Figura 20- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais no dobro da frequência de explosões, em função das faixas de rotação.(método alternativo e tradicional) ..... 63
- Figura 21- Distribuição normalizada de frequências dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados em comparação à Normal reduzida. (método tradicional)..... 65
- Figura 22- Torques médios indicados em função das componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões . (método tradicional)..... 66
- Figura 23- Distribuição normalizada de frequências dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados em relação a Normal reduzida. (método alternativo)..... 68
- Figura 24- Torques médios indicados em função das componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões . (método alternativo)..... 69
- Figura 25- Distribuição normalizada de frequências dos desvios entre os valores obtidos pelo método tradicional e os valores estimados a partir dos resultados obtidos pelo método alternativo, em relação a Normal reduzida. .... 71

Figura 26- Componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões obtidas pelo método tradicional em função dos valores obtidos pelo método alternativo .....	72
Figura 27- Diagrama geral do modelo dos torques no sistema SIMULINK™.....	78
Figura 28- Biela e seu centro de massa.....	80
Figura 29- Biela como pêndulo. ....	81
Figura 30- Geometria do sistema biela-manivela. ....	82
Figura 31- Diagrama do subsistema de ângulos no SIMULINK™.....	83
Figura 32- Diagrama do subsistema de deslocamento do pistão no SIMULINK™.....	84
Figura 33- Diagrama do subsistema de torque de inércias alternativas no sistema SIMULINK™. ....	86
Figura 34- Diagrama de forças laterais no sistema biela-manivela. ....	88
Figura 35- Diagrama do subsistema de correção dos torque de inércias devido ao uso da biela fictícia no sistema SIMULINK™. ....	90
Figura 36- Diagrama do subsistema de torque do gás no sistema SIMULINK™.....	92
Figura 37- Diagrama subsistema de pressão do gás no SIMULINK™... ..	96
Figura 38- Diagrama do subsistema de taxa de queima do combustível no SIMULINK™.....	98
Figura 39- Diagrama do subsistema de volume da câmara de combustão no SIMULINK™.....	101
Figura 40- Diagrama do subsistema de cálculo do trabalho no eixo motor no SIMULINK™.....	102
Figura 41- Diagrama de pressão X volume da câmara de combustão (simulação). ....	103
Figura 42- Componentes espectrais dos torques no bloco do motor devido à pressão do gás e às inércias alternativas (simulação). ....	104
Figura 43- Componentes espectrais devido às inércias alternativas e as correções devido ao uso da biela fictícia (simulação). ....	105

## LISTA DE TABELAS

- Tabela 1- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais na frequência de explosões, dobro e triplo desta frequência (acel\_1, acel\_2, acel\_3), em função das faixas de rotação. (método tradicional)..... 58
- Tabela 2- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais no dobro da frequência de explosões (acel\_2) em função das faixas de rotação. (Método Alternativo) ... 60
- Tabela 3- Tabela de contingência dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados. (método tradicional)..... 64
- Tabela 4- Tabela de contingência dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados. (método alternativo)..... 67
- Tabela 5- Tabela de contingência dos desvios entre as componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões obtidas pelo método tradicional e os valores estimados a partir dos resultados obtidos pelo método alternativo..... 70

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

“Aliasing” - Fenômeno no qual componentes espectrais de alta frequência são identificadas como de baixa frequência.

Barramento de dados - Meio físico por onde circulam os dados no computador.

“Bits” - Unidade de informação binária.

CG - Centro de gravidade

Curtose - medida da concentração de uma distribuição simétrica em torno de seu valor médio.

DACK - Sinal de reconhecimento de concessão do barramento de dados para o acesso direto à memória.

DADISP<sup>TM</sup> - Sistema computacional de análise de sinais.

DFT - Transformada Discreta de Fourier.

DMA - Comunicação de dados através de acesso direto à memória.

DRDY - Sinal de término da conversão analógico-digital.

DREQ - Sinal de requisição de acesso direto à memória.

DRST - Sinal que anula o DRDY.

FFT - Transformada Rápida de Fourier.

Flip-flop - Circuito de memória.

I/O - Comunicação de dados através dos canais de entrada e saída do computador.

IBM-PC - Padrão de computadores pessoais estabelecido pela IBM™.

“Leakage” - Espalhamento indesejável das intensidades das componentes espectrais nas suas vizinhanças, devido à amostragem do sinal em um intervalo de tempo finito, podendo, dependendo deste tempo de amostragem, tornar-se observável pela amostragem na frequência, quando do uso da Transformada Discreta de Fourier

Leptocúrtica - curva simétrica como a Normal, porém com curtose positiva, isto é, mais concentrada em torno da média.

MATLAB™ - sistema computacional programável.

OEL - Sinal que conecta os dados de mais baixa ordem da conversão analógico-digital ao barramento de dados.

OEM - Sinal que conecta os dados de mais alta ordem da conversão analógico-digital ao barramento de dados.

“Off-set” - Valor constante de deslocamento de um do sinal.

PLL - Circuito eletrônico para demodulação de frequências.

RESET DRV - Sinal provido nas arquiteturas IBM-PC e usado para estabelecer os estados iniciais quando o computador é ligado.

RMS - Valor da raiz da média quadrática.

SIMULINK™ - interface de programação gráfica para o sistema MATLAB™.

STRT - Sinal de início da conversão analógico-digital.

“Track and hold” - Circuito eletrônico que mantém uma amostra do sinal durante sua conversão analógico-digital.

“Tri-state” - Tecnologia de circuitos da lógica transistor-transistor (TTL) que permite que suas saídas possam ser levadas a níveis baixos ou altos de tensão, quando desabilitados.

VTF - Função transferência de vibração usada para a deconvolução do sinal de vibração de forma a obter a reconstrução de um sinal correlacionado à pressão.

“Wire-up” - Técnica de montagem de circuitos eletrônicos em que os componentes são colocados em soquetes conectados entre si através de fios enrolados a seus pinos de bordos afiados que, devido à deformação dos fios, determinam um ótimo contato elétrico.



## LISTA DE SÍMBOLOS

$\langle \rangle$  - símbolos que envolvem variáveis de programas no texto.

$T_p$  - torque indicado.

$\theta$  - ângulo do eixo motor medido a partir do ponto morto superior do primeiro cilindro

$P$  - pressão no interior da câmara de combustão

$V$  - volume da câmara de combustão

$\Delta\theta$  - intervalo angular do eixo motor entre as aquisições dos dados

$\Delta V$  - variação do volume entre as aquisições dos dados

$S$  - posição do pistão medida a partir do eixo motor

$\Delta S$  - variação da posição do pistão entre as aquisições dos dados

$R$  - comprimento da manivela

$L$  - comprimento da biela

$\phi$  - ângulo da biela medido a partir da linha vertical que une o pino do pistão ao eixo motor.

$a_k, b_k$  - coeficientes de Fourier em cosseno e seno respectivamente

$a_k^*, b_k^*$  - aproximação dos coeficientes de Fourier em cosseno e seno respectivamente obtidos pelo método alternativo proposto

$f()$  - sinal amostrado

$k$  - índice da componente espectral

$\omega_0$  - frequência angular fundamental

$N$  - número de pontos da amostra

$r$  - coeficiente de correlação da amostra

$S_Y^2$  - variância da amostra da variável  $Y$

$S_Y$  - desvio padrão da amostra da variável  $Y$

$\bar{Y}$  - valor médio da amostra da variável  $Y$

$Z$  - distribuição produzida pela Transformação de Fisher

$\mu_X$  - média da população  $X$

$\rho$  - coeficiente de correlação das populações

$\sigma_X$  - desvio padrão da população  $X$

$S_{Y.X}$  - desvio padrão da estimativa de  $Y$  a partir de  $X$

$Y_{est}$  - valor estimado pela correlação

$\chi^2$  - qui quadrado

$\chi_c^2$  - valor crítico do qui quadrado para um determinado nível de significância ( $c$ ),

$F_{obs}$  - frequência de ocorrências observada em uma dada casa da tabela de contingência

$F_{esp}$  - frequência de ocorrências esperada em uma dada casa da tabela de contingência calculada com base na hipótese testada

$W$  - velocidade angular do eixo motor

$W'$  - variável auxiliar multiplicativa usada na modelagem em substituição à velocidade angular do eixo motor.

$M_b$  - Massa do conjunto biela-pino de articulação

$M_1, M_2$  - massas da biela fictícia concentradas nos centros das articulações com o pistão e manivela, respectivamente

$j, h$  - distância do centro de massa da biela ao centro do pino do pistão e à manivela, respectivamente

$g$  - aceleração da gravidade

$MP$  - massa equivalente do pistão correspondente à soma das massas do pistão e dos anéis de vedação acrescida da massa concentrada  $M_1$

$I$  - momento de inércia do conjunto biela-pino de articulação com o pistão

$I_l$  - momento de inércia, em relação ao centro de massa, do conjunto biela-pino de articulação com o pistão

$\beta$  - ângulo de oscilação da biela como pêndulo

$\tau$  - período de oscilação da biela como pêndulo

$u$  - distancia do centro de massa da biela como pêndulo ao ponto de apoio

$T_t$  - torque devido às inércias alternativas

$I'_1$  - momento de inércia, em relação ao centro de massa, da biela fictícia

$f$  - força lateral do cilindro sobre o pistão

$T_l$  - correção do torque de inércia sobre o eixo motor devido ao uso da biela fictícia

$T'_l$  - correção do torque de inércia sobre o bloco do motor devido ao uso da biela fictícia

$A_p$  - área do pistão

$m$  - massa de ar admitida no cilindro

$R_{ar}$  - constante específica do ar

$T$  - a temperatura absoluta em Kelvin

$t$  - tempo

$Q$  - quantidade de calor

$C_v$  - calor específico a volume constante

$\gamma$  - coeficiente do processo politrópico

$x$  - fração queimada do combustível

$Q_{in}$  - quantidade total de calor introduzida na câmara de combustão

$P_1$  - pressão existente na câmara de combustão antes da compressão

$V_1$  - volume da câmara antes da compressão

$\theta_b$  - intervalo angular de duração da queima

$\theta_s$  - ângulo de início da queima

$V_m$  - volume residual ao final da compressão

$r_c$  - taxa de compressão

$N_{eixo}$  - trabalho no eixo motor

$d$  - deslocamento do pistão a partir do ponto morto superior

## RESUMO

SILVA, M. R. (1997). *Instrumentação Microprocessada para Análise Espectral em Motores Alternativos de Combustão Interna*, São Carlos, 1997. 127p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Com o objetivo de avaliar o torque médio indicado a partir da aceleração angular do bloco de um motor, o autor investigou a existência de correlação entre estas variáveis. Para isso, calculou o torque médio indicado a partir da captação e conversão analógica-digital do sinal de um sensor de pressão no interior de uma câmara de combustão e a aceleração angular do bloco a partir de um acelerômetro linear fixado na direção perpendicular e não concorrente ao eixo motor.

Obteve nos ensaios uma correlação linear (coeficiente de 0,91) entre o torque médio indicado e a componente espectral da aceleração angular do bloco no dobro da frequência de explosões. Alcançou tal resultado sem modelagem do motor e sem identificação de seus parâmetros.

Visando diminuir o tempo de processamento propôs e implementou um algoritmo de obtenção da componente espectral sem a utilização de operações de multiplicação, em virtude do uso de ondas quadradas em substituição às senóides da Transformada de Fourier. Constatou que o uso deste método não alterou significativamente os resultados obtidos.

O fato da captação da aceleração ser não invasiva, de se dispensar a modelagem e identificação de parâmetros do motor, aliada à baixa complexidade do processamento e à alta correlação encontrada nos ensaios entre a aceleração angular do bloco e o torque médio indicado, sugere ser o método bastante atraente para a análise de desempenho, detecção de falhas ou ainda no controle de motores.

Palavras-chave: Instrumentação Microprocessada; Análise Espectral, Motores Alternativos de Combustão Interna.

## ABSTRACT

SILVA, M. R. (1997). *Microprocessed Instrumentation for Spectral Analysis on Alternative Internal Combustion engines*, São Carlos, 1997. 127p. PhD. Thesis - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

With the aim of evaluation the indicated mean torque measured through the angular acceleration of an engine block, the author has investigated the existence of correlation between such variables. In order to do that, he has calculated the indicated mean torque from the pinking up and the analog-to-digital conversion of the signal of a pressure sensor inside a combustion chamber. He has also calculated the engine block angular acceleration from a linear accelerometer placed in the perpendicular direction and not intersecting to the crank-shaft axis.

The researcher has obtained in his experiments a linear correlation (coefficient 0.91) between the indicated mean torque and the spectral component of the angular acceleration of the engine block in the double of the fire frequency. Such results has been obtained without engine modelling and with no identification of its parameters.

Having the purpose of lowing the processing time, the author has proposed and implemented an algorithm in order to obtain the spectral component, without the use of multiplication operations, due to the utilization of square waves substituting the sine and the cosine of Fourier Transform. It was observed that the use of such method has not caused expressive alteration on the obtained result.

The fact that the acceleration sample is not invasive and dispenses the engine modelling, as well as its parameters identification, associated with the low processing complexity, and also with the high correlation found in the experiments between the block angular acceleration and the indicated mean torque, suggests that the method is quite appealing to the performance analysis, fault detection as well as to engine control.

Key- Words:-Microprocessed instrumentation; Spectral analysis; Alternative internal combustion engines.

# 1 APRESENTAÇÃO

A organização deste trabalho foi feita da seguinte forma:

No Anexo foi feita uma modelagem matemática, permitindo através da sua simulação obter os torques que agem no bloco do motor devido à queima da mistura ar-combustível e devido às inércias alternativas. Através das análises espectrais destes torques mostrou-se que, com o aumento da frequência, as componentes espectrais devido à queima da mistura decaem mais lentamente que as componentes espectrais devido às inércias alternativas, fato que levantou a hipótese de que é possível desprezar as inércias alternativas usando frequências maiores.

Neste capítulo 1 (APRESENTAÇÃO), além da apresentação da estrutura do trabalho e após discorrer brevemente sobre esforços nos desenvolvimentos dos motores, principalmente na detecção de falhas, foram feitas considerações sobre o instrumental disponível para a análise de desempenho de motores (incluindo o uso de análise espectral), mostrando os limites e dificuldades impostos para seu uso. Neste capítulo foi apontado o torque indicado como uma valiosa medida do desempenho e de como ele tem sido medido indiretamente.

No capítulo 2 (INTRODUÇÃO) foram fixados os objetivos do trabalho e os meios pelos quais se pretendeu alcançá-los e possíveis aplicações práticas deste estudo.

No capítulo 3 (REVISÃO BIBLIOGRÁFICA) foi feita uma análise dos principais trabalhos localizados a respeito do tema deste trabalho.

No capítulo 4 (MATERIAIS E MÉTODO) foi feita uma descrição da montagem do motor junto ao dinamômetro e da instalação de sensores de pressão, de aceleração e de sincronismo para aquisição. Foi também descrito o projeto do sistema de aquisição e apresentadas as propostas que tornam a instrumentação não invasiva. Foram descritos, ainda, os algoritmos que calculam o torque médio indicado e as componentes espectrais da aceleração angular do bloco e para estas últimas foi apresentado o desenvolvimento de um novo método, visando diminuir o tempo de processamento. Para este método alternativo e para o método tradicional foram apresentadas implementações gráficas através do sistema de processamento de sinais DADISP™. Ao final, foram apresentados os tratamentos estatísticos aplicados aos resultados.

No capítulo 5 (ENSAIO) foram descritos os procedimentos adotados para o ensaio, bem como os cuidados que o precedem, principalmente aqueles relativos à filtragem do sinal de aceleração e aos ajustes de ganho dos amplificadores de carga. Foram ainda avaliadas as implicações da não alteração destes ajustes durante o ensaio.

No capítulo 6 (RESULTADOS) foram calculados os coeficientes de correlação linear pelo método dos mínimos quadrados entre os torques médios indicados e as componentes espectrais da aceleração calculadas pelo método tradicional e pelo método alternativo proposto.



No capítulo 7 (DISCUSSÃO DOS RESULTADOS), a partir dos resultados obtidos nos ensaios, fixou-se o limite de rotação e a componente espectral da aceleração do bloco do motor utilizada na obtenção da reta de regressão que permite estimar o torque médio indicado bem como seus limites de confiança. Foi feita ainda uma comparação entre o método tradicional e o alternativo proposto. Diante dos resultados obtidos foram destacadas as contribuições deste trabalho e sugeridos temas para novas pesquisas.

No capítulo 8 (CONCLUSÃO) foi evidenciada a consecução dos objetivos e apresentados os principais resultados e conclusões.

## **1.1 DESENVOLVIMENTOS**

Atualmente são grandes os esforços realizados no desenvolvimento de motores com o objetivo de se reduzir a emissão de poluentes, a geração de ruídos, o consumo de combustível nos veículos de motores alternativos de combustão interna, bem como melhorar o rendimento, alcançando maiores potências com motores cada vez menores. Destacam-se nesses esforços, além do controle da queima, a detecção e correção de falhas e mal funcionamento dos motores.

## **1.2 INSTRUMENTAÇÃO**

Encontra-se disponível um grande número de instrumentos capazes de auxiliar na detecção de falhas e mal funcionamento de subsistemas dos motores, tais como: análise de circuito elétrico, análise de gases de exaustão, condições de vedação da câmara de combustão, consumo e etc. Tais análises proporcionam elementos para se avaliar a eficiência

da queima do combustível e são normalmente executadas em oficinas especializadas sem, no entanto, reproduzirem todos os regimes de funcionamento do motor. Na maioria dessas oficinas são utilizados instrumentos de baixa precisão e baixa acurácia, além do que são raramente aferidos. Além disso, devido ao ambiente rústico a que são submetidos e à tecnologia analógica normalmente usada, tais instrumentos se deterioram com muita rapidez, fato que aliado aos altos custos de aquisição, reposição e manutenção faz com que uma análise confiável seja raramente possível.

Um diagnóstico mais completo pode ser feito em laboratórios dotados de instrumentos que permitem a análise da evolução da pressão no interior da câmara (que é o melhor parâmetro de análise da combustão), ou mesmo da medida do torque em dinamômetros. Tais análises são feitas normalmente sobre uma ampla faixa de condições de operação do motor.

No caso de veículos em condição de tráfego os motores podem ser submetidos a uma ampla faixa de torques e de rotações, porém, os métodos de medida disponíveis nessas situações apresentam dificuldades tais como:

- magnetostrição do eixo motor em função do torque, que apresenta a dificuldade de ajuste de uma pequena folga entre o eixo e o circuito magnético de excitação e captação;

- deformação do eixo motor, medido por extensômetro, que apresenta a dificuldade da execução e comunicação da medida sobre o eixo em rotação (os dois métodos anteriores são ainda altamente

susceptíveis a ruídos eletromagnéticos provocados pelas altas oscilações de corrente em motores de ignição por centelha);

- deformação do eixo motor, medida por sensores ópticos ou magnéticos que detectam deformação angular mensurável através de marcas em duas seções do eixo, exigindo eixos longos ou flexíveis.

A medida da pressão na câmara de combustão exige a refrigeração do sensor, uma vez que este fica submetido à altas temperaturas, o que torna difícil seu uso em tráfego.

Medidas indiretas da pressão na câmara, ou do torque por ela provocado, podem ser obtidas através da aceleração angular do eixo motor calculada a partir de sua velocidade. O método que tem se mostrado mais simples e promissor é o da medida de tempos entre passagens de marcas igualmente distribuídas ao redor do eixo motor, percebidas por sensores ópticos ou magnéticos. Tem sido bastante utilizada a medida, por meio magnético, dos tempos entre passagens dos dentes da engrenagem do volante solidário ao eixo motor, normalmente utilizada para o acoplamento do motor de partida. Neste caso é necessário fixar rigidamente o sensor com uma pequena folga deste com os dentes da engrenagem. Em muitos veículos isto só é possível perfurando-se a carenagem que envolve este volante.

Os métodos até aqui apresentados são invasivos, exigindo instalações demoradas e complexas que inviabilizam seu uso por oficinas ou em condições de tráfego.

### **1.3 ANÁLISE ESPECTRAL**

O uso da análise espectral no diagnóstico de motores de combustão interna tem sido bastante estudado e baseia-se nos sinais obtidos da pressão interna da câmara de combustão, da velocidade angular do eixo motor, dos esforços na estrutura do bloco, dos sons e vibrações oriundas do motor.

A medida do torque é uma das mais valiosas informações para a análise e controle da combustão em motores. Entretanto, devido à dificuldade de aplicação do instrumental necessário para sua medida, em motores de automóveis, o torque tem sido obtido indiretamente através de outras variáveis.

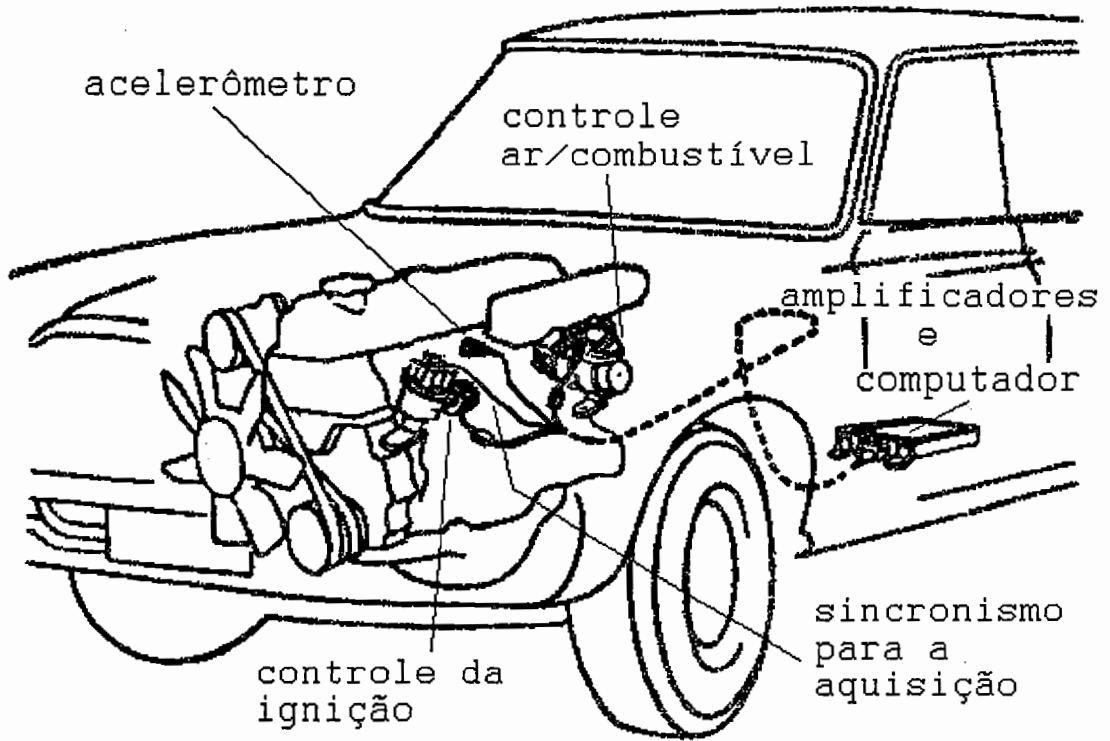
A aceleração angular do bloco do motor pode ser utilizada na avaliação do desempenho de motores, pois tem sua origem no processo de combustão e nas forças por ele provocadas, direta ou indiretamente. Entretanto, poucos esforços têm sido feitos no sentido de utilizá-la diretamente na estimativa do torque ou na detecção de falha. Dada a evolução e disponibilidade de recursos computacionais ora existente torna-se bastante atrativo o uso de análise espectral para a estimativa do torque médio indicado diretamente a partir dessa variável.

## **2 INTRODUÇÃO**

Este trabalho tem por objetivo verificar a existência de uma correlação do torque médio indicado, do motor objeto de ensaio, com a componente espectral da aceleração angular na frequência das explosões, ou nos seus múltiplos, através da medida da pressão no interior da câmara de combustão e da análise espectral da aceleração angular do bloco na direção do eixo motor.

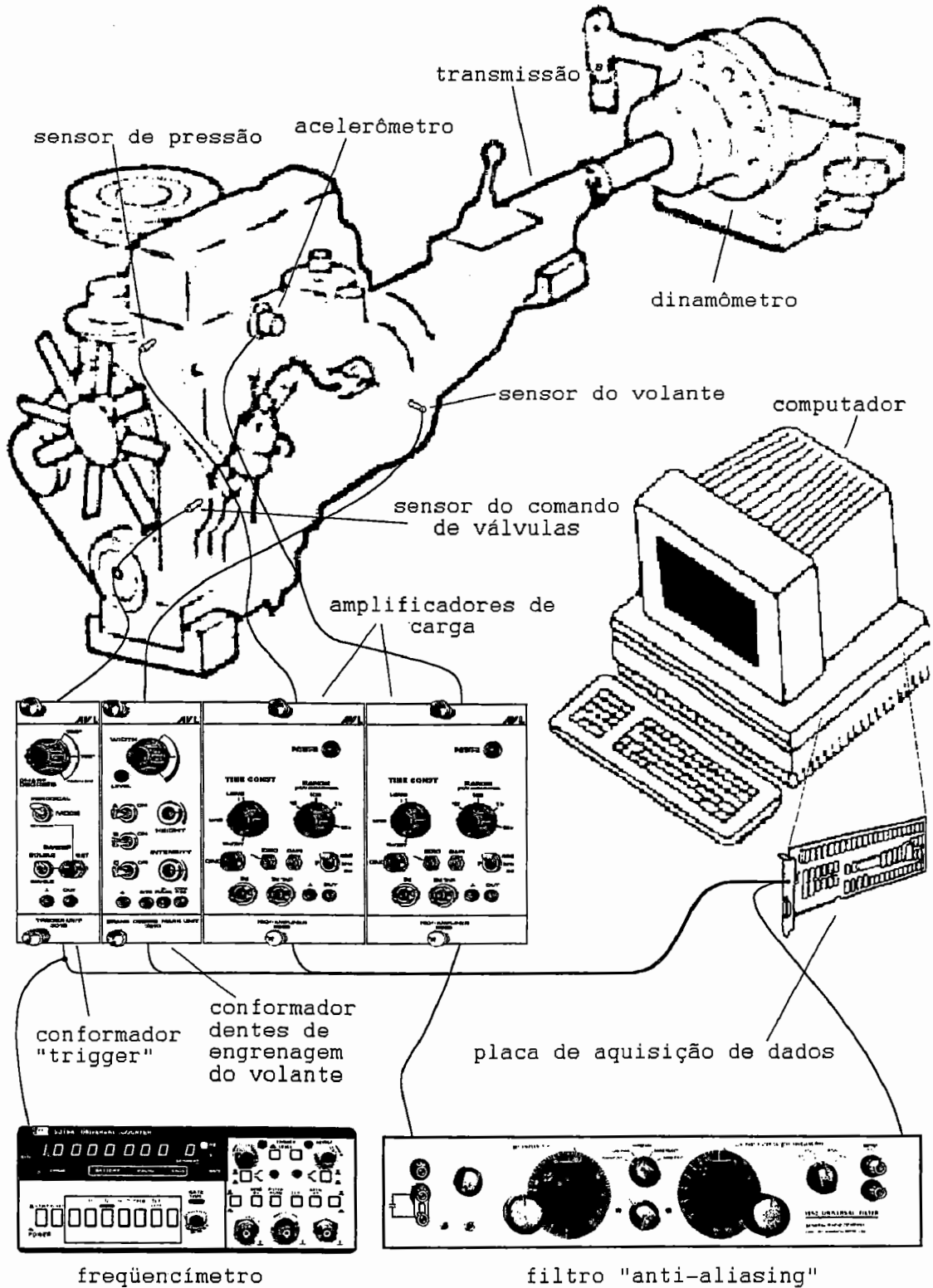
Pretende-se obter essa correlação desconsiderando-se os efeitos dos torques de inércias visando a redução do custo computacional. Neste mesmo sentido pretende-se desenvolver e usar uma nova técnica de análise espectral de forma a se obter maior velocidade de processamento.

A existência dessa correlação indica a conveniência de se estudar seu uso em condições normais de tráfego (Figura 1), com a possibilidade de avaliar o torque desenvolvido pelo motor a partir da aceleração angular de seu bloco, podendo também vir a ser útil na detecção de falhas e mal funcionamento e no controle do processo de combustão através das variáveis instante de ignição e razão ar-combustível.



**Figura 1- Instalação proposta para o uso em tráfego.**

Para o desenvolvimento deste trabalho utilizou-se um acelerômetro fixado na direção perpendicular ao eixo motor e não concorrente a este (Figura 2). Desta forma foi possível obter-se basicamente o sinal da aceleração angular do bloco.



**Figura 2- Instalação proposta para o uso em bancada de ensaio <sup>1</sup>.**

<sup>1</sup>para maior clareza não são apresentados os sistemas de suspensão e de arrefecimentos do motor e dos sensores.

A captação e conversão analógico-digital desse sinal deve ser periódica e com frequência múltipla da rotação do motor, para se evitar o fenômeno denominado "leakage" (espalhamento indesejável das intensidades das componentes espectrais nas suas vizinhanças, devido à amostragem do sinal em um intervalo de tempo finito, podendo, dependendo deste tempo de amostragem, tornar-se observável pela amostragem na frequência, quando do uso da Transformada Discreta de Fourier). Além disso, tal captação deve ser sincronizada com o funcionamento do motor para permitir a individualização das ocorrências em cada cilindro, o que exigiu o desenvolvimento de um sistema de aquisição de dados para atender tais requisitos.

Face às características particulares desses sinais e da finalidade do estudo que se pretendeu desenvolver, fez-se necessária a pesquisa de algoritmos mais rápidos para o cálculo de uma única componente espectral, em substituição à Transformada Rápida de Fourier.

Com o objetivo de orientar os ensaios foi realizada uma modelagem e uma simulação dos torques devido ao gás e às inércias alternativas (Anexo).



### **3 REVISÃO DA LITERATURA**

A pesquisa bibliográfica sobre o uso da análise espectral em motores alternativos de combustão interna resultou em alguns trabalhos relacionados com o assunto do presente trabalho. Estes podem ser divididos em dois grupos:

- de [1] a [4], que utilizam a aceleração angular do eixo motor, sendo que os trabalhos [1] e [2] buscam estabelecer uma correlação entre a aceleração angular e o torque e os trabalhos [3] e [4] usam essa mesma técnica, porém com a finalidade de detecção de falhas;

- de [5] a [10], que utilizam um amplo espectro da vibração no bloco do motor para a análise de assinatura ou para a reconstrução da evolução da pressão no interior da câmara de combustão. Tal reconstrução é feita através da deconvolução do sinal de vibração com a função transferência de vibração, obtida experimentalmente a partir da medida da pressão na câmara de combustão. Tais técnicas foram utilizadas para o controle e para a detecção de falhas da combustão.

Feita essa classificação serão apresentadas, a seguir, algumas considerações sobre esses trabalhos, com especial atenção aos trabalhos [1], [2], [3] e [4] que utilizam a velocidade ou a aceleração angular do eixo motor na detecção de falha ou na busca de uma medida indireta do torque do motor, que é também um dos objetivos da presente trabalho.

Os trabalhos de [5] a [10] foram incluídos e comentados por utilizarem medidas de vibração (acelerações), apesar de não evidenciarem especificamente a aceleração angular do bloco (vibração de corpo rígido) como elemento essencial de análise do desempenho do motor, técnica empregada neste trabalho

Ribbens [01] no artigo “A Non-Contacting Torque Sensor for Internal Combustion Engine” foi pioneiro em propor o uso de um sensor magnético indutivo para medir o torque de um motor alternativo de combustão interna.

O objetivo do seu trabalho foi verificar experimentalmente a existência da correlação entre o torque observado de um motor e o resultado de transformações sobre a aceleração angular do eixo motor, obtida através de um processamento eletrônico analógico dos pulsos induzidos no sensor pela passagem dos dentes de engrenagem do volante do motor.

Tais transformações são definidas a partir da proposição do uso de um modelo hipotético do sinal de torque, no qual as componentes espectrais seriam proporcionais entre si. Uma vez que o torque médio do motor é anulado pelo dinamômetro, isto é, a aceleração média do eixo motor é nula, o modelo hipotético permite correlacionar as componentes espectrais de ordem superiores da aceleração com o torque médio indicado. Tais componentes são determinadas através da obtenção do valor da raiz da média quadrática (RMS) do sinal proveniente de um filtro passa alta, que tem como entrada a aceleração angular. Tal aceleração é obtida pela diferenciação de um sinal de velocidade

proporcionado por um circuito “Phase Locked Loop” (PLL) a partir dos pulso induzidos no sensor.

Tais sinais foram adquiridos por um sistema microprocessado, simultaneamente à diminuição contínua e muito lenta da restrição imposta ao fluxo de ar admitido nas câmaras de combustão, até que a combinação velocidade-torque causasse a mudança de relação de engrenagem do câmbio automático e, a partir deste instante a restrição foi aumentada até retornar à condição inicial. Esse processo foi continuamente repetido.

Constatou-se que a relação entre essas variáveis podia ser descrita por dois segmentos de reta com coeficientes de correlação de 0,95, porém, com coeficientes angulares bastante distintos.

Observa-se ainda que tais ensaios apresentaram, devido às características do sistema de freio utilizado e ao procedimento adotado, uma variação na velocidade angular do eixo motor de apenas  $\pm 3,4\%$ , o que fez com que o autor desprezasse os torques de inércias.

Além disso, o autor não realizou qualquer tentativa para a validação do modelo hipotético, utilizando-o apenas para facilitar o entendimento da metodologia empregada.

Empregando a mesma instrumentação descrita por Ribbens, Rizzoni [02] em seu artigo “Estimate of Indicated Torque from Crankshaft Speed Fluctuations: A Model for the Dynamics of the IC Engine” estabelece um modelo dinâmico de um motor onde são considerados os torques devido à pressão do gás, inércias alternativas, deformações elásticas das molas da embreagem, inércias rotativas e as perdas por fricção, embora estas últimas sejam, ao final, desconsideradas.

Diferentemente de Ribbens, que usa o torque observado, Rizzoni usa o torque indicado, obtido a partir da medida da pressão em uma das câmaras de combustão e do respectivo ângulo de aplicação. Além disso, Rizzoni amplia a faixa de variação da velocidade do motor dos meros  $\pm 3,4\%$  utilizados por Ribbens para  $\pm 40\%$  em cinco diferentes valores e para cada uma destas velocidades estabelece cinco diferentes valores de torques. A ampliação na faixa de variação da velocidade obriga-o a considerar os torques de inércias, uma vez que são bastante dependentes da velocidade, conforme prevê seu modelo que, portanto, deve ter seus parâmetros identificados.

A consideração dos torques de inércias é obtida através da deconvolução da aceleração angular pela função transferência do modelo dinâmico proposto. Tal deconvolução é realizada através do emprego da Transformada de Fourier, que proporciona a composição espectral dos sinais envolvidos.

De posse do sinal de torque indicado Rizzoni verifica a validade do modelo hipotético do sinal de torque já utilizado por Ribbens, comprovando, então, a existência de proporcionalidade entre as componentes espectrais. Conforme mencionado anteriormente tal modelo permite correlacionar as componentes espectrais de ordem superiores da aceleração com o torque médio indicado.

Através dessa sistemática Rizzoni obteve um coeficiente de correlação de 0,98 entre a componente espectral na frequência de explosões e o torque médio indicado.

Entretanto, deve-se lembrar que o emprego dessa sistemática implica em uma dificuldade adicional de determinação dos diversos

parâmetros do modelo dinâmico do motor, que está sendo objeto de análise. Além disso, a principal objeção ao método proposto é seu custo computacional devido à necessidade de se efetuar deconvoluções, conforme foi mencionado anteriormente.

Connolly e Rizzoni [03] no artigo “Real Time Estimation of Engine Torque for the Detection of Engine Misfire” usam a mesma modelagem para detectar falhas em motores através da medida de torque médio devido a cada cilindro. Tais medidas são realizadas sobre vários ciclos e, então, calculadas medidas estatísticas de variabilidade do torque de cada um dos cilindros que compõem uma determinada métrica. Esses resultados são, então, comparados com o valor preestabelecido dessa métrica, o que indicará ou não a existência de falhas no cilindro correspondente. Esse valor preestabelecido é obtido a partir da análise da distribuição de frequências das métricas de cilindros que não apresentam falhas e de cilindros com falhas deliberadamente induzidas.

Charbonnier e Champoussin [04] em seu artigo intitulado “Recherche Dês Dysfonctionnements du Diesel par Analyze Temporelle et Fréquentielle de la Vitesse du Vilebrequin” fazem uma análise comparativa entre os cilindros de um mesmo motor, bem como uma análise comparativa de cada um desses cilindros com um cilindro padrão de bom funcionamento em um motor idêntico ou de mesma classe.

Tais análises são feitas comparando-se parâmetros (descritores) definidos a partir do sinal de velocidade instantânea do eixo motor. Partindo de uma proposta inicial de 474 descritores (para um motor de 6 cilindros) os autores concluíram que 47 seriam suficientes para indicar a existência e localização de falhas. Os demais descritores

foram rejeitados por serem pouco precisos ou redundantes. Desses 47 descritores, 36 são definidos no domínio do deslocamento angular do eixo motor e 11 na Transformada de Fourier neste domínio. Todas as análises foram feitas em regime de marcha lenta e sem carga.

Othman [05] em seu artigo “Improving the Performance of a Multi-Cylinder Engine by Spectrum Analyzer Feedback” utiliza a análise espectral da aceleração da parede do bloco de um motor para compará-la com a de um motor afinado na tentativa de detectar falhas de ignição, mudanças na composição da mistura ar-combustível e mudanças no instante de ignição. Essa detecção é feita comparando-se formas em diferentes regiões dos espectros. O autor, no entanto, não apresentou qualquer análise sobre os mecanismos e causas das disparidades entre os espectros e efetuou os ensaios em uma única situação de rotação e carga do motor.

De forma semelhante Archambault [06] em seu artigo “Application of the Use of Time-Frequency Analysis for the Detection of Faults on Diesel Engines” usa as discrepâncias entre os espectros de aceleração para detectar falhas e desgastes no motor. Tais análises são feitas a partir do uso da Transformada Wigner-Ville da aceleração, que a fornece numa distribuição frequência-tempo. A variável tempo pode ser associada com o ângulo do eixo motor, o que permite localizar as falhas e desgastes.

Sauw, Tjong, Lau, Chang e Reif [07] no artigo “Monitor Engine Condition via Vibration Signals” buscam detectar falhas de montagem de motores em uma linha de produção através da análise da vibração da parede do bloco. A detecção é obtida pela comparação do espectro da

vibração de um motor bem montado e afinado com o espectro do motor sob teste. Tal comparação aponta diferenças significativas em altas frequências (acima de 2500 Hz). Além da análise espectral os autores obtiveram resultados ainda melhores a partir da análise da variância do sinal de vibração em função do tempo ou do ângulo do eixo motor, permitindo, portanto, a identificação e localização da falha.

Azzoni e Marseguerra [08] em seu artigo intitulado "Assessment of the Potential of a Wiener-Hilbert Filter for Automatic Diagnosis of Spark Ignition Engine Faults" submeteram o sinal de vibração no bloco do motor a um filtro passa faixa Wiener-Hilbert de banda estreita centrado em uma frequência acima de 1500 Hz, obtendo um sinal correlacionado com a pressão no interior dos cilindros. A escolha desta banda é baseada na região onde ocorre a maior diferença entre o espectro da vibração produzida por um motor submetido a carga e o espectro produzido por um motor em vazio. Os autores levantam a hipótese de que estas diferenças devem-se ao acréscimo na pressão no interior da câmara de combustão, que modularia as componentes espectrais nessa banda. Usando a Transformada Hilbert obtêm a envoltória de modulação do sinal filtrado e, através do cálculo da função coerência entre este sinal e o da pressão estabelecem a frequência de corte de um filtro passa baixa, de forma a manter uma coerência superior a 0,5. Os autores evidenciam a conveniência de se realizar este processo no domínio do ângulo do eixo motor, tornando-o independente da rotação do motor.

Os autores que já haviam investigado essa técnica [09] sugerem o uso desse sinal em substituição ao de pressão para o controle e detecção de falhas. Uma extensa revisão a este respeito é feita por Powell [11] em

seu artigo intitulado “Engine Control Using Cylinder Pressure: Past, Present, and Future”, onde são feitas referências a 41 artigos.

Ordubadi [10] no artigo “Fault Detection in Internal Combustion Engine Using an Acoustic Signal” obtém também um sinal correlacionado com a pressão a partir da vibração no bloco do motor. Entretanto, de forma diferente de Azzoni e Marseguerra o autor utiliza a função transferência de vibração (VTF) para fazer uma deconvolução do sinal de vibração medido, de forma a obter a reconstrução de um sinal correlacionado à pressão. O autor sugere que na VTF as informações relativas à fase são as mais importantes. Esta conclusão foi comprovada a partir de uma modificação na VTF na qual foram desconsideradas as informações de magnitude. Entretanto, este método só se aplica ao cilindro no qual foi medida a pressão, uma vez que a VTF é específica para cada cilindro. Tal método apresenta, ainda, um custo computacional maior que o de Azzoni e Marseguerra.

Além desses trabalhos deve ser citado Tung e Crocker [12] que no artigo “Diesel Engine Noise and Relationship to Cylinder Pressure”, de forma semelhante a Ordubadi, obtém um sinal correlacionado com a pressão, porém, utilizando o ruído acústico emitido pelos motores.



## **4 MATERIAIS E MÉTODOS**

Tendo em vista que o objetivo deste trabalho é verificar a existência de correlação entre o torque médio indicado e as componentes espectrais da aceleração angular do bloco, através do coeficiente de correlação (variável adimensional definida no item 4.4.3), não há necessidade de se trabalhar com escalas calibradas, bastando apenas mantê-las fixas no decorrer dos ensaios. Esta característica se apresenta diversas vezes ao longo do trabalho, resultando em simplificações no desenvolvimento de dispositivos e processamentos, bem como nos procedimentos dos ensaios. A única preocupação, neste caso, foi o aproveitamento da faixa dinâmica do conversor analógico-digital.

A seguir será apresentada em detalhes a montagem do conjunto motor-dinamômetro, instalação de sensores, projeto do sistema de aquisição e as propostas que tornam a instrumentação não invasiva. Tratar-se-á também do processo de cálculo do torque médio indicado bem como da aplicação do método tradicional e desenvolvimento de um método alternativo para os cálculos das componentes espectrais. Ao final serão feitas implementações gráficas desses métodos e o tratamentos estatísticos aplicados aos resultados.

Para uma melhor compreensão dos itens a seguir deve-se levar em consideração os detalhes da instalação apresentada na. Figura 2

## **4.1 MOTOR-TRANSMISSÃO-SUSPENSÃO**

O conjunto motor-transmissão foi montado sobre a suspensão original do veículo<sup>2</sup>. Trata-se de um motor a álcool de 4 cilindros e 2,5 litros de deslocamento e um sistema de embreagem e câmbio de 4 marchas a frente e uma ré. Esse conjunto foi acoplado a um dinamômetro<sup>3</sup> através de um eixo Cardan. O dinamômetro, por sua vez, é fixado sobre um bloco de reação que também sustenta todos os demais elementos da montagem. O motor é sustentado por coxins fixados à suspensão composta de: amortecedores, molas, estabilizadores, rodas e pneumáticos. O câmbio tem uma de suas extremidades acoplada ao motor e a outra está apoiada em um coxim fixado sobre suportes rigidamente ligados ao bloco de reação. Os pneumáticos repousam sobre blocos de concreto com altura suficiente para permitir o alinhamento do eixo motor ao eixo do dinamômetro. A refrigeração é realizada por um radiador ligado ao motor apenas por dutos de borracha. Para a montagem foram utilizados componentes originais de forma a se aproximar o máximo possível das condições de tráfego do veículo.

## **4.2 SENSORES**

Estudou-se a geometria das galerias de refrigeração do motor com o objetivo de encontrar o melhor posicionamento do sensor de pressão<sup>4</sup>, necessário ao registro da evolução da pressão no interior da primeira câmara de combustão para um posterior cálculo do torque. A saída

---

<sup>2</sup>veículo Opala - General Motors.

<sup>3</sup>Eddy Current Dynamometer - Schenck - size W 260.

deste sensor foi conectado à entrada de altíssima impedância de um amplificador de carga<sup>5</sup>.

Para determinar a cadência das aquisições dos dados de aceleração e pressão utilizou-se um sensor indutivo<sup>6</sup> instalado em uma perfuração feita na carenagem que envolve a engrenagem do volante. Este sensor detecta a passagem dos dentes da engrenagem em número de 153. O sinal analógico, proveniente do sensor, foi conectado a um circuito conformador<sup>7</sup> que produz um pulso digital quando da passagem da borda descendente do sinal pelo zero.

Para o estabelecimento do início da aquisição dos dados relativos à compressão e expansão dos gases no primeiro cilindro (onde foi instalado o sensor de pressão) providenciou-se um sinal indicativo de seu ponto morto inferior. Para isto, através de outra perfuração feita na carenagem que envolve as engrenagens do comando de válvula, foi instalado outro sensor indutivo<sup>8</sup>.

Este sensor tem a finalidade de detectar a passagem de um pequeno parafuso de aço fixado na engrenagem não metálica do comando de válvulas. O sinal analógico daí obtido é também conectado a um outro conformador<sup>9</sup>, que gera um pulso digital da mesma forma que o descrito anteriormente. O posicionamento desse parafuso na engrenagem foi feito de forma que o pulso gerado indique aproximadamente a passagem do primeiro pistão pelo seu ponto morto inferior.

---

<sup>4</sup>Piezoelectric Quartz Pressure Transducer - AVL - 8 QP 500ca

<sup>5</sup>HICF Amplifier - AVL 3059.

<sup>6</sup>Inductive Pickup - AVL 330.

<sup>7</sup>Trigger Unit - AVL 3012.

<sup>8</sup>Inductive Pickup - AVL 330.

A medida do ângulo de início da aquisição é necessária para a determinação dos demais ângulos correspondentes a cada conversão, que a partir do inicial são determinados em passos angulares correspondentes aos espaçamentos dos dentes da engrenagem do volante ( $360^\circ / 153$ ). Da série de pressão e da correspondente série de ângulos, assim determinada, é possível obter-se a série de torques indicados, como será apresentado no item 4.4.1.

A determinação do ângulo inicial foi realizada com o auxílio de uma lâmpada de Xênon disparada após um atraso a partir de um sinal elétrico provido por um sensor indutivo posicionado na primeira vela. O atraso foi regulado de forma que o lampejo ocorresse quando do alinhamento das marcas indicativas do ponto morto superior, providas pelo fabricante do motor. Posteriormente, sem alterar esse atraso, o sensor indutivo foi posicionado no cabo da vela anterior ao do primeiro cilindro. Em seguida foi disparada pelo sinal extraído do circuito excitador da lâmpada (ponto morto inferior) uma apresentação em um osciloscópio do sinal correspondente à passagem dos dentes de engrenagem do volante e do sinal proveniente da passagem do parafuso colocado no comando de válvulas. Através desta apresentação constatou-se que o pulso originário do comando de válvula estava adiantado em meio espaçamento de dentes da engrenagem do volante em relação ao ponto morto inferior.

---

<sup>9</sup>Crank Degree Mark Unit - AVL 3010.

Os pulsos provocados pelo parafuso na engrenagem do comando de válvula também foram usados para medir a rotação do motor através de um freqüencímetro<sup>10</sup>.

Para a captação da aceleração angular do bloco do motor na direção do eixo motor utilizou-se um acelerômetro fixado perpendicularmente, porém não concorrente a este eixo. O acelerômetro, solidário a uma base magnética, foi fixado ao bloco em uma superfície plana o mais distante possível do eixo motor e o mais próximo possível da seção que passa pelo centro de massa do conjunto motor-transmissão. Desta forma foi possível obter o sinal da aceleração angular do bloco.

Tanto o acelerômetro quanto o transdutor de pressão foram dotados de sistemas de arrefecimento a água<sup>11</sup>.

### **4.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS**

O projeto e construção do sistema de aquisição de dados baseou-se no emprego de dois conversores analógicos-digitais<sup>12</sup> de 10 bits, utilizando-se, porém, apenas os 8 “bits” de mais alta ordem, o que resultou em uma resolução de 0,39 % do fundo de escala, que é da ordem dos erros dos demais componentes do sistema.

Esses conversores são do tipo de aproximação sucessiva, baseada em uma rede capacitiva que, intrinsecamente, lhe confere a característica de “track and hold”, isto é, o sinal de entrada é conectado aos

---

<sup>10</sup>5315 Universal Counter HP.

<sup>11</sup>AVL Cooling System ZP 91.00.

<sup>12</sup>CA3310 RCA.

capacitores (“track”), exceto durante a conversão (“hold”). Como sinal de referência para os conversores empregou-se um regulador de tensão<sup>13</sup>.

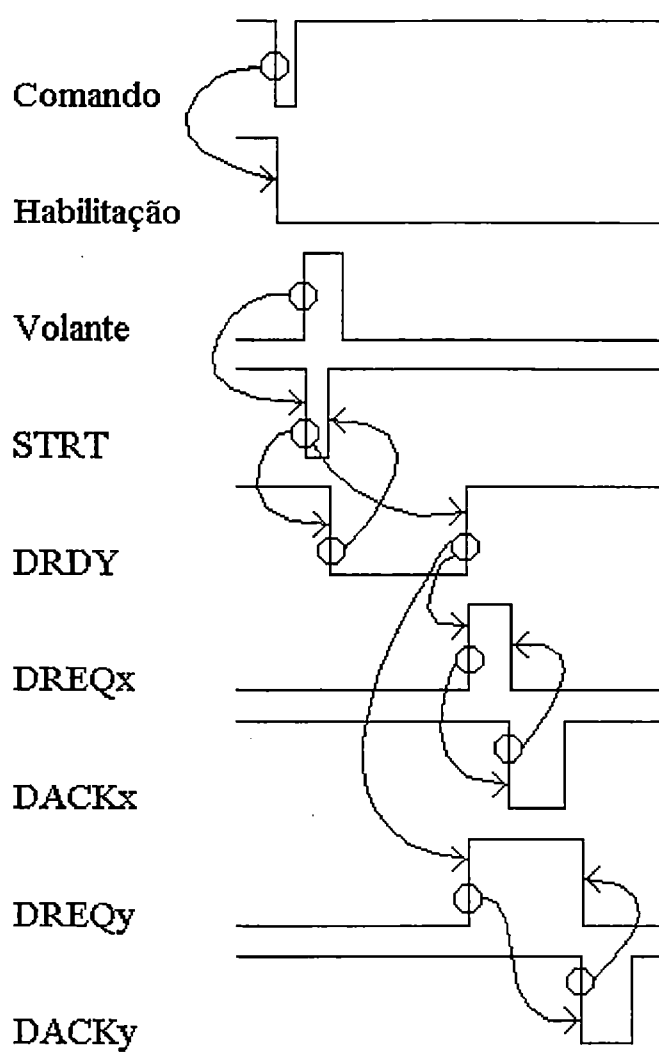
O uso de somente 8 bits na conversão analógica-digital permitiu maior simplicidade de projeto e maior velocidade na transmissão dos dados para o computador, feita através de acesso direto à memória (DMA). Esse tipo de transmissão assíncrona libera o processador para processamentos paralelos à aquisição.

Foram usados os canais de DMA 1 e 2 do computador pessoal compatível com IBM-PC, porém, como neste computador o canal 2 normalmente é usado pelo acionador de disco flexível este foi, temporariamente, desativado durante a aquisição através do programa de controle.

Na Figura 3 está representado o diagrama de tempo dos sinais necessários ao controle da transmissão via DMA

---

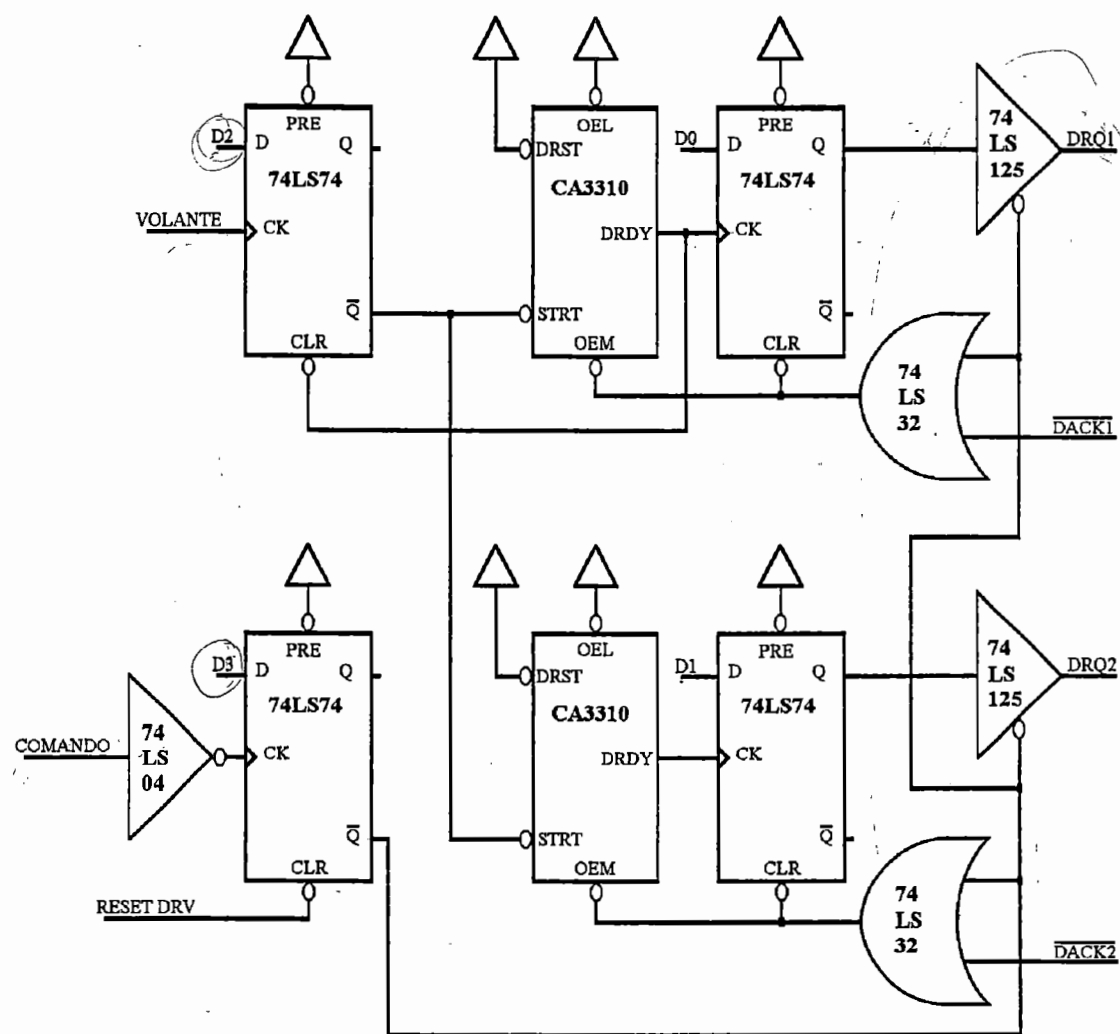
<sup>13</sup>µa723 Farchild.



**Figura 3- Diagrama de tempo dos sinais do sistema de aquisição de dados.**

No diagrama da Figura 3 a escala de tempo está arbitrariamente distorcida de modo a se obter maior clareza no encadeamento de operações que possuem durações com ordens de grandezas diferentes. Neste diagrama é possível observar a relação de causa e efeito indicados respectivamente por um círculo e por uma seta

Na Figura 4 encontra-se o circuito eletrônico correspondente a este diagrama.



**Figura 4- Diagrama do circuito eletrônico do sistema de aquisição de dados.**

Para a conexão dos sinais de requisição de DMA (DREQ) e reconhecimento de concessão (DACK) foram usadas, respectivamente, portas de habilitação "tri-state" 74LS125 e portas NÃO-OU 74LS32. O comando de habilitação destas portas é dado pela saída de um "flip-flop" 74LS74 acionado pelo sinal proveniente do sensor no comando de válvulas. Quando o computador é ligado ocorre a inicialização deste "flip-flop" pelo sinal RESET DRV, de forma a bloquear as linhas DREQ até que o acionador de discos flexíveis seja desabilitado pelo programa. Este bloqueio permanecerá até que um pulso do comando de



válvula modifique o estado do “flip-flop”, porém, isto só será permitido após o “bit” D3 da porta paralela de saída ter sido levada ao nível alto pelo programa de controle. A presença de um nível alto no “bit” D2 desta mesma porta faz com que, na ocorrência de um pulso provocado pela passagem dos dentes de engrenagem no sensor do volante, seja enviado um nível baixo às entradas STRT iniciando, então, uma aquisição nos conversores. Após um pequeno atraso a saída DRDY é levada ao nível baixo, habilitando o “flip-flop” de entrada para um novo pulso do volante. Ao término da conversão a saída DRDY é levada ao nível alto, acionando os “flip-flops” de saída de modo a transferir as entradas, “bits” D0 e D1, para as saídas. Se os “bits” D0 e D1 estiverem em nível alto ocorrerá a requisição do barramento de dados para uso do canal de DMA, através das linhas DREQ. O sinal de reconhecimento da concessão do barramento (DACK) prepara o “flip-flop” de saída para uma nova requisição e, através da linha OEM coloca o dado adquirido pelo conversor (CA 3310) no barramento de dados (não representado no diagrama para uma maior clareza). Neste momento o controlador de DMA, já previamente programado, fornece o endereço e os sinais de controle para que tais dados sejam depositados na memória. Este processo se repete a cada pulso do volante até que o número de dados adquiridos alcance o valor previamente programado. Quando isto ocorre há uma alteração no registrador de “status” do controlador de DMA, que é detectado pelo programa (por I/O). Essa detecção indicativa do término da aquisição pode ser efetuada após o processamento de uma série anterior resultando, desta forma, em um processamento paralelo à aquisição. Uma vez concluídas as aquisições programadas as novas requisições do barramento serão

desconsideradas pelo controlador de DMA, até que este seja reprogramado.

Os sinais de requisição (DREQ) e os correspondentes sinais de reconhecimento de concessão (DACK) do barramento de dados foram individualizados pelos índices x e y e não pelos índices 1 e 2, uma vez que diante das requisições simultâneas dos canais 1 e 2 o controlador de DMA poderá, eventualmente, conceder o barramento primeiramente ao canal 2, apesar da sua prioridade ser inferior a do canal 1. Isto acontecerá quando estas requisições ocorrem entre as verificações de pendências de requisições destes canais.

A entrada DRST do conversor é mantida em nível alto, uma vez que a saída DRDY não precisa ser removida prematuramente e, além disso, a entrada OEL é também mantida em nível alto, pois os dois bits de mais baixa ordem não são utilizados.

O sistema de aquisição foi projetado e construído de forma modular com parte implementada em circuito impresso e parte em "wire-up", para permitir uma maior confiabilidade e flexibilidade na interconexão destes módulos. A placa possui uma ampla área (50%) destinada a expansões ou pequenas montagens temporárias em "wire-up". O sistema dispõe ainda de um divisor programável de frequência<sup>14</sup> de três canais, um conversor digital analógico<sup>15</sup> de 8 bits e várias portas digitais de entrada e saída.

---

<sup>14</sup>8253 Intel.

<sup>15</sup>DAC08 Analog Device.

A montagem em "wire-up" permite que o sistema seja facilmente convertido para funcionar com transferência por I/O de modo assíncrono (por interrupção) ou de modo síncrono.

Com o objetivo de eliminar procedimentos invasivos na instalação do sensor do volante e do sensor do comando de válvula foram propostos circuitos alternativos. O sensor na engrenagem do comando de válvulas pode ser substituído por um sinal produzido a partir de indução eletromagnética em espiras colocadas em torno dos cabos de velas de dois cilindros consecutivos, que produzem um pulso com largura de um quarto do ciclo motor e com período de um ciclo, mediante o emprego de um "flip-flop" montado com duas portas NÃO-OU, conforme representado na Figura 5 e Figura 6.

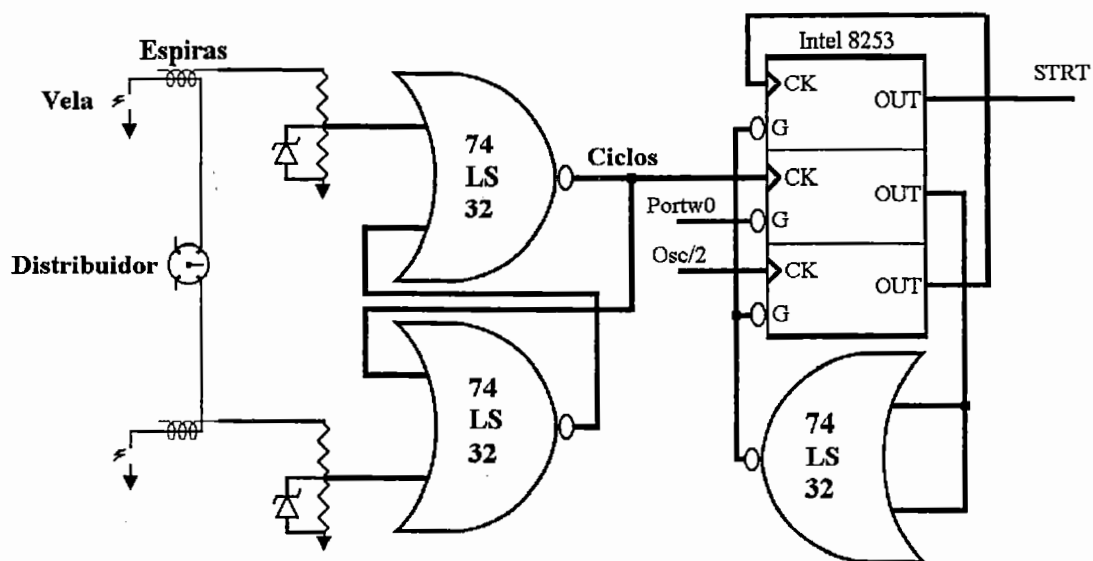
A partir desse sinal pode-se também eliminar o sensor da engrenagem do comando de válvulas pela geração de um sinal com frequência múltipla da original. Propõe-se a seguir duas maneiras de obter este sinal.

Proposta 1 - Figura 5 - o sinal original é enviado a um canal do divisor de frequência<sup>16</sup> que produz um pulso de largura correspondente a um número programável de ciclos motores, ao longo do qual ocorrerá a aquisição dos dados. Por sua vez, a largura deste pulso será dividida em um número de intervalos igual ao número desejável de aquisições através do ajuste de dois outros canais do divisor, programados para dividir a frequência do sinal  $osc/2$ . Este ajuste pode ser obtido programando-se um valor inicial nos divisores e verificando o número correspondente de aquisições realizadas no intervalo de amostragem, valor este obtido a

---

<sup>16</sup>8253 Intel.

partir de um registrador do divisor após a interrupção do processador, ao final da aquisição. Baseando-se neste valor corrige-se a programação dos divisores de forma a se obter o número desejável de aquisições.



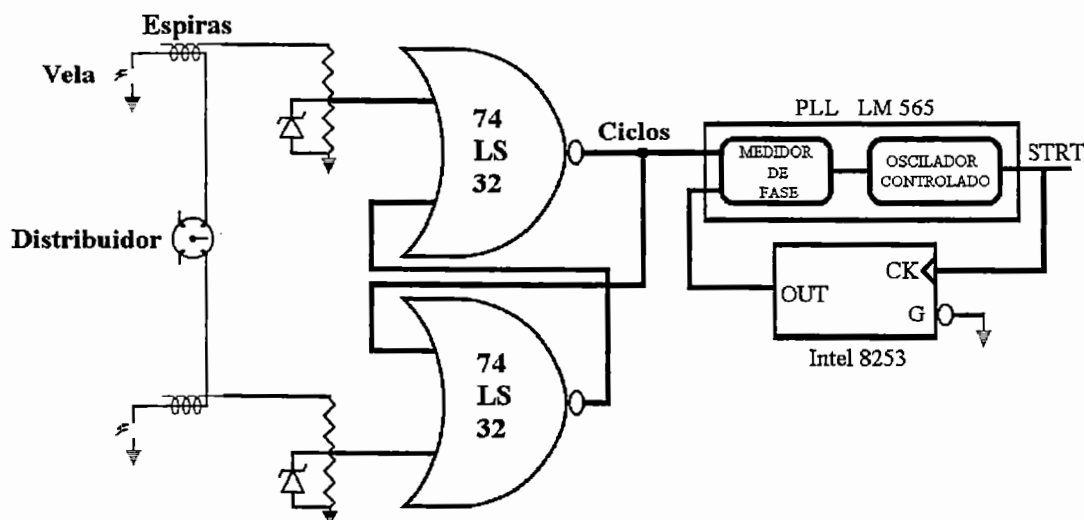
**Figura 5- Diagrama do circuito eletrônico da proposta 1 para eliminar os sensores invasivos<sup>17</sup>.**

Proposta 2 - Figura 6 - baseia-se na utilização da técnica de multiplicação de frequência por "Phase Locked Loop" (PLL<sup>18</sup>). A taxa de conversão será obtida no oscilador do PLL e será correspondente a um múltiplo da frequência dos ciclos motores permitindo, portanto, um número fixo de aquisições por ciclo independentemente da velocidade de rotação do motor. A frequência do PLL é controlada pela diferença de fase entre o sinal dos ciclos motores e outro de igual frequência obtido

<sup>17</sup>sensores invasivos da engrenagem do volante e do comando de válvula.

<sup>18</sup>LM 565.

pela divisão da frequência do oscilador pelo número desejável de aquisição por ciclo motor através de um divisor programável<sup>19</sup>.



**Figura 6- Diagrama do circuito eletrônico da proposta 2 para eliminar os sensores invasivos<sup>20</sup>.**

Completadas as instalações e o aquecimento do motor procedeu-se à afinação visando a realização dos ensaios.

#### **4.4 PROCESSAMENTO DOS DADOS**

De posse dos dados de pressão e aceleração deve-se, então, conduzir os processamentos de forma a se obter respectivamente o torque médio indicado e as componentes espectrais da aceleração. As componentes espectrais serão obtidas através de um método tradicional (Transformada de Fourier) e de um método alternativo proposto para diminuir o custo computacional. Serão feitas também considerações a

<sup>19</sup>8253 Intel.

<sup>20</sup>sensores invasivos da engrenagem do volante e do comando de válvula.

respeito das implicações do uso do método alternativo proposto, bem como uma apresentação gráfica dos métodos para uma melhor visualização de suas características.

#### **4.4.1 TORQUE MÉDIO INDICADO**

O cálculo do torque ( $T_p$ ) é obtido a partir da igualdade entre os trabalhos do gás e do torque no eixo motor, desconsiderando-se os trabalhos dissipativos, isto é:

$$\int T_p d\theta = \int PdV$$

onde  $\theta$  é o ângulo do eixo motor, P a pressão no interior da câmara de combustão e V o volume desta câmara.

Parte da força exercida pela pressão do gás no interior do cilindro é anulada pela força exercida pela pressão no interior do carter. Portanto, para o cálculo do torque médio indicado deve-se, da série de pressão, subtrair a pressão presente no interior do carter do motor que atua na face inferior dos pistões.

A pressão no interior do carter é aproximadamente igual à atmosférica, em virtude da comunicação existente entre este e a atmosfera e, além disso, da não variação de seu volume devido à contraposição dos deslocamentos dos pistões. Conseqüentemente o valor a ser subtraído da série de pressão será o valor da pressão atmosférica.

A pressão atmosférica pode ser obtida calculando-se a média das pressões nos trechos correspondentes às fases de exaustão e admissão, uma vez que, desconsiderando-se pequenas diferenças nas perdas de

carga impostas pelos fluxos nas válvulas este valor médio pode ser igualado ao da pressão atmosférica.

A igualdade entre os trabalhos será avaliada no intervalo entre as aquisições ( $\Delta\theta$ ) e, para tal, a pressão e o torque em cada um destes intervalos serão considerados constantes. Desta forma a avaliação desta igualdade se reduz aos produtos de pressão por variação do volume da câmara de combustão ( $\Delta V$ ) e de torque por deslocamento angular ( $\Delta\theta$ ).

A variação  $\Delta V$  é obtida através do produto da área do pistão pela variação  $\Delta S$  da posição do pistão ( $S$ ) medida a partir do eixo motor, que pode ser calculada usando-se a relação  $S = R \cos(\theta) + L \cos(\phi)$ , oriunda da geometria do sistema biela-manivela representada na Figura 30. A posição do pistão será calculada em unidades de  $R$  usando-se a relação biela/manivela  $L/R=4$  e, além de  $R$ , a área do pistão e  $\Delta\theta$  serão também tomados como unidades, pois como já foi mencionado no item 4 não há preocupação com escalas.

Dado ao fato da aquisição começar com um atraso angular de  $\Delta\theta/2$  em relação ao ponto morto inferior, o ângulo inicial será  $(-153/2)\Delta\theta + (\Delta\theta/2) = -76\Delta\theta$ . O cálculo da série de torque  $\langle t \rangle$  será, então, feito de acordo com o algoritmo mencionado a seguir:

```

dteta:=2*pi/153;
i:=-76;
s:=cos(i*dteta)+4*sqrt(1-sqr(sin(i*dteta))/16);
for k:=1 to n do
  begin
    sant:=s;
    inc(i);
    s:=cos(i*dteta)+4*sqrt(1-sqr(sin(i*dteta))/16);
    t[k]:=p[k]*(sant-s);
  end;

```

A série <t> assim obtida representa o torque devido ao gás no cilindro no qual foi medida a pressão. Esta série está representada no gráfico da Figura 7, tendo o ângulo do eixo motor como abcissa.



**Figura 7- Torque devido ao gás em um cilindro<sup>21</sup>, em função do ângulo do eixo motor.**

<sup>21</sup>no cilindro do qual foi medida a pressão (as escalas são arbitrárias).



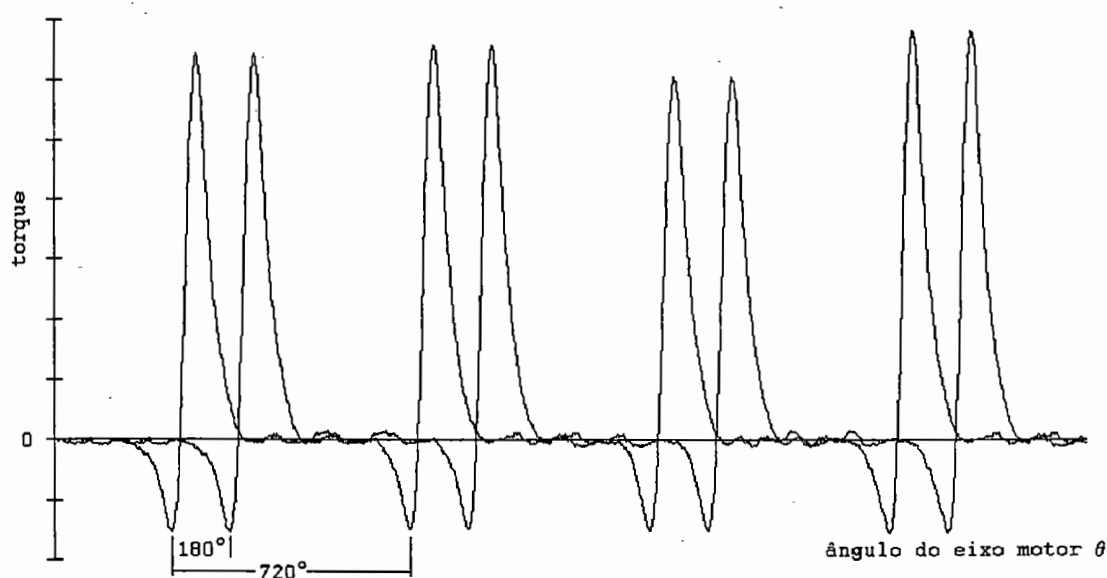
Observa-se na Figura 7 que os torques na fase de compressão (valores negativos) são significativos e, portanto, devem ser considerados. Além disso simultaneamente às fases de expansão (valores positivos) acontecem as fases de compressão dos cilindros seguintes.

Em virtude da utilização de um sensor de pressão apenas no primeiro cilindro não se conhece a evolução da pressão nos demais, porém, as pressões durante a fase de compressão do cilindro seguinte podem ser substituídas pelas pressões da fase de compressão no primeiro cilindro.

Tal substituição foi possível a partir das seguintes premissas:

- os cilindros são construtivamente iguais;
- o motor foi regulado de forma a não se observar desbalanceamentos entre os cilindros;
- observa-se na Figura 7 que as pressões durante as fases de compressão não apresentam variações significativas de ciclo para ciclo, ao contrario das fases de expansão que apresentam grandes variações devidas, em grande parte, à natureza aleatória da turbulência que altera a composição da mistura combustível-ar nas vizinhanças da vela no instante de ignição, com alterações no aproveitamento da mistura.

Com a finalidade de ilustrar a adoção desse procedimento na obtenção do torque médio indicado, a Figura 8 mostra a composição do sinal de pressão no primeiro cilindro com o mesmo sinal deslocado de forma a justapor a fase de compressão à fase de expansão.



**Figura 8- Torques devido ao gás em dois cilindros subsequentes<sup>22</sup> em função do ângulo do eixo motor.**

Os torques devidos à fase de exaustão e admissão correspondentes aos outros dois cilindros podem ser desconsiderados, pois como foi descrito anteriormente as pressões no interior do cilindro nestas fases são aproximadamente iguais a da atmosfera e são anuladas pela pressão atmosférica no interior do carter.

Para cada condição de torque observado e rotação os torques médios indicados e as componentes espectrais da aceleração serão calculadas apenas durante os intervalos correspondentes às fases de expansão do primeiro cilindro. Neste cálculo o torque total estimado será obtido pela soma do torque da fase de expansão e do torque da fase de compressão deslocado de  $180^\circ$ .

<sup>22</sup>como dispõe-se de medidas de pressão em apenas um cilindro, estas serão usadas como aproximação das pressões na fase de compressão do cilindro oposto, haja visto não existir variabilidade significativa de ciclo para ciclo durante a compressão, (as escalas são arbitrárias).

## **4.4.2 COMPONENTES ESPECTRAIS**

Conforme foi mencionado, as componentes espectrais da aceleração foram obtidas através de dois métodos: tradicional e alternativo.

### **4.4.2.1 MÉTODO TRADICIONAL**

Este método consiste no uso da implementação direta da Transformada Discreta de Fourier (DFT) a partir de sua definição para a obtenção das componentes espectrais da aceleração.

No caso deste trabalho, em que é necessário apenas um pequeno número de componentes espectrais, seu uso é mais eficiente do que o emprego das transformadas rápidas. Além disso, a implementação direta tem a vantagem de não impor restrições quanto ao número de pontos amostrados, ao contrário da Transformada Rápida de Fourier (FFT), que exige uma potência de dois, ou do algoritmo de Winograd ou “Prime Factor” que exigem um número igual ao produto de pequenos primos ou pequenas potências de primos. A implementação direta tem ainda a vantagem de não exigir o término da aquisição para ser iniciada permitindo, portanto, que seu processamento seja realizado paralelamente à aquisição.

A eficiência da implementação direta da DFT pode ser melhorada usando-se a regra de Horner na fatoração dos polinômios dos coeficientes de Fourier, o que reduz o custo computacional no cálculo de uma componente espectral através de um filtro recursivo de um polo. Este filtro pode, ainda, ser melhor implementado rearranjando-o como outro de duplo polo denominado algoritmo de Goertzel, apresentado a seguir:

```

wn:=2*pi/76;
fi:=wn*k;
v1:=0;
v2:=0;
c:=cos(fi);
s:=sin(fi);
for i:=1 to 76 do
  begin
    temp:=v1;
    v1:=2*c*v1-v2+a[i+inicio];
    v2:=temp;
  end;
er:=v1*c-v2;
ei:=s*v1;

```

As componentes espectrais na frequência de explosões, bem como no dobro e no triplo desta frequência, podem ser obtidas respectivamente usando-se  $\langle k \rangle = 1, 2, 3$  no algoritmo de Goertzel, onde a variável  $\langle \text{inicio} \rangle$  aponta para os inícios das fases de expansão do primeiro cilindro.

#### 4.4.2.2 MÉTODO ALTERNATIVO

O algoritmo de Goertzel, embora mais eficiente que a implementação direta a partir da definição da DFT, mantém ainda um grande número de operações de multiplicação. Com o objetivo de eliminar estas operações pode-se, a partir dos coeficientes de Fourier

$$a_k = \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \cos(k \cdot l \cdot w_0))$$

e

$$b_k = \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \text{sen}(k \cdot l \cdot w_0)),$$

substituir a função cosseno e seno por funções quadradas, respectivamente iguais a  $\cos(x)/|\cos(x)|$  e  $\text{sen}(x)/|\text{sen}(x)|$ , lembrando que nas expressões de  $a_k$  e  $b_k$ ,  $w_0 = 2\pi/N$ .

Dessa forma a implementação deste método alternativo é facilmente obtido através de um pequeno algoritmo que calcula os somatórios presentes nas expressões dos coeficientes e os divide por  $4/\pi$ , conforme a justificativa que se segue.

#### 4.4.2.3 RELACIONAMENTO ENTRE OS MÉTODOS

Pode-se representar as funções quadradas mencionadas pelas Séries de Fourier:

$$\frac{4}{\pi} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\cos((2 \cdot m + 1) \cdot \omega)}{2 \cdot m + 1}$$

e

$$\frac{4}{\pi} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\text{sen}((2 \cdot m + 1) \cdot \omega)}{2 \cdot m + 1}$$

Aplicando-se estas expressões no método alternativo obtém-se:

$$a_k^* = \sum_{l=1}^N \left( f(l) \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\cos((2 \cdot m + 1) \cdot k \cdot l \cdot w_0)}{2 \cdot m + 1} \right)$$

$$b_k^* = \sum_{l=1}^N \left( f(l) \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\text{sen}((2 \cdot m + 1) \cdot k \cdot l \cdot w_0)}{2 \cdot m + 1} \right)$$

ou

$$a_k^* = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \cos(k \cdot l \cdot w_0)) + \frac{1}{3} \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \cos(3 \cdot k \cdot l \cdot w_0)) \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{5} \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \cos(5 \cdot k \cdot l \cdot w_0)) \right) + \frac{1}{7} \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \cos(7 \cdot k \cdot l \cdot w_0)) \right) + \dots \right)$$

$$b_k^* = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \text{sen}(k \cdot l \cdot w_0)) + \frac{1}{3} \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \text{sen}(3 \cdot k \cdot l \cdot w_0)) \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{5} \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \text{sen}(5 \cdot k \cdot l \cdot w_0)) \right) + \frac{1}{7} \left( \sum_{l=1}^N (f(l) \cdot \text{sen}(7 \cdot k \cdot l \cdot w_0)) \right) + \dots \right)$$

ou ainda

$$a_k^* = \frac{4}{\pi} \cdot \left( a_k + \frac{1}{3} \cdot a_{3 \cdot k} + \frac{1}{5} \cdot a_{5 \cdot k} + \frac{1}{7} \cdot a_{7 \cdot k} + \dots \right)$$

$$b_k^* = \frac{4}{\pi} \cdot \left( b_k + \frac{1}{3} \cdot b_{3 \cdot k} + \frac{1}{5} \cdot b_{5 \cdot k} + \frac{1}{7} \cdot b_{7 \cdot k} + \dots \right)$$

Portanto, quando os coeficientes espectrais de terceira ordem e ímpares superiores forem desprezíveis pode-se usar este método alternativo como aproximação das componentes espectrais. Neste caso tem-se:

$$a_k^* = \frac{4}{\pi} \cdot a_k$$

$$b_k^* = \frac{4}{\pi} \cdot b_k$$

#### 4.4.2.4 IMPLEMENTAÇÃO DOS MÉTODOS NO SISTEMA DADISP™

Com o objetivo de proporcionar uma melhor visualização desses métodos utilizou-se o sistema computacional de análise de sinais DADISP™ para o cálculo da componente espectral do sinal da aceleração angular do bloco do motor. Foi calculada a componente espectral correspondente ao dobro da frequência de explosões, do sinal (W5), correspondente à fase de expansão, que está representado na Figura 9. Para os cálculos correspondentes aos dois métodos foram sintetizados 2 períodos das funções senoidais (W1 e W2) (Figura 10 e Figura 11) e quadradas (W3 e W4) (Figura 12 e Figura 13) com frequências angulares iguais ao dobro da frequência de explosões.

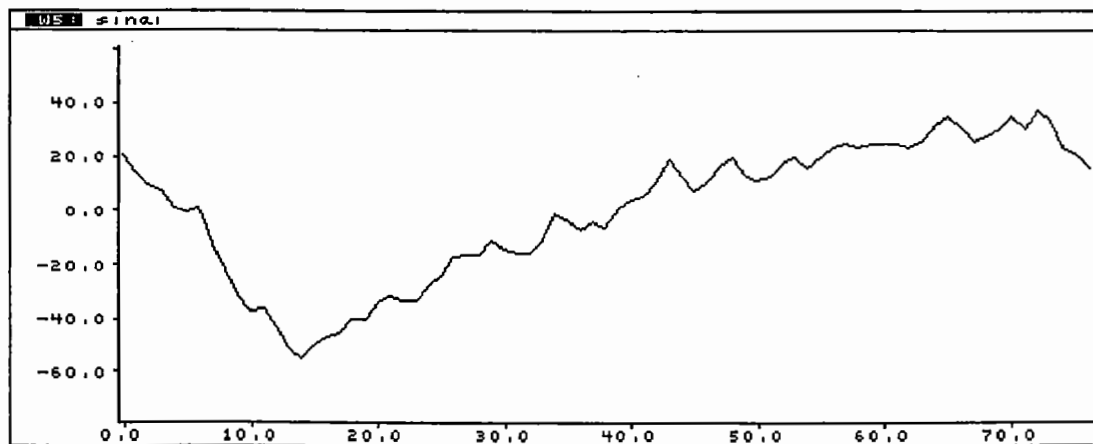


Figura 9- Sinal da aceleração angular do bloco do motor representada no sistema DADISP™.

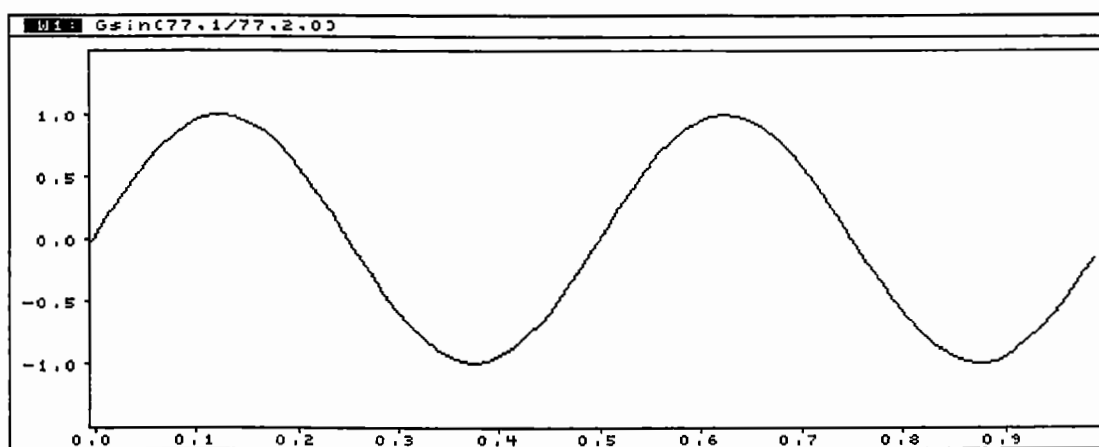


Figura 10- Função gerada pelo sistema DADISP™ -  $\text{sen}^{23}$ .

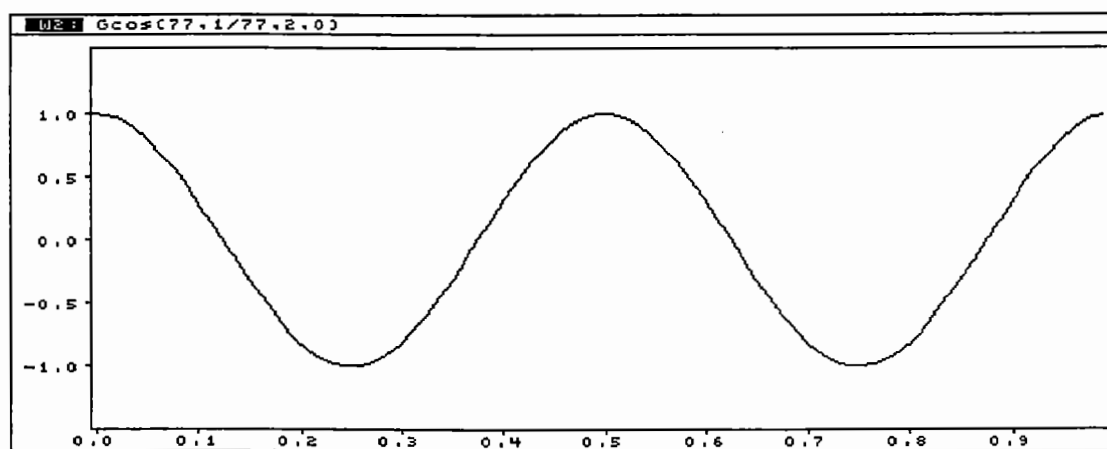


Figura 11- Função gerada pelo sistema DADISP™ -  $\text{cos}^{24}$ .

<sup>23</sup> com 2 períodos correspondente ao dobro da frequência de explosões.

<sup>24</sup> com 2 períodos correspondente ao dobro da frequência de explosões.



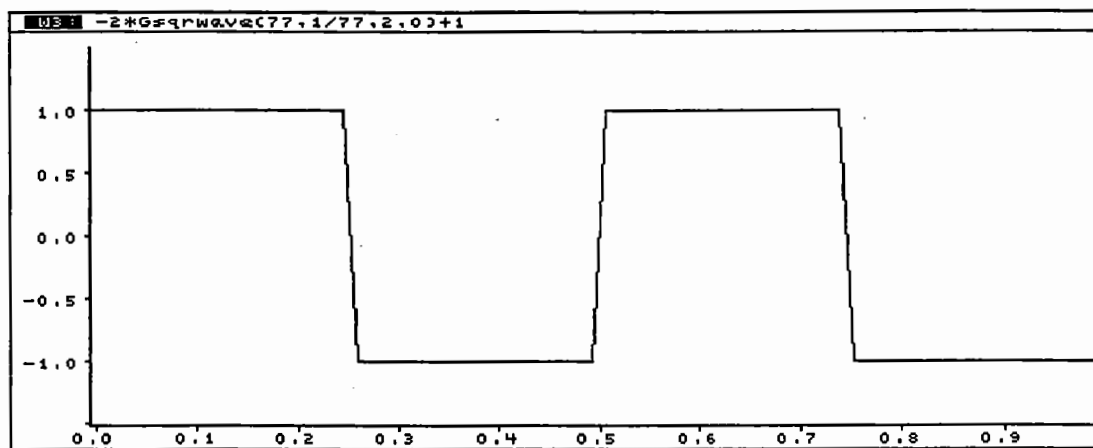


Figura 12- Função gerada pelo sistema DADISP™ - onda quadrada  $\text{sen}/|\text{sen}|^{25}$ .

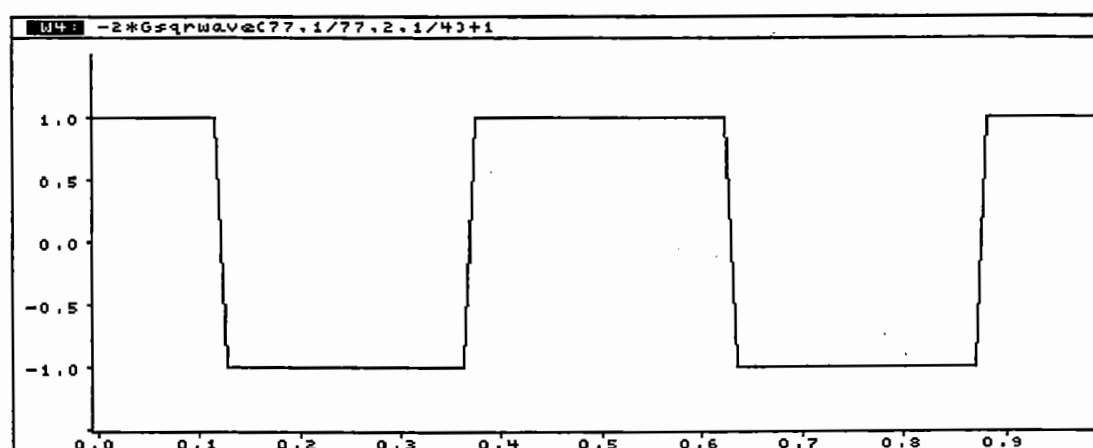


Figura 13- Função gerada pelo sistema DADISP™ - onda quadrada  $\text{cos}/|\text{cos}|^{26}$ .

O módulo da componente espectral, no dobro da frequência de explosões, pode ser calculado pelo método tradicional (DFT) através da seguinte operação

<sup>25</sup> com 2 períodos correspondente ao dobro da frequência de explosões.

<sup>26</sup> com 2 períodos correspondente ao dobro da frequência de explosões.

$$2 \cdot \text{mag}(\text{mean}(w5 \cdot w1) + i \cdot (\text{mean}(w5 \cdot w2)))$$

e pelo método alternativo através da seguinte operação

$$\frac{2 \cdot (\text{mag}(\text{mean}(w5 \cdot w3) + i \cdot (\text{mean}(w5 \cdot w4))))}{\left(\frac{4}{\pi}\right)}$$

As operações mencionadas fazem parte do conjunto de comandos do sistema DADISP™.

#### **4.4.3 TRATAMENTO ESTATÍSTICO DOS RESULTADOS**

Um dos objetivos deste trabalho é estimar o torque médio indicado a partir das componentes espectrais da aceleração angular do bloco. Portanto, deve-se obter a curva de melhor ajustamento entre essas variáveis e para isso será usado o método dos mínimos quadrados no qual é anulado o somatório dos desvios entre a variável estimada e a observada, e minimizado o somatório dos quadrados destes desvios. Tomando-se por base a simulação (Anexo) e os ensaios, observou-se que uma reta proporciona um ajuste adequado.

Além de se obter a curva de melhor ajustamento deve-se estimar quão bem ela descreve a relação entre as variáveis e para isso será usado o coeficiente de correlação ( $r$ ). Trata-se de um coeficiente adimensional variando entre zero (nenhuma correlação) e um (correlação total) e é definido como a raiz quadrada da razão entre a variância dos valores estimados e a variância dos valores observados, isto é:

$$r = \sqrt{\frac{S_{est}^2}{S_{obs}^2}}$$

onde o desvio padrão:

$$S_Y = \sqrt{\frac{\sum (Y - \bar{Y})^2}{N}}$$

é calculado a partir do valor médio  $\bar{Y}$  da amostra da variável  $Y$  e  $N$  é o número de pares observados.

A estimativa do coeficiente de correlação ( $r$ ) deve ser acompanhada de um intervalo de confiança que pode ser obtido através da Transformação de Fisher, que produz uma distribuição ( $Z$ ) aproximadamente Normal:

$$Z = \frac{1}{2} \text{Ln} \left( \frac{1+r}{1-r} \right)$$

com média e desvio padrão dados por:

$$\mu_z = \frac{1}{2} \text{Ln} \left( \frac{1+\rho}{1-\rho} \right)$$

$$\sigma_z = \frac{1}{\sqrt{N-3}}$$

onde  $\rho$  é o coeficiente de correlação da população.

É necessário, ainda, determinar o intervalo de confiança para os valores estimados a partir da reta. Se uma curva Normal proporcionar

um bom ajuste à distribuição dos desvios dos valores observados em relação aos valores previstos, o intervalo de confiança em torno do valor estimado pode ser obtido facilmente a partir de tabelas. Tais tabelas de coeficientes de confiança são expressas em unidades de desvio padrão da estimativa  $S_{Y.X}$  definido como:

$$S_{Y.X} = \sqrt{\frac{\sum (Y - Y_{est})^2}{N}}$$

Na tabela de distribuição Normal observa-se que o coeficiente de 95% de confiança é igual a 1,96. Porém, o uso deste valor exige o teste da hipótese de boa aderência dos desvios à distribuição Normal. Para tal será usado o teste do qui quadrado. Neste teste é calculada a variável  $\chi^2$ , definida como:

$$\chi^2 = \sum \frac{(F_{obs} - F_{esp})^2}{F_{esp}}$$

onde  $F_{obs}$  é a frequência observada e  $F_{esp}$  é a frequência esperada, calculada com base na hipótese a ser testada (no caso é o valor esperado para uma Normal de igual desvio padrão e com média igual ao valor estimado). A faixa de variação da variável é subdividida em intervalos igualmente espaçados denominados “casas” de uma “tabela de

contingência". A cada casa, normalmente representadas pelo seu valor central, é associada a freqüências de ocorrência da variável no intervalo correspondente. Freqüentemente os valores observados e estimados são convertidos para escores definidos como  $(Y - \bar{Y})/S_Y$  e as freqüências são normalizadas, de modo a tornar mais fácil a comparação direta com a Normal.

A hipótese é rejeitada quando a variável  $\chi^2$  for maior que o valor crítico ( $\chi_c^2$ ) para um determinado nível de significância (c), obtido de uma distribuição qui quadrado com grau de liberdade igual ao número de pares observados menos 1, subtraído do número de parâmetros necessários para a estimativa (no caso da reta o coeficiente linear e o coeficiente angular).

$$\chi^2 > \chi_c^2$$

## **5 ENSAIO**

A aquisição final dos dados relativos à aceleração angular do bloco do motor e à pressão no interior da câmara de combustão foi precedida de uma longa série de ensaios e aquisições preliminares, tendo em vista o estabelecimento da melhor estratégia de condução do ensaio final.

### **5.1 ENSAIOS PRELIMINARES**

Podem ser subdivididos em: ajustes do conjunto motor-transmissão-dinamômetro e condicionamento dos sinais.

#### **5.1.1 AJUSTES DO CONJUNTO MOTOR-TRANSMISSÃO-DINAMÔMETRO**

Estes ajustes tiveram por finalidade garantir um funcionamento regular do motor impedindo que desbalanceamentos nas eficiências das queimas nos diversos cilindros comprometessem os resultados.

Consistem no ajuste de folgas de válvulas, na substituição do condensador, na substituição e no ajuste da abertura do platinado, na substituição e no ajuste da abertura das velas de ignição, no ajuste do ponto de ignição, na verificação do funcionamento dos sistemas de avanços do ponto de ignição, na verificação e ajuste do sistema de carburação e de ignição e em outros cuidados. Todos os ensaios foram executados com o sistema de transmissão engrenado em quarta

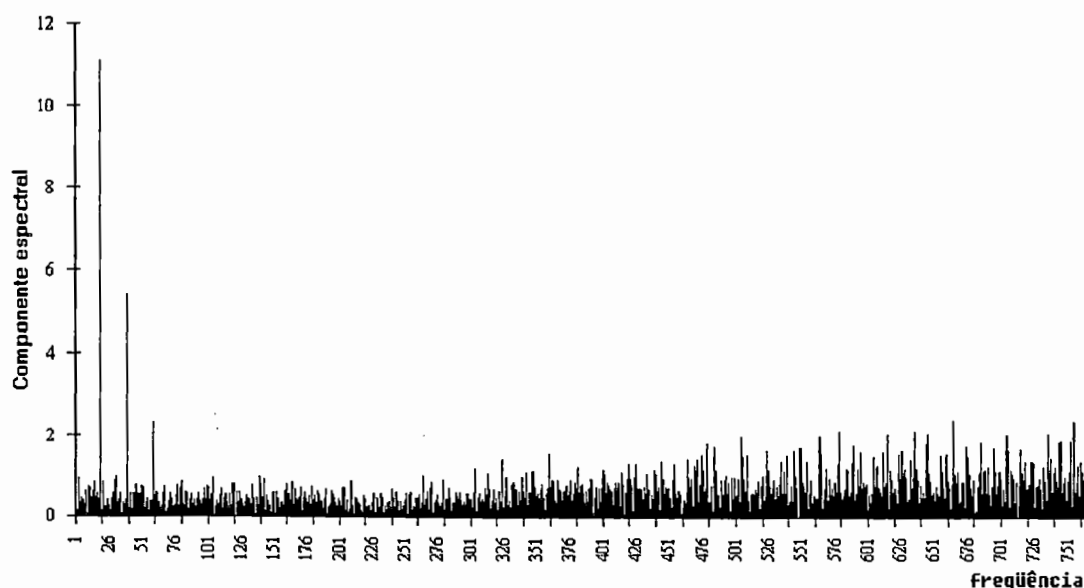
marcha. Quanto ao dinamômetro, este foi ajustado de forma a indicar a posição zero na ausência de carga, lembrando que não houve necessidade de sua calibragem.

Todas as sessões de ensaios foram precedidas do aquecimento do motor e da verificação dos sistemas de arrefecimento do motor e dos sensores.

### **5.1.2 CONDICIONAMENTO DOS SINAIS**

Desde o início dos ensaios observou-se que o sinal de aceleração apresentou-se contaminado com ruídos e suspeitou-se que estes afetariam de forma expressiva algumas das componentes espectrais de interesse. Para a verificação desta suspeita ajustou-se a válvula de regulagem de consumo de ar (borboleta) de forma que o motor girasse a 1200 rpm, submetido a uma pequena carga. Com o acelerômetro fixado por meio magnético diretamente ao bloco do motor e o amplificador de carga ajustado de forma a aproveitar o máximo da faixa dinâmica do conversor analógico-digital sem, no entanto, provocar deformações não lineares devido à saturações, procedeu-se à aquisição de 1530 pontos do sinal de aceleração, correspondentes a 10 voltas do motor.

Os dados adquiridos foram submetidos ao sistema de processamento de sinais DADISP™, que proporcionou o espectro representado na Figura 14.



**Figura 14- Espectro da vibração captada por um acelerômetro fixado diretamente no bloco do motor <sup>27</sup>.**

Observando-se esse espectro nota-se, como suspeitado, a existência de um ruído intenso em uma ampla faixa de frequência, inclusive nos extremos do espectro, indicando uma provável existência de “aliasing” (fenômeno no qual componentes de alta frequência são identificadas como de baixa frequência).

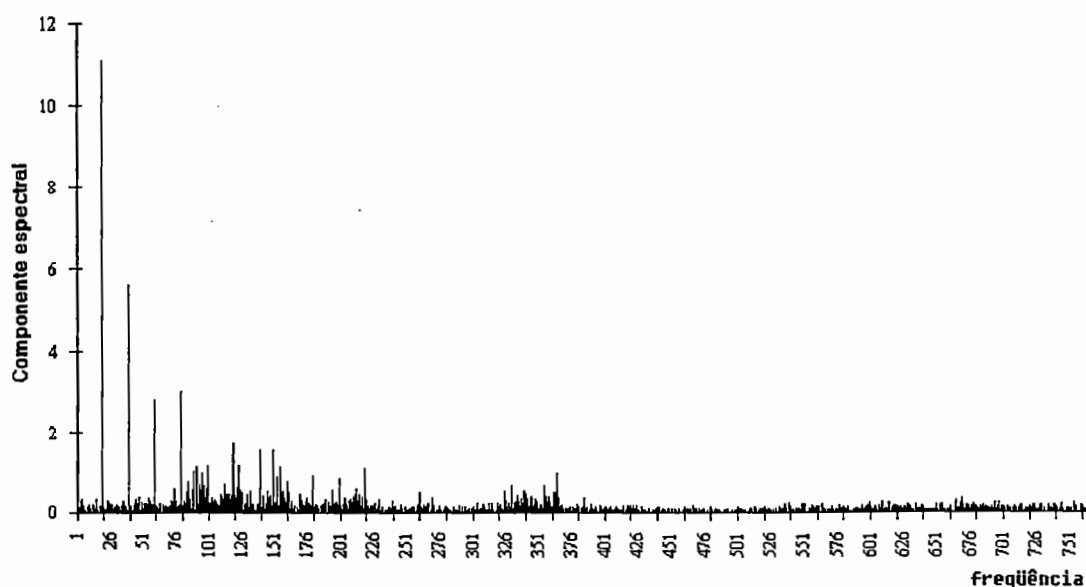
As principais fontes de ruídos são: a súbita elevação da pressão no interior dos cilindros, impacto dos pistões contra os cilindros (na mudança de direção das forças laterais no ponto morto inferior e principalmente no superior) e o impacto das válvulas sobre os assentos. Outras prováveis fontes de ruídos são os rolamentos e atrito entre as partes móveis. Esses ruídos alcançam o sensor por múltiplos caminhos através de emissão acústica.

<sup>27</sup> as escalas são arbitrárias.



Na tentativa de atenuar a captação das emissões acústicas pelo sensor optou-se por posicioná-lo na tampa que cobre o comando de válvulas. Neste caso, a energia das emissões acústicas transferida até o acelerômetro é atenuada devido à fina espessura dessa tampa e à junta que se interpõe entre ela e o bloco.

Repetindo nesta nova posição a aquisição e o processamento do sinal de aceleração, nas condições descritas anteriormente, obteve-se o espectro representado na Figura 15.

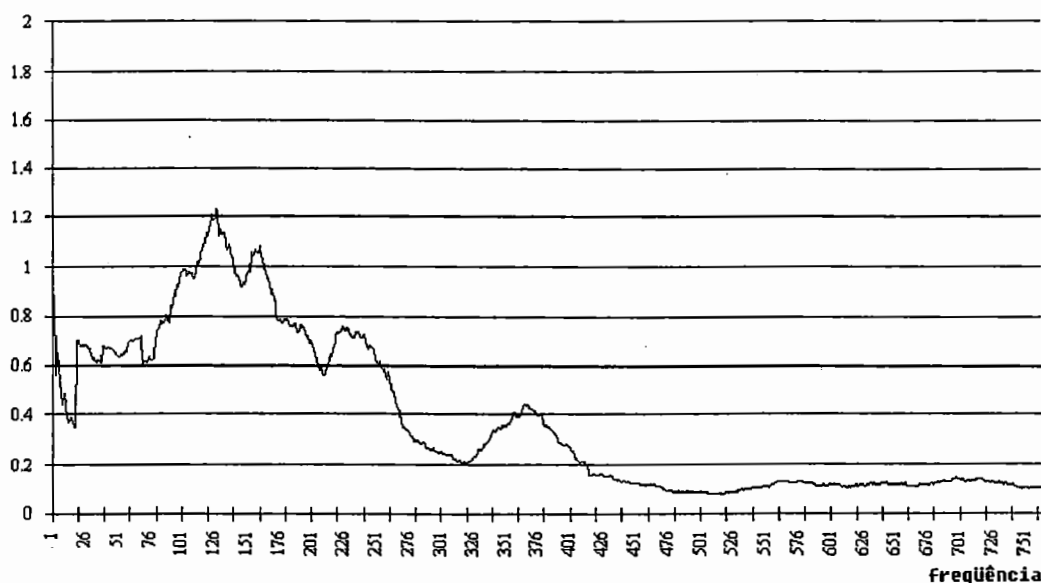


**Figura 15- Espectro da vibração captada por um acelerômetro fixado tampa que cobre o comando de válvulas do motor <sup>28</sup>.**

Observa-se na Figura 15 que houve a atenuação dos ruídos. Entretanto, próximo à frequência de interesse nota-se a existência de picos indesejáveis devido às características dinâmicas introduzida pela tampa.

<sup>28</sup>as escalas são arbitrárias.

Este resultado pode ser melhor apreciado pela razão entre o espectro da Figura 15 e o espectro da Figura 14. Após submeter esta razão a uma média móvel de 50 pontos obtém-se a Figura 16.

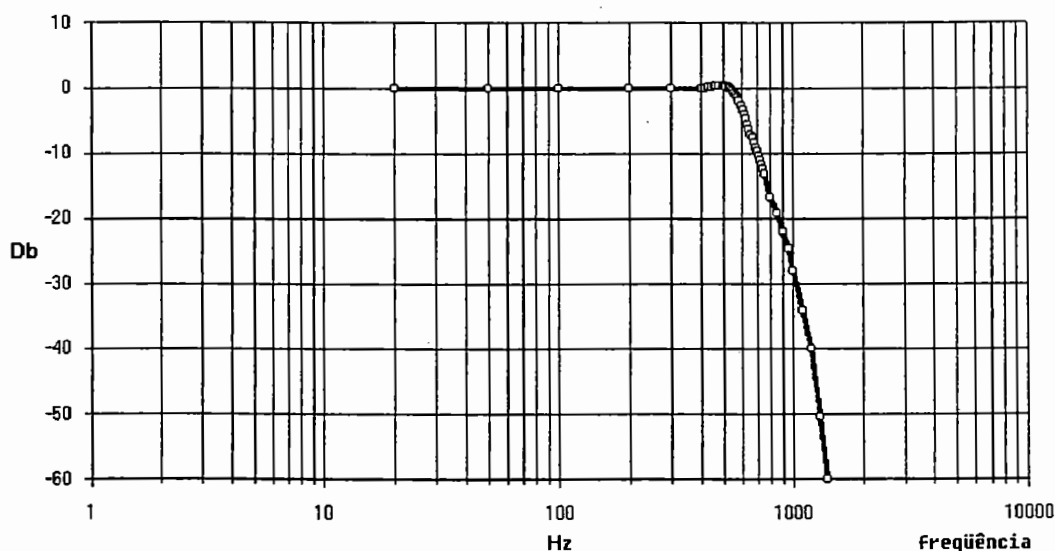


**Figura 16- Razão entre os espectros das vibrações captadas por um acelerômetro fixado na tampa que cobre o comando de válvulas e por um acelerômetro fixado diretamente no bloco do motor <sup>29</sup>.**

Retornando o sensor à posição original tentou-se diversas abordagens com a finalidade de atenuar a transmissão da emissão acústica ao sensor. Estas tentativas foram no sentido de diminuir a área de transmissão, à semelhança da fina espessura da chapa da tampa e de interpor meios isolantes entre o sensor e o bloco, tal qual a junta existente entre a tampa e o bloco. Entretanto, os resultados foram semelhantes ao obtido com o sensor posicionado na tampa.

<sup>29</sup>as escalas são arbitrárias.

Optou-se, então, pelo uso de um filtro eletrônico<sup>30</sup> com aproximação de Chebyshev de quarta ordem para resposta de magnitude ideal. Este filtro tem uma inclinação de atenuação de 80 Db/década e foi ajustado para uma frequência de corte de 600 Hz, resultando na resposta em frequência representada na Figura 17. Esta frequência de corte foi definida a partir da máxima rotação a ser atingida pelo motor, da máxima componente espectral analisada e do aproveitamento da faixa de resposta plana do filtro.

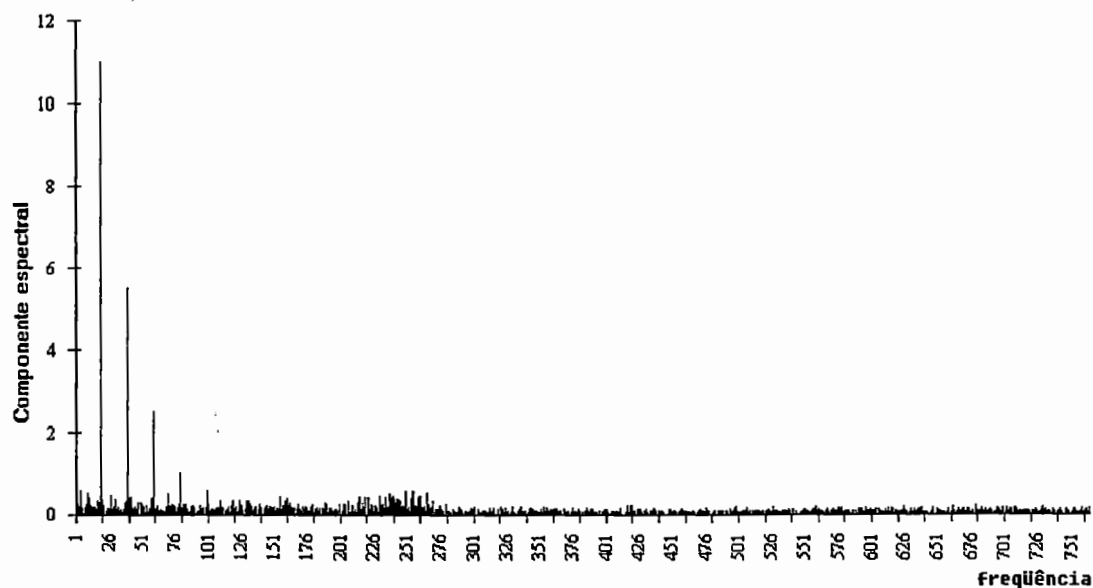


**Figura 17- Resposta em frequência do filtro “anti-aliasing”<sup>31</sup>.**

Com o uso do filtro eletrônico e nas mesmas condições descritas anteriormente obteve-se o espectro da Figura 18.

<sup>30</sup>1952 Universal Filter - General Radio Company.

<sup>31</sup>filtro com aproximação de Chebyshev de quarta ordem para resposta de magnitude ideal, com uma inclinação de atenuação de 80 Db/década, ajustado para uma frequência de corte de 600 Hz.



**Figura 18- Espectro da vibração captada por um acelerômetro fixado diretamente no bloco do motor, utilizando-se o filtro “anti-aliasing”<sup>32</sup>.**

Observa-se na Figura 18 a atenuação dos ruídos acima da frequência de corte evitando, assim, o efeito de “aliasing”. Entretanto, não é atenuada a emissão acústica abaixo de 600 Hz, bem como os demais ruídos nesta faixa, pois o filtro eletrônico não é seletivo quanto ao mecanismo de transmissão de ruídos.

## **5.2 ENSAIO FINAL**

De posse dos resultados obtidos nos ensaios preliminares estabeleceu-se que o sensor de aceleração seria fixado diretamente no bloco do motor conforme mencionado no item 4.2 e utilizado o filtro eletrônico “anti-aliasing” com frequência de corte de 600 Hz.

As aquisições dos dados foram feitas com o motor girando em 14 diferentes rotações igualmente distribuídas entre 1000 e 3600 rpm e para

---

<sup>32</sup>as escalas são arbitrárias.

cada uma destas rotações foram impostos 12 diferentes valores de torque observado, espaçados em intervalos aproximadamente iguais. Estes valores de torque foram estabelecidos de forma a variar entre o menor dos valores máximos desenvolvidos pelo motor a cada rotação e o maior dos valores mínimos em que, a cada rotação o controlador do dinamômetro manteve o motor funcionando regularmente. Estes valores de rotação e carga foram obtidos, respectivamente, mediante o ajuste do freio e da posição da borboleta.

Cada uma das aquisições de pressão e de aceleração foram realizadas durante 40 giros do motor, o que corresponde a 6120 pontos amostrados, uma vez que o volante possui 153 dentes e cada um deles dispara uma conversão analógico-digital.

Os ajustes de ganho dos amplificadores de carga foram realizados no início de cada sessão de aquisição de dados e mantidos constantes para todas as situações de carga e rotação. Tais ajustes foram feitos de modo que, em todas estas situações os valores convertidos ocupassem ao máximo a faixa de 1 a 254, de forma a evitar deformações não lineares devido à cortes do sinal na conversão e melhor utilização da faixa dinâmica do conversor. Embora os ajustes dos ganhos não mais possam ser alterados ocorre a necessidade do ajuste de deslocamento (“off-set”) para garantir esses limites, entretanto, estes ajustes não comprometem os resultados, uma vez que são eliminados nos processamentos posteriores.

O fato dos ajustes dos ganhos dos amplificadores serem realizados apenas no início do ensaio fez com que a resolução na conversão variasse de 0,4% até o máximo de 4,0% da amplitude total.

## **6 RESULTADOS**

Uma vez adquiridas as séries de dados de pressão e de aceleração e associando a elas a correspondente série de ângulos de aquisições foi calculado o torque médio indicado e as componentes espectrais da aceleração angular do bloco pelos métodos tradicional (DFT) e alternativo. A escolha das componentes espectrais calculadas (frequência de explosões, bem como seu dobro e triplo) baseou-se nos ensaios preliminares e nas simulações descritas em anexo. Observa-se nas simulações (Figura 42 e Figura 43) que com o aumento da frequência as componentes espectrais da aceleração devidas ao gás decaem mais lentamente que as devidas às inércias alternativas. Portanto, o uso de componentes espectrais de mais alta ordem é indicado quando se deseja desconsiderar os torques de inércias, que é um dos objetivos do presente trabalho. A limitação na componente espectral no triplo da frequência de explosões deve-se ao fato de que, além deste limite a relação sinal-ruído piora consideravelmente, como pode ser observado na Figura 18.

Uma vez que o objetivo deste trabalho é verificar a existência de correlação entre o torque médio indicado e as componentes espectrais da aceleração angular do bloco do motor, deve-se proceder às análises de correlação. Essas análises serão feitas em função da rotação do motor para evidenciar sua contribuição nas correlações.

## **6.1 MÉTODO TRADICIONAL (DFT)**

Os coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais da aceleração, obtidas através da Transformada Discreta de Fourier (DFT), foram calculados a partir de regressões lineares pelo método dos mínimos quadrados.

A análise do comportamento dos coeficientes de correlação em função da rotação é feita a partir da Tabela 1. Para cada situação de torque observado e rotação foram calculados valores médios dos torques médios indicados e das componentes espectrais da aceleração obtidos em cada um dos 20 intervalos de expansão amostrados no primeiro cilindro. Os coeficientes de correlação foram calculados utilizando-se o conjunto de valores médios correspondente a cada uma das faixas de rotações da Tabela 1. O limite inicial de todas as faixas foi fixado em 1000 rpm e o limite final, em cada faixa, foi estabelecido por acréscimos cumulativos de 200 rpm, até o máximo de 3600 rpm.

**Tabela 1- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais na frequência de explosões, dobro e triplo desta frequência (acel\_1, acel\_2, acel\_3), em função das faixas de rotação. (método tradicional)**

Faixas de Rotação [rpm]	Coeficientes de correlação		
	acel_1	acel_2	acel_3
1000	0,96	0,94	0,71
1000 a 1200	0,96	0,92	0,80
1000 a 1400	0,92	0,93	0,84
1000 a 1600	0,87	0,94	0,85
1000 a 1800	0,78	0,91	0,77
1000 a 2000	0,70	0,91	0,66
1000 a 2200	0,60	0,92	0,66
1000 a 2400	0,48	0,91	0,69
1000 a 2600	0,38	0,91	0,72
1000 a 2800	0,28	0,91	0,73
<b>1000 a 3000</b>	0,25	<b>0,91</b>	0,69
1000 a 3200	0,22	0,79	0,64
1000 a 3400	0,17	0,77	0,57
1000 a 3600	0,16	0,76	0,58



Nota-se na Tabela 1 que para a frequência de explosões os coeficientes de correlação decrescem continuamente com a ampliação da faixa de rotação, assumindo valores inferiores a 0,91 a partir da faixa com limite superior de 1400 rpm. Observa-se, ainda, que os coeficientes de correlação correspondentes ao triplo da frequência de explosões apresentam um comportamento errático, em níveis inferiores a 0,85, com uma tendência levemente decrescente. Quanto aos coeficientes de correlação correspondentes ao dobro da frequência de explosões observa-se que mantêm-se aproximadamente constantes, superiores a 0,91, até a faixa de rotação com o limite superior de 3000 rpm. Até esta rotação o intervalo de 95% de confiança (calculado através da Transformação Z de Fisher) do coeficiente de correlação é de  $\pm 3\%$ , enquanto que a partir desta rotação o coeficiente apresenta uma súbita variação de 13%.

## **6.2 MÉTODO ALTERNATIVO**

De forma semelhante ao método tradicional obteve-se a Tabela 2, porém, apresentando apenas os coeficientes de correlação correspondentes às componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões. Não foram incluídos os coeficientes correspondentes às componentes espectrais da aceleração na frequência de explosões e no seu triplo, face às suas características negativas já evidenciadas pelo método tradicional.

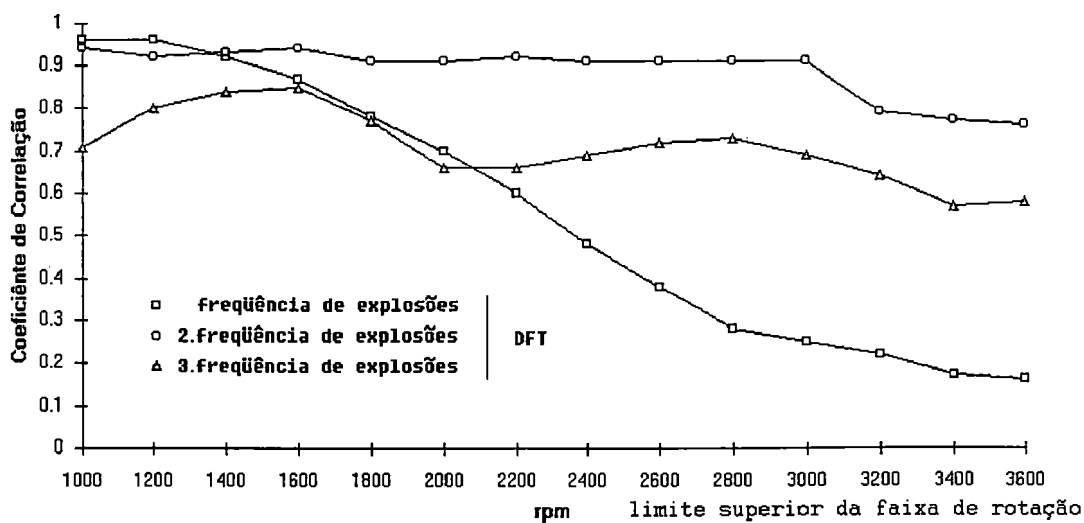
**Tabela 2- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais no dobro da frequência de explosões (acel\_2) em função das faixas de rotação. (Método Alternativo)**

Faixas de Rotação [rpm]	Coefficiente de correlação
	acel_2
1000	0,95
1000 a 1200	0,93
1000 a 1400	0,94
1000 a 1600	0,95
1000 a 1800	0,91
1000 a 2000	0,92
1000 a 2200	0,93
1000 a 2400	0,92
1000 a 2600	0,92
1000 a 2800	0,91
<b>1000 a 3000</b>	<b>0,92</b>
1000 a 3200	0,80
1000 a 3400	0,79
1000 a 3600	0,76

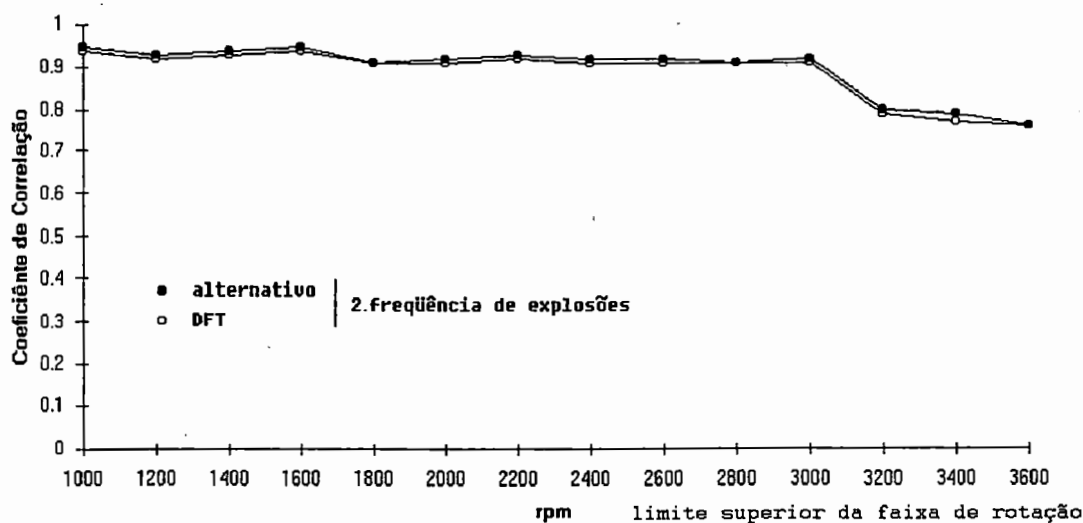
Observa-se na Tabela 2 que, de forma semelhante aos resultados obtidos pelo método tradicional, os coeficientes de correlação correspondentes ao dobro da frequência de explosões mantêm-se aproximadamente constantes, superiores a 0,92, até a faixa de rotação com o limite superior de 3000 rpm. Até esta rotação o intervalo de 95% de confiança do coeficiente de correlação também é de  $\pm 3\%$  e da mesma forma que no método tradicional, a partir desta rotação o coeficiente apresenta a mesma súbita variação de 13%.

## 7 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Constatou-se nos ensaios a existência de uma forte correlação, até o limite de 3000 rpm, entre os torques médios indicados e as componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões, obtidas tanto pelo método tradicional (DFT) quanto pelo método alternativo, conforme pode ser melhor observado na Figura 19 e na Figura 20.



**Figura 19- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais na frequência de explosões, dobro e triplo desta frequência, em função das faixas de rotação.(método tradicional)**



**Figura 20- Coeficientes de correlação entre os torques médios indicados e as componentes espectrais no dobro da frequência de explosões, em função das faixas de rotação.(método alternativo e tradicional)**

A partir dos resultados obtidos fixou-se o limite de 3000 rpm e o uso da componente espectral no dobro da frequência de explosões para a obtenção da reta de regressão, que permite estimar o torque médio indicado e seu limite de confiança a partir dessa componente espectral. A determinação dos limites de confiança será feita mediante a hipótese de que a distribuição dos desvios entre os valores observados e estimados pela regressão se ajusta à uma distribuição Normal. Para o teste desta hipótese será utilizado o teste do qui quadrado no nível de significância de 0,005.

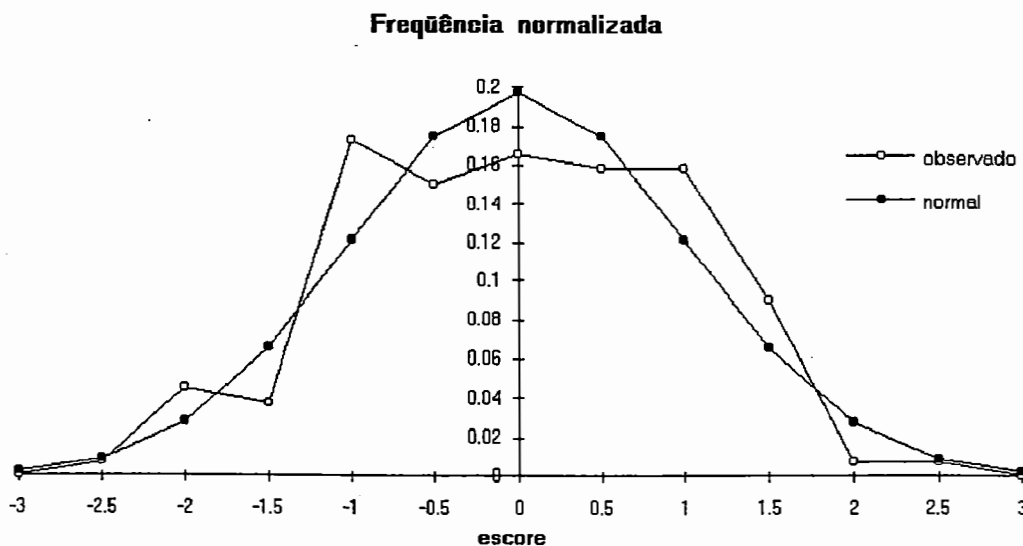
## **7.1 MÉTODO TRADICIONAL**

Com o objetivo de se empregar a curva Normal na sua forma reduzida calculou-se o desvio padrão das estimativas do torque médio indicado obtidas a partir das componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões. Os desvios entre os valores estimados e observados do torque médio indicado divididos pelo desvio padrão determinaram seus respectivos escores. A Tabela 3 apresenta as frequências de ocorrência dos escores, em faixas de largura de meio escore representadas na tabela pelo seu valor central.

**Tabela 3- Tabela de contingência dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados. (método tradicional)**

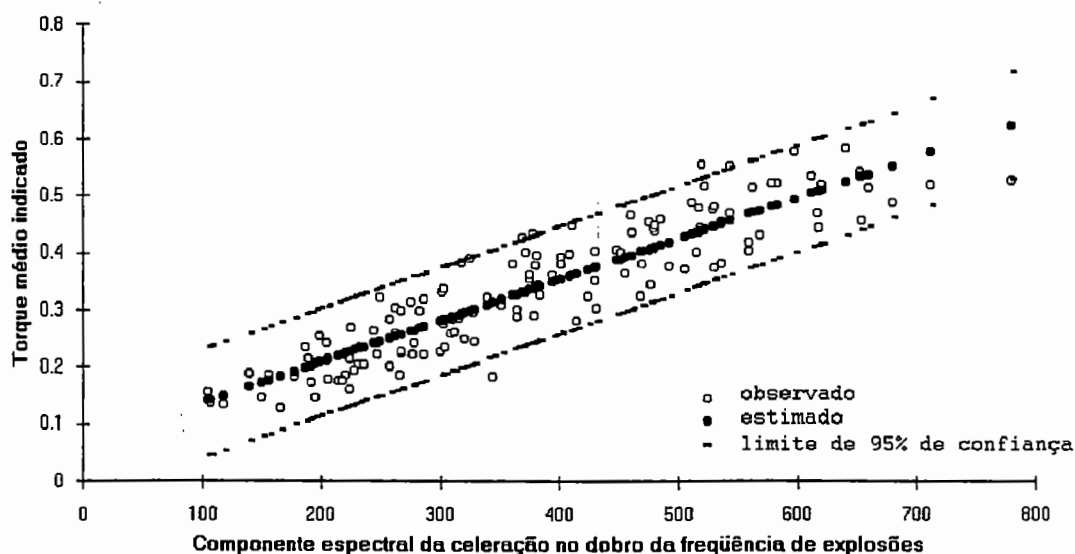
escore	frequência
-3	0
-2,5	1
-2	6
-1,5	5
-1	23
-0,5	20
0	22
0,5	21
1	21
1,5	12
2	1
2,5	1
3	0

O teste da hipótese de aderência dos desvios à distribuição Normal, pelo método do qui quadrado, resultou em uma variável  $\chi^2$  aproximadamente 20 vezes inferior ao valor crítico no nível de significância 0,005 ( $\chi^2_{0,005}$ ), de uma distribuição  $\chi^2$  de igual grau de liberdade (10). Este resultado indica uma ótima aderência à distribuição Normal. Na Figura 21 estão apresentadas as freqüências normalizadas dos desvios, em comparação com a Normal reduzida.



**Figura 21- Distribuição normalizada de freqüências dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados em comparação à Normal reduzida. (método tradicional)**

Na Figura 22 estão representados os valores observados e estimados dos torques médios indicados em função da componente espectral da aceleração no dobro da freqüência de explosões, bem como o intervalo de 95% de confiança das estimativa.



**Figura 22-** Torques médios indicados em função das componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões <sup>33</sup>. (método tradicional)

## **7.2 MÉTODO ALTERNATIVO**

De forma semelhante ao método tradicional obteve-se a Tabela 4, que apresenta as frequências de ocorrência dos escores dos desvios entre os valores observados e estimados a partir das componentes espectrais obtidas pelo método alternativo.

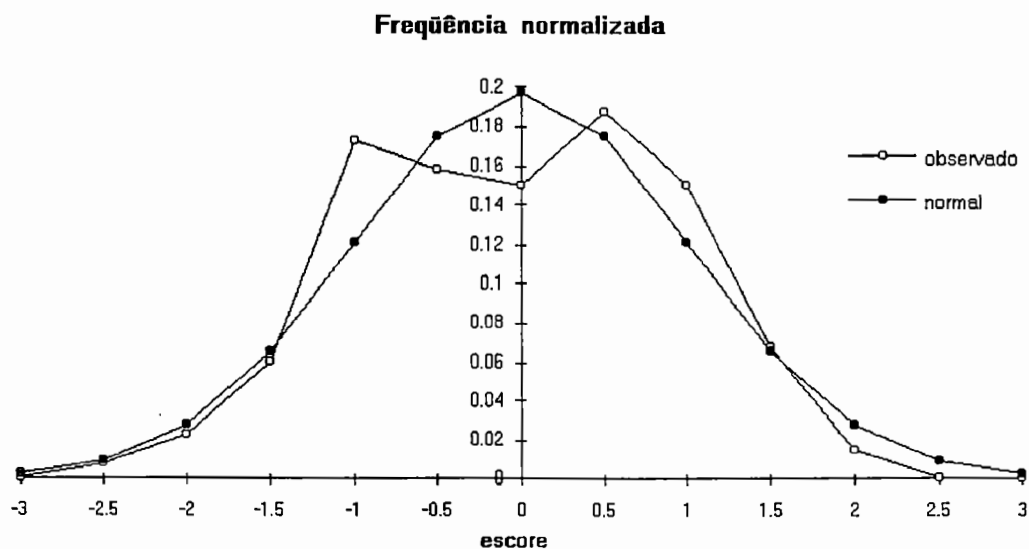
<sup>33</sup> as escalas são arbitrárias.



**Tabela 4- Tabela de contingência dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados. (método alternativo)**

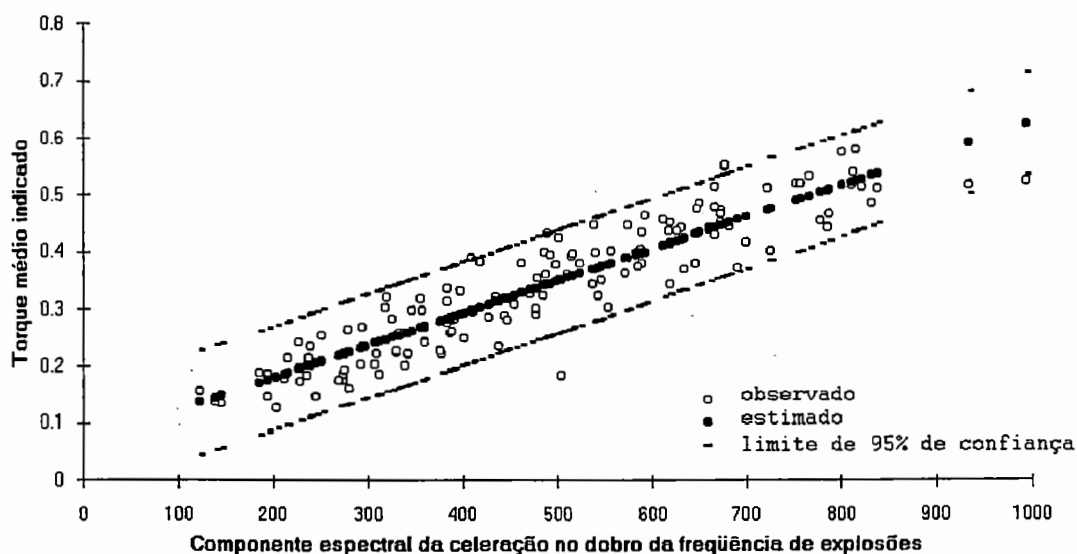
escore	freqüência
-3	0
-2,5	1
-2	3
-1,5	8
-1	23
-0,5	21
0	20
0,5	25
1	20
1,5	9
2	2
2,5	0
3	0

A aplicação do mesmo teste da hipótese de aderência dos desvios obtidos pelo método alternativo à distribuição Normal resultou em uma variável  $\chi^2$  aproximadamente 30 vezes inferior ao valor crítico no nível de significância 0,005 ( $\chi^2_{0,005}$ ), de uma distribuição  $\chi^2$  de igual grau de liberdade (10). Este resultado indica uma aderência à distribuição Normal superior à encontrada no método tradicional. Na Figura 23 são apresentadas as freqüências normalizadas dos desvios, em comparação com a Normal reduzida.



**Figura 23- Distribuição normalizada de freqüências dos desvios entre os valores estimados e os valores observados dos torques médios indicados em relação a Normal reduzida. (método alternativo)**

Na Figura 24 estão representados os valores observados e estimados dos torques médios indicados em função da componente espectral da aceleração no dobro da freqüência de explosões, bem como o intervalo de 95% de confiança das estimativa.



**Figura 24- Torques médios indicados em função das componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões <sup>34</sup>. (método alternativo)**

### **7.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS**

Com o objetivo de comparar o método tradicional com o alternativo foi executada uma regressão linear entre as componentes espectrais da aceleração obtidas pelo dois métodos. Para cada componente espectral obtida pelo método alternativo foi calculado o correspondente desvio entre a componente espectral obtida pelo método tradicional e a estimada através da reta de regressão linear. A partir destes desvios obteve-se o desvio padrão da estimativa. A Tabela 5 apresenta as frequências de ocorrência dos escores dos desvios entre os valores observados e estimados das componentes espectrais obtidas pelo

<sup>34</sup>as escalas são arbitrárias.

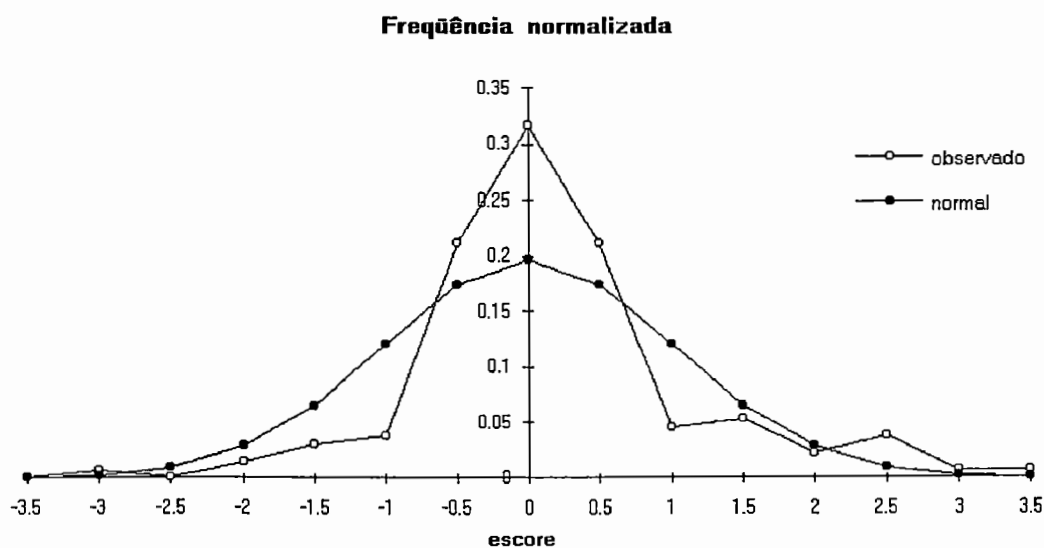
método tradicional, em faixas de largura de meio escore representadas na tabela pelo seu valor central.

**Tabela 5- Tabela de contingência dos desvios entre as componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões obtidas pelo método tradicional e os valores estimados a partir dos resultados obtidos pelo método alternativo.**

escore	freqüência
-3,5	0
-3	1
-2,5	0
-2	2
-1,5	4
-1	5
-0,5	28
0	42
0,5	28
1	6
1,5	7
2	3
2,5	5
3	1
3,5	1

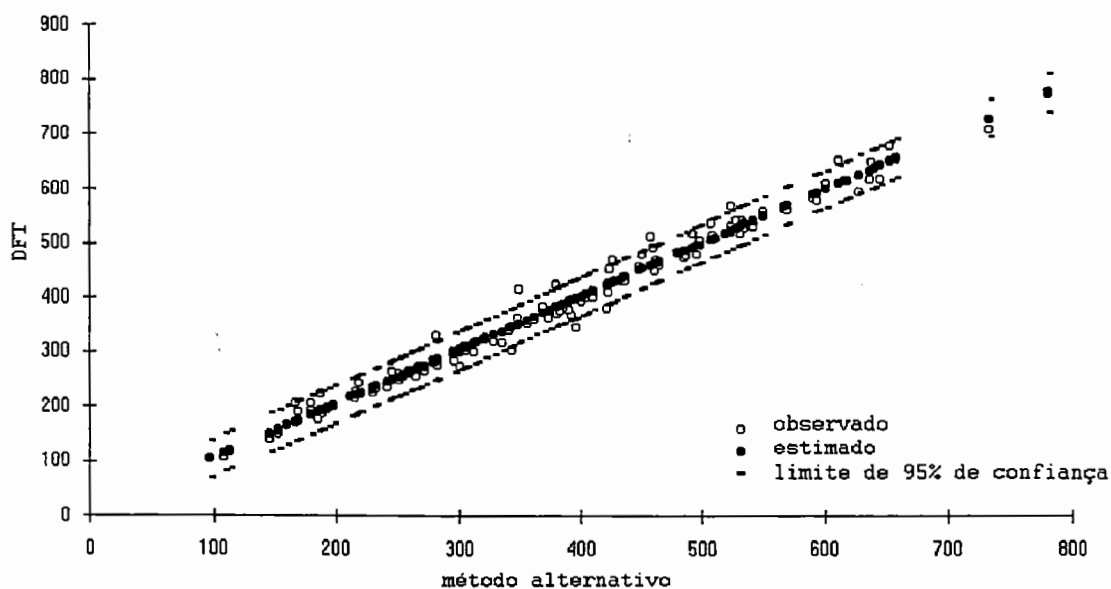
Aplicando o teste do qui quadrado para a hipótese de aderência à distribuição Normal dos desvios entre os valores observados e estimados das componentes espectrais obtidas pelo método tradicional, obteve-se uma variável  $\chi^2$  aproximadamente 7 vezes inferior ao valor crítico no nível de significância 0,005 ( $\chi^2_{0,005}$ ), de uma distribuição  $\chi^2$  de igual grau de liberdade (12). Este resultado indica uma ótima aderência à

distribuição Normal, podendo se aderir melhor ainda a uma leptocúrtica (curva simétrica como a Normal, porém, com curtose positiva, isto é, mais concentrada em torno da média), conforme pode ser observado na Figura 25, onde são apresentadas as freqüências normalizadas dos desvio em comparação com a Normal reduzida.



**Figura 25- Distribuição normalizada de freqüências dos desvios entre os valores obtidos pelo método tradicional e os valores estimados a partir dos resultados obtidos pelo método alternativo, em relação a Normal reduzida.**

Na Figura 26 estão representados os valores observados e estimados das componentes espectrais obtidas pelo método tradicional em função das componentes espectrais obtidas pelo método alternativo, bem como o intervalo de 95% de confiança das estimativas. Para a reta de regressão encontrou-se um coeficiente angular de 0,99 e um coeficiente de correlação de 0,99. Estes coeficientes indicam que os dois métodos apresentam resultados equivalentes.



**Figura 26- Componentes espectrais da aceleração no dobro da frequência de explosões obtidas pelo método tradicional em função dos valores obtidos pelo método alternativo <sup>35</sup>.**

## **7.4 CONTRIBUIÇÕES E SUGESTÕES PARA NOVAS PESQUISAS**

A presente pesquisa mostrou a viabilidade do uso da aceleração angular do bloco de um motor para a análise de seu desempenho, com a vantagem de ser possível uma instrumentação não invasiva ao contrário de quando se usa a aceleração angular do eixo motor como tem sido feito.

Esta instrumentação consiste na fixação, por meios magnéticos, de um acelerômetro ao bloco do motor e pela instalação de sensores eletromagnéticos nos cabos de velas para a sincronização da aquisição da aceleração conforme foi proposto.

<sup>35</sup>as escalas são arbitrárias.

Foi confirmada a existência de uma forte correlação entre o torque médio indicado e a componente espectral da aceleração angular do bloco do motor, no dobro da frequência de explosões, até o limite de rotação de 3000 rpm, para o motor objeto de ensaio e com o instrumental utilizado.

O uso da componente espectral no dobro da frequência de explosões permitiu, diferentemente dos trabalhos analisados, desconsiderar o torque de inércia alternativa na obtenção do torque médio indicado. Desta forma é possível eliminar o custo computacional da deconvolução, necessária para avaliar os torques de inércias, bem como a identificação dos parâmetros do modelo do motor usados nesta deconvolução.

O algoritmo alternativo proposto apresenta um custo computacional bem inferior aos normalmente utilizados na obtenção das componentes espectrais através da Transformada de Fourier em virtude de não requerer o uso de operações de multiplicação. O emprego deste algoritmo, no processamento dos dados obtidos nos ensaios, produziu resultados equivalentes aos produzidos com o emprego da Transformada de Fourier.

Diante dos resultados obtidos e das experiências adquiridas no desenrolar deste trabalho, pode-se sugerir os seguintes temas para novas pesquisas:

- estudo das causas da súbita queda do coeficiente de correlação a partir de 3000 rpm tendo em vista a aplicação do método em regime de rotações mais elevadas;

- estudo da influência da função transferência entre a aceleração angular do bloco do motor e os torques devido ao gás e às

inércias, nos coeficientes de correlação entre o torque médio indicado e as componentes espectrais;

- estudo do posicionamento e acoplamento do acelerômetro tendo em vista aumentar a relação sinal/ruído de forma a permitir o emprego de componentes espectrais de mais alta ordem na estimativa do torque médio indicado;

- estudo da robustez do método quanto ao emprego em motores diferentes, da mesma classe, ou de classes diferentes;

- estudo do emprego da metodologia desenvolvida no presente trabalho, porém, usando a aceleração angular do eixo motor em substituição à aceleração angular do bloco do motor;

- estudo da aplicação da metodologia desenvolvida no presente trabalho na detecção de falhas, no diagnóstico e na análise de desempenho de motores bem como no controle de qualidade em linhas de montagem de motores e no controle da queima da mistura ar-combustível.



## **8 CONCLUSÃO**

O objetivo proposto para este trabalho foi alcançado uma vez que foi verificada a existência de uma correlação do torque médio indicado, do motor objeto de ensaio, com a componente espectral da aceleração angular no dobro da frequência das explosões.

A captação da aceleração angular do bloco do motor foi efetuada através da fixação magnética do acelerômetro ao bloco e foi proposto um sistema de sincronismo da aquisição de dados também não invasivo.

Foi obtido um coeficiente de correlação linear igual a 0,92, para uma rotação limite de 3000 rpm, empregando-se o algoritmo proposto que possui um custo computacional inferior ao da Transformada de Fourier. O uso da componente espectral no dobro da frequência das explosões tornou desnecessária a modelagem e a identificação dos parâmetros do motor utilizado nos ensaios.

O fato da captação da aceleração angular do bloco do motor poder ser realizada de modo não invasivo; de ser desnecessária a modelagem e a identificação dos parâmetros do motor; aliada à baixa complexidade do processamento proposto e à alta correlação entre o torque médio indicado e a componente espectral, no dobro da frequência de explosões, da aceleração angular do bloco torna este método atraente para a detecção de falhas, para o diagnóstico e análise de desempenho de motores bem como para o controle de qualidade em linhas de montagem de motores e para o controle da queima da mistura ar-combustível.

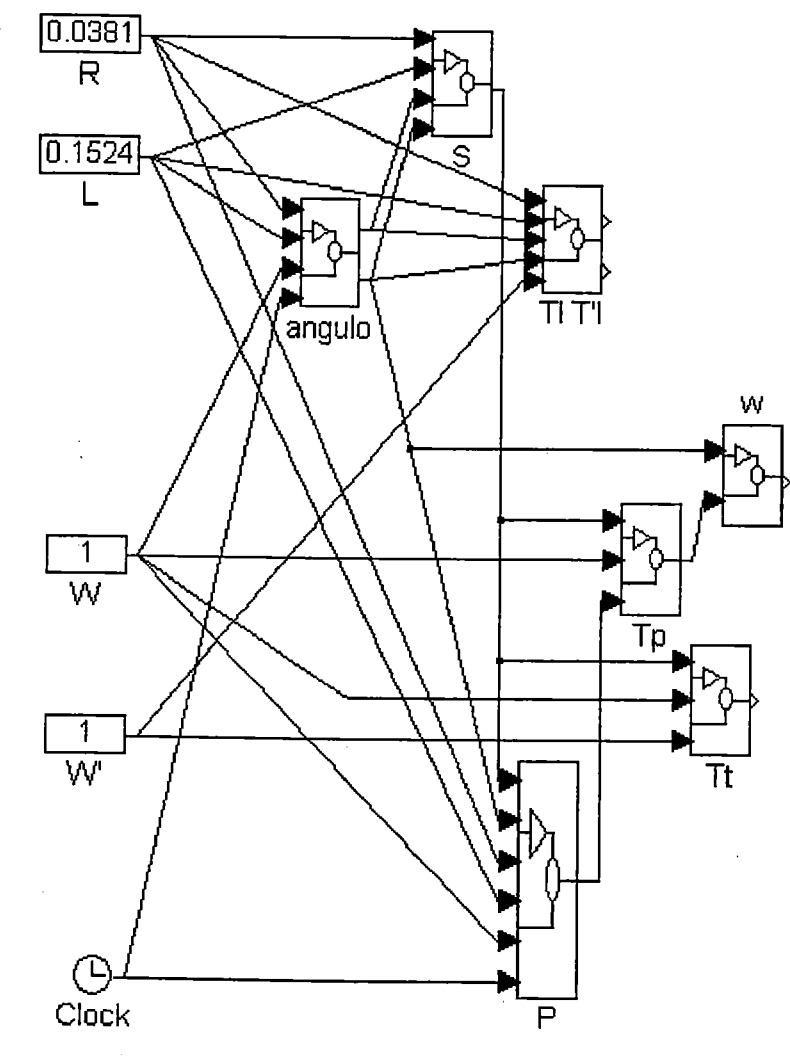
# ANEXO

## **A MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO DO MOTOR**

Tendo em vista a análise do comportamento das componentes espectrais dos torques devidos à pressão na câmara de combustão e dos torques devidos às inércias alternativas de um motor foi desenvolvido um modelo matemático destes torques. A simulação deste modelo foi executada em um sistema computacional (MATLAB™). Este sistema possui uma interface gráfica (SIMULINK™) que permite a sua programação através de blocos funcionais que proporcionam uma grande facilidade na construção, apresentação e simulação de sistemas dinâmicos.

### **A.1 MODELAGEM**

A construção do modelo utilizou uma abordagem sistemática na qual são agrupadas em subsistemas funções correlatas. Está representada na Figura 27 o diagrama global representativo do modelo matemático. Os detalhamentos dos blocos desse diagrama serão apresentados no decorrer deste anexo



**Figura 27- Diagrama geral do modelo dos torques no sistema SIMULINK™.**

### **A.1.1 PARÂMETROS PARA SIMULAÇÃO**

O sistema MATLAB™ requer a fixação de uma série de parâmetros para a execução da simulação. Dentre estes deve-se citar que:

- na simulação foi empregado o método Runge-Kutta de quinta ordem com passos constantes de tempo de modo a permitir o uso da Transformada de Fourier no cálculo das componentes espectrais;

- utilizou-se tempos negativos de forma a permitir a estabilização nos cálculos de derivadas embora sejam apresentados os resultados da simulação apenas a partir do instante zero;

- serão apresentados resultados relativos a duas rotações do eixo motor a partir do início da fase de compressão.

- será utilizada uma variável auxiliar multiplicativa  $W'$  em substituição à velocidade angular do eixo motor ( $W$ ) de modo a evitar a alteração no tempo de simulação e apresentação.

### **A.1.2 PARÂMETROS DO MOTOR**

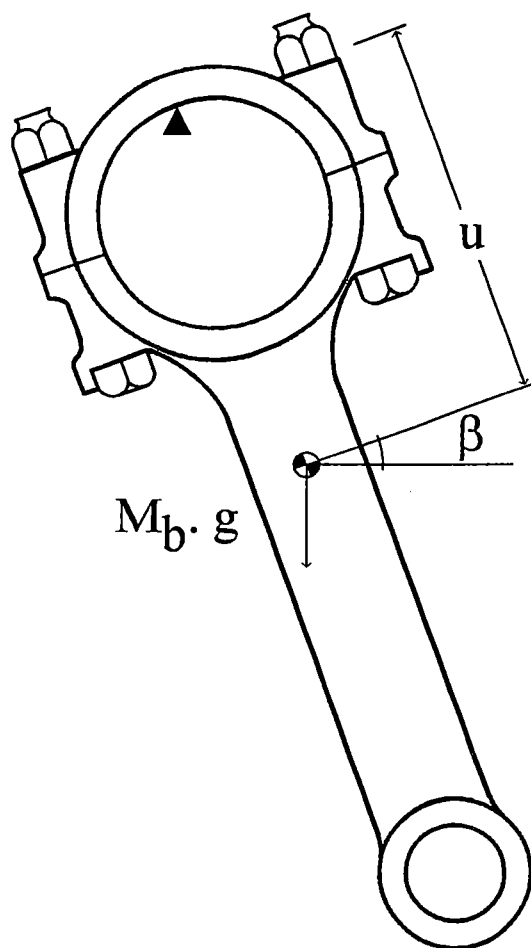
Para a modelagem e simulação é necessário a o estabelecimento de diversos parâmetros do motor utilizado conforme segue.

***R - comprimento da manivela:*** metade do valor fornecido pelo fabricante para o deslocamento do pistão. (Figura 30)

***L - distância entre os centros das articulações da biela:*** valor medido com erro inferior ao do valor de  $R$ . (Figura 30)

***$M_b$  - Massa do conjunto biela-pino de articulação:*** valor medido do conjunto. Observação: o pino de articulação entre biela e pistão é solidário à biela.

***$M_1$ ,  $M_2$  e  $CG$  - massas concentradas e centro de gravidade da biela fictícia:*** a posição do centro de gravidade ( $CG$ ) foi obtida equilibrando-se o conjunto biela-pino de articulação sobre uma lâmina. As massas da biela fictícia,  $M_1$  e  $M_2$ , concentradas nos centros das articulações, foram determinadas de modo a manter seu centro de gravidade coincidente com o  $CG$  do conjunto. (Figura 28).



**Figura 29- Biela como pêndulo.**

A determinação do momento de inércia  $I$  foi obtida da equação:

$$I\ddot{\beta} = M_b \cdot g \cdot u \cdot \text{sen } \beta .$$

Considerando  $\beta$  pequeno tem-se:

$$\text{sen } \beta = \beta$$

portanto

$$I\ddot{\beta} = M_b \cdot g \cdot u \cdot \beta$$

cuja solução é:

$$\beta = \beta_0 \cos \sqrt{\frac{M_b \cdot g \cdot u}{I}} t$$

onde o período  $\tau$  em segundos é:

$$\tau = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{I}{M_b \cdot g \cdot u}}$$

e portanto

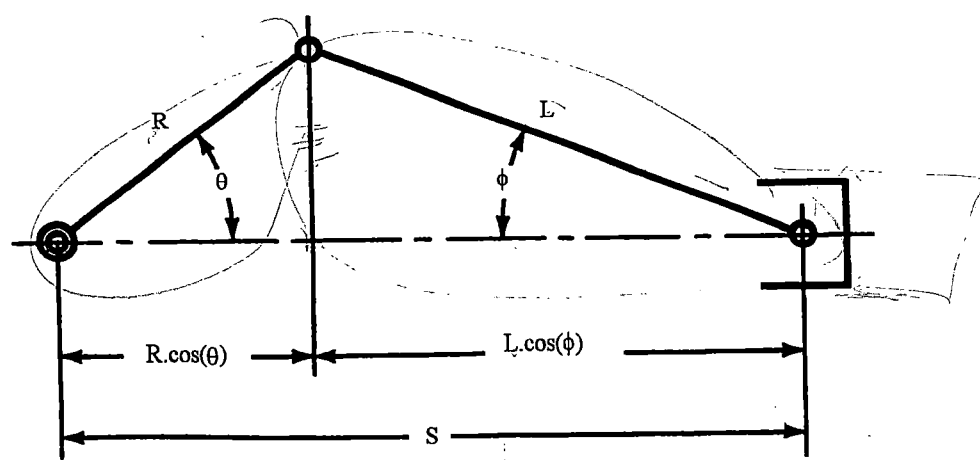
$$I = M_b \cdot g \cdot u \cdot \left( \frac{\tau}{2 \cdot \pi} \right)^2$$

que corrigido para o centro de gravidade resulta em

$$\Pi = I - M_b \cdot u$$

### A.1.3 MODELAGEM CINEMÁTICA

O sistema biela-manivela pode ser esquematizado conforme a Figura 30.



**Figura 30- Geometria do sistema biela-manivela.**

### A.1.3.1 BLOCO ÂNGULOS ( $\phi$ e $\theta$ )

O ângulo  $\phi$  entre a biela e a direção do movimento do pistão é obtido da relação trigonométrica percebida da Figura 30.

$$R \cdot \text{sen}(\theta) = L \cdot \text{sen}(\phi)$$

A representação detalhada do bloco “ângulo” no sistema SIMULINK™ é feita conforme a Figura 31.

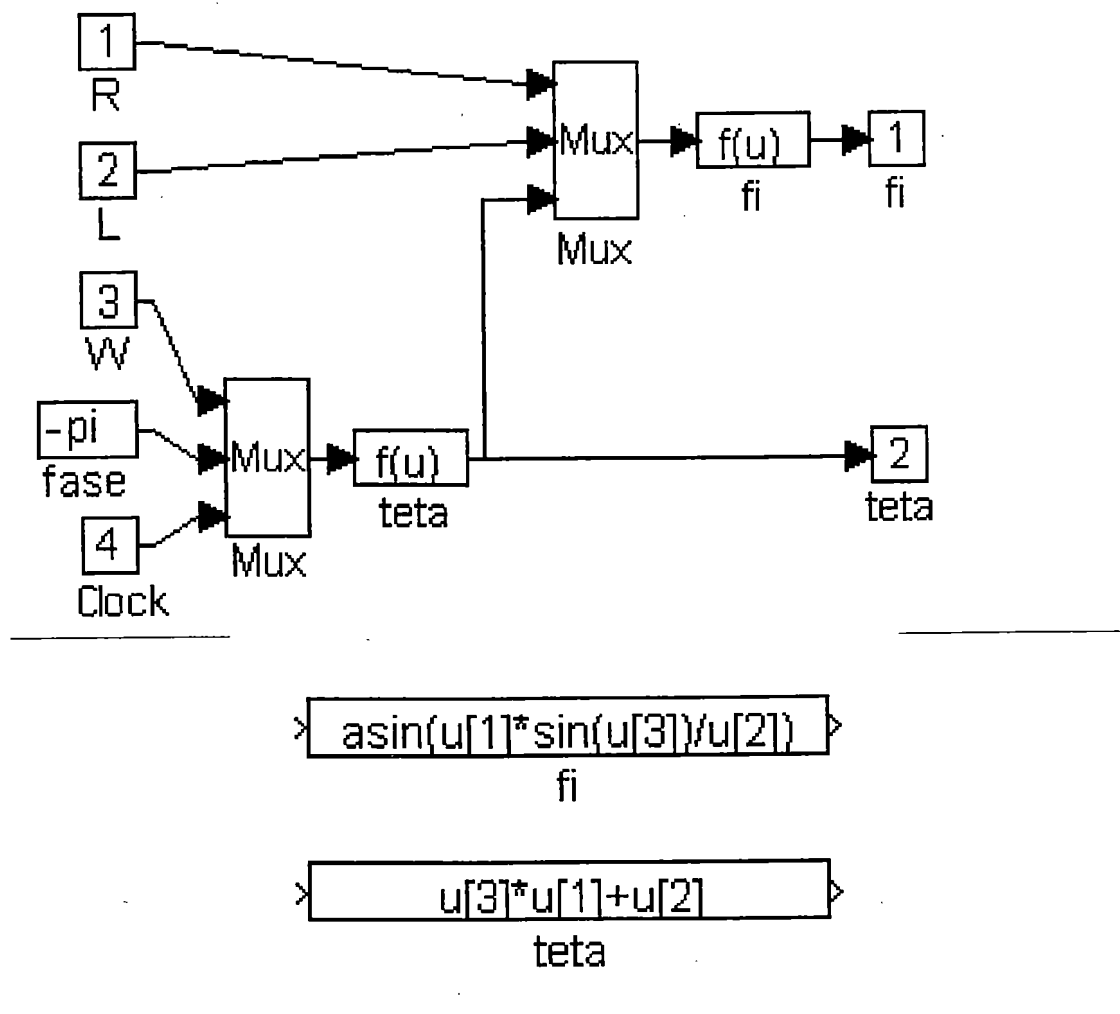


Figura 31- Diagrama do subsistema de ângulos no SIMULINK™.

### A.1.3.2 BLOCO DESLOCAMENTO DO PISTÃO (S)

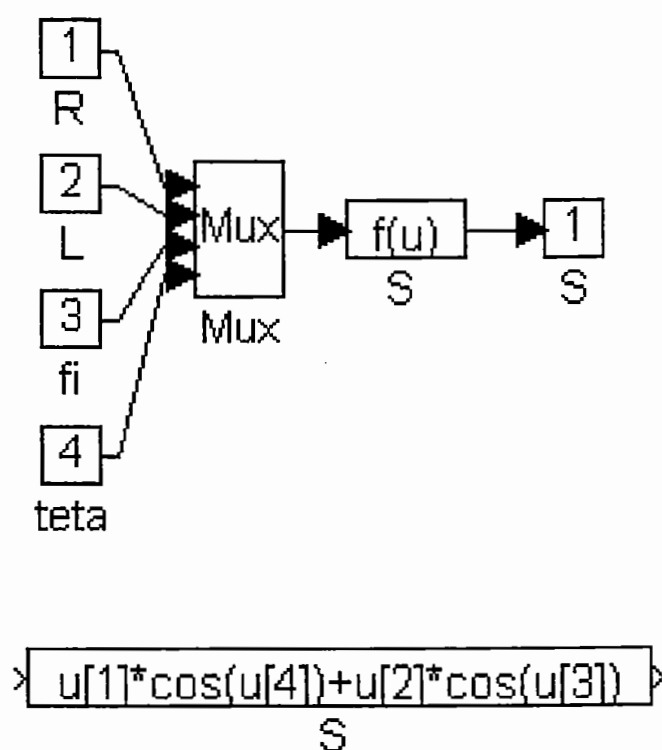
A posição do pistão (S) medida a partir do centro do eixo motor é obtida da Figura 30 e expressa por :



$$S = R \cos(\theta) + L \cos(\phi)$$

A representação detalhada deste bloco no SIMULINK™ é feita conforme a Figura 32.

O subsistema denominado “S” fica representado graficamente pela Figura 32.



**Figura 32- Diagrama do subsistema de deslocamento do pistão no SIMULINK™.**

#### **A.1.4 MODELAGEM DOS TORQUES DE INÉRCIAS**

O torque no eixo motor, igual em módulo ao torque no bloco do motor, devido à inércia das partes móveis alternativas (Tt) pode ser obtido através da variação da energia cinética das massas alternativas igualada ao trabalho por ele realizado

$$d\left(\frac{MP}{2} \cdot \dot{s}^2\right) = -Tt \cdot d\theta$$

ou

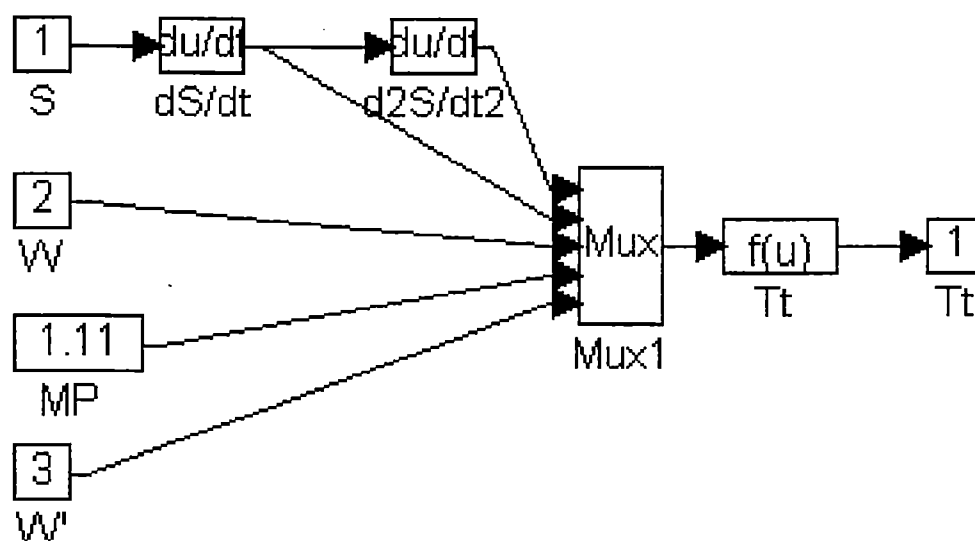
$$d\left(\frac{MP}{2} \cdot \dot{s}^2\right) = MP \cdot \dot{s} \cdot \ddot{s} = -Tt \cdot \frac{d\theta}{dt} = -W \cdot Tt$$

o que resulta em

$$Tt = -MP \cdot \ddot{s} \cdot \frac{\dot{s}}{W}$$

Na simulação foi adicionada a variável  $W'$  de modo a permitir que a variável  $W$  (velocidade angular), usada para calcular o ângulo  $\theta$ , possa ser mantida igual a 1, de forma a dispensar alterações no tempo de apresentação e simulação resultando sempre na simulação de duas voltas do eixo motor. A variável  $W'$  torna-se então um fator multiplicativo das derivadas de funções que dependam de  $\theta$ .

O subsistema denominado “Tt” fica então representado graficamente pela Figura 33.



$$\times \left[ -u[5]^2 * u[1] * u[2] * u[4] / u[3] \right] \triangleright$$

Tt

**Figura 33- Diagrama do subsistema de torque de inércias alternativas no sistema SIMULINK™.**

O torque de inércia alternativa devido à biela fictícia foi calculado quando a massa concentrada M1 foi adicionada à massa do pistão.

O torque de inércia rotativa devido à massa concentrada M2, adicionada à massa da manivela, foi considerado nulo em virtude do balanceamento obtido pelo arranjo das manivelas e contrapesos bem como devido à hipótese simplificadora de regime de rotação constante adotado para o motor.

Embora a posição do centro de gravidade da biela fictícia seja a mesma do centro de gravidade da biela real, seus momentos de inércia

não serão iguais, tornando então necessário efetuar uma correção no valor do torque de inércia devido à aceleração angular da biela.

Para se obter esta correção há necessidade de se obter o momento de inércia da biela fictícia o qual pode ser expresso por:

$$I_l = M_1 \cdot j^2 + M_2 h^2$$

que, através da definição do seu centro de gravidade:

$$M_1 \cdot j = M_2 \cdot h$$

resulta em

$$I'_l = (M_1 + M_2) \cdot h \cdot j = M_1 \cdot h \cdot j$$

Os torques de inércia devido à aceleração angular da biela real pode ser obtido a partir do diagrama de forças da Figura 34 através da aplicação da segunda lei de Newton.

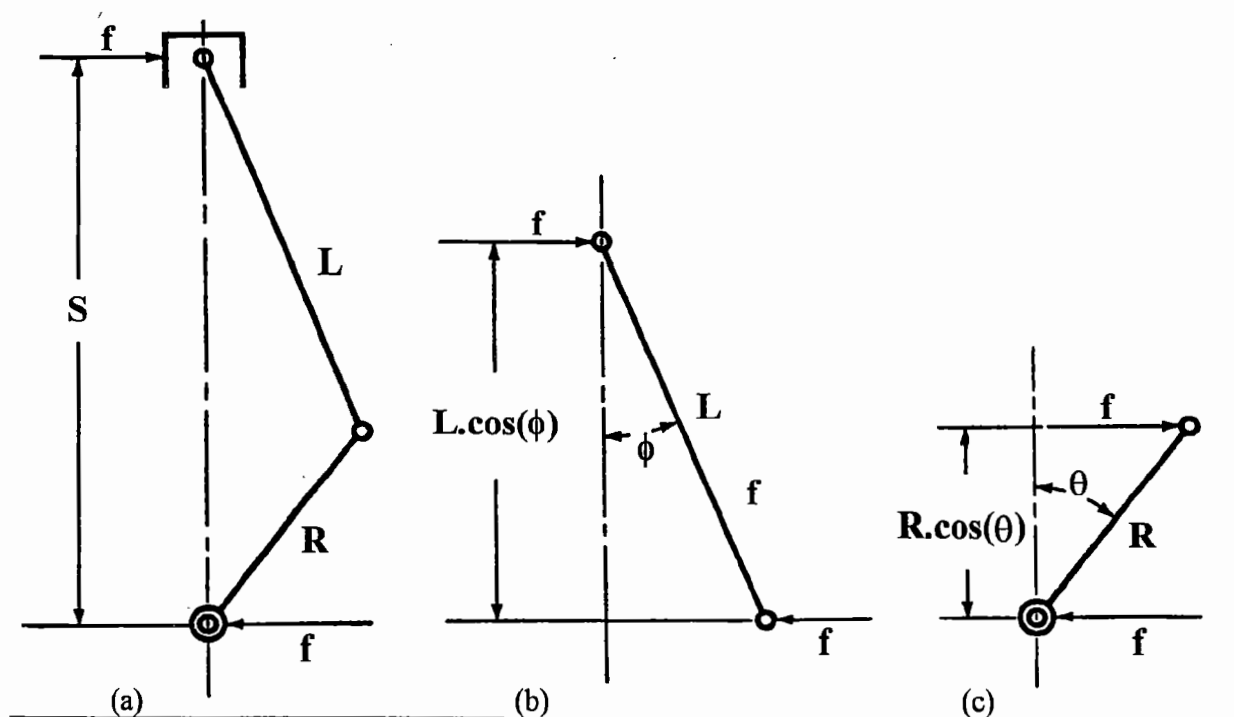


Figura 34- Diagrama de forças laterais no sistema biela-manivela.

Aplicando então a segunda lei de Newton à biela (Figura 34.b) tem-se:

$$I_l \cdot \ddot{\phi} = f \cdot L \cdot \cos \phi$$

ou

$$f = \frac{I_l \cdot \ddot{\phi}}{L \cdot \cos \phi}$$

O torque de inércia, devido à aceleração angular da biela real, sobre o eixo de manivelas (Figura 34.c) será dado por:

$$f \cdot R \cdot \cos \theta = \frac{I_l \cdot \ddot{\phi} \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi}$$

e a correção deste torque ( $T_l$ ) devido à diferença entre os momentos de inércia da biela fictícia (II) e da biela real ( $I'_l$ ) será então dada por:

$$T_l = \frac{(I_l - I'_l) \cdot \ddot{\phi} \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi} = \frac{(I_l - M_l \cdot h \cdot j) \cdot \ddot{\phi} \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi}$$

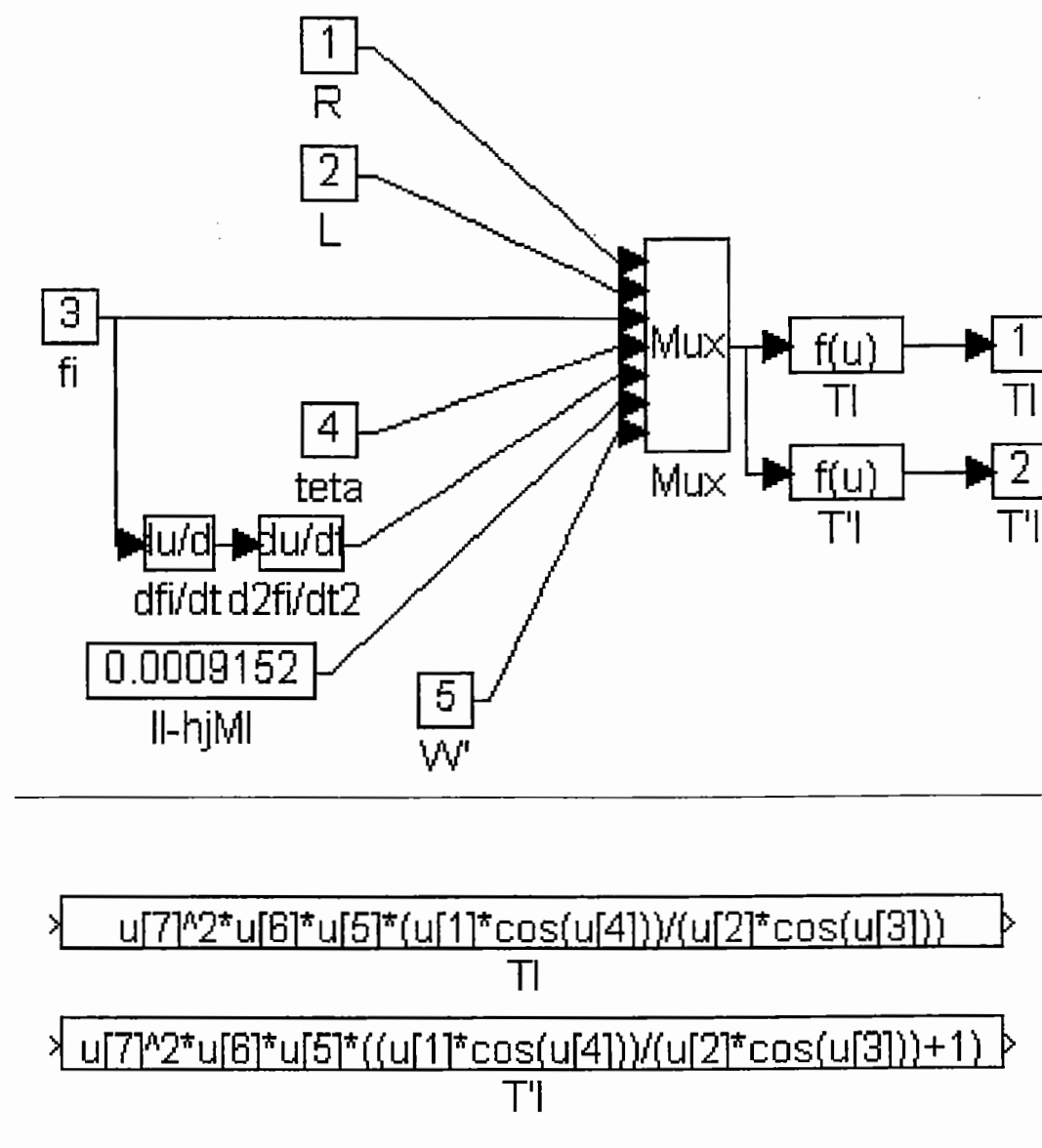
Da mesma forma o torque de inércia, devido à aceleração angular da biela real, sobre o bloco do motor (Figura 34.a) será dado por:

$$f \cdot S = I_l \cdot \ddot{\phi} \cdot \left( \frac{R \cdot \cos \theta + L \cdot \cos \phi}{L \cdot \cos \phi} \right) = I_l \cdot \ddot{\phi} \cdot \left( \frac{R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi} + 1 \right)$$

e a correção deste torque ( $T'_l$ ) devido à diferença entre os momentos de inércia da biela fictícia (II) e da biela real ( $I'_l$ ) será então dada por:

$$T'_l = (I_l - I'_l) \cdot \ddot{\phi} \cdot \left( \frac{R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi} + 1 \right) = (I_l - M_l \cdot h \cdot j) \cdot \ddot{\phi} \cdot \left( \frac{R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \phi} + 1 \right)$$

O subsistema de correção do torque de inércia devido ao uso da biela fictícia, denominado “TI-T’I”, fica então representado graficamente pela Figura 35.



**Figura 35- Diagrama do subsistema de correção dos torque de inércias devido ao uso da biela fictícia no sistema SIMULINK™.**

### **A.1.5 MODELAGEM DOS TORQUE DO GÁS**

O torque no eixo motor, igual em módulo ao torque no bloco do motor ( $T_p$ ) devido à pressão na câmara de combustão pode ser obtido

igualando-se o trabalho do gás sobre o pistão ao trabalho sobre o eixo de manivela, tomando se por hipótese que os trabalhos dissipativos devido aos atritos possam ser desprezados.

Pode-se então expressar:

$$P \cdot dV = T_p \cdot d\theta$$

onde P é a pressão sobre o pistão, V o volume da câmara e  $\theta$  o ângulo do eixo motor.

Expressando-se dV em função da área do pistão ( $A_p$ ) tem-se:

$$dV = A_p \cdot dS$$

e portanto

$$T_p = P \cdot A_p \cdot \frac{dS}{d\theta}$$

ou, usando a regra da cadeia,

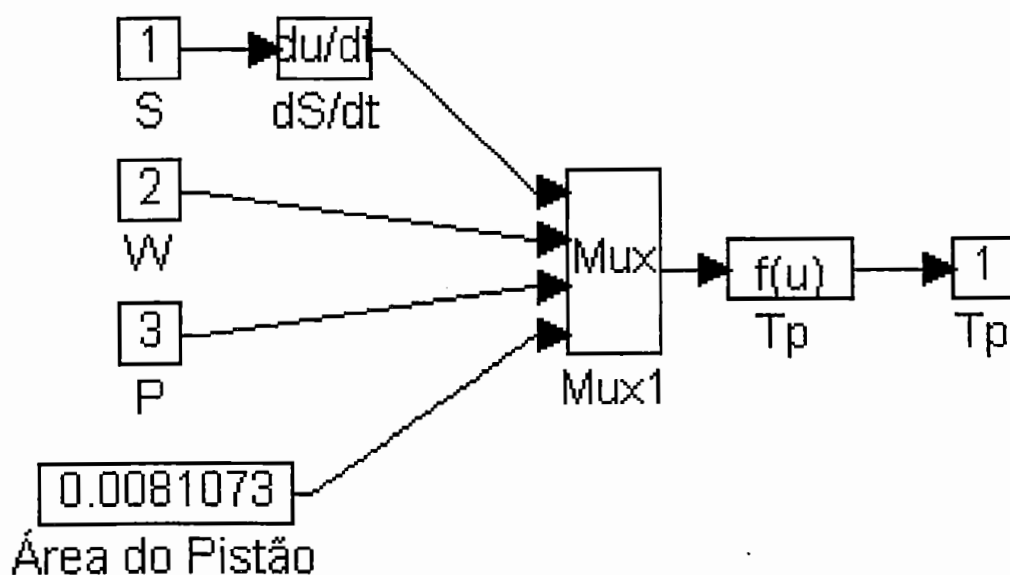
$$\frac{dS}{d\theta} = \frac{dS}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} = \dot{S} \cdot \frac{1}{W}$$

obtem-se:



$$T_p = P \cdot A_p \cdot \frac{\dot{S}}{W}$$

O subsistema denominado “Tp” fica então representado graficamente pela Figura 36.



$$-100000 \cdot u[1] \cdot (u[3] - 1) \cdot u[4] / u[2]$$

Tp

Figura 36- Diagrama do subsistema de torque do gás no sistema SIMULINK™.

### A.1.5.1 PRESSÃO DO GÁS

A partir de hipóteses simplificadoras de que o fluido operante (ar) se comporta como um gás ideal pode-se obter uma aproximação para os valores da pressão no interior da câmara de combustão através de:

$$P \cdot V = m \cdot R_{ar} \cdot T$$

onde  $m$  é a massa de ar admitida no cilindro,  $R_{ar}$  é a constante específica do ar e  $T$  a temperatura absoluta em Kelvin.

Aplicando o logaritmo à essa última equação e derivando em relação ao tempo ( $t$ ) pode-se, usando a hipótese de que a massa permanece constante, isto é, não existem vazamentos nos anéis e nas válvulas, obter a expressão:

$$\frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt}$$

que, combinada com a primeira lei da termodinâmica na sua forma diferencial:

$$m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{dQ}{dt} - P \cdot \frac{dV}{dt}$$

onde,  $Q$  é a quantidade de calor e  $C_v$  o calor específico a volume constante, resulta em:

$$\frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{T \cdot m \cdot C_v} \cdot \frac{dQ}{dt} - \frac{P}{T \cdot m \cdot C_v} \cdot \frac{dV}{dt}$$

Multiplicando o segundo termo desta última equação por

$$\frac{m \cdot R_{ar} \cdot T}{P \cdot V} = 1$$

e usando o coeficiente do processo politrópico  $\gamma = 1 + R_{ar}/C_v$  obtém-se:

$$\frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \left( \frac{1}{P \cdot V} \frac{dQ}{dt} - \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \right) \cdot (\gamma - 1)$$

ou

$$\frac{dP}{dt} = (\gamma - 1) \cdot \frac{1}{V} \frac{dQ}{dt} - \gamma \cdot \frac{P}{V} \cdot \frac{dV}{dt}$$

Usando nesta última equação a hipótese de que não há perda de calor da câmara e que a queima é gradual, segundo uma função  $x$  que expressa a fração queimada ou seja:

$$dQ = Q_{in} \cdot dx$$

onde  $Q_{in}$  é a quantidade total de calor introduzida na câmara de combustão tem-se:

$$\frac{dP}{dt} = (\gamma - 1) \cdot \frac{1}{V} \cdot Q_{in} \frac{dx}{dt} - \gamma \frac{P}{V} \cdot \frac{dV}{dt}$$

aplicando então a regra da cadeia:

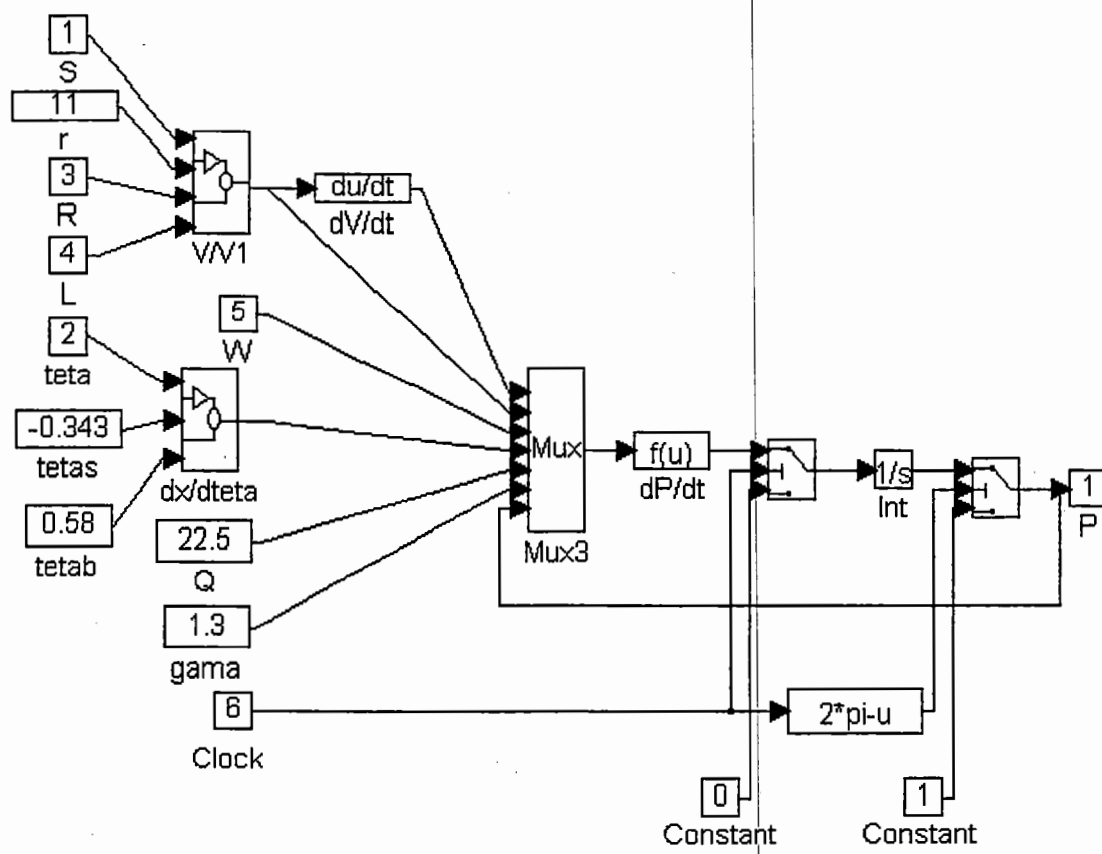
$$\frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot W$$

tem-se:

$$\frac{dP}{dt} = (\gamma - 1) \cdot \frac{1}{V} \cdot Q_{in} \cdot W \cdot \frac{dx}{d\theta} - \gamma \frac{P}{V} \cdot \frac{dV}{dt}$$

A pressão no interior da câmara de combustão (P) pode ser expressa em unidades da pressão ( $P_1$ ) existente na câmara antes da compressão. Da mesma forma o volume da câmara V pode ser expresso em unidades do volume da câmara antes da compressão ( $V_1$ ) e a quantidade de calor injetada no cilindro ( $Q_{in}$ ) pode ser expresso em unidades do produto  $P_1 \cdot V_1$ .

A representação gráfica do subsistema "P" é apresentada na Figura 37.



$$\frac{(-u[6]*u[7]*u[1]+(u[6]-1)*u[5]*u[4]*u[3])/u[2]}{dP/dt}$$

**Figura 37-** Diagrama subsistema de pressão do gás no SIMULINK™.

Os blocos “dx/dteta” e “V/V1” que estão encapsulados na Figura 37 serão detalhados a seguir.

#### A.1.5.1.1 Taxa de Liberação de Calor (“dx/dteta”)

A velocidade de queima da mistura ar-combustível é função de vários parâmetros. Destaca-se que o tempo de queima da mistura diminui com o aumento da velocidade angular do eixo do motor, devido ao aumento do movimento turbulento da mistura, fazendo com que

intervalo angular de duração da queima ( $\theta_b$ ) presente na expressão sugerida por Ferguson [13], apresentada a seguir, seja pouco dependente da rotação do motor, permitindo o uso de um valor constante típico para a classe do motor usado.

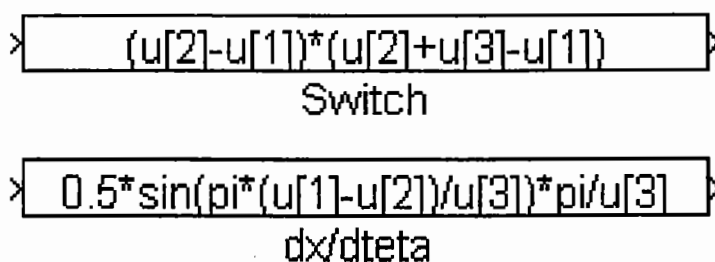
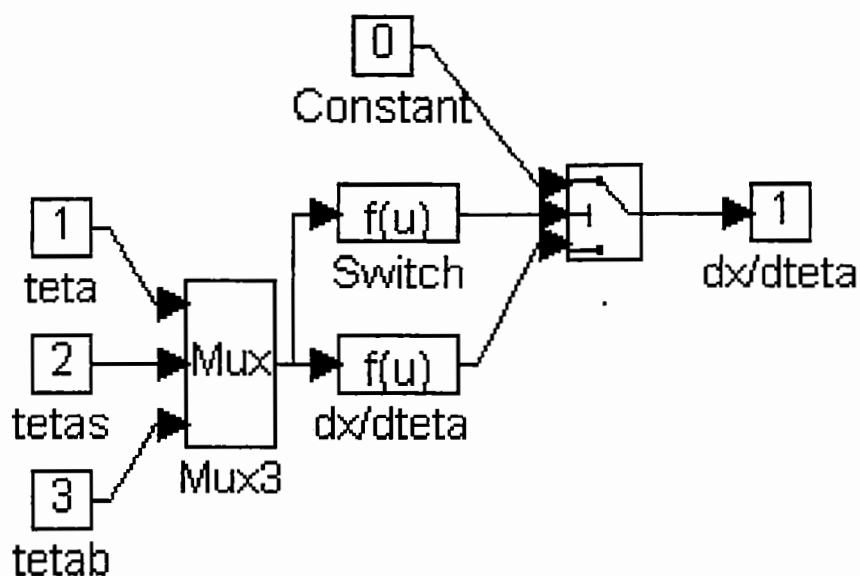
$$x = 0 \quad \text{se} \quad \theta < \theta_s$$

$$x = \frac{1}{2} \cdot \left\{ 1 - \cos \left[ \frac{\pi \cdot (\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right\} \quad \text{se} \quad \theta_s \leq \theta \leq \theta_s + \theta_b$$

$$x = 0 \quad \text{se} \quad \theta > \theta_s + \theta_b$$

Nessa expressão, para a fração queimada da mistura ( $x$ ) em função do ângulo do eixo motor ( $\theta$ ), a variável  $\theta_s$  é o ângulo inicial da queima que pode ser determinada de modo a se obter o melhor aproveitamento da energia do combustível em trabalho no eixo motor.

A representação gráfica do subsistema “ $dx/dteta$ ” é apresentada pela Figura 38.



**Figura 38- Diagrama do subsistema de taxa de queima do combustível no SIMULINK™.**

#### A.1.5.1.2 Volume da Câmara de Combustão (“V/V1”)

Como o volume da câmara foi expresso em unidades de  $V_1$  a razão  $V/V_1$  poderá então ser obtida a partir de:

$$V = d \cdot A_p + V_m$$

que, no início da compressão, equivale a:

$$V_1 = 2 \cdot R \cdot A_p + V_m$$

onde  $d$  é o deslocamento do pistão a partir do ponto morto superior,  $A_p$  é a área do pistão e  $V_m$  é o volume residual ao final da compressão. Portanto:

$$\frac{V - V_m}{V_1 - V_m} = \frac{d}{2 \cdot R}$$

Usando nesta última equação o valor da taxa de compressão  $r_c = V_1 / V_m$  obtém-se:

$$\frac{V - \frac{V_1}{r_c}}{V_1 - \frac{V_1}{r_c}} = \frac{d}{2 \cdot R}$$

ou

$$\frac{V \cdot r_c - V_1}{V_1 \cdot r_c - V_1} = \frac{d}{2 \cdot R}$$

ou



$$\frac{V \cdot r_c - V_1}{V_1 \cdot (r_c - 1)} = \frac{d}{2 \cdot R}$$

ou

$$V \cdot r_c = \frac{V_1 \cdot (r_c - 1) \cdot d}{2 \cdot R} + V_1$$

ou

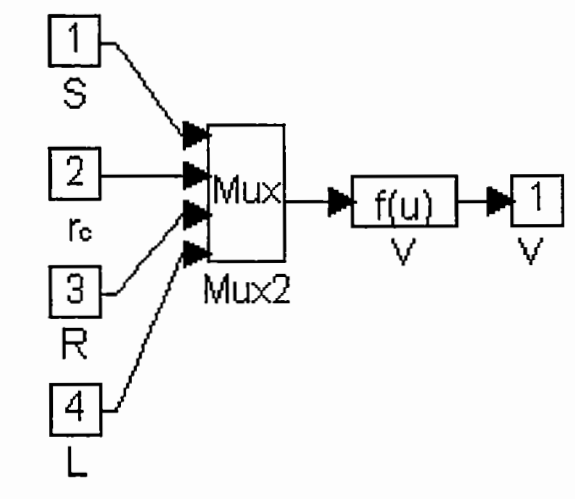
$$\frac{V}{V_1} = \frac{(r_c - 1) \cdot d}{2 \cdot R \cdot r_c} + \frac{1}{r_c}$$

ou

$$\frac{V}{V_1} = \frac{(r_c - 1) \cdot d + 2 \cdot R}{2 \cdot R \cdot r_c}$$

O subsistema “V/V<sub>1</sub>” fica então representado graficamente pela Figura 39.





$$\frac{((u[2]-1)*(u[3]+u[4]-u[1])+2*u[3])}{(2*u[3]*u[2])}$$

V

**Figura 39- Diagrama do subsistema de volume da câmara de combustão no SIMULINK™.**

#### A.1.5.2 AJUSTE DO ÂNGULO DE IGNIÇÃO

Conforme mencionado anteriormente, para um dado ângulo de duração da queima  $\theta_b$  o ajuste do angulo de ignição  $\theta_s$  pode ser feito de modo a se obter o melhor aproveitamento da energia do combustível em trabalho no eixo motor. Porém o modelo construído não prevê a existência de detonações, que é caracterizada por fortes vibrações na câmara de combustão. Estas vibrações devem-se ao choque entre frentes de chamas iniciadas em porções extremas da mistura não queimada, quando submetidas a altas pressões provocadas pela frente de chama original. Considera-se a alta taxa de elevação da pressão como a responsável pelo aparecimento deste fenômeno.

No modelo construído é obtido inicialmente o valor para o ângulo de ignição  $\theta_s$  que proporciona o maior trabalho no eixo motor. A partir deste valor inicial obtém-se o valor final de  $\theta_s$  que proporciona a maior redução da máxima taxa de elevação da pressão da câmara de combustão aliada à menor redução do trabalho no eixo motor.

Para efetuar esses ajustes, por aproximações sucessivas, construiu-se o subsistema que calcula o trabalho no eixo motor ( $N_{\text{eixo}}$ ), conforme está representado graficamente na Figura 40.

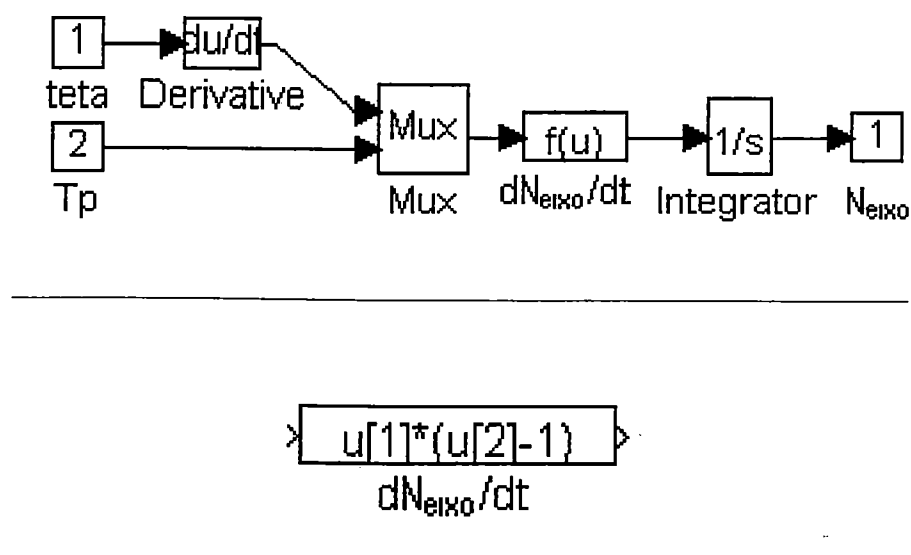


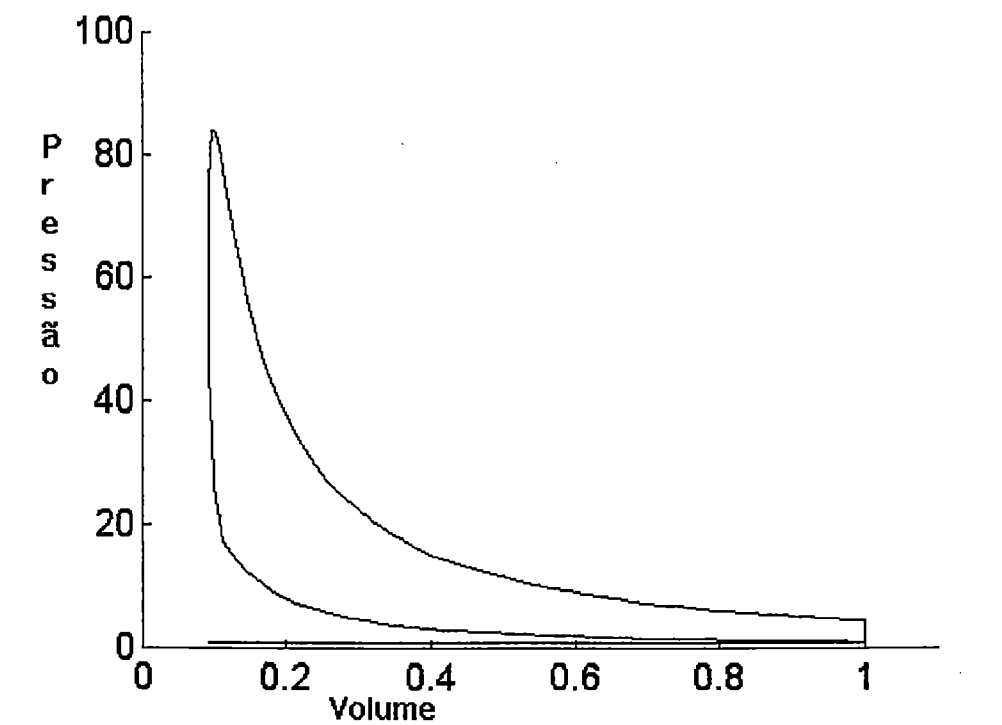
Figura 40- Diagrama do subsistema de cálculo do trabalho no eixo motor no SIMULINK™.

## A.2 SIMULAÇÃO

Para a simulação foi adotado o valor de 22,5 KJ para quantidade de calor  $Q_{\text{in}}$  correspondente ao enchimento completo da câmara de combustão com mistura estequiométrica ar-álcool à pressão atmosférica. O ajuste do valor do ângulo de ignição  $\theta_s$  proporcionou

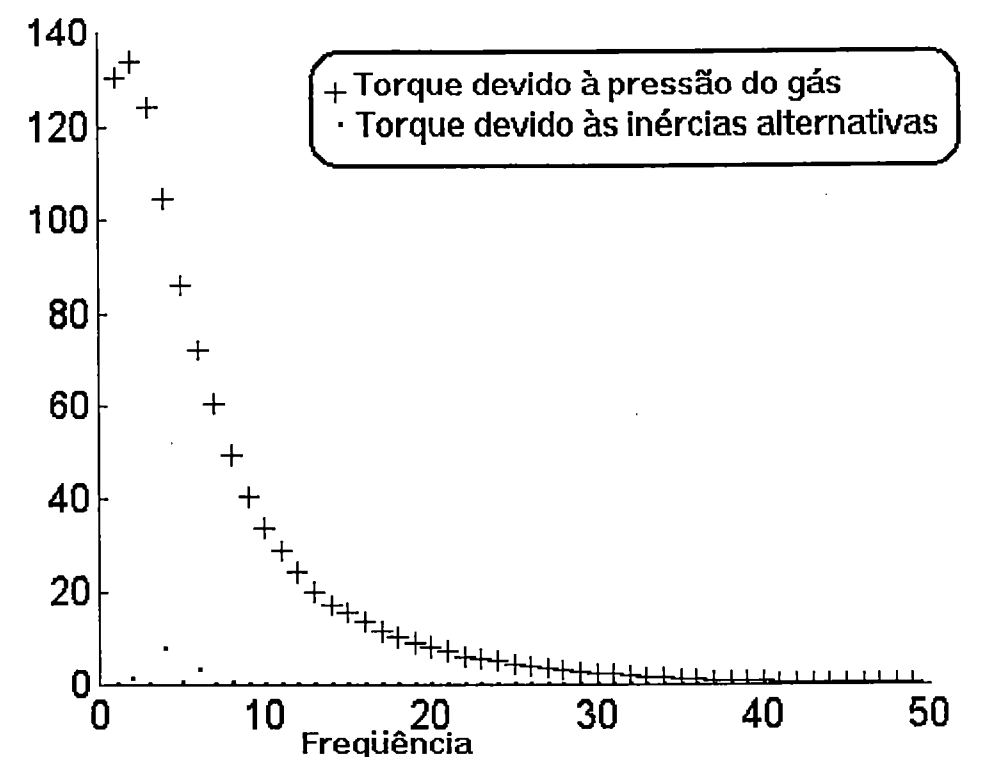
uma redução no trabalho de apenas 0,1% aliada a uma redução da máxima taxa de elevação da pressão de 6,4%.

Da simulação obteve-se o diagrama indicador, pressão em função do volume da câmara, conforme está mostrado na Figura 41.



**Figura 41- Diagrama de pressão X volume da câmara de combustão (simulação).**

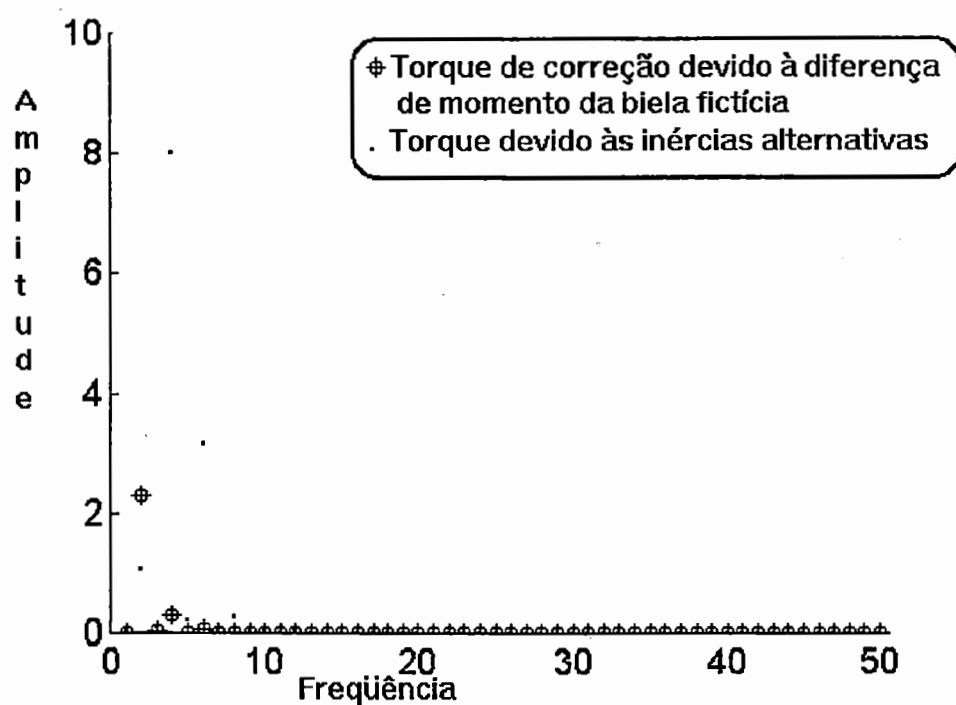
A partir da simulação, realizada na rotação de 955 rpm, obteve-se os coeficientes espectrais dos torques no bloco do motor devido à pressão do gás e devido às inércias alternativas, conforme representado na Figura 42.



**Figura 42- Componentes espectrais dos torques no bloco do motor devido à pressão do gás e às inércias alternativas <sup>36</sup> (simulação).**

Na Figura 43 estão representados os coeficientes espectrais do torque de correção no bloco do motor, devido à diferença do momento de inércia da biela fictícia e os coeficientes espectrais do torque devido às inércias alternativas.

<sup>36</sup>as escalas são arbitrárias.



**Figura 43- Componentes espectrais devido às inércias alternativas e as correções devido ao uso da biela fictícia <sup>37</sup> (simulação).**

Os resultados das simulações indicam que os coeficientes espectrais do torque devido à pressão do gás são proporcionais ao torque médio e, portanto, qualquer um deles pode ser usado para sua avaliação. Entretanto, devido à disposição dos pistões de um motor de 4 cilindros e de 4 tempos apenas os harmônicos pares não são anulados.

Nota-se na Figura 42 e na Figura 43 que com o aumento da frequência os coeficientes espectrais do torque devido à pressão do gás decaem mais lentamente que os coeficientes do torque devido às inércias alternativas.

<sup>37</sup> as escalas são arbitrárias.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[01] Ribbens, W. B. "A Non-Contacting Torque Sensor for Internal Combustion Engine", SAE paper 810155.

[02] Rizzoni G. "Estimate of Indicated Torque from Crankshaft Speed Fluctuations: A Model for the Dynamics of the IC Engine", IEEE Transactions on Vehicular Technology, v38, n3, august 1989,, pp 168-179.

[03] Connolly, F. T.; Rizzoni, G., "Real Time Estimation of Engine Torque for the Detection of Engine Misfire", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control , American Society of Mechanical Engineers, v 116, Dec 1994.

[04] Charbonnier, M. A. & Champoussin, J. C. "Recherché Dès Dysfonctionnements du Diesel par Analyse Temporelle et Fréquentielle de la Vitesse du Vilebrequin", Entropie, 28(169), 1992, pp 3-10.

[05] Othman, M. O., "Improving the Performance of a Multi-cylinder Engine by Spectrum Analyzer Feedback", Journal of Sound and Vibration, v131, n1, May 1989.

[06] Archambault, R. "Application of the Use of Time-Frequency Analysis for the Detection of Faults on Diesel Engines", Progres Recents des Methhodes de Surveillance Acoustiques et Vibratoires, Senlis,

France, octobre, 1992, Societe Francaise des Mecaniciens (SFM), Societe Francaise des Acoustique (SFA), pp 83-94.

[07] Sauw, J. & Tjong, Y. & Lau, T. H. K. & Chang, D. K. & Reif, Z. F. "Monitor Engine Condition via Vibration Signals", Proceeding of the 11th International Modal Analysis Conference (11th IMAC) , Kissimmee, Florida, USA, Society for Experimental Mechanics, Inc. (SEM) ,1993. pp 1252-1258.

[08] Azzoni, P. & Marseguerra, M. "Assessment of the Potential of a Wiener-Hilbert Filter for Automatic Diagnosis of Spark Ignition Engine Faults", Mechanical Systems and Signal Processing, 9(2), 1995, pp 129-137.

[09] Azzoni, P. & Marseguerra, M. & Giovannini, R. "Diagnosis of Engine Faults from Accelerometric Data via Wiener Hilbert Methodology", ATA, 45, 1992, pp 13-17.

[10] Ordubadi "Fault Detection in Internal Combustion Engine Using an Acoustic Signal", SAE paper 820365.

[11] Powell, J. D. "Engine Control Using Cylinder Pressure: Past, Present, and Future", Transaction of ASME-Journal of Dynamics System, and Control, v115, june 1993, pp 343-350.

[12] Tung, V. T. C. & Crocker, M. J. "Diesel Engine Noise and Relationship to Cylinder pressure", SAE paper 820237.

[13] Ferguson, C. R. "Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences", John Wiley & Sons,1986,New York, New York, USA.