Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço... 24 / 06 / 05

Ass.: *lsan*

ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL UTILIZANDO O SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO EM UM MOTOR CICLO OTTO A ETANOL

Fabiano Tadeu Mathias Costa

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Dr. Luís Carlos Passarini

São Carlos
2005

DEDALUS - Acervo - EESC

31100052192

Class.	TESE EESC
Curr.	1677
Tombo	T 170/05
Sysno	1454118

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

C837e

Costa, Fabiano Tadeu Mathias

Estimação da relação ar-combustível utilizando o
sinal de pressão no cilindro em um motor ciclo Otto a
etanol / Fabiano Tadeu Mathias Costa. -- São Carlos,
2005.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 2005.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Luís Carlos Passarini.

1. Estimação da relação ar combustível. 2. Pressão
no cilindro. 3. Motores ciclo Otto. 4. Etanol.
5. Motores - controle. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **FABIANO TADEU MATHIAS COSTA**

Dissertação defendida e julgada em 25-04-2005 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **LUIS CARLOS PASSARINI (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado.

Prof. Dr. **ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **FABIO MOREIRA DA SILVA**
(Universidade Federal de Lavras/UFLA)

Aprovado

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica

Profa. Titular **MARIA DO CARMO CALIJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

AGRADECIMENTOS

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES, pela bolsa de estudo concedida.

Ao Prof. Dr. Luís Carlos Passarini pela orientação.

Em especial ao Prof. Antônio Moreira dos Santos e ao José Antônio da Silva pela concessão dos dados experimentais que permitiram a realização do presente trabalho.

A todos os técnicos dos Laboratórios de Motores, Eletrônica Embarcada e Refrigeração.

Aos meus amigos dos Laboratórios de Eletrônica Embarcada e de Motores.

Em especial a minha mãe e a minha família.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	I
LISTA DE TABELAS	IV
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	V
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
RESUMO	X
ABSTRACT	XI
1 INTRODUÇÃO E OBJETIVO	1
1.1 INTRODUÇÃO	1
1.2 OBJETIVO	2
2 MOTORES CICLO OTTO	4
2.1 CICLO DE OPERAÇÃO	4
2.2 PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DO MOTOR	6
2.3 EMISSÃO DE GASES POLUENTES	9
3 PRESSÃO NO CILINDRO	13
3.1 INTRODUÇÃO	13
3.2 TRAÇO DA PRESSÃO NO CILINDRO	13
3.3 SENSORES DE PRESSÃO NO CILINDRO	19
3.3.1 <i>Classificação dos sensores de pressão no cilindro</i>	19
3.3.2 <i>Estimação do erro sistemático dos sensores de pressão no cilindro</i>	23
3.3.3 <i>Filtros digitais do sinal de pressão no cilindro</i>	24
3.4 UTILIZAÇÃO DO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO NOS SISTEMAS DE	
CONTROLE ELETRÔNICO DE MOTORES CICLO OTTO	25
3.5 TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL ATRAVÉS DO	
SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO	35
3.5.1 <i>Momentos</i>	35
3.5.2 <i>Taxa de pressão</i>	41

3.5.3	<i>Peso molecular</i>	46
3.5.4	<i>Calor liberado</i>	49
3.5.5	<i>Torque indicado</i>	51
3.6	ANÁLISE DAS TÉCNICAS APRESENTADAS PARA ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL ATRAVÉS DO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO	54
4	MODELOS ESTATÍSTICOS	55
4.1	INTRODUÇÃO	55
4.2	MODELOS ESTATÍSTICOS VERSUS MODELOS MATEMÁTICOS	55
4.3	CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA ESTATÍSTICA	57
4.3.1	<i>Variáveis aleatórias</i>	57
4.3.2	<i>Medidas de posição e dispersão</i>	57
4.3.3	<i>Coeficientes de correlação e de determinação</i>	58
4.3.4	<i>Fases da construção de um modelo estatístico</i>	59
4.4	MOMENTOS	61
4.5	CÁLCULO NÚMÉRICO DOS MOMENTOS CENTRADOS NA MÉDIA	63
4.5.1	<i>Integração numérica utilizando Somas de Riemann</i>	64
4.5.2	<i>Integração numérica utilizando o método dos trapézios</i>	65
4.5.3	<i>Integração numérica utilizando o método de Simpson</i>	65
4.6	OBTENÇÃO DOS MODELOS ESTATÍSTICOS DE ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL, BASEADO NO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO, UTILIZANDO REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS	66
4.6.1	<i>Regressão linear simples</i>	67
4.6.2	<i>Regressão linear múltipla</i>	68
4.6.3	<i>Modelos estatísticos obtidos</i>	70
5	RESULTADOS ALCANÇADOS	73
5.1	INTRODUÇÃO	73
5.2	DADOS EXPERIMENTAIS DA PRESSÃO NO CILINDRO	73
5.3	MODELOS OBTIDOS	77
5.4	TESTES DOS MODELOS OBTIDOS	83
6	CONCLUSÕES	89
	ANEXO A	90
	ANEXO B – LISTAGEM DE COMANDOS PARA O MATLAB®	92

ANEXO C	96
ANEXO D	101
ANEXO E	110
LITERATURA REFERENCIADA	118

LISTA DE FIGURAS

- FIGURA 01 - Ciclo de operação de um motor ciclo Otto. [Heywood (1988), p. 10, fig. 1.2]. 5
- FIGURA 02 – Geometria básica de um motor ciclo Otto. [Tunestal (2000), p. 11, fig. 2.2]. 6
- FIGURA 03 – Variação das emissões de poluentes de um motor ciclo Otto em relação à taxa equivalente. [Heywood (1988), p. 571, fig. 11.2]. 10
- FIGURA 04 - Pressão no cilindro em função da posição do pistão. [BOSCH (1988), p. 5, fig. 2]. 14
- FIGURA 05 – Sequência de eventos do ciclo de operação de um motor quatro tempos com ignição por centelha. [Heywood (1988), p. 18, fig. 1.8]. 14
- FIGURA 06 – Efeitos da relação combustível-ar (ϕ) sobre o diagrama P -V. [Taylor (1968), p. 137, fig. 5.20]. 15
- FIGURA 07 – A – Pressão no cilindro versus ângulo da árvore de manivelas. B – Efeitos do avanço da centelha sobre o torque. [Heywood (1988), p. 374, fig. 9.3]. 16
- FIGURA 08 – Variação cíclica da pressão no cilindro. [Heywood (1988), p. 414, fig. 9.31]. 17
- FIGURA 09 – Efeito da ocorrência de detonação sobre o traço da pressão no cilindro. [Heywood (1988), p. 454, fig. 9.59]. 18
- FIGURA 10 – Sensor de pressão intrusivo. [Ribbens (1993), p. 341, fig. 11.4]. 20
- FIGURA 11 – Sensor de pressão no cilindro não intrusivo. [Hata et al. (1988), p. 84, fig. 1]. 20
- FIGURA 12 – Diagrama de blocos esquemático do sensor óptico de pressão no cilindro. [Wlodarczyk et al. (1998), p. 2, fig. 1]. 21
- FIGURA 13 – Sensor óptico de pressão no cilindro. [Wlodarczyk et al. (1998), p. 2, fig. 2]. 21
- FIGURA 14 – Cristal piezelétrico. [Tunestal (2000), p. 44, fig. 5.2]. 22

- FIGURA 15 – Exemplo gráfico ilustrativo do processo de filtragem do sinal de pressão no cilindro. [Silva (2004), p.56, fig.12]. 25
- FIGURA 16 – Eficiência de um conversor catalítico trivalente em função da relação ar-combustível. [Heywood (1988), p.656, fig.11.57]. 26
- FIGURA 17 – Sistema multiponto de injeção de combustível. [Takahashi e Sekozawa (1995), p.217, fig.1]. 27
- FIGURA 18 – a – Desempenho de um motor em relação ao coeficiente de ar. b – Sinal do sensor de oxigênio em relação ao coeficiente de ar. [Ribbens (1993), p.342, fig.11.5]. 30
- FIGURA 19 – Diagrama de blocos de um sistema de controle de motores baseado na medida da pressão no cilindro. [Ribbens (1993), p.339, fig.11.2]. 32
- FIGURA 20 – Estimativa média de ϕ versus ϕ medida em regime permanente. [Powell (1993), p.347, fig.7]. 40
- FIGURA 21 – Estimativa média de ϕ versus ϕ medida em regime permanente. [Powell (1993), p.347, fig. 6]. 43
- FIGURA 22 – Determinação do PFC10. [Sellnau et al. (2000), p.4, fig.1b]. 45
- FIGURA 23 – Método de controle da diluição da carga. [Sellnau et al. (2000), p.5, fig.2b]. 45
- FIGURA 24 – Teste do balanceamento da relação A/C, com mistura 10% pobre, no primeiro cilindro. [Sellnau et al. (2000), p.13, fig.25]. 45
- FIGURA 25 – Posições das medições de temperatura e pressão [Powell (1993), p.347, fig.5]. 47
- FIGURA 26 – Estimativa média de ϕ versus ϕ medida em regime permanente. [Powell (1993), p.347, fig.8]. 48
- FIGURA 27 – Temperatura da parede em função da pressão no coletor de admissão e da relação A/C. [Arsie et al. (1999), p.6, fig.5]. 49
- FIGURA 28 – Ilustração em duas dimensões da propagação da chama a partir da vela de ignição. [Tunestal et al. (2003), p.314, fig.3]. 50
- FIGURA 29 – Relação A/C medida versus relação A/C estimada. [Tunestal et al. (2003), p.316, fig.6]. 51
- FIGURA 30 – Influência de λ sobre o torque indicado do motor. [Müller e Isermann (2001), p.6, fig.6]. 52
- FIGURA 31 – Modelo do torque indicado. [Müller e Isermann (2001), p.5, fig.5]. 53

FIGURA 32 – Resultados da estimação e balanceamento de λ . [Muller e Isermann (2001), p.6, fig.7].	53
FIGURA 33 – Modelo matemático $Y_i = f(X_i)$. [Hoffmann e Vieira (1977), p.2, fig.1.1].	56
FIGURA 34 – Modelo estatístico $Y_i = f(X_i) + \text{erro}$. [Hoffmann e Vieira (1977), p.2, fig.1.1].	56
FIGURA 35 – Mapa do avanço da centelha do motor GM (1992) de 1,998 litros.	74
FIGURA 36 – Curva da pressão no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.	75
FIGURA 37 – Curva da pressão no cilindro com combustão anormal branda.	76
FIGURA 38 – Curva da pressão no cilindro com combustão anormal severa.	76
FIGURA 39 – Diagrama P – V de um ciclo que apresenta combustão anormal severa.	77
FIGURA 40 – Visualização da curva de pressão de acionamento (linha contínua representa a pressão de acionamento e a linha tracejada representa a pressão no cilindro com combustão).	78
FIGURA 41 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 1 construído a partir da janela 1.	84
FIGURA 42 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 1 construído a partir da janela 2.	85
FIGURA 43 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 1 construído a partir da janela 3.	85
FIGURA 44 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 3 construído a partir da janela 1.	87
FIGURA 45 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 4 construído a partir da janela 1.	87
FIGURA 46 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 2 construído a partir da janela 1.	88

LISTA DE TABELAS

TABELA 01 – Resumo das condições de operação do motor.

TABELA 02 – Abertura e fechamento das válvulas de admissão e de escape.

TABELA 03 – Coeficientes a_n dos modelos 1 para as três janelas da pressão no cilindro.

TABELA 04 – Coeficientes a_n dos modelos 2 para as três janelas da pressão no cilindro.

TABELA 05 – Coeficientes a_n dos modelos 3 para as três janelas da pressão no cilindro.

TABELA 06 – Coeficientes a_n dos modelos 4 para as três janelas da pressão no cilindro.

TABELA 07 – Erro rms dos testes realizados com os modelos 1, 2, 3 e 4 considerando as janelas 1, 2 e 3.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A/C	- Ar-combustível
APMS	- Antes do ponto morto superior
C/A	- Combustível-ar
CONAMA	- Conselho Nacional de meio Ambiente
DP	- Diferença de pressão
DPMS	- Depois do ponto morto superior
FMQ	- Fração de massa queimada
KS	- Knock sensor (sensor de detonação)
MBT	- Maximum Brake Torque Timing (Mínimo avanço da centelha para melhor torque)
MC	- Momento da centelha
PFC	- Parâmetro de fase da combustão
PMI	- Ponto Morto Inferior
PMS	- Ponto Morto Superior
PROCONVE	- Programa de Controle da Poluição do ar por Veículos Automotores
RAC	- Relação ar-combustível
RBF	- Radial Basis Function (função de base radial)
RGE	- Recirculação de gases de exaustão
rms	- Raiz quadrada do somatório dos erros ao quadrado
rpm	- rotações por minuto
SGTP	- Sistema de gerenciamento da taxa de pressão
SQE	- Soma dos quadrados dos erros
SQX	- Soma dos quadrados dos desvios das médias das variáveis X
SQY	- Soma dos quadrados dos desvios das médias das variáveis Y

TP	- Taxa de pressão
UCE	- Unidade de controle eletrônico
VAA	- Válvula de admissão aberta
VAF	- Válvula de admissão fechada
VEA	- Válvula de exaustão aberta
VEF	- Válvula de exaustão fechada

LISTA DE SÍMBOLOS

a	- raio do árvore de manivelas
aG	- coeficiente proporcional a pressão no coletor de admissão
A_{acio}	- área sob a curva de pressão de acionamento
B	- diâmetro da árvore de manivelas
C	- carbono
C_2H_5OH	- etanol
C_8H_{18}	- gasolina
CO	- monóxido de carbono
CO_2	- dióxido de carbono
$cov PI$	- coeficiente de variação da pressão média indicada
c_v	- calor específico a volume constante
c_p	- calor específico a pressão constante
G	- ganho do sensor de pressão
G_m	- peso molecular
H	- hidrogênio
HC	- hidrocarbonetos não queimados
H_2O	- água
I_0	- momento de ordem zero centrado numa referência arbitrária
I_1	- momento de primeira ordem centrado numa referência arbitrária
I_2	- momento de segunda ordem centrado numa referência arbitrária
I_3	- momento de terceira ordem centrado numa referência arbitrária
k	- coeficiente politrópico
l	- comprimento da biela
L	- distância entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior
m	- massa

M_1	- momento primeira ordem
M_2	- momento de terceira ordem
M_3	- momento de terceira ordem
M_{2n}	- momento de segunda ordem normalizado
M_{3n}	- momento de terceira ordem normalizado
M_n	- momento de ordem n
n	- número de elementos
n_m	- número de moles
$n_{\lambda, \text{norm}}$	- coeficiente de ar normalizado
N	- rotação do motor
N_2	- nitrogênio
NO	- óxido nítrico
NO_x	- óxido de nitrogênio
O_2	- oxigênio
P	- pressão
P_{col}	- pressão no coletor de admissão
P_{erro}	- erro sistemático do sensor de pressão no cilindro
PI	- pressão média indicada
Q_{total}	- calor liberado desprezando as perdas de calor para as paredes do cilindro e os efeitos de fendas
r	- coeficiente de correlação
r^2	- coeficiente de determinação
R	- constante universal dos gases na base mássica
$\bar{R}$	- constante universal dos gases na base molar
R_v	- relação entre o comprimento da biela e o raio da árvore de manivelas
s	- distância entre o centro do eixo da árvore de manivelas e o centro do pino de conexão entre a biela e o pistão
$SICOI$	- carboneto de silicone sobre um isolador
SOI	- silicone sobre um isolador
T	- temperatura
T_c	- taxa de compressão
Tor_i	- torque indicado

$Tor_{\acute{o}timo}$	- torque indicado ótimo
u	- erro
V	- volume total do cilindro
V_c	- volume da câmara de combustão
V_d	- volume deslocado pelo cilindro
$\bar{X}$	- média amostral da variável X
W	- trabalho durante os quatro tempos do ciclo de operação do motor
$\emptyset$	- taxa equivalente
θ	- ângulo da árvore de manivelas
λ	- coeficiente de ar
σ	- desvio padrão
σ^2	- variância amostral
σ_{PI}	- desvio padrão da pressão média indicada
φ	- ângulo da árvore de manivelas em que ocorre o momento da centelha

RESUMO

COSTA, F. T. M. (2005). *Estimação da relação ar-combustível utilizando o sinal de pressão no cilindro em um motor de combustão interna ciclo Otto a etanol*. São Carlos. 121p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A crescente demanda de diminuição das emissões e redução do consumo dos motores de combustão interna exige a melhoria dos métodos para diagnose, em tempo real, e para melhor controle do processo de combustão. Portanto, é desejável determinar a relação ar-combustível sobre uma extensa faixa de condições de operação para obter um melhor controle do motor. Este trabalho apresenta a aplicação do Método dos Momentos para obtenção de um modelo de estimação da relação ar-combustível, através do sinal de pressão no cilindro, em um motor ciclo Otto a etanol. O modelo obtido permitirá o desenvolvimento de novos sistemas de controle utilizando como estratégia a pressão no cilindro.

Palavras chave: estimação da relação ar-combustível, pressão no cilindro, motores de combustão interna ciclo Otto, etanol, controle de motores.

ABSTRACT

COSTA, F. T. M. *Air-fuel ratio estimation using cylinder pressure sign in Otto cycle internal combustion engines powered ethanol*. São Carlos, 2005. 121p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The increasing demands for low emission and low fuel consumption in internal combustion engines require improved methods for diagnosis, in real-time and best possible control of the combustion process. Therefore, determining air-fuel ratio over a wide range of engine operating conditions is desirable for better engine control. This work presents the Moment Method application for obtaining air-fuel ratio estimation model, by cylinder pressure sign, in Otto cycle engine powered by ethanol. The obtained model will allow the development of new control systems, for engine powered alcohol, using as strategy the cylinder pressure.

Keywords: air-fuel ratio estimation, cylinder pressure, Otto cycle internal combustion engine, ethanol, engine control.

1 INTRODUÇÃO E OBJETIVO

1.1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas os motores ciclo Otto tem sido submetidos a extensos estudos devido ao seu enorme papel na produção de gases poluentes da atmosfera e consumo das reservas de combustíveis fósseis.

Estes extensos estudos estão relacionados com a instituição de legislações cada vez mais restritivas quanto aos índices de emissões de poluentes dos motores ciclo Otto. Estas legislações e o barateamento dos sensores de pressão no cilindro tornaram bastante atraente a utilização do sinal de pressão no cilindro como estratégia de controle dos motores ciclo Otto devido à possibilidade de se controlar a relação ar-combustível próxima do limite de mistura pobre (mistura ar-combustível com excesso de ar) diminuindo as emissões de poluentes e o consumo de combustível, o que não é possível com a utilização do sensor de oxigênio (sensor constituído por óxido de zircônio (ZrO_2) ou por óxido de titânio (TiO_2)) como estratégia de controle da relação ar-combustível, uma vez que só permite o controle da relação ar-combustível dentro de uma faixa bastante restrita em torno da relação estequiométrica (quantidade de oxigênio teoricamente suficiente para oxidar toda a massa de combustível).

Foram, então, desenvolvidas diversas técnicas de estimação da relação ar-combustível baseadas no sinal de pressão no cilindro, destacando-se as técnicas baseadas no Método dos Momentos, na taxa de pressão, no peso molecular, no calor liberado e no torque incidido. Entretanto, todo o desenvolvimento destas técnicas de estimação da relação ar-combustível baseadas no sinal de pressão no cilindro, foi feito em motores de combustão interna ciclo Otto a gasolina, através de diversos

ensaios experimentais com o intuito de verificar a sensibilidade dos algoritmos desenvolvidos às variações de umidade, combustível, avanço da centelha, rotação, abertura da borboleta, RGE (Recirculação de Gases de Exaustão) e posição da árvore de manivelas, e isso contribuiu consideravelmente para o desenvolvimento dos motores a gasolina.

Entretanto, devido ao possível esgotamento das reservas de combustíveis fósseis e da minimização do efeito estufa é de grande importância o desenvolvimento dos motores alimentados por combustíveis alternativos renováveis, através da aplicação, adequação e desenvolvimento, tanto das técnicas de estimação da relação ar-combustível, baseadas no sinal de pressão no cilindro, já existentes como de novas técnicas.

Segundo Soto (2003) a implantação de uma alternativa energética ao petróleo bem sucedida no Brasil (o Proálcool), representou um grande estímulo ao desenvolvimento da tecnologia nacional para produção e uso do álcool (etanol) como combustível. Desde a sua implantação o Proálcool permitiu uma considerável economia ao país em relação às importações de petróleo, tornando-se um fator significativo quanto à autonomia e soberania nacionais. Além da contribuição econômica o etanol é uma fonte de energia renovável com reconhecidas vantagens ambientais, relacionadas ao efeito estufa, tornando de grande importância tecnológica, econômica, social e ambiental todo estudo que tenha como objetivo o desenvolvimento de métodos e técnicas que melhorem o desempenho dos motores que utilizam o etanol como combustível.

1.2 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é desenvolver um modelo estatístico de estimação da relação ar-combustível utilizando o sinal de pressão no cilindro através do Método dos Momentos em um motor ciclo Otto a etanol. Isto possibilitará a verificação do desempenho de um modelo de estimação da relação ar-combustível baseado no sinal de pressão no cilindro em um motor a etanol, assim como a verificação da capacidade do Método dos Momentos em estimar a relação ar-combustível. Pretende-se com isso dar o primeiro passo para a utilização do sinal de

pressão no cilindro como estratégia de controle da relação ar-combustível dos motores ciclo Otto, substituindo assim a utilização dos sensores de oxigênio, e possibilitar o desenvolvimento de novos sistemas de controle baseados no sinal de pressão no cilindro.

2 MOTORES CICLO OTTO

Neste capítulo, serão apresentados alguns conceitos fundamentais, sobre os motores ciclo Otto, para o desenvolvimento do presente trabalho. Estes conceitos envolvem o ciclo de operação, parâmetros fundamentais de operação e uma análise sobre a emissão de gases poluentes por motores ciclos Otto.

2.1 CICLO DE OPERAÇÃO

Os motores quatro tempos possuem pistões, alojados no interior de cilindros, ligados a uma árvore de manivelas por meio de bielas. A admissão da mistura ar-combustível dentro dos cilindros é feita através das válvulas de admissão e a exaustão dos gases gerados pela combustão é feita pelas válvulas de exaustão, sendo que, o momento de abertura e fechamento de cada uma destas válvulas é determinado pelo comando de válvulas que por sua vez é acionado pela árvore de manivelas. Quando a árvore de manivelas gira, os pistões se movimentam entre o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI), sendo que o ciclo de operação do motor só se completa após duas voltas da árvore de manivelas. Cada tempo deste ciclo de operação corresponde à meia volta da árvore de manivelas, ou seja, ao movimento do pistão do PMS ao PMI ou do PMI ao PMS, como mostra a FIGURA 01.

Os tempos do ciclo de operação dos motores quatro tempos são os seguintes:

- Admissão;
- Compressão;
- Expansão;
- Exaustão.

FIGURA 01 - Ciclo de operação de um motor ciclo Otto. [Heywood (1988), p. 10, fig. 1.2]

A **admissão** corresponde ao movimento do pistão do PMS ao PMI, o qual faz com que a mistura ar-combustível flua para dentro do cilindro. Normalmente, a válvula de admissão se abre um pouco antes e se fecha um pouco depois do tempo de admissão, com o intuito de aumentar a quantidade de mistura admitida dentro do cilindro, e a válvula de exaustão se fecha um pouco depois do PMS durante o tempo da admissão.

Na **compressão** o pistão se movimenta do PMI para o PMS, comprimindo a mistura ar-combustível na câmara de combustão. A compressão da mistura inicia-se quando a válvula de admissão se fecha. Um pouco antes de o pistão alcançar o PMS a vela de ignição produz uma centelha provocando o início da combustão e a elevação da pressão no interior do cilindro.

Durante a **expansão** o pistão se desloca do PMS ao PMI. O deslocamento do pistão resulta da expansão dos gases gerados durante a combustão. A expansão é caracterizada por altas temperaturas e altas pressões e é o único tempo de operação do motor em que a potência utilizada é gerada. A válvula de admissão permanece fechada durante todo o tempo de expansão enquanto que a válvula de exaustão, normalmente, se abre um pouco antes do pistão atingir o PMI.

A **exaustão** corresponde ao deslocamento do pistão do PMI ao PMS. Durante a exaustão os gases produzidos pela combustão são liberados através da válvula de exaustão com o intuito de reduzir a pressão no cilindro até a pressão ambiente permitindo assim, que o ciclo de operação possa se iniciar novamente.

2.2 PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DO MOTOR

Nesta seção serão apresentados alguns parâmetros necessários para o desenvolvimento do presente trabalho assim como para a compreensão de alguns tópicos mencionados na revisão da literatura.

FIGURA 02 – Geometria básica de um motor ciclo Otto. [Tunestal (2000), p. 11, fig. 2.2]

O primeiro item a ser apresentado é o **volume do cilindro (V)** em função do ângulo da árvore de manivelas. Segundo Heywood (1988), a partir da geometria básica de um motor pode-se obter o volume do cilindro como uma função da posição da árvore de manivelas. A FIGURA 02 mostra a geometria básica de um motor ciclo Otto, onde B é o diâmetro do cilindro, L é a distância entre o PMS e o PMI ou, também, definido como o comprimento do percurso do pistão durante um tempo do ciclo de operação, a é o raio da árvore de manivelas, V_c é o volume da câmara de combustão, θ é o ângulo da árvore de manivelas, y é o eixo de referência em que

ocorre o deslocamento do pistão, l é o comprimento da biela e s é a distância entre centro do eixo da árvore de manivelas e o centro do pino de conexão entre a biela e o pistão.

Antes de se obter o volume do cilindro (V) em função do ângulo da árvore de manivelas é necessário definir alguns parâmetros como a taxa de compressão (T_c) e a relação entre o comprimento da biela e o raio da árvore de manivelas (R_v). As equações 1 e 2 representam a T_c e R_v , respectivamente, onde V_d é o volume deslocado pelo cilindro.

$$T_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1)$$

$$R_v = \frac{l}{a} \quad (2)$$

A partir destes parâmetros é possível determinar o volume do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas, como mostra a equação 3.

$$V = V_c \left\{ 1 + 0,5(T_c - 1) \left[R_v + 1 - \cos \theta - \sqrt{R_v^2 - \sin^2 \theta} \right] \right\} \quad (3)$$

A equação 3 pode ser aproximada pela equação 4 considerando que o valor de $\sin^2 \theta$ é muito pequeno em relação a R_v^2 e, portanto, pode ser desprezado.

$$V = V_c [1 + 0,5(T_c - 1)(1 - \cos \theta)] \quad (4)$$

O segundo parâmetro apresentado é a **pressão média indicada (PI)**, a qual, segundo Tunestal et al. (1999), é representada pela equação 5, onde W é a integração do trabalho durante os quatro tempos do ciclo de operação.

$$P_i = \frac{W}{V_d} \quad (5)$$

Em seguida apresenta-se o **coeficiente de variação da pressão média indicada** ($cov PI$), o qual, segundo Tunestal et al. (1999), é a relação entre o desvio padrão da pressão média indicada (σPI) e a própria PI , como mostra a equação 6.

$$cov PI = \frac{\sigma PI}{PI} \quad (6)$$

O quarto parâmetro apresentado foi obtido a partir das formulações apresentadas por Tunestal (2000) e se refere ao **calor liberado** (Q_{total}) durante a combustão, desconsiderando as perdas de calor para as paredes dos cilindros e os efeitos de fendas (perdas de calor ocasionadas pelo escoamento de uma fração dos gases produzidos durante a combustão através de frestas entre o pistão, cilindro e anéis, assim como entre o bloco do motor e o cabeçote, etc.), o qual é definido pela equação 7, onde c_v é o calor específico a volume constante, c_p é o calor específico à pressão constante, R é a constante universal dos gases em base mássica, p é a pressão e V é volume total.

$$\partial Q_{total} = \frac{c_v}{R} V dp + \frac{c_p}{R} p dV \quad (7)$$

Por último apresentam-se os parâmetros que são responsáveis por detectar quanto a mistura ar-combustível ou combustível-ar (C/A) variam em torno do valor estequiométrico, os quais são definidos como **coeficiente de ar** (λ) e **taxa equivalente** (ϕ). As equações 8 e 9 representam λ e ϕ , respectivamente, onde a mistura ar-combustível estequiométrica (ou mistura combustível-ar estequiométrica) é a quantidade de oxigênio teoricamente suficiente para oxidar toda a massa de combustível.

$$\lambda = \frac{\text{mistura ar-combustível utilizada}}{\text{mistura ar-combustível estequiométrica}} \quad (8)$$

$$\phi = \frac{\text{mistura combustível-ar utilizada}}{\text{mistura combustível-ar estequiométrica}} \quad (9)$$

As variações de λ e ϕ indicam se a mistura está rica (mistura ar-combustível ou combustível-ar deficiente de ar) ou se está pobre (mistura ar-combustível ou combustível-ar com excesso de ar), de acordo com os seguintes valores:

$$\lambda < 1,0 \text{ ou } \phi > 1 \Leftrightarrow \text{mistura rica}$$

$$\lambda = 1,0 \text{ ou } \phi = 1 \Leftrightarrow \text{mistura estequiométrica}$$

$$\lambda > 1,0 \text{ ou } \phi < 1 \Leftrightarrow \text{mistura pobre}$$

2.3 EMISSÃO DE GASES POLUENTES

Segundo Heywood (1988), se a combustão nos motores ciclo Otto fosse completa, o carbono (C) existente no combustível em contado com o oxigênio (O_2) existente no ar se converteria em dióxido de carbono (CO_2) e o hidrogênio (H) em água (H_2O). A equação 10 mostra a reação de combustão completa entre os reagentes constituídos pelo etanol (C_2H_5OH) e pelos componentes do ar O_2 (21% do volume total do ar) e nitrogênio (N_2 – aproximadamente 79% do volume total do ar), considerando a mistura dos reagentes estequiométrica (relação ar-combustível igual a 9,00).

Entretanto, a combustão nos motores ciclo Otto não é completa e os produtos da combustão não são somente água e dióxido de carbono, mas, também, óxidos de nitrogênio (normalmente denominados como NO_x , mas cuja maior concentração é de óxido nítrico - NO), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados. A combustão incompleta também pode gerar outros poluentes como aldeídos e fuligem.

Um dos mais importantes parâmetros para determinação dos poluentes gerados pelos motores ciclo Otto (NO , CO e HC) é a taxa equivalente (o outro é o coeficiente de ar), como mostra, qualitativamente, a FIGURA 03.

FIGURA 03 – Variação das emissões de poluentes de um motor ciclo Otto a gasolina em relação à taxa equivalente. [Heywood (1988), p. 571, fig. 11.2]

Segundo Heywood (1988), o pico de emissões de *NO* no motor a gasolina ocorre com ϕ aproximadamente igual a 0,97, sendo que há um decréscimo das emissões quando ϕ diminui ou aumenta em relação a este valor, ou seja, quando a mistura é empobrecida ou enriquecida em torno de $\phi = 0,97$, como pode ser observado na FIGURA 03. As temperaturas da frente de chama e dos gases queimados são os principais fatores responsáveis pela formação de *NO*, sendo que altas temperaturas associadas a altas concentrações de O_2 geram altas taxas de formação de *NO*, assim como altos picos de pressão no cilindro também geram altas taxas de formação de *NO*, uma vez que, altos picos de pressão no cilindro estão associados a altas temperaturas dos gases queimados. O momento da centelha também afeta significativamente as emissões de *NO*, ou seja, o avanço do momento da centelha faz

com que a combustão ocorra mais cedo dentro do ciclo de operação do motor resultando em aumento do pico de pressão no cilindro (devido a maior queima de combustível antes do PMS e por consequência a ocorrência do pico de pressão mais próxima do PMS, onde o volume do cilindro é menor) e, conseqüentemente, aumentando a formação de *NO*, enquanto que retardando o momento da centelha o pico de pressão no cilindro diminui (devido a maior quantidade de combustível queimada depois do PMS) e, conseqüentemente, reduzindo a formação de *NO*. A diminuição das emissões de *NO* pode ser conseguida, por exemplo, com a utilização de 15 a 25% de recirculação de gases de exaustão (RGE), pois, isto reduz a temperatura da frente de chama e conseqüentemente diminui a formação de *NO*.

Quanto às **emissões de CO** no motor a gasolina, Heywood (1988) afirma que aumentam continuamente com o aumento de ϕ , ou seja, com o enriquecimento da mistura (ou deficiência na quantidade de ar), como mostra a FIGURA 03. As emissões de *CO* dependem fundamentalmente de ϕ . Entretanto, quando o motor opera com misturas pobres as emissões de *CO* variam muito pouco com ϕ . Durante o período de aquecimento do motor as emissões de *CO* são maiores do que quando o motor está aquecido devido ao conseqüente enriquecimento da mistura. As variações na uniformidade da mistura em cada cilindro, também, afetam significativamente a média de emissões de *CO*, uma vez que alguns cilindros podem estar operando com misturas mais ricas em relação aos demais.

Por último, as **emissões de HC** no motor a gasolina, também segundo Heywood (1988), crescem rapidamente quando ϕ aumenta em relação à mistura estequiométrica (na região de mistura rica), este aumento nas emissões também acontece quando a mistura se torna muito pobre devido à combustão incompleta ou devido a falhas na combustão em uma fração de ciclos durante estas condições de operação do motor. As emissões de *HC* estão diretamente relacionadas à combustão incompleta dos hidrocarbonetos que constituem os combustíveis. A FIGURA 03 mostra as características das emissões de *HC*. Os hidrocarbonetos não queimados durante o processo de combustão podem ser oxidados nos processos de expansão e exaustão. Durante a exaustão pode ocorrer à queima de uma fração dos hidrocarbonetos não queimados, ou não oxidados durante a expansão, devido ao seu contato com os gases quentes resultantes do processo de combustão. As fendas

existentes nos motores também são responsáveis por parte dos hidrocarbonetos não queimados, pois a chama decorrente do processo de combustão não é capaz de penetrá-las. Estas fendas formam pequenos volumes com estreitas entradas que se formam, geralmente, entre o pistão, os anéis de vedação do pistão e as paredes do cilindro, ao redor da vela de ignição (e também no espaço ao redor do eletrodo central da vela), ao redor das válvulas de admissão e exaustão e também na região da junta do cabeçote. Outro fator responsável pelo aumento da emissão de hidrocarbonetos é a presença de óleo lubrificante no combustível ou sobre as paredes da câmara de combustão. Durante a admissão e compressão o filme de óleo presente nas paredes do cilindro absorve o combustível vaporizado que mais tarde é desabsorvido durante a combustão, entretanto, uma parte deste combustível desabsorvido não chega a ser queimado ou oxidado durante a expansão e exaustão contribuindo para a emissão de hidrocarbonetos.

3 PRESSÃO NO CILINDRO

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, mostram-se as características do traço da pressão no cilindro, os sensores de pressão e as características dos seus sinais, as vantagens e a viabilidade da utilização da pressão no cilindro nos sistemas de controle eletrônico de motores em relação à utilização do sensor de oxigênio (TiO_2 ou ZrO_2) no coletor de exaustão, as principais técnicas de estimação da relação ar-combustível (ou combustível-ar (C/A)) utilizando o sinal de pressão no cilindro, a análise destas técnicas e o seu emprego no presente trabalho.

3.2 TRAÇO DA PRESSÃO NO CILINDRO

O ciclo de operação de um motor ciclo Otto, descrito na seção 2.1, pode ser ilustrado por um diagrama (P – V) que relaciona o traço da pressão no cilindro e o volume deslocado pelo cilindro, como mostra a FIGURA 04.

Outra forma de apresentação da pressão no cilindro, segundo Heywood (1988), é mostrada na FIGURA 05, sendo que, a pressão no cilindro está em função da posição da árvore de manivelas, onde VAA é a válvula de admissão aberta, VAF é a válvula de admissão fechada, VEA é a válvula de exaustão aberta, VEF é a válvula de exaustão fechada, MC é o momento da centelha. O trecho grifado como combustão representa a duração do processo de queima do combustível que pode variar de acordo com o projeto de cada motor e com a condição de operação, geralmente este trecho compreende entre 40 e 60 graus a partir do momento da centelha. A curva

pontilhada representa a pressão de acionamento que é a pressão resultante do movimento do pistão sem a ocorrência de combustão.

FIGURA 04 - Pressão no cilindro em função da posição do pistão. [BOSCH (1988), p. 5, fig. 2]

FIGURA 05 – Seqüência de eventos do ciclo de operação de um motor quatro tempos com ignição por centelha. [Heywood (1988), p. 18, fig. 1.8]

A Figura 05 também pode ser utilizada para identificar o cruzamento de válvulas, que é o espaço angular no qual as válvulas de admissão e de exaustão encontram-se abertas simultaneamente, uma vez que geralmente a válvula de admissão é aberta um pouco antes do PMS, ainda durante a exaustão, e a válvula de exaustão é fechada um pouco depois do PMS, durante a admissão. Este espaço angular é representado pelo trecho compreendido entre VAA e VEF. Também, é importante observar que a válvula de admissão é fechada um pouco depois do PMI,

durante a compressão, enquanto que a válvula de exaustão é aberta um pouco antes do PMI, durante a expansão. Estas observações sobre os momentos de abertura e fechamento das válvulas são importantes para delimitar os processos de compressão e exaustão dos motores, os quais são utilizados nos modelos de estimação da relação ar-combustível (ou da relação combustível-ar), conforme será descrito no decorrer deste capítulo.

FIGURA 06 – Efeitos da relação combustível-ar (ϕ) sobre o diagrama P -V.
[Taylor (1968), p. 137, fig. 5.20]

O traço da pressão no cilindro é afetado por diversas variáveis do motor. A variação da relação combustível-ar, por exemplo, afeta diretamente a forma do traço da pressão no cilindro, uma vez que, segundo Taylor (1968), a variação da relação C/A provoca variações na velocidade e na temperatura da chama (e conseqüentemente na temperatura da parede do cilindro), assim como na duração do

processo de queima do combustível. A FIGURA 06 mostra os efeitos da variação da relação C/A no digrama P – V, onde as curvas 1, 2, 3 e 4 representam ϕ igual a 1,17, 0,8, 1,8 e 0,735, respectivamente, através da qual pode-se observar que aumentando o valor de ϕ aumenta-se o pico de pressão no cilindro, entretanto, se ϕ é aumentado de forma exagerada (curva 3) a reação não ocorre completamente, devido à falta de ar para queimar completamente o combustível que se encontra em excesso na mistura, e o pico de pressão não aumenta.

FIGURA 07 – A – Pressão no cilindro versus ângulo da árvore de manivelas. B – Efeitos do avanço da centelha sobre o torque. [Heywood (1988), p. 374, fig. 9.3]

Segundo Heywood (1988) o momento da centelha também afeta o traço da pressão no cilindro, como mostra a FIGURA 07, onde se pode observar que quando o momento da centelha (MC) ocorre muito antes do PMS (50° APMS) o pico de pressão ocorre mais cedo no tempo de expansão, entretanto o trabalho do pistão sobre os gases, durante a compressão, é maior, quando o momento da centelha ocorre muito próximo do PMS (10°) o pico de pressão ocorre mais adiante no tempo de expansão, entretanto o trabalho do pistão sobre os gases é menor, mas o pico de pressão também é bem menor que no caso anterior, reduzindo o torque do motor, e quando o momento da centelha ocorre em um ponto intermediário, entre os dois

casos anteriores, a 30° antes do PMS, o trabalho do pistão sobre o gás e o torque gerado são otimizados resultando no mínimo avanço da centelha para melhor torque (MBT – *maximum brake torque timing*). O momento da centelha ótimo depende das condições de operação e do projeto do motor assim como das propriedades do combustível, do ar e da mistura queimada.

FIGURA 08 – Variação cíclica da pressão no cilindro. [Heywood (1988), p. 414, fig. 9.31]

A variação cíclica da combustão também pode ser observada através do traço da pressão no cilindro, como mostra a FIGURA 08. Segundo Heywood (1988) esta variação é analisada através de fotografias da chama, tiradas na câmara de combustão, que mostram a dispersão da fração de volume inflamado desde o início da combustão. Esta dispersão na taxa de queima ocorre devido a três fatores:

- Variação em cada ciclo na movimentação dos gases dentro do cilindro durante a combustão;
- Variação em cada ciclo nas quantidades de combustível, ar e de gases de exaustão cilindro a cilindro;

- Variação em cada ciclo na composição da mistura, especialmente nas proximidades da vela de ignição devido às variações na mistura entre o combustível, ar, gases de exaustão e gases residuais (gases queimados no ciclo anterior e que não são eliminados durante a exaustão);

A contribuição de cada um destes fatores na variação cíclica ainda não está definida, entretanto, de acordo com Sellnau et al. (2000) o desequilíbrio da relação A/C cilindro a cilindro, segundo fator apresentado acima, pode comprometer o controle das operações dos motores causando problemas de dirigibilidade, aumentando os índices de emissão de poluentes e reduzindo a potência gerada.

FIGURA 09 – Efeito da ocorrência de detonação sobre o traço da pressão no cilindro. [Heywood (1988), p. 454, fig. 9.59]

Outro efeito que altera o traço da pressão no cilindro é causado pela ocorrência de um fenômeno denominado detonação, o qual, segundo Heywood (1988) ocorre quando os motores apresentam combustão anormal caracterizada por pressões locais muito altas que geram a propagação de ondas de pressão pela câmara de combustão acompanhada pelo aumento da transferência de calor. Este fenômeno é causado por diversos fatores (momento da centelha, taxa de compressão, etc.) e, pode ocasionar danos ao motor dependendo de sua intensidade. A FIGURA 09 mostra três exemplos de traço da pressão no cilindro sendo que, no primeiro a combustão ocorre

normalmente, no segundo ocorre detonação de maneira branda e no terceiro ocorre detonação de maneira severa.

Apesar destes efeitos apresentados serem suficientes para o desenvolvimento do presente trabalho podem-se observar outros efeitos sobre o traço da pressão no cilindro, consultando Taylor (1968), como taxa de compressão, pressão de descarga, pressão de admissão e rotação.

3.3 SENSORES DE PRESSÃO NO CILINDRO

Segundo Powell (1993) a medição do traço completo da pressão no cilindro só foi possível com o surgimento dos sensores eletrônicos de pressão na década de 60, permitindo o avanço das pesquisas sobre o controle da relação ar-combustível, momento da centelha, etc.

A seguir descrevem-se as principais classificações destes sensores, assim como, a estimação dos seus erros sistemáticos e, também, a necessidade de se utilizar filtros digitais para eliminar os ruídos característicos da medida da pressão no cilindro.

3.3.1 Classificação dos sensores de pressão no cilindro

Segundo Sellnau et al. (2000) os sensores de pressão no cilindro podem ser classificados em dois tipos, quanto a sua forma e localização no motor:

- Intrusivos: são instalados no motor atravessando as paredes do cabeçote até alcançar a câmara de combustão, como mostra a FIGURA 10;
- Não intrusivos: são instalados no motor incorporados, geralmente, a vela de ignição, como mostra a FIGURA 11.

Apesar dos sensores intrusivos serem os mais comuns eles apresentam alto custo e sua instalação às vezes não é possível ou requer grandes adaptações no cabeçote do motor, pois muitas vezes atravessam as galerias de água, o que pode provocar sérios problemas na durabilidade do cabeçote. Enquanto que os sensores não intrusivos são muito mais baratos e não requerem nenhum tipo de alteração na geometria do cabeçote.

FIGURA 10 – Sensor de pressão intrusivo. [Ribbens (1993), p. 341, fig. 11.4]

FIGURA 11 – Sensor de pressão no cilindro não intrusivo. [Hata et al. (1988), p. 84, fig. 1]

Outra classificação dos sensores de pressão no cilindro, apresentada por Tunestal (2000), é quanto aos tipos de materiais mais utilizados na sua construção:

- Sensores de pressão constituídos por fibras ópticas;
- Sensores de pressão constituídos por cristais piezelétricos.

FIGURA 12 – Diagrama de blocos esquemático do sensor óptico de pressão no cilindro. [Wlodarczyk et al. (1998), p. 2, fig. 1]

FIGURA 13 – Sensor óptico de pressão no cilindro. [Wlodarczyk et al. (1998), p. 2, fig. 2]

Atkins et al. (1994) e Wlodarczyk et al. (1998) desenvolveram sensores de pressão no cilindro constituídos por fibras ópticas. Estes sensores diferem apenas quanto ao formato e quanto aos componentes geradores de luz (LED ou laser). Nos sensores desenvolvidos por Wlodarczyk et al. (1998) um LED gera luz que se propaga por uma fibra óptica até se encontrar com um diafragma metálico, que se deforma proporcionalmente a variação da pressão no cilindro. A luz refletida pelo diafragma retorna por outra fibra óptica até um fotodiodo que faz a sua captação. Nestes sensores tanto o LED como o fotodiodo ficam alojados num conector que possui um circuito eletrônico que controla a intensidade da luz, amplifica e filtra o sinal do fotodiodo e providencia uma função de referência entre a intensidade da luz refletida e a pressão no cilindro, como mostra o diagrama de blocos esquemático apresentado na FIGURA 12. A disposição do diafragma e das duas fibras ópticas no sensor de pressão no cilindro é mostrada na FIGURA 13. Os erros sistemáticos (erros caracterizados pela medida de um valor constante, a mais ou a menos, sobre qualquer valor real da medida) destes sensores são provocados por fenômenos mecânicos causados por *stress* térmico, envelhecimento e dobramento das fibras ópticas. Estes sensores foram incorporados as velas de ignição dos motores e apresentam custo

relativamente baixo (estimado entre US\$7 e US\$9 cada, considerando sua produção em massa) e boa durabilidade, entretanto, as pesquisas sobre suas aplicações nos sistemas de controle de motores ainda não são significativas.

FIGURA 14 – Cristal piezelétrico. [Tunestal (2000), p. 44, fig. 5.2]

Sellnau et al. (2000) e Berg et al. (1998) construíram sensores de pressão no cilindro constituídos por materiais piezelétricos, que possuem a propriedade de gerar um sinal elétrico quando submetidos a uma variação de pressão. A FIGURA 14 ilustra um cristal piezelétrico, no qual é aplicada uma força F que faz com que os seus elétrons se redistribuam de tal forma que um dos seus lados fica positivo e o outro fica negativo. Sellnau et al. (2000) construíram um sensor de pressão no cilindro não intrusivo, acoplado a vela de ignição, e testaram a sua aplicação em um sistema de controle eletrônico de motores. Enquanto que, Berg et al. (1998) construíram sensores intrusivos de pressão no cilindro através, da utilização de dois compostos piezelétricos (carboneto de silicone sobre um isolador, *SiCOI*, e silicone sobre um isolador, *SOI*) que apresentam custo relativamente baixo. Estes compostos também permitem a construção de sensores não intrusivos de baixo custo podendo viabilizar a utilização da pressão no cilindro nos sistemas de controle eletrônico de motores, como será mostrado em maiores detalhes na próxima seção deste capítulo. Os erros sistemáticos destes sensores são provocados por variações na temperatura (elevação da temperatura) e por efeitos associados à eletrônica dos amplificadores. Estes erros sistemáticos podem ser estimados através de algumas considerações como será descrito na subseção a seguir.

3.3.2 Estimação do erro sistemático dos sensores de pressão no cilindro

Segundo Gilkey e Powell (1985) muitos sensores elétricos e amplificadores apresentam variações no erro sistemático, os quais podem ser causados pelos efeitos da temperatura sobre o sensor ou pela eletrônica associada, sendo que é de grande importância estimar estas variações nos erros sistemáticos para reduzir os requisitos de precisão dos sensores de pressão no cilindro e, conseqüentemente, o seu custo. Esta estimação foi realizada assumindo, primeiramente, que a mistura ar-combustível é um gás perfeito que sofre uma compressão adiabática e aplicando a lei dos gases ideais, como mostram as equações 11 e 12, onde $P(\theta)$, m , $T(\theta)$ e $V(\theta)$ são, respectivamente, a pressão, a massa, a temperatura e o volume da mistura ar-combustível dentro do cilindro, $\bar{R}$ é a constante universal dos gases para o ar, k é o coeficiente politrópico da mistura ar-combustível (pode ser considerado aproximadamente igual a 1,3, para mistura ar-combustível, ou igual a 1,4, considerando apenas o ar) e V_1 , T_1 são, respectivamente, o volume e a temperatura iniciais (antes da compressão).

$$P(\theta) = m \bar{R} \frac{T(\theta)}{V(\theta)} \quad (11)$$

$$\frac{T(\theta)}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V(\theta)} \right)^{k-1} \quad (12)$$

Combinando as equações 11 e 12 obtém-se a equação 13.

$$P(\theta) = \frac{a}{V(\theta)^k}; a = m \bar{R} T_1 V_1^{k-1} \quad (13)$$

A segunda hipótese desta estimativa foi assumir que o transdutor de pressão tem um ganho (G) e um erro sistemático (P_{erro}) desconhecidos, como está representado pela equação 14.

$$P(\theta)_{medido} = GP(\theta) + P_{erro} \quad (14)$$

Combinando as equações 13 e 14 obtém-se a equação 15.

$$P(\theta)_{medido} = aGV(\theta)^{-K} + P_{erro} \quad (15)$$

Uma vez que o volume é uma função conhecida do ângulo da árvore de manivelas, o ganho, termo aG (que também é proporcional à pressão no coletor de admissão), e o erro sistemático do sensor, termo P_{erro} podem ser obtidos, a partir dos dados de pressão, durante a fase de compressão do ciclo de trabalho do motor, através dos coeficientes de uma simples regressão linear, calculada com base na equação (15). O valor de P_{erro} pode ser subtraído dos dados de pressão para obter o valor exato da pressão no cilindro.

3.3.3 Filtros digitais do sinal de pressão no cilindro

Powell (1993) aponta os ruídos existentes no sinal de pressão no cilindro como uma das dificuldades da sua aplicação no controle de motores. Entretanto, a utilização de filtros, ou observadores, minimiza este problema tornando o sinal de pressão no cilindro totalmente útil para a elaboração de modelos orientados para controle.

“A idéia central dos filtros elaborados é retirar a faixa de frequências não desejadas. Por exemplo, para um filtro passa-baixa, remove-se as componentes de frequência de corte selecionadas. Para implementar esta idéia, calcula-se a Transformada de Fourier do sinal original e a multiplica por uma função janela (igual a zero para as frequências que se quer rejeitar e um para as outras). No resultado aplica-se a Transformada inversa de Fourier, obtendo-se um sinal semelhante ao original, cuja diferença está nas componentes frequenciais removidas, ou seja, filtradas.” (Silva, 2004, p. 55).

A FIGURA 15 mostra um exemplo gráfico do filtro digital utilizado por Silva (2004), através da qual, pode-se observar a obtenção do sinal utilizável de pressão no cilindro a partir de seu sinal original. Silva (2004), também aponta que as frequências das componentes relevantes presentes no processo de combustão dos motores são

inferiores a 15 kHz e que, os sensores de pressão no cilindro devem ter frequências naturais superiores a 40kHz para assegurar a confiabilidade das medidas.

FIGURA 15 – Exemplo gráfico ilustrativo do processo de filtragem do sinal de pressão no cilindro. [Silva (2004), p. 56, fig. 12]

3.4 UTILIZAÇÃO DO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO NOS SISTEMAS DE CONTROLE ELETRÔNICO DE MOTORES CICLO OTTO

Ribbens (1993) aponta as exigências governamentais para redução dos índices de emissões de poluentes, e o desenvolvimento de sistemas eletrônicos com boa relação custo-benefício como, os principais fatores para a introdução dos controladores eletrônicos nos automóveis.

Segundo Tunestal (2000) o problema da poluição do ar devido ao trânsito de veículos automotores foi detectado pela primeira vez na cidade de Los Angeles, provocando a elaboração da primeira legislação, em 1959 pelo estado da Califórnia, para regulamentação de padrões de emissão de gases poluentes produzidos por motores automotivos. A iniciativa do estado da Califórnia foi seguida pelo governo federal dos Estados Unidos e depois pelo Japão, Europa e demais países do mundo.

No Brasil as primeiras leis neste sentido foram introduzidas em 1986 pelo Conselho Nacional de Meio Ambiente – CONAMA, que instituiu o PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (Programa...,1988)), com o intuito de reduzir os níveis de emissões de gases poluentes, por veículos automotores, e de incentivar o avanço tecnológico brasileiro na área de engenharia automotiva, métodos, ensaios e medições de poluentes.

Desde a iniciativa pioneira do estado da Califórnia foram instituídos padrões cada vez mais rígidos com o intuito de reduzir drasticamente as emissões de poluentes dos veículos motorizados, o que obrigou a indústria automobilística a adotar novas tecnologias para controlar os índices de poluição dos automóveis. A primeira inovação foi a introdução, em 1975, do conversor catalítico bivalente (conversor catalítico por oxidação), para redução das emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono. Em 1976, foi adotado o primeiro conversor catalítico trivalente (conversor catalítico de oxidação/redução), que é capaz de reduzir a emissão dos três gases poluentes controlados: hidrocarbonetos, monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio. Estes conversores catalíticos trivalentes são compostos por uma camada de substratos, constituída, geralmente, por metais nobres como platina e ródio, sendo que, a platina é responsável pela oxidação de hidrocarbonetos e monóxido de carbono e, o ródio pela redução de óxidos de nitrogênio.

FIGURA 16 – Eficiência de um conversor catalítico trivalente em função da relação ar-combustível. [Heywood (1988), p. 656, fig. 11.57]

Entretanto, Heywood (1988) e Ribbens (1993) afirmam que os conversores catalíticos trivalentes apresentam eficiência máxima (aproximadamente 80%) apenas quando o motor está operando em uma região muito próxima da relação A/C estequiométrica ($\lambda = 1 \pm 0,5\%$), como pode ser observado na FIGURA 16.

A limitação da relação A/C na faixa de operação eficiente dos catalisadores trivalentes obrigou a indústria automobilística a substituir o carburador, tradicional dispositivo utilizado para dosar a relação ar-combustível, pelos sistemas de controle eletrônico de motores com o intuito de se adequar ao rigoroso controle da relação A/C imposto pelas legislações vigentes.

FIGURA 17 – Sistema multiponto de injeção de combustível. [Takahashi e Sekozawa (1995), p. 217, fig. 1]

Takahashi e Sekozawa (1995) descrevem um típico sistema de injeção eletrônica de combustível, denominado sistema multiponto de injeção de combustível, o qual é ilustrado na FIGURA 17. Neste sistema cada cilindro tem uma válvula eletromagnética injetora de combustível (bico pulverizador), as quais são dispositivos dosadores de combustível, atualmente, instaladas próximas à base da válvula de admissão do motor. Além das válvulas eletromagnéticas o sistema é composto por um sensor de massa de ar - instalado na entrada de ar do motor, um sensor de posição da borboleta de aceleração, um sensor de oxigênio (sonda lambda) - instalado no coletor de exaustão, um sensor de rotação/posição da árvore de manivelas e por um sensor de temperatura d'água. Através dos sinais dos sensores de massa de ar, temperatura d'água, rotação do motor e posição da borboleta a unidade

de controle eletrônico (UCE) calcula a quantidade de combustível a ser injetada no cilindro. O sensor de oxigênio analisa os gases de exaustão e verifica se a relação A/C está próxima à relação A/C estequiométrica ($\lambda = 1 \pm 0,5\%$). Se o sensor de oxigênio verificar que a relação A/C não é estequiométrica a UCE corrige a quantidade de combustível a ser injetada, aumentando-a se a mistura estiver pobre ou diminuindo-a se ela estiver rica.

Além do controle do sistema de injeção de combustível a UCE permite executar o controle de outros subsistemas que fazem parte do controle eletrônico dos motores (momento da centelha, recirculação de gases de exaustão (RGE), etc). Os sistemas de RGE têm como função desviar uma parte dos gases queimados da tubulação de exaustão de volta para a admissão do motor provocando uma redução na temperatura da combustão e, conseqüentemente, diminuindo a formação de NO_x .

Os sistemas de controle eletrônico de motores também podem contar com sensores KS (*Knock* sensor – sensor de detonação) que identificam a ocorrência de detonação, fenômeno definido na seção 3.2, que pode ocasionar danos ao motor dependendo de sua intensidade. Entretanto, segundo Bosch (1988) através de estratégias de controle em malha fechada, utilizando os sensores KS, pode-se corrigir o momento da centelha de tal forma a evitar a sua ocorrência.

Com relação aos tipos de controle da relação A/C, Chang et al. (1995) definem o controle do ar admitido e do combustível injetado como sendo, os dois tipos de controle da relação A/C que, podem ser utilizados nos sistemas de controle eletrônico de motores. No controle do combustível a UCE regula a quantidade de combustível de acordo com a abertura da borboleta de aceleração (quantidade de ar admitido), enquanto que, no controle do ar a UCE regula a quantidade de ar de acordo com o tempo de injeção das válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível (quantidade de combustível injetado). Os dois tipos de controle podem ser associados através da utilização dos sistemas de injeção de combustível, apresentados anteriormente, e dos sistemas de acionamento eletrônico da borboleta de aceleração (*drive-by-wire* – constituído por um motor de passo conectado a borboleta de aceleração, eliminando qualquer ligação mecânica entre o pedal do acelerador e a borboleta de aceleração). Atualmente, entretanto, os dois tipos de controle possuem a mesma estratégia de controle da relação A/C, a qual está baseada no sinal do sensor de oxigênio.

Shiao e Moskwa (1996) apontam como principal problema da estratégia de controle da relação A/C baseada no sinal do sensor de oxigênio a impossibilidade de se executar um controle efetivo da relação A/C, individualmente, em cada cilindro uma vez que, o sensor de oxigênio está instalado no coletor de exaustão e, mede λ correspondente ao produto da combustão de todos os cilindros em conjunto. Este problema fica ainda mais evidente em condições transientes de operação do motor, devido aos atrasos na resposta do sensor, inerentes à sua localização.

Além de impossibilitar o controle de λ , individualmente, em cada cilindro, Ribbens (1993) diz que o sinal do sensor de oxigênio só permite identificar se $\lambda = 1$ ou se a mistura ar-combustível está rica ou pobre, isto limita a faixa de operação controlável do motor em torno de $\lambda = 1$, uma vez que é praticamente impossível quantificar λ nas regiões de misturas ricas ou pobres. Um ponto importante desta limitação reside no fato de que a faixa de operação do motor onde se alcança a maior economia de combustível aliada, a uma redução drástica das emissões de NO_x , está próxima de $\lambda = 1,5$, a seção 2.3 descreve com maiores detalhes a formação dos gases poluentes, apesar de ocorrer uma redução da potência com relação a $\lambda = 1$.

A FIGURA 18a mostra o desempenho do motor, quanto ao consumo de combustível, potência produzida e índice de emissões de NO_x , em relação a λ e, as três principais faixas de operação do motor referentes a máxima potência produzida, mistura estequiométrica e máxima economia de combustível; enquanto que a FIGURA 18b mostra a forma característica do sinal do sensor de oxigênio, o qual se apresenta de forma não linear em torno de $\lambda = 1$ e praticamente constante nas regiões em que $\lambda \neq 1$, e as emissões relativas produzidas pelos gases de exaustão dos motores ciclo Otto.

Diferentemente dos sensores de oxigênio os sensores de pressão no cilindro possibilitam a identificação de λ em todas as faixas de operação do motor, apresentadas na FIGURA 18.

FIGURA 18 – a – Desempenho de um motor em relação ao coeficiente de ar. b – Sinal do sensor de oxigênio em relação ao coeficiente de ar. [Ribbens (1993), p. 342, fig. 11.5]

Segundo Dudek e Michael (1989) os sistemas de controle de motores, baseados no sinal de pressão no cilindro, permitem regular em malha fechada as “*métricas*” (ou taxas), construídas a partir da forma do traço da pressão no cilindro e que permitem quantificar diversas variáveis do motor, como por exemplo, relação A/C e momento da centelha, em uma faixa de controle muito maior do que os sistemas baseados no sinal dos sensores de oxigênio. Estes sistemas permitem que o motor opere próximo do limite de mistura ar-combustível pobre, ou dentro da faixa de máxima economia de combustível, mencionada anteriormente, oferecendo substancial redução nas emissões de CO e NO_x . O principal interesse em operar o motor no limite pobre, além da redução do consumo de combustível, é a possibilidade de redução das emissões de NO_x a ponto de eliminar o sistema de RGE e o ródio (responsável pela redução dos óxidos de nitrogênio) como substrato dos sistemas catalíticos trivalentes. A eliminação do sistema de RGE permite simplificar os sistemas de controle, enquanto que a eliminação do ródio reduz os custos com os conversores catalíticos.

As vantagens apresentadas pela utilização dos sensores de pressão no cilindro em relação aos sensores de oxigênio provocaram o surgimento de novos sistemas de controle de motores baseados no sinal de pressão no cilindro. Segundo Ribbens (1993) o desenvolvimento da pressão no cilindro durante a combustão é a mais importante variável para a identificação das condições de operação dos motores de combustão interna. A medida da pressão no cilindro fornece um sinal em tempo real do processo de combustão que pode ser usado para o controle de diversas variáveis dos motores. A FIGURA 19 apresenta um diagrama de blocos que mostra algumas das utilizações do sinal de pressão no cilindro (detecção de detonação, controle dos índices de RGE, determinação da relação A/C e do momento da centelha) em um sistema de controle de motores baseado na medida da pressão no cilindro.

FIGURA 19 – Diagrama de blocos de um sistema de controle de motores baseado na medida da pressão no cilindro. [Ribbens (1993), p. 339, fig. 11.2]

Müller e Isermann (2001) apontam os seguintes benefícios da utilização do sinal de pressão no cilindro nos sistemas de controle de motores de combustão interna:

- Controle do momento da centelha;
- Deteccção de detonação;
- Deteccção de falhas na combustão;
- Determinação da posição da árvore de manivelas;
- Controle dos índices de recirculação de gases de exaustão ou sua substituição através do controle da mistura próxima do limite pobre;
- Controle e balanceamento da relação A/C cilindro a cilindro;
- Estimacção da massa de ar admitida;
- Obtenção do torque indicado;

- Calibração simplificada;
- Economia de combustível, etc.

Além dos benefícios apontados acima o sinal de pressão no cilindro ainda pode ser utilizada para prover e controlar outras variáveis de operação dos motores. Segundo Hata et al. (1988) o sinal de pressão no cilindro também pode ser utilizado para estabelecer o limite de estabilidade (vibração tolerável pelos componentes mecânicos do motor) com que o motor pode operar em condições de mistura pobre através de uma análise estatística do pico de pressão, possibilitando o controle da relação A/C no limite pobre sem comprometer a dirigibilidade e a durabilidade do motor. Tunestal et al. (1999) mostram que o sinal de pressão no cilindro permite o controle dos motores durante o período de aquecimento através do uso de modelos baseados no calor liberado durante a combustão. Yoon et al. (2000) demonstraram que a localização do pico de pressão no cilindro é um parâmetro de identificação do momento da centelha assim como o próprio pico da pressão reflete os efeitos da variação da relação A/C durante a combustão. Klein e Eriksson (2002), também, verificaram que o sinal de pressão no cilindro pode ser utilizado para estimar a taxa de compressão de um motor através de diferentes métodos, os quais foram aplicados em um motor com taxa de compressão variável (*Saab Variable Compression engine*).

Apesar dos enormes benefícios da utilização da medida da pressão no cilindro em relação ao uso do sensor de oxigênio os sistemas de controle eletrônico de motores baseados no sinal de pressão no cilindro ficaram restritos ao campo das pesquisas acadêmicas devido ao custo elevado dos sensores (de pressão no cilindro). Surgiram, então, algoritmos de estimação da pressão no cilindro com o intuito de eliminar a necessidade dos sensores de pressão, mas que continuassem desfrutando dos benefícios inerentes a utilização do sinal de pressão no cilindro nos sistemas de controle de motores. Seguindo esta vertente Gu, Jacob e Ball (1996) usaram uma rede neural RBF (*Radial Basis Function* – função de base radial) não-paramétrica para estimarem a pressão no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas a partir de uma extensa gama de dados experimentais sobre a carga e a rotação do motor. Kuo (1996) desenvolveu um modelo computacional baseado na pressão de admissão, momento da centelha, rotação do motor, geometria do motor e abertura da

borboleta para reconstruir a pressão no cilindro nos quatro tempos do ciclo de trabalho do motor. Apesar da redução dos custos com a eliminação dos sensores de pressão estes modelos de estimação da pressão aumentam excessivamente o custo computacional das UCE, além de acumularem erros devido a estimação das variáveis do motor a partir, de um modelo que já possui desvios do valor real da pressão no cilindro.

Entretanto, CONSUMERS... (2001, p.5) descreve que recentemente um consórcio, formado por Kistler Instruments (indústria de instrumentos de medição), DaimlerChrysler (indústria de automóveis) e Ricardo (centro independente de consultoria em engenharia automotiva), denominado AENEAS (Application and Evaluation of a Novel Engine management system base on intelligent control Algorithms and utilising innovative Sensor technology – Aplicação e avaliação de um moderno sistema de gerenciamento de motores baseado em algoritmos inteligentes de controle e utilizando tecnologia inovadora de sensores) desenvolveu um sistema avançado de gerenciamento de motores baseado na medida da pressão no cilindro, através de sensores piezelétricos de baixo custo (constituídos de carboneto de silicone sobre um isolador, *SiCOI*, ou de silicone sobre um isolador, *SOI*). Este sistema de gerenciamento de motores foi avaliado para motores a gasolina e diesel e, aplicado tanto em automóveis quanto em caminhões. Foram desenvolvidos algoritmos de controle e diagnóstico que permitem a substituição de praticamente todos os sensores, atualmente, empregados nos motores, por sensores de pressão no cilindro. Estes algoritmos são capazes de estimar a massa de ar admitida, identificar o momento da centelha adequado, controlar a relação ar-combustível (inclusive no período de aquecimento do motor), diagnosticar falhas e ocorrência de detonação. A aplicação destes algoritmos resultou num aumento dos requisitos computacionais da UCE, mas também, em uma redução do consumo de combustível, no desbalanceamento da relação A/C - proporcionando uma operação mais suave do motor e conseqüentemente maior conforto ao motorista, e redução das emissões de poluentes. A perspectiva de custos do novo sistema de gerenciamento, considerando uma produção de 750 mil motores com quatro cilindros cada, é de 56 euros incluindo os quatro sensores de pressão e o acréscimo na capacidade de processamento da UCE contra 67 euros do sistema tradicional constituído pelo sensor de oxigênio, sensor *KS*

e sensor de massa de ar. Estima-se que os primeiros veículos utilizando este novo sistema de gerenciamento, baseado na medida da pressão no cilindro, estejam disponíveis no mercado num prazo de aproximadamente 5 anos.

A real possibilidade de utilização da medida da pressão no cilindro no controle de motores, devido ao surgimento de sensores de pressão de baixo custo, deve intensificar as pesquisas sobre esta estratégia de controle, principalmente quanto ao controle da relação A/C, para cumprir os requisitos governamentais sobre os índices de emissões de poluentes. Entretanto, segundo Dudek e Michael (1989) os modelos atuais orientados para controle de motores, utilizando o sinal de pressão no cilindro, necessitam de técnicas (ou sub modelos) de estimação da relação A/C a partir do traço da pressão no cilindro. Algumas destas técnicas são apresentadas na próxima seção deste capítulo.

3.5 TÉCNICAS DE ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL ATRAVÉS DO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO

A forma do traço da pressão no cilindro é afetada pela relação ar-combustível (relação A/C) assim como por outras variáveis do motor, entretanto, podem-se obter os valores da relação A/C a partir do sinal de pressão no cilindro se os seus efeitos puderem ser separados dos efeitos das outras variáveis do motor. Diversos trabalhos relatam métodos que permitem a separação dos efeitos da relação A/C dos outros efeitos sobre o traço da pressão no cilindro sendo que, estes métodos permitem a estimação do coeficiente de ar (λ), da taxa equivalente (ϕ) ou da relação A/C. Nesta seção serão apresentados os principais métodos de obtenção de ϕ , λ ou da relação A/C a partir do sinal de pressão no cilindro.

3.5.1 Momentos

Gilkey e Powell (1985) aplicaram a teoria dos momentos (descrita no próximo capítulo) para estimar ϕ a partir dos dados da pressão no cilindro. Na teoria, um número infinito de momentos seria necessário para quantificar precisamente a forma do traço da pressão no cilindro, mas na prática observou-se que um número muito pequeno de momentos é capaz de capturar as informações úteis do traço da pressão

no cilindro, sem esconder as variações ciclo a ciclo. Foram utilizados os quatro primeiros momentos (I_0 , I_1 , I_2 e I_3), centrados em uma referência arbitrária (ângulo da árvore de manivelas onde ocorre o momento da centelha, θ_{ref}), os quais estão descritos nas equações 16, 17, 18 e 19, onde $P(\theta)$ é a pressão medida no cilindro, $P_{erro}(\theta)$ é o erro sistemático do sensor de pressão, $\theta_{inicial}$ representa o ângulo da árvore de manivelas onde se inicia a coleta de dados da pressão no cilindro, para a computação dos momentos, e θ_{final} representa o ângulo da árvore de manivelas onde se encerra esta coleta.

$$I_0 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) d\theta \quad (16)$$

$$I_1 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \theta_{ref}) d\theta \quad (17)$$

$$I_2 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \theta_{ref})^2 d\theta \quad (18)$$

$$I_3 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \theta_{ref})^3 d\theta \quad (19)$$

Os erros sistemáticos dos sensores de pressão no cilindro e a pressão no coletor de admissão foram estimados utilizando uma regressão linear simples e, considerando o processo de compressão ou expansão como um processo politrópico, como foi descrito na seção 3.3.2. Os erros sistemáticos obtidos foram subtraídos do traço da pressão no cilindro com o intuito de evitar erros no cálculo dos momentos.

As integrais, que compõe os momentos, foram calculadas por somas de Riemann e, os segundo e terceiro momentos (I_2 e I_3) foram trocados por momentos centrados (M_2 e M_3 – momentos de segunda e terceira ordem centrados em $\bar{\theta}$, respectivamente), como mostram as equações 20, 21 e 22, com o objetivo de evitar

os efeitos da escolha de um ângulo de referência arbitrário (decorrendo em um mesmo valor dos momentos para formas diferentes do traço da pressão no cilindro).

$$\bar{\theta} = \frac{I_1}{I_0} \quad (20)$$

$$M_2 = I_2 - 2\bar{\theta}I_1 + \bar{\theta}^2 I_0 \quad (21)$$

$$M_3 = I_3 - 3\bar{\theta}I_2 + 3\bar{\theta}^3 I_0 \quad (22)$$

Através de uma análise experimental, observou-se que o sinal de pressão no cilindro é fortemente afetado pela relação A/C nos períodos de compressão e expansão do ciclo motor. Foram, então, avaliadas duas “janelas” do sinal de pressão no cilindro, com relação ao ângulo da árvore de manivelas, para a computação dos momentos, a primeira coletada entre 45° APMS (antes do ponto morto superior) e 75° DPMS (depois do ponto morto superior) e a segunda coletada a partir do ângulo da árvore de manivelas onde ocorre o momento da centelha (φ) e continuando por 120° ($\varphi + 120^\circ$), ambas compreendidas dentro dos períodos de compressão e expansão do ciclo motor. A primeira janela foi descartada, pois se apresentou sensível aos erros no momento da centelha.

Os momentos obtidos foram normalizados para evitar que as variações no ganho dos sensores fossem interpretadas como resultantes de trocas nas variáveis do motor, afetando a magnitude do traço da pressão no cilindro. Dos três métodos de normalização avaliados (área da pressão de acionamento, pressão no coletor de admissão (aG), e área do traço da pressão no cilindro), o método da área da pressão de acionamento foi o que obteve os melhores resultados, produzindo momentos que variam linearmente com as variáveis do motor (principalmente com relação a $\varnothing$). A pressão de acionamento ($P(\theta)_{acionamento}$), o momento normalizado (por exemplo, M_2 normalizado) e a área da pressão de acionamento (A_{acio}) são obtidas pelas equações 23, 24 e 25, respectivamente.

$$P(\theta)_{\text{acionamento}} = aGV(\theta)^{-k} \quad (23)$$

$$A_{\text{acio}} = aG \int_{\theta_{\text{inicial}}}^{\theta_{\text{final}}} V(\theta)^{-k} d\theta \quad (24)$$

$$M_2 = \frac{M_2}{A_{\text{acionamento}}} \quad (25)$$

Várias formulações foram propostas para estimar $\emptyset$, através de combinações lineares entre os segundo e terceiro momentos (normalizados) e duas variáveis adicionais, rotação do motor (N) e pressão no coletor de admissão (P_{col}). A pressão no coletor de admissão utilizada foi estimada pelo termo aG , obtido na seção 3.3.2, o qual é diretamente relacionado com a pressão do ar na entrada do motor. A equação 26, mostra a principal formulação proposta para estimar $\emptyset$, a qual também pode ser utilizada para estimar $\emptyset^*$ (combinação de $\emptyset$ e RGE (recirculação dos gases de exaustão)).

$$\phi, \phi^* = a_1 N + a_2 P_{\text{col}} + a_3 M_2 + a_4 M_3 + a_5 \quad (26)$$

A formulação mais simples, representada pela equação 26, apresentou melhor desempenho, em relação as demais formulações com maior número de variáveis, na estimativa de $\emptyset$ ciclo a ciclo e também, quando os dados da pressão no cilindro analisados eram diferentes dos que foram utilizados na sua obtenção. O erro gerado na estimativa de $\emptyset$ e de $\emptyset^*$ ciclo a ciclo foi de 5,2 e 2,9 por cento (ou 0,052 e 0,029 erro rms – raiz quadrada da média do somatório dos erros ao quadrado) e de 4,87 e 2,19 por cento (ou 0,0487 e 0,0219 erro rms) para a média de 20 ciclos, respectivamente.

Além da verificação dos erros na estimativa de $\emptyset$ foi verificado que o modelo obtido é praticamente insensível às variações na composição do combustível, umidade relativa do ar admitido e mudanças no momento da centelha, enquanto que os erros na medição da posição da árvore de manivelas podem gerar erros de até 8

por cento, por grau da árvore de manivelas, na estimativa de $\emptyset$. Estes erros gerados pela medição deficiente da posição da árvore de manivelas (esta deficiência na medição do ângulo da árvore de manivelas é proporcional à própria precisão do sensor utilizado, portanto, quanto menor for a precisão do sensor maior será o erro na medição da posição da árvore de manivelas) adicionam um P_{erro} desconhecido na estimativa de $\emptyset$, entretanto o modelo pode ser recalibrado por um P_{erro} de referência obtido através do sensor de oxigênio, quando o motor opera com mistura estequiométrica. Esta proposta para correção dos erros na medição da posição da árvore de manivelas permite que o sensor de oxigênio providencie o valor de $\emptyset$ para as misturas estequiométricas, uma vez que é muito preciso nesta faixa restrita de operação, enquanto que os sensores de pressão no cilindro permitem estimar $\emptyset$ para todas as demais faixas de operação do motor. Outro modo de corrigir estes erros é a utilização de algoritmos de estimação do pico da pressão no cilindro os quais, permitem alcançar facilmente uma resolução de 1° na posição da árvore de manivelas, e não necessitam da utilização do sensor de oxigênio, como o método descrito anteriormente.

O modelo de estimação de $\emptyset$, sem a correção dos erros na medida da posição da árvore de manivelas, foi implementado em um microprocessador 8096 resultando em um tempo de execução de 4 ms, para cada cilindro, o que comprova a possibilidade de implementação deste modelo, uma vez que um ciclo de trabalho a 5000 rpm ocorre em 24 ms.

Powell (1993) analisou os resultados de diversos algoritmos de estimação de $\emptyset$, dentre os quais encontra-se o algoritmo dos momentos desenvolvido por Gilkey e Powell (1985). A FIGURA 20 mostra os resultados obtidos com a utilização da equação 26 na qual, pode-se observar um desvio na precisão do algoritmo dos momentos quando $\emptyset$ é maior do que 1,0. Isto ocorreu devido ao emprego de um número muito maior de dados de $\emptyset$ abaixo de 1 do que $\emptyset$ acima de 1 durante a obtenção dos coeficientes a_n da equação 26, através de uma regressão linear múltipla.

FIGURA 20 – Estimativa média de $\bar{\theta}$ versus $\bar{\theta}$ medida em regime permanente.
[Powell (1993), p. 347, fig. 7]

Arsie, Pianese e Rizzo (1998) também utilizaram momentos para estimar $\bar{\theta}$, entretanto, em vez de empregar momentos centrados numa referência arbitrária foram usados momentos centrados na média ($\bar{\theta}$) eliminando a necessidade de trocar os momentos obtidos por momentos centrados, como descrito anteriormente, e reduzindo um pouco o custo computacional requerido pelo método. As equações 27 e 28 mostram os momentos de segunda (M_{2n}) e terceira (M_{3n}) ordem normalizados pelo método da área da pressão de acionamento.

$$M_{2n} = \frac{\int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} \left((P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \bar{\theta})^2 \right) d\theta}{\int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} P_{acionamento} d\theta} \quad (27)$$

$$M_{3n} = \frac{\int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} \left((P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \bar{\theta})^3 \right) d\theta}{\int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} P_{acionamento} d\theta} \quad (28)$$

A formulação proposta para estimar ϕ , equação 29, dispensou a utilização de variáveis adicionais, como pressão do coletor de admissão e rotação do motor, entretanto, apresentou aproximadamente o mesmo erro de estimação, para média de 10 ciclos (5 por cento ou 0,05 erro rms), da formulação apresentada na equação 26.

$$\phi = a_2 M_2 + a_3 M_3 + a_1 \quad (29)$$

3.5.2 Taxa de pressão

Matekunas¹ (1986 *apud* Powell, 1993, p.346) observou que a razão entre duas medidas da pressão no cilindro em ângulos idênticos da árvore de manivelas sendo que, uma é obtida APMS (antes do ponto morto superior), onde a combustão ainda não foi iniciada, e a outra DPMS (depois do ponto morto superior), quando a combustão foi completada, resulta em uma medida direta da energia adicionada pela combustão do combustível e, conseqüentemente, deve ser um bom indicador de ϕ . A razão estabelecida por estas duas medidas da pressão no cilindro foi denominada taxa de pressão (TP). A equação 30 mostra a relação que representa a TP. A taxa de pressão também está diretamente relacionada com a fração de massa queimada (FMQ) durante a combustão, como mostra a equação 31.

$$TP = \frac{\text{pressão(queima)}}{\text{pressão(acionamento)}} \quad (30)$$

¹ MATEKUNAS, F. A. (1986). Engine combustion control with ignition timing by pressure ratio management. *U.S. Patent 4622939 apud* POWELL, J. D. (1993). Engine control using cylinder pressure: past, present, and future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.115, June. p.346.

$$FMQ = TP - 1 \quad (31)$$

Gassenfeit e Powell (1989) verificaram que a utilização de diversas medidas da pressão no cilindro resultou em uma redução substancial das variações cíclicas na estimativa de ϕ . As medidas foram tomadas entre 60 e 120 graus APMS (antes do ponto morto superior), durante o tempo de compressão, e entre 60 e 120 graus DPMS (depois do ponto morto superior), durante o período da expansão, obtendo-se um valor médio da taxa de pressão. O erro sistemático do sensor de pressão no cilindro e a pressão no coletor de admissão foram estimados utilizando uma regressão linear simples e, considerando o processo de compressão como um processo politrópico, como foi descrito na seção 3.3.2. A equação 32 mostra que a estimação de ϕ foi obtida através de uma regressão linear múltipla com três variáveis independentes (a pressão no coletor de admissão (P_{col}), a rotação do motor (N) e a taxa de pressão média (TP)) sendo que, os valores de a_n são os coeficientes obtidos por esta regressão.

$$\phi = a_1 N + a_2 P_{col} + a_3 TP + a_4 \quad (32)$$

A análise dos resultados da estimação de ϕ , utilizando a equação 32, mostrou que a estimativa de ϕ para $0,8 < \phi < 1,1$ apresentou um erro de 2,4 por cento (equivalente a um erro rms igual a 0,024), utilizando uma média de 10 ciclos para diversas condições de operação do motor. Já o erro apresentado ciclo a ciclo aumentou para 3,3 por cento, utilizando uma amostragem de pressão a cada 2 graus de giro da árvore de manivelas, e para 4 por cento, utilizando uma amostragem de pressão a cada 16 graus de giro da árvore de manivelas. Estes resultados mostraram que é possível melhorar significativamente o desempenho da estimativa de ϕ aumentando o número de amostras da pressão no cilindro, apesar disto aumentar consideravelmente a computação requerida para realização da estimação. A variação da temperatura da carga em 1°C resultou em um erro de 0,5 por cento na estimação de ϕ , apresentando-se como a principal fonte de erros da utilização da taxa de

pressão, principalmente durante o período de aquecimento do motor, uma vez que, a temperatura da carga também influencia a quantidade de ar no cilindro.

FIGURA 21 – Estimativa média de $\varnothing$ versus $\varnothing$ medida em regime permanente.
[Powell (1993), p. 347, fig. 6]

Powell (1993) analisou também os resultados do algoritmo da taxa de pressão desenvolvido por Gassenfeit e Powell (1989). A FIGURA 21 mostra os resultados obtidos com a utilização da equação 32 na qual, pode-se observar um desvio na precisão do algoritmo da taxa de pressão quando $\varnothing$ é maior do que 1,0. Isto também ocorreu devido ao emprego de um número muito maior de dados de $\varnothing$ abaixo de 1 do que $\varnothing$ acima de 1 durante a obtenção dos coeficientes a_n da equação 32, através de uma regressão linear múltipla. O erro da estimativa de $\varnothing$ ciclo a ciclo utilizando o método da taxa de pressão foi aproximadamente 20 por cento maior do que utilizando o método dos momentos, considerando que a recirculação dos gases de exaustão foi prevista nos dois algoritmos, entretanto, a computação requerida pelo método dos momentos foi 10 vezes maior do que a requerida pelo método da taxa de pressão.

Diversas aplicações da taxa de pressão, para controle da relação C/A, são encontradas na literatura, a seguir serão apresentados duas dessas aplicações.

Leonhardt, Müller e Isermann (1999) utilizaram uma variação da taxa de pressão denominada diferença de pressão (DP), representada pela equação 33, para o desenvolvimento de um sistema de supervisão e controle do motor utilizando a teoria de redes neurais, o qual resultou em uma melhora significativa do controle de motores, maior desempenho e economia de combustível, melhor dirigibilidade e menor custo de calibração do motor.

$$DP = \text{pressão(queima)} - \text{pressão(acionamento)} \quad (33)$$

Sellnau et al. (2000) empregaram os princípios da taxa de pressão para desenvolverem um sistema de controle de motores denominado Sistema de Gerenciamento da Taxa de Pressão (SGTP), o qual foi implementado em um sistema de controle DELCO GMPX 32U. O SGTP permitiu o controle do balanceamento da relação A/C cilindro a cilindro, com RGE (recirculação de gases de exaustão), através da utilização de parâmetros que quantificam a fase da combustão (parâmetro de fase da combustão, PFC). O PFC utilizado no SGTP para controle da relação A/C foi denominado PFC10, o qual é obtido através da razão de dois valores da taxa de pressão, um medido a 10° DPMS e o outro a 55° DPMS, como mostra a FIGURA 22. O valor do PFC10 varia entre 0 e 1 sendo que, para motores de ignição por centelha, que operem com o menor avanço da centelha para o melhor torque, o valor de PFC10 deve ser igual a 0,55, para todas as condições de operação do motor. O PFC10 também está diretamente relacionado com o momento da centelha uma vez que, retardando o momento da centelha o PFC10 diminui e, avançando o momento da centelha o PFC10 aumenta, esta relação é de 3 a 5 graus de variação do momento da centelha para cada 0,1 de alteração no PFC10. Observou-se, também, que o momento da centelha requerido para um determinado valor de PFC10 indica a diluição da carga, ou seja, mantendo-se o valor de PFC10 em 0,55 e aumentando o nível de RGE até o limite de diluição da carga (estabelecido empiricamente através da análise do coeficiente de variação da pressão indicada (*cov PI*), definido na seção 2.2, e do surgimento de ciclos com queima incompleta), pode-se alcançar o momento da centelha desejado (mínimo avanço da centelha para o melhor torque) e, conseqüentemente, controlar a diluição da carga, como mostra a FIGURA 23.

FIGURA 22 – Determinação do PFC10. [Sellnau et al. (2000), p. 4, fig. 1b]

FIGURA 23 – Método de controle da diluição da carga. [Sellnau et al. (2000), p. 5, fig. 2b]

FIGURA 24 – Teste do balanceamento da relação A/C, com mistura 10% pobre, no primeiro cilindro. [Sellnau et al. (2000), p. 13, fig. 25]

Considerando as relações do PFC10 com o avanço da centelha e com o limite de diluição da carga foi realizado o controle do balanceamento da relação A/C em cada cilindro, simultaneamente com o controle do avanço da centelha e dos níveis de RGE. Os resultados do controle da relação A/C, mostrados na FIGURA 24 (referente ao primeiro cilindro com uma mistura de ar-combustível empobrecida em 10 por cento), apresentaram um erro de 1,5 por cento, utilizando um sensor com capacidade de resolução de $\pm 0,025$ PFC10.

3.5.3 Peso molecular

Patrick e Powell (1990) desenvolveram uma técnica de estimação da relação C/A baseada no fato de que o número de moléculas aumenta com a combustão e, conseqüentemente, o peso molecular (G_m) também se altera. A equação 34 comprova este aumento através da combustão completa da gasolina (C_8H_{18}) onde, o número de moléculas aumenta de 58,2 para 61,2. Esta variação no número de moléculas depende da relação C/A, da composição do combustível e da reação de combustão ser ou não completa. Considerando a mistura ar-combustível como um gás ideal pode-se calcular o número de moles (n_m) antes e depois da combustão, a partir da pressão no cilindro e da temperatura antes e depois da combustão, através da aplicação da lei dos gases ideais. As medições da pressão no cilindro (P_1 , P_2) e da temperatura nos coletores de admissão (T_1) e escape (T_2) antes e depois da combustão são feitas em ângulos idênticos, antes e depois do PMS, ou seja, o volume da mistura combustível-ar é constante. A FIGURA 25 mostra as posições relativas ao PMS para a coleta de dados da pressão e da temperatura da mistura combustível-ar. A equação 35 mostra a relação entre a aplicação da lei dos gases ideais antes e depois da combustão considerando o volume constante. Como a massa (m) no cilindro não varia ao longo de todo o processo considerado a taxa do número de moles é igual a taxa média dos pesos moleculares comparados antes e depois da combustão, como mostra a equação 36. A partir desta taxa dos pesos moleculares pode-se estimar a relação C/A através de uma simples regressão linear.

$$\frac{n_{m1}}{n_{m2}} = \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \quad (35)$$

$$\frac{G_{m2}}{G_{m1}} = \frac{m/n_{m2}}{m/n_{m1}} = \frac{n_{m1}}{n_{m2}} \quad (36)$$

FIGURA 25 – Posições das medições de temperatura e pressão. [Powell (1993), p. 347, fig. 5]

Os resultados obtidos na estimação de ϕ , utilizando o algoritmo dos pesos moleculares, mostrou que a estimativa de ϕ para $0,8 < \phi < 1,3$ apresentou um erro de 4,85 por cento (equivalente a um erro rms igual a 0,0485), utilizando uma média de 10 ciclos para diversas condições de operação do motor. As variações na composição do combustível e incertezas na quantidade de RGE se apresentaram como as principais fontes de erros deste algoritmo.

A precisão do algoritmo dos pesos moleculares depende não só da precisão da medida da pressão no cilindro, mas também, da medida da temperatura nos coletores de admissão e exaustão o que gera a necessidade de dois novos sensores de temperatura, e por consequência, maior número de incertezas de medição e maior custo.

Como mencionado anteriormente, Powell (1993) que analisou os resultados de diversos algoritmos de estimação de ϕ , também analisou o algoritmo dos pesos

moleculares desenvolvido por Patrick e Powell (1990). A FIGURA 26 mostra os resultados obtidos com a utilização deste algoritmo na qual, pode-se observar que não ocorreram grandes desvios na precisão do algoritmo dentro das faixas de operação com mistura pobre ou rica. Observou-se, também, que o desempenho deste algoritmo pode ser significativamente melhorado através da inclusão de um algoritmo de estimação da temperatura da mistura combustível-ar dentro do cilindro.

FIGURA 26 – Estimativa média de Φ versus Φ medida em regime permanente.
[Powell (1993), p. 347, fig. 8]

Arsie et al. (1999) desenvolveram um modelo que mostra que a temperatura da mistura ar-combustível pode ser obtida a partir da estimação da temperatura da parede do cilindro, baseando-se em relações entre a pressão no cilindro, entre o coeficiente politrópico, identificado considerando-se um processo de compressão politrópico, e o volume deslocado. A temperatura da mistura ar-combustível foi obtida considerando que as trocas de calor entre a parede do cilindro e a mistura ocorrem de forma adiabática. Os resultados obtidos com o modelo podem ser visualizados na FIGURA 27 onde se observa a temperatura da mistura dentro do cilindro em função da relação A/C e da pressão no coletor de admissão.

FIGURA 27 – Temperatura da parede em função da pressão no coletor de admissão e da relação A/C. [Arsie et al. (1999), p. 6, fig. 5]

3.5.4 Calor liberado

Tunestal et al. (2003) desenvolveu um modelo de estimação da relação A/C baseado no calor liberado pela combustão. Primeiramente foram elaborados dois modelos de velocidade de chama, um laminar e o outro turbulento. Quanto à propagação da frente de chama foi assumido que esta ocorre de forma esférica, partindo da vela de ignição, sendo que devido a natureza finita da câmara de combustão, a área da frente de chama assume rapidamente um valor quase constante, como pode ser observado na FIGURA 28. Em seguida o calor liberado pela combustão foi incorporado aos modelos de velocidade da chama estabelecendo, após um extenso equacionamento matemático, uma relação direta com a relação A/C, como mostra a equação 37, onde c , μ , β e η são coeficientes determinados por uma regressão linear múltipla, com base em dados experimentais, p_0 e T_0 são a pressão e a temperatura de admissão, respectivamente, N é a rotação do motor, $\Delta\alpha_b$ é a variação do ângulo da árvore de manivelas entre o início e o final do processo de queima do combustível, Q_{total} é o calor total liberado durante a combustão e RAC é a relação ar-combustível.

$$RAC = c \frac{\Delta\alpha_b}{Q_{total}} p_0^{1+\mu} T_0^{\beta-1} N^{-\eta} \quad (37)$$

FIGURA 28 – Ilustração em duas dimensões da propagação da chama a partir da vela de ignição. [Tunestal et al. (2003), p. 314, fig. 3]

Também, foram utilizados dois métodos de estimação do erro sistemático do sensor de pressão no cilindro, ambos considerando o período de compressão como um processo politrópico. Segundo Tunestal, Hedrick e Johansson (2001) o primeiro método considera o coeficiente politrópico (k) conhecido, como foi descrito na seção 3.3.2, resultando em uma aproximação linear obtida pelo método dos mínimos quadrados. No segundo método k é considerado desconhecido, sendo estimado por uma aproximação não linear obtida pelo método dos mínimos quadrados não lineares, também, foi utilizado o método de Newton das diferenças finitas para simplificar os cálculos das derivadas existentes neste modelo de estimação. O segundo método é mais preciso que o primeiro, pois o valor de k (razão entre os calores específicos) varia de acordo com a temperatura da mistura ar-combustível. Ambos os métodos apresentaram um bom comportamento estatístico sendo que, a variação no erro da estimação foi inversamente proporcional ao número de amostras da pressão no cilindro utilizadas na estimação.

Os resultados obtidos com este modelo apresentaram um erro de 4 por cento (equivalente a um erro rms igual a 0,04) na estimativa da RAC. Entretanto, para valores da RAC acima de 18 a estimativa sofreu um forte desvio, como mostra a FIGURA 29, devido a ocorrência de ciclos com combustão incompleta, pois o motor encontrava-se próximo do limite pobre.

FIGURA 29 – Relação A/C medida versus relação A/C estimada. [Tunestal et al. (2003), p. 316, fig. 6]

3.5.5 Torque indicado

Müller e Isermann (2001) desenvolveram um sistema de gerenciamento do motor que permite a estimação de λ baseada na avaliação da pressão indicada ou do torque indicado proporcional ($PI \sim Tor_i$), ambos calculados nos tempos de compressão e expansão. O valor de λ é obtido pela inversão de uma relação entre o torque indicado ($\overline{Tor_i}$) e o torque indicado ótimo ($\overline{Tor_{ótimo}}$), ambos considerando a média dos torques de todos os cilindros, denominada λ normalizada ($\eta_{\lambda, norm}$), como mostram as equações 38 e 39.

$$\eta_{\lambda, norm} = \frac{\overline{Tor_i}}{\overline{Tor_{ótimo}}} \quad (38)$$

$$\lambda = \frac{1}{\eta_{\lambda, norm}} \quad (39)$$

O $\overline{Tor_{ótimo}}$ é extraído de tabelas de dados experimentais, obtidas considerando λ igual a 1 e momento da centelha ótimo ($\varphi_{ig, ótimo}$ - menor avanço da centelha para o melhor torque), através de duas variáveis de entrada, massa de ar no cilindro (carga)

e rotação do motor (N), enquanto que, o $\overline{Tor}_i$ pode ser calculado através dos dados fornecidos pelos sensores de pressão. Quando λ sofre pequenos desvios a partir de $\lambda = 1$ a equação 39, também pode obter λ considerando os torques em cada cilindro, em vez dos torques médios. A eficiência de λ normalizada (λ -Eficiência) é uma função de $\eta_{\lambda, \text{norm}}$, que só pode ser invertida para $\lambda > 0,9$, como mostra a FIGURA 30, restringindo a faixa de estimação da relação A/C para valores de λ maiores que 0,9.

FIGURA 30 – Influência de λ sobre o torque indicado do motor. [Müller e Isermann (2001), p. 6, fig. 6]

A principal diferença entre o sistema proposto por Müller e Isermann (2001) com relação as demais propostas para a estimação da relação A/C, baseadas na pressão no cilindro, está no fato de não propor a substituição do sensor de oxigênio (sonda lambda), mas sim de utilizá-lo em conjunto com os sensores de pressão no cilindro. Neste sistema cabe à sonda lambda fornecer o valor da relação A/C estequiométrica ($\lambda = 1$) para atualizar o modelo utilizado para obter o torque indicado, conforme as características físicas do motor vão se alterando devido ao desgaste dos componentes. A FIGURA 31 mostra este modelo do torque indicado, onde φ_{ig} é o ângulo do momento da centelha atual, $\eta_{\varphi, ig}$ representa a eficiência do avanço da centelha e, $\overline{Tor}_{i, medido}$ é o torque obtido através da medida da pressão no cilindro. Quando λ é igual a 1 ($\eta_{\lambda, \text{norm}} = 1$) a tabela de valores do $\overline{Tor}_{ótimo}$ é

atualizada pelo valor de $\overline{Tor}_{i,medido}$. A atualização do modelo do torque indicado permite que o sistema de gerenciamento do motor mantenha o mesmo desempenho durante toda a vida útil do motor.

FIGURA 31– Modelo do torque indicado. [Müller e Isermann (2001), p. 5, fig. 5]

Este sistema de gerenciamento do motor apresentou boa precisão na estimação e balanceamento da relação A/C cilindro a cilindro, para $\lambda > 0,9$, como mostra a FIGURA 32, onde λ é alterada uniformemente em todos os cilindros até 150 s e depois é variada entre os cilindros.

FIGURA 32 – Resultados da estimação e balanceamento de λ . [Muller e Isermann (2001), p. 6, fig. 7]

3.6 ANÁLISE DAS TÉCNICAS APRESENTADAS PARA ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL ATRAVÉS DO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO

Dentre as técnicas de estimação da relação ar-combustível a técnica do peso molecular apresentou o maior erro na estimativa de ϕ , além de ser extremamente sensível às variações na composição dos combustíveis o que a torna inviável, por exemplo, para a aplicação em motores bi-combustível, além disso, também necessita da adição de dois sensores de temperatura o que aumenta os custos dos sistemas de controle.

A técnica do calor liberado também apresenta erros consideráveis na estimativa de ϕ , em relação às outras técnicas apresentadas, entretanto, a sua maior limitação é quanto aos requisitos computacionais, uma vez que é constituída de uma formulação matemática bastante intensa, composta inclusive por um modelo de identificação não linear, que se incluídos aumentariam substancialmente os custos dos sistemas de controle eletrônico dos motores.

Quanto à técnica do torque indicado ela se apresenta como uma tendência intermediária ao controle dos motores, uma vez que, utiliza tanto os sensores de pressão no cilindro como os sensores de oxigênio. A presença destes dois sensores deve encarecer os sistemas de controle dos motores em conjunto com o acréscimo da computação requerida. Os erros apresentados por esta técnica na estimativa de ϕ ainda não foram divulgados.

Os erros apresentados na estimativa de ϕ , considerando uma média de ciclos, pelas técnicas da taxa de pressão e momentos são aproximadamente iguais, entretanto, na estimativa de ϕ ciclo a ciclo a técnica dos momentos é aproximadamente 20 por cento mais eficiente, permitindo um controle mais efetivo da variação cíclica da relação ar-combustível, cilindro a cilindro, e por consequência reduzindo as emissões de poluentes, melhorando a dirigibilidade e a potência gerada. Apesar da técnica dos momentos ser mais exigente quanto aos requisitos computacionais do que a técnica da taxa de pressão, ela é bem menos exigente do que a técnica do calor liberado e, também, já foi implementada com sucesso em um sistema de controle baseado na pressão no cilindro.

4 MODELOS ESTATÍSTICOS

4.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo tem o intuito de apresentar as etapas que constituíram o desenvolvimento dos modelos estatísticos de estimação da relação ar-combustível, baseado no sinal de pressão no cilindro, utilizando o Método dos Momentos. O Método dos Momentos foi escolhido considerando que o maior requisito computacional exigido por este método, quando comparado com a técnica da taxa de pressão, como foi apresentado na seção 3.6, pode ser absorvido pelos benefícios da maior precisão da estimativa de ϕ ciclo a ciclo. Portanto, serão apresentados os principais conceitos teóricos que permitiram a construção do algoritmo de obtenção dos modelos estatísticos estudados, assim como a descrição destes modelos.

4.2 MODELOS ESTATÍSTICOS VERSUS MODELOS MATEMÁTICOS

Segundo Hoffmann e Vieira (1977) nos modelos matemáticos a variável independente X se relaciona com a variável dependente Y através de uma expressão matemática $Y = f(X)$, sendo que o conjunto de pontos de X_i e seus correspondentes valores em $Y_i = f(X_i)$ pertencem a curva que representa o modelo matemático, como mostra a FIGURA 33.

Entretanto, a variável dependente Y pode ser afetada por outras variáveis independentes ($Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n)$) que por algum motivo não podem ser medidas (devido à impossibilidade de mensuração ou para simplificação da análise, etc), portanto, analisando um modelo que considera apenas os efeitos de uma das variáveis independentes sobre a variável dependente tem-se um resíduo ou erro na

modelagem ($Y_i = f(X_i) + \text{erro}$). Este resíduo faz com que os pares (X_i, Y_i) se apresentem dispersos em torno de uma curva que representa um modelo estatístico, como mostra a FIGURA 34.

FIGURA 33 – Modelo matemático $Y_i = f(X_i)$. [Hoffmann e Vieira (1977), p. 2, fig. 1.1]

FIGURA 34 – Modelo estatístico $Y_i = f(X_i) + \text{erro}$. [Hoffmann e Vieira (1977), p. 2, fig. 1.1]

Analisando os modelos de estimação da relação ar-combustível, apresentados na seção 3.5, pode-se inferir que a variável dependente é a própria relação A/C (ou $\emptyset$ e λ) e que as variáveis independentes são as “métricas” que quantificam a influência da

relação A/C sobre o traço da pressão no cilindro, também apresentadas na seção 3.5, como por exemplo os momentos, a taxa de pressão ou o peso molecular. Os erros ou resíduos destes modelos estatísticos são as demais variáveis do motor que influenciam o traço da pressão no cilindro, apresentadas na seção 3.2, como por exemplo, o momento da centelha.

4.3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA ESTATÍSTICA

Os modelos estatísticos de estimação da relação A/C baseados no sinal de pressão no cilindro estão compreendidos dentro da estatística descritiva, a qual, permite descrever um determinado fenômeno através do cálculo de alguns coeficientes que constituem o modelo estatístico do fenômeno. Entretanto, para a construção de um modelo estatístico de estimação da relação A/C baseado no sinal de pressão no cilindro é necessário seguir alguns passos e conhecer alguns conceitos fundamentais da Estatística, os quais serão descritos juntamente com uma breve revisão teórica nas próximas subseções.

4.3.1 Variáveis aleatórias

Uma variável é aleatória quando associa um valor numérico a cada resultado elementar de um experimento. Ela pode ser contínua quando assume um dado valor por uma medida numa escala contínua, ou seja, assume todos os valores possíveis num intervalo real, ou pode ser discreta quando assume um número finito de valores numéricos.

Quanto à pressão no cilindro pode-se inferir que se trata de uma variável aleatória contínua. Entretanto, durante o processo de aquisição são coletados valores discretos da pressão no cilindro os quais, serão utilizados para a obtenção dos modelos estatísticos de estimação da relação A/C.

4.3.2 Medidas de posição e dispersão

A principal medida de posição é a média amostral ($\bar{X}$), que é uma medida de centralidade obtida pela média aritmética dos dados da amostra (conjunto de dados

selecionados), como mostra a equação 40, onde n é o número de elementos da amostra de dados X_i .

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad (40)$$

Quanto às medidas de dispersão destacam-se o desvio padrão (σ) e a variância amostral (σ^2). A variância amostral de n elementos da variável X (ou variância de X) é apresentada na equação 41, onde $X_i - \bar{X}$ é o desvio dos elementos da variável X em relação à sua média, enquanto que o desvio padrão amostral é apresentado na equação 42.

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1} \quad (41)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (42)$$

4.3.3 Coeficientes de correlação e de determinação

O coeficiente de correlação (r) permite quantificar a relação de linearidade entre duas variáveis X e Y . Para obter r é, primeiramente, necessário obter as somas dos quadrados dos desvios das médias das variáveis X (SQX) e Y (SQY), como mostram as equações 43 e 44, respectivamente, onde $\bar{Y}$ é a média dos valores da amostra da variável Y .

$$SQX = \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \quad (43)$$

$$SQY = \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \bar{Y} \right)^2 \quad (44)$$

Através das somas dos quadrados dos desvios das médias pode-se determinar a relação que representa o coeficiente de correlação (r), como mostra a equação 45.

$$r = \frac{SQY}{\sqrt{SQX} \sqrt{SQY}} \quad (45)$$

O valor de r varia entre -1 e +1, sendo que, quanto mais próximo ele estiver de ± 1 maior será a relação linear entre as variáveis X e Y , entretanto, se r for próximo de zero, com os pares XY dispersos aleatoriamente no plano XY , não existirá relação linear entre as variáveis, podendo, contudo, haver outra relação não linear caso os pares XY se encontrem com algum padrão de dispersão, como por exemplo, uma distribuição parabólica.

O coeficiente de determinação (r^2) é o quadrado de r sendo, comumente, utilizado para verificar a capacidade das regressões lineares estimarem os valores da variável dependente, como será apresentado nas seções 4.6.1 e 4.6.2. A equação 46 apresenta a relação que corresponde ao coeficiente de determinação.

$$r^2 = \frac{SQY^2}{SQX * SQY} \quad (46)$$

4.3.4 Fases da construção de um modelo estatístico

A seguir serão apresentadas as fases para a construção de um modelo estatístico e a sua descrição dentro do presente trabalho.

Para elaborar um modelo estatístico deve-se primeiramente **definir o problema a ser estudado**, verificando se ele já foi realizado anteriormente ou se precisa ser formulado. No presente trabalho o problema em questão é a estimação da relação A/C (λ ou $\emptyset$) utilizando o traço da pressão no cilindro, sendo que as características

do traço da pressão no cilindro e a influência da relação A/C sobre ele já foram apresentadas na revisão da literatura, como mostra as seções 3.2 e 3.5.

O segundo passo para a construção de um modelo estatístico é o **planejamento**, o qual consiste em se determinar o procedimento adequado para resolver o problema definido anteriormente. Nesta etapa foram definidos o modelo estatístico a ser utilizado, o qual é o método dos momentos, como justificado na seção 3.6, e os dados da pressão no cilindro para a construção do modelo (coleta de λ em função de várias condições de operação do motor).

Após o planejamento deve-se realizar a **coleta de dados** que constituirão o modelo estatístico. Como mencionado anteriormente, os dados da pressão no cilindro, para várias condições de operação no motor, foram obtidos por Silva (2004).

A quarta etapa da construção de um modelo estatístico consiste em realizar a **apuração dos dados**, ou seja, organização e escolha dos dados a serem utilizados. Nesta etapa os dados da pressão no cilindro foram separados em ciclos individuais a partir dos lotes de 20 ciclos, para cada condição de operação do motor, coletados por Silva (2004) e em seguida, foram escolhidos 10 ciclos para a construção dos modelos estatísticos e, mais 3 para a validação destes modelos. Estas seleções foram feitas utilizando o programa Matlab®.

A quinta etapa consiste da **apresentação dos dados**, os quais podem ser apresentados de forma gráfica ou tabular (apresentação numérica dos dados). No presente trabalho os dados da pressão no cilindro foram apresentados tanto na forma gráfica como na forma tabular de tal forma que o traço da pressão no cilindro foi diretamente relacionado ao ângulo da árvore de manivelas e ao volume deslocado pelo cilindro.

A última etapa da construção de um modelo estatístico consiste da **análise e interpretação dos dados**, na qual são feitos os cálculos dos coeficientes que representam o modelo estatístico. Nesta etapa foram obtidos os momentos do sinal de pressão no cilindro e determinados os coeficientes da regressão linear que constituem o modelo estatístico de estimação da relação A/C baseada no sinal de pressão no cilindro.

4.4 MOMENTOS

Os momentos, ou Método dos Momentos (o qual é um conjunto de momentos), são a base dos modelos estatísticos desenvolvidos no presente trabalho e, portanto, serão estudados em maiores detalhes nesta seção.

Segundo Manzoli (1959), as primeiras publicações sobre os momentos datam do século XIX e se relacionavam a problemas matemáticos do cálculo de probabilidades, entretanto, o seu uso não se restringe a esta aplicação uma vez que apresenta aplicações em praticamente todos os ramos da ciência. O seu nome “momentos” originou-se da analogia entre as fórmulas que definem os primeiro e segundo momentos de uma função e os conceitos de centro de gravidade e momento de inércia, respectivamente.

Os momentos podem ser caracterizados como quantidades numéricas utilizadas para quantificar uma distribuição de frequências ou de probabilidades fornecendo informações resumidas destas distribuições.

Segundo Mood e Graybill (1963) os momentos de ordem n (M_n) são definidos pela equação 47, onde se tem as variáveis X e $Y = f(X)$. Os momentos centrados em um ponto (ou referência - a) arbitrário qualquer são definidos pela equação 48, enquanto que os momentos centrados na média são definidos pela equação 49, onde a média de X é obtida pela equação 50. Os momentos de primeira ordem centrados na média são iguais a zero.

$$M_n = \int_{-\infty}^{+\infty} X^n f(X) dX \quad (47)$$

$$M_n = \int_{-\infty}^{+\infty} (X - a)^n f(X) dX \quad (48)$$

$$M_n = \int_{-\infty}^{+\infty} (X - \bar{X})^n f(X) dX \quad (49)$$

$$\bar{X} = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (X) f(X) dX}{\int_{-\infty}^{+\infty} f(X) dX} \quad (50)$$

Se o eixo X fosse uma barra com densidade variável, o momento de primeira ordem (M_1) centrado em um ponto arbitrário, seria o centro de gravidade desta barra, por isto o M_1 também é chamado de média da variável X , uma vez que a média pode ser pensada como um valor central da variável X . Por esta razão M_1 é freqüentemente referido como um **parâmetro de localização**, dizendo onde o centro da distribuição (no sentido de centro de gravidade) está sobre o eixo X .

O momento de segunda ordem (M_2) centrado na média também é conhecido como **variância de X** , inicialmente apresentada na sub seção 4.3.2, que representa uma medida do esparramamento ou dispersão da distribuição. Se a maior parte da área sob a curva que representa a distribuição analisada estiver próxima da média o M_2 , ou a variância, será pequeno, enquanto que se a área sob a curva estiver esparramada em uma grande extensão, o M_2 será grande. M_2 é necessariamente positivo uma vez que é a integral ou somatório de quantidades positivas. Ele será zero somente quando a distribuição estiver concentrada em um único ponto, como por exemplo, quando a distribuição é discreta e só há um resultado possível. M_2 só fornece a informação de quanto a distribuição está próxima da média.

O momento de terceira ordem centrado na média (M_3), também chamado de **medida de assimetria** (assimetria é o grau de deformação da distribuição, no caso aqui estudado refere-se a deformação do traço da pressão no cilindro), é igual a zero para uma distribuição simétrica, entretanto, outras distribuições não simétricas também podem ter M_3 igual a zero, portanto, um momento em particular ou um número pequeno de momentos fornecem poucas informações sobre a distribuição, enquanto que, um conjunto inteiro de momentos ($M_1, M_2, \dots, M_n$) determina exatamente a distribuição, mesmo que não se tenha nenhuma informação prévia sobre ela. Entretanto, como mencionado na seção 3.5.1, os momentos de segunda e terceira ordem são comprovadamente excelentes estimadores da relação A/C a partir da pressão no cilindro, pois conseguem sozinhos extrair do traço da pressão no

cilindro os efeitos da relação A/C, não necessitando de um conjunto completo de momentos. No próximo capítulo será apresentada uma avaliação desta afirmação através da comparação de dois modelos o primeiro constituído apenas por M_2 e M_3 enquanto o outro é constituído por M_2 a M_{19} .

Quando os momentos de ordem n são aplicados ao sinal de pressão no cilindro, como mostra a equação 51, onde $P(\theta)$ é a pressão no cilindro para um dado ângulo da árvore de manivelas (θ) e $\bar{\theta}$ corresponde a média dos valores de θ calculada segundo a equação 52, deve-se observar que os valores da variável X (ângulo da árvore de manivelas - θ) e os valores da variável Y (pressão no cilindro - P) são dados na forma tabular, ou seja, as duas variáveis estão relacionadas fisicamente mas não há uma expressão matemática que as relacione ($Y \neq f(X)$), logo a integral que constitui a fórmula dos momentos não pode ser computada pelos algoritmos de integração comumente encontrados nos programas computacionais, como por exemplo o Matlab®. Portanto, para a resolução dos momentos é necessário utilizar os algoritmos de integração que serão introduzidos na próxima seção deste capítulo.

$$M_n = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (\theta - \bar{\theta})^n P(\theta) d\theta \quad (51)$$

$$\bar{\theta} = \frac{\int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (\theta) P(\theta) d\theta}{\int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} P(\theta) d\theta} \quad (52)$$

4.5 CÁLCULO NÚMERICO DOS MOMENTOS CENTRADOS NA MÉDIA

Segundo Swokowski (1979) um dos aspectos importantes da integração numérica é que ela pode ser usada para aproximar a integral de uma função apresentada na forma tabular, como por exemplo, a integração do sinal de pressão no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas para a obtenção dos momentos.

A literatura aponta que a integral que constitui os momentos pode ser obtida por uma soma de Riemann, como descrito na subseção 3.5.1, entretanto, outras regras de integração podem ser utilizadas para esta tarefa, como as regras dos trapézios e de Simpson. Existem outras regras que permitem a obtenção da integral que constitui os momentos, entretanto, são extremamente complexas requerendo um grande esforço computacional. O objetivo da introdução de novas regras de integração é avaliar se o aumento da precisão no cálculo dos momentos justificaria o maior requisito computacional, a ser empregado nos sistemas de controle eletrônico de motores, para a implementação do modelo estatístico de estimação da relação A/C baseado no sinal de pressão no cilindro. A seguir serão apresentadas as regras de integração numérica citadas, as quais são utilizadas para a obtenção dos momentos centrados na média de ordem n .

4.5.1 Integração numérica utilizando Somas de Riemann

Davis e Rabinowitz (1975) apresenta a integração numérica por somas de Riemann conforme a equação 52, onde $\Delta X = (b - a)/n$, sendo que n é o número de valores da função $f(X)$, b é o maior valor de $f(X)$ e a é o menor valor de $f(X)$. Pode-se observar que a integral de $f(X)$ é obtida pela aproximação da área sob a curva de $f(X)$ por meio de retângulos tomados no extremo esquerdo de cada subintervalo $[X_{i-1}, X_i]$ integrante do intervalo de integração $[a, b]$, entretanto, também se pode tomar o extremo direito para o cálculo da integral de $f(X)$ trocando-se apenas X_{i-1} por X_i na equação 53.

Para utilizar a soma de Riemann em dados tabulados é necessário determinar o valor de ΔX com base na variável X ($\Delta X = (X_2 - X_1)/n$) e não na função $f(X)$ (ou variável Y) como fazem a maioria dos programas computacionais. Os algoritmos de integração numérica utilizando somas de Riemann e de obtenção dos momentos (de ordem n centrados na média) por somas de Riemann para dados tabulados encontram-se no ANEXO B.

$$\int_a^b f(X) dX \approx \sum_{i=1}^n f(X_{i-1}) \Delta X \quad (53)$$

4.5.2 Integração numérica utilizando o método dos trapézios

Cunha (2000) apresenta a integração numérica pelo método dos trapézios conforme a equação 54, onde $\Delta X = (b - a)/n$, sendo que n é o número de valores da função $f(X)$, b é o maior valor de $f(X)$, a é o menor valor de $f(X)$ e $[f(X_{i-1}) + f(X_i)] \Delta X/2$ representa a área de um trapézio. O método dos trapézios fornece uma aproximação da área sob a curva $f(X)$ dentro do intervalo $[a, b]$ por meio de trapézios e não por retângulos como o método das somas de Riemann. O método dos trapézios deve apresentar uma melhor aproximação da integral de $f(X)$ do que o método das somas de Riemann, uma vez que a utilização de um trapézio permite uma melhor aproximação da forma da curva de $f(X)$ para o cálculo da área sob a curva.

Assim como nas somas de Riemann, para se utilizar o método dos trapézios em dados tabulados é necessário determinar o valor de ΔX com base na variável X ($\Delta X = (X_2 - X_1)/n$) e não na função $f(X)$ (ou variável Y) como fazem a maioria dos programas computacionais. Os algoritmos de integração numérica utilizando o método dos trapézios e de obtenção dos momentos (de ordem n centrados na média) pelo método dos trapézios para dados tabulados encontram-se no ANEXO B.

$$\int_a^b f(X) dX \approx \sum_{i=1}^n [f(X_{i-1}) + f(X_i)] \frac{\Delta X}{2} \quad (54)$$

4.5.3 Integração numérica utilizando o método de Simpson

Cunha (2000) também apresenta a integração numérica pelo método de Simpson conforme a equação 55, onde $\Delta X = (b - a)/n$, sendo que n é um número inteiro par que representa o número de valores da função $f(X)$, b é o maior valor de $f(X)$, a é o menor valor de $f(X)$ e $[Y_0 + 4Y_1 + 2Y_2 + 4Y_3 + Y_4 + \dots + Y_{n-2} + Y_{n-1} + Y_n] \Delta X/3$ representa a área sob um polinômio de ordem 2 (originada a partir da resolução de vários conjuntos de três equações que representam três parábolas $[Y = cX^2 + dX + e]$ aplicadas em três pontos tomados como $X_0 < X_1 < X_2$). O método de Simpson fornece uma aproximação da área sob a curva $f(X)$ dentro do intervalo $[a, b]$ por meio de parábolas e não por retângulos ou trapézios como os métodos anteriores, devendo apresentar uma melhor aproximação da integral de $f(X)$ do que os métodos anteriores,

uma vez que a utilização de uma parábola permite uma melhor aproximação da forma da curva de $f(X)$ para o cálculo da área sob a curva.

Assim como nos métodos anteriores, para se utilizar o método de Simpson em dados tabulados é necessário determinar o valor de ΔX com base na variável X ($\Delta X = (X_2 - X_1)/n$) e não na função $f(X)$ (ou variável Y) como fazem a maioria dos programas computacionais. Os algoritmos de integração numérica utilizando o método de Simpson e de obtenção dos momentos (de ordem n centrados na média) pelo método de Simpson para dados tabulados encontram-se no ANEXO B.

$$\int_a^b f(X) dX \approx \sum_{i=1}^n (Y_0 + 4Y_1 + 2Y_2 + 4Y_3 + Y_4 + \dots + 2Y_{n-2} + 4Y_{n-1} + Y_n) \frac{\Delta X}{3} \quad (55)$$

4.6 OBTENÇÃO DOS MODELOS ESTATÍSTICOS DE ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL, BASEADO NO SINAL DE PRESSÃO NO CILINDRO, UTILIZANDO REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS

Com os momentos calculados podem-se obter os modelos estatísticos de estimação da relação A/C (no presente trabalho optou-se pela estimação de λ), baseados no sinal de pressão no cilindro, utilizando regressões lineares múltiplas, como exemplifica a equação 56, onde a_n são os coeficientes da regressão linear múltipla. Entretanto os momentos são afetados pelos erros sistemáticos (P_{erro}) dos sensores de pressão, conforme mencionado na seção 3.3.2, os quais são estimados pela equação 57 (que é análoga a equação 15), onde a_1 representa o termo aG e a_2 representado o P_{erro} , que representa um regressão linear simples onde $V(\theta)^k$ (volume do cilindro elevado pelo coeficiente politrópico) é a variável independente e $P(\theta)$ (pressão no cilindro) é a variável dependente. Portanto, para que os modelos estatísticos de estimação de λ baseados no sinal de pressão no cilindro possam ser desenvolvidos é necessário o conhecimento das regressões lineares simples e múltiplas, como será descrito nas subseções a seguir.

$$\lambda = a_1 M_2 + a_2 M_3 + a_3 \quad (56)$$

$$P(\theta) = a_1 V(\theta)^{-k} + a_2 \quad (57)$$

4.6.1 Regressão linear simples

O modelo estatístico de uma regressão linear simples de duas variáveis X e Y , segundo Hoffmann e Vieira (1977), admitindo que Y é a variável dependente e X é a variável independente, ou seja, Y é uma função linear de X , é definido pela equação 58. Ao estabelecer uma regressão linear simples consideramos que a média do erro (u_i) é nula.

$$Y_i = a_1 + a_2 X_i + u_i \quad (58)$$

As estimativas $\hat{a}_1$ e $\hat{a}_2$ dos parâmetros a_1 e a_2 são feitas considerando o método dos mínimos quadrados. O método dos mínimos quadrados adota como estimativa dos parâmetros os valores que minimizam a soma dos quadrados dos erros (SQE), como mostra a equação 59. A função SQE será mínima quando suas derivadas parciais em relação a $\hat{a}_1$ e $\hat{a}_2$ forem nulas, como mostram as equações 60 e 61. A resolução do sistema gerado pelas equações 60 e 61 permite obter os valores de $\hat{a}_2$ e $\hat{a}_1$ como mostram as equações 62 e 63, respectivamente.

$$SQE = \sum_{i=1}^n u_i^2 = \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \hat{a}_1 - \hat{a}_2 X_i \right)^2 \quad (59)$$

$$\frac{\partial SQE}{\partial \hat{a}_1} = -2 \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \hat{a}_1 - \hat{a}_2 X_i \right) = 0 \quad (60)$$

$$\frac{\partial SQE}{\partial \hat{a}_2} = 2 \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \hat{a}_1 - \hat{a}_2 X_i \right) (X_i) = 0 \quad (61)$$

$$\hat{a}_2 = \frac{n \sum XY - (\sum X)(\sum Y)}{n \sum X^2 - (\sum X)^2} \quad (62)$$

$$\hat{a}_1 = \frac{(\sum X^2)(\sum Y) - (\sum X)(\sum XY)}{n \sum X^2 - (\sum X)^2} = \bar{Y} - \hat{a}_2 \bar{X} \quad (63)$$

A equação 64 mostra a reta de regressão estimada.

$$\hat{Y} = \hat{a}_1 + \hat{a}_2 X \quad (64)$$

O coeficiente de determinação (r^2), apresentado na subseção 4.3.3, pode ser expresso para uma regressão linear simples pela equação 65.

$$r^2 = \frac{\sum \hat{Y}_i^2}{\sum Y_i^2} \quad (65)$$

A obtenção dos termos aG e P_{erro} , mencionadas na seção anterior, pode ser realizada utilizando o comando *polyfit* do programa Matlab®, que executa uma regressão linear simples como foi descrito acima.

4.6.2 Regressão linear múltipla

O modelo estatístico de uma regressão linear múltipla, segundo Hoffmann e Vieira (1977), apresenta uma variável dependente (Y) como função linear de duas ou mais variáveis independentes (X_i), como mostram as equações 66 e 67. Ao estabelecer uma regressão linear múltipla também consideramos que a média do erro (u_i) é nula.

$$Y_i = a_1 + a_2 X_{1i} + a_3 X_{2i} + \dots + a_n X_{ni} + u_i \quad (66)$$

$$Y_i = a_1 + \sum_{j=1}^n a_j X_{ji} + u_i \quad (67)$$

Uma maneira de simplificar os cálculos de uma regressão linear múltipla é utilizando variáveis centradas na média, como mostra a equação 68, onde x_{ij} é a variável X_{ij} centrada na média. Neste caso o modelo estatístico da regressão linear múltipla é representado pela equação 69 ou em notação matricial pela equação 70.

$$x_{ij} = X_{ij} - \bar{X}_i \quad (68)$$

$$Y_i = a_1 + a_2 x_{1i} + a_3 x_{2i} + \dots + a_n x_{ni} + u_i \quad (69)$$

$$y = Xa + u \quad (70)$$

A estimativas $\hat{a}_n$ do parâmetro a_{ni} da regressão linear múltipla também é feita considerando o método dos mínimos quadrados. A soma dos quadrados dos erros (SQR) para a regressão linear múltipla será mínima quando os valores de $\hat{a}_n$ tornarem sua diferencial identicamente nula, como mostra a equação 71, obtendo o sistema de equações normais apresentado na equação 72.

$$dSQR = -2 \left(d \hat{a}' \right) X' y + 2 \left(d \hat{a}' \right) X' X \hat{a} = 0 \quad (71)$$

$$X' X \hat{a} = X' y \quad (72)$$

Se a matriz $X'X$ não for uma matriz singular, pode-se obter a sua inversa $(X'X)^{-1}$ e, multiplicando a equação 72 por esta inversa obtém-se a estimativa $\hat{a}$ dos parâmetros a_n , como mostra a equação 73.

$$\hat{a} = (X'X)^{-1} X' y \quad (73)$$

Entretanto, para se obter as estimativas $\hat{a}$ dos parâmetros a_n é necessário construir as matrizes $X'X$ e $X'y$ como mostram as equações 74 e 75 respectivamente.

$$X'X = \begin{bmatrix} n & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \sum x_{1j}^2 & \sum x_{1j}x_{2j} & \cdots & \sum x_{1j}x_{ij} \\ 0 & \sum x_{1j}x_{2j} & \sum x_{2j}^2 & \cdots & \sum x_{2j}x_{ij} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \sum x_{1j}x_{ij} & \sum x_{2j}x_{ij} & \cdots & \sum x_{ij}^2 \end{bmatrix} \quad (74)$$

$$X'y = \begin{bmatrix} \sum Y_j \\ \sum x_{1j}Y_j \\ \sum x_{2j}Y_j \\ \vdots \\ \sum x_{ij}Y_j \end{bmatrix} \quad (75)$$

A reta ajustada pela regressão linear múltipla é apresentada na equação 76.

$$\hat{Y} = \hat{a}_1 + \sum_{i=1}^j \hat{a}_i x_i \quad (76)$$

Assim como na regressão linear simples o coeficiente de determinação (r^2), pode ser expresso para uma regressão linear múltipla pela equação 65.

Os modelos estatísticos de estimação de λ , baseados no sinal de pressão no cilindro, foram obtidos através de um algoritmo construído no Matlab[®] que realiza regressões lineares múltiplas com uma variável dependente e n variáveis independentes, como foi descrito acima. Este algoritmo encontra-se no ANEXO C.

4.6.3 Modelos estatísticos obtidos

Antes da obtenção dos modelos estatísticos de estimação de λ foram levantados os valores do volume no cilindro segundo as formulações apresentadas na seção 2.2 (aproximação do volume no cilindro apresentada por Taylor (1968)), e dos valores de aG e P_{erro} segundo as formulações, apresentadas na seção 3.3.2. O valores de P_{erro}

foram subtraídos do sinal de pressão no cilindro antes do início do desenvolvimento dos modelos estatísticos. As unidades de pressão e de volume no cilindro foram fixadas em Pa e m³, respectivamente. Os momentos calculados foram normalizados pela área sob a curva da pressão de acionamento, como apresentado na seção 3.5.1.

Em seguida foram construídas três janelas do sinal de pressão no cilindro, com relação ao ângulo de árvore de manivelas:

- **Janela 1:** a partir do ângulo do momento da centelha (ϕ) até $\phi + 120$ graus;
- **Janela 2:** a partir de 45 graus APMS até 75 graus DPMS;
- **Janela 3:** a partir do ângulo de fechamento da válvula de admissão até o ângulo de abertura da válvula de escape (janela correspondente aos tempos de compressão e expansão);

A partir destas janelas foram calculados os momentos centrados na média, de segunda ordem até nonagésima ordem (M_2 até M_{19}), utilizando o algoritmo de cálculo numérico dos momentos utilizando somas de Riemann, apresentado no ANEXO B. Estes primeiros momentos calculados foram utilizados para a obtenção dos modelos estatísticos 1 e 2 de estimação de λ , baseados no sinal de pressão no cilindro, os quais estão representados pelas equações 77 e 78, respectivamente, onde N é a rotação do motor. O modelo 1 é equivalente ao apresentado na seção 3.5.1.

$$\text{Modelo1} \Rightarrow \lambda = a_1 + a_2N + a_3aG + a_4M_2 + a_5M_3 \quad (77)$$

$$\text{Modelo2} \Rightarrow \lambda = a_1 + a_2N + a_3aG + a_4M_2 + a_4M_3 + \dots + a_nM_{19} \quad (78)$$

Os modelos 3 e 4 tem a mesma formulação do modelo 1, mas os momentos utilizados para a suas construções foram calculados utilizando os algoritmos de cálculo numérico dos momentos utilizando o método dos trapézios e o método de Simpson, respectivamente. Os modelos 3 e 4 foram calculados com o intuito de verificar se o aumento da precisão no cálculo das integrais que compõe os momentos também é verificado na obtenção dos modelos estatísticos de estimação λ .

Os modelos 1 e 2 foram utilizados para verificar qual das janelas do sinal de pressão no cilindro tem melhor desempenho na estimativa de λ ciclo a ciclo e,

também, para avaliar o desempenho de uma pequena quantidade (dois) de momentos em relação a uma quantidade maior de momentos (18) na estimativa de λ ciclo a ciclo.

Esta primeira etapa de testes utilizando os modelos 1 e 2 permite analisar qual das janelas do sinal de pressão no cilindro pode melhor estimar λ , enquanto que a análise do número de momentos permite apenas visualizar os conceitos teóricos, que apontam que um maior número de momentos representa exatamente a distribuição estudada, pois a utilização de um número tão grande como esse de momentos impossibilitaria a sua implementação nos sistemas de controle eletrônico de motores.

5 RESULTADOS ALCANÇADOS

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, serão mostrados os modelos estatísticos construídos para estimação de λ baseados no sinal de pressão no cilindro, assim como serão avaliados os seus desempenhos nesta estimação. Primeiramente serão descritas as características dos dados experimentais utilizados para construção e avaliação dos modelos de estimação. Em seguida serão mostrados os modelos obtidos e por último os testes feitos para verificar o desempenho destes modelos na estimação de λ ciclo a ciclo.

5.2 DADOS EXPERIMENTAIS DA PRESSÃO NO CILINDRO

Os dados experimentais da pressão no cilindro utilizados no presente trabalho foram obtidos por Silva (2004). A TABELA 1 mostra um resumo das condições de operação empregadas por Silva (2004) para coleta dos dados da pressão no cilindro (de aproximadamente 20 ciclos) durante os ensaios dinamométricos de um motor GM de 1992 de 1,998 litros, com taxa de compressão de 12:1, quatro cilindros, injeção eletrônica de combustível mono-ponto, curso do pistão de 86 mm, diâmetro do pistão de 86 mm, volume da câmara de combustão de 41,625 cm³ e movido a etanol (mistura ar-combustível estequiométrica igual a 8,33). Na TABELA 1 são apresentados os valores da relação A/C, de λ e de ϕ em função da abertura da borboleta de aceleração (%) e da rotação (rpm) obtidos durante os ensaios dinamométricos, enquanto que o momento da centelha (ϕ – ângulo da árvore de

manivelas em que ocorre o momento da centelha) foi obtido por meio de um algoritmo de interpolação bidimensional, feito no Matlab® - o qual se encontra no ANEXO A, que reconstruiu o mapa original do avanço do motor, como mostra a FIGURA 35, baseado nos dados obtidos a partir do software ECM 2001.

TABELA 01 – Resumo das condições de operação do motor.

Dados do Motor					
Borboleta (%)	Rotação (rpm)	Relação A/C	ϕ	λ	φ
30	1500	7,550326367	1,103705049	0,906039164	92
	2000	7,306073066	1,140603613	0,876728768	105
	3000	8,514466591	0,978726412	1,021735991	111
50	1500	7,669099932	1,08661165	0,920291992	89
	2000	6,496997737	1,282643718	0,779639728	95
	3000	7,297630475	1,141923171	0,875715657	96
	4000	7,630282807	1,092139511	0,915633937	101
70	1500	7,47699112	1,114530324	0,897238934	81
	2000	6,46010609	1,289968495	0,775212731	86
	3000	7,171238616	1,162049372	0,860548634	85
	4000	8,378926018	0,994558648	1,005471122	98
100	1500	7,433940361	1,12098469	0,892072843	61
	2000	6,921954368	1,203898912	0,830634524	65
	3000	7,498128865	1,111388385	0,899775464	70
	4000	8,772212525	0,949969385	1,052665503	78

FIGURA 35 – Mapa do avanço da centelha do motor GM (1992) de 1,998 litros.

Além dos dados de pressão no cilindro Silva (2004) também mediu os momentos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape, como mostra a TABELA 2.

TABELA 02 – Abertura e fechamento das válvulas de admissão e de escape.

Admissão		Exaustão	
Abre APMS	Fecha DPMI	Abre APMI	Fecha DPMS
15°	82°	59°	40°

Os dados do sinal de pressão no cilindro que se encontravam em pacotes de aproximadamente 20 ciclos foram separados em ciclos individuais através de um algoritmo de seleção de dados feito no Matlab®. Os ciclos separados tiveram a inclusão do ângulo da árvore de manivelas em função do traço da pressão no cilindro, como mostra a FIGURA 36.

Todos os ciclos obtidos foram visualizados e observou-se que uma pequena parcela deles apresentava combustão anormal branda, como mostra a FIGURA 37, e em alguns casos combustão anormal severa, como mostram a FIGURA 38.

FIGURA 36 Curva da pressão no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas

FIGURA 37 – Curva da pressão no cilindro com combustão anormal branda.

FIGURA 38 – Curva da pressão no cilindro com combustão anormal severa.

Estas anormalidades na combustão também podem ser visualizadas no diagrama $P - V$, como mostra a FIGURA 39.

FIGURA 39 – Diagrama $P - V$ de um ciclo que apresenta combustão anormal severa.

Entretanto, todos os ciclos que apresentaram combustão anormal severa foram excluídos durante a construção e teste dos modelos estatísticos de estimação de λ , com o intuito de evitar distorções na estimativa, pois a identificação da ocorrência de combustão anormal deve ser feita por métodos ou modelos específicos para esta função.

5.3 MODELOS OBTIDOS

Durante a execução do algoritmo de construção dos modelos estatísticos, apresentado no ANEXO D, observou-se que a estimação da pressão de acionamento, através do equacionamento apresentado na seção 3.5.1, apresentou bom desempenho, como mostra a FIGURA 40, onde a linha contínua representa a pressão de

acionamento e a linha tracejada representa a pressão no cilindro com combustão. A obtenção dos momentos, do termo aG e da normalização dos momentos também não apresentou nenhuma anormalidade.

FIGURA 40 – Visualização da curva de pressão de acionamento (linha contínua representa a pressão de acionamento e a linha tracejada representa a pressão no cilindro com combustão).

Entretanto, os primeiros modelos obtidos a partir dos dados de pressão no cilindro, fornecidos por Silva (2004), apresentaram erro rms de aproximadamente 0,06 e coeficientes de determinação entre 0,4 e 0,5, indicando, portanto, baixa relação de linearidade entre as variáveis independentes e a variável dependente dos modelos. Isto ocorreu devido a má distribuição dos pontos medidos de λ (variável dependente), ou seja os dados de λ estavam concentrados em um grupo de pontos compreendidos entre 0,86 e 0,92 (grupo 1 – compreendido por 9 pontos), como pode ser observado na TABELA 1, variando de 0,01 a 0,02 de um ponto a outro, enquanto que os pontos 0,775 a 0,779 (grupo 2 – compreendido por 2 pontos) e 1,00 a 1,05 (grupo 3 – compreendido por 3 pontos) formavam outros dois grupos distintos. A distância entre o menor valor de λ do grupo 1 (0,86) e o maior valor de λ do grupo 2

(0,779) é de 0,07 excedendo, portanto, a variação de λ entre 0,01 a 0,02 empregada dentro do grupo 1. Esta distância desproporcional entre os pontos medidos de λ também ocorre entre o maior valor de λ do grupo 1 (0,92) e o menor valor de λ do grupo 3 (1,00), correspondendo a uma variação de 0,08. Próximo do grupo 1 também se verifica a existência de um ponto de λ igual a 0,83 que também apresenta variação desproporcional (0,03) a apresentada dentro do grupo 1, entretanto este ponto não chega a caracterizar um novo grupo de pontos, mas apenas uma distorção dentro do grupo 1, ou seja este ponto pode ser considerado como integrante do grupo 1.

A existência destes grupos distintos de pontos dentro dos dados experimentais faz com que a reta ajustada pela regressão linear múltipla, aplicada sobre estes dados, apresente desvios. Estes desvios são causados porque a regressão linear múltipla está baseada no método dos mínimos quadrados que tende a minimizar com maior ênfase a soma dos quadrados dos erros da faixa de maior concentração de pontos amostrados, gerando, portanto, uma reta que passa no máximo por dois dos grupos existentes (pelos grupos com maior concentração de pontos). O grupo de pontos pelo qual a reta ajustada pela regressão linear múltipla não passa provoca o aumento do erro rms da estimativa de λ e a diminuição do coeficiente de determinação da regressão linear múltipla, uma vez que quanto maior for a distância entre os pontos de λ estimada e a reta ajustada maiores serão os erros rms e menor será o coeficiente de determinação da regressão linear múltipla (ambos são funções dos valores de λ estimada).

No caso dos primeiros modelos obtidos a estimativa de λ para os pontos do grupo 2 apresentava um erro muito grande em relação ao valor de λ medido, sendo que o mesmo acontecia com o maior valor de λ do grupo 3 (1,05). Foram, então, realizados vários arranjos dos dados experimentais para a execução da regressão linear múltipla e verificou-se que a exclusão dos dados do grupo 2 e do maior valor de λ do grupo 3 resultou nos melhores valores do coeficiente de determinação e do erro rms para a estimativa de λ . Entretanto, a faixa de operação dos modelos obtidos ficou restrita a $0,83 \leq \lambda \leq 1,02$, sendo que a estimativa de λ acima ou abaixo destes valores apresenta erros substancialmente maiores do que dentro desta faixa.

Esta restrição na faixa de operação dos modelos não representa uma restrição da capacidade do Método dos Momentos na estimativa de λ mas sim numa limitação

imposta pela forma como os dados experimentais foram coletados. Entretanto, cabe ressaltar que os dados experimentais obtidos por Silva (2004) não tinham como objetivo principal a estimação de λ a partir do traço da pressão no cilindro, mas mesmo assim permitem verificar a capacidade do Método dos Momentos em estimar λ dentro de uma faixa restrita de operação do motor assim como verificar a sua aplicação em um motor a etanol.

A restrição na faixa de operação dos modelos pode ser evitada através da obtenção de dados experimentais distribuídos proporcionalmente nos regimes de mistura rica e mistura pobre e espaçados por uma variação constante do valor de λ , como por exemplo dados coletados entre $0,8 < \lambda < 1,2$ com λ variando em intervalos de 0,1 (0,8; 0,9; ...; 1,2). Já a eficiência da aplicação do Método dos Momentos na estimação de λ pode ser melhorada com a utilização de dados experimentais que variam o valor de λ para cada condição de operação do motor, como por exemplo, variando o valor de λ de 0,8 até 1,2 para cada valor de abertura de borboleta versus rotação. A variação do valor de λ em cada condição de operação do motor melhora a eficiência do Método dos Momentos porque os momentos calculados passam a perceber as variações de λ dentro de uma determinada condição de operação e não somente o valor de λ para cada mudança de condição de operação do motor.

Os modelos obtidos, após estas considerações, são apresentados através do uso de quatro tabelas contendo os seus coeficientes a_n para cada uma das janelas de pressão analisadas, como foi descrito na seção 4.6.3. A última linha destas tabelas apresenta o coeficiente de determinação r^2 , calculado segundo as formulações apresentadas na seção 4.6.1. A TABELA 03 apresenta o modelo 1 obtido para as três janelas de pressão no cilindro, definidas na seção 3.6.3, assim como a TABELA 4 apresenta o modelo 2, a TABELA 5 apresenta o modelo 3 e a TABELA 6 apresenta o modelo 4.

TABELA 03 – Coeficientes a_n dos modelos 1 para as três janelas da pressão no cilindro.

Modelo 1			
a_n	Janelas		
	1	2	3
1	0,769859596	0,994258896	0,954687982
2	0,000020240	0,000039143	0,000043717
3	0,006951076	-0,088137562	-0,077997299
4	0,000204047	-0,000062457	-0,000004068
5	-0,000007425	-0,000013087	-0,000005125
r^2	0,660933487	0,692918957	0,697473235

TABELA 04 – Coeficientes a_n dos modelos 2 para as três janelas da pressão no cilindro.

Modelo 2			
a_n	Janelas		
	1	2	3
1	6,094323E-01	1,148722E+00	-2,410362E-01
2	2,313720E-05	3,918356E-05	3,592374E-05
3	-2,847321E-03	-9,638072E-02	-7,139541E-02
4	2,454843E-02	7,704687E-03	1,506961E-03
5	-2,459215E-04	-9,447573E-04	-6,393765E-04
6	-1,545170E-04	-7,514694E-05	-1,087480E-05
7	-3,095765E-06	-2,075661E-06	1,437078E-06
8	2,634812E-07	3,057851E-07	9,721414E-09
9	6,129990E-09	1,647557E-08	-1,299333E-09
10	-2,200567E-10	-7,411791E-10	-9,905490E-13
11	-3,954006E-12	-2,994019E-11	5,788800E-13
12	1,051595E-13	9,430567E-13	-9,464874E-16
13	8,667513E-16	2,631206E-14	-1,408350E-16
14	-2,312835E-17	-6,267140E-16	3,116251E-19
15	3,124024E-20	-1,307002E-17	1,961818E-20
16	-7,106960E-22	2,213140E-19	-3,843624E-23
17	-6,591985E-24	3,775500E-21	-1,558202E-24
18	8,637180E-25	-3,952518E-23	2,111951E-27
19	-6,927563E-27	-5,931934E-25	6,533929E-29
20	-3,010872E-29	2,815510E-27	-4,255138E-32
21	3,319135E-31	3,918934E-29	-1,113475E-33
r^2	0,894742	0,847101	0,861934

TABELA 05 – Coeficientes a_n dos modelos 3 para as três janelas da pressão no cilindro.

a_n	Modelo 3		
	Janelas		
	1	2	3
1	0,768602007	0,984361288	0,948018186
2	0,000021920	0,000041554	0,000046060
3	0,007220951	-0,087515642	-0,077560067
4	0,000204203	-0,000055806	-0,000002122
5	-0,000007414	-0,000012966	-0,000005089
r^2	0,661452035	0,693835513	0,697861425

TABELA 06 – Coeficientes a_n dos modelos 4 para as três janelas da pressão no cilindro.

a_n	Modelo 4		
	Janelas		
	1	2	3
1	0,779238989	0,955067736	0,985354858
2	0,000020501	0,000039256	0,000043473
3	0,008504335	-0,090110164	-0,082573797
4	0,000200639	-0,000032451	-0,000013112
5	-0,000007527	-0,000013028	-0,000004852
r^2	0,659603657	0,674287716	0,703623353

Observando estas tabelas pode-se notar que os modelos 1, 3 e 4 obtidos a partir dos momentos calculados sobre a janela 1 de pressão no cilindro apresentaram r^2 aproximadamente iguais a 0,66, enquanto que, estes mesmos modelos obtidos a partir dos momentos calculados sobre as janelas 2 e 3 de pressão no cilindro apresentaram r^2 aproximadamente iguais a 0,69. Esta pequena diferença é ocasionada pelo fato que a janela 1 varia conforme o momento da centelha empregado em cada condição de operação do motor, enquanto que, as demais janelas são fixas, ou seja, a janela 1 é mais sensível ao momento da centelha permitindo, portanto, estimar λ para qualquer momento da centelha empregado. A vantagem de estimar λ para qualquer momento da centelha empregado compensa a pequena diferença de r^2 apresentada entre a janela 1 e as demais janelas.

O modelo 2 é o que apresenta melhor relação de linearidade entre as variáveis independentes e a variável dependente (apresenta r^2 mais próximo de 1), isto ocorre devido ao fato que um maior número de momentos, empregados na construção deste modelo, permite uma melhor representação da distribuição de λ , entretanto, sua

aplicação em um sistema de controle eletrônico de motores é bastante difícil devido ao seu alto requisito computacional. A escolha do número de momentos do modelo 2 foi determinada pela limitação de alguns programas computacionais utilizados durante o desenvolvimento do presente trabalho, entretanto, com o desenvolvimento do algoritmo de regressão apresentado no ANEXO C pode-se aumentar “tanto quanto for conveniente” o número de variáveis independentes dos modelos de regressão linear múltipla.

5.4 TESTES DOS MODELOS OBTIDOS

Os testes dos modelos estatísticos de estimação de λ foram realizados através da utilização de três traços da pressão no cilindro para cada condição de operação do motor (rotação x abertura da borboleta de aceleração), sendo que eles foram escolhidos aleatoriamente dentro de um pacote composto entre 4 e 8 traços, os quais não foram utilizados na construção dos modelos. Os resultados destes testes foram analisados tanto graficamente (FIGURAS 41 a 46) como através do erro rms (TABELA 7).

TABELA 07 – Erro rms dos testes realizados com os modelos 1, 2, 3 e 4 considerando as janelas 1, 2 e 3.

Modelos	Erro rms		
	Janelas		
	1	2	3
1	0,0321	0,031	0,0312
2	0,0212	0,02	0,208
3	0,0321	0,031	0,0312
4	0,0321	0,0322	0,0313

Analisando os erros rms do modelo 1, apresentados na TABELA 7, pode-se concluir que a pequena diferença no coeficiente de determinação r^2 , entre o modelo obtido na janela 1 em relação aos modelos obtidos nas janelas 2 e 3, discutida na seção anterior, resulta também em uma pequena diferença entre os erros rms do modelo. Entretanto, esta diferença no erro rms é de aproximadamente 0,001 justificando, portanto, a escolha da janela 1 em vez das janelas 2 e 3 para a obtenção

dos modelos, uma vez que a janela 1 permite a estimação de λ para qualquer momento da centelha empregado o que não ocorre quando se utiliza as janelas 2 e 3 (limitação relatada na literatura conforme apresentado na seção 3.5.1). Outra observação que pode ser feita sobre o erro rms do modelo 1 obtido a partir da janela 1 (0,0321) é que ele está muito próximo do erro relatado na literatura, para um motor a gasolina, para este mesmo modelo (0,029, apresentado na seção 3.5.1).

O desempenho do modelo 1 na estimação de λ para cada janela também pode ser observado graficamente através das FIGURAS 41, 42 e 43. A pequena diferença na estimativa de λ para cada janela pode ser melhor observada comparando as estimativas de cada janela em relação a reta de referência (reta ideal de ajuste entre λ estimada e λ medida, ou seja, λ estimada = λ medida) incluída nestas figuras.

FIGURA 41 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 1 construído a partir da janela 1.

FIGURA 42 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 1 construído a partir da janela 2.

FIGURA 43 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 1 construído a partir da janela 3.

Após a escolha da janela 1 para obtenção dos modelos de estimação de λ foram analisados os desempenhos dos modelos 3 e 4 em relação ao modelo 1. Como já foi descrito anteriormente a única diferença entre os modelos 1, 3 e 4 é a utilização de métodos de integração diferentes para a computação dos momentos utilizados para construção destes modelos. Esperava-se que a maior precisão dos métodos de integração por trapézios e pelo método de Simpson em relação as somas de Riemann resultassem também em uma maior precisão na estimativa de λ , entretanto, isto não se verificou. Os erros rms dos modelos 3 e 4 obtidos a partir da janela 1 utilizando os métodos de integração por trapézios e por Simpson, respectivamente, foram idênticos ao erro rms do modelo 1, também obtido a partir da janela 1, mas utilizando o método de integração por somas de Riemann. Portanto, pode-se concluir que para este número de pontos utilizados (12 condições de operação do motor) a utilização de métodos de integração mais precisos não melhoram o desempenho da estimativa de λ e que a utilização do método de integração por somas de Riemann é suficiente para a resolução das integrais existentes nos modelos, logo não é necessário aumentar os requisitos computacionais dos modelos, com a utilização de métodos de integração mais complexos, para melhorar a estimativa de λ .

As FIGURAS 44 e 45 mostram graficamente o desempenho da estimativa de λ pelos modelos 3 e 4, respectivamente.

A última análise realizada foi quanto ao desempenho de um número maior de momentos para a estimação de λ . Como era esperado a utilização de um número maior de momentos para construção dos modelos diminui significativamente o erro rms na estimativa de λ , o erro rms cai de 0,0321 com a utilização de apenas dois momentos para 0,0212 com a utilização de dezoito momentos (considerando os modelos 1 e 2, respectivamente, obtidos a partir da janela 1). Isto ocorre devido a maior capacidade de descrever a distribuição de λ quando se utiliza um número grande de momentos, entretanto, a aplicação de um grande número de momentos para obtenção dos modelos de estimação de λ aumenta substancialmente os requisitos computacionais restringindo a sua implementação nos sistemas de controle eletrônico de motores, como já foi mencionado anteriormente.

A FIGURA 46 mostra graficamente o desempenho da estimativa de λ pelo modelo 2 obtido a partir da janela 1.

FIGURA 44 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 3 construído a partir da janela 1.

FIGURA 45 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 4 construído a partir da janela 1.

FIGURA 46 – Resultados obtidos na estimação de λ através do modelo 2 construído a partir da janela 1.

Através dos testes e análises realizados pode-se concluir que o modelo 1 obtido a partir da janela 1 de pressão no cilindro é o que apresenta os melhores resultados, considerando a relação entre custo computacional e erro rms na estimativa de λ .

6 CONCLUSÕES

Diante dos resultados obtidos pode-se concluir que:

- O Método dos Momentos é capaz de estimar λ a partir do sinal de pressão no cilindro em um motor ciclo Otto a etanol;
- A utilização de um maior número de momentos melhora a estimativa de λ , mas também, aumenta substancialmente os requisitos computacionais;
- O emprego de métodos de integração numérica mais precisos não melhoram a precisão dos modelos estatísticos de estimação da relação ar-combustível baseados no sinal de pressão no cilindro, considerando que foram empregados um número pequeno de pontos (condições de operação do motor).

Com este trabalho, pretende-se dar os primeiros passos para o desenvolvimento de novos sistemas de controle da relação ar-combustível baseados no sinal de pressão no cilindro e o estudo e desenvolvimento de novas técnicas de estimação da relação ar-combustível, momento da centelha, detecção de combustão anormal, etc.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos resultados alcançados com o desenvolvimento do presente trabalho são sugeridos os seguintes trabalhos futuros:

- Obtenção de dados experimentais da pressão no cilindro em uma extensa faixa de operação do motor, partindo do limite de mistura rica até o limite de mistura pobre para cada condição de operação do motor;
- Desenvolvimento e verificação do desempenho de outras técnicas de estimação da relação ar-combustível baseadas no sinal de pressão no cilindro como, por exemplo, peso molecular, taxa de pressão, calor liberado e torque indicado;
- Verificação da capacidade do Método dos Momentos em estimar o avanço da centelha e de identificar a ocorrência de combustão anormal;
- Aplicação de métodos baseados no sinal de pressão no cilindro para identificação da posição da árvore de manivelas, taxa de compressão e rotação do motor;
- Desenvolvimento de sistemas de controle da relação ar-combustível baseados no sinal de pressão no cilindro que permitam que o motor opere na zona de máxima economia de combustível ou no limite de mistura pobre;
- Desenvolvimento de sistemas de controle que incorporem todos os benefícios da utilização do sinal de pressão no cilindro como estratégia de controle como, por exemplo, o controle da relação ar-combustível, momento da centelha, detecção de falhas e de combustão anormal, etc.

ANEXO A

Mapa do avanço da ignição.

```
% Mapa do avanço da ignição
% Dados do motor: carga, rotação e avanço (fonte: ECM 2001)
carga_observada=input('Carga do Motor (Valores de 9 a 100):'); % Entrada de valores
rotacao_observada=input('Rotação do Motor (Valores de 700 a 6000):');
carga=[9,18,27,36,45,55,64,73,82,91,100]; % Vetor carga
% Vetor rotação
rotacao=[700,800,900,1100,1200,1400,1700,1900,2200,2500,2900,3400,3900,4500,5200,6000];
% Através de dois vetores (carga e rotação) o comando meshgrid retorna duas matrizes (car e rot)
% contendo a 'malha' de coordenadas necessárias para a geração de uma superfície
% (mapa do avanço da ignição)
[car,rot]=meshgrid(carga,rotacao);
% Vetor avanço
avanco=[57,74,68,63,57,51,46,40,34,28,28;57,80,74,68,63,57,51,46,40,34,34;
57,68,78,78,77,68,63,57,48,46,43;57,68,80,80,77,71,63,57,57,57,57;
57,71,85,85,77,71,68,65,63,63,60;57,71,88,88,88,85,82,80,74,65,60;
71,74,102,100,97,91,85,82,80,68,63;57,74,105,102,97,91,88,85,82,71,65;
97,119,108,102,100,94,88,85,82,71,65;102,122,111,105,97,91,88,85,77,71,68;
108,128,114,105,97,94,85,82,79,72,69;108,125,114,108,100,97,94,94,91,80,74;
108,122,114,108,102,100,100,97,94,82,77;108,122,114,108,102,100,100,97,97,85,80;
108,122,114,108,102,97,91,91,91,88,80;108,122,114,108,102,97,91,91,91,88,80];
figure(1); % Abre uma janela gráfica
title('Mapa do avanço da ignição'); % Título do gráfico
xlabel('Rotação (rpm)'); % Nome do eixo x
ylabel('Carga (% )'); % Nome do eixo y
zlabel('Avanço (graus)'); % Nome do eixo z
axis([0,6000,0,100,0,130]); % Determina os limites das escalas dos eixos
grid; % Habilita exibição de grade
hold on; % Habilita a exibição do gráfico na mesma janela
mesh(rot,car,avanco); % Gera uma malha (mapa do avanço da ignição)
surf(rot,car,avanco); % Colore a superfície da malha gerada
% Interpolação bidimensional na superfície gerada para os valores de carga e rotação observados
avanco_observado=interp2(car,rot,avanco,carga_observada,rotacao_observada);
% Retorna o valor arredondado da variável especificada
Avanco_da_Ignicao=round(avanco_observado)/5;
% Retorna o valor do momento da centelha ( $\phi$ )
display(Avanço_da_Ignicao);
```


ANEXO B – Listagem de comandos para o Matlab[®]

Integração numérica utilizando somas de Riemann.

```
function sr=riemann(x,y);
% Integração Numérica utilizando as somas de Riemann
% y corresponde a uma função integrável no intervalo [a,b] (y e um vetor coluna)
% y é tomada (calculada) no extremo esquerdo de cada subintervalo (h)
m=length(x);      % Comprimento da variável x
% a,b corresponde ao intervalo de integração no eixo x
a=x(1,1);          % Determinação do intervalo [a,b]
b=x(m,1);
n=m-1;            % Determinação do número de subintervalos
h=(b-a)/n;         % Determinação da largura (h) de cada subintervalo (retângulo)
sr=h*(sum(y(1:m-1))); % sr corresponde ao valor da integral da função y
```

Integração numérica utilizando o método dos trapézios.

```
function trap=trapezio(x,y);
% Integração numérica
% Utilizando o método do trapézio
% y corresponde a uma função integrável no intervalo [a,b] (y e um vetor coluna)
% Área do trapézio e igual a (deltax/2)*(f(x-1,1)+f(x,1))
% A integral corresponde ao somatório de todas as áreas dos trapézios
m=length(x);      % Comprimento da variável x
a=x(1,1);          % Determinação do intervalo [a,b]
b=x(m,1);
n=m-1;            % Determinação do número de subintervalos
h=(b-a)/(2*n);     % Determinação da largura (h) de cada subintervalo (retângulo)
trap=h*(y(1,1)+sum(2*(y(2:m-1)))+y(m,1)); % trap corresponde ao valor da integral da função y
```

Integração numérica utilizando método de Simpson.

```
function integral=simpson(x,y);
% Integração numérica
% Utilizando o método de Simpson
% y corresponde a uma função integrável no intervalo [a,b] (y é um vetor coluna)
% O método de Simpson requer que o número de subintervalos seja um número par (n é par)
% Os subintervalos são compostos por diferenças entre dois pontos (x1-x0,x2-x1,...,xn-xn-1)
% Aproxima o gráfico de y utilizando porções de gráficos com equações na forma  $y=cx^2+dx+e$ 
% Portanto se  $c \approx 0$  o gráfico de y é uma parábola
% O somatório destas porções representa a integral de y
m=length(x);      % Comprimento da variável x
% Ajuste do número total de pontos amostrados (m) para obter um valor ímpar, ou seja, n par
if rem(m,2)~=1
    m=m-1;
else
    m=m;
end;
a=x(1,1);          % Determinação do intervalo [a,b]
b=x(m,1);
n=m-1;             % Determinação do número de subintervalos
h=(b-a)/n;         % Determinação da largura (h) de cada subintervalo
% Criação de um vetor para o cálculo da integral
vetor(1,1)=y(1,1); % O índice k=1 (ímpar) corresponde a n=0 (par)
vetor(m,1)=y(m,1);
k=2;
while k<m;          % Cálculo dos demais elementos do vetor criado
    if rem(k,2)~=1; % Para k par tenho n ímpar
        vetor(k,1)=4*y(k,1);
    else
        vetor(k,1)=2*y(k,1); % Para k ímpar tenho n par
    end;
    k=k+1;
end;
integral=(h/3)*sum(vetor); % Simpson corresponde a integral da função y
```

Cálculo numérico dos momentos utilizando somas de Riemann.

```
function m=momentoriemann(x,y,r);
% Cálculo dos momentos centrados na média de ordem r
% my corresponde ao momento da lâmina em relação ao eixo yy (distribuição)
% m corresponde a massa da lâmina (distribuição)
% X corresponde a coordenada, no eixo x, do centro de massa (centróide) da lâmina
% (distribuição)
% m corresponde ao momento centrado na média de ordem r
my=riemann(x,(x.*y));
m=riemann(x,y);
X=my/m;
xr=(x-X).^r;
m=riemann(x,(xr.*y));
```

Cálculo numérico dos momentos utilizando o método dos trapézios.

```
function m=momentotrapezio(x,y,r);
% Cálculo dos momentos centrados na média de ordem r
% my corresponde ao momento da lâmina em relação ao eixo yy (distribuição)
% m corresponde a massa da lâmina (distribuição)
% X corresponde a coordenada, no eixo x, do centro de massa (centróide) da lâmina
% (distribuição)
% m corresponde ao momento centrado na média de ordem r
my=trapezio(x,(x.*y));
m=trapezio(x,y);
X=my/m;
xr=(x-X).^r;
m=trapezio(x,(xr.*y));
```

Cálculo numérico dos momentos utilizando o método de Simpson.

```
function m=momentosimpson(x,y,r);
% Cálculo dos momentos centrados na média de ordem r
% my corresponde ao momento da lâmina em relação ao eixo yy (distribuição)
% m corresponde a massa da lâmina (distribuição)
```

```
% X corresponde a coordenada, no eixo x, do centro de massa (centróide) da lâmina  
% (distribuição)  
% m corresponde ao momento centrado na média de ordem r  
my=simpson(x,(x.*y));  
m=simpson(x,y);  
X=my/m;  
xr=(x-X).^r;  
m=simpson(x,(xr.*y));
```


ANEXO C

Programa para cálculo de regressão linear múltipla para n variáveis independentes e uma variável dependente.

```
function regressao=reg(D,n);
% A função regressão=(D,n) faz a regressão linear múltipla de n variáveis independentes (X1, X2,
% ..., Xn)
% Retornando os coeficientes an ( $a_0, a_1, \dots, a_n$ ) do modelo linear
%  $Y=a_0+a_1X_1+a_2X_2+a_3X_3+\dots+a_nX_n$ 
% O vetor D deve conter as n variáveis independentes nas m primeiras colunas,
% respectivamente, e a variável dependente (Y) na coluna m+1

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Cálculos preliminares %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

L=length(D(:,1));          % Número de elementos das variáveis (X e Y) do vetor D
D2=D.^2;                   % Vetor D elevado ao quadrado (elemento a elemento)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Obtenção dos somatórios de  $X_j$ ,  $Y$ ,  $x_j^2$  e  $y^2$  e das médias de  $X_j$  e  $Y$  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

t=1;                        % Contador para o comando de repetição
a=n+1;                      % Limitante da repetição
while t<=a
    somaD(1,t)=sum(D(:,t));  % Somatório de cada variável do vetor D
    % Quadrado da soma de cada variável do vetor D dividido por L
    somaDq(1,t)=sum((somaD(1,t).^2)/L);
    somaD2(1,t)=sum(D2(:,t)); % Somatório de cada variável do vetor  $D^2$ 
    % Somatório de cada variável do vetor D2, centrada na media ( $x_1=X_1-\text{media}X_1$ )
```


%%
 %%% Construção das Matrizes $X'X$ e $X'y$ %%%
 %%%

```
% Ajuste do número de linhas e colunas do vetorxx (vetorxx(a,a))
c=zeros(2,n);
d=zeros(a,1);
vetorxx=[c;vetorxx];
vetorxx=[d vetorxx];
% Adição do número de elementos de cada variável ao vetorxx
vetorxx(1,1)=L;
% Completando a matriz  $X'X$  com os valores de  $x_j*x_j$  nas suas respectivas linhas e colunas
% do vetorxx
% Contadores do comando de repetição
f=2;
g=3;
h=1;
while h<=n
    vetor=vetorxx(g:a,f);          % Recorta os valores de  $x_j*x_j$  de uma coluna
    vetor=vetor';                  % Converte um vetor coluna para uma vetor linha
    vetorxx(f,g:a)=vetor;          % Atribui o vetor linha a sua respectiva posição no vetorxx
    % Aumento de uma unidade no valor dos contadores
    f=f+1;
    g=g+1;
    h=h+1;
end
% Completando a matriz  $X'X$  com os valores de  $x_j^2$  nas suas respectivas linhas e colunas
% do vetorxx
i=1;
j=2;
m=1;
while m<=n
    vetor2=somaD2_cm(1,i);          % Recorta os valores de  $x_j*x_j$  de uma coluna
    vetorxx(j,j)=vetor2;            % Atribui o vetor linha a sua respectiva posição no vetorxx
    % Aumento de uma unidade no valor dos contadores
    i=i+1;
    j=j+1;
    m=m+1;
end
```

```
% Completando a matriz x'Y com o valor do somatório de Y na sua respectivas posição no vetor xY
vetorxY(1,1)=somaD2_cm(1,a);
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Determinação dos coeficientes ( $a_n$ ) da regressão linear %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
% Estimativa dos parâmetros ( $a_n$ ) da regressão linear
```

```
% Resultado da regressão considerando as variáveis X1, X2,..., Xjn e Y não centradas na média
```

```
ep=inv(vetorxx)*vetorxY;
```

```
% Resultado da regressão considerando x1, x2,..., xjn (variáveis centradas na media)
```

```
% Contadores do comando de repetição
```

```
z=2;
```

```
w=1;
```

```
while w<=n
```

```
    % Obtenção do primeiro coeficiente  $a_n$  da regressão linear considerando variáveis centradas na
```

```
    % média
```

```
    total(w,1)=(ep(z,1)*mediaD(1,y));
```

```
    % Aumento de uma unidade no valor dos contadores
```

```
    z=z+1;
```

```
    w=w+1;
```

```
end
```

```
ep(1,1)=ep(1,1)-sum(total);
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Obtenção do coeficiente de determinação da regressão %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
% Contadores do comando de repetição
```

```
o=1;
```

```
p=2;
```

```
while o<a
```

```
    % Obtenção da soma dos quadrados da regressão (SQR)
```

```
    SQR(o,1)=sum(ep(p,1).*vetorxY(p,1));
```

```
    o=o+1;
```

```
    p=p+1;
```

```
end
```

```
SQR=sum(SQR);
```

```
% Obtenção do coeficiente de determinação ( $r^2 = SQR/Y^2$ )
```



```
R2=SQR/somaD2_cm(1,o)
```

```
% Mostra os coeficientes da regressão linear em um vetor coluna onde a última linha corresponde ao  
% coeficiente de determinação,  $r^2$  (coefd)
```

```
regressao=[ep;coefd];
```

ANEXO D

Construção dos modelos estatísticos

% Início da repetição

m=1;

while m<=120

%%
 % Escolha do arquivo utilizando uma caixa de diálogo %
 %%%

[Nome,Caminho]=uigetfile({'*.mat'},'Escolha um arquivo que contenha quatro variáveis
 (extensão .mat)');

if ~ischar (Nome) % Verifica se algum dado foi fornecido

warndlg('Nome do arquivo nao fornecido.');

else

arquivo=fullfile(Caminho,Nome); % Compõe nome do arquivo

load(arquivo); % Carrega o arquivo

end

%%
 % Entrada de dados do motor %
 %%%

rotacao=input('Rotação do motor:');

mc=input('Ângulo do momento da centelha (360° - avanço da centelha):');

lambda=input('Lambda:');

vaf=262; % Ângulo em que ocorre o fechamento da válvula de admissão (graus)

vea=481; % Ângulo em que ocorre a abertura da válvula de escape (graus)

rc=12; % Taxa de compressão do motor

vc_cm3=41.625; % Volume da câmara de combustão (centímetros cúbicos)

curso=86; % Curso do pistão (mm)

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Cálculo do volume do cilindro em relação ao ângulo do árvore de manivelas %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

% Conversão da unidade dos valores de af de bar para Pa (afpa)

```

```

afpa=af*100000;

```

```

vc=vc_cm3*0.000001;      % Conversão do volume da câmara de combustão de cm³ para m³

```

```

df_rad=df*0.01745329;    % Conversão do raio do árvore de manivelas de graus para radianos

```

```

% Cálculo do volume do cilindro em função do ângulo do árvore de manivelas segundo Taylor
(1968) em m³

```

```

volume=vc*(1+((0.5*(rc-1))*(1-cos(df_rad))));

```

```

volume_k=volume.^-1.4;   % Cálculo do volume do cilindro elevado a -k

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Criação da janela de dados para obter aG e Perro %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% (fase de compressão - válvula de admissão fechada até momento da centelha) %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

% Identifica com zero os valores de df que não satisfazem a condição e com 1 os que

```

```

% satisfazem

```

```

d0=(df>vaf) & (df<mc);

```

```

t=sum(d0);    % Faz o somatório de todos os valores do vetor d0

```

```

% Traz os valores identificados com 1 (que satisfazem a condição imposta) para o início

```

```

% do vetor v e coloca os índices originais no vetor k

```

```

[v k]=sort(-d0);

```

```

k=k(1:t);    % Corta o vetor k eliminando os pontos que não satisfazem a condição imposta

```

```

% Atribui as variáveis abaixo apenas os valores que satisfizeram a condição imposta

```

```

df0=df(k);

```

```

afpa0=afpa(k);

```

```

volume_k0=volume_k(k);

```

```

% Ajuste dos valores a uma reta utilizando o método dos mínimos quadrados (comando polyfit)

```

```

% O comando polyfit tem como variáveis de entrada os valores de x, y e n (polyfit(x,y,n)

```

```

% n representa o grau do polinômio (n>=1), neste caso n=1 (reta)

```

```

% O modelo utilizado é a equação da reta: y=ax +b onde x é o volume do cilindro e y é a pressão

```

```

% no cilindro

```

```

% a representa os coeficientes aG (a=mRTV^-k; G=ganho do sensor) e b o erro sistemático do
sensor (Perro)

```

```

% A última linha, dos grupos a seguir, representa os valores de af - Perro obtido

```

```

coef0=polyfit(volume_k0,afpa0,1);
aG=coef0(1,1);
Perro=coef0(1,2);
afpa_Perro=afpa-Perro;

% Construção dos vetores coluna do termo aG, da rotação e de lambda
vetoraG(m,1)=aG
vetorRot(m,1)=rotacao
vetorLambda(m,1)=lambda

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Reconstituição da curva de pressão de acionamento %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Criação das curvas de pressão de acionamento (psc), onde  $psc = aG \cdot v^k$ 
psc=aG*volume_k;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Criação da primeira janela de dados para obter os momentos %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Início no momento da centelha e continuando por 120 graus %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Identifica com zero os valores de df que não satisfazem a condição e com 1 os que satisfazem
d1=(df>mc) & (df<=(mc+120));
t=sum(d1);          % Faz o somatório de todos os valores do vetor d1
% Traz os valores identificados com 1 (que satisfazem a condição imposta) para o início
% do vetor v e coloca os índices originais no vetor k
[x y]=sort(-d1);
% Corta o vetor y eliminando os pontos que não satisfazem a condição imposta
y=y(1:t);
% Atribui as variáveis abaixo apenas os valores que satisfizeram a condição imposta
afpa1=afpa(y);
df1=df(y);
psc1=psc(y);
volume1=volume(y);
volume_k1=volume_k(y);
afpa1_Perro=afpa_Perro(y);
% Cálculo da área sob a curva de pressão de acionamento para normalizar os momentos
area1r=riemann(df1,psc1);

```



```

arealt=trapezio(df1,psc1);
areals=simpson(df1,psc1);

% Cálculo dos momentos centrados na média para afpa1_Perro
t=2;
u=1;
while t<=19
    m1sr(m,u)=momentoriemann(df1,afpa1_Perro,t)/arealt;
    t=t+1;
    u=u+1;
end
t=2;
u=1;
while t<=19
    m1trap(m,u)=momentotrapezio(df1,afpa1_Perro,t)/arealt;
    t=t+1;
    u=u+1;
end
t=2;
u=1;
while t<=19
    m1simp(m,u)=mentosimpson(df1,afpa1_Perro,t)/areals;
    t=t+1;
    u=u+1;
end

% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(1); % Abrir janela gráfica 1
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Título do gráfico
title('Primeira Janela (inicio no mc ate mc+120)');
xlabel('Ângulo de árvore de manivelas (graus)'); % Nome do eixo x
ylabel('Pressão no cilindro (Pa)'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(df,afpa,'r',df1,afpa1,'b'); % Gerar o gráfico

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Criação da segunda janela de dados para obter os momentos %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Início em 45 graus APMS e continuando até 75 graus DPMS %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

% Identifica com zero os valores de df que não satisfazem a condição e com 1 os que satisfazem
d2=(df>315) & (df<435);

```

```

t=sum(d2);          % Faz o somatório de todos os valores do vetor d1

```

```

% Traz os valores identificados com 1(que satisfazem a condição imposta) para o início
% do vetor v e coloca os índices originais no vetor k

```

```

[x y]=sort(-d2);

```

```

% Corta o vetor y eliminando os pontos que não satisfazem a condição imposta

```

```

y=y(1:t);

```

```

% Atribui as variáveis abaixo apenas os valores que satisfizeram a condição imposta

```

```

afpa2=afpa(y);

```

```

df2=df(y);

```

```

psc2=psc(y);

```

```

volume2=volume(y);

```

```

volume_k2=volume_k(y);

```

```

afpa2_Perro=afpa_Perro(y);

```

```

% Cálculo da área sob a curva de pressão de acionamento para normalizar os momentos

```

```

area2r=riemann(df2,psc2);

```

```

area2t=trapezio(df2,psc2);

```

```

area2s=simpson(df2,psc2);

```

```

% Cálculo dos momentos centrados na média para afpa2_Perro

```

```

t=2;

```

```

u=1;

```

```

while t<=19

```

```

    m2sr(m,u)=momentoriemann(df2,afpa2_Perro,t)/area2r;

```

```

    t=t+1;

```

```

    u=u+1;

```

```

end

```

```

t=2;

```

```

u=1;

```

```

while t<=19

```

```

    m2trap(m,u)=momentotrapezio(df2,afpa2_Perro,t)/area2t;

```

```

    t=t+1;

```

```

    u=u+1;

```

```

end
t=2;
u=1;
while t<=19
    m2simp(m,u)=momentosimpson(df2,afpa2_Perro,t)/area2s;
    t=t+1;
    u=u+1;
end

% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(2); % Abrir janela gráfica 2
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Segunda Janela (inicio em 45 APMS ate 75 DPMS)');
xlabel('Ângulo de árvore de manivelas (graus)'); % Nome do eixo x
ylabel('Pressão no cilindro (Pa)'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(df,afpa,'r',df2,afpa2,'b'); % Gerar o gráfico

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Criação da terceira janela de dados para obter os momentos %%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Início no fechamento da válvula de admissão e %%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% continuando até a abertura da válvula de escape %%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Identifica com zero os valores de df que não satisfazem a condição e com 1 os que satisfazem
d3=(df>vaf) & (df<vea);
t=sum(d3); % Faz o somatório de todos os valores do vetor d1
% Traz os valores identificados com 1 (que satisfazem a condição imposta) para o início
% do vetor v e coloca os índices originais no vetor k
[x y]=sort(-d3);
y=y(1:t); % Corta o vetor y eliminando os pontos que não satisfazem a condição imposta
% Atribui as variáveis abaixo apenas os valores que satisfizeram a condição imposta
afpa3=afpa(y);
df3=df(y);
psc3=psc(y);
volume3=volume(y);
volume_k3=volume_k(y);
afpa3_Perro=afpa_Perro(y);

```

```

% Cálculo da área sob a curva de pressão de acionamento para normalizar os momentos
area3r=riemann(df3,psc3);
area3t=trapezio(df3,psc3);
area3s=simpson(df3,psc3);

% Cálculo dos momentos centrados na media para afpa3_Perro
t=2;
u=1;
while t<19
    m3sr(m,u)=momentoriemann(df3,afpa3_Perro,t)/area3r;
    t=t+1;
    u=u+1;
end
t=2;
u=1;
while t<19
    m3trap(m,u)=momentotrapezio(df3,afpa3_Perro,t)/area3t;
    t=t+1;
    u=u+1;
end
t=2;
u=1;
while t<19
    m3simp(m,u)=momentosimpson(df3,afpa3_Perro,t)/area3s;
    t=t+1;
    u=u+1;
end

% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(3); % Abrir janela gráfica 3
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Título do gráfico
title('Terceira Janela (inicio no vaf e continuando ate vea)');
xlabel('Ângulo de árvore de manivelas (graus); % Nome do eixo x
ylabel('Pressão no cilindro (Pa)'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(df,afpa,'r',df3,afpa3,'b'); % Gerar o gráfico
% Aumenta em uma unidade o valor do contador
m=m+1

```


end

% Salva os dados gerados

save vetoraG vetorRot vetorLambda m1sr m1trap m1simp m2sr m2trap m2simp m3sr m3trap
m3simp

%%
%% Construção dos modelos estatísticos de estimação de lambda %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%

% Vetores com os momentos, rotação, aG (variáveis independentes)

% e lambda (variável dependente)

% vetorReg1sr e constituído por 21 colunas,

% sendo que as 18 primeiras correspondem aos momentos

vetorReg1sr=[m1sr vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg2sr=[m2sr vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg3sr=[m3sr vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg1trap=[m1trap vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg2trap=[m2trap vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg3trap=[m3trap vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg1simp=[m1simp vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg2simp=[m2simp vetorRot vetoraG vetorLambda];

vetorReg3simp=[m3simp vetorRot vetoraG vetorLambda];

% Obtenção dos coeficientes an da regressão linear múltipla do modelo 1

% (2 Momentos, Rotação, aG e Lambda (sr))

% Primeira janela

modelo1J1=reg([(vetorReg1sr(:,19) (vetorReg1sr(:,20)) (vetorReg1sr(:,1:2))
vetorReg1sr(:,21))],4);

% Segunda janela

modelo1J2=reg([(vetorReg2sr(:,19)) (vetorReg2sr(:,20)) (vetorReg2sr(:,1:2))
(vetorReg2sr(:,21))],4);

% Terceira janela

modelo1J3=reg([(vetorReg3sr(:,19)) (vetorReg3sr(:,20)) (vetorReg3sr(:,1:2))
(vetorReg3sr(:,21))],4);

% Obtenção dos coeficientes an da regressão linear múltipla do modelo 2

% (18 Momentos, Rotação, aG e Lambda (sr))

% Primeira janela

```

modelo2J1=reg([(vetorReg1sr(:,19))      (vetorReg1sr(:,20))      (vetorReg1sr(:,1:18))
(vetorReg1sr(:,21))],20);
% Segunda janela
modelo2J2=reg([(vetorReg2sr(:,19))      (vetorReg2sr(:,20))      (vetorReg2sr(:,1:18))
(vetorReg3sr(:,21))],20);
% Terceira janela
modelo2J3=reg([(vetorReg3sr(:,19))      (vetorReg3sr(:,20))      (vetorReg3sr(:,1:18))
(vetorReg3sr(:,21))],20);

% Obtenção dos coeficientes an da regressão linear múltipla do modelo 3
% (2 Momentos, Rotação, aG e Lambda (trap));
% Primeira janela
modelo3J1=reg([(vetorReg1trap(:,19))      (vetorReg1trap(:,20))      (vetorReg1trap(:,1:2))
(vetorReg1trap(:,21))],4)
% Segunda janela
modelo3J2=reg([(vetorReg2trap(:,19))      (vetorReg3trap(:,20))      (vetorReg2trap(:,1:2))
(vetorReg2trap(:,21))],4)
% Terceira janela
modelo3J3=reg([(vetorReg3trap(:,19))      (vetorReg3trap(:,20))      (vetorReg3trap(:,1:2))
(vetorReg3trap(:,21))],4)

% Obtenção dos coeficientes an da regressão linear múltipla do modelo 4
% (2 Momentos, Rotação, aG e Lambda (simp))
% Primeira janela
modelo4J1=reg([(vetorReg1simp(:,19))      (vetorReg1simp(:,20))      (vetorReg1simp(:,1:2))
(vetorReg1simp(:,21))],4)
% Segunda janela
modelo4J2=reg([(vetorReg2simp(:,19))      (vetorReg2simp(:,20))      (vetorReg2simp(:,1:2))
(vetorReg2simp(:,21))],4)
% Terceira janela
modelo4J3=reg([(vetorReg3simp(:,19))      (vetorReg3simp(:,20))      (vetorReg3simp(:,1:2))
(vetorReg3simp(:,21))],4)

% Salva os modelos obtidos
save modelo1 modelo1J1 modelo1J2 modelo1J3
save modelo2 modelo2J1 modelo2J2 modelo2J3
save modelo3 modelo3J1 modelo3J2 modelo3J3
save modelo4 modelo4J1 modelo4J2 modelo4J3

```

2

4

21

①

2

```
[Nome,Caminho]=uigetfile({'*.mat'],'Escolha um arquivo que contenha quatro variáveis  
(extensão .mat)');  
if ~ischar (Nome) % Verifica se algum dado foi fornecido  
    warndlg('Nome do arquivo nao fornecido.');
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Entrada de dados do motor %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

rotacao=input('Rotação do motor:');
mc=input('Ângulo do momento da centelha (360° - avanço da centelha):');
lambda=input('Lambda:');
vaf=262;           % Ângulo em que ocorre o fechamento da válvula de admissão (graus)
vea=481;           % Ângulo em que ocorre a abertura da válvula de escape (graus)
rc=12;             % Taxa de compressão do motor
vc_cm3=41.625;     % Volume da câmara de combustão (centímetros cúbicos)

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Cálculo do volume do cilindro em relação ao ângulo da árvore de manivelas %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

Nota: desta seção até a criação da terceira janela para obtenção dos momentos, inclusive, este algoritmo é idêntico ao apresentado no ANEXO D, portanto, estas seções intermediárias não serão apresentadas novamente neste algoritmo.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Cálculo de lambda estimada e obtenção dos gráficos %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

% Modelo 1:
% Primeira janela
estimativa=rotacao*modelo1J1(2,1)+aG*modelo1J1(3,1)+m1srrxx(m,1)*modelo1J1(4,1)+m1srr
xx(m,2)*modelo1J1(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo1J1(1,1)
erro_quadratico_medio11(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(4);           % Abrir janela gráfica 4
hold on;              % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Título do gráfico
title('Modelo 1 (Janela 1)');
xlabel('Lambda medida');           % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada (Pa)');    % Nome do eixo y
grid;                             % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k.');
```

```

% Gerar o gráfico

```



```

axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Segunda janela
estimativa=rotacao*modelo1J2(2,1)+aG*modelo1J2(3,1)+m2srrxx(m,1)*modelo1J2(4,1)
+m2srrxx(m,2)*modelo1J2(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo1J2(1,1)
erro_quadratico_medio12(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(5); % Abrir janela gráfica 5
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 1 (Janela 2)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. '); % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Terceira janela
estimativa=rotacao*modelo1J3(2,1)+aG*modelo1J3(3,1)+m3srrxx(m,1)*modelo1J3(4,1)
+m3srrxx(m,2)*modelo1J3(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo1J3(1,1)
erro_quadratico_medio13(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(6); % Abrir janela gráfica 6
hold on; % Habilita exibição do grafico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 1 (Janela 3)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. '); % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Modelo 2:

```

```

% Primeira janela
f=1,
g=4;
while g<=21
    estimativa1(f,1)=m1srrxx(m,f)*modelo2J1(g,1);
    g=g+1;
    f=f+1;
end
estimativa=sum(estimativa1)+rotacao*modelo2J1(2,1)+aG*modelo2J1(3,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo2J1(1,1)
erro_quadratico_medio21(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(13); % Abrir janela gráfica 13
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 2 (Janela 1)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k.');
```

% Gerar o gráfico

```

axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Segunda janela
f=1,
g=4;
while g<=21
    estimativa1(f,1)=m2srrxx(m,f)*modelo2J2(g,1);
    g=g+1;
    f=f+1;
end
estimativa=sum(estimativa1)+rotacao*modelo2J2(2,1)+aG*modelo2J2(3,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo2J2(1,1)
erro_quadratico_medio22(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(14); % Abrir janela gráfica 14
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 2 (Janela 2)');
```

```

xlabel('Lambda medida');          % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada');        % Nome do eixo y
grid;                             % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k.');
```

```

axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Terceira janela
f=1,
g=4;
while g<=21
    estimativa1(f,1)=m3srrxx(m,f)*modelo2J3(g,1);
    g=g+1;
    f=f+1;
end
estimativa=sum(estimativa1)+rotacao*modelo2J3(2,1)+aG*modelo2J3(3,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo2J3(1,1)
erro_quadratico_medio23(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(15);                        % Abrir janela gráfica 15
hold on;                           % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 2 (Janela 3)');
xlabel('Lambda medida');          % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada');        % Nome do eixo y
grid;                             % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k.');
```

```

axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Modelo 3:
% Primeira janela
estimativa=rotacao*modelo3J1(2,1)+aG*modelo3J1(3,1)+m1traprxx(m,1)*modelo3J1(4,1)
+m1traprxx(m,2)*modelo3J1(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo3J1(1,1)
erro_quadratico_medio31(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(7);                         % Abrir janela gráfica 7
hold on;                           % Habilita exibição do gráfico nesta janela
```

```
% Titulo do gráfico
title('Modelo 3 (Janela 1)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. '); % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Segunda janela
estimativa=rotacao*modelo3J2(2,1)+aG*modelo3J2(3,1)+m2traprxx(m,1)*modelo3J2(4,1)
+m2traprxx(m,2)*modelo3J2(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo3J2(1,1)
erro_quadratico_medio32(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(8); % Abrir janela gráfica 8
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela

% Titulo do gráfico
title('Modelo 3 (Janela 2)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. '); % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Terceira janela
estimativa=rotacao*modelo3J3(2,1)+aG*modelo3J3(3,1)+m3traprxx(m,1)*modelo3J3(4,1)
+m3traprxx(m,2)*modelo3J3(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo3J3(1,1)
erro_quadratico_medio33(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(9); % Abrir janela gráfica 9
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela

% Titulo do gráfico
title('Modelo 3 (Janela 3)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
```



```

plot(lambda,lambda_estimada,'k. ');      % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Modelo 4:
% Primeira janela
estimativa=rotacao*modelo4J1(2,1)+aG*modelo4J1(3,1)+m1simprxx(m,1)*modelo4J1(4,1)
+m1simprxx(m,2)*modelo4J1(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo4J1(1,1)
erro_quadratco_medio41(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(10);                                % Abrir janela gráfica 10
hold on;                                    % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 4 (Janela 1)');
xlabel('Lambda medida');                    % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada');                  % Nome do eixo y
grid;                                       % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. ');      % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

% Segunda janela
estimativa=rotacao*modelo4J2(2,1)+aG*modelo4J2(3,1)+m2simprxx(m,1)*modelo4J2(4,1)
+m2simprxx(m,2)*modelo4J2(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo4J2(1,1)
erro_quadratco_medio42(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(11);                                % Abrir janela gráfica 11
hold on;                                    % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 4 (Janela 2)');
xlabel('Lambda medida');                    % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada');                  % Nome do eixo y
grid;                                       % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. ');      % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

```

```

% Terceira janela
estimativa=rotacao*modelo4J3(2,1)+aG*modelo4J3(3,1)+m3simprxx(m,1)*modelo4J3(4,1)
+m3simprxx(m,2)*modelo4J3(5,1);
lambda_estimada=estimativa+modelo4J3(1,1)
erro_quadratico_medio43(m,1)=(lambda-lambda_estimada)^2;
% Obtenção de um gráfico para verificação e visualização dos resultados obtidos nesta seção
figure(12); % Abrir janela gráfica 12
hold on; % Habilita exibição do gráfico nesta janela
% Titulo do gráfico
title('Modelo 4 (Janela 3)');
xlabel('Lambda medida'); % Nome do eixo x
ylabel('Lambda estimada'); % Nome do eixo y
grid; % Habilita exibição de grade
plot(lambda,lambda_estimada,'k. '); % Gerar o gráfico
axis([0.75 1.1 0.7 1.15])
hold on;

m=m+1;
end

```

LITERATURA REFERENCIADA

- ARSIE, I.; PIANESE, C.; RIZZO, G. (1998). Estimation of air-fuel ratio and cylinder wall temperature from pressure cycle in S.I. automotive engines. In: IFAC WORKSHOP ADVANCES IN AUTOMOTIVE CONTROL, 2., 1998, Loundville. *Proceedings...* Ohio, USA. p.167-173.
- ARSIE, I. et al. (1999). Cylinder thermal state detection from pressure cycle in S.I. engine. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 4., 1999, Capri. *Proceedings...* Italy. p.581-588.
- ATKINS, R. A. et al. (1994). Fiber-optic pressure sensors for internal combustion engines. *Applied Optics*, v.33, n.7, p.1315-1320, Mar.
- BERG, J. et al. (1998). Measurement of the cylinder pressure in combustion engines with a piezoresistive β -SIC-on-SOI pressure sensor. In: HITEC, 1998, Albuquerque. *Proceedings...* USA. P.245-249.
- BOSCH (1988). GmbH. *Automotive electric/electronic systems*. 1.ed. Warrendale, P.A., p.5, fig.2.
- CHANG, C. et al. (1995). Air-fuel control in spark-ignition engines estimation theory. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v.3, n.1, p.22-31, Mar.
- COSUMERS, environment and vehicle manufacturers to benefit from advanced engine technology (2001). *Ricardo*, 12 July, p.1-5. Disponível em: <<http://www.ricardo.com>>. Acesso em: 12/03/2003.
- CUNHA, M. C. C. (2000). *Métodos numéricos*. 2.ed. Campinas: Editora da UNICAMP. Cap.7, p.147-173.
- DAVIS, J. P.; RABINOWITZ, P. (1975). *Methods of numerical integration*. New York: Academic Press. Cap.2, p.40-159.
- DUDEK, K. P.; MICHAEL, K. S. (1989). A control-oriented model for cylinder pressure in internal combustion engines. *IEEE Transactions on Automatic Control*, v.34, n.4, p.386-397, Apr.

- GASSENFEIT, E. H.; POWELL, J. D. (1989). Algorithms for air-fuel ratio estimation using internal combustion engine cylinder pressure. *SAE Paper* 890300.
- GILKEY, J. C.; POWELL, J. D. (1985). Fuel-air ratio determination from cylinder pressure time histories. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.107, p.252-257, Dec.
- GU, F.; JACOB, P. J.; BALL, A. D. (1996). A RBF neural network model for cylinder pressure reconstruction in internal combustion engines. In: COLOQUIUM ON MODELING AND SIGNAL PROCESSING FOR FAULT DIAGNOSIS AND INTELLIGENT SENSORS. *Proceedings...* n.260.
- HATA, Y. et al. (1988). Engine control system using a cylinder pressure sensor. *IEE Proceedings*, v.136, n.2, p.84-88, Mar.
- HEYWOOD, J. B. (1988). *Internal combustion engines fundamentals*. McGraw-Hill.
- HOFFMANN, R.; VIEIRA, S. (1977). *Análise de regressão: Uma introdução à econometria*. São Paulo: HUCITEC. Cap.1-4, p.1-179.
- KLEIN, M.; ERIKSSON, L. (2002). Models, methods and performance when estimating the compression ratio based on the cylinder pressure. In: CONFERENCE ON COMPUTER SCIENCE AND SYSTEMS ENGINEERING, 4., 2002, Linköping. *Proceedings...* Sweden. p.1-8.
- KUO, P. (1996). Cylinder pressure in a spark-ignition engine: A computational model. *Engineering Sciences*, n.3, p.141-145.
- LEONHARDT, S.; MÜLLER, N.; ISERMANN, R. (1999). Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, v.4, n.3, p.235-245, Sept.
- MANZOLI, F. F. (1959). *Relação entre o problema dos momentos e a teoria dos jogos estratégicos*. São Paulo: FACEA. Cap.1, p.1-21.
- MOOD, A. M.; GRAYBILL, F. A. (1963). *Introduction to the theory of Statistics*. 2.ed. McGraw-Hill. Cap.5, p.103-121.
- MÜLLER, N.; ISERMANN, R. (2001). Control of mixture composition using cylinder pressure sensors. *SAE Paper* 01ATT-283.
- PATRICK, R. S.; POWELL, J. D. (1990). A technique for the real-time estimation of air-fuel ratio using molecular weight ratios. *SAE Paper* 900260.

- POWELL, J. D. (1993). Engine control using cylinder pressure: past, present, and future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v.115, p.343-350, June.
- Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores (1988). 2.ed., Brasília: IBAMA. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/proconve/home.htm>>. Acesso em: 18/12/2002.
- RIBBENS, W. B. (1993). *Understanding Automotive Electronics*. 4.ed. Indianapolis: Sams Publishing.
- SELLNAU, M. C. et al. (2000). Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors. *SAE Paper* 2000-01-0932.
- SHIAO, Y.; MOSKWA, J. J. (1996). Model-based cylinder-by-cylinder air-fuel ratio for SI engines using sliding observers. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL APPLICATIONS, TM02, 1996, Dearborn. *Proceedings...* USA. p.347-354.
- SILVA, J. A. (2004). *Estudo dos processos de admissão e exaustão utilizando ensaio experimental e simulação de um motor de combustão interna a etanol aspirado e turboalimentado*. 175p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos. 2004.
- SOTO, F. P. (2003). *Análise experimental dos fenômenos da combustão e da admissão de gases em motores de combustão interna utilizando misturas de etanol e gasolina como combustível*. 212p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos. 2003.
- SWOKOWSKI, E. W. (1979). *Calculus with analytic geometry*. Tradução de Alfredo Alves de Faria. Prindle, Weber & Schmidt.
- TAKAHASHI, S.; SEKOZAWA, T. (1995). Air-fuel ratio control in gasoline engines based on state estimation and prediction using dynamic models. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON PUBLISHED, 1995. *Proceedings...* v.1, p.217-222.
- TAYLOR, C. F. (1968). *The internal-combustion in theory and practice*. Tradução de Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. Cambridge: The MIT Press.
- TUNESTAL, P. et al. (1999). In-cylinder measurement for engine cold-start control. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL APPLICATIONS, ThA5-4, 1999, Kohala. *Proceedings...* Hawaii, USA. p.460-464.

TUNESTAL, P. (2000). *The use of cylinder pressure for estimation of the in-cylinder air/fuel ratio of an internal combustion engine*. 105p. Thesis (Doctorate) – University of California, Berkeley. 2000.

TUNESTAL, P.; HEDRICK, J. K.; JOHANSON, R. (2001). Model-based estimation of cylinder pressure sensor offset least-square methods. In: IEEE CONFERENCE ON DECISION AND CONTROL, ThP13-5, 2001, Orlando. *Proceedings...* Florida, USA, p.3740-3745.

TUNESTAL, P. et al. (2003). Cylinder air/fuel ratio estimation using net release data. *Control Engineering Practice*, v.11, n.3, p.311-318, Mar.

WLODARCZYK, M. T. et al. (1998). Embedded fiber-optic pressure sensor for monitoring and control of internal combustion engines. Disponível em: <<http://www.optrand.com/Papers/fisita98/fisita98.htm>>. Acesso em: 21/03/2003.

YOON, P. et al. (2000). Closed-loop control of spark advance and air-fuel ratio in SI engines using cylinder pressure. *SAE Paper* 2000-01-0933.