DESEMPENHO DE UM MOTOR CICLO OTTO COM INJEÇÃO DIRETA DE GÁS NATURAL

CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA

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

ORIENTADOR: Prof. Dr. Samuel Washington Celere

São Carlos-SP
1997

Class.	TESE - EESC
Curr.	B238 dm
Tombo	1081/97

Área : Engenharia Mecânica

074 7610

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

B238d Barbosa, Cleiton Rubens Formiga
Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção
direta de gás natural / Cleiton Rubens Formiga
Barbosa. -- São Carlos, 1997.

Tese (Doutorado). -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.
Área: Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Dr. Samuel Washington Celere

1. Motor ciclo Otto. 2. Injeção direta. 3. Gás
natural. I. Título

A Deus

A minha esposa,

Lenise Paiva e ao meu filho Cleiton Júnior.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Samuel Washington Celere pela amizade e excelente orientação fornecida durante a elaboração deste trabalho;

Aos professores. Dr. Antônio Moreira dos Santos e Dr. Fernando Milliole, do SEM da EESC-USP, pelas sugestões e apoio fornecidos durante a realização deste trabalho;

Aos amigos professores Francisco de Assis Oliveira Fontes e João Telésforo Nóbrega de Medeiros da UFRN, pelo incentivo e/ou sugestões ao presente trabalho;

Ao amigos Mário Roberto da Silva (colega de pós graduação) e José Roberto Bogni (Técnico do Laboratório de Termodinâmica da EESC-USP) pela brilhante contribuição ao desenvolvimento experimental deste trabalho;

Ao Eng. Francisco Torres e Técnicos do Laboratório de Termodinâmica da EESC-USP: Roberto Prata, Roberto Lourêncio, Rubens, Sérgio (in memória), pelo apoio técnico dispensado durante a fase experimental do trabalho;

Aos irmãos Cid Robson e Carlos Alberto e ao amigo José Alfredo pela ajuda computacional;

As bibliotecárias da EESC-USP: Neuza Celere, Terezinha Coletta, Helena Peres e Elena Luíza, pela ajuda no levantamento e normatização das referências bibliográficas;

Aos Secretários do SEM-EESC: Ana Paula, Cristina, Elizabeth, Margareth e Maranhão,, pela presteza no atendimento;

Enfim, a todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para o êxito do presente trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	v
LISTA DE SÍMBOLOS, ABREVIATURAS E SIGLAS	vi
RESUMO	x
ABSTRACT	xi
CAPÍTULO 01 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - OBJETIVOS DA PESQUISA	4
CAPÍTULO 02 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 - BREVE HISTÓRICO DOS MOTORES A GÁS	5
2.2 - PRODUÇÃO E RESERVAS DE GÁS NATURAL	6
2.3 - CARACTERÍSTICAS DO GÁS NATURAL	9
2.4 - ARMAZENAMENTO E ABASTECIMENTO	19
2.5 - SISTEMAS DE FORMAÇÃO DE MISTURA	22
2.6 - MOTORES DE CARGA ESTRATIFICADA	24
2.7 - CONVERSÃO DE MOTORES PARA GÁS NATURAL	32
CAPÍTULO 03 - SISTEMAS DE INJEÇÃO ELETRÔNICA DE COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	40
3.1 - SISTEMAS DE CONTROLE INTEGRADOS	40
3.2 - INJEÇÃO ELETRÔNICA DE COMBUSTÍVEL	42
3.3 - SISTEMA DE INJEÇÃO MULTI-POINT (MPI)	50
3.3.1 - Estratégias de Injeção Multi-Point (MPI)	55
3.4 - SISTEMA DE INJEÇÃO SINGLE-POINT (SPI)	57

3.5 - INJETOR ELETRÔNICO DE COMBUSTÍVEL	60
	61
CAPÍTULO 04 - ANÁLISE TERMODINÂMICA DO MOTOR	
4.1 - CICLO PADRÃO DE AR OTTO	61
4.2 - MÁXIMO TRABALHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	64
4.3 - BALANÇO TÉRMICO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO	66
CAPÍTULO 05 - O RENDIMENTO VOLUMÉTRICO	69
5.1 - CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES	69
5.2 - DEFINIÇÕES E CONDIÇÕES DE REFERÊNCIA	70
5.3 - O PROCESSO DE ADMISSÃO IDEAL	73
5.4 - OS PROCESSOS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO EM MOTORES DE QUATRO TEMPOS	74
5.5 - VARIÁVEIS QUE INFLUENCIAM O RENDIMENTO VOLUMÉTRICO	78
5.6 - EFEITOS QUASI-ESTÁTICOS	79
5.6.1 - Eficiência Volumétrica do Ciclo Padrão Ar-Combustível	79
5.6.2 - Efeitos da Razão Ar-Combustível, Fase e Composição do Combustível	81
5.6.3 - Efeitos da Fração do Combustível Vaporizado, do Calor de Vaporização e da Transferência de Calor	83
5.6.4 - Efeitos da Razão de Compressão e Razão da Pressão de Admissão e Exaustão	84
5.7 - EFEITOS DINÂMICOS E QUASI-ESTÁTICOS COMBINADOS	85
5.7.1 - Perdas por Fricção	86
5.7.2 - Efeito RAM	90
5.7.3 - Fluxo Reverso na Admissão	91
5.7.4 - Tuning	91
5.7.5 - Efeitos da Velocidade, Área da Válvula e do Tempo	93
5.8 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA REDUZIDA AS CONDIÇÕES PADRÃO	96
5.9 - RELAÇÃO ENTRE O RENDIMENTO VOLUMÉTRICO E OUTROS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR	98

CAPÍTULO 06 - MATERIAIS E MÉTODOS	100
6.1 - PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	100
6.2 - DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS E INSTALAÇÕES	110
6.2.1 - Sistema de Injeção Direta de Gás Natural	111
6.2.2 - Módulo Eletrônico de Controle da Injeção	116
6.2.3 - Sistema de Ignição Transistorizada	118
6.2.4 - Sistema Gravimétrico de Medição do Consumo de Gás Natural	120
 CAPÍTULO 07 - RESULTADOS E ANÁLISE	 138
7.1 - SISTEMA DE INJEÇÃO DIRETA DE GÁS NATURAL	138
7.2 - DESEMPENHO DO MOTOR	140
 CAPÍTULO 08 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES	 158
8.1 - CONCLUSÕES	158
8.2 - SUGESTÕES	160
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 151
 LITERATURA CONSULTADA	 170
 ANEXO A - FÓRMULAS UTILIZADAS PARA DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR DE TESTES APRESENTADAS NAS PLANILHAS 7.1 A 7.8	 181
 ANEXO B - EQUAÇÕES GERAIS APLICADAS EM SISTEMAS TERMODINÂMICOS ABERTOS	 187
 ANEXO C - ANÁLISE DAS INCERTEZAS	 193

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Distribuição das Reservas de Gás Natural Comprovadas no Mundo.....	7
FIGURA 2.3 - Distribuição Geográfica das Jazidas de Gás Natural e Rede de Gasodutos no Brasil.....	8
FIGURA 2.4 - Curvas de Temperatura adiabática de Chama para a Gasolina e o Metano em função da Razão Equivalente.....	15
FIGURA 2.5 - Diagrama Esquemático de um Posto de Abastecimento de Veículos com GNC.....	22
FIGURA 2.6 - Sistema de Combustão Hesselman.....	27
FIGURA 2.7 - Motores de Carga Estratificada de Produção Comercial: O Sistema de Combustão Controlada TCCS da TEXACO e o Sistema FM da MAN.....	29
FIGURA 2.8 - Esquema de um Motor Ciclo Otto de Carga Estratificada e Ignição por Tocha.....	30
FIGURA 2.9 - Diagrama Típico de um Sistema de Conversão Mecânico Bi-combustível para uso do GNC ou GLP.....	34
FIGURA 2.10 - Diagrama Típico de um Sistema de Conversão Eletrônico Bi-combustível para uso do GNC ou GLP.....	35
FIGURA 2.11 - Curvas de Desempenho de motor operando com Gasolina e GNC em regime de Plena Carga.....	39
FIGURA 3.1 - Sistema de Controle Integrado Típico de um Motor.....	41
FIGURA 3.2 - Configuração de uma ECU.....	41
FIGURA 3.3 - Curva Típica de Corte de Combustível em Altas Rotações do Motor.....	43
FIGURA 3.4 - Taxa de Purificação dos Gases de Exaustão Típica de um Catalisador de 3-Vias.....	44
FIGURA 3.5 - Sistema de Retroalimentação com Sensor Lambda.....	45

FIGURA 3.6 - Controle Típico de um Sistema de Recirculação de Gases de Exaustão.....	47
FIGURA 3.7 - Projeção de Utilização dos Sistemas de Formação de Mistura em Carros de Passeio na Europa.....	49
FIGURA 3.8 - Tempos de Resposta Típicos dos Sistemas de Injeção Eletrônica de Combustível e Carburador Versus o Tempo de Resposta Requerido para Boa Dirigibilidade e Emissões Aceitáveis.....	50
FIGURA 3.9 - Diagrama Esquemático de um Sistema de Injeção Multi-Point.....	51
FIGURA 3.10 - Sistema Típico de Gerenciamento Eletrônico de Injeção Multi-point (MPI).....	52
FIGURA 3.11 - Circuito de Combustível de um Sistema de Injeção Multi-Point (MPI).....	53
FIGURA 3.12 - Montagem Típica de uma Válvula Injetora de um Sistema Multi-point (MPI), com Indicação do Gradiente de Pressão Entre a Linha de Combustíveis e o Coletor de Admissão.....	54
FIGURA 3.13 - Estratégias de Injeção Simultânea, em Grupo e Sequencial para Sistemas de Injeção Multi-point (MPI).....	57
FIGURA 3.14 - Diagrama Esquemático de um Sistema de Injeção Single Point.....	59
FIGURA 4.1 - Diagramas de Pressão versus Volume ($P \times V$) e Temperatura versus Entropia ($T \times S$) para o Ciclo Padrão de Ar Otto.....	61
FIGURA 4.2 - Curvas de Rendimento Térmico versus Razão de Compressão...	64
FIGURA 4.3 - Volume de Controle para um Motor de Combustão Interna, com Indicação dos Fluxos de Energia e Massa Através das Fronteiras.....	67
FIGURA 5.1 - Condições de Referência para Determinação do Rendimento Volumétrico.....	72
FIGURA 5.2 - Processos de Admissão e Exaustão de um Motor de Ignição por Centelha de 4 tempos. (a) Pressões Médias na Admissão; (b) Diagramas de Válvulas e Pressão versus Volume; (c) Sistema de Exaustão; (d) Pressões Indicadas (p) e Levantamento de Válvulas em Função do Ângulo n Árvore de Manivelas(θ). A	

Linha cheia é a Plena Carga e a Pontilhada em Regime Cargas Parciais.....	75
FIGURA 5.3 - Efeito do Vapor do Combustível na Pressão Parcial do Ar. Razão da Pressão de Admissão do Ar ($P_{a,i}$) para Pressão de Admissão da Mistura (P_i) Versus Razão Equivalente (ϕ) para Vapor de Iso-octano, propano, metano, vapor de metanol e hidrogênio.....	82
FIGURA 5.4 - Efeito da Razão de Pressões de Admissão e Escape na Eficiência Volumétrica do Ciclo Ideal.....	85
FIGURA 5.5 - Perdas de pressão no sistema de admissão de um motor de ignição por centelha em regime permanente, curso = 89 mm e diâmetro = 84 mm.....	88
FIGURA 5.6 - Pressão no coletor de exaustão em função da carga e velocidade de um motor de ignição por centelha de 4 cilindros.....	89
FIGURA 5.7 - Pressão instantânea no coletor de admissão e exaustão de um motor de ignição por centelha de 4 tempos. P_1 = coletor de admissão; P_2 =coletor de exaustão.....	92
FIGURA 5.8 - Eficiência Volumétrica Versus Velocidade Média do Pistão de um Motor de 04 Cilindros com Injeção Indireta de Diesel e um Motor de 06 Cilindros de Ignição por Centelha.....	93
FIGURA 5.9 - Efeitos de diferentes fenômenos de escoamento do ar na eficiência Volumétrica do motor em função da velocidade. A linha sólida é a curva final de η_v versus a rotação.....	95
FIGURA 6.1 - Diagrama Esquemático de Montagem dos Equipamentos de Controle do Motor de Testes no Dinamômetro.....	101
FIGURA 6.2- Diagrama esquemático do sistema de controle e monitoramento da injeção direta de gás natural, do monitoramento da ignição e pressão indicada do motor de testes.	112
FIGURA 6.3 - Diagrama Esquemático do Conjunto de Injeção Direta de Gás Natural a Baixas Pressões.....	114
FIGURA 6.4 - Diagrama de Corpo Livre da Válvula de Retenção do Conjunto de Injeção Direta de Gás Natural.....	115
FIGURA 6.5 - Diagrama Elétrico da Unidade de Gerenciamento Eletrônico da Injeção de Gás natural.....	117

FIGURA 6.6 - Diagrama Esquemático do Sistema de Ignição transistorizada com Mecanismo de Controle do Avanço da Centelha.....	119
FIGURA 6.7 - Sistema de Medição do Consumo GN.....	121
FIGURA 6.8 - Vista Geral do Motor no Dinamômetro.....	123
FIGURA 6.9 - Bancada de Controle e Monitoramento.....	124
FIGURA 6.10 - Conjunto de Injeção direta de Gás natural.....	125
FIGURA 6.11 - Vista Lateral dos Componentes do Conjunto de Injeção Direta de GN.....	126
FIGURA 6.12 - Vista de Topo dos Componentes do Conjunto de Injeção Direta de GN.....	127
FIGURA 6.13 - Vista Superior da Unidade de Gerenciamento Eletrônico da Injeção de GN com Sinais de Monitoramento da Injeção e Ignição Transistorizada do Motor de Testes.....	128
FIGURA 6.14 - Vista Inferior do Sistema de Controle da Injeção de Gás natural e Monitoramento da Injeção e Ignição.....	129
FIGURA 6.15 - Sistema de Aquisição de Dados.....	130
FIGURA 6.16 - Vista Superior do Motor de Testes.....	131
FIGURA 6.17 - Sistema de Ignição Transistorizada.....	132
FIGURA 6.18 - Vista Posterior do Motor.....	133
FIGURA 6.19 - Sistema de Medição do Consumo de Gás natural.....	134
FIGURA 6.20 - Vista do Dinamômetro Corrente de Foucault.....	135
FIGURA 6.21 - Sistema de Aquecimento de Gás Natural para o Motor.....	136
FIGURA 6.22 - Sistema de Medição do Consumo de Gasolina.....	137

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Reservas de Gás Natural e Petróleo.....	6
TABELA 2.2 - Características Físico-Químicas do GN em Várias Regiões do Brasil.....	9
TABELA 2.3 - Propriedades do Gás Metano e da Gasolina.....	13
TABELA 6.1 - Especificações do Motor.....	105
TABELA 6.2 - Testes de Avaliação dos Componentes.....	106
TABELA 6.3 - Especificações do GNC.....	108
PLANILHA 7.1 - Ensaio nº 01 de Plena Carga com Carburação de Gasolina....	152
PLANILHA 7.2 - Ensaio nº 02 de Plena Carga com Carburação de Gasolina....	153
PLANILHA 7.3 - Ensaio nº 03 de Plena Carga com Injeção Indireta de GN.....	154
PLANILHA 7.4 - Ensaio nº 04 de Plena Carga com Injeção Indireta de GN.....	155
PLANILHA 7.5 - Ensaio nº 05 de Plena Carga com Injeção Direta de GN.....	156
PLANILHA 7.6 - Ensaio nº 06 de Plena Carga com Injeção Direta de GN.....	157
TABELA C-1 - Faixa de Incerteza para as Variáveis Independentes do Motor..	193
TABELA C-2 - Faixa de Incerteza para as Variáveis Dependentes do Motor.....	194

SÍMBOLOS

A	área, $[L^2]^1$
A_{ch}	área da cabeça do cilindro, $[L^2]$
A_E	área da janela de exaustão, $[L^2]$
A_i	área da janela de admissão, $[L^2]$
B	disponibilidade em escoamento permanente, $[F.L]$ ou $[E]$
c	calor específico, $[F.L/MT]$ ou $[E/MT]$
c_p	calor específico a volume constante, $[F.L/MT]$ ou $[E/MT]$
c_v	calor específico a volume constante, $[F.L/M]$ ou $[E/MT]$
C_D	coeficiente de descarga, $[adm]$
d	diâmetro, $[L]$
D	diâmetro, $[L]$
e	energia específica, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
F	força, $[F]$
g	energia específica livre de gibbs, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
G	energia livre de gibbs, $[F.L]$ ou $[E]$
h	entalpia específica, $[F.J/M]$ ou $[E/M]$
$h_{f,lv}$	entalpia específica de vaporização, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
H	entalpia, $[F.L]$ ou $[E]$
K	constante, $[adm]$
L	curso do pistão, $[L]$
L_v	levantamento da válvula, $[L]$
m	massa, $[M]$
$\dot{m}$	vazão mássica, $[M/T]$
m_r	massa de gás residual, $[M]$
M	peso molecular, $[M]$
n	número de moles, $[adm]$
n_r	número de revoluções da árvore de manivelas por ciclo, $[adm]$
N	velocidade angular do motor, $[t^{-1}]$
p	pressão, $[F/L^2]$
P	peso, $[F]$ ou $[M.L/t^2]$
	potência, $[F.L.t]$ ou $[E/t]$
$\dot{q}$	taxa de transferência de calor por unidade de massa, $[F.L/t.M]$ ou $[E/t.M]$
	taxa de transferência de calor por unidade de área, $[F.L/L^2]$ ou $[E/L^2]$
Q	calor transferido, $[F.L]$ ou $[E]$
$\dot{Q}$	taxa de calor transferido, $[E/t]$
Q_{ch}	energia química do combustível ou calor bruto fornecido, $[E]$
Q_{HV}	poder calorífico do combustível, $[E/M]$
r	raio, $[L]$
r_c	razão de compressão, $[adm]$
R	constante do gás, $[E/T]$
s	entropia específica, $[E/M]$
S_p	velocidade do pistão, $[L/t]$
t	tempo, $[t]$
T	temperatura, $[T]$

¹ Dimensões Fundamentais: Força $[F]$; Massa $[M]$; Comprimento $[L]$; Tempo $[t]$; Temperatura $[T]$; $[E]$ energia; ângulo trigonométrico (θ) ; Adimensional $[adm]$

SÍMBOLOS

A	área, $[L^2]^1$
A_{ch}	área da cabeça do cilindro, $[L^2]$
A_E	área da janela de exaustão, $[L^2]$
A_i	área da janela de admissão, $[L^2]$
B	disponibilidade em escoamento permanente, $[F.L]$ ou $[E]$
c	calor específico, $[F.L/MT]$ ou $[E/MT]$
c_p	calor específico a volume constante, $[F.L/MT]$ ou $[E/MT]$
c_v	calor específico a volume constante, $[F.L/M]$ ou $[E/MT]$
C_D	coeficiente de descarga, [adm]
d	diâmetro, $[L]$
D	diâmetro, $[L]$
e	energia específica, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
F	força, $[F]$
g	energia específica livre de gibbs, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
G	energia livre de gibbs, $[F.L]$ ou $[E]$
h	entalpia específica, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
$h_{f, LV}$	entalpia específica de vaporização, $[F.L/M]$ ou $[E/M]$
H	entalpia, $[F.L]$ ou $[E]$
K	constante, [adm]
L	curso do pistão, $[L]$
L_v	levantamento da válvula, $[L]$
m	massa, $[M]$
$\dot{m}$	vazão mássica, $[M/T]$
m_r	massa de gás residual, $[M]$
M	peso molecular, $[M]$
n	número de moles, [adm]
n_r	número de revoluções da árvore de manivelas por ciclo, [adm]
N	velocidade angular do motor, $[t^{-1}]$
p	pressão, $[F/L^2]$
P	peso, $[F]$ ou $[M.L/t^2]$
	potência, $[F.L.t]$ ou $[E/t]$
$\dot{q}$	taxa de transferência de calor por unidade de massa, $[F.L/t.M]$ ou $[E/t.M]$
	taxa de transferência de calor por unidade de área, $[F.L/L^2]$ ou $[E/L^2]$
Q	calor transferido, $[F.L]$ ou $[E]$
$\dot{Q}$	taxa de calor transferido, $[E/t]$
Q_{ch}	energia química do combustível ou calor bruto fornecido, $[E]$
Q_{HV}	poder calorífico do combustível, $[E/M]$
r	raio, $[L]$
r_c	razão de compressão, [adm]
R	constante do gás, $[E/T]$
s	entropia específica, $[E/M]$
S_p	velocidade do pistão, $[L/t]$
t	tempo, $[t]$
T	temperatura, $[T]$

¹ Dimensões Fundamentais: Força $[F]$; Massa $[M]$; Comprimento $[L]$; Tempo $[t]$; Temperatura $[T]$; $[E]$ energia; ângulo trigonométrico (θ) ; Adimensional [adm]

	<i>torque, [F.L]</i>
<i>u</i>	<i>energia interna específica, [E/M]</i>
<i>U</i>	<i>velocidade do fluido, [L/t]</i>
	<i>energia interna, [E]</i>
<i>v</i>	<i>volume específico, [L³]</i>
	<i>velocidade, [L/t]</i>
<i>V</i>	<i>volume do cilindro, [L³]</i>
	<i>volume, [L³]</i>
<i>V_c</i>	<i>volume da câmara de combustão (volume morto), [L³]</i>
<i>V_d</i>	<i>volume deslocado pelo cilindro, [L³]</i>
<i>W</i>	<i>trabalho transferido, [E]</i>
	<i>número de Wobbe, [E/L³]</i>
<i>W_c</i>	<i>trabalho por ciclo, [E]</i>
<i>W_p</i>	<i>trabalho de bombeamento, [E]</i>
<i>x, y, z</i>	<i>coordenadas espaciais, [L]</i>
<i>x</i>	<i>fração em massa, [adm]</i>
$\bar{x}$	<i>fração molar, [adm]</i>
<i>x_b</i>	<i>fração de massa queimada, [adm]</i>
<i>x_r</i>	<i>fração de gases residuais, [adm]</i>
<i>y</i>	<i>fração de volume, [adm]</i>
α	<i>ângulo trigonométrico, [θ]</i>
η_v	<i>eficiência volumétrica ou rendimento volumétrico, [adm]</i>
η_c	<i>eficiência de combustão, [adm]</i>
η_m	<i>rendimento mecânico, [adm]</i>
η_t	<i>rendimento térmico, [adm]</i>
η_f	<i>eficiência de conversão do combustível, [adm]</i>
θ	<i>ângulo trigonométrico na árvore de manivelas, [θ]</i>
λ	<i>razão ar/combustível equivalente, [adm]</i>
ξ	<i>coeficiente de fricção ao escoamento, [adm]</i>
ρ	<i>densidade, [M/L³]</i>
$\rho_{a,o}$	<i>densidade do ar nas condições atmosféricas, [M/L³]</i>
$\rho_{a,i}$	<i>densidade do ar no coletor de admissão, [M/L³]</i>
ϕ	<i>razão combustível/ar equivalente, [adm]</i>
<i>w</i>	<i>frequência, [t⁻¹]</i>
	<i>incerteza, [adm]</i>

SUBSCRITO

<i>a</i>	<i>ar</i>
<i>A</i>	<i>depois da evaporação</i>
<i>b</i>	<i>gás queimado</i>
<i>B</i>	<i>antes da evaporação</i>
<i>c</i>	<i>cilindro</i>
<i>C</i>	<i>curso de compressão</i>
<i>e</i>	<i>equilíbrio</i> <i>exaustão</i>
<i>E</i>	<i>curso de expansão</i>
<i>f</i>	<i>chama</i> <i>fricção</i> <i>combustível</i>
<i>g</i>	<i>gás</i>
<i>i</i>	<i>indicado</i> <i>admissão</i> <i>espécie i</i>
<i>ig</i>	<i>indicada bruta</i>
<i>in</i>	<i>indicada líquida</i>
<i>l, L</i>	<i>líquido</i>
<i>m</i>	<i>mola</i>
<i>p</i>	<i>pistão</i> <i>janela (porta)</i>
<i>P</i>	<i>pré-câmara</i>
<i>r, ϕ, z</i>	<i>componentes</i>
<i>s</i>	<i>isentrópico</i> <i>estequiométrico</i>
<i>T</i>	<i>bocal ou orifício de passagem</i> <i>turbulento</i>
<i>u</i>	<i>não queimado</i>
<i>v</i>	<i>válvula</i>
<i>V</i>	<i>vapor</i>
<i>w</i>	<i>parede</i>
<i>x,y,z</i>	<i>componentes espaciais</i>
<i>o</i>	<i>valor de referência</i>

NOTACÃO

Δ	<i>diferença</i>
—	<i>diferença ou valor médio</i>
~	<i>valor aproximado</i>
.	<i>taxa de variação no tempo</i>

ABREVIACÕES

<i>A/F</i>	<i>razão ar-combustível</i>
<i>BC, ABC, BBC</i>	<i>ponto motor inferior, depois do BC, antes do BC</i>
<i>CFI</i>	<i>injeção central de combustível</i>
<i>CID</i>	<i>conjunto de injeção direta de gás natural</i>
<i>ECU</i>	<i>unidade de controle eletrônico</i>
<i>EGR</i>	<i>recirculação dos gases de exaustão</i>
<i>EPC</i>	<i>fechamento da janela de exaustão</i>
<i>EPO</i>	<i>abertura da janela de exaustão</i>
<i>EVC</i>	<i>fechamento da válvula de exaustão</i>
<i>EVO</i>	<i>abertura da válvula de exaustão</i>
<i>F/A</i>	<i>razão combustível/ar</i>
<i>GN</i>	<i>gás natural</i>
<i>GNC</i>	<i>gás natural comprimido</i>
<i>IPC</i>	<i>fechamento da janela de admissão</i>
<i>IPO</i>	<i>abertura da janela de admissão</i>
<i>IVC</i>	<i>fechamento da válvula de admissão</i>
<i>IVO</i>	<i>abertura da válvula de admissão</i>
<i>MEC</i>	<i>módulo eletrônico de controle</i>
<i>mep</i>	<i>pressão média efetiva</i>
<i>MPI, MFPI</i>	<i>multi-point fuel injection (injeção múltipla de combustível)</i>
<i>sfc</i>	<i>consumo específico de combustível</i>
<i>SPI</i>	<i>single-point injection (injeção central de combustível)</i>
<i>TBI</i>	<i>throttle body injection (injeção de combustível no corpo da válvula)</i>
<i>TC, ATC, BTC</i>	<i>ponto morto superior, depois do TC, antes do TC</i>
<i>VC</i>	<i>volume de controle</i>
<i>VEIC</i>	<i>válvula elétrica injetora de combustível</i>

RESUMO

BARBOSA, C.R.F. Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás Natural. São Carlos, 1997, 197p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo.

Um motor ciclo Otto funcionando com injeção direta de gás natural, durante o curso de admissão, foi submetido a ensaios de plena carga em um dinamômetro corrente de Foucault. Os resultados obtidos revelam um aumento de eficiência volumétrica do motor com injeção direta de GNC em relação à injeção indireta de GNC realizada no coletor de admissão, a montante da borboleta do acelerador. Na adaptação para operação com injeção direta de gás natural, as características técnicas do motor não foram alteradas. Um conjunto de injeção direta de gás natural, com gerenciamento eletrônico, foi inserido no cabeçote do motor de testes. Mantendo-se a pressão da linha de alimentação de gás natural constante, através de uma válvula redutora, a quantidade de combustível injetada no cilindro foi ajustada variando-se o tempo de abertura da válvula elétrica injetora de combustível. Dados de desempenho do motor são comparados, destacando-se os fatores que contribuem para este aumento relativo de eficiência volumétrica. Discute-se ainda, modificações a serem implementadas no motor visando maximizar sua potência com injeção direta de gás natural.

PALAVRAS CHAVE: Motor Ciclo Otto, Injeção Direta, Gás Natural

ABSTRACT

BARBOSA, C.R.F. Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás natural. São Carlos, 1997, 197p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Otto cycle engine direct injection natural gas, during the inlet stroke, submitted to runs with full power in a Foucault dynamometer. The results obtained show a increase in the volumetric efficiency of the engine with natural gas direct injection when compared which natural gas injection applied in the inlet manifold, upstream of the throttle butterfly. In the conversion to natural gas direct injection, the technical characteristics of the were not changed. A kit for natural gas direct injection, with eletronic managment, was located on the cylinder head of the test engine. Maintaining the pressure constant in the natural gas fuel line, using a reduction valve. The mass of fuel injected into the cylinder was regulated, varying the opening time of the solenoid valve fuel injector. Engine performance data is compared, emphasizing the factors that contribute to this increase in relative volumetric efficiency. Modifications to be made to maximize the power of the engine with natural gas direct injection.

KEY WORKS: Otto Cycle Engine, Direct Injection, Natural Gas

CAPÍTULO 01 - INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, as possibilidades cada vez mais evidentes de escassez e flutuações de preços dos combustíveis derivados do petróleo aliadas as preocupações de preservação ambiental contribuíram decisivamente para o aumento da utilização de combustíveis alternativos, menos poluentes, em motores veiculares.

Neste contexto, o gás natural, predominantemente metano, desponta como uma das alternativas mais promissoras e atrativas em virtude da sua disponibilidade, custo e excelentes propriedades termodinâmicas. Além disso, o programa de gás natural veicular vem crescendo ano após ano no cenário mundial. Esta característica, o distingue dos álcoois etanol e metanol que ficaram restritos respectivamente ao Brasil e América de Norte. MAXWELL (1995)

Os primeiros motores movidos a gás que se tem notícia, surgiu praticamente com o advento do motor de ignição por centelha e utilizavam o carburador para realizar a formação da mistura ar-gás no duto de admissão. Hoje, a grande utilização e produção em escala industrial de veículos a gás natural já é uma realidade no Brasil e no mundo. Recentemente, o governo brasileiro apostando no programa do gás natural automotivo, através de decreto presidencial em janeiro de 1996, liberou o uso do GNC para quaisquer fins veiculares. VOLKSWAGEN (1996)

Embora rotulados como motores de alto desempenho e ecológicos, os modernos motores do ciclo Otto, com injeção eletrônica de gás e aspiração natural, ainda apresentam uma baixa eficiência volumétrica com queda de até 15% em relação a alimentação com gasolina, que limita sua potência, e emitem uma carga significativa de óxidos de nitrogênio (NOx). MAXWELL (1995)

Nos motores de ignição por centelha em que a relação custo-benefício é favorável, tecnologias de supercarregamento, de distribuição multiválvulas (16 válvulas), de sistemas com tempo de acionamento de válvulas variável (VVT) e de injeção direta de combustível, vem sendo utilizadas em escala de produção para otimizar a eficiência volumétrica e o desempenho dos motores. HATANO et al (1994), LENZ (1992) e HEYWOOD (1988)

O desenvolvimento e aplicação de sistemas de injeção indireta com gerenciamento eletrônico em motores veiculares obteve notáveis avanços. Sua ampla utilização deve-se basicamente ao barateamento dos componentes eletrônicos e melhor gerenciamento da mistura ar-combustível, o qual proporciona ao motor um melhor desempenho e redução dos índices de emissões quando comparado com os tradicionais carburadores. PASSARINI (1993)

Atualmente no Brasil, com exceção de alguns modelos populares, os veículos são produzidos com injeção eletrônica.

Processos de recirculação dos gases queimados (EGR), queima de mistura pobre "*lean burning*", ou ainda injeção de vapor de água no coletor de admissão, com ou sem o uso de catalisadores, são exemplos de algumas tecnologias já disponíveis e que eventualmente podem ser adotadas com o propósito de reduzir as temperaturas

máximas do ciclo e por conseguinte a carga de NO_x . Porém, tais processos quando empregados isoladamente, atuam no sentido de reduzir as potências máximas do motor. PAUL (1995), BOSCH (1994) e LENZ (1992)

Neste trabalho é feito um estudo experimental sobre injeção direta de gás natural a baixas pressões, como forma de melhorar o carregamento de ar do cilindro e conseqüentemente aumento da potência do motor. Na injeção direta a baixas pressões, a própria pressão de armazenamento do gás é utilizada para realizar a injeção do combustível gasoso no cilindro do motor, com maior utilização da carga útil de gás disponível nos cilindros de armazenamento.

1.1 - OBJETIVOS DA PESQUISA

- a) Desenvolver um sistema de injeção direta com gerenciamento eletrônico, capaz de injetar gás natural a baixas pressões diretamente na câmara de combustão de um motor ciclo Otto;
- b) Avaliar o desempenho de um motor ciclo Otto funcionando com o sistema de injeção proposto;
- c) Comparar o desempenho do motor de testes operando com injeção direta em relação à injeção indireta de gás natural no coletor de admissão e com carburação convencional de gasolina.

CAPÍTULO 02 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - BREVE HISTÓRICO DOS MOTORES A GÁS

A utilização de combustíveis gasosos em motores de combustão interna é uma prática bastante antiga. Em 1801, na França, foi requerida uma patente para utilização de uma mistura de gases equivalentes ao gasogênio em motores. Motores estacionários funcionavam com gás de esgoto na Índia e na Inglaterra no início do século XIX. Na década de 20, o gás natural é extensivamente utilizado em motores no norte da Itália. Em 1935, na Alemanha, surgiu o primeiro veículo alimentado com combustível gasoso. BET (1991). Em 1991, a frota mundial de veículos GNC era cerca de 700 mil, sendo aproximadamente 300.000 na Itália, 150.000 na Nova Zelândia, 100.000 no Canadá e 85.000 veículos na Argentina. Nesta época, o Brasil tinha apenas 360 veículos a GNC. FONTES JR. (1994) e WANG et al (1993). Em 1995, a frota mundial de veículos a GNC era cerca de 800.000 veículos. MAXWELL (1995). Em 1996, a frota brasileira de veículos movidos a GNC era de 11.000 unidades, e as expectativas é que até o ano 2000, este número salte para 100 mil unidades. Em janeiro de 1996, o Presidente Fernando Henrique assinou decreto liberando o uso do GNC em qualquer veículo. PINCIGHER (1996) e VOLKSWAGEN (1996)

2.2 - PRODUÇÃO E RESERVAS DE GÁS NATURAL

A Tabela 2.1 compara as reservas de gás natural (GN) e petróleo e também as perspectivas de escassez destas reservas. As reservas comprovadas de GN até janeiro de 1995 totalizavam cerca de 141 trilhões de normal metros cúbicos. As projeções indicam que as reservas de GN devem durar muito mais que as reservas de petróleo. TOKIO GÁS (1996), ARPEU (1995) e TOKIO GÁS, (1995).

TABELA 2.1 - Reservas de Gás Natural e Petróleo.

	GÁS NATURAL	PETRÓLEO
RESERVAS COMPROVADAS	141 Trilhões de N.m ³	1 Trilhão de Barris (equiv. a 150 N.m ³ de GN)
DURAÇÃO DAS RESERVAS COMPROVADAS	65 Anos	45 Anos
RESERVAS MÁXIMAS ESTIMADAS	398 Trilhões de N.m ³	2 Trilhões de Barris (equiv. a 300 N.m ³ de GN)
DURAÇÃO MÁXIMA DAS RESERVAS ESTIMADAS	183 Anos	90 Anos

FONTE: Catálogo da TOKYO GÁS (1996)

As reservas comprovadas de gás natural, ao contrário do petróleo, encontram-se mais uniformemente distribuídas no mundo. A Figura 2.1, reproduzida do Catálogo da TOKYO GÁS (1996), ilustra em termos percentuais e em valores absolutos a distribuição destas reservas no mundo.

FIGURA 2.1 - Distribuição das Reservas de Gás Natural Comprovadas no Mundo.

O Brasil produz atualmente cerca de 25 milhões de normal metros cúbicos de gás natural por dia. O mercado de GN no país será ampliado com a entrada em operação do gasoduto Brasil-Bolívia. PROSPECTO DA PETROBRÁS-BR (1996)

A Figura 2.2, publicada por FRYSZMAN (1992) mostra as reservas comprovadas de gás natural existentes no Brasil, a distribuição geográfica das principais jazidas e sua a infra-estrutura de abastecimento (gasodutos).

FIGURA 2.2 - Distribuição Geográfica das Jazidas de Gás Natural e Rede de Gasodutos no Brasil.

No Brasil, existem mais de 50 postos de abastecimento de veículos a GNC, espalhados pelas principais capitais do país. Estes postos estão localizados em São Paulo (SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) Salvador (BA), Recife (PE), Natal (RN) Aracaju (SE) e Vitória (ES). O Maior posto de abastecimento de GNC para uso veicular na América Latina está Localizado na cidade de Natal-RN, com capacidade para abastecer simultaneamente 24 veículos. PROSPECTO da PETROBRÁS-BR (1996) e BARBOSA (1990)

2.3 - CARACTERÍSTICAS DO GÁS NATURAL

O gás natural é uma mistura de muitos gases, o principal componente é o gás metano que apresenta concentrações típicas de 89% a 99% em volume. Outros hidrocarbonetos em grau decrescente de concentração são etano, propano, butano. Ainda pequenos traços de gases inertes como hidrogênio, nitrogênio e dióxido de carbono podem ser encontrados. MAXWELL (1995) e UNICH et al (1993)

O gás metano, principal constituinte do gás natural, apresenta uma estrutura molecular muito simples e estável em comparação com a gasolina e o óleo diesel. A estabilidade estrutural significa maior dificuldade de oxidação, baixa reatividade fotoquímica e alto índice de octanas, requerendo portanto altas energia de ignição para combustão. A baixa reatividade fotoquímica, por sua vez, expressa a dificuldade de degradação das moléculas de metano, pela ação da luz solar. JOSSON (1992)

O gás natural pode ser encontrado na natureza de forma associada ou não ao petróleo. No Brasil, as maiores reservas de GN são do tipo associado ao petróleo. As características do gás natural para fins industriais variam consideravelmente de região para região, sendo função da fonte de produção (jazida), das características da unidade de processamento do gás natural e das necessidades de consumo. KOSER (1988) e PETROBRÁS (1988)

A Tabela 2.2, publicada pela PETROBRÁS-BR (1989-a) e PETROBRÁS (1989-b), mostra a composição típica do gás natural de várias regiões do Brasil.

TABELA 2.2 - Características Físico-Químicas do GN em Várias Regiões do Brasil

PROPRIEDADES	NATAL	R. DE JANEIRO	ARACAJU	SALVADOR
CH ₄	84,30	86,73	89,30	87,29
C ₂ H ₆	10,76	9,66	7,26	9,87
C ₃ H ₈	0,25	1,76	0,38	0,44
iC ₄ H ₁₀	---	0,30	0,02	---
nC ₄ H ₁₀	---	0,60	0,02	---
CO ₂	3,12	0,56	1,32	0,70
N ₂ + O ₂	1,57	1,29	1,74	1,70
PCS (Kcal/m ³)	9.185	9.569	9.514	9.354
Densidade Relativa	0,645	0,629	0,613	0,620

Obs.: a 20° C e 1,033 Kgf/cm², composição vol. (%).

Segundo WEAVER (1989), grandes quantidades de propano e butano e de hidrocarbonetos mais pesados no gás natural, aumentam a tendência à detonação, enquanto que a presença de maiores quantidades de gases inertes, como o dióxido de carbono (CO₂) e o nitrogênio (N₂), agem no sentido contrário, ao mesmo tempo em que diminuem o conteúdo energético do gás natural.

WEAVER (1989) descreve que, para contabilizar os efeitos da variação de composição do gás natural sobre a energia liberada, a indústria do gás estabeleceu um

índice denominado número de Wobbe. O número de Wobbe é definido como a razão entre o poder calorífico superior (PCS) do gás, em base volumétrica, e a raiz quadrada de sua gravidade específica (densidade) em relação ao ar. LISS & THRASHER (1991), LASTRES (1987) e KLIMSTRA (1986)

$$W = \frac{PCS}{(\rho_{GN})^{1/2}} \quad (2.1)$$

onde:

W = índice de Wobbe a 0°C, [MJ/m³]

PCS = poder calorífico superior a 0°C, [MJ/m³]

ρ_{GN} = densidade relativa do gás, [adm.]

O número de Wobbe é um índice indicativo da capacidade do fluxo de energia de um gás escoando em um orifício ou válvula, mediante um diferencial de pressão. Tal índice é muito útil quando se pretende avaliar equipamentos industriais e motores alimentados com gás natural. LISS & THRASHER (1991) e WEAVER (1989)

KING (1992) e LISS & THRASHER (1991) destacam importância da composição do gás sobre o número de Wobbe e a razão ar-combustível. Segundo eles, uma pequena variação da razão ar-combustível em motores operando com combustão misturas pobres, implica em grandes variações nas emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x). Outro aspecto ressaltado pelo mesmo autor, é que a composição de gás afeta substancialmente o limite inferior de inflamabilidade, importante nos motores de mistura pobre.

LISS & THRASHER (1991) e WEAVER (1989) destacam que, se o gás natural com diferentes números de Wobbe é usado em veículos operando com sistemas de controle do motor em circuito aberto “open-loop”, a razão equivalente ar-combustível (ϕ) deve ser afetada, com prejuízos para o desempenho do motor e emissão de poluentes.

Porém, para operação com sistemas de controle do motor em circuito fechado “close-loop”, as variações no número de Wobbe pouco afetam as condições de operação do motor, uma vez que o módulo de controle eletrônico reage ao sinal do sensor de oxigênio lâmbda (λ) na exaustão e corrige instantaneamente as variações da razão equivalente.

Segundo UNICH et al (1993), devido à alta relação de hidrogênio/ carbono (H/C) do gás natural (GNC), sua combustão produz cerca de 25% menos Dióxido de carbono (CO_2) do que a gasolina e o diesel, considerando-se a mesma eficiência do motor.

De acordo com WEAVER (1989) e LASTRES (1987), o gás natural é um excelente combustível para motores de ignição por centelha, podendo também ser utilizado em motores do ciclo Diesel.

A Tabela 2.3, publicada por SILVA (1993), apresenta algumas propriedades da gasolina e do gás metano, principal constituinte do gás natural.

Comparando-se as propriedades dos combustíveis apresentados nesta tabela, nota-se que apesar do metano possuir um poder calorífico inferior (PCI) 12% maior que o da gasolina, o conteúdo energético por unidade de volume da mistura

estequiométrica de metano e ar é 10% menor em relação ao da mistura de gasolina-ar. Portanto, para o mesmo motor, o uso do metano provoca uma queda de potência da ordem de 10% em relação a alimentação com gasolina, em virtude do menor conteúdo energético por unidade de volume da mistura estequiométrica.

TABELA 2.3 - Propriedades do Gás Metano e da Gasolina.

PROPRIEDADE	CH ₄	GASOLINA
Densidade (Kg/N.m ³)	0,718	5,093
Poder calorífico inferior (Kcal/Kg)	~11900	~10600
Razão ar-combustível estequiométrica (massa)	17,2	14,9
Razão ar-combustível estequiométrica (volumétrica)	9,55	59,0
Conteúdo energético da mistura (Kcal/N.m ³)	~810	~900
Calor latente de evaporação (Kcal/Kg)	122	~ 70
Temperatura de auto-ignição a 1 atm (°C)	~650	~ 500
Limite de inflamabilidade (%)	5,3 a 36	1,2 a 6
Energia mínima para ignição (Mj)	0,28	0,25
Velocidade de chama laminar (cm/s)	33,8	~38
Temperatura adiabática de chama (°C)	2227	2270
Número de octanas ¹	120	92~98

UNICH et al (1993) afirmam que o conteúdo energético da mistura estequiométrica ar-gás natural é cerca de 10% menor quando comparada com a gasolina. Tal desvantagem pode ser compensada pelo aumento da eficiência térmica do motor.

¹ FONTE: GOTO & NARUSAWA (1996)

SILVA (1993) descreve que, no caso da gasolina, a maior parte do combustível carburado entra no cilindro do motor na forma de gotículas, sendo vaporizadas na câmara de combustão, após o fechamento da válvula de admissão. Uma pequena parcela de vapor de gasolina entretanto, se forma ainda no coletor de admissão, reduzindo cerca de 1,7% da aspiração de ar do motor. Portanto, a menor eficiência volumétrica do motor a gás contribui também para redução da sua potência

O gás metano, principal constituinte do gás natural, apresenta temperatura de auto-ignição superior a gasolina e um pouco maior que dos álcoois (etanol e metanol), e seu índice de octanagem, é maior dentre os combustíveis comumente usados em motores. Em virtude das suas propriedades anti-detonantes, o gás natural, cuja octanagem RON é da ordem de 130, pode ser usado em motores de ignição por centelha com taxas de compressão de até 15:1, enquanto que as gasolinas usuais (RON = 91), somente admitem taxas de compressão da ordem de 9:1. A finalidade de se trabalhar com taxas de compressão maiores, está associado no fato de que esta ação aumenta o rendimento térmico do motor. MAXWELL (1995), LENZ (1992) e WEAVER (1989)

A Figura 2.3, publicada por CHAFFIN et al (1991), apresentam as temperaturas de chama adiabática da gasolina e do metano para diferentes razões equivalentes (ϕ), na pressão constante de 100 KPa e temperatura inicial de 298K. Esta figura indica que os picos de pressão e temperatura indicadas de um motor alimentado com gasolina são maiores que alimentado com metano, se a mesma taxa de compressão é usada. Em outras palavras, a combustão do metano é mais “fria” do que a combustão da gasolina nas mesmas condições.

FIGURA 2.3 - Curvas de Temperatura adiabática de Chama para a Gasolina e o Metano em Função da Razão Equivalente.

Entretanto, o processo de combustão em motores exclusivos a gás natural deve fornecer maiores picos de temperatura do que os motores a gasolina, uma vez que utilizam altas taxas de compressão.

Segundo WEAVER (1989), devido as altas energias de ativação do gás natural, sua velocidade de chama laminar é menor que os outros hidrocarbonetos. A baixa velocidade de chama apresentada pelo gás natural resulta em uma longa duração do processo de combustão, sendo necessário um maior avanço de ignição para operação com maior nível de eficiência. O avanço de ignição é menor na medida em que se utiliza câmaras de combustão compactas e de alta turbulência e altas taxas de

compressão, uma vez que estes aumentam as velocidades de chama e diminuem o percurso de chama.

UNICH (1993) e WEAVER (1989) descrevem que em virtude da baixa densidade do gás natural, a mistura de gás natural e ar ocupa um volume cerca de 10% maior que a mistura estequiométrica de gasolina e ar de mesmo conteúdo energético. Assim, em um motor convencional convertido para operação no modo bi-combustível com gás natural, a quantidade de mistura de ar-gás natural que pode ser aspirada, via coletor de admissão, é cerca de 10% menor do que a mistura ar-gasolina, penalizando substancialmente a potência do motor. Nos motores a gás exclusivo, essa perda de potência é compensada aumentando-se a taxa de compressão do motor e, por conseguinte, a sua eficiência térmica, de modo que resulta em uma maior potência indicada por unidade de mistura queimada.

Para MAXWELL (1995), a menor capacidade de aspiração de ar dos motores alimentados com gás natural ou gases liquefeito do petróleo (GLP) está associada em parte a menor densidade do combustível gasoso e outra parte a restrição imposta pelo conjunto “Kit” de carburação a gás inserido no coletor de admissão, para dosagem do combustível gasoso.

MAXWELL (1995) afirma que os combustíveis gasosos podem requerer de 4 a 15% do volume do coletor de admissão. O espaço ocupado pelo combustível reduz a quantidade de ar que entra no motor. Assim, a eficiência volumétrica do motor é reduzida. Esta perda de potência inerente aos combustíveis gasosos não pode ser facilmente superada. A densidade dos combustíveis gasosos no coletor de admissão do motor deve determinar a exata perda de potência. O gás natural, e em menor

extensão, o GLP são menos densos do que o vapor de gasolina nas condições reinantes no coletor de admissão. Como resultado, esses combustíveis de menor densidade deslocam o ar, reduzindo a pressão parcial do ar na mistura no coletor de admissão, e assim, menor quantidade de ar é introduzida nos cilindros. A magnitude das perdas na potência devido baixa densidade do gás metano pode ser estimada através da equação da combustão, como indicada abaixo:

$$\frac{moles_{comb.}}{moles_{mistura}} = \frac{1(100)}{1 + 2(1 + 3,77)} = 9,49\%$$

Da equação da combustão acima, verifica-se que a relação entre o volume de metano e o volume de mistura ar-combustível é de 9,5%. Assim, teoricamente, o gás natural (metano) causa uma perda de potência de aproximadamente 9,5%.

LENZ (1992) e MAXWELL (1995) descrevem que os combustíveis líquidos, quando inseridos via carburação ou injeção indireta, vaporizam parcialmente na corrente de ar no coletor de admissão e entram posteriormente nos cilindros do motor. Essa vaporização absorve energia do meio resfriando a mistura ar-combustível. O resfriamento reduz a temperatura da mistura ar-combustível aumentando sua densidade e contribuindo por conseguinte para o aumento da eficiência volumétrica do motor. Os combustíveis gasosos, por outro lado, já existem na forma de vapor superaquecido, não fornecendo esse efeito de resfriamento da mistura ar-combustível. Essa falta de resfriamento nos motores a gás, constitui-se

numa perda adicional de potência comparada com os motores alimentados com combustíveis líquidos.

Segundo MAXWELL (1995), os álcoois combustíveis tais como metanol e etanol propiciam uma maior refrigeração quando vaporizado do que a gasolina. Essa refrigeração adicional, aumenta a eficiência volumétrica, e portanto, tende a aumentar a potência de eixo do motor.

A uso do gás natural em motores de ignição por centelha é mais seguro e apresenta algumas vantagens quando comparado aos combustíveis convencionais devido as seguintes características: PETROBRÁS-BR (1989-a)

- O metano possui a maior relação hidrogênio/carbono (1:4) dentre os combustíveis hidrocarbonetos, resultando em uma queima mais completa, com índices de emissões muito inferior aos motores similares a gasolina;
- A queima mais completa do gás natural reduz por conseguinte, a formação de resíduos de carbono na câmara de combustão, prolongando a vida útil do motor;
- O maior poder anti-detonante do gás natural (metano), permite o seu uso com taxas de compressão maiores, contribuindo para um maior rendimento térmico do motor;
- Nas condições normais de temperatura e pressão, ele existe na forma de gás, e nesta condição, se mistura facilmente com o ar atmosférico em qualquer proporção. Ao contrário dos combustíveis líquidos, não há necessidade de vaporizá-lo para entrar em combustão. As partidas a frio do motor a gás são mais fáceis, não havendo necessidade de enriquecer a mistura. Nos motores alimentados com gasolina, o

enriquecimento da mistura durante as partidas a frio, constitui-se na maior fonte de emissão de monóxido de carbono (CO).

- Os Limites de inflamabilidade da mistura (ar-gás natural) que proporciona condições de autoinflamação é estreito da ordem de 5 a 15%. em volume.

- A temperatura de auto-ignição do gás natural é cerca de 650 °C, bem superior a gasolina que se inflama aproximadamente a 300 °C.

- A densidade do gás natural é inferior a do ar atmosférico, de modo que em caso de vazamento, o gás sobe e se dispersa rapidamente. Além disso, como medida de segurança o gás natural é odorizado de forma que uma concentração da ordem de 0,5% de gás no ar é detectada. Tal concentração, não é prejudicial a saúde e é muito menor do que o limite inferior de inflamabilidade da mistura ar-gás natural;

- O gás metano não é tóxico quando aspirado em baixas concentrações, entretanto, a inalação deste gás a altas concentrações pode causar vômitos e asfixia.

2.4 - ARMAZENAMENTO E ABASTECIMENTO

Segundo BRUNETTI (1996), a densidade energética do metano é aproximadamente 40 MJ/Nm³, o que corresponde aproximadamente ao mesmo conteúdo energético de 1 litro de gasolina não etanolizada. Em outras palavras, isto significa que, em igualdade de condições, a autonomia do veículo a gás metano seria 1000 vezes menor que o mesmo, alimentado com um tanque de gasolina de igual

capacidade. Isto impõe a necessidade de utilização de formas especiais de armazenamento para uso de combustíveis gasosos em veículos.

O gás natural pode ser armazenado no compartimento do veículo na forma de gás comprimido em tanques de alta pressão, como gás liquefeito à temperaturas criogênicas ainda através da tecnologia de hidretos metálicos (adsorção molecular). As duas últimas formas de armazenamento de gás, encontram-se em fase de desenvolvimento e ainda são muito dispendiosas, com raras aplicações práticas na engenharia automotiva. BEVIER et al (1989) e WEAVER (1989)

De acordo com WEAVER (1989), o armazenamento de gás natural na forma comprimida para utilização em motores automotivos, é menos onerosa e mais utilizada. Ele destaca que, a pressão máxima, recomendada por norma, de armazenamento do gás natural nos cilindros dos veículos é de 220 bar. Nesta pressão, o GNC ocupa um volume de cinco vezes o volume do combustível diesel e quatro vezes o volume da gasolina com o mesmo conteúdo energético. O peso e o tamanho dos cilindros de armazenamento tem sido constantemente citados com desvantagens para o uso de GNC em motores automotivos, principalmente em carros de passeio.

ESTON (1992) destaca que os cilindros de aço para gás natural fabricados no Brasil apresentam peso de 1,4 Kg por litro hidráulico, enquanto na Itália os cilindros são 30% mais leves, de 1,0 Kg por litro hidráulico. Existem ainda os cilindros chamados “compósitos” de alumínio, reforçados com fibra de vidro ou de alumínio com relação de peso volume de 0,5 Kg/litro, o que corresponde a uma redução de quase 2/3 em relação aos cilindros de aço.

ESTON (1992) descreve ainda que a tecnologia de armazenamento de gás natural por adsorção molecular vem sendo desenvolvida nos Estados Unidos e Inglaterra, sendo que naquela época já se conseguia armazenar a 25 atmosferas com zeólitos, a mesma massa de gás comprimido correspondente a 100 atmosferas. Segundo ele, alguns obstáculos precisam ainda ser vencidos, tais como liberação de calor no enchimento por frações mais pesadas do gás, vida útil etc.

Segundo WEAVER & TURNER (1994) estudos mais recentes, mostram que o emprego de compósitos podem reduzir o peso dos cilindros até 70% em relação aos cilindros de aço e 30 a 50% em relação aos tanques de alumínio.

Existe basicamente duas modalidades de enchimento dos cilindros de gás natural, o enchimento lento, e o enchimento rápido. No enchimento lento tem-se a compressão gradual do gás, fluindo de um compressor para o cilindro a ser abastecido. No início do enchimento, o gás no cilindro sofre um processo de expansão com o conseqüente abaixamento de temperatura. Depois a temperatura do gás sobe acima do ambiente, em virtude do atrito das moléculas do gás com as paredes do cilindro. WEAVER (1989), PETROBRÁS (1988-a) e PETROBRÁS (1988-b)

No enchimento rápido, o gás flui, sob alta pressão, de um banco de cilindros “tanque-pulmão” para o cilindro vazio. No início, a temperatura do gás no cilindro cai drasticamente e depois cresce até 10 a 20°C acima da temperatura ambiente. O fator de compressibilidade (Z), diminui com o aumento da pressão e temperatura do gás no cilindro. MAXWELL (1995) e WEAVER (1989)

A Figura 2.4, publicada por MAXWELL (1995), apresenta esquematicamente um posto de abastecimento típico de gás natural comprimido.

FIGURA 2.4 - Diagrama Esquemático de um Posto de Abastecimento de Veículos com GNC.

2.5 - SISTEMAS DE FORMAÇÃO DE MISTURA

Nos motores de ignição por centelha o processo de formação da mistura ar-combustível pode ter início no coletor de admissão ou no interior do cilindro. A formação da mistura no coletor de admissão é a maneira mais simples de alimentação desses motores, sendo normalmente conseguida por meio de um carburador ou ainda através de sistemas de injeção de combustível a baixas pressões. A injeção no coletor

de admissão, pode ser realizada com um único injetor (“single-point”) ou por vários injetores, normalmente um por cilindro (“mult-point”). BOSCH (1989) e BOSCH (1993)

Por outro lado, a formação da mistura no interior do motor, imperiosamente, é realizada por sistemas de injeção que pode ser de baixa ou alta pressão. Nos sistemas de injeção direta a baixas pressões (cerca de 10 a 15 bar), a injeção de combustível pode ocorrer durante os cursos de admissão e ou parte da compressão, logo após o fechamento da válvula de admissão. SILVA (1993)

A injeção direta de combustível em motores de ignição por centelha, ao contrário do motor diesel, não tem como função inflamar ou regular o período de combustão. A distribuição do combustível dentro da câmara tipicamente não é uniforme, apresentando zonas de razão ar-combustível variáveis. Tal mistura é denominada de carga estratificada. BRUNETTI (1996), BOSCH (1994), BOSCH (1993)

Nos motores a gás, a injeção direta a baixas pressões na compressão, permite a aspiração somente de ar atmosférico durante o curso de admissão e por conseguinte elimina por completo a perda de potência ocasionada pela baixa densidade do gás quando inserido no curso de admissão. Esta técnica apresenta como vantagens a maior utilização da carga de combustível disponível nos cilindros de gás e a eliminação do retorno de chama, fenômeno tão característico nos motores carburados ou de injeção indireta. Por outro lado, a injeção direta, em motores de ignição por centelha, realizada a altas pressões no final do curso de compressão, consiste num método muito eficaz no combate a pré-ignição, sendo recomendada para combustíveis

com altas velocidades de chama e grandes limites de inflamabilidade, como é o caso do hidrogênio. SILVA (1993)

2.6 - MOTORES DE CARGA ESTRATIFICADA

A história da injeção direta de combustíveis em motores do ciclo Otto é tão antiga quanto o próprio motor de ignição por centelha. Dados históricos revelam que em 1884, um motor “Spiele” funcionou com injeção direta no cilindro de combustível leve. Com o desenvolvimento mais tarde do carburador, este método de injeção de combustível foi abandonado, ressurgindo tempos depois com o finalidade de prevenir a detonação. KOWALEWICZ (1984)

Nos primeiros motores do ciclo Otto com injeção, o combustível era injetado diretamente na câmara de combustão durante o curso de admissão, com pressões de injeção da ordem de 100 a 500 bar. LENZ (1992)

Segundo KOWALEWICZ (1984), a injeção direta de combustíveis em motores de ignição por centelha, foi muito utilizada em aviões e tanques de guerra durante a II guerra mundial, em virtude das altas pressões médias efetivas e altas velocidades do motor que este método de injeção proporcionava.

A estratificação da carga possibilita estender o limite inferior de inflamabilidade das misturas ar-combustível, melhorando as propriedades

termodinâmicas do fluido de trabalho, de modo que a operação com excesso de ar permite obter maior economia de combustível. FRENC (1980) e REYMOND (1980)

Até hoje (1984), a injeção direta é utilizada em motores de avião, carros de corrida e carros de passeio, em consequência das seguintes características: KOWALEWICZ (1984)

- maior economia, principalmente em cargas parciais;
- menor índice de emissões;
- possibilidade de queimar combustíveis de baixa octanagem;

SPRINGER (1996) descreve que a injeção direta de motores a gasolina tem sido exaustivamente pesquisada no Japão nos últimos anos pela Mitsubishi e pela Toyota. Segundo ele, o motor da Toyota de ignição por centelha e carga estratificada pode operar com razões ar-combustível de até 50: 1, resultando em uma economia de combustível de até 30% em relação aos similares com mistura pré-misturadas.

SHIMOTANI et al (1996) investigaram as características de um motor a gasolina com injeção direta de gás natural. Segundo eles, o motor de carga estratificada pode operar com misturas estequiométricas ou misturas pobres. Cargas demasiadamente estratificadas aumentam o consumo de combustível com maiores emissões de hidrocarbonetos não queimados, uma vez que, misturas muito ricas localizadas causam combustão incompleta.

DAISHO (1990) investigou o desempenho de um motor de dois tempos operando com injeção direta de gasolina. Os resultados mostram uma melhor

eficiência térmica e menores emissões de NOX do motor operando com injeção direta em relação a injeção original de gasolina no coletor.

A Toyota do Japão, anunciou recentemente, o lançamento de um novo produto no mercado. Trata-se de um motor D-4 de carga estratificada com injeção direta de gasolina. Neste motor há 4 válvulas por cilindro, com sistema de recirculação de gases da combustão (EGR) e a injeção de gasolina é feita a uma pressão 12 MPa. A estratificação da carga é proporcionada pela alta pressão de injeção, pelo formato da câmara de combustão e disposição das válvulas, especialmente projetadas com esta finalidade. O injetor é especialmente tratado para evitar acúmulo de depósitos. Comparado com os motores convencionais, apresenta uma economia de combustível da ordem de 30% e redução nas emissões da ordem de 95%. TOYOTA (1996)

STONE (1993), ressalta que a injeção direta de combustíveis líquidos nos cilindros do motor de ignição por centelha seguramente ocasiona estratificação de carga, uma vez que a mistura ar-combustível dispõe de menos tempo para homogeneização. Por outro lado, os injetores de combustível para injeção direta devem ser capazes de resistir às altas temperaturas e pressões da câmara de combustão.

OBERT (1971), descreve que no motor Otto de carga estratificada, a mistura é inflamada pela vela de ignição e a frente de chama deve-se deslocar a todas as misturas de combustíveis. A mistura é mais resistente à detonação, pois o gás final não necessariamente é uma mistura inflamável e também o tempo de permanência ou

aquecimento do combustível é menor, uma vez que a injeção começa mais tarde no curso de compressão.

A Figura 2.5, extraída do KOWALEWICZ (1984), apresenta o motor Helsselman de carga estratificada.

FIGURA 2.5 - Sistema de Combustão Helsselman.

Segundo KOWALEWICZ (1984), o combustível era injetado no final do curso de compressão dentro da câmara de combustão, sendo inflamado logo depois por uma centelha colocada do lado oposto do injetor. A frente de chama consumia inicialmente as misturas levemente rica nas vizinhanças da vela e depois se propagavam com grandes velocidades consumindo as misturas mais pobres. A alta

turbulência gerada pela geometria da câmara de combustão e válvulas permitiam a estratificação da carga admitida no cilindro.

De acordo com REYWOOD (1988), desde a década de 20, inúmeras tentativas tem sido feitas no sentido de desenvolver um motor de combustão híbrido que combine as melhores vantagens dos motores de ignição por centelha e dos motores diesel. A finalidade é desenvolver um motor com taxas de compressão consideradas ótimas para o desempenho de um motor ciclo Otto (na faixa de 12 a 15). Para tanto, o motor deve apresentar as seguintes características:

- 1) Injeção do combustível diretamente dentro da câmara de combustão , durante o processo de compressão (para evitar o problema da detonação ou ignição espontânea, muito comum nos motores de ignição por centelha com cargas pré-misturadas);
- 2) Inflamação do combustível com uma vela de ignição na medida que ele se combina com o ar para obter controle direto do processo de ignição.
- 3) Controle do nível de potência variando-se a quantidade de combustível injetada por ciclo (com a vazão de ar não estrangulada para minimizar o trabalho de bombeamento).

Diferentes tipos de motores de carga estratificada tem sido propostos ao longo dos anos, mas somente poucos tem sido completamente desenvolvidos e utilizados em motores veiculares. A Figura 2.6, reproduzida do REYWOOD (1988), apresenta dois modelos de motores de carga estratificada utilizados comercialmente.

A câmara de combustão desses motores apresenta um formato côncavo, proporcionando um alto grau de redemoinhos “swirl” ao ar aspirado, fundamental para uma combustão rápida da mistura ar-combustível.

FIGURA 2.6 - Motores de Carga Estratificada de Produção Comercial: O Sistema de Combustão Controlada TCCS da TEXACO e o Sistema FM da MAN.

O combustível é injetado tangencialmente e direcionado para a concavidade do pistão, durante os últimos estágios da compressão. Uma descarga elétrica de longa duração inflama o jato em desenvolvimento nas vizinhanças da vela de ignição. A partir daí, frente de chama se expande consumindo a mistura ar-combustível até os estágios finais da combustão que são completados durante o curso de expansão. Estes

motores são usualmente denominados de motor de carga estratificada com injeção direta.

Um outro conceito de motor carga estratificada, proposto em 1918 por Ricardo, tem sido extensivamente desenvolvido e produzido na Ex-União Soviética e no Japão. Este motor também é freqüentemente denominado de motor de ignição por jato “*jet-ignition*” ou de ignição por tocha “*toch-ignition*”. A Figura 2.7, reproduzida do REYWOOD (1988), apresenta uma versão deste motor com três válvulas.

FIGURA 2.7 - Esquema de um Motor Ciclo Otto de Carga Estratificada e Ignição por Tocha.

O volume de uma pequena pré-câmara, aonde está inserida a vela de ignição, é preenchido completamente com uma mistura muito rica em combustível (que contém

combustível além da quantidade que pode ser inflamada com o ar disponível) , através de uma válvula auxiliar.

Ao mesmo tempo, a mistura principal muito pobre (que contém ar além daquele requerido para queimar completamente o combustível) é introduzida na câmara principal do motor através da válvula de admissão e preparada de forma convencional por um sistema de carburação ou injeção indireta.

Após o fechamento da válvula de admissão, as pressões no cilindro crescem e a mistura pobre é comprimida para dentro da pré-câmara tornando a mistura nas vizinhanças da vela de ignição facilmente inflamável e levemente rica. Depois que esta mistura levemente rica é inflamada na pré-câmara, um jato de mistura em combustão é lançado através do orifício para a câmara de combustão principal, inflamando a carga principal de mistura pobre ali existente.

A finalidade da pré-câmara é transformar a frente de chama iniciada ao redor da vela de ignição em um ou mais jatos de chama na câmara de combustão principal, os quais apresentam uma maior superfície de área, com maior capacidade de diluição e maior poder de inflamação de misturas pobres.

Muito embora denominado de motor de carga estratificada, ele é realmente um motor de ignição por jato, cuja função básica é ampliar o limite de operação dos motores de ignição por centelha convencional para misturas mais pobres. REYWOOD (1988) e KOWALEWICZ (1984)

2.7 - CONVERSÃO DE MOTORES PARA GÁS NATURAL

TENNANT (1994) e WEAVER (1989), relatam que a conversão de motores convencionais para operação com combustíveis gasosos, particularmente, gás natural e GLP já existe à décadas, e consiste numa prática bastante comum nos países que não dispõe de grandes reservas de petróleo como é o caso da Itália, Nova Zelândia e Japão. Em 1981, operavam com GLP 550.000 veículos na Itália, 380.000 na nova Zelândia, 60.000 na Bélgica, 35.000 na Dinamarca e 23.000 na Alemanha. LENZ (1992). Ultimamente, nos Estados Unidos e Canadá, para atender à legislação ambiental, muitos veículos de frota foram convertidos para operar com gás natural ou GLP. Atualmente no Japão, existe cerca de 1,5 milhão de veículos operando com GLP. MAXWELL (1995)

De acordo com BOSCH (1993), LASTRES (1987) e RODAGÁS (1984), o gás metano principal constituinte do gás natural e também do biogás, pode ser empregado tanto para acionar motores do ciclo Diesel quanto do ciclo Otto. Entretanto, a alimentação do combustível e o processo de combustão da mistura ar-combustível ocorre de forma diferente em cada ciclo. A conversão de um motor de ignição por centelha convencional a gasolina ou a álcool para operação com gás metano, pode ser realizada segundo diferentes graus de complexidade, no que tange ao sistema de alimentação e à otimização do processo de combustão.

A conversão mais simples consiste na adaptação de um motor ciclo Otto para operação no modo bi-combustível e é realizada mediante a incorporação de um

sistema de alimentação de gás ao motor, preservando suas características construtivas originais. A falta de regularidade no abastecimento de gás, justifica este tipo de conversão, uma vez que o modo bi-combustível não retira a habilidade do motor de operar com o combustível original. SILVA (1993), WEAVER (1989) e LASTRES (1987)

De acordo com MAXWELL (1995), nos motores convertidos ou projetados para uso exclusivo do gás natural, o rendimento térmico é aumentado pela adoção de taxas de compressão adequadas ao gás e adicionalmente otimizando-se a curva de avanço da centelha. Um aumento significativo de rendimento volumétrico somente é possível por meio de supercarregamento do motor, alteração no diagrama ou número de válvulas ou ainda fazendo a injeção do combustível gasoso diretamente do cilindro do motor.

Os sistemas de conversão de veículos para uso do GNC ou GLP comercializados atualmente são basicamente dois: os sistemas mecânicos (carburação) e os sistemas de injeção eletrônica. Os sistemas mecânicos tem sido usados por muitos anos e operam de forma semelhante aos sistemas de carburação à gasolina. Os sistemas eletrônicos utilizam injetores ou válvulas de controle de fluxo para dosar o combustível na corrente de ar. MAXWELL (1995) e BOSCH (1993)

A Figura 2.8, publicada por MAXWELL (1995), mostra o esquema típico de um sistema mecânico de conversão de um motor convencional a gasolina para operação com gás natural ou GLP. O sistema mecânico de conversão para uso do GNC ou GLP são muito semelhantes, exceto quanto aos cilindros de armazenamento de gás, vaporizadores e o regulador de pressão.

O sistema de conversão mecânico a gás, consiste basicamente de um misturador, válvulas de bloqueio de combustível, filtros de combustível, regulador de pressão e reservatórios de armazenamento de gás.

Opcionalmente, pode ser incorporado ao sistema mecânico um pacote eletrônico “kit” que possibilita dentre outras funções de controle, a operação com sensor lâmbda (λ) em circuito fechado “closed-loop”. O sistema mecânico com o kit eletrônico opcional corresponde a um carburador eletrônico de gás.

FIGURA 2.8 - Diagrama Típico de um Sistema Mecânico de Conversão Bi-combustível para uso do GNC ou GLP.

A Figura 2.9, também extraída do MAXWELL (1995), apresenta um sistema típico de conversão de um motor convencional a gasolina para operação com injeção eletrônica de gás Natural ou GLP. Na injeção eletrônica de gás natural o combustível é injetado no coletor de admissão de modo semelhante à injeção de combustíveis líquidos (gasolina ou álcool).

Fazem parte também do sistema de injeção eletrônica de gás, um regulador de pressão que reduz a pressão de armazenamento do gás para a pressão de alimentação do injetor, válvulas de bloqueio de gás, filtros e reservatórios de armazenamento de gás.

FIGURA 2.9 - Diagrama Típico de um Sistema de Conversão Eletrônico Bi-combustível para uso do GNC ou GLP.

2.8 - DESEMPENHO DOS MOTORES A GÁS NATURAL

KO et al (1991) investigaram o desempenho de um motor monocilíndrico com injeção direta de gás natural a altas pressões (8 MPa). Os resultados mostram um aumento significativo de eficiência térmica do motor em altas cargas.

MAXWELL (1995) descreve que a perda total de potência nos motores bi-combustível, convertidos para uso do gás natural pode ser de até 30%, dos quais aproximadamente 10% é devido a baixa densidade do combustível gasoso e o restante, cerca de 20%, pode ser atribuído ao “kit” de carburação a gás. Segundo ele, muitos motores convertidos para queimar gás natural ou GLP, apresentam uma perda de potências que varia entre 10 e 20 %, devido à restrição imposta pelo “Kit” de carburação de gás.

Para MAXWELL (1995), a perda de eficiência volumétrica dos motores a gás pode ser compensada aumentando-se a pressão de admissão por intermédio de superalimentadores ou turboalimentadores. Uma outra possibilidade que tem sido considerada é enriquecer o conteúdo de oxigênio do ar empregando uma membrana separadora de gás ou outro mecanismo. O enriquecimento de oxigênio, no presente momento, é alvo de algumas pesquisas, não sendo encontrado em veículos comerciais.

MAXWELL (1995) afirma ainda que a perda de potência devido a queda de eficiência volumétrica dos motores a gás (gás natural e GLP) pode ser eliminada totalmente fazendo-se a injeção do combustível diretamente no cilindro do motor. Entretanto, esta técnica de injeção direta de gás natural ou GLP ainda não se encontra disponível no mercado.

TENNANT (1994) e WEAVER (1989) descrevem que a queda de potência nos motores a gasolina adaptados para operação no modo bi-combustível com GNC tem sido exaustivamente documentada, variando no intervalo de 11,3 a 22%. Segundo estes pesquisadores, as principais razões desta queda de potência são a perda de eficiência volumétrica, devido ao volume deslocado pelo GNC e, por outro lado, o acréscimo de eficiência volumétrica, devido ao aumento de densidade da carga aspirada, promovido pela evaporação do combustível líquido (gasolina) no coletor de admissão.

Testes realizados na universidade de Toronto com um motor 4.9 litros I-6, apresentou uma queda de potência entre 12 e 22% e entre 6 a 15% com um motor V-8 de 6.1 litros, quando convertidos de gasolina para funcionar com GNC. Segundo os pesquisadores, Para compensar a baixa densidade energética da mistura ar-GNC e desenvolver a mesma potência do motor a gasolina de 350 in³, foi necessário aumentar a cilindrada do motor em 83 in³. Na conversão do motor, foi utilizado um sistema single-point para injeção de GNC e ignição mapeada. CHIU et al (1991)

HARA (1994) investigou o desempenho de um motor de ignição por centelha monocilíndrico com taxa de compressão variável, de quatro tempos, funcionando com GNC ou gasolina, variando o fator de excesso de ar, o tempo de ignição por centelha,

a razão de compressão. Também investigou os efeitos da adição de oxigênio durante a operação do motor com GNC. O motor pode operar com altas razão de compressão de até 19:1, com misturas pobres de GNC com $\lambda = 1,6$. A potência do motor foi maximizada e o limite inferior de inflamabilidade, isto é o limite de combustão pobre ampliado, adicionando-se pequenas quantidades de gás oxigênio ao ar de admissão. Na razão de compressão 19:1, a potência do motor com GNC aumentou 92% em comparação com a potência desenvolvida pelo mesmo motor funcionando com gasolina com taxa de compressão de 9:1.

SPRINGER et al (1994) realizaram testes de emissões em dinamômetro de chassi com uma Pick-up Chevrolet de $\frac{3}{4}$ ton. e constataram que na partida a frio do motor usando GNC se reduz em até 70% as emissões de poluentes em relação a operação com gasolina.

GOTO & NARUSAWA (1996) investigaram a influência de diversos parâmetros sobre a estabilização da combustão, e em particular das misturas pobres "lean burn" em um motor de ignição por centelha. Segundo estes pesquisadores, o aumento da turbulência na mistura de GNC-ar, contribui para uma frente de chama mais estável e com menores variações cíclicas. A formação de óxidos de nitrogênio (NOx) é fortemente influenciada pelo fator de excesso de ar (λ), sendo reduzida drasticamente quando se utiliza misturas pobres, as quais proporcionalmente apresentam menores temperaturas indicadas.

ISHII et al (1994) investigaram algumas características de desempenho e emissões de um motor com injeção MPI a gasolina de 6 cilindros, com taxa de compressão de 9:1 e convertido para operação no modo bi-combustível com injeção

MPI de GNC. Os resultados indicam que a máxima potência do motor com injeção de GNC foi 15% menor em relação ao motor com injeção de gasolina usando a mesma taxa de compressão. Os gráficos da Figura 2.10 mostram o desempenho do motor com injeção MPI de gasolina ou GNC, para o regime de plena carga.

FIGURA 2.10 - Curvas de Desempenho de Motor Operando com Gasolina e GNC em Regime de Plena Carga.

CAPÍTULO 03 - SISTEMAS DE INJEÇÃO ELETRÔNICA DE COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.

3.1 - SISTEMAS DE CONTROLE INTEGRADOS

Os motores atuais de ignição por centelha são gerenciados por sistemas de controle integrados os quais incorporam as funções de controle da injeção de combustível, controle do avanço da centelha, controle do nível de detonação, controle da marcha lenta, controle das emissões de poluentes, controle da recirculação de gases de exaustão, controle das emissões evaporativas, dentre outros. Todos estes controles são gerenciados por uma unidade de controle eletrônico (ECU). VOLKSWAGEN (1996-a), PROBST (1995), RIBBENS (1993) e LENZ (1992)

A Figura 3.1, publicada por MIZUTANI (1992), mostra um sistema típico de controle integrado de um motor de ignição por centelha. O coração do sistema é a unidade de controle eletrônico (ECU). A Figura 3.2, publicada pelo mesmo autor, apresenta o diagrama de bloco típico de uma ECU de um sistema de controle integrado.

FIGURA 3.1 - Sistema de Controle Integrado Típico de um Motor.

FIGURA 3.2 - Configuração de uma ECU.

De acordo com RIBBENS (1993), LENZ (1992) e MIZUTANI (1992), os sistemas de controle integrados possibilitam ao motor operar com um alto nível de desempenho, otimizando as curvas de potência e torque, reduzindo o consumo de combustível e também as emissões de poluentes.

3.2 - INJEÇÃO ELETRÔNICA DE COMBUSTÍVEL

Neste capítulo será abordado apenas o sistema de injeção eletrônica de combustível, mas é importante ressaltar que o gerenciamento dos motores atuais é realizado de forma integrada, conforme elucidado no item anterior.

O princípio básico de funcionamento de um equipamento de injeção, para motores de ignição por centelha, consiste em regular a potência do motor controlando o fluxo de ar aspirado por meio de uma válvula restritora, geralmente uma borboleta, para posteriormente injetar o combustível, em algum ponto do coletor de admissão ou no interior do próprio cilindro, que satisfaçam aos requisitos de mistura para as diferentes condições de operação do motor. SENAI (1994-a), SENAI (1994-b) e MUÑOZ (1989).

Os sistemas de injeção eletrônica de combustível foram desenvolvidos com o objetivo de melhorar algumas características de desempenho do motor tais como potência, consumo específico de combustível, nível de emissões de poluentes e dirigibilidade. Uma variedade de sensores informam constantemente a ECU sobre as condições de operação do motor. Estas informações são usadas pela ECU para calcular a quantidade de combustível requerida pelo motor e controlar a injeção do combustível, nas diversas condições de operação. VOLKSWAGEN (1996-a), MOTOROLA (1993), RIBBENS (1993) e MIZUTANI (1992)

Os sistemas de injeção eletrônica de combustível, além de controlar a quantidade exata de combustível em todas as condições de operação do motor,

possuem ainda outras funções adicionais, tais como: corte de combustível durante as desacelerações, corte de combustível em velocidades excessivas, regulação da razão ar-combustível estequiométrica com sensor lambda, controle da recirculação dos gases de exaustão, controle das emissões evaporativas, diagnóstico de falhas e a operação em situações de emergência, dentre outras. PROBST (1995), BOSCH (1993), RIBBENS (1993) e MIZUTANI (1992)

O corte de combustível durante as desacelerações abruptas tem como objetivo reduzir ao máximo o desperdício de combustível quando o motor funciona como freio motor, isto é, em altas velocidades e com a borboleta do acelerador totalmente fechada. Nestas condições, a ECU cessa o fornecimento de combustível para o motor, sendo somente restabelecido quando a rotação do motor cai a um nível pré-calibrado.

A Figura 3.3, reproduzida do MIZUTANI (1992), ilustra o corte de fornecimento de combustível em situações de freio motor.

FIGURA 3.3 - Curva Típica de Corte de Combustível em Altas Rotações do Motor.

Em casos de velocidades excessivas do motor, que podem danificar ou comprometer sua vida útil ou de alguns componente do motor, a ECU também reconhece esta condição e corta o fornecimento de combustível para o motor, restabelecendo a injeção de combustível somente quando as velocidades caem abaixo do limite de segurança. VOLKSWAGEN (1996-a), PROBST (1995), BOSCH (1993), RIBBENS (1993), MIZUTANI (1992) e BOSCH (1989)

A Figura 3.4, publicada por MIZUTANI (1992), mostra a taxa de conversão típica dos gases de exaustão em um catalisador de um motor de ignição por centelha, em função da variação do fator de excesso de ar (λ).

FIGURA 3.4 - Taxa de Purificação dos Gases de Exaustão Típica de um Catalisador de 3-Vias.

O conversor catalítico de 3 vias utilizado nos motores Otto, converte cerca de 90% dos gases poluentes da combustão (CO, NO_x e HC) em produtos inócuos como dióxido de carbono, nitrogênio, oxigênio e vapor d'água. Os hidrocarbonetos (HC) e o monóxido de carbono (CO) dos gases de exaustão, ao passar pelo catalisador,

sofrem uma “reação de oxidação” promovida pelo Paládio (Pb), transformando-se em vapor d’água (H_2O) e dióxido de carbono (CO_2). Por outro lado, os óxidos de nitrogênio (Nox) em contato com o molibdênio (Mo) ou Ródio (Rh) do catalisador, sofrem um “processo de redução” e são transformados em nitrogênio(N_2) e oxigênio (O_2). PROBST (1995), BOSCH (1993), RIBBENS (1993) e LENZ (1992)

A Figura 3.4, mostra que para o bom funcionamento do conversor catalítico, é necessário que o motor funcione com razões ar-combustível muito próxima da razão estequiométrica. Manter a razão ar-combustível de um motor próxima da estequiométrica, somente é possível mediante o emprego de um circuito de controle de “*laço fechado*”. PROSBT (1995), RIBBENS (1993), RODRIGUES (1993), VOLKSWAGEN (1991) e BOSCH (1989)

A Figura 3.5, publicada pela GLOECKLER (1984), mostra um motor com conversor catalítico de três vias e circuito de *laço fechado*, retroalimentado com o sinal do sensor lambda.

FIGURA 3.5 - Sistema de Retroalimentação com Sensor Lambda.

O sensor de oxigênio (lambda) informa constantemente a ECU o título da mistura ar-combustível que está sendo queimada no motor, através da medição do teor de oxigênio dos gases de exaustão. Quando a mistura é demasiadamente rica, a ECU corrige instantaneamente a mistura, reduzindo o pulso de injeção. Caso contrário, isto é, quando a mistura é muito pobre, a ECU aumenta o pulso de injeção aproximando a mistura da estequiométrica. PROBST (1995), VOLKSWAGEN (1992), BOSCH (1993) e LENZ (1992)

A unidade de controle eletrônico (ECU) também é programada para desativar o circuito de laço fechado com sensor lambda e, operar em modo de “*laço aberto*” nos seguintes casos: durante as acelerações, desacelerações, partida a frio, fase de aquecimento do motor e em regime de plena carga do motor. VOLKSWAGEN (1996-a), PROBST (1995), SENAI (1994-a), BOSCH (1993), RIBBENS (1993), MIZUTANI (1992) e BOSCH (1989)

As emissões de óxidos de nitrogênio (Nox) de um motor podem ser reduzidas diminuindo-se as temperaturas máximas do ciclo. Nos países do primeiro mundo como Japão e Estados Unidos, uma técnica muito utilizada com esta finalidade consiste em recircular uma parcela dos gases de exaustão, diluindo-a na mistura fresca de admissão.

A recirculação dos gases de exaustão (EGR), entretanto, pode comprometer seriamente a dirigibilidade, especialmente em regimes de marcha lenta, durante as partidas a frio e em baixas velocidades e cargas parciais, aonde a fração de gases residuais diluídos na mistura fresca é mais significativa. BOSCH (1993), RIBBENS (1993), LENZ (1992) e MIZUTANI (1992)

O processo de recirculação dos gases de exaustão (EGR) também é gerenciado pela ECU, mediante o controle da válvula pneumática dos gases de exaustão, de modo a reduzir substancialmente as emissões de óxidos de nitrogênio (Nox) do motor, sem contudo comprometer a sua dirigibilidade. VOLKSWAGEN (1996-a), PROBST (1995), RIBBENS (1993), LENZ (1992) e MUZITANI (1992). A Figura 3.6, publicada por BOSCH (1989), mostra um controle típico de um sistema de recirculação dos gases de exaustão.

FIGURA 3.6 - Sistema de Recirculação dos Gases de Exaustão (EGR).

Um outro recurso importante dos sistemas de injeção eletrônica é sua capacidade de detectar e armazenar na memória da ECU códigos de diagnósticos de falhas dos componentes da injeção. Estes códigos facilitam bastante a identificação de anomalias no sistema de injeção e podem ser recuperados e lidos facilmente por intermédio de ferramentas especiais de diagnósticos denominadas "scanner". Quando a falha é detectada e corrigida, a ECU automaticamente apaga da sua memória "limp home" o código de falha correspondente. PROBST (1995) e FIAT (1993)

Um outro recurso também importante dos sistemas de injeção eletrônica de combustível, é a possibilidade de funcionamento do motor em caráter emergencial “go home”, quando um ou mais sensores, que informam a ECU as condições de operação do motor, apresentam falhas, impossibilitando a determinação exata da quantidade de combustível a ser liberada. Nestes casos, a ECU também é programada para assumir valores padrão, simulando o funcionamento normal dos sensores que apresentam falhas. Desta forma, é possível funcionar o motor em caráter emergencial e conduzir o veículo até uma oficina especializada onde o problema pode ser resolvido. VOLKSWAGEN (1996-a), VOLKSWAGEN (1996-b), PROBST (1995), CHEVROLET (1993), RIBBENS (1993) e LENZ (1992)

A Figura 3.7, reproduzida do LENZ (1992), mostra a utilização dos diversos sistemas de formação de mistura em carros de passeio na Europa no período de 1987 a 1993.

Este gráfico, revela uma redução drástica na produção de veículos com sistemas de carburação e a utilização cada vez mais intensa dos sistemas de injeção de combustível em carros de passeio na Europa.

A produção de veículos com sistemas de injeção multi-point (MPI) cresceu de 1987 até 1990 e manteve-se a partir deste ano, praticamente constante. Por outro lado, a produção de veículos com sistemas de injeção single-point (SPI) teve uma taxa de crescimento praticamente constante durante todo o período. A quantidade de veículos de passeio com motores diesel manteve-se praticamente inalterada durante todo o período.

FIGURA 3.7 - Projeção de Utilização dos Sistemas de Formação de Mistura em Carros de Passeio na Europa.

A Figura 3.8, publicada por BECK et al (1991) e reproduzida por MAXWELL (1995), mostra o tempo de resposta típico dos sistemas de carburação e injeção eletrônica de combustível versus o tempo de resposta requerido para boa dirigibilidade e índice de emissões aceitáveis.

Este gráfico mostra com muita propriedade porque os tradicionais sistemas de carburação, que reinaram absolutos como os sistemas de formação de mistura dos veículos, até o início dos anos 70, foram sendo substituídos nos últimos anos pelos sistemas de injeção eletrônica de combustível e hoje estão completamente obsoletos.

FIGURA 3.8 - Tempos de Resposta Típicos dos Sistemas de Injeção Eletrônica de Combustível e Carburador Versus o Tempo de Resposta Requerido para Boa Dirigibilidade e Emissões Aceitáveis.

3.3 - SISTEMA DE INJEÇÃO MULTI-POINT (MPI)

A Figura 3.9, publicada por GLOECKLER (1984), mostra um diagrama esquemático do sistema de injeção multi-point (MPI), também conhecido como sistemas de injeção na porta.

No sistema MPI, o ar e o combustível são controlados separadamente. Existe um injetor de combustível para cada cilindro do motor, o qual é inserido a montante da válvula de admissão. Esta configuração, além de não interferir no projeto do

coletor de admissão, permite uma melhor distribuição de combustível aos cilindros do motor do que o sistema de injeção single-point (SPI) e, além disso, elimina o problema condensação de combustível nas paredes do coletor de admissão, conferindo ótimas respostas durante os regimes transientes: nas acelerações ou desacelerações e também durante as fases de aquecimento e partida a frio. Isto resulta em maiores torques, potência e redução dos índices de emissões de poluentes. VOLKSWAGEN (1996-a), PROBST (1995) e BOSCH (1997)

FIGURA 3.9 - Diagrama Esquemático de um Sistema de Injeção Multi-Point.

A Figura 3.10, publicada por PROBST (1995), apresenta um diagrama esquemático da unidade de controle eletrônico da injeção (MPI), com indicação das principais variáveis de entrada.

FIGURA 3.10 - Sistema Típico de Gerenciamento Eletrônico de Injeção Multi-point (MPI).

A unidade de controle eletrônico da injeção (ECU), recebe continuamente informações de vários sensores, os quais permitem estabelecer a cada instante as condições de operação do motor. Estes dados são processados instantaneamente pela ECU, definindo a quantidade exata de combustível que deve ser consumida pelo motor. O sinal de comando aos injetores para injeção do combustível é dado em função da estratégia de controle pré-definida na ECU. BOSCH (1996), PROBST (1995) e BOSCH (1993)

A Figura 3.11, publicada por PROBST (1995), mostra o circuito de alimentação de combustível de um sistema MPI. O combustível é conduzido sob

pressão (cerca de 1,5 a 2,5 bar) por uma bomba elétrica até as válvulas injetoras. Um regulador de pressão, inserido no tubo de distribuição de combustível, mantém constante o gradiente de pressão entre a linha de alimentação de combustível e o coletor de admissão. Quando a pressão de alimentação excede ao valor pré-calibrado, o regulador de pressão abre e o combustível em excesso na linha de alimentação é drenado e retorna para o reservatório de combustível. Este retorno de combustível elimina a possibilidade de formação de vapor de combustível na linha de alimentação.

FIGURA 3.11 - Circuito de Combustível de um Sistema de Injeção Multi-point (MPI).

A injeção do combustível no sistema MPI é feita de forma intermitente (pulsante). Como a área de passagem do combustível através do injetor é fixa, a quantidade de combustível injetada por ciclo varia em função do tempo em que a válvula injetora de combustível permanece aberta, uma vez que, o gradiente de pressão entre linha de combustível e o coletor de admissão é mantido constante.

A Figura 3.12, extraída do PROBST (1995), mostra a montagem de um válvula injetora típica de um sistema MPI. A válvula deve ser montada de modo que o jato de combustível molhe o mínimo possível as paredes do coletor e com menor resistência possível ao fluxo de ar, durante o curso de admissão.

FIGURA 3.12 - Montagem Típica de uma Válvula Injetora de um Sistema Multi-point (MPI), com Indicação do Gradiente de Pressão Entre a Linha de Combustível e o Coletor de Admissão.

O tempo de injeção é formado pelo tempo básico de injeção e pelo tempo de injeção complementar ou de enriquecimento da mistura. O tempo básico de injeção é determinado em função da massa de ar aspirada e da velocidade angular do motor e estabelece a razão ar-combustível estequiométrica em qualquer regime de operação do motor. Enquanto que, o tempo de injeção complementar é estabelecido em função

dos requisitos de mistura para os diferentes regimes e condições de operação do motor. BOSCH (1996), PROBST (1995) e BOSCH (1993)

A título de exemplificação, no caso de frio intenso, durante as partidas à frio ou na fase de aquecimento do motor, há necessidade de misturas mais ricas e as válvulas injetoras, nestas circunstâncias, liberam duas ou três vezes mais combustível do que a razão estequiométrica. BOSCH (1997)

3.3.1 - Estratégias de Injeção Multi-Point (MPI)

A Figura 3.13, publicada por LENZ (1992), mostra que na injeção multi-point (MPI) o combustível pode ser injetado de três modos diferentes. Os modos ou estratégias de injeção são:

- Injeção simultânea;
- Injeção em grupo;
- Injeção seqüencial.

Na injeção simultânea, os injetores são conectados em paralelo e injetam combustível simultaneamente, uma vez a cada revolução da árvore de manivelas, independentemente da fase em que se encontra o cilindro. Portanto, há dois períodos de injeção por ciclo, sendo que a metade da quantidade de combustível necessário é fornecido em cada período de injeção. Neste modo de operação, as condições de

formação de mistura são diferentes em cada cilindro. BOSCH (1996), BARKHIMER (1995), SENAI (1994-a), BOSCH (1993), RIBBENS (1993) e LENZ (1992)

Na injeção em grupo ou semi-sequencial, os injetores são acionados por grupos, de modo que cada grupo de injetores tem seu período próprio de injeção de combustível. Cada grupo de injetores pode ter um ou dois períodos de injeção de combustível por ciclo. Este modo de operação pode ser compreendido como uma injeção simultânea realizada em grupo. BARKHIMER (1995), LENZ (1992) e MIZUTANI (1992)

Na estratégia de injeção sequencial, o combustível é injetado de forma sincronizada com o curso de admissão. Portanto, cada injetor tem seu próprio período de injeção. Neste modo de operação, a exemplo dos dois modos de injeção apresentados anteriores, cada injetor pode realizar um ou dois disparos (períodos) de injeção por ciclo. VOLKSWAGEN (1996-a), BARKHIMER (1995), RIBBENS (1993), LENZ (1992) e MIZUTANI (1992)

A escolha, por parte dos fabricantes, da estratégia de injeção multi-point (MPI) a ser adotada para um determinado modelo de veículo, leva em conta vários fatores, principalmente o custo de fabricação, as necessidades de controle da emissões de poluentes e as características do veículo. PASSARINI (1993), RIBBENS (1993), LENZ (1992), MIZUTANI (1992). De uma forma geral, a estratégia de injeção MPI sequencial proporciona ao motor um melhor gerenciamento da mistura do que a injeção em grupo e a injeção simultânea. A injeção em grupo, por sua vez, é melhor em termos de controle do que a injeção simultânea. LENZ (1992), MIZUTANI (1992)

FIGURA 3.13 - Estratégias de Injeção Simultânea, em Grupo e Sequencial para Sistemas de Injeção Multi-point (MPI).

3.4 - SISTEMA DE INJEÇÃO SINGLE-POINT (SPI)

No sistema de injeção eletrônica single-point (SPI), também conhecido como injeção monoponto, injeção no corpo da válvula (TBI), ou ainda injeção central de

combustível (CFI), o controle do ar de admissão e do combustível são feitos separadamente. BOSCH (1993), LENZ (1992), MIZUTANI (1992)

A unidade de controle eletrônico (ECU) recebe constantemente informações sobre as condições de operação do motor através dos diversos sensores. Baseada nestes dados de entrada, a ECU calcula e controla a injeção do combustível. LENZ (1992), MIZUTANI (1992) e BOSCH (1993)

O sistema SPI caracteriza-se por possuir somente um injetor de combustível para alimentar todos os cilindros do motor (ou dois no caso de motores de 6 a 8 cilindros). Para se obter uma mistura mais homogênea, o injetor de combustível é inserido na zona comum do coletor de admissão, geralmente à montante da válvula borboleta do acelerador. Por sua configuração se costuma denominá-lo também de carburador de injeção, mas na realidade é um sistema de injeção. VOLKSWAGEN (1994), RIBBENS (1993), MIZUTANI (1992), VOLKSWAGEN (1992), CHEVROLET (1991), MUNOZ (1989)

A Figura 3.14, publicada por GLOECKLER (1984) apresenta um diagrama esquemático de um sistema de injeção de combustível single-point (SPI). O sistema SPI é um bom compromisso entre o desempenho e o custo. Algumas limitações encontradas no sistema de carburação convencional também podem ser observadas, ainda que em menor grau, no sistema SPI tais como: distribuição do combustível, principalmente em regime de plena carga, e comportamento dinâmico da mistura, particularmente durante a fase de aquecimento do motor, devido a condensação parcial do combustível nas paredes do coletor de admissão. Por outro lado, a alta flexibilidade, alta acuracidade e estabilidade no controle do combustível

são melhoradas com o sistema de injeção SPI. PROBST (1995), BOSCH (1993), LENZ (1992), VOLKSWAGEN (1992), CHEVROLET (1991), GLOECKER (1984) e BOWLER (1980)

FIGURA 3.14 - Diagrama Esquemático de um Sistema de Injeção Single Point.

3.5 - INJETOR ELETRÔNICO DE COMBUSTÍVEL

Segundo BARKHIMER et al (1996) e PASSARINI (1993), o projeto de um injetor eletrônico de combustível, e em especial do injetor eletrônico de gás deve satisfazer aos seguintes requisitos:

- a) controle preciso do combustível em todas as condições de operação;
- b) linearidade entre a vazão de combustível e a duração do pulso de injeção;
- c) vazão dinâmica de combustível adequada;
- d) baixo custo de fabricação;
- e) durabilidade.

CAPÍTULO 04 - ANÁLISE TERMODINÂMICA DO MOTOR

4.1 - CICLO PADRÃO DE AR OTTO

O ciclo ideal de volume constante, representativo dos motores de ignição por centelha, é comumente denominado de “*ciclo padrão de ar Otto*”. Neste ciclo, o fornecimento e rejeição de calor são realizados a volume constante. Na Figura 4.1, estão representados os diagramas hipotéticos de pressão versus volume ($P \times V$) e de temperatura versus entropia ($T \times S$) para o ciclo padrão de ar Otto.

FIGURA 4.1 - Diagramas de Pressão versus Volume ($P \times V$) e Temperatura versus Entropia ($T \times S$) para o Ciclo Padrão de Ar Otto.

o ciclo se baseia nas seguintes premissas:

- a) O fluido de trabalho é o ar, considerado como um gás ideal com os calores específicos (C_p e C_v) constantes;
- b) Os processos de compressão (1-2) e de expansão (3-4) são ambos isentrópicos, isto é, não se consideram os efeitos de fricção (reversível) nem tampouco as perdas de calor (adiabático);
- c) A liberação de calor pelo processo de oxidação do combustível é substituído por um processo de adição calor a volume constante (2-3) de uma fonte externa;
- d) Finalmente, o processo de exaustão é substituído por um resfriamento a volume constante (4-1), até a temperatura inicial.

Apesar das divergências entre o ciclo teórico e o motor real, a análise do ciclo termodinâmico é muito simples e possibilita estabelecer algumas tendências de comportamento de um motor real, em particular com relação a influência da razão de compressão na eficiência do motor.

Para o ciclo Padrão de ar, o rendimento térmico por definição é:

$$\eta_t = \frac{\text{calor fornecido} - \text{calor rejeitado}}{\text{calor fornecido}} \quad (4.1-a)$$

$$\eta_t = \frac{q_A - q_B}{q_A} = \frac{\Delta s(T_3 - T_1)}{\Delta s \cdot T_3} \quad (4.1-b)$$

fazendo-se os arranjos necessários, resulta:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(r_c\right)^{\gamma-1}} \quad (4.1-c)$$

η_t = rendimento térmico [adm]

r_c = razão de compressão [adm]

γ = razão dos calores específicos (c_p/c_v) [adm]

Naturalmente que os eventos em um motor real divergem consideravelmente do ciclo teórico, principalmente com relação aos seguintes aspectos:

- 1) As trocas de calor entre o fluido de trabalho e as paredes do cilindro, reduzem o trabalho de compressão e diminuem a temperatura e pressão durante a combustão e o trabalho no curso de expansão;
- 2) A combustão não se realiza essencialmente a volume constante, resultando em redução dos picos de pressão e temperaturas máximas, com conseqüente perda de potência em relação ao ciclo teórico;
- 3) As propriedades do fluido de trabalho, uma mistura de ar, combustível e gases residuais remanescentes do ciclo anterior, não correspondem aquelas do gás ideal, resultando em uma redução de potência em relação aquela estimada pelo ciclo teórico;
- 4) Os processos de renovação da carga são ignorados no ciclo teórico.

A Figura 4.2 , publicada por PLINT (1995), mostra a variação do rendimento térmico em função da razão de compressão para o ciclo teórico (padrão de ar) e dos motores de ignição por centelha e diesel.

FIGURA 4.2 - Curvas de Rendimento Térmico versus Razão de Compressão.

4.2 - MÁXIMO TRABALHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Um motor de combustão interna pode ser avaliado como um sistema aberto o qual troca calor e trabalho através de suas fronteiras para a atmosfera. Os reagentes (uma mistura de ar e combustível) entra no sistema (volume de controle) enquanto os produtos (gases de exaustão) saem do sistema. Aplicando-se a 2ª Lei da

termodinâmica ao volume de controle apresentado na Figura 4.3, é possível encontrar o máximo trabalho que o motor pode fornecer.

Considerando-se que uma massa (m) de fluido passa através do volume de controle. Da 1ª Lei da termodinâmica tem-se:

$$\Delta Q - \Delta W_U = \Delta H \quad (4.2)$$

onde

ΔW_U = trabalho útil transferido para o ambiente;

$$\Delta H = H_P - H_R \quad (4.3)$$

tendo em conta que o calor transferido (ΔQ) ocorre somente para a atmosfera cuja

temperatura é T_A , da 2ª Lei da termodinâmica Vem:

$$\frac{\Delta Q}{T_A} \leq \Delta S \quad (4.4)$$

combinando estas equações resulta:

$$\Delta W_U \leq -(\Delta H - T_A \Delta S) = -\Delta B \quad (4.5)$$

a função disponibilidade (B) é:

$$B = H - T_A \cdot S \quad (4.6)$$

Normalmente ($T_R = T_A$) e ($P_R = P_A$). O trabalho máximo deve ser obtido quando ($T_P = T_A$ e $P_P = P_A$). Nestas condições:

$$\Delta W_U \leq - \left[(H - TS)_{P_{TA}, T_A} - (H - TS)_{R_{TA}, P_A} \right] = (\Delta G)_{T_A, P_A} \quad (4.7-a)$$

ou

$$\Delta W_{Umax} = -(\Delta G)_{T_A, P_A} \quad (4.7-b)$$

onde (G) é a energia livre de Gibbs, (H - TS), e $(\Delta G)_{T_A, P_A}$ é o aumento de energia livre de Gibbs na reação de mistura ar-combustível a temperatura e pressão atmosférica. - $(\Delta G)_{T_A, P_A}$ será a máxima quando a combustão for completa.

Uma medida fundamental da ineficiência de um motor real é a razão entre o trabalho de eixo e o trabalho máximo. Esta razão deve ser chamada de “*eficiência de conversão disponível*” (η_{ia}):

$$\frac{\Delta W}{\Delta W_{Umax}} = - \frac{\Delta W}{(\Delta G)_{T_A, P_A}} \quad (4.8)$$

4.3 - BALANÇO TÉRMICO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO

O rendimento térmico de um motor de combustão interna em regime de plena carga varia aproximadamente entre 20% para pequenos motores a gasolina até pouco mais de 50% para motores diesel de baixa rotação. PLINT (1995).

As irreversibilidades dos processos em um motor real impedem que toda a energia disponível no combustível seja integralmente transformada em trabalho útil, resultando em perdas de energia inevitáveis.

FIGURA 4.3 - Volume de Controle para um Motor de Combustão Interna, com Indicação dos fluxos de energia e massa através das fronteiras.

Estas perdas de energia, típicas de um motor de combustão interna, podem ser avaliadas de maneira simples, aplicando-se a equação da conservação da energia em regime permanente ao volume de controle (V.C) indicado na Figura 4.3. Conforme ilustrado nesta figura, fluxos de massa e energia atravessam as fronteiras do sistema (volume de controle), interagindo com o meio (atmosfera). A equação da energia em regime permanente aplicada ao volume de controle (V.C) da Figura 4.3, resulta:

$$H_1 = P_s + (H_2 - H_3) + Q_1 + Q_2 \quad (4.9)$$

onde:

H_1 = energia do combustível;

P_s = potência útil;

H_2 = entalpia dos gases de exaustão;

H_3 = entalpia do ar de admissão

Q_1 = calor absorvido pela fluido de refrigeração;

Q_2 = calor retirado por convecção e radiação;

Valores típicos das perdas energéticas em um motor de ignição por centelha são: 30% para os gases de exaustão, 25% para o fluido de refrigeração, 7% por atrito, 8% para acionamento de componentes auxiliares e 3% por radiação e condução. A energia restante, 27% corresponde ao trabalho útil. PENIDO (1981)

Apesar da utilização de novos materiais e avançadas tecnologias tais como injeção e ignição eletrônica, o motor de combustão interna não atingiu seu ápice de desenvolvimento, apresentando ainda enormes irreversibilidades. REYWOOD (1988)

CAPÍTULO 05 - O RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

O rendimento volumétrico é de grande importância no contexto deste trabalho, uma vez que a estratégia de injeção direta de gás natural tinha como objetivo básico aumentar a capacidade de enchimento de ar do cilindro (eficiência de bombeamento de ar para o motor) em relação a injeção tradicional de gás natural feita no coletor de admissão. Neste capítulo, serão apresentadas as correlações existentes entre o rendimento volumétrico e os parâmetros característicos de desempenho do motor, tais como potência, torque e pressão média efetiva etc. Discute-se ainda o processo de admissão ideal e os principais efeitos dinâmicos e estáticos que interferem no rendimento volumétrico.

5.1 - CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

De acordo com MAXWELL (1995), PLINT (1995), MUÑOZ (1989) e REYWOOD (1988) os motores de combustão interna são essencialmente bombas de ar, uma vez que a massa de ar ou mistura admitida por unidade de tempo é proporcional a velocidade angular do motor e a densidade do fluido de trabalho em algum ponto característico do sistema de admissão.

MAXWELL (1995) descreve ainda que o ar de admissão aspirado pelo motor fornece o oxigênio que se constitui num dos elementos básicos da reação de oxidação do combustível no interior do motor. Para fornecer mais potência ao motor, se faz necessário queimar uma parcela maior de combustível e conseqüentemente mais ar (oxigênio) deve ser aspirado. Nos motores atuais do ciclo Otto, a quantidade de ar disponível no cilindro do motor para combustão, depende em grande parte das características do combustível reinantes no coletor de admissão e também, da resistência imposta pelos sistemas de admissão e exaustão.

Nas últimas décadas, tecnologias de otimização do rendimento volumétrico tais como aumento do número de válvulas, aumento da pressão de admissão por meio de compressores ou turbinas (motor superalimentado) ou ainda mecanismos de abertura e fechamento de válvulas variável, vem sendo pesquisadas e utilizadas em motores de combustão interna para uso veicular.

2 - DEFINIÇÕES E CONDIÇÕES DE REFERÊNCIA

Segundo HEYWOOD (1988) o rendimento volumétrico é um parâmetro adimensional muito utilizado para aferir a capacidade de aspiração de ar dos motores de combustão interna de quatro tempos.

MUÑOZ (1989) e HEYWOOD (1988) definem¹ o rendimento volumétrico como sendo a razão entre a massa de ar que entra nos cilindros do motor por ciclo e massa de ar que ocuparia o volume deslocado pelo pistão na densidade de referência². A expressão matemática para os motores de quatro tempos é:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,0} V_d N} \quad (5.1)$$

onde:

η_v = rendimento volumétrico [adm]

$\dot{m}_a$ = vazão mássica de ar aspirada pelo motor [kg/min]

N = rotação do motor [rpm]

V_d = cilindrada total [m³]

$\rho_{a,0}$ = densidade do ar aspirado na temperatura e pressão de referência [kg/m³]

Segundo MUÑOZ (1989) e TAYLOR (1985-a) nos motores aspirados, a densidade de referência toma-se normalmente nas condições de pressão e temperatura exteriores (1 da Figura 5.1). O rendimento volumétrico assim definido³, leva em conta a influência de todo o sistema de admissão. Se as condições de pressão e temperatura

¹ FERGUSON (1988) e TAYLOR (1985-a) definem $\eta_v = 2(\dot{m}_a + \dot{m}_f) / \rho_{a,0} V_d N$; onde $\dot{m}_f$ = vazão mássica de combustível induzida. Nos motores de injeção direta de combustível $\dot{m}_f = 0$.

² REYWOOD (1988), considera a densidade de referência como sendo a densidade do ar atmosférico ou em algum ponto do coletor de admissão.

³ REYWOOD (1988) e TAYLOR (1985-a) denominam de rendimento volumétrico global, quando a densidade é medida na entrada do coletor de admissão;

de referência são tomadas em algum ponto intermediário (2 e 3 da Figura 5.1), o rendimento volumétrico mede a influência sobre o processo de perda de carga somente a jusante do ponto considerado. Como as maiores perdas de carga do sistema de admissão são geradas na válvula de admissão, é também possível, mas não muito freqüente tomar como condições de referência a densidade da mistura nas vizinhanças da válvula. Nestes casos, entretanto, é preciso adotar um procedimento criterioso, de modo a evitar que algum problema de medida possa surgir em virtude das grandes flutuações de pressão naquela região do conduto de admissão.

FIGURA 5.1 - Condições de Referência para Determinação do Rendimento Volumétrico.

No caso dos motores sobrealimentados, se a densidade de referência é referida as condições exteriores, o rendimento volumétrico correspondente pode resultar

maior que a unidade. Por esta razão, a densidade de referência é tomada normalmente após o compressor (4 e 5 da Figura 5.1)

5.3 - O PROCESSO DE ADMISSÃO IDEAL

MUÑOZ (1989) relata que o denominador da eq. (5.2) do rendimento volumétrico corresponde a massa de ar que é introduzida no cilindro do motor em um processo de admissão ideal. Tal processo, poderia ser obtido caso fossem satisfeitas as seguintes condições:

- a) A velocidade de deslocamento do pistão é suficientemente lenta de modo que os efeitos de inércia são desprezíveis;
- b) Não existe troca de calor com o fluido de trabalho durante o processo de admissão;
- c) Não existe perda de carga durante o processo de admissão;
- d) As válvulas de admissão e de exaustão abrem e fecham instantaneamente nos pontos mortos.

De acordo com o mesmo autor, o modelo mecânico de um processo de admissão ideal corresponderia a um motor hipotético operando tão lentamente que se supõe atendidas as condições (a) e (c) acima, devido a baixa velocidade de circulação do fluido de trabalho. Tal processo seria ainda adiabático por hipótese do processo de admissão e com fechamento e abertura das válvulas instantâneos, de forma a assegurar que as pressões durante o curso de admissão e exaustão seriam constantes,

e por fim, o sistema seria perfeitamente estanque, sem fugas do fluido de trabalho entre o pistão e o cilindro.

5.4 - OS PROCESSOS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO EM MOTORES DE QUATRO TEMPOS

Nos motores de ignição por centelha, a mistura admitida nos cilindros consiste basicamente de combustível, de ar atmosférico e de gases residuais. A preparação da mistura é um objetivo básico do processo de admissão. O processo de formação da mistura compreende a preparação da mistura propriamente dita e também a sua distribuição equilibrada, em termos qualitativos e quantitativos, para os cilindros do motor.

HEYWOOD (1988) descreve que nos motores de ignição por centelha, o sistema de admissão típico consiste de um filtro de ar , um sistema de formação de mistura (carburação ou injeção) , uma borboleta de controle do fluxo de ar, coletor de admissão e válvulas. O sistema de exaustão típico, por sua vez consiste basicamente de um silencioso, um catalisador e um sistema para controle das emissões.

A Figura 5.2, publicada por HEYWOOD (1988), mostra os processos de admissão e exaustão típicos de um motor de ignição por centelha multicilíndrico.

FIGURA 5.2 - Processos de Admissão e Exaustão de um Motor de Ignição por Centelha de 4 tempos. (a) Pressões Médias na Admissão; (b) Diagramas de Válvulas e Pressão versus Volume; (c) Sistema de Exaustão; (d) Pressões Indicadas (p) e Levantamento de Válvulas em Função do Ângulo n Árvore de Manivelas(θ). A Linha cheia é a Plena Carga e a Pontilhada em Regime Cargas Parciais.

Durante o processo de admissão, a mistura ar-combustível sofre perdas de carga ao passar por cada um destes elementos, sendo que a perda de carga na passagem da válvula de admissão é a mais significativa. Um sistema de exaustão típico

consiste basicamente de um coletor de exaustão, tubulação de exaustão, um conversor catalítico de controle das emissões e um silencioso. O escoamento do fluido de trabalho nos sistemas de admissão e exaustão é predominantemente pulsante. Entretanto, alguns aspectos deste escoamento pode ser analisado em regime permanente.

Na Figura 5.2-a, estão representados os valores médios das pressões de admissão. A queda de pressão ao longo dos sistemas de admissão e exaustão depende essencialmente da velocidade do motor, da resistência oferecida ao fluxo pelos elementos do sistema, da área de passagem de cada um destes elementos e da densidade do fluido de trabalho.

A Figura 5.2-d, mostra o diagrama de distribuição, isto é, o diagrama de acionamento das válvulas de admissão e exaustão em função do ângulo trigonométrico medido na árvore de manivelas. É usual antecipar a abertura das válvulas e postergar o seu fechamento, em relação aos cursos de admissão e exaustão correspondentes, para tirar proveito da inércia dos gases nos sistemas de admissão e exaustão, melhorando o enchimento do cilindro.

O processo de exaustão inicia-se usualmente entre 40° a 60° antes do pistão atingir o PMI no curso de expansão. A válvula de exaustão fecha tipicamente de 15° a 30° após o pistão passar pelo PMS, no início do curso de admissão.

A válvula de admissão, por sua vez, abre tipicamente entre 10° e 20° antes do pistão atingir o PMS no final do curso de exaustão. O fechamento da válvula de admissão ocorre tipicamente entre 50° a 70° após o pistão passar pelo PMI no início

do curso de compressão, de modo que a mistura fresca (ar-combustível) continua a encher o cilindro do motor, após o pistão passar pelo PMI.

O período em que as válvulas estão simultaneamente abertas é denominado de período de cruzamento de válvulas ou simplesmente cruzamento de válvulas. Neste período, quando a relação entre a pressão de admissão e a pressão de descarga é menor que a unidade ($P_i/P_e < 1$), parte dos gases descarregados retornam “*backflow*” ao cilindro do motor juntamente com a mistura fresca admitida.

A vantagem do cruzamento das válvulas acontece em altas rotações, quando o longo período de cruzamento contribui para melhoria da eficiência volumétrica do motor.

REYWOOD (1988) afirma que devido às variações com o tempo, do volume do cilindro e da área de abertura das válvulas e também, dos efeitos de inércia dos gases e de propagação de ondas nos sistemas de admissão e exaustão, as pressões no coletor de admissão, no cilindro e no coletor de exaustão, durante o processo de renovação dos gases, variam de forma bastante complicada. Um cálculo analítico destes processos é extremamente difícil. Na prática, estes processos são freqüentemente tratados empiricamente, usando parâmetros globais, como a eficiência volumétrica, para determinar o desempenho dos sistemas de admissão e exaustão, em termos de capacidade de bombeamento de ar para o motor.

5.5 - VARIÁVEIS QUE INFLUENCIAM O RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

REYWOOD (1988) descreve que o rendimento volumétrico de um motor de combustão interna é função de inúmeras variáveis, sendo fortemente influenciado pelas propriedades do combustível, pelas condições operacionais e climáticas e ainda pelas características de projeto do motor, especialmente dos sistemas de admissão e exaustão. Segundo ele, a eficiência volumétrica é um parâmetro adimensional muito utilizado para expressar a ineficiência de um motor de quatro tempos e seus sistemas de admissão e exaustão como dispositivos de bombeamento de ar para o cilindro. Uma expressão equivalente a eq. (5.1) para o rendimento volumétrico é:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,o} V_d (N/2)} \quad (5.2)$$

onde: m_a = massa de ar aspirada pelo motor por ciclo [Kg]

As principais variáveis que interferem no rendimento volumétrico podem ser agrupadas da seguinte forma:

- a) Tipo de combustível, razão ar-combustível;
- b) Fração de combustível vaporizado no sistema de admissão e calor de vaporização;
- c) Temperatura da mistura a qual é influenciada pela transferência de calor;

- d) Razão de compressão;
- e) Razão entre as pressões de admissão e exaustão;
- f) Velocidade do motor;
- g) Projeto das janelas de passagem e coletores de admissão e exaustão;
- h) Projeto das válvulas de admissão e exaustão quanto a geometria, tamanho, levantamento e diagrama de distribuição.

O autor afirma ainda que os efeitos da maioria das variáveis são de natureza quasi-permanente, isto é, seu impacto é independente da velocidade, podendo ser descritos em termos de velocidade média do motor.

Entretanto, algumas dessas variáveis causam efeitos que dependem do movimento transitório e dos fenômenos de ondas de pressão que acompanham a natureza da variação temporal dos processos de renovação de carga.

5.6 - EFEITOS QUASI-ESTÁTICOS

5.6.1 - Eficiência Volumétrica do Ciclo Padrão Ar-Combustível.

Para o ciclo ideal ar-combustível, representativo dos motores de ignição por centelha, é válida a seguinte expressão para o rendimento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{2.m_a}{\rho_{a,o} V_d} = \frac{m(1-x_r)}{\rho_{a,o} [1+(F/A)] (r_c-1) V_1} \quad (5.3)$$

onde (m) é a massa no ponto (1) do ciclo. Sendo:

$$\rho_i V_1 = m \frac{\tilde{R}}{M} T_1 \quad (5.4-a)$$

$$p_{a,o} = \rho_{a,o} \frac{\tilde{R}}{M_a} T_{a,o} \quad (5.4-b)$$

$$\frac{T_1}{T_i} = \frac{1-x_r}{1-1/(\gamma r_c) [p_e/p_i + (\gamma-1)]} \quad (5.4-c)$$

substituindo estas equações na eq. (5.3), obtém-se:

$$\eta_v = \left(\frac{M}{M_a} \right) \left(\frac{p_i}{p_{a,o}} \right) \left(\frac{T_{a,o}}{T_i} \right) \frac{1}{[1+(F/A)]} \left\{ \frac{r_c}{r_c-1} - \frac{1}{\gamma(r_c-1)} \left[\left(\frac{p_e}{p_i} \right) + (\gamma-1) \right] \right\} \quad (5.5)$$

onde, os sub-índices significam: (i)= admissão da mistura; (a,o) = ar nas condições exteriores; (a)= ar atmosférico; (e)= exaustão do gases; (1)= no ponto 1 do ciclo.

T, P = temperatura absoluta [K] e pressão [KPa]

(F/A) = razão ar-combustível [Kg/Kg]

r_c = razão de compressão [adm.]

M = peso molecular do fluido de trabalho no ciclo [adm]

γ = razão dos calores específicos do fluido de trabalho no ciclo [adm]

x_r = fração de gases residuais [adm]

$R_{(a,o)}$ = Constante do ar nas condições atmosféricas padrão [J/Kmol]

V_d = cilindrada do motor [m³]

V_1 = volume do cilindro [m³]

Como $\phi = 1$, o termo entre { } da eq. (5.5) é igual a 1.

5.6.2 - Efeitos da Razão Ar-Combustível, Fase e Composição do Combustível.

Nos motores de ignição por centelha, a presença do combustível gasoso e vapor d'água no coletor de admissão reduz substancialmente a pressão parcial do ar na mistura. Para misturas de ar (a), vapor d'água (w), gases ou vapor de combustível (f), a pressão no duto de admissão (p_i) pode ser expressa da seguinte forma:

$$p_i = p_{ai} + p_{fi} + p_{wi} \quad (5.6)$$

que aplicando a lei dos gases ideal resulta:

$$\frac{p_{a,i}}{p_i} = \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{-1} \quad (5.7)$$

O fator de correção do vapor d'água é usualmente pequeno, cerca de 0,03. A Figura 5.3, extraída do REYWOOD (1988), mostra a influência da densidade do combustível na pressão parcial do ar no coletor de admissão.

FIGURA 5.3 - Efeito o Vapor do Combustível na Pressão Parcial do Ar. Razão da Pressão de Admissão do Ar ($P_{a,i}$) para Pressão de Admissão da Mistura (P_i) Versus Razão Equivalente (ϕ) para Vapor de Iso-octano, propano, metano, vapor de metanol e hidrogênio.

Como se pode observar na figura anterior, para os combustíveis convencionais como a gasolina (C_8H_{18}), esse efeito promovido pelo vapor do combustível, independentemente da razão ar-combustível, é pequeno. Entretanto, para os combustíveis gasosos e metanol vaporizado, a eficiência volumétrica é substancialmente reduzida pela pressão parcial do combustível na mistura.

5.6.3 - Efeitos da Fração do Combustível Vaporizado, do Calor de Vaporização e da Transferência de Calor.

Para escoamento a pressão constante de um fluido bi-fásico evaporando e com transferência de calor, a equação da energia em regime permanente é:

$$\left[\dot{m}_a h_a + (1 - x_e) \dot{m}_f h_{f,L} + x_e \dot{m}_f h_{f,V} \right]_A = \dot{Q} + \left(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f h_{f,L} \right)_B \quad (5.8)$$

onde, (x_e) =fração de massa evaporada e os sub-índices significam: (a) =propriedades do ar; (f) =propriedades do combustível; (V) =vapor; (L) =líquido; (A) =depois da evaporação; (B) =antes da evaporação. Aproximando-se a variação de entalpia específica (h) de cada componente da mistura por $C_p \Delta T$, e com a entalpia de vaporização $h_{f,V} - h_{f,L} = h_{f,LV}$, da eq. (5.8) vem:

$$T_A - T_B = \frac{\left(\dot{Q} / \dot{m}_a \right) - x_e (F/A) h_{f,LV}}{c_{p,a} + (F/A) c_{f,L}} \quad (5.9)$$

uma vez que $c_{f,L} \sim 2c_{p,a}$ o último termo do denominador pode ser desprezado.

Se não existe transferência de calor entre o meio (paredes do coletor) e a mistura ar-combustível, a temperatura da mistura necessariamente diminui por efeito da evaporação do combustível. Para completa evaporação do isooctano com $\phi = 1.0$, $T_A - T_B = -19^\circ \text{C}$. Para o metanol nas mesmas condições, $T_A - T_B = -128^\circ \text{C}$. Na prática, este processo não é adiabático, sempre ocorre troca de calor entre as paredes do coletor e a mistura e o combustível não é completamente vaporizado antes de entrar no cilindro. Dados experimentais mostram que o decréscimo na temperatura do

ar que acompanha a vaporização do combustível líquido é mais significativo do que a redução da pressão parcial do ar devido ao aumento da quantidade de combustível vaporizado: para a mesma taxa de aquecimento, a eficiência volumétrica com a vaporização do combustível é aumentada em poucos pontos percentuais.

A eq. (5.5) da eficiência volumétrica mostra que os efeitos na variação da temperatura ao entrar no cilindro é dado pelo fator $(T_{a.o}/T_i)$. Dados experimentais revelam que uma dependência da eficiência volumétrica com a raiz quadrada da razão de temperatura em um motor real. Essa dependência com a raiz quadrada é um padrão assumido nos testes de motores para redução dos dados.

5.6.4 - Efeitos da Razão de Compressão e Razão da Pressão de Admissão e Exaustão.

Segundo REYWOOD (1988) a fração do volume de gás residual retido no cilindro do motor varia em função da relação entre a pressão de admissão e a pressão de exaustão (p_e/p_i) e também da razão de compressão (r_c). Com o aumento do volume gases residuais a eficiência volumétrica diminui. Estes efeitos na eficiência volumétrica do ciclo ideal são expressos pelo termo entre {} da eq. (5.5). A Figura 5.4, reproduzida do REYWOOD (1988), mostra esses efeitos para $\gamma = 1,3$.

FIGURA 5.4 - Efeito da Razão de Pressões de Admissão e Escape na Eficiência Volumétrica do Ciclo Ideal.

5.7 - EFEITOS DINÂMICOS E QUASI-ESTÁTICOS COMBINADOS

REYWOOD (1988) descreve que no escoamento transiente de um gás real através de tubos, câmaras, válvulas etc, estão presentes forças de pressão, de inércia e de fricção. A importância relativa dessas forças depende da velocidade do gás e do tamanho e forma das áreas de passagem e suas junções. Ambos os efeitos, dinâmicos e quasi-estáticos são significativos. Muito embora os efeitos das variações na velocidade, projeto do coletores de admissão e exaustão e das válvulas estejam

interrelacionados, alguns dos fenômenos que afetam a eficiência volumétrica podem ser identificados isoladamente, são eles:

- a) Perdas por fricção
- b) Efeito RAM (pressão de impacto)
- c) Escoamento Reverso na admissão
- d) Tuning

5.7.1 - Perdas por Fricção

Durante o curso de admissão, devido ao atrito em cada um dos elementos que compõem o sistema de admissão, a pressão no cilindro (P_c) é menor que a pressão atmosférica por uma quantidade que depende da raiz quadrada da velocidade. Essa queda de pressão total é a soma da queda de pressão em cada elemento do sistema de admissão: filtro de ar, carburador e borboleta do acelerador, coletor, porta e válvula de admissão. A maior perda de carga ocorre justamente na porta e janela de admissão, com as demais perdas representando uma pequena porcentagem da perda total. Como resultado, a perda de pressão total no cilindro, quando ele se move com velocidade máxima durante o curso de admissão é cerca de 10% a 20% menor que a pressão atmosférica. A perda de carga em cada componente do sistema de admissão e de exaustão pode ser expressa a partir da equação de Bernoulli por:

$$\Delta p_j = \xi_j \rho v_j^2 \quad (5.10)$$

onde (ξ) é o coeficiente de resistência para cada componente e depende de sua geometria e velocidade local. Assumindo que o escoamento é permanente, (v_j) está relacionado como a velocidade média do pistão (S_p) por:

$$v_j A_j = \bar{S}_p A_p \quad (5.11)$$

onde (A_j) e (A_p) corresponde respectivamente a menor área de escoamento no elemento e a área do pistão. Logo, a perda de pressão total devido a fricção é:

$$p_{atm} - p = \sum \Delta p_j = \sum \xi_j \rho \bar{S}_p^2 \sum \xi_j \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (5.12)$$

A eq. (5.14) indica a importância de grandes áreas de escoamento dos elementos do sistema de admissão para redução das perdas por fricção e a dependência destas perdas com a velocidade do motor.

A Figura 5.5 mostra as perdas de pressão devido as restrições dos elementos que compõem o sistema de admissão de um motor veicular operando em regime de plena carga.

As perdas de pressão no sistema de exaustão são principalmente devido às restrições na válvula e tubulação de exaustão, aonde os níveis de pressão são maiores que a pressão atmosférica.

FIGURA 5.5 - Perdas de pressão no sistema de admissão de um motor de ignição por centelha em regime permanente, curso = 89 mm e diâmetro = 84 mm.

A Figura 5.6 ilustra as perdas de pressão no coletor de exaustão em função do coletor de admissão (o qual varia inversamente com a carga) e velocidade para um motor de ignição por centelha veicular de quatro cilindros. Em altas velocidades e cargas, a pressão no coletor de exaustão é maior que a pressão atmosférica.

FIGURA 5.6 - Pressão no coletor de exaustão em função da carga e velocidade de um motor de ignição por centelha de 4 cilindros.

Testes realizados em regime permanente, revelam que para todas as velocidades do motor operando em regime de plena carga, as perdas de pressão no escoamento da carga fresca são proporcionais ao quadrado da velocidade.

5.7.2 - Efeito RAM

A pressão no coletor de admissão varia durante o processo de admissão em cada cilindro devido às variações da velocidade do pistão, da área de abertura das válvulas e dos efeitos do escoamento não-permanente no fluido de trabalho, decorrentes dessas variações geométricas.

A massa de ar no cilindro e por conseguinte a eficiência volumétrica é muito dependente do nível de pressão na área de passagem da válvula, especialmente durante o pequeno período que antecede o fechamento da válvula.

Em altas velocidades, a inércia do gás no sistema de admissão quando a válvula de admissão está fechando aumenta a pressão na porta e continua o processo de enchimento mesmo após o pistão atingir o PMI e iniciar o curso de compressão.

Este efeito é majorado com o aumento da velocidade do motor. A válvula de admissão fecha totalmente cerca de 40 a 60° depois do PMI, em parte para tomar vantagem deste efeito RAM.

5.7.3 - Fluxo Reverso na Admissão

O atraso no fechamento da válvula de admissão para se obter, principalmente altas velocidades, um melhor enchimento decorrentes do efeito RAM, pode gerar também um escoamento reverso da carga fresca admitida no cilindro quando a pressão do cilindro cresce devido ao movimento do pistão durante a fase final do curso de admissão. Este fenômeno é maior para baixas velocidades do motor.

5.7.4 -Tuning

O escoamento pulsante resultante do processo de exaustão de cada cilindro, promove ondas de pressão em todo o sistema de exaustão. Estas ondas de pressão, na velocidade do som, propagam-se movimentando (perturbando) os gases de exaustão. A interação destas ondas de pressão com o coletor e toda tubulação de exaustão causa ondas de pressão que são refletidas de encontro aos cilindros do motor. Nos motores multicilíndricos, estas ondas de pressão de cada cilindro, transmitidas e refletidas no sistema de exaustão, podem interagir com os outros cilindros do motor. Os efeitos resultantes destas interações podem melhorar ou inibir o processo de renovação da carga. Quando há uma melhora no processo de carregamento, por redução das pressões a jusante (depois) da válvula de exaustão, no final do processo de exaustão, o sistema de exaustão é chamado de “tuning”.

De forma análoga, as variações no fluxo de admissão da carga fresca para o cilindro, causam ondas de expansão no coletor de admissão. Estas ondas de expansão podem interagir com o coletor e toda tubulação de admissão, resultando em ondas de pressão que são refletidas e transmitidas de encontro aos cilindros do motor. Se o tempo destas ondas é sincronizado de forma apropriada, o efeito resultante será um aumento da pressão de admissão, no final do curso de indução. Este acréscimo na pressão de admissão, deverá induzir uma maior massa de ar para o cilindro do motor. Assim, o sistema de admissão é denominado “tuning”.

A Figura 5.7 mostra a variação da pressão nos coletores de admissão e de exaustão de um motor veicular operando em regime de plena carga. A amplitude dessas flutuações cresce substancialmente com o aumento da rotação do motor. O fenômeno é complexo e a magnitude dessas flutuações de pressão cresce com o aumento da velocidade do motor.

FIGURA 5.7 - Pressão instantânea no coletor de admissão e exaustão de um motor de ignição por centelha de 4 tempos. P_1 = coletor de admissão; P_2 =coletor de exaustão.

5.7.5 - Efeitos da Velocidade, Área da Válvula e do Tempo

De acordo com REYWOOD (1988), os efeitos do escoamento na eficiência volumétrica dependem da velocidade da mistura aspirada no coletor de admissão, na porta e válvulas. As velocidades local, para regime permanente são iguais à vazão volumétrica dividido pela área da seção transversal. Desde que as dimensões do sistema de admissão e válvulas estão em escala conveniente com o diâmetro do cilindro, as velocidades no sistema de admissão são proporcionais as velocidades do pistão. Logo, as eficiências volumétricas em função da velocidade, para diferentes motores, podem ser comparadas nas mesmas velocidades média do pistão.

FIGURA 5.8 - Eficiência Volumétrica Versus Velocidade Média do Pistão de um Motor de 04 Cilindros com Injeção Indireta de Diesel e um Motor de 06 Cilindros de Ignição por Centelha.

A Figura 5.8, extraída do REYWOOD (1988), mostra curvas típicas da eficiência volumétrica versus velocidade média do pistão para um motor Diesel de quatro cilindros de injeção indireta e de um motor de ignição por centelha de seis cilindros, em regime de plena carga.

Segundo ele, as eficiências volumétricas dos motores de ignição por centelha são menores que as dos motores Diesel devido as perdas de carga no carburador e borboleta do acelerador, aquecimento do coletor de admissão, presença de vapor de combustível e uma maior fração de gases residuais no coletor de admissão. Os modernos motores de ignição por centelha apresentam rendimento volumétrico da ordem de 80 a 90 %.

Através da Figura 5.9, também extraída do REYWOOD (1988), é possível explicar a curva de tendência para eficiência volumétrica em função da velocidade angular do motor.

Esta figura apresenta de forma esquemática, os efeitos de diversos fenômenos, descritos nas seções anteriores deste capítulo, sobre a eficiência volumétrica em função da velocidade do motor. Os efeitos independentes da velocidade tais como pressão do vapor do combustível reduzem (η_v) a menos de 100% (curva A). Os efeitos das trocas de calor no coletor de admissão e no cilindro é representado pela queda da curva A para curva B. Este efeito é mais acentuado nas baixas rotações quando o tempo de residência do gás é maior. As perdas por fricção do escoamento crescem proporcionalmente com o quadrado da velocidade, e tal queda é mostrada da curva B para curva C. Em altas velocidades, o escoamento para o cilindro durante as últimas partes do processo de admissão começa a ser obstruído,

pelo fechamento da válvula de admissão (escoamento bloqueado) Quando isso ocorre, a eficiência volumétrica diminui suavemente com o aumento da velocidade angular do motor (curvas de C para D). O efeito RAM de indução, em altas velocidades, aumenta da curva D para curva E. O fechamento tardio da válvula de admissão para aumentar o carregamento em altas rotações, resulta também em um decréscimo de η_v em baixas rotações devido ao “Backflow” (curvas C e D para curva F). Finalmente, o efeito “tuning” da admissão e/ou descarga, pode aumentar o eficiência volumétrica de uma quantidade substancial em todo o intervalo de rotação do motor (curva de F para G).

FIGURA 5.9 - Efeitos de diferentes fenômenos de escoamento do ar na eficiência Volumétrica do motor em função da velocidade. A linha sólida é a curva final de η_v versus a rotação.

5. 8 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA REDUZIDA AS CONDIÇÕES PADRÃO

Assim como a potência e o torque do motor, a capacidade de aspiração de ar dos motores de combustão interna, isto é, o rendimento volumétrico, também é influenciada pela pressão, temperatura e umidade do ar ambiente.

Fatores de correção são utilizados para ajustar os valores medidos de rendimento volumétrico às condições padrão, permitindo estabelecer uma base mais acurada de comparação entre os motores. REYWOOD (1988)

As condições padrão⁴ estabelecidas pela norma ABNT-5484 (Associação Brasileira de Normas Técnicas) para correção são:

- temperatura: 298 K
- pressão do ar seco: 99 kPa
- pressão do vapor d'água: 1 kPa

Os fatores de correção são estabelecidos com base na eq. (5.15) para o escoamento unidimensional, permanente e compressível através de um orifício ou restrição ao fluxo de área efetiva (A_E).

⁴ REYWOOD (1988), apresenta valores ligeiramente diferentes da norma ABNT-5484. Para ele, os valores padrão utilizados para correção são: temperatura=302,4 K; pressão do ar seco= 98,21 kPa; pressão do vapor d'água= 1,286 kPa.

$$\dot{m} = \frac{A_E p_o}{\sqrt{RT_o}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p}{p_o} \right)^{\gamma/2} - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (5.13)$$

na dedução da eq. (5.1), assumiu-se que o fluido é um gás perfeito com (R) e ($\gamma = C_p/C_v$) constantes; (p_o e T_o) são as pressões e temperaturas à montante da restrição e (p) é a pressão na garganta da restrição.

Se, em um motor operando em regime de plena carga, a relação de pressão (p/p_o) é considerada constante, a vazão de ar seco ($\dot{m}_a$) varia da seguinte forma: REYWOOD (1988)

$$\dot{m}_a \propto \frac{p_o}{\sqrt{T_o}} \quad (5.14)$$

A eficiência volumétrica é proporcional a ($\dot{m}_a / \rho_a$), visto que (ρ_a) é proporcional a (p/T). Daí o fator de correção para eficiência volumétrica é:

$$F'_c = \frac{\eta_{v,s}}{\eta_{v,m}} = \left(\frac{T_s}{T_m} \right)^{1/2} \quad (5.15)$$

onde:

$\eta_{v,s}$ = rendimento volumétrico padrão, [adm];

$\eta_{v,m}$ = rendimento volumétrico medido, [adm];

T_m = temperatura ambiente medida, [K];

T_s = temperatura ambiente padrão, [K].

5.9 - A RELAÇÃO ENTRE O RENDIMENTO VOLUMÉTRICO E OUTROS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR.

A importância do rendimento volumétrico torna-se mais evidente quando outros parâmetros de desempenho do motor tais como potência, torque e pressão média indicada, são expressos em termos deste parâmetro. Partindo-se das seguintes equações básicas:

$$P = \frac{2\pi \cdot NT}{1000} \quad (5.16-a)$$

$$pem = \frac{1000 \cdot P \cdot n_r}{V_d \cdot N} \quad (5.16-b)$$

$$\eta_{cc} = \frac{P}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} \quad (5.16-c)$$

$$(F/A) = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (5.16-d)$$

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}}{\rho_{a,i} \cdot V_d \cdot N} \quad (5.16-e)$$

onde: P= potência [KW]; N = rotação do motor [rps]; T=torque [N.m]; pem=pressão média efetiva [kPa]; V_d =cilindrada [dm³]; n_r =número de revoluções da árvore de manivelas por ciclo; η_{cc} = eficiência de conversão do combustível [adm]; $\dot{m}_f$ = vazão mássica de combustível por ciclo [g/h]; Q_{HV} = poder calorífico superior [g/kw.h];

(F/A) = razão combustível-ar [adm]. As seguintes relações podem ser desenvolvidas, para um motor de ignição por centelha de 4 tempos:

- Para Potência (P):

$$P = \frac{\eta_f \eta_v \cdot N \cdot V_d \cdot Q_{HV} \cdot \rho_{a,i} \cdot (F/A)}{2} \quad (5.17)$$

- Para o Torque (T):

$$T = \frac{\eta_f \eta_v \cdot V_d \cdot Q_{HV} \rho_{a,i} \cdot (F/A)}{4 \cdot \pi} \quad (5.18)$$

- Para Pressão Média Efetiva (mep):

$$mep = \eta_f \eta_v \cdot Q_{HV} \rho_{a,i} \cdot (F/A) \quad (5.19)$$

As equações (5.20 e 5.21) revelam a importância direta no desempenho de um motor de ignição por centelha do:

1. Alto rendimento volumétrico (η_v);
2. Da alta eficiência de conversão do combustível (η_{cc});
3. Do aumento da densidade do Ar de admissão ($\rho_{a,i}$)
4. Da razão ar-combustível (F/A) que pode ser queimada no motor.

CAPÍTULO 06 - MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo tem como finalidade descrever os procedimentos experimentais e os equipamentos utilizados nesta tese, visando o desenvolvimento de um sistema de injeção direta de gás natural a baixas pressões e levantamento de dados para avaliação do desempenho do motor de testes, funcionando com o sistema de injeção proposto.

6.1 - PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O sistema de injeção direta de gás natural, desenvolvido no presente trabalho, foi incorporado e testado em um motor monocilíndrico de 4 tempos e aspiração natural. O diagrama da Figura 6.1 apresenta esquematicamente o motor de testes instalado no dinamômetro com os principais dispositivos utilizados para controle e medição dos parâmetros de interesse.

FIGURA 6.1 - Diagrama Esquemático de Montagem dos Equipamentos de Controle do Motor de Testes no Dinamômetro.

neste esquema, a seguinte simbologia é adotada

RG - reservatórios de armazenamento de gás natural, composto de 03 cilindros com capacidade de aproximadamente 30 Kg de gás natural na pressão de 220 Kgf/cm²;

VA - válvula de abastecimento de gás natural modelo RODAGÁS;

VB- válvula de bloqueio de combustível líquido ou gasoso (modelo RODAGÁS) para o motor;

MG - sistema gravimétrico de medição do consumo de gás natural projetado e construído para mensurar o consumo de gás natural do motor de testes, composto de um pórtico com contrapesos, balança digital cap. 03 kg, sensibilidade de 1 grama e 01 cilindro de gás com capacidade de aproximadamente 5 Kg de gás natural na pressão de 220 Kgf/cm²;

VR - válvula pneumática reguladora de pressão, da WHITE MARTINS modelo R-80 (utilizada em equipamento de solda oxi-acetileno para controle do fluxo de oxigênio) adaptada para controlar a pressão de injeção do gás, a montante do conjunto de injeção direta de gás natural;

IG - Conjunto de injeção de gás natural, projetado e construído para injetar o gás natural, a baixas pressões, nas diversas condições de teste do motor. O conjunto de injeção direta de gás natural é composto de um porta injetor de gás contendo uma válvula solenóide dosadora de combustível em série com uma válvula de retenção e um circuito de refrigeração;

CD - Sistema de Controle do Dinamômetro composto de uma unidade eletrônica que controla a carga (freio) aplicado ao eixo e a rotação do motor;

MA - sistema de medição do consumo de ar do motor composto, por um tambor de equalização e amortecimento das pulsações do fluxo de ar, com orifício calibrado de 19 mm de diâmetro, termopar e manômetro inclinado de coluna de água graduado de 0 a 30 mm H₂O;

RL - reservatório de combustível líquido (gasolina), capacidade 5 litros;

ML - sistema volumétrico de medição do consumo de combustível líquido (gasolina) com bureta graduada em mililitros e cronômetro digital com resolução de centésimos de segundos.

C - Carburador tipo venturi fixo de fluxo ascendente monocorpo;

CB - sistema de controle da posição da borboleta do acelerador com acionamento manual através de manete de passo micrométrico;

CI - sistema eletrônico de controle da injeção de gás metano, composto de 01 sensor indutivo sincronizado com o comando de válvulas para captar o sinal de frequência e referência do motor e 01 módulo eletrônico de controle da injeção (MEC), projetado e desenvolvido para adequar a dosagem de gás natural aos vários regimes de operação do motor de testes;

GP - Gerador óptico de pulsos modelo AVL, acoplado ao eixo motor para medição de ângulos na árvore de manivelas e com sinal de saída conectado a um osciloscópio marca Tecktronic de 100 mHz com 8 canais, utilizado para monitoramento do avanço de centelha, da largura do pulso de injeção, ponto de injeção e pressão indicada (sensor AVL piezoeléctrico instalado no cabeçote do motor)

CC - Sistema de controle da ignição transistorizada com mecanismo de avanço da centelha, desenvolvido para otimizar a ignição da mistura ar-combustível para todas as condições de operação do motor de testes;

Antes dos ensaios dinamométricos do motor propriamente dito, todos os componentes projetados e fabricados ou mesmo adaptados visando a injeção de gás natural no interior do cilindro do motor, foram submetidos a testes de avaliação, com intuito de assegurar o seu perfeito estado de funcionamento, definir limites de operação e/ou corrigir eventuais falhas.

Uma vez definido os objetivos a serem alcançados, o desenvolvimento da parte experimental iniciou-se com a escolha do motor de testes. Os critérios de seleção adotados foram: facilidade de instalação do conjunto de injeção direta no cabeçote do motor e sensores, baixo consumo de combustível, disponibilidade ou custo do motor, taxa de compressão. Na oportunidade, outros critérios também relevantes e que deveriam ser levados em consideração como o tipo de câmara de combustão e sistema de ignição, nível de vibração foram negligenciados, resultando em grandes dificuldades para o desenvolvimento da pesquisa. Com base nos critérios estabelecidos, foi selecionado e

adquirido um motor ciclo Otto de 11 HP da marca Briggs Stration, monocilindro e refrigerado a ar e cujas especificações técnicas estão apresentadas na Tabela 6.1.

TABELA 6.1 - Especificações do Motor.

Marca	Briggs Stration
Modelo	11 Hp
Aplicação	Industrial
Sistema de aspiração	Natural
Sistema de partida	Retrátil e elétrico
Ciclo de funcionamento	4 tempos
Sistema de combustão	Ignição por centelha
Sistema de ignição	Magneto - avanço fixo
Sistema de alimentação	Carburação de gasolina
Número de cilindros	01
Cilindrada	400 cm ³
Taxa de compressão	8,3:1
Curso do pistão	66,7 mm
Diâmetro do cilindro	87,3 mm
Sistema de refrigeração	Ar
Válvula de admissão abre a	55 ^o antes do PMS
Válvula de admissão fecha a	20 ^o depois do PMI
Válvula de exaustão abre a	77 ^o antes do PMI
Válvula de exaustão fecha a	20 ^o depois do PMS

O primeiro passo para realização deste trabalho consistiu em definir as características do sistema de injeção direta, quanto ao sistema de controle, componentes e materiais utilizados. Na Tabela 6.2 é apresentado um resumo os testes realizados em componentes e sistemas, destacando os objetivos e resultados obtidos.

TABELA 6.2 - Testes de Avaliação dos Componentes.

COMPONENTES	TESTE REALIZADO	CONCLUSÕES
CID	Estanqueidade (método da bolha de sabão) com ar comprimido até 10 bar.	não se verificou vazamentos.
VEIC	Acionamento bobina solenóide direto na bateria com ar comprimido até 10 bar.	funcionou normal.
VEIC	Motor MONZA 1.8 SPi com injeção de GLP a 4 bar, com 75% do curso do acelerador.	O torque observado foi cerca de 50% do torque máximo
Refrigeração do CID.	Ensaio de plena carga no motor de testes (11Hp).	Temperatura da água de retorno ~35 °C.
MEC	Acionamento da VEIC no coletor de admissão do motor, a montante do acelerador.	Permitiu regulagem de mistura em todas as cargas e rpm.
MEC	Acionamento da VEIC no cabeçote do motor. CID próximo a vela de ignição. (posição 1)	ruídos elétricos da ignição interferiam no controle da injeção.
MEC com filtro capacitivo e cabo de vela supressivo.	idem. com o CID mais afastado da vela de ignição. (posição 2)	Os ruídos elétricos foram eliminados.
Ignição transistorizada	Potência da centelha	10 a 20% superior ao sistema de magneto em todas as RPM.
Mecanismo de regulagem do Avanço da centelha	regulagem do avanço da centelha.	satisfatório.

CID= conjunto de injeção direta de GN; VEIC = Válvula elétrica injetora de combustível;

MEC = módulo Eletrônico de Controle da Injeção

Como o motor em estudo era novo e por não ter sido operado anteriormente, antes mesmo das adaptações para operação com injeção de gás natural o motor foi submetido inicialmente a fase de amaciamento funcionando com o combustível original (gasolina), conforme as recomendações do fabricante.

As principais modificações do motor foram feitas nos sistemas de alimentação e ignição. O sistema de ignição original, por magneto, foi retirado e substituído por um sistema de ignição transistorizada com regulação mecânica do avanço da centelha.

Foi desenvolvido, um sistema de injeção com gerenciamento eletrônico para injeção de gás natural a baixas pressões na câmara de combustão do motor de testes. A dosagem do gás, para as diversas condições de carga e velocidade angular do motor, foi feita por meio de uma válvula elétrica injetora de combustível *VEIC* inserida no cabeçote do motor. Mantendo-se a pressão da linha de alimentação do gás constante, através de uma válvula redutora, a quantidade de gás natural injetado no cilindro era ajustada eletronicamente variando-se o tempo de abertura da válvula de dosagem de combustível *VEIC*.

Um dinamômetro corrente de Foucault foi utilizado para frenagem do motor. Sensores de temperatura e pressão foram inseridos no motor em pontos estratégicos, que adicionados a medidas de torque, rotação, consumo de ar e combustível, avanço de centelha, tempo e ponto de injeção permitiram o monitoramento dos ensaios.

Tal monitoramento foi realizado por um sistema de aquisição de dados computadorizado que mantinha em meio magnético de armazenamento um histórico do ensaio.

Para medição do consumo de ar aspirado, foi acoplado ao coletor de admissão do motor de testes, um sistema de tambor para equalização e amortecimento das pulsações do fluxo de ar, com placa de orifício calibrado e manômetro diferencial.

A Tabela 6.3, fornecida pela PETROBRÁS DISTRIBUIDORA, mostra as principais especificações do gás natural utilizado nos testes realizados.

TABELA 6.3 - Especificações do GNC

Metano	90,20
Etano	6,96
Propano	1,69
Butano	0,23
Nitrogênio	0,55
Dióxido de Carbono	0,26
Outros	0,11
PCS (Kcal/Nm ³)	9,342
Densidade Relativa	0,616
Peso Molecular	17,83

Obs: a 20°C e 1,033 Kg/cm², composição vol. (%)

Foi ainda desenvolvido no laboratório um sistema de medição do tipo gravimétrico, para medição do consumo de gás natural do motor de testes. O sistema gravimétrico foi inserido na linha de alta pressão de GNC, entre os reservatórios de armazenamento de gás e a válvula redutora de pressão e apresenta resolução de 1 grama.

O motor de testes foi submetido a ensaios de plena carga, em regime permanente, nas rotações de 2000 a 4000 com incrementos de 200 RPM. Inicialmente, o motor foi ensaiado com carburação de gasolina. Numa segunda etapa, foram realizados os ensaios de plena carga com injeção de gás natural no coletor de admissão e finalmente, numa terceira etapa, foram feitos ensaios de plena carga com injeção de gás natural diretamente no cilindro do motor. Nos ensaios de injeção direta, a pressão de injeção foi limitada na máxima pressão de funcionamento da VEIC (8,5 bar). O avanço de centelha, o sincronismo da injeção e a dosagem do combustível foram ajustados em cada rotação de ensaio para a condição de melhor torque observado (MTB). Todos os ensaios dinamométricos, foram realizados com base nos procedimentos estabelecidos na norma ABNT 5484.

6.2 - DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS E INSTALAÇÕES

Para realização dos ensaios dinamométricos e obtenção das curvas características de desempenho do motor funcionando com injeção direta de gás metano, foram desenvolvidos e/ou incorporados ao banco dinamométrico, além da instrumentação e equipamentos já existentes, os seguintes equipamentos:

- Conjunto de injeção direta de gás natural;
- Módulo eletrônico de controle da injeção de gás natural;
- Sistema de armazenamento e medição do consumo de gás natural;
- Sistema de ignição transistorizada;
- Sistema proteção e acoplamento motor-dinamômetro;
- Sistema de aquisição de dados computadorizado.

A seguir, são apresentados detalhes construtivos e de funcionamento do conjunto de injeção direta de gás natural, do módulo eletrônico de gerenciamento da injeção de gás natural, da ignição transistorizada adaptada ao motor de testes e também do sistema gravimétrico de medição do consumo de gás natural do motor de testes, desenvolvidos no presente trabalho.

6.2.1 - Sistema de Injeção Direta de Gás Natural

A estratégia de injeção direta de gás natural, proposta no presente trabalho, caracteriza-se por utilizar uma válvula elétrica injetora de combustível *VEIC* em série com uma válvula de retenção, para injeção de gás natural, a baixas pressões, diretamente na câmara de combustão de um motor ciclo Otto.

Dentre as vantagens do sistema de injeção direta de gás natural a baixas pressões, proposto no presente trabalho, destacam-se a maior utilização da carga útil de gás natural armazenada nos cilindros de alta pressão e o baixo custo do conjunto de injeção direta, uma vez que pode-se utilizar para dosagem do gás natural no cilindro do motor, simplesmente uma válvula elétrica injetora de combustível *VEIC* de um sistema convencional de injeção indireta.

No sistema de injeção direta proposto, a quantidade de combustível injetado por ciclo é controlada ajustando-se o tempo de abertura da válvula solenóide *VEIC*, para uma pressão de injeção constante. A cada ciclo motor, tem-se um único período de injeção, sendo o tempo de injeção e o início da injeção ajustados eletronicamente. O combustível é injetado no cilindro de modo sincronizado com o curso de admissão.

A Figura 6.2 apresenta esquematicamente o sistema de controle e monitoramento da injeção direta de gás natural que, juntamente com o diagrama da Figura 6.1 permitem descrever o princípio de funcionamento deste sistema de injeção.

FIGURA 6.2 - Diagrama esquemático do sistema de controle e monitoramento da injeção direta de gás natural, do monitoramento da ignição e pressão indicada do motor de testes.

Na Figura 6.1, Estando a válvula de bloqueio (VB) aberta, o gás, proveniente dos cilindros de alta pressão (até 220 bar), passa através da válvula redutora de pressão (VR), aonde sua pressão é reduzida para pressão de injeção (aproximadamente 8,5 bar), seguindo até o conjunto de injeção direta de gás natural (CID), instalado no cabeçote do motor. Com o motor em funcionamento, o módulo eletrônico de controle da injeção (MEC) da Figura 6.2, recebe do sensor magnético (SM), instalado no eixo de comando de válvulas do motor, o sinal de frequência (rpm) e referência do ciclo. O sensor magnético inserido no comando de válvulas, foi sincronizado inicialmente com o ponto

morto superior no final do período de admissão. Posteriormente, para estabelecer o regime de plena em altas rotações do motor, houve a necessidade de um novo ponto de sincronismo, desta feita, com o ponto morto inferior do curso de admissão. Atuando-se nos potenciômetros do (MEC), ajusta-se, respectivamente, o tempo de injeção e o início da injeção. Os 02 potenciômetros do (MEC) foram selecionados para possibilitar, respectivamente, um ajuste preciso da quantidade de combustível injetada e uma ampla variação do início da injeção, garantindo o funcionamento do motor desde a condição de marcha lenta até a condição de plena carga em todas as rotações de ensaios do motor.

A Figura 6.3, mostra um diagrama do conjunto de injeção direta de gás natural, com indicação dos principais componentes. O gás natural chega ao (CID) com uma pressão de 8,5 bar. A quantidade de gás que flui através da válvula solenóide (VEIC) é controlada eletronicamente pelo (MEC). Quando a pressão do gás a montante da válvula de retenção é suficiente para mantê-la aberta, o gás flui naturalmente para a câmara de combustão do motor. Caso contrário, a válvula de retenção fecha cessando o período de injeção de gás. O circuito de refrigeração é de fundamental importância e tem como finalidade retirar o excesso de calor, garantindo a integridade dos componentes (anéis de vedação, VEIC, válvula de retenção) e evitando variações dimensionais que poderiam acarretar um funcionamento irregular destes elementos.

A válvula solenóide (1) de dosagem do combustível da Figura 6.3, é do tipo normalmente fechada. Quando energizada, o campo magnético estabelecido pela bobina do solenóide vence a ação da mola interna, deslocando verticalmente sua haste da sede

cerca de 0,1 mm e permitindo assim, a passagem do gás, sob pressão, através do espaço anular entre a haste e sua sede, até a antecâmara, a montante da válvula de retenção.

FIGURA 6.3 - Diagrama Esquemático do Conjunto de Injeção Direta de Gás Natural a Baixas Pressões.

O diagrama de corpo livre da válvula de retenção do conjunto de injeção direta, mostrado na Figura 6.4, permite estabelecer com detalhes, o período de injeção de gás natural na câmara de combustão do motor de testes.

FIGURA 6.4 - Diagrama de Corpo Livre da Válvula de Retenção do Conjunto de Injeção Direta de Gás Natural.

Quando a força do gás (F_g) na antecâmara supera a ação da mola (F_m), a força de pressão (F_c) da câmara de combustão e as forças de fricção (F_a) ali existentes, a válvula de retenção abre e o gás flui para o interior do cilindro do motor. Quando, a força de pressão da câmara de combustão mais a ação da mola vence a força do gás da antecâmara o peso (P) do sistema mola-válvula de retenção, a válvula de retenção fecha, cessando o escoamento de gás natural para o cilindro do motor e, ao mesmo tempo, evitando que os gases queimados na câmara de combustão do motor, penetrem na antecâmara a jusante da válvula solenóide (VEIC).

6.2.2 - Módulo Eletrônico de Controle da Injeção

A Figura 6.5, apresenta o diagrama elétrico da unidade de gerenciamento eletrônico desenvolvida para controlar a injeção de gás natural no motor de testes. Este circuito elétrico consiste de dois estágios, o primeiro tem como finalidade fazer o sincronismo da injeção de gás natural, isto é, definir o melhor momento para iniciar o período de injeção. O segundo estágio do circuito, tem como função definir a quantidade de combustível a ser liberado em cada período de injeção de gás natural. o sincronismo e a dosagem do combustível foram realizados atuando-se nos dois potenciômetros do circuito.

FIGURA 6.5 - Diagrama Elétrico da Unidade de Gerenciamento Eletrônico da Injeção de Gás Natural.

6.2.3 - Sistema de Ignição Transistorizada

Nos ensaios de otimização de um motor ciclo Otto, se faz necessário ajustar, além da razão ar-combustível, o avanço de centelha para propiciar uma queima mais eficiente do combustível, com maior economia de combustível e menor índice de emissão de poluentes na descarga do motor.

O sistema original de ignição por magneto do motor de testes, não apresentava dispositivos de avanço de centelha, impossibilitando portanto, a otimização do avanço de centelha para operação com injeção de gás natural. Inicialmente, foram propostos e construídos dois mecanismos para variar o avanço da centelha mediante o deslocamento angular do magneto sobre o volante do motor.

No primeiro protótipo, a base de fixação do magneto, em alumínio (material não ferroso), era presa a um disco que deslizava em outro disco guia fixado na carcaça do motor. No segundo protótipo, um mancal foi acoplado à árvore de manivelas do motor, através de dois rolamentos cônicos. Uma aste com suporte de alumínio fixa no mancal, prendia o magneto. Tais mecanismos, não atenderam as exigências de controle, desregulando com frequência em virtude da grande força de atração do magneto e da vibração transmitida pelo funcionamento motor, principalmente em baixas rotações e cargas elevadas.

Por estas razões, o sistema original de ignição por magneto do motor de testes, foi retirado e substituído por um sistema de ignição transistorizada de um veículo de série. Na adaptação da ignição transistorizada, um rotor em forma de setor circular, com meia volta de comprimento, fixado ao volante do motor, juntamente com um sensor indutivo incorporado ao mancal do protótipo 2, descrito anteriormente, comandavam a ignição.

FIGURA 6.6 - Diagrama Esquemático do Sistema de Ignição transistorizada com Mecanismo de Controle do Avanço da Centelha

A Figura 6.6, apresenta o sistema de ignição transistorizada adaptado ao motor de testes. Estando o motor em funcionamento, a face (a) do rotor (1) ao passar a frente

do sensor magnético (2) liga o circuito primário da bobina de ignição (3) que permanece energizada até que a face (b) do rotor passe a frente do sensor magnético. Neste instante, o circuito primário é interrompido bruscamente induzindo no secundário da bobina de ignição uma alta tensão que promove o centelhamento na vela de ignição (5).

Uma manete de passo micrométrico (6) articulada no suporte do sensor magnético, permite ao operador regular a distância (da sala de controle do dinamômetro), o avanço da centelha.

6.2.4 - Sistema Gravimétrico de Medição do Consumo de Gás Natural

Nos Ensaios de motores de combustão interna, a determinação do consumo de combustível é fundamental para avaliação do desempenho e capacidade de transformação da energia química do combustível em energia mecânica disponível no eixo. O consumo de combustível pode ser medido em base volumétrica ou mássica. Para combustíveis gasosos, a medição direta de massa é mais recomendada e, em muitos casos, de fácil calibração e operação.

A Figura 6.7, permite descrever o princípio de funcionamento do sistema de medição gravimétrico desenvolvido neste trabalho, para determinação da massa de gás natural consumida pelo motor de testes.

FIGURA 6.7 - Sistema de Medição do Consumo de Gás Natural.

O sistema de medição gravimétrico foi inserido na linha de alta pressão de gás natural, entre os reservatórios de armazenamento e a válvula redutora de pressão. Os contrapesos eliminam o peso morto do cilindro de medição. Estando a válvula de bloqueio (VB) fechada, a massa de gás consumida pelo motor, em um determinado intervalo de tempo, é medida com uma balança digital. Os trechos de tubulação em espiral confere ao cilindro de medição movimento livre (quase sem nenhuma restrição) na direção vertical, de modo que pequenas variações de massa no cilindro de medição podem ser detectadas com uma balança de precisão.

A curva de calibração do sistema gravimétrico foi construída adicionando-se e retirando-se pesos padrão sobre o cilindro de medição.

Nas Figuras de 6.8 a 6.22, para uma melhor percepção e caracterização, por parte do leitor, dos equipamentos e dispositivos de medição, de controle e de monitoramento utilizados, são apresentadas fotografias de diversos subconjuntos do experimento, destacando-se os principais componentes.

FIGURA 6.8. - Vista Geral do Motor no Dinamômetro.

1 - Controle Eletrônico da Injeção	7 - Display da Célula de Carga
2 - Controle do Dinamômetro	8 - Placas de Aquisição
3 - Manete do Acelerador	9 - Microcomputador 486 DX4
4 - Osciloscópio	10 - Impressora Matricial
5 - Psicrômetro	11 - Controle do Avanço da Centelha
6 - Amplificador do Sensor AVL	

FIGURA 6.9 - Bancada de Controle e Monitoramento.

FIGURA 6.10 - Conjunto de Injeção Direta de Gás Natural.

FIGURA 6.11 - Vista Lateral dos Componentes do Conjunto de Injeção Direta de GN.

FIGURA 6.12 - Vista de Topo dos Componentes do Conjunto de Injeção Direta de Gás Natural.

FIGURA 6.13 - Vista Superior da Unidade de Gerenciamento Eletrônico da Injeção de GN com Sinais de Monitoramento da Injeção e Ignição Transistorizada do Motor de Testes.

- 1 - Potenciômetro
- 2 - CI 555
- 3 - Capacitores
- 4 - Placa de circuito impresso

FIGURA 6.14 - Vista Inferior do Sistema de Controle da Injeção de Gás Natural.

FIGURA 6.15 - Sistema de Aquisição de Dados

FIGURA 6.16 - Vista Superior do Motor de Testes.

1 - Cabo de Vela

2 - Vela de Ignição

3 - Rotor

4 - Sensor Magnético

5 - Pinça da Estroboscópica

6 - Módulo de Ignição

7 - Bobina

8 - Mancal

9 - Manete do Avanço da Centelha

FIGURA 6.17 - Sistema de Ignição Transistorizada.

FIGURA 6.18 - Vista Posterior do Motor.

FIGURA 6.19 - Sistema de Medição do Consumo de Gás Natural.

FIGURA 6.20 - Vista do Dinamômetro Corrente de Foucault.

FIGURA 6.21 - Sistema de Aquecimento de Gás Natural para o Motor.

FIGURA 6.22 - Sistema de Medição do Consumo de Gasolina.

CAPÍTULO 07 - RESULTADOS E ANÁLISE

7.1 - SISTEMA DE INJEÇÃO DIRETA DE GÁS NATURAL

Nos testes iniciais de avaliação do conjunto de injeção direta de gás natural, inserido no cabeçote do motor ensaiado, os principais problemas encontrados foram com relação a estanqueidade e a ocorrência de ruídos elétricos que interferiam no controle eletrônico da injeção, promovendo pulsos de injeção não sincronizados e indesejáveis.

A estanqueidade do conjunto de injeção, refere-se à vedação entre o combustível gás natural, a água de refrigeração do conjunto de injeção e os gases da câmara de combustão. O problema da estanqueidade do conjunto de injeção foi resolvido, reforçando-se o sistema de vedação mediante o aumento do número de anéis de vedação. No total, foram utilizados 06 anéis de vedação para assegurar a estanqueidade do sistema.

A interferência de ruídos elétricos na injeção, provenientes do sistema de ignição do motor, somente foi resolvido mediante a mudança da posição do conjunto de injeção para uma posição mais afastada da vela de ignição e pelo emprego de filtros capacitivos na unidade de gerenciamento eletrônico da injeção e utilização de

cabo de vela de ignição resistivo. A Figura 6.16. , mostra as diferentes posições de instalação do conjunto de injeção direta no cabeçote do motor de testes.

Após a solução destes problemas, foi possível estabelecer o regime de plena carga nas rotações de ensaio, entre 2000 e 3000 rpm. Entretanto, nas altas rotações, devido às limitações dimensionais da VEIC¹, o conjunto de injeção operando na pressão máxima e maior largura de pulso possível, não fornecia combustível suficiente para estabelecer o regime de plena carga. Para solucionar tal impasse, o sincronismo da injeção foi modificado, possibilitando assim, aumentar a largura máxima de pulso de injeção (duração da injeção) por ciclo. O sensor magnético de comando da injeção que antes era sincronizado com o PMS do curso de admissão, passou então, à posição do PMI no início do curso de exaustão. Tal modificação surtiu efeito, e assim, foi possível estabelecer o regime de plena carga em todas as rotações de ensaio.

Para avaliar o inércia da válvula de retenção no processo de injeção, o motor foi ensaiado em regime de plena carga e em todas as rotações de ensaio, com o conjunto de injeção de GN, inserido no coletor de admissão, à montante da válvula borboleta do acelerador, operando a 8,5 bar de pressão, com e sem válvula de retenção. Os resultados mostram um aumento percentual de 7 a 16%, majorado com o aumento da rotação do motor, na largura de pulso da injeção, para estabelecer o melhor torque em cada rotação de ensaio. O torque do motor nas duas situações permaneceu inalterado, uma vez que, a injeção de GN poderia ser realizada

¹ A Válvula eletrônica injetora de combustível (VEIC) utilizada no experimento era de um motor a álcool 1.8 litros. Para injeção de GN, foi ajustado o "GAP" da VEIC para condição de melhor resposta do motor em termos de torque a 3000 rpm.

praticamente durante todo o ciclo motor. O combustível injetado após o fechamento da válvula de admissão, permanecia no coletor de admissão, sendo queimado no ciclo posterior.

7.2 - DESEMPENHO DO MOTOR

As curvas de desempenho apresentadas nas Figuras 7.1 a 7.8 permitem visualizar o desempenho do motor de testes funcionando em regime de plena carga, com injeção eletrônica de gás natural a baixas pressões na câmara de combustão, ou com injeção eletrônica de gás natural, à montante da válvula borboleta do acelerador, no coletor de admissão, ou ainda com gasolina carburada. As curvas apresentadas foram obtidas, a partir dos dados experimentais, por regressão polinomial empregando-se o método dos mínimos quadrados. Os coeficientes de correlação (R^2), são apresentados do lado esquerdo das respectivas curvas de regressão.

Nas planilhas de ensaio 7.1 a 7.6, são apresentados dados experimentais correspondentes (medidos e calculados) do motor de testes operando com injeção direta de GN, injeção de GN no coletor de admissão ou ainda com carburação convencional de gasolina, para o regime de plena carga.

O monitoramento do motor com injeção direta de GN no curso de admissão, durante a variação de alguns parâmetros de operação tais como: razão ar-combustível, avanço da centelha, sincronismo da injeção, pressão de injeção etc, permitiu fazer as seguintes observações:

- a) O ajuste do avanço da centelha aumenta o torque e a potência do motor, melhorando o consumo específico de combustível;
- b) O torque do motor é muito sensível à razão ar-combustível, a qual era ajustada eletronicamente, controlando-se a quantidade de gás natural injetado.
- c) O sincronismo da injeção também causa grandes variações no torque do motor. O melhor torque do motor foi obtido com o início da injeção ocorrendo na parte final do curso de exaustão, durante o período de cruzamento das válvulas.
- d) A avanço da injeção de GN, isto é, a injeção mais cedo no curso de admissão, muito provavelmente, melhorava o processo de formação da mistura ar-GN dentro do cilindro, proporcionando uma mistura mais homogênea. Porém, parte do combustível injetado durante o cruzamento de válvulas, escoava pela janela de exaustão, contribuindo assim para um aumento do consumo específico e redução do rendimento global, conforme ilustram as Figuras 7.4 e 7.5, respectivamente.
- e) A injeção direta durante o curso de compressão, como era pretendido inicialmente, não foi possível em virtude das características geométricas e da baixa turbulência da câmara de combustão em “L” do motor ensaiado. O GN, quando injetado na compressão, formava ali misturas demasiadamente ricas, além do limite de inflamabilidade. O corte repentino do motor, ou melhor, a queda brusca de torque era visível quando a injeção de GN começava a entrar no curso de compressão.
- f) A válvula eletrônica injetora de combustível (VEIC), mesmo operando com a pressão de injeção máxima de 8,5 bar, necessitava utilizar praticamente todo o curso de admissão para estabelecer o regime de plena carga.

g) Na injeção direta, sincronizada com o curso de admissão, o tempo disponível para injeção de gás natural (GN) diminuía com o aumento da rotação do motor. Ao mesmo tempo, as necessidades de combustível cresciam, pois as quantidades de ar aspirado pelo motor aumentavam com a elevação da rotação do motor, conforme ilustram as Figuras 7.7 e 7.8, respectivamente.

Os dados de potência e torque máximos especificados pelo fabricante foram obtidos experimentalmente, atestando o bom estado do motor.

No regime de plena carga, o motor com injeção de GN, apresentou uma queda de potência e torque da ordem de 20% em relação à operação com gasolina, estando compatível com os dados encontrados na literatura.

Esta perda de potência e torque observada pode ser atribuída principalmente a menor eficiência volumétrica do motor a gás (em média 8% de queda em relação à gasolina), ao maior conteúdo energético da mistura ar-gasolina e também a baixa taxa de compressão do motor de testes a qual não permite o melhor aproveitamento das propriedades do metano.

A queda, já esperada, do torque e potência do motor funcionando com injeção no coletor de GN pode, conforme já citada na literatura, ser recomposta melhorando-se o rendimento térmico através do aumento da taxa de compressão para adequá-la ao uso do GN.

Apesar do projeto original do motor não ser adequado ao GN, observou-se um rendimento global 46% superior à gasolina. Tal fato é atribuído ao controle e formação mais homogênea da mistura ar-GN e ao excesso de gasolina liberado pelo

carburador, uma vez que os orifícios calibrados “gicleaus” de passagem da gasolina disponíveis e utilizados, são recomendados para operação do motor ao nível do mar, aonde normalmente o motor respira melhor, isto é, admite mais ar e portanto necessita de mais combustível para desenvolver maiores potências.

O rendimento térmico de um motor de quatro tempos pode também ser otimizado aumentando-se a densidade do ar de admissão por meio de superalimentadores, turboalimentadores ou ainda reduzindo-se as restrições aerodinâmicas ao fluxo de ar de admissão, através da otimização do projeto do sistema de admissão, aumento do número de válvulas ou otimização do diagrama de válvulas.

Uma outra possibilidade de maximização do rendimento volumétrico, consiste na injeção direta de combustível a altas pressões, durante o estágio final do curso de compressão. Atualmente, esta técnica é alvo de pesquisas nos países como Japão, EUA e Alemanha, inclusive utilizando-se combustíveis líquidos e gases liquefeitos (hidrogênio).

FIGURA 7.1 - Curvas de Potência Reduzida a Plena Carga

FIGURA 7.2- Curvas de Torque Reduzido a Plena Carga

FIGURA 7.3- Curvas de Eficiência Volumétrica a Plena Carga

FIGURA 7.4 - Curvas de Rendimento Global a Plena Carga

FIGURA 7.5 - Curvas de Consumo Específico de Combustível a Plena Carga

FIGURA 7.6 - Curvas de Razão Ar-Combustível a Plena Carga

Fig. 7. Consumo de Ar - Corrigido a Plena Carga

FIGURA 7.8 - Curvas de Consumo de Combustível a Plena Carga

Planilha de Ensaio n 01													data 17/mar/96			
Regime : Plena Garga													Kar = 0,828			
Sistema de Alimentação: Carburacção													Kt = 0,96 Kw = 0,98 Kp = 876 ps = 90,815			
Combustível: Gasolina																
Velocidade Angular (RPM)	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000					
Vel. Angular Média (RPM)	2002	2201,5	2400,5	2599,5	2800,4	3003,9	3199,8	3401,9	3604,8	3808,2	3993,1					
Torque Observado (N.m)	18,2	18,2	17,7	18,6	18,5	18,6	18,3	17,7	17	16,1	13					
Torque Reduzido (N.m)	20,3	20,3	19,7	20,7	20,7	20,7	20,5	19,8	19	18	14,4					
Potência Efetiva Observada (Kw)	3,8	4,2	4,4	5,1	5,4	5,9	6,1	6,3	6,4	6,4	5,4					
Potência Efetiva Reduzida (Kw)	4,3	4,7	5	5,6	6,1	6,5	6,9	7	7,2	7,2	6					
Fator de Redução	1,114	1,115	1,115	1,115	1,116	1,115	1,117	1,115	1,117	1,116	1,112					
Rendimento Volumétrico (%)	0,63	0,631	0,642	0,627	0,637	0,636	0,633	0,607	0,579	0,555	0,552					
Rendimento Global (%)	0,183	0,114	0,137	0,155	0,156	0,167	0,155	0,17	0,204	0,209	0,151					
Dados de Consumo																
Densidade do Combustível (g/cm3)	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74					
Consumo de Combustível (Kg/h)	1,79	2,772	2,79	2,8	2,99	3,01	3,4	3,18	2,7	2,64	3,09					
Consumo Específico(Kg/Kw.h)	0,469	0,597	0,628	0,554	0,551	0,514	0,554	0,504	0,421	0,411	0,569					
Consumo de Ar Corrigido (Kg / h)	18,58	20,45	22,71	23,96	26,27	28,15	29,84	30,4	30,78	31,15	30,78					
Razão Ar - Combustível (Kg / Kg)	10,38	8,15	8,14	8,58	8,79	9,35	8,78	9,56	11,4	11,8	9,96					
Temperaturas (C)																
Água Retorno do Sensor Piezo-elétrico	31,5	31,3	30,9	31,6	32,4	31,9	32,6	30,9	31,9	31,1	31,3					
Ar de Admissão	27,2	27,6	27,4	27,5	28	27,6	28,6	27,6	28,4	28,2	26,2					
Bulbo seco	27	27	27	27	27	26,5	27	27	27,5	27	27					
Bulbo Úmido	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21					
Óleo Carter	137,1	135,5	136,4	137	137,2	137,3	137,2	136,4	133,4	138,8	121,7					
Ar de Refrigeração (Entrada)	28,1	28,1	28,1	27,9	28,4	27,9	28,7	28,2	29	29,3	26,4					
Ar de Refrigeração (Saída)	86,6	79,6	78,5	78,7	78,3	77,6	78,8	78,9	82,2	75,8	67,8					
Escapamento	388,3	392,9	413,5	413,2	398	402	440,5	467,9	517,4	521,5	471					
Pressões																
Barométrica (mmHg)	697	697	697	697	697	697	697	697	697	697	697					
Depressão no medidor de Ar (in H2O)	0,86	1,06	1,28	1,46	1,7	1,96	2,18	2,3	2,34	2,42	2,36					

Planilha de Ensaio n 02 Regime : Plena Garga Sistema de Alimentação: Carburacão Combustível: Gasolina	data 17/mar/96																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
--	----------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Planilha de Ensaio n 03 Regime : Plena Carga Sistema de Alimentação: Injeção Coletor Combustível: GNC													data 19/jun/96 Kar = 0,8385 Pressão de Injeção: 8,5 bar Pressão nos cilindros: 160 bar			
Velocidade Angular (RPM)	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000					
Vel. Angular Média (RPM)	2005,2	2203,6	2406,1	2599,8	2804	3001,1	3206	3403,4	3598,1	3807,6	4003,6					
Torque Observado (N.m)	13,8	14,2	14,5	14,5	14,8	15	14,8	15,2	14,2	12,4	11,1					
Torque Reduzido (N.m)	15,2	15,7	16	16	16,3	16,5	16,4	16,8	15,7	13,8	12,3					
Potência Efetiva Observada (Kw)	2,9	3,3	3,6	4	4,3	4,7	5	5,4	5,3	5	4,7					
Potência Efetiva Reduzida (Kw)	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5,2	5,5	6	5,9	5,5	5,2					
Rendimento Volumétrico (%)	0,57	0,56	0,58	0,56	0,58	0,58	0,56	0,54	0,53	0,51	0,5					
Rendimento Global (%)	0,26	0,23	0,23	0,23	0,24	0,25	0,25	0,26	0,25	0,23	0,22					
Fator de Redução	1,106	1,106	1,106	1,104	1,102	1,103	1,105	1,106	1,105	1,106	1,105					
Dados de Consumo																
Consumo de GNC (Kg/h)	0,94	1,23	1,36	1,48	1,56	1,64	1,74	1,77	1,8	1,83	1,86					
Consumo Específico(Kg/Kw.h)	0,325	0,375	0,373	0,374	0,359	0,348	0,35	0,327	0,337	0,369	0,398					
Consumo de Ar Corrigido (Kg / h)	16,92	18,25	20,54	21,47	24,15	25,67	26,62	27,3	28,14	28,64	29,47					
Razão Ar - Combustível (Kg / Kg)	14	14,84	15,1	14,51	15,48	15,65	15,3	15,43	15,63	15,65	15,85					
Temperaturas (C)																
Água Retorno do Sensor Piezo-elétrico	32	32,2	32,4	32,3	32,4	32,3	32,5	32,4	32,6	32,5	32,6					
Ar de Admissão	24,4	24,7	24,7	23,8	22,7	23,3	24,3	24,8	24,3	24,4	24,4					
Bulbo seco	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5					
Bulbo Umido	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19					
Óleo Carter	102,3	104,5	107,7	111	115,2	123	124,7	129	132,9	135,7	141,2					
Ar de Refrigeração (Entrada)	24,3	24,2	24,3	24,5	24,5	24,6	24,4	24,5	24,3	24,2	24,4					
Ar de Refrigeração (Saída)	70,1	69,3	71,1	73,4	79,1	80,3	85,3	82,4	84	86,7	89					
Escapamento	333	336,2	345,7	358	362,9	373,7	377,1	382,1	386,4	387,2	392,1					
Pressões																
Barométrica (mmHg)	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5					
Depressão no medidor de Ar (in H2O)	0,72	0,8	1,03	1,2	1,43	1,6	1,72	1,8	1,9	1,97	2,1					

Planilha de Ensaio n 04	data 19/jun/96										
Regime : Plena Carga	Kt = 0,8385										
Sistema de Alimentação: Injeção Coletor	Pressão de Injeção: 3 bar										
Combustível: GNC	Pressão nos cilindros: 160 bar										
Velocidade Angular (RPM)	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000
Vel. Angular Média (RPM)	2006,1	2200,7	2406,1	2599,8	2804	3001,1	3206	3403,4	3598,1	3807,6	4003,6
Torque Observado (N.m)	13,7	14,1	14,6	14,6	14,7	15,1	14,9	15	14,3	12,1	11,4
Torque Reduzido (N.m)	15,2	15,6	16,1	16,1	16,2	16,7	16,5	16,6	15,8	13,4	12,6
Potência Efetiva Observada (Kw)	2,9	3,2	3,7	4	4,3	4,7	5	5,3	5,4	4,8	4,8
Potência Efetiva Reduzida (Kw)	3,2	3,5	4,1	4,4	4,7	5,2	5,5	5,9	6	5,3	5,3
Rendimento Volumétrico (%)	0,56	0,56	0,58	0,56	0,58	0,58	0,56	0,54	0,53	0,51	0,5
Rendimento Global (%)	0,26	0,23	0,23	0,23	0,24	0,25	0,25	0,26	0,25	0,23	0,22
Fator de Redução	1,106	1,106	1,106	1,104	1,102	1,103	1,105	1,106	1,105	1,106	1,105
Dados de Consumo											
Consumo de GNC (Kg/h)	1,24	1,25	1,34	1,49	1,5	1,62	1,76	1,76	1,8	1,79	1,83
Consumo Específico(Kg/Kw.h)	0,428	0,391	0,362	0,373	0,349	0,345	0,352	0,332	0,333	0,373	0,381
Consumo de Ar Corrigido (Kg / h)	16,92	18,25	20,54	21,47	24,15	25,67	26,62	27,3	28,14	28,64	29,47
Razão Ar - Combustível (Kg / Kg)	13,65	14,6	15,33	14,41	16,1	15,85	15,13	15,51	15,63	16	16,1
Temperaturas (C)											
Água Retorno do Sensor Piezo-elétrico	30	31,4	32	32,1	32,2	33	33,1	33,4	33	32,7	32,6
Ar de Admissão	25,1	25,3	24,9	24,9	23	23,1	23,4	23,4	23,8	24,1	24
Bulbo seco	22,5	23	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
Bulbo Úmido	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
Óleo Carter	98	102	105,4	108,7	112,9	117,6	119,1	124,7	126,9	132,1	134,8
Ar de Refrigeração (Entrada)	24	24,3	24,5	24,8	24,8	24,8	24,7	24,8	24,9	24,6	24,6
Ar de Refrigeração (Saída)	72,7	72,1	73,3	73,9	77,3	79,4	82,1	84,5	86,7	89,1	93,4
Escapamento	327,1	333,4	337,3	346,7	352,9	361	366,7	372	379,3	387,8	396,4
Pressões											
Barométrica (mmHg)	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5	696,5
Depressão no medidor de Ar (in H2O)	0,71	0,8	1,02	1,2	1,42	1,59	1,71	1,79	1,9	1,97	2,1

Planilha de Ensaio n 05												
data 19/jun/96												
Regime : Plena Garga												
Kar = 0,83												
Kt = 0,97 Kw = 0,98 Kp = 0,877												
Sistema de Alimentação: Injeção Direta												
Pressão de Injeção: 8,5 bar												
Combustível: GNC												
Pressão nos cilindros: 170 bar												
Velocidade Angular (RPM)	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	
Vel. Angular Média (RPM)	1989,6	2205,8	2413,2	2599,7	2804,8	2991,6	3203,9	3396,6	3595,4	3796,4	4004,2	
Torque Observado (N.m)	13,6	13,2	13,5	14,1	15	15,6	15,8	15,2	13,6	10,3	7	
Torque Reduzido (N.m)	15,1	14,7	15	15,7	16,7	17,3	17,5	16,9	15,2	11,5	7,8	
Potência Efetiva Observada (Kw)	2,8	3	3,4	3,8	4,4	4,9	5,3	5,4	5,1	4	2,9	
Potência Efetiva Reduzida (Kw)	3,2	3,4	3,8	4,3	4,9	5,4	5,9	6	5,7	4,6	3,3	
Rendimento Volumétrico (%)	0,59	0,58	0,59	0,6	0,6	0,61	0,6	0,58	0,55	0,51	0,5	
Rendimento Global (%)	0,17	0,18	0,19	0,2	0,22	0,23	0,24	0,24	0,23	0,18	0,13	
Fator de Redução	1,112	1,112	1,112	1,111	1,111	1,111	1,11	1,111	1,111	1,11	1,111	
Dados de Consumo												
Consumo de GNC (Kg/h)	1,42	1,49	1,56	1,64	1,74	1,84	1,92	1,96	1,94	1,96	1,98	
Consumo Especifico(Kg/Kw.h)	0,503	0,5	0,495	0,492	0,491	0,488	0,482	0,476	0,47	0,464	0,457	
Consumo de Ar Corrigido (Kg / h)	17,29	19	20,93	22,81	24,89	26,67	28,31	29,18	28,89	28,31	29,64	
Razão Ar - Combustível (Kg / Kg)	12,16	12,79	13,46	13,91	14,27	14,48	14,74	14,89	14,89	14,44	14,97	
Temperaturas (C)												
Água Retorno do Sensor Piezo-elétrico	32,4	32,6	32,5	32,7	32,3	32,5	32,8	32,4	32,2	31,7	32,1	
Ar de Admissão	21,5	21,6	21,4	21,5	21,7	21,3	21,4	21,6	21,8	21,9	21,7	
Bulbo seco	20	20	20	20	20	20	20	20,5	20,5	20	20	
Bulbo Úmido	17	17	17	17	17	17	17	17,5	17,5	17	17	
Óleo Carter	112,2	114,5	115	117,3	121,6	123,1	124,3	128,7	132	134,6	137,3	
Ar de Refrigeração (Entrada)	22,3	22,5	22,3	22,4	22,4	22,2	22,1	22,3	22,3	22,5	22,6	
Ar de Refrigeração (Saída)	72,1	73,4	73,8	75,2	75,9	78,1	78,3	78,5	78,9	77,6	76,2	
Escapamento	359,3	364,1	367	371,8	373,4	376	377,6	378,9	383,5	373,4	368,7	
Pressões												
Barométrica (mmHg)	698	698	698	698	698	698	698	698	698	698	698	
Depressão no medidor de Ar (in H20)	0,72	0,87	1,07	1,32	1,55	1,7	1,93	2,05	2,03	1,94	2,13	

Planilha de Ensaio n 06 Regime : Plena Garga Sistema de Alimentação: Injeção Direta Combustível: GNC	data 19/jun/96											
	Kar = 0,83		KI = 0,97		Kw = 0,98		Kp = 0,877					
	Pressão de Injeção: 8,5 bar											
	Pressão nos cilindros: 170 bar											
Velocidade Angular (RPM)												
	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	
Vel. Angular Média (RPM)	2002,1	2203,5	2404,7	2602,3	2799	3003,8	3206,5	3407,3	3602,5	3799,9	4004,2	
Torque Observado (N.m)	13,4	13,3	13,5	14,1	15,2	15,6	15,6	15,3	13,6	10,3	7,1	
Torque Reduzido (N.m)	15	14,9	15,2	15,8	17,1	17,4	17,5	17,2	15,3	11,7	8	
Potência Efetiva Observada (Kw)	2,8	3,1	3,4	3,8	4,4	4,9	5,3	5,5	5,1	4,1	3	
Potência Efetiva Reduzida (Kw)	3,1	3,4	3,8	4,3	5	5,5	5,9	6,1	5,8	4,6	3,4	
Rendimento Volumétrico (%)	0,58	0,58	0,6	0,6	0,61	0,62	0,6	0,57	0,55	0,51	0,48	
Rendimento Global (%)	0,17	0,18	0,19	0,2	0,22	0,23	0,23	0,24	0,22	0,18	0,13	
Fator de Redução	1,123	1,122	1,122	1,124	1,125	1,119	1,121	1,124	1,127	1,128	1,127	
Dados de Consumo												
Consumo de GNC (Kg/h)	1,43	1,47	1,55	1,62	1,75	1,85	1,94	1,96	1,97	1,96	1,98	
Consumo Específico(Kg/Kw.h)	0,511	0,48	0,455	0,422	0,393	0,377	0,369	0,359	0,383	0,476	0,663	
Consumo de Ar Corrigido (Kg / h)	17,22	18,92	21,19	22,9	25,17	27,25	28,38	28,4	28,93	28,4	28,4	
Razão Ar - Combustível (Kg / Kg)	12,04	12,87	13,67	14,13	14,38	14,73	14,63	14,49	14,69	14,49	14,34	
Temperaturas (C)												
Água Retorno do Sensor Piezo-elétrico	31	31,6	31,9	32,4	32,5	32,6	32,6	32,7	32,7	32,6	32,7	
Ar de Admissão	29,5	29	29,1	29,8	30,5	27,7	28,7	30,2	31,3	31,7	31,4	
Bulbo seco	28	28	23	28	28	28	28	28	28	28,5	28,5	
Bulbo Úmido	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23,5	
Óleo Carter	106,4	108,7	112,3	114	117,1	120,7	122,1	125,4	128,6	133	135,9	
Ar de Refrigeração (Entrada)	29,1	29,3	28,8	29	29,3	28,9	29,4	29,3	29,5	29,4	29,5	
Ar de Refrigeração (Saída)	69,4	70,6	74,2	77,1	77,3	78,4	79,1	81,3	84	85,2	85,7	
Escapamento	341,4	346,4	357,1	365,3	371,6	377,9	381,5	384	397	403,6	409,1	
Pressões												
Barométrica (mmHg)	698	698	698	698	698	698	698	698	698	698	698	
Depressão no medidor de Ar (in H20)	0,73	0,88	1,1	1,32	1,55	1,8	1,95	2	2,04	1,97	2	

CAPÍTULO 08 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

8.1 - CONCLUSÕES

A partir dos fundamentos teóricos apresentados e resultados experimentais obtidos nesta pesquisa, pode-se estabelecer as seguintes conclusões:

a) O conjunto de injeção direta (CID), desenvolvido para injetar GN a baixas pressões no cilindro do motor, funcionou satisfatoriamente, permitindo uma operação regular (suave) do motor desde a condição de marcha lenta até o regime de plena carga do motor.

b) A principal limitação do CID consistia na baixa vazão de gás natural, a qual era uma característica da VEIC utilizada, sendo necessário um longo período de injeção para o estabelecimento do regime de plena carga do motor de testes.

c) O módulo de gerenciamento eletrônico, desenvolvido para gerenciar a injeção de GN, quer seja no cilindro ou no coletor de admissão do motor de testes, atendeu plenamente as expectativas de controle, uma vez que possibilitava o ajuste preciso da quantidade de GN requerido pelo motor, nos diferentes regimes de operação.

d) Além da limitação da vazão da VEIC, a estratificação da carga no cilindro do motor, decorrente da geometria e da baixa turbulência da câmara de combustão do motor de testes, impossibilitaram que parte do período da injeção direta de GN fosse realizada no curso de compressão, como era pretendido inicialmente.

e) A injeção direta de GN, realizada durante o curso de admissão, resultou num ganho de rendimento volumétrico do motor da ordem de 3,74 % com relação à injeção de GN no coletor de admissão. Em comparação com os ensaios de gasolina carburada, a injeção direta de GN apresenta uma queda de rendimento volumétrico da ordem de 6,5 %.

f) Apesar do ganho de rendimento volumétrico do motor operando com injeção direta de GN em relação à injeção de GN no coletor de admissão, a potência e o torque do motor, nas duas versões, permaneceram praticamente os mesmos até 3500 rpm. Porém, em rotações mais elevadas, devido ao menor tempo disponível para injeção no cilindro e às limitações de vazão da VEIC utilizada, a quantidade de GN introduzida no cilindro do motor de testes, não era o suficiente para queimar todo o oxigênio, resultando numa queda brusca de potência e torque do motor.

Enfim, os resultados obtidos nesta pesquisa, com o motor operando com injeção direta de GN a baixas pressões, mostram que existe uma perspectiva de aumento de potência do motor utilizando esta técnica de injeção.

8.2 - SUGESTÕES

Para trabalhos futuros com injeção direta de GN a baixas pressões, recomenda-se observar os seguintes itens:

a) Utilizar válvulas injetoras combustível (VEICs) que proporcionem maiores vazões de GN, reduzindo o período de injeção de combustível necessário para estabelecer o regime de plena carga do motor ou ainda, desenvolver VEICs específicas para este fim.

b) Utilizar sistemas de injeção direta de GN de baixas pressões em motores com câmara de combustão de alta performance.

c) Avaliar e comparar as emissões, principalmente de NO_x, do motor funcionando com injeção direta de GN, proposto no presente trabalho, em relação a injeção convencional de GN no coletor de admissão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. (1982). *NBR 5477 - Apresentação de desempenho de motores - ACI (Alternativos de combustão interna / procedimento)*. Rio de Janeiro.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. (1985). *NBR 5484 - Motores alternativos de combustão interna de ignição por compressão (diesel) ou de ignição por centelha (Otto) de velocidade angular variável - Método de ensaio*. Rio de Janeiro.
- ASSOCIAÇÃO RECÍPROCA PETROLERA EMPRESARIAL LATINO AMERICANA. (1995). *América latina y el mundo - Reservas Produccion*. (Boletim Técnico), vol. 23, n2: p.149-154, set.
- AUTOMOTIVE eletric/eletronic systems*. (1989). 1.ed. BOSCH/SAE. 347p.
- AUTOMOTIVE handbook*. (1993). 3.ed. BOSCH. 852p.
- BARBOSA, C. R.F. (1990). *Otimização da curva de avanço de centelha de um motor otto bi-combustível alimentado com gás natural comprimido*. Natal. 99p. Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- BET, L. (1991). *Avaliação do comportamento de um motor diesel, refrigerado a ar, funcionando como motor dual diesel-GNC*. Natal. 204p. Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

- BEVIER, W.E. et al. (1989). *Adsorbent-enhanced methane storage for alternate fuel powered vehicles*. Paper SAE 891638. 7p.
- BOSCH. (1996). *Sistema de injeção eletrônica de combustível - LE-jetronic*. (Apostila Técnica). 17p.
- BOWLER, L. L. (1980). *Throttle body fuel injection (TBI) - An integrated engine control system*. Paper SAE 800164. 13p.
- BRIGGS & STRATION. (1989). *Instrucciones de preparación y servicio - Para motores de un cilindro 4 ciclos*.
- BRUNETTI, F. (1996). *Combustíveis alternativos para motores de combustão interna*. Revista Pesquisa & Tecnologia da Faculdade de Engenharia Industrial, n 16, p.14-24, jun.
- CHAFFIN, C. et al. (1991). *Conversion of gasoline engine to natural gas*. SAE SP-894. p.241-254.
- CHENG, C. et al. (1991). *Intake port phenomena in a spark-ignition at part load*. Paper SAE 912401. 13p.
- CHEVROLET. (1991). *Sistema eletrônico de injeção de combustível - EFI*. 203p. (Manual de serviço).
- CHEVROLET. (1993). *Sistema múltiplo de injeção de combustível*. 19p. (Manual de treinamento).
- CHIU, T.K. et al. (1991). *Development of a viable dedicated natural gas vehicles*. SAE SP-894. p.255-263.
- CHOI, B. (1991). *Reviews on present states of development and exhaust emission characteristics in natural gas fueled vehicles*. *Journal of Japan Automobile Research Institute*. v.13, n.11, p.410-417.

- COSTA, F.G. (1988). Misturas ar-gás combustível. In: 2º CONGRESSO INTERNACIONAL SOBRE GÁS NATURAL, Salvador, 1988. *Anais*. Salvador. p.474-488.
- DAISHO, Y. (1990). *Performance and exhaust emissions of a two stroke spark-ignition engine with a direct-injection system*. JSAE Review, v.11, n.4, p.16-22, out.
- DEGOBERT, P. (1995). *Automobile and pollution*. Institut Français du Pétrole/SAE. R-150. 491p.
- DIESEL Fuel Injection*. (1994). BOSCH/SAE. 199p.
- ESTON, N. E. (1992). Gás natural - Tecnologia. In: REUNIÃO TÉCNICA SOBRE GÁS NATURAL, São Paulo, 1992. *Anais*. São Paulo, AEA. p.107-117.
- FERGUSON, C.R. (1986). *Internal combustion engines - Applied thermosciences*. Singapore. Wiley & Sons. 546p.
- FIAT. (1993). *Ignição e injeção eletrônica de combustível* -Tempra 16v. 30p. (Manual de serviço).
- FLEMING, R. D.; O'NEAL, G.B. (1985). *Potential for improving the efficiency of a spark ignition engine for natural gas fuel*. Paper SAE 852073. 12p.
- FONTES JÚNIOR, A.O. (1994). *Avaliação do comportamento de um motor diesel de dois cilindros convertido para o ciclo otto, utilizando gás natural veicular*. Natal. 184p. Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- FRENCH, C.C.J. (1980). The engine challenge of the nineties. In: SYMPOSIUM OF TECHNOLOGY METAL LEVE : THE MOTOR IN THE FUTURE, São Paulo, 1980. *Proceedings*, São Paulo. p.9-26.
- FRYSZMAN, A. S. (1992). Gás natural - Viabilidade. In: REUNIÃO TÉCNICA SOBRE GÁS NATURAL, São Paulo, 1992. *Anais*. São Paulo, AEA. p.1-11.

- GLOECKLER, O. (1984). Gasoline injection: a report progress. *Automotive Engineer*, v. 9, n.1, p.42-46, fev./mar.
- GLOECKLER, O. et al. (1980). *Present status and future development of gasoline fuel injection systems for passenger cars*. Paper SAE 80047. 15p.
- GO-POWER SYSTEMS. *Operation and installation of the M-500 air-fuel meter*. Palo Alto, California. (Catálogo Técnico).
- GOTO, Y.; NARUSAWA, K. (1996). Combustion stabilization of a spark ignition natural gas engine. *JSAE Review*, v.17, n.3, p.256-258, jul.
- GOUVEIA, C.P. (1988). Posto de abastecimento de gás natural para uso automotivo. In: 2º Congresso Internacional sobre Gás Natural, Salvador, 1988. *Anais*. Salvador, p.310-316.
- HARA, K. et al. (1994). *GNC utilization in small engine*. Paper SAE 940763. 9 p.
- HATANO, K. et al. (1994). Multi-mode variable timing engine. *Automotive Engineering*, v.102, n.2, p.111-114, fev.
- HEYWOOD, J.B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York. McGraw-Hill International. 930p.
- ISHII, M. et al. (1994). *Experimental studies on a natural gas vehicle*. Paper SAE 942005. 11p.
- JOSSON, R. (1992). Gás natural - viabilidade. In: REUNIÃO TÉCNICA SOBRE GÁS NATURAL, São Paulo, 1992. *Anais*. São Paulo, AEA. p.12-41.
- KEATING, E.L. (1993). *Applied combustion*. New York. Marcel Dekker. 569p.
- KING, S. R. (1992). *The impact of natural gas composition on fuel metering and engine operational characteristics*. Paper SAE 920593.

- KLIMSTRA, J. (1986). *Interchangeability of gaseous fuels - The importance of the wobble index*. Paper SAE 861578. 12p.
- KO, Y. et al. (1991). A study of direct fuel injection for natural gas engine. *Journal of Japan Automobile Research Institute*. v.3, n.6, p.200-203.
- KOSER, L.F.M. (1988). Gás natural da extração ao consumo. In: 2º CONGRESSO INTERNACIONAL SOBRE GÁS NATURAL, Salvador, 1988. *Anais*. Salvador. p.153 -164.
- KOWALEWICZ, A. (1984). *Combustion systems - Of high-speed piston I.C. engines*. Warszawa. Elsevier. 366p.
- LASTRES, L.F.M. (1987). *Utilização de gás natural em motores veiculares*. Rio de Janeiro. Instituto Brasileiro do Petróleo- IBP. 17p.
- LASTRES, L.F.M. (1986). *Aspectos da utilização de gás natural em motores de combustão Interna*. Rio de Janeiro. CENPES-Petrobrás. (Comunicação DIPROD n.104/86) p.1-16.
- LENZ, H.P. (1994). *Emissions, air quality and effects of exhaust gas constituents*. Warrendale. SAE SP-1046. 97 p.
- LENZ, H.P. (1992). *Mixture formation in spark-ignition engines*. New York. Springer-Verlag-Wien/SAE. 400p.
- LISS, E. W.; THRASHER, W.H. (1991). *Natural gas as a stationary engine and vehicular fuel*. Paper SAE 912364. 12 p.
- MACHADO, F. (1988). *Anotações sobre utilizações do gás natural em motores do ciclo otto*. Rio de Janeiro. Retécnica Autogás.
- MAXWELL, T.T.; JONES, J.C. (1995). *Alternative fuels - Emissions, economics, and performance*. Warrendale. SAE R-143. 327p.
- MIZUTANI, S. (1992). *Car electronics*. Nippondenso. 280 p.

- MUÑOZ, M.; PAYRI, F. (1989). *Motores de combustion interna alternativos*. Madrid. Fundación General-UPM. 725p.
- OBERT, E. F. (1971). *Motores de combustão interna*. Trad. por Luiz Carraro. Porto Alegre. Globo. 618p.
- PASSARINI, L.C. (1993). *Projeto e análise de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível: Uma Nova Proposta*. São Carlos. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- PETROBRÁS-BR. (1988). *Gás natural para fins industriais*. Rio de Janeiro. 78p. (Apostila técnica).
- PETROBRÁS-BR. (1989-a). *Posto de compressão e abastecimento de gás natural*. Boletim Informativo DISREC-BATAL. 7p.
- PETROBRÁS-BR. (1989-b). *Utilização de gás natural comprimido em motores do ciclo Otto*. Rio de Janeiro. 28p.
- PETROBRÁS-BR. (1989-c). *Utilização do gás natural em motores aspirados do ciclo diesel*. Rio de Janeiro. 31p.
- PETROBRAS-BR. (1996). *Gás natural*. Rio de Janeiro. 6 p. (Prospecto).
- PINCIGHER, E.; LARANGEIRA, C. (1996). Injeção eletrônica de GNC - Todo gás. *Revista Motor Show*, v.14, n.156, p.62-65, mar.
- PLINT, M.; MARTYR, A. (1995). *Engine testing - Theory and practice*. Manchester. Elsevier. 295p.
- PROBST, C.O. (1995). *Bosch fuel injection & engine management*. Massachusetts. SAE. 216p.
- RAYMOND, L. (1980). Next generation of engines., In: SYMPOSIUM OF TECHNOLOGY METAL LEVE : THE MOTOR IN THE FUTURE, São Paulo, 1980. *Proceedings*, São Paulo. p.27-45

- RIBBENS, W.B. (1993). *Understanding automotive eletronics*. 4^a.ed. Indianapolis. SAMS. 392p.
- RODAGÁS. (1989). *Catálogo metano automotivo*. São Paulo. Rodagás. 110p.
- RODRIGUES, A.S. (1993). *Sistemas de injeção central de combustível em motores 1.8 l*. Paper SAE 931666. 11p.
- SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. (1994-a). *EB-560 /561b - Apostila do curso de autotrônica I - Injeção eletrônica de combustível single-point*. São Paulo. 54p.
- SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. (1994-b). *EB-561 - Apostila do curso de autotrônica I - Injeção eletrônica de combustível multi-point*. São Paulo. 150p.
- SHIMOTANI, K. et al. (1996). Characteristics of gasoline in-cylinder direct injection engine. *JSAE Review*, v.17, n.3, p.267-272, Jul.
- SILVA, E.P. et al. (1993). O estado da arte do uso de hidrogênio em veículos automotivos. In: 2º CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, São Paulo, 1993. Paper SAE 931706. 10p.
- SPRINGER, K. J. (1996). Personal transportation and sustainable development. In: 5º CONGRESSO INTERNACIONAL DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE - SAE BRASIL. São Paulo, 1996. 9p.
- SPRINGER, et al. (1994). *Effect of GNC start - Gasoline run on emissions from a 3/4 ton pick-up truck*. Paper SAE 941916. 15p.
- STONE, R. (1993). *Introduction to internal combustion engines*. 2^a.ed. Warrendale. SAE R-129. 569p.
- STURMAN, O.E. et al. (1995). *A gnc specific fuel injector using latching solenoid technology*. Paper SAE 951914. 8p.

- TAYLOR, C. F. (1985-b). *The internal combustion engine in theory and practice*. v.2, 2. M.I.T. Press
- TAYLOR, C.F. (1985-a). *The internal combustion engine in theory and practice*. v.1, M.I.T. Press.
- TENNANT, C.J. et al., “*Turbocharging a Bi-fuel Engine for Performance Equivalent to Gasoline*”. Paper SAE n 942003, 10 p., 1994.
- TOKIO GÁS, “*Review Anual 1995*”. 58 p., 1995.
- TOYOTA, “*Toyota Readies Direct-Injection Gasoline Engine for Production*”. Revista Automotive Engineering, vol. 104, n 11, 74-76 p., nov., 1996.
- UNICH, A. et al., “*Natural Gas: A Promising Fuel for I.C. Engines*”. Paper SAE 930929, 11p., 1993.
- VIANA, J.N.S. et al., “*Turboalimentação de Motores a gás - Análise dos Efeitos*”. VII SIMEA-AEA. 391-406 p.. 1993.
- VOLKSWAGEN , “*Sistema de Injeção MOTRONIC MPFI 9.0*”. (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica), out., 1996.
- VOLKSWAGEN, “*Carro a Gás - Prefeitura de São Paulo Adota Combustível Natural*”. Revista Rede em Notícias da VOLKSWAGEN do Brasil, ano XII, n 84, 7 p., jun./jul.,1996.
- VOLKSWAGEN, “*Controle de Emissões de Poluentes*”. (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica”. 34 p., nov., 1991.
- VOLKSWAGEN, “*Injeção de Combustível LE-Jetronic*”. (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica”. 52 p., nov., 1988.
- VOLKSWAGEN, “*Na Era do Gás*”. Revista Rede em Notícias da VOLKSWAGEN do Brasil, ano XI, n 82, 16-17 p., fev./mar.,1996.

- VOLKSWAGEN, "Novo Gol - Motor e Transmissão". (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica". 24 p., Set., 1994.
- VOLKSWAGEN, "*Novo GOL 1000 MI*". (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica), 24 p., out, 1996.
- VOLKSWAGEN, "*Sistema de Injeção APW-8*". (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica), out., 1996.
- VOLKSWAGEN, "*Sistema de Injeção Eletrônica CFI*". (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica". 32 p., dez., 1992.
- VOLKSWAGEN, "*Sistema de Injeção Eletrônica EFI - Digital*". (Apostila de Treinamento e Assistência Técnica". 8 p., agos., 1993.
- WANG, W. et al., "*A Study of Emissions From CNG and Diesel Fueled Heavy-Duty Vehicles*". Paper SAE 932826, 10 p., 1993.
- WEAVER, C. S., "*Natural Gas Vehicles - A Review of the State of the Art*" Paper SAE 892133, p. 21, 1989.
- WEAVER, C.S. & TURNER, S.H., "*Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology, Performance, and Emissions*". Paper SAE 940548, 16 p., 1994.

LITERATURA CONSULTADA

- ABBUD, J.K. (1993). *The maryland MTA LNG refueling system*. Paper SAE 931819. 9p.
- ADAMS, M. et al. (1991). *The university of Tennessee's natural gas vehicles challenge conversion 1991*. SAE SP-894, p.231-239
- ASHCRAFT, T. et al. (1991). *The university of Oklahoma LNG conversion for the 1991 natural gas vehicle challenge*. SAE SP-894, p.223-230
- ÁVILA, M.T.; SANTOS, A.M. (1993). Uso do etanol pré-vaporizado em motores de ignição por centelha. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE - SAE BRASIL, 2, São Paulo, 1993. Paper SAE 93163. 4p.
- BARBOSA, C.R.F. et al. (1990). Construção e Calibração de um sistema de medição do consumo de gas natural em banco de prova de motores. In: CONGRESSO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE, 2, Natal, 1990. *Anais*. Natal. p.184
- BARBOSA, C.R.F. et al. (1996). *The performance of an Otto cycle bi-fuel engine with natural gas direct injection*. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE - SAE BRASIL, 5, São Paulo, 1996. Paper SAE 962381. 4 p.

- BARBOSA, C.R.F. et al. (1996). Desempenho de um motor estacionário a gasolina convertido para operar com injeção eletrônica de gás natural. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 25, CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE INGENIERIA AGRÍCOLA, 2, Bauru, 1996. *Anais*. Bauru, UNESP. p.294.
- BARBOSA, C.R.F.; FONTES, F.A.O. (1992). Avaliação da queda de potência de um motor convencional alimentado com gás natural comprimido. In: CONGRESSO NORTE-NORDESTE DE ENGENHARIA MECÂNICA. João Pessoa, 1992. *Anais*. João Pessoa.
- BARKHIMER, R.L.; WONG, H.C. (1995). *Application of digital, pulse width modulated, sonic flow injectors for gaseous fuels*. Paper SAE 951912. 6p.
- BARRETO, M.R.S. (1998). Utilização de gás natural em motores aspirados do ciclo diesel. In: CONGRESSO INTERNACIONAL SOBRE GÁS NATURAL, Salvador, 1988. *Anais*. Salvador, p.278-309, jun.
- BASS, E., (1993). *LGP conversion and HC emissions speciation of a light-duty vehicle*. Paper SAE 932745. 12 p.
- BATES, G.J. et al. (1995). *Ultra rapid natural gas port injection*. Paper SAE 951913. 10p.
- BEHNKEN, R. et al. (1991). *Conversion of a light duty truck to dedicated compressed natural gas operation*. SAE SP-894, p.273-281
- BODNER, G.M.; PARDUE, H. L. (1995). *Chemistry - An experimental science*. 2.ed. New York. Wiley & Sons. 983p.
- BOEHM, R.F. (1987). *Design analysis of thermal systems*. New York. Wiley & Sons. 266p.
- BORCHARDT, I. G.; ÁLVARO, F.G. (1979). *Termometria termoelétrica - Termopares*. Porto Alegre. Sagra. 79p.

- BRADEN, R. et al. (1991). *1991 NGV challenge entry*. SAE SP-894, p.207-222
- CASTRO, C.A. et al. (1994). *Flexible ethanol Otto engine management system*. Paper SAE 942400. 7p.
- CELERE, S.W. (1980). *Desempenho de motor de ignição por centelha com álcool etílico pré-evaporado*. São Carlos, 143p. Tese (doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CHENG, F.P.J.; CHENG, E.P.C. (1991). *Florida institute of technology 1991 NGV challenge: The design theory and conversion method*. SAE SP-894, p.91-110
- CHERRY, A. M. et al. (1992). *Extending lean limit with mass-timed compression ignition using a catalytic plasma torch*. Paper SAE 921556. 15p.
- COMPANHIA DE TECNOLOGIA DE SANEAMENTO AMBIENTAL. (1995). *Legislação federal, estadual e municipal - Programa de controle da poluição do ar por veículos automotivos*. (Série documentos).
- CULP, A.W. (1991). *Principles of energy conversion*. Singapore. McGraw-Hill International. 551p.
- DE VITA V, R.; FIGUEIREDO M., P.J. (1994). *The effects of venezuelan engines on two fuel injection technologies*. Paper SAE 942411.
- DOHERTY, K. et al. (1993). *The initial development of a two-stroke cycle biogas engine*. Paper SAE 932398. 8p.
- EISELE, H. (1988). *Microprocessador engine application*. IN: SYMPOSIUM OF TECHNOLOGY METAL LEVE : THE MOTOR IN THE FUTURE, São Paulo, 1988. *Proceedings*. São Paulo. p.167-178
- EMBORSKY, A. (1991). *The NGV challenge: A controlled environment for natural gas*. SAE SP-894, p.283-290

- FÁBIO, M. S. (1995). *Sistema de alimentação de motores com duplo combustível - metano e diesel*. São Carlos, 121p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- FONTES, F.A.O. (1986). *Influência do pré aquecimento do combustível no desempenho de motor de ignição por centelha convencional para álcool etílico hidratado*. Natal. Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- FORMAN, A.W. (1985). *Combustion theory - The fundamental theory of chemically reacting flow systems*. Addison -Wesley. 680p.
- FRANKLIN, M.L. et al. (1994). *A pc-based fuel and ignition control system used to map the 3-d surfaces of torque and emissions versus air-fuel ratio and ignition timing*. Paper SAE 940546. 12p.
- FRANKLIN, M.L. et al. (1994). *Synchronous, simultaneous optimization of ignition timing and air-fuel ratio in a gas-fueled spark ignition engine*. Paper SAE 940547. 10p.
- FULTON, J. et al. (1993). *Hydrogen for reducing emissions from alternative fuel vehicles*. Paper SAE 931813. 9p.
- GARRET, K. (1991). Prospects for gaseous alternative fuels improved for GPL and LNG. *Automotive engineer*, v.16, n.1, p.38-41, fev./mar.
- GARRET, T.K.; PRIAULX, H.N. (1996). Electronically controlled petrol injection. *Automobile engineer*, v.56, n.11, p.461-465, out.
- GASTALDONI, I. (198?). *Uso de biogás nos motores a pistão*. 6p.
- GIORDANO, D.D.; PETERSEN, P.W. (1995). *A turbocharged lean-burn 4.3 liter natural gas engine*. Paper SAE 951939. 8p.
- GRENN, C.J.; WALLACE, J.S. (1989). *Eletrically atuaded injetors for gaseous fuels*. Paper SAE 892143. 12p.

- GSCHWEITL, K. et al. (1994). *Real time knock analysis for automatic engine mapping and calibration*. Paper SAE 942399. 13p.
- HODGINS, K.B. et al., (1992). *Intensifier-injector for natural gas fueling of diesel engines*. Paper SAE 921553. 11p.
- HOLMAN, J. P. (1996). *Experimental methods for engines*. Singapore. McGraw-Hill. 609p.
- HUTTON, J.L.; PEDERSON, P.C. (1992). *A mobile CNG refueling system for natural gas vehicles*. Paper SAE 921580. 4p.
- ISHII, M. et al. (1994). Research on the emission reduction potential of natural gas vehicles. *JSAE Review*, v.15, n.3, p.238-241, jul.
- JÄÄSKELÄINEN, H. E.; WALLACE, J.S. (1995). *Behaviour of a closed loop controlled air valve type mixer on a natural gas fuelled engine under transient operation*. Paper SAE 951911. 10p.
- JONES, Y et al. (1991). *The Ohio state university natural gas vehicle*. SAE SP-894, p.145-150
- KARIM, A.G. (1991). *A examination of some measures for improving the performance of gas fuelled diesel engines at light load*. Paper SAE 912366. 9p.
- KARIM, G.A.; WIERZBA, I. (1992). *Methane-carbon dioxide mixtures as a fuel*. Paper SAE 921557. 11p.
- KATAOKA, K. et al. (1994). Combustion process of gaseous fuels in a closed vessel. *JSAE review*, v.15, n.3, p.235-261, jul.
- KLIMSTRA, J.; WESTING, J.E. (1992). *Performance of natural-gas-fueled engines with variable intake-manifold temperatures*. Paper SAE 922364. 10p.
- KO, Y. et al. (1992). *Research and development of LNG vehicle for practical use*. Paper SAE 920594. 9p.

- KONO, S. (1995). Study of the stratified charge and stable combustion in DI gasoline engines. *JSAE review*, v.16, n.4, p.363-368, out.
- KOYANAGI, K. et al. (1993). *Effect of hydrogen jet on misture formation in a high-pressure injection hydrogen fueled engine with sparck ignition*. Paper SAE 931811. 10p.
- KUBESH, J. et al. (1992). *Effect of gas composition on octane number of natural gas fuels*. Paper SAE 922359. 7p.
- KUBESH, J. T. et al. (1995). *Development of an eletronically-controlled natural gás-fueled john deere powertech 8.1L engine*. Paper SAE 951940. 8p.
- KUKONEN, C.A.; SHELEF, M. (1994). *Hydrogen as an alternative automotive fuel: 1993 update*. Paper SAE 940766. 21p.
- LARSEN, R. et al. (1991). *The 1991 natural gas vehicle challenge - developing dedicated natural gas vehicle techonology*. SAE SP-894, p.1-55
- LATUSEK, J.P.; BURRAHM, R.W. (1993). *Conversion of small utility engines to LPG fuel*. Paper SAE 932447. 19p.
- LENZ, H.P. et al. (1994). *Emissions, air quality, and effects of exhaust gas constituents*. SAE SP-1046. 109p.
- LIN, Y.C.; HUFF, G.A. (1993). *Absorbed natural gas (ANG): Fuel of the future*. Paper SAE 931821. 11p.
- LISS, W.E. et al. (1992). *Fuel issues for liquefied natural gas vehicles*. Paper SAE 922360. 16p.
- LOPER, G.A.; DAVIS, D.M. (1991). *Liquefied natural gas conversion of a GMC truck*. SAE SP-894, p.167-173
- MALEEV, V.L. (1993). *Internal combustion engines - Theory and design*. Singapore. McGraw-Hill. 636p.

- MANTESE, A.A. (1992). *Análise dos parâmetros diretores para a comutação de combustíveis alternativos em motores de ciclo otto*. São Carlos, 66p. Dissertação (mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- MATHIAS, E.; SHOSHIMA, Y. (1993). *Autoadaptatividade na injeção eletrônica digital*. Paper SAE 931680. 10p.
- MATHIAS, E.; SHOSHIMA, Y. (1993). *Injeção eletrônica digital single point G7.3 para motores a alcool*. Paper SAE 931681. 10p.
- MERCEDEZ-BENZ. (1989). *Os veículos comerciais e o meio ambiente*. Diretoria de Desenvolvimento e Engenharia Experimental-GEM/EET. 25p., mai.
- METAL LEVE. (1985). *Motores de combustão interna*. 114p. (Apostila de curso).
- MIC/STI/INMETRO. (1986). *Manual de conversão de veículos para uso de gás natural comprimido*. 20p.
- MORIMOTO, K. et al. (1992). *Combustion characteristics in hydrogen fueled rotary engine*. Paper SAE 920302. 7p.
- MOTOROLA. (1993) Engine control - Ignition/fuel injection management, petrol and diesel. *Automotive Engineer*, v.18, n.1, p.38-41, Mar.
- MURASE, E. et al. (1992). A comparative study of pulsed jet ignition. *JSAE Review*, v.13, n.2, p.18-23, Abril.
- NAGANUMA, T. et al. (1992). *New gas mixer for gas engines - Optimized air-fuel ratio with negligible pressure loss*. Paper SAE 922361. 12p.
- NEC. (1993). Vehicle electronics - Sees active development of systems for tomorrow's vehicles. *Automotive Engineer*, v.18, n.1, p.30-36, Mar.
- NYE, J. ; KEEHAN, T.T. (1991). *Conversion of a 1991 GMC pick up truck to natural gas operation*. SAE SP-894, p.265-272

- NYLUND, N.; KYTO, M. (1993). *Propane fueled heavy-duty vehicles*. Paper SAE 932817 9p.
- OHSUGA, M. et al. (1994). Air flow metering and combustion control for spark ignition engine. *JSAE Review*, v.15, n.1, p.73-75, jan.
- OHYAMA, Y. et al. (1993). A control system using air flowmeter and electronically controlled throttle valve for spark ignition engines. *JSAE Review*, v.14, n.4, p.4-10, out.
- OULETTE, P.; HILL, P.G. (1993). *Visualization of natural gas injection for a compression ignition engine*. Paper SAE 921555. 23p.
- PASSARINI, L.C.; PINOTTI, M. (1993). *Metodologia para determinação de desempenho de válvulas eletro-magnéticas injetoras de combustível para motores ICE*. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DA MOBILIDADE - SAE BRASIL, 2, São Paulo, 1993. Paper SAE 931678. 12 p.
- PENIDO FILHO, P. (1983). *Os motores de combustão interna*. Belo Horizonte. Lemi. 699p.
- PENIDO FILHO, P. (1981). *Álcool combustível - Obtenção e aplicações nos motores*. São Paulo. Nobel. 256p.
- PESCHKA, W.; ESCHER, W.J.D. (1993). *Germany's contribution to the demonstrated technical feasibility of the liquid-hydrogen fueled passenger automobile*. Paper SAE 931812. 18p.
- PETRO-JECT TRAINING AND EQUIPMENT. (1988). Blocked fuel injectors can cause problems. *Automotive Engineer*, v.52, n.1, p.18., jan./fev.
- PETSINGER, R.E. (1994). *Largest CNG fueling station in north america*. Paper SAE 942408. 8p.
- QUIGG, D. et al. (1993). *Operational experience of compressed natural gas in heavy duty transit buses*. Paper SAE 931786. 13p.

- ROHLING, R. et al. (1991). *The university of British Columbia entry into natural gas vehicle challenge*. SAE SP-894, p.175-183
- SANTOS, A.M. (1986). *Contribuições ao uso de combustíveis aditivados em motores de ignição por compressão*. São Carlos, 106p. Tese (doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SATO, Y. et al. (1995). Combustion control of direct injection methanol engine using a combination of charge heating and exhaust gas recirculation. *JSAE Review*, v.16, n.4, p.369-373, out.
- SCHUEHMACHER, B. et al. (1991). *The development of GM's natural gas powered sierra pick-up*. SAE SP-894, p.85-89
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C.R. (1989). *Mechanical engineering design*. Singapore. McGraw-Hill. 779p.
- SHUDO, T. et al. (1995). The influence of the properties on combustion and emissions in a DI stratified charge engine. *JSAE Review*, v.16, n.1, p.27-33, jan.
- SIERENS, R. (1992). *An experimental and theoretical study of liquid LPG injection*. Paper SAE 922363. 13p.
- SILVA, E. P. (1991). *Introdução à tecnologia e economia do hidrogênio*. Campinas. UNICAMP. 204 p.
- SILVA, F.M. et al. (1996). Sistema de alimentação do motor a duplo combustível - Metano e diesel. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 25, CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE INGENIERIA AGRÍCOLA, 2, Bauru, 1996. *Anais*. Bauru. 295p.
- SMITH, D.H.; GETTEL, L.E. (1993). *A compressed natural gas mass flow driven heady duty electronic engine management system*. Paper SAE 931822 23p.
- SUGA, T.; HAMAZAKI, Y. (1992). *Development of Honda flexible fuel vehicle*. Paper SAE 922276. 10p.

- SULATISKY, M.T. et al. (1995). *Adapting a geo metro to run on natural gas using fuel-injection technology*. Paper SAE 951942. 14p.
- TECALEMIT-JACKSON. (1964). Tecalemit-Jackson petrol injection. *Automobile Engineer*, v.54, n.8, p.307-313, jul.
- TECNOMOTOR, "C.F.I - VW FORD - Sistema de Injeção Eletrônica de Combustível". (Manual de Operações), 25 p., São Carlos-SP, 1995.
- TECNOMOTOR. (1995). *EFI-MULTEC TBI 700 - Sistema eletrônico de injeção de combustível*. São Carlos. 52p. (Manual de operações)
- TECNOMOTOR. (1995). *SPI FIAT-Magnetti Marelli G6/G7 - Sistema eletrônico de injeção de combustível*. São Carlos. 36p. (Manual de operações)
- TECNOMOTOR. (1995). *TM 501 - Equipamento para teste e limpeza de válvulas injetoras*. São Carlos. 12p. (Manual de Instruções)
- TECNOMOTOR. (1995). *LE-jetronic 2.1 - Sistema eletrônico de injeção de combustível*. São Carlos. 52 p. (Manual de operações)
- TECNOMOTOR. (1996). *UNO MILLE eletronic-microplex - Sistema de ignição eletrônica mapeada MAGNETI MARELLI*. São Carlos. 10p. (Manual de operações)
- TECNOMOTOR. (1995). *EFI FORD VW - Sistema de injeção eletrônica de combustível multipoint -EEC-IV*. São Carlos. 24p. (Manual de operações)
- TILLER, D. B. et al. (1993). *Toughness testing of an all-composite fuel container for natural gas vehicles*. Paper SAE 931785. 7p.
- TORRES, F.J. (1986). *Desempenho de motores de ciclo diesel convertidos para ciclo otto, visando a utilização de álcool etílico hidratado como combustível alternativo*. São Carlos, 105p. Tese (doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

- TORRES, J.F.; VENANZI, D. (1984). Conversão de motores ciclo diesel para otto visando a utilização do metano como combustível alternativo. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, 3, Rio de Janeiro, 1984. *Anais*. Rio de Janeiro. p.632-638, out.
- TUMMALA, M. (1993). *Simulation, testing and optimization of natural gas on-board storage system for automotive applications*. Paper SAE 931820. 8p.
- URUSHIHARA, T. (1996). Effects of swirl and tumble motion on fuel vapor behavior and mixture stratification in lean burn engine. *JSAE Review*, v.17, n.3, p.239-244, jul.
- UYEHARA, O. A. (1995). *Prechamber for lean burn for low Nox for natural gas*. Paper SAE 951937. 39p.
- VARDE, S. K.; BORH, T. (1993). *MHC and other conversions in a natural gas - fueled engine*. Paper SAE 931632. 10p.
- VENANZI, D. (1972). Contribuição à técnica do emprego de álcool etílico em motores de ciclo otto. São Carlos, 202p. Tese (doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- VENANZI, D. et al. (1984). Efeito do combustível gasoso no desempenho do motor de ignição por centelha. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, 3, Rio de Janeiro, 1984. *Anais*. Rio de Janeiro. p.852-588
- VENANZI, D. et al. (1984). Desempenho de um motor de ignição por centelha, utilizando combustível gasoso. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, 3, Rio de Janeiro, 1984. *Anais*. Rio de Janeiro. p.616- 624
- WALSER, M. et al. (1991). *Texas tech university entry in the 1991 SAE natural gas vehicles challenge*. SAE SP-894, p.159-166
- WEBB, R.F.; DELMAS, P.J., (1991). *New perspectives on auto propane as a mass-scale motor vehicle fuel*. Paper SAE 911667. 13 p.

ANEXO A - FÓRMULAS UTILIZADAS PARA DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR DE TESTES APRESENTADOS NAS PLANILHAS 7.1 A 7.8.

As fórmulas utilizadas para determinação dos parâmetros de desempenho do motor ensaiado, serão apresentadas na mesma ordem em que aparecem nas planilhas de ensaio.

1 - TORQUE CORRIGIDO

$$T = 4,45 \cdot L_{cc} + 0,07 \quad (A-1)$$

T = torque corrigido (N.m)

L_{cc} = leitura na célula de carga (N.m)

2 - POTÊNCIA EFETIVA OBSERVADA

$$P = \frac{T \cdot N}{9549,3} \quad (A-2)$$

P = potência efetiva observada (kW)

N = velocidade angular média do motor (rpm)

9549,3 = constante do dinamômetro

3 - TORQUE REDUZIDO

$$Tr = f_a \cdot T \quad (A-3)$$

Tr = torque reduzido (N.m)

f_a = Fator de redução (adm)

4 - POTÊNCIA REDUZIDA

$$Pr = f_a \cdot P \quad (A-4)$$

Pr = potência reduzida (kW)

f_a = Fator de redução (adm)

onde:

$$f_a = \frac{(99)^{1,2}}{ps} \cdot \left(\frac{273 + t}{298} \right)^{0,6} \quad (A-5)$$

$$ps = pb - \frac{I}{75} \left\{ e^{[21,106 - (5345,5/(tu+273))]} - 0,49(ts - tu) \frac{pb}{100} \right\} \quad (A-6)$$

p_s = pressão do ar seco (kPa);

p_b = pressão barométrica (kPa);

t_s = temperatura de bulbo seco (°C);

t_u = temperatura de bulbo úmido (°C).

5 - RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,0} \cdot V_d \cdot N} \quad (\text{A-7})$$

η_v = rendimento volumétrico (adm)

$\dot{m}_a$ = vazão mássica de ar corrigido aspirado pelo motor (kg/min);

$\rho_{a,0}$ = densidade do ar atmosférico (kg/m³);

V_d = volume deslocado pelo pistão durante um curso (m³);

N = velocidade angular média do motor (rpm)

6 - RENDIMENTO GLOBAL

$$\eta_v = \frac{P}{m_f \cdot PCI_f} \quad (\text{A-8})$$

η_g = rendimento global (adm)

P = potência do motor (kW)

PCI_f = poder calorífico superior do combustível (KW/Kg)

7 - CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

a) Consumo de Gás Natural

$$\dot{m}_{gnc} = \frac{\sum_{k=1}^n \left(\frac{m_f - m_i}{t_f - t_i} \right)}{n} \quad (A-9)$$

$\dot{m}_{gnc}$ = vazão mássica de GN consumida pelo motor (kg/s);

m_i = massa de GN no instante inicial $t=t_i$ (kg);

m_f = massa de GN no instante final $t=t_f$ (kg);

n = número de medições efetuadas em cada ponto de ensaio.

b) Consumo de Gasolina

$$\dot{m}_{gas} = \frac{\sum_{k=1}^n \left(\frac{V_f - V_i}{t_f - t_i} \right) \cdot \rho_{gas}}{n} \quad (A-10)$$

$\dot{m}_{gas}$ = vazão mássica de gasolina (kg/s);

V_i = volume de combustível no instante $t=t_i$ (m^3);

V_{if} = volume de combustível no instante $t=t_f$ (m^3);

ρ_{gas} = densidade da gasolina nas condições de ensaio.

n = número de medições efetuadas em cada ponto de ensaio.

8 - CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (A-11)$$

sfc = consumo específico de combustível, (g/kW.h);

$\dot{m}_f$ = vazão mássica de combustível consumida, (g/h);

P = potência observada, (kW);

9 - CONSUMO DE AR CORRIGIDO

O vazão mássica de ar consumida pelo motor foi determinada utilizando-se um instrumento padrão que consiste de um tambor para equalização do fluxo de ar, contendo uma placa de orifício calibrado, termopar e manômetro diferencial de coluna d'água. A partir da medida de depressão, utiliza-se ábacos fornecidos pelo fabricante para determinação da vazão mássica de ar reduzido (corrigido para as condições

padrão). Os fatores de correção de temperatura, pressão barométrica e umidade são apresentados nos ábacos fornecidos pelo fabricante¹.

$$\dot{m}_{a,r} = \dot{m}_a \cdot k_t \cdot k_p \cdot k_w \quad (\text{A-12})$$

$\dot{m}_{a,r}$ = vazão mássica de ar reduzida, (kg/h);

$\dot{m}_a$ = vazão mássica de ar aspirado pelo motor, (kg/h);

k_t = coeficiente de correção para temperatura, (adm);

k_p = coeficiente de correção para pressão, (adm);

k_w = coeficiente de correção para umidade, (adm).

10 - RAZÃO AR-COMBUSTÍVEL

$$A/F = (\dot{m}_{a,r} / \dot{m}_f) \quad (\text{A-13})$$

A/F = razão ar-combustível, (adm)

$\dot{m}_{a,r}$ = vazão mássica de ar reduzida, (kg/h);

$\dot{m}_f$ = vazão mássica de combustível consumida, (g/h);

¹ Manual de Instalação e Operação do Medidor de Ar M-500 da GO-POWER SYSTEMS

ANEXO B - EQUAÇÕES GERAIS APLICADAS EM SISTEMAS TERMODINÂMICOS ABERTOS.

Na modelagem de um motor de combustão interna, é muito frequente considerá-lo como um sistema termodinâmico aberto. Nestes modelos, as equações conservativas de energia e de massa são expressas comumente em função do tempo ou do ângulo trigonométrico no eixo de manivelas. A Figura B-1, apresenta um diagrama típico de um sistema termodinâmico aberto.

FIGURA B-1 - Sistema Termodinâmico Aberto.

1 - EQUAÇÕES DA CONSERVAÇÃO DE MASSA

A taxa de variação de massa (m) dentro do volume de controle (V.C.) de um sistema termodinâmico aberto é numericamente igual a soma líquida de fluxo de massa que entra e sai do volume de controle:

$$\dot{m}_i = \sum_j \dot{m}_j \quad (\text{B-1})$$

por convenção o fluxo de massa que entra no V.C é positivo; e o fluxo de massa que sai do V.C é negativo. Nesta análise, é conveniente definir a fração de combustível (f) como (m_f/m) , onde (m_f) representa a massa de combustível (ou o combustível presente nos produtos da combustão) em um sistema aberto. assim:

$$\dot{m}_f = \frac{d}{dt}(m_f) = \sum_j \dot{m}_{f,j} = \sum_j \dot{m}_j f_j \quad (\text{B-2})$$

derivando a eq. (4.10) resulta:

$$f' = \sum_j \left(\frac{\dot{m}_j}{m} \right) (f_j - f) \quad (\text{B-3})$$

a razão equivalente (ϕ) é definida como:

$$\phi = \frac{f}{[(F/A)_s(1-f)]} \quad (\text{B-4})$$

Portanto, a taxa de variação da razão equivalente (ϕ) é:

$$\dot{\phi} = \frac{1}{(F/A)_s} \cdot \frac{f'}{(1-f)^2} \quad (\text{B-5})$$

2 - CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

A primeira Lei da Termodinâmica aplicada ao volume de controle da Figura B-1, pode ser expressa matematicamente como:

$$\dot{E} = \dot{Q}_w - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad (\text{B-6})$$

onde:

$\dot{E}$ = taxa de energia total do sistema;

$\dot{Q}_w$ = taxa total de transferência de calor ao sistema;

$\dot{W} = p\dot{V}$ = taxa de transferência de trabalho do sistema para o meio;

$\sum_j \dot{m}_j h_j$ = energia transferida pela massa (m) ao sistema.

O termo ($\dot{E}$) da eq. (B-6) pode ser expresso como:

$$\dot{E} = \frac{d}{dt}(mu) \quad (\text{B-7})$$

ou

$$\dot{E} = \frac{d}{dt}(mh) - \frac{d}{dt}(pV) \quad (\text{B-8})$$

más:

$$u = u(T, p, \phi) \quad (\text{B-9})$$

$$h = h(T, p, \phi) \quad (\text{B-10})$$

$$\rho = \rho(T, p, \phi) \quad (\text{B-11})$$

assim, a taxa de variação de (u, h, ρ) podem ser escrito na forma:

$$\dot{\alpha} = \left(\frac{\partial \alpha}{\partial T} \right) \dot{T} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial p} \right) \dot{p} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \phi} \right) \dot{\phi} \quad (\text{B-12})$$

onde α pode ser u, p ou h .

Da lei dos gases ideal tem-se:

$$p = \rho.R.T \quad (\text{B-13})$$

$$pV = m.R.T \quad (\text{B-14})$$

aplicando as eqs. (B-13) e (B-14) na eq.(B-12) pra (ρ) e arrumando os termos encontra-se:

$$\dot{p} = \frac{\rho}{\partial \rho / \partial p} \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial \phi} \dot{\phi} + \frac{\dot{m}}{m} \right) \quad (\text{B-15})$$

substituindo a eq. (B-15) na equações da energia (B-8) e expressando $\dot{E}$ da eq. (B-6) em termos de u , p e h e suas respectivas derivadas parciais, obtem-se:

$$\dot{T} = \left[B - \frac{p}{D} \frac{\partial u}{\partial p} \left(\frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{\phi}{R} \right) - \frac{\partial u}{\partial \phi} \dot{\phi} \right] / \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{C}{D} \frac{p}{T} \frac{\partial \phi}{\partial p} \right) \quad (\text{B-16})$$

onde:

$$B = -R \cdot T \frac{\dot{V}}{V} + \frac{I}{m} \left(\dot{Q}_w + \sum_j \dot{m}_j h_j - \dot{m} u \right) \quad (\text{B-17})$$

$$C = I + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \quad (\text{B-18})$$

$$D = I - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \quad (\text{B-19})$$

ou ainda:

$$\dot{T} = \frac{B'}{A'} \left[\frac{\dot{m}}{m} \left(1 - \frac{h}{B'} \right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C'}{B'} \dot{\phi} + \frac{I}{B' m} \left(\sum_j \dot{m}_j h_j - \dot{Q}_w \right) \right] \quad (\text{B-20})$$

onde:

$$A' = \frac{\partial h}{\partial T} + \frac{\partial \rho / \partial T}{\partial \rho / \partial p} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial p} \right) \quad (\text{B-21})$$

$$B' = \frac{1 - \rho (\partial h / \partial p)}{\partial \rho / \partial p} \quad (\text{B-22})$$

$$C' = \frac{\partial h}{\partial \phi} + \frac{\partial p / \partial \phi}{\partial p / \partial \phi} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial p} \right) \quad (\text{B-23})$$

As eqs.. (B-1), B-3), (B-4), (B-15) e (B-16) ou (B-20) são muito utilizadas em modelos de simulação de motores para determinação das propriedades do sistema em função do tempo. Em algumas aplicações específicas, estas equações podem ser substancialmente simplificadas. Para modelagem dos sistemas de admissão e exaustão, ou ainda seções destes sistemas, o parâmetro $\dot{V}$ é nulo (zero) e os efeitos de dissociação (os termos $\partial u / \partial p$, $\partial h / \partial p$ e $\partial R / \partial p$) são freqüentemente desprezados. Na modelagem do cilindro, durante o curso de compressão, estes efeitos de dissociação também são usualmente desprezados. REYWOOD (1988)

ANEXO C - ANÁLISE DAS INCERTEZAS

1 - ANÁLISE DAS INCERTEZAS

Os principais parâmetros de desempenho de um motor de combustão interna, são comumente expressos em termos das variáveis independentes apresentadas na Tabela C-1

VARIÁVEL INDEPENDENTE	EQUIPAMENTOS USADOS PARA MEDIÇÃO	FAIXA DE INCERTEZA
Velocidade Angular	Tacômetro analógico	0,15% ¹
Torque	Célula de Carga	0,0606 ²
Consumo de GN	Balança e cronômetro digital	1 ³
Consumo de ar	Placa de orifício calibrado, termopar e manometro	1% ⁴

¹ relativo ao fundo de escala do instrumento de medida. valor especificado pelo fabricante.

² corresponde ao desvio padrão da variável independente extraído da curva de calibração.

³ idem.

⁴ erro máximo estabelecido pela norma ABNT 8454, uma vez que o equipamento utilizado para medição da variável em questão é padrão.

As faixas de incertezas dos valores medidos de cada variável independente, ilustradas Tabela C-1, foram obtidas por meio de curvas de calibração dos equipamentos de medição utilizados ou mediante especificação do fabricante dos instrumentos de medida.

A Tabela C-2, apresenta alguns parâmetros de desempenho do motor de interesse no experimento, os quais são calculados a partir das variáveis mostradas na Tabela C-1.

PARÂMETRO DE DESEMPENHO	VARIÁVEIS INDEPENDENTES	INCERTEZAS
Potência	Torque, velocidade angular	
Consumo específico de combustível	Potência, Cons. Combustível	
Rendimento volumétrico	Consumo de ar, densidade, velocidade angular	
Rendimento global	Cons. de combustível, potência	

Um método muito utilizado para análise das incertezas das variáveis dependentes tem sido proposto por Kline e McClintock.

Neste método, as incertezas das variáveis dependentes, são calculadas com base nas incertezas das variáveis independentes, medidas experimentalmente. HOLMAN (1994)

No método proposto por Kline e McClintock, a equação (c-1) é empregada para determinar as incertezas das variáveis dependentes.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{c-1})$$

w_R = incerteza da variável dependente;

R = variável dependente;

x_i = variável independente;

w_k = incerteza da variável independente (k);

n = número de variáveis independentes.

FIGURA C.1 - Curva de Calibração do Dinamômetro.

FIGURA C-2 - Curva de Calibração do Sistema de Medição do consumo de GN.