



Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Dissertação de Mestrado

**“ANÁLISE EXPERIMENTAL DA DEFASAGEM
DE ABERTURA DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA”**

Leonardo Vinícius Mendes Pereira

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da
PUC Minas como parte dos requisitos para
obtenção do título de MESTRE EM CIÊNCIAS EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

ORIENTADOR: Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc.

CO-ORIENTADOR: Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.

Banca Examinadora:

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc. - PUC Minas - Presidente, Orientador

Prof. Ramón Molina Valle, D.Sc. - UFMG - Examinador Externo

Prof. João Nildo de Souza Vianna, D.-Ing - UnB - Examinador Externo

Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D. - PUC Minas - Examinador Interno

Belo Horizonte, 19 de março de 2004.

Esta dissertação é dedicada a meus pais,
à minha namorada, a todos os meus
familiares e a Deus. Sem a compreensão
e o apoio de todos não seria possível a
sua realização.

AGRADECIMENTOS

Muitos foram os que contribuíram para que essa dissertação chegasse ao seu final, assinalando meu reconhecimento especial:

ao orientador prof. Dr. Sérgio de Moraes Hanriot;

ao co-orientador prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.;

aos amigos do Centro de desenvolvimento de Tecnologia Mecânica (CDTM), em especial ao prof. Marcley Lazarini Pereira;

aos amigos do Laboratório Banco de Fluxo da PUC Minas, em especial aos futuros engenheiros Alahdjín Atan Pinto, Gabriel Godoy Pereira Russi e Paulo Sérgio Meinberg de Moraes;

à Eng. Luciana Bassi Marinho Pires;

ao Eng. Ivan José de Santana;

aos técnicos Pedro Kapler, Vinícius Maia de Sá e Carlos Eduardo dos Santos, pelo auxílio na parte experimental;

à PUC Minas, instituição responsável pelo programa de pós-graduação;

à CAPES, pela bolsa de estudos;

à FIAT Automóveis, pelo fornecimento das motores para o experimento;

A todos que me ajudaram de alguma forma, meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

Os movimentos alternativos das válvulas de admissão e do pistão geram ondas de pressão que se propagam pelo conduto de admissão. Tais ondas, se oportunamente aproveitadas, podem aumentar a quantidade de massa de ar admitida. No presente trabalho foi realizado um estudo experimental da defasagem das válvulas de admissão em um motor, objetivando analisar sua influência na quantidade de massa de ar admitida pelo cilindro. Foi utilizado um motor de produção de 1.0 litro e 16 válvulas, com duas válvulas de admissão por cilindro. Os testes foram conduzidos inicialmente em um banco de fluxo, simulando as condições do escoamento de ar na admissão de motores, e, posteriormente, com o motor montado em um dinamômetro. Os resultados no banco de fluxo demonstraram que a carga induzida de ar aumenta até um ângulo de defasagem de cerca de 30 graus. No dinamômetro, os resultados não apresentaram vantagens em relação à abertura das válvulas, mas sugerem melhorias na performance do motor com a sintonização do módulo de comando eletrônico da injeção de combustível e do ângulo de ignição para velocidades de rotação inferiores a 3500 rev/min.

PALAVRAS CHAVE: Motores de Combustão Interna, Ondas de pressão, Válvulas de Admissão, Banco de Fluxo.

ABSTRACT

The piston and intake valves alternate movements produce pressure waves that propagate throughout the intake conduit. Such waves can adequately increase the intake air mass charge to the engine cylinders. In the present work an experimental study on the engine intake valves phase shift was carried out with the objective to analyze its influence on the intake air mass charge. A production 1.0-liter, 16-valve engine was used, with two intake valves per cylinder. Preliminary tests were conducted in a flow bench, simulating the engine intake air flow conditions, and, then, the engine was tested in a dynamometer bench. The results in the flow bench showed that the intake air mass charge is increased up to a phase shift angle of about 30 degrees. In the dynamometer tests, the results did not show advantages with respect to the valve opening, but suggests that improvements on engine performance can be obtained if the fuel injection and ignition timing electronic control module is tuned accordingly for engine speeds below 3500 rev/min.

KEY WORDS: Engines, Pressure Waves, Intake Valves, Flow Bench.

ÍNDICE

Dedicatória.....	i
Agradecimentos.....	ii
Resumo.....	iii
Abstract.....	iv
Índice.....	v
Lista de figuras.....	viii
Lista de tabelas.....	xiv
Nomenclatura.....	xv
Capítulo 1 – Introdução.....	01
1.1 – Motivação.....	01
1.2 – Objetivos.....	02
1.3 – Estado da Arte.....	02
1.4 – Escopo da Dissertação.....	03
Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica.....	05
2.1 – Introdução.....	05
2.2 – A inércia do gás.....	06
2.3 – Pulsação do gás.....	07
2.4 – Geometria do conduto de admissão.....	14
2.5 – Escoamento através das válvulas.....	17
2.5.1 – Parâmetros geométricos e levante das válvulas.....	18
2.5.2 – Coeficiente de descarga.....	21
2.6 – Flexibilidade no acionamento das válvulas.....	25
2.7 – Dinâmica da mistura admitida no cilindro do motor MWM.....	29
Capítulo 3 – Aparato Experimental.....	31
3.1 – Introdução.....	31
3.2 – Banco de fluxo.....	31
3.2.1 – Insuflador de ar.....	33
3.2.2 – Conjunto de válvulas.....	33
3.2.3 – Medidor de fluxo laminar.....	34
3.2.4 – Computadores utilizados.....	35
3.2.5 – Motor de acionamento do cabeçote.....	36

3.2.6 – Sistema de lubrificação.....	36
3.3 – Dinamômetro hidráulico.....	37
3.3.1 – Medidor de vazão.....	38
3.3.2 – Sensor de rotação e tacômetro.....	39
3.3.3 – Sensores de temperatura.....	40
3.4 – Analisador de gases.....	41
3.5 – Motor utilizado para o experimento.....	42
Capítulo 4 – Metodologia.....	46
4.1 – Introdução.....	46
4.1.1. Testes Estacionários e Transientes em Banco de Fluxo.....	46
4.1.1.1. Teste em banco estacionário.....	47
4.1.1.2. Teste em Banco Não-Estacionário.....	47
4.1.2. Testes em Dinamômetro de Bancada.....	48
4.2 – Experimentos.....	50
4.2.1 – Metodologia empregada no banco de fluxo.....	50
4.2.1.1 – Montagem do sistema.....	52
4.2.1.2 – Definição do conduto de admissão experimental.....	53
4.2.1.3 – Instalação dos sensores de pressão.....	57
4.2.1.4 – Sistema de defasagem das válvulas de admissão.....	57
4.2.1.5 – Posicionamento do sensor de rotação e fase.....	61
4.2.1.6 – Bomba de lubrificação.....	62
4.2.1.7 – Teste experimental de defasagem no banco de fluxo.....	63
4.2.2 – Montagem do motor no dinamômetro.....	66
4.2.2.1 – Procedimento do experimento do dinamômetro.....	67
4.2.2.2 – Método de Correção de Potência por Condições Atmosféricas.....	72
4.2.3 – Montagem e procedimento do analisador de gases.....	73
Capítulo 5 – Resultados e Discussão.....	74
5.1 – Introdução.....	74
5.2 – Comparação entre as vazões.....	74
5.3 – Vazões em Regime Permanente.....	82
5.3.1. Vazão mássica em função do ângulo do eixo comando.....	83
5.3.2. Levante da Válvula de Admissão.....	87

5.3.3. Coeficiente de descarga.....	88
5.4 – Variação de pressão no conduto de admissão.....	89
5.5 – Análise do sinal de pressão no conduto de admissão.....	96
5.6 – Razões de abertura das válvulas de admissão.....	103
5.7 – Análise espectral das ondas de pressão.....	106
5.8 – Comparação entre os dados obtidos no dinamômetro.....	110
Capítulo 6 – Conclusões.....	119
6.1 – Introdução.....	119
6.2 – Conclusões no banco de fluxo.....	119
6.3 – Conclusões no dinamômetro e analisador de gases.....	120
6.4 – Sugestões para trabalhos futuros.....	121
Referências Bibliográficas.....	122
APÊNDICE I – Motores de combustão interna.....	128
APÊNDICE II – Limites de emissões veiculares.....	141
APÊNDICE III – Análise de Incerteza das Medições Experimentais.....	143
ANEXO I – Modelo das tabelas para aquisição de dados.....	155
ANEXO II – Efeitos da Defasagem de Abertura das Válvulas de Admissão na Eficiência Volumétrica de Motores.....	159
ANEXO III – Analysis of the Fluid Flow in Two Intake Pipes with a Junction..	166
ANEXO IV – Estudo Experimental da Defasagem de Válvulas de Admissão em Motores de Combustão Interna.....	176

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Onda de pressão em função da posição.....	08
Figura 2.2 - Pressão na admissão x ângulo de movimento do pistão.....	09
Figura 2.3 - Esquema de um pulso de pressão inicial e refletido.....	10
Figura 2.4 - Variação da pressão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 200 rev/min.....	12
Figura 2.5 - Variação da pressão em função do ciclo.....	13
Figura 2.6 – Diâmetro da seção reta do conduto de admissão.....	14
Figura 2.7 – Comprimentos do conduto de admissão (Heisler, 1995).....	15
Figura 2.8 – Rendimento volumétrico x rotação (Heisler, 1995).....	15
Figura 2.9 – Parâmetros geométricos da válvula.....	18
Figura 2.10 – Curvas do levante da válvula de admissão e a área de escoamento correspondente em função do ângulo do eixo comando de válvulas (Heywood, 1988).....	18
Figura 2.11 – Estágios distintos de escoamento do fluido através da válvula.....	19
Figura 2.12 – Esquema mostrando os três estágios de levante distintos da válvula e as relações L_v/D para os dois primeiros estágios (Heywood, 1988).....	20
Figura 2.13 – Coeficientes de descarga típicos de válvulas de admissão.....	22
Figura 2.14 – Motor MWM Sprint (mwm.com).....	28
Figura 2.15 – Diagrama de válvulas do motor MWM Sprint.....	30
Figura 2.16 – Escoamento gerado no motor MWM.....	30
Figura 3.1 – Vista geral do banco de fluxo.....	32
Figura 3.2 – Esquema geral do banco de fluxo.....	33
Figura 3.3 – Esquema do medidor de fluxo.....	34
Figura 3.4 – Sistema de lubrificação.....	37
Figura 3.5 – Dinamômetro hidráulico.....	37
Figura 3.6 – Medidor de vazão tipo turbina.....	39
Figura 3.7 – Medidor de vazão montado no dinamômetro.....	39
Figura 3.8 – Sensor de rotação montado no dinamômetro (a) e o tacômetro (b).....	40
Figura 3.9 – Analisador de gases.....	41

Figura 3.10 – Tela do analisador de gases.....	42
Figura 3.11 – Cabeçote superior e inferior desmontados.....	43
Figura 3.12 – Modelo de acionamento das válvulas.....	44
Figura 3.13 – Motor completo montado no dinamômetro.....	44
Figura 4.1 – Vista geral do banco de fluxo.....	51
Figura 4.2 – Desenho esquemático da seção de testes.....	53
Figura 4.3 – Experimento com tubo de 1000 mm.....	54
Figura 4.4 – Experimento com tubo de 2000 mm.....	55
Figura 4.5 – Foto do modelo dos transdutores utilizados.....	57
Figura 4.6 – Eixo de comando de válvulas de admissão original.....	58
Figura 4.7 – Cabeçote com alterações e as engrenagens instaladas no prolongamento dos eixos de comando de válvulas.....	59
Figura 4.8 – Marcação da polia da correia dentada onde se encontra o sensor de rotação (direita) e do eixo com o came defasado.....	59
Figura 4.9 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o eixo de comando das válvulas de admissão defasado de 10° entre os comes.....	60
Figura 4.10 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o comando de válvulas de admissão defasado de 40° entre os comes.....	60
Figura 4.11- Sensor de rotação do experimento.....	61
Figura 4.12 - Posicionamento do sensor de rotação e fase.....	62
Figura 4.13 – Bomba de engrenagem com o motor elétrico acoplado.....	63
Figura 4.14 - Variação da temperatura em função do tempo na realização de um teste experimental no banco de fluxo.....	64
Figura 4.15 – Vazão mássica em função da rotação do eixo de manivelas para o experimento com tucho hidráulico e mecânico para uma configuração com 2 metros de conduto.....	66
Figura 4.16 – Montagem do motor no dinamômetro (dinamômetro em primeiro plano).....	67
Figura 4.17 – Esquema representando o sistema.....	68
Figura 4.18 – Montagem do motor no dinamômetro (motor em primeiro plano)....	68
Figura 4.19 – Diagrama de válvulas do teste A (comando de válvulas de admissão do motor 1.016V original).....	69

Figura 4.20 – Diagrama de válvulas do teste B (comando de válvulas de admissão do motor 1.316V original).....	70
Figura 4.21 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o comando de válvulas de admissão defasado de 5° (atrasado) entre os comes.....	71
Figura 4.22 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o comando de válvulas de admissão defasado de 5° (adiantado) entre os comes.....	71
Figura 5.1 – Vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas com tubo de 1 metro sem defasagem.....	75
Figura 5.2 – Vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas com tubo de 2 metros sem defasagem.....	75
Figura 5.3 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 10° de defasagem entre os comes.....	76
Figura 5.4 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metro e 10° de defasagem entre os comes.....	76
Figura 5.5 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 20° de defasagem entre os comes.....	77
Figura 5.6 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metro e 20° de defasagem entre os comes.....	77
Figura 5.7 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 30° de defasagem entre os comes.....	78
Figura 5.8 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metro e 30° de defasagem entre os comes.....	78
Figura 5.9 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 40° de defasagem entre os comes.....	79

Figura 5.10 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metro e 40° de defasagem entre os comes.....	79
Figura 5.11 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão para as diferentes defasagens com o tubo de 1 metro.....	80
Figura 5.12 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão para as diferentes defasagens com o tubo de 2 metros.....	80
Figura 5.13 – Vazão mássica média em função da defasagem entre as válvulas de admissão do eixo de comando.....	82
Figura 5.14 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 0°.....	84
Figura 5.15 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 10°.....	85
Figura 5.16 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 20°.....	85
Figura 5.17 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 30°.....	86
Figura 5.18 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 40°.....	86
Figura 5.19 – Cabeçote e relógio comparador montado na estrutura metálica para levantar o perfil da válvula de admissão.....	87
Figura 5.20– Levante da válvula de admissão obtido experimentalmente.....	88
Figura 5.21 - Variação do coeficiente de descarga em função do levante da válvula de admissão obtido de forma experimental.....	89
Figura 5.22 – Pressões ao longo do conduto de admissão na rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min sem defasagem.....	90
Figura 5.23 – Comparação entre a pressão na porta das válvulas e a posição P1 na rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min sem defasagem.....	91
Figura 5.24 – Variação da Pressão P1 e do desvio padrão na rotação do eixo de comando de válvulas de 202 rev/min com defasagem de 0°.....	92
Figura 5.25 – Variação da Pressão P1 e do desvio padrão na rotação do eixo de comando de válvulas de 400 rev/min com defasagem de 0°.....	93

Figura 5.26 – Variação da pressão P1 em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, rotação de 1200 rev/min para as defasagens.....	94
Figura 5.27 – Variação da pressão P1 em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, rotação de 1600 rev/min para as defasagens.....	94
Figura 5.28 – Variação da pressão P1 em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, rotação de 2200 rev/min para as defasagens.....	95
Figura 5.29 – Variação da vazão mássica com o ângulo do eixo virabrequim com defasagem de 0°.....	98
Figura 5.30 – Variação da vazão mássica com o ângulo do eixo virabrequim com defasagem de 20°.....	98
Figura 5.31 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, sem defasagem.....	100
Figura 5.32 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, defasagem 10°.....	101
Figura 5.33 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, defasagem 20°.....	101
Figura 5.34 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, defasagem 30°.....	102
Figura 5.35 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão defasagem 40°.....	102
Figura 5.36 - Curva seno com o comprimento efetivo para cada quarto de onda com o seu tempo percorrido para a permanência da válvula fechada.....	105
Figura 5.37 – Análise espectral para a rotação de 1000 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão.....	107
Figura 5.38 – Análise espectral para a rotação de 1200 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão.....	107

Figura 5.39 – Análise espectral para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão.....	108
Figura 5.40 – Onda estacionária para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão para a frequência fundamental.....	109
Figura 5.41 – Onda estacionária para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão para o primeiro harmônico.....	109
Figura 5.42 – Curvas de potência corrigida do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	111
Figura 5.43– Curvas de torque corrigido do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	112
Figura 5.44 – Curvas de consumo específico do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	113
Figura 5.45 – Curvas de emissões de CO ₂ do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	114
Figura 5.46 – Curvas de emissões de CO do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	115
Figura 5.47 – Curvas de emissões de O ₂ do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	116
Figura 5.48 – Curvas de emissões de HC do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	116
Figura 5.49 – Curvas de fator lambda calculado pelas emissões de gases provenientes da combustão do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS).....	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Relação das freqüências de ressonância para os dois condutos experimentais (abertos nas duas extremidades).....	56
Tabela 4.2 – Relação das freqüências de ressonância para os dois condutos experimentais (fechado em uma extremidade).....	56
Tabela 5.1 – Análise de sinais de pressão na porta da válvula de admissão considerando o comprimento L do tubo.....	96
Tabela 5.2 – Análise de sinais de pressão na porta da válvula de admissão considerando o comprimento L^* do tubo.....	97
Tabela 5.3 – Áreas referentes aos cálculos das integrais.....	100
Tabela 5.4 – Tempo de abertura da válvula de admissão – sem defasagem.....	103
Tabela 5.5 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 10° ...	103
Tabela 5.6 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 20° ...	104
Tabela 5.7 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 30° ...	104
Tabela 5.8 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 40°	104

NOMENCLATURA

A – Área da seção reta do conduto (m^2)
a – velocidade do som (m/s)
AA – Válvula de admissão abre
AF – Válvula de admissão fecha
 A_b – Área de passagem do escoamento através da válvula borboleta (m^2)
 A_c – Área de cortina (m^2)
 A_m – Área mínima (m^2)
 A_R – Área de referência (m^2)
c – Velocidade do som no ar (m/s)
 C_D – Coeficiente de descarga (adimensional)
 CF_4 – fator de correção de potência indicada (adimensional)
CO – Monóxido de carbono (%)
 CO_2 - Dióxido de carbono (%)
D – Diâmetro do conduto (m)
DA – Válvula de descarga abre
DF – Válvula de descarga fecha
D – Diâmetro interno do assento da válvula (m)
 D_m – Diâmetro médio do assento da válvula (m)
 D_p – Diâmetro da porta da válvula (m)
 D_s – Diâmetro da haste (m)
 D_v – Diâmetro da válvula (m)
e – Energia interna específica (J/kg)
 E_c – Energia cinética do ar no conduto (J)
F – Área de seção transversal (m^2)
F – Força (N)
f – Frequência (Hz)
HC – Hidrocarbonetos (ppm)
IP – potência corrigida para as condições ambientes requeridas (kW)
 IP_m – potência indicada nas condições de atmosfera padrão (kW)
k – Número de onda
 K_i – Fator de efeitos de inércia
L – Comprimento do tubo (m)

L_v – Deslocamento da válvula (m)
 \dot{m} – Vazão mássica através do conduto de admissão (kg/s)
 \dot{m}_c – Vazão mássica através de cada cilindro (kg/s)
 N – Rotação do motor (eixo virabrequim) (rev/min)
 n – Rotação do eixo de comando de válvulas (rev/min)
 O_2 – Oxigênio (%)
 P – Pressão (Pa)
 P – pressão barométrica (Pa)
 P_v – pressão parcial de vapor d'água (Pa)
 PMS – Ponto morto superior
 PMI – Ponto morto inferior
 p_i – Pressão na porta da válvula de admissão (Pa)
 p_{me} – pressão média efetiva (Pa)
 p_o – Pressão de estagnação (antes da válvula de admissão) (Pa)
 p_T – Pressão no cilindro (Pa)
 R – Constante específica do gás
 S – Área (m²)
 t – tempo (s)
 T – Temperatura (K)
 T_o – Temperatura de estagnação (antes da válvula de admissão) (K)
 TBS – Temperatura de bulbo seco (K)
 TBU – Temperatura de bulbo úmido (K)
 u – Velocidade (m/s)
 U – Partícula de velocidade adimensional
 V_d – Volume deslocado pelo pistão (m³)
 w – Frequência angular (rad/s)
 w – Largura do assento da válvula (m)

SÍMBOLOS GREGOS

ρ – Massa específica do fluido (kg/m^3)

ρ_o – Massa específica do fluido nas condições padrão (kg/m^3)

ρ_a – massa específica do ar admitido (kg/m^3)

λ - comprimento de onda (m)

λ – Fator lambda (adimensional)

γ - Razão entre os calores específicos

η_v – Rendimento volumétrico

β - Ângulo de assento da válvula (rad)

θ - Deslocamento angular do pistão (rad)

Φ – Fator de mistura ar-combustível (adimensional)

Capítulo 1

Introdução

1.1. Motivação

Devido ao crescimento da indústria automotiva no Brasil e da comercialização de automóveis com motores de combustão interna multi-válvulas com ignição por centelha, identificou-se a necessidade de um estudo com relação ao desempenho desses motores. Atualmente, estão sendo propostas diversas alternativas de melhoria em seu desempenho, passando por turbo - compressores, sobre - alimentadores, injeção direta de combustível e a compactação do conjunto moto - propulsor, na tentativa de atingir maior flexibilidade em regime de cargas intermediárias.

Com a possibilidade de aumentar a eficiência volumétrica dos motores de ignição por centelha, foram analisadas modificações nas características geométricas e de operação do coletor e do comando de admissão. Considerações a respeito das emissões de poluentes são feitas referente a possíveis alterações nos constituintes da combustão e dos limites de emissões de poluentes institucionalizado pelo PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar de Veículos Automotores) no Brasil.

No mercado atual existem poucos veículos disponíveis que utilizam algum tipo de dispositivo mecânico de modo a permitir variações no período de permanência da abertura das válvulas de admissão. Contudo, vários projetos têm sido propostos apresentando diferentes tipos de acionamentos mecânicos, mecânico-hidráulicos, hidráulicos e elétricos.

1.2. Objetivos

Este trabalho tem como objetivo geral um estudo experimental dos efeitos da defasagem no período de permanência da abertura das válvulas de admissão em motores de combustão interna alternativos, com o intuito de definir um ângulo de fase entre as duas válvulas para a maximização da eficiência volumétrica em uma determinada faixa de rotação. O trabalho apresenta os seguintes objetivos específicos:

- estudo experimental utilizando uma bancada de teste (Banco de Fluxo) em condições de escoamento em regime permanente e transiente para avaliar os efeitos da defasagem da abertura das válvulas de admissão sobre o fluxo de massa de ar induzido nos motores de combustão interna. Os testes foram realizados apenas com o cabeçote de um motor de 16 válvulas em vários regimes de rotação do eixo comando de válvulas, com o intuito de identificar um comportamento da vazão mássica e da pressão no conduto de admissão;
- identificar as características geométricas mais favoráveis (comprimento do conduto de admissão e ângulo de defasagem das válvulas de admissão) ao aumento da massa de ar induzida no interior do cilindro;
- utilização de um motor de produção seriada de 999 cm³ montado no dinamômetro, adaptado para operar nas condições identificadas nos testes no Banco de Fluxo, visando a avaliação de seu desempenho global e análise das emissões dos gases de descarga.

1.3. Estado da Arte

Em face da crescente competição do diesel e fontes alternativas de energia, alguns dos protótipos mais recentes e a produção de motores alimentados à gasolina mostram como o desenvolvimento contínuo da engenharia está atendendo a demanda por mais potência, reduzindo o consumo de combustível e emissões e moto-propulsores mais eficientes (Jost, 2001). O desenvolvimento de motores de ignição por centelha passa pelas áreas de transferência de calor, perdas por bombeamento, eficiência da combustão e

atrito. Dentre o conceito de tecnologia estudado temos como tendências o sistema de injeção direta, a variação do diagrama de válvulas, taxa de compressão variável e a sobre-alimentação.

Poucos veículos disponíveis hoje no mercado utilizam algum tipo de acionamento mecânico que permite certa flexibilidade nos tempos de abertura das válvulas de admissão e descarga, optando-se por alterações do diagrama de válvulas. Contudo, nenhum dos mecanismos incorpora um completo ajuste independente de sincronização de abertura e fechamento da válvula. Alguns motores de produção da BMW, Porsche, Honda e Toyota cumprem esta crescente demanda por mais potência, maior economia de combustível e emissões reduzidas e tamanho reduzido para o estrito espaço sob o capô nos projetos modernos. Dresner e Barkan, 1989, Hara *et al.*, 2000, Pierik e Burkhard, 2000, e Schirm, 2003, apresentaram projetos de diferentes tipos de acionamentos mecânicos. Seguidos pela mesma motivação Urata *et al.*, 1993, e Lenz *et al.*, 1989, apresentaram sistemas de acionamento mecânico-hidráulico e Cunha *et al.*, 2000 estudaram um conceito alternativo de acionamento hidráulico das válvulas. Alguns estudos foram realizados com o intuito de buscar alternativas para a fabricação do mecanismo de variação do ângulo de fase das válvulas e realização dos testes em banco de fluxo e em dinamômetro de bancada. Estes trabalhos são mencionados no Capítulo 2.

1.4. Escopo da Dissertação

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os motores de combustão interna, identificando a dinâmica do processo de admissão e trabalhos de pesquisadores e fabricantes automotivos sobre modelos que analisam a variação do fluxo de ar no conduto de admissão. Enfoca, também, testes estacionários e transientes em banco de fluxo e testes dinâmicos de motores em bancada. O Capítulo 3 apresenta todo o aparato experimental para a realização dos testes. As alterações realizadas no cabeçote e as metodologias experimentais que foram utilizadas em cada etapa da execução dos procedimentos são apresentadas no Capítulo 4.

No capítulo 5 são apresentados os resultados experimentais dos testes realizados no banco de fluxo implementado para as diversas situações, onde são discutidos detalhadamente os dados obtidos e feitas comparações com resultados encontrados na literatura. Os testes de desempenho e análise de gases também estão incluídos. O capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho, identificando as variáveis mais representativas nos processos de admissão com ênfase aos ganhos obtidos a partir das operações propostas. Apresenta, também, sugestões para trabalhos futuros, e fornece outras possibilidades para pesquisas com a utilização do mesmo aparato experimental, obtendo novas informações para o conhecimento dos temas tratados ao longo do trabalho. Em seguida, apresentam-se as referências bibliográficas citadas no trabalho.

Um breve histórico e conceitos de operação de motores de combustão interna são apresentados no Apêndice I. No Apêndice II são apresentados os limites de emissões veiculares. A avaliação dos sistemas de medição, de acordo com suas características estáticas e dinâmicas e a análise de incertezas dos resultados obtidos são apresentados no Apêndice III. No anexo I são apresentados os modelos das tabelas para aquisição de dados no banco de fluxo, dinamômetro e analisador de gases, preenchidas com os dados obtidos do motor original, e os anexos II, III e IV são artigos publicados referentes a essa dissertação.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1. Introdução

O conduto de admissão e a flexibilidade no movimento das válvulas interferem na dinâmica da mistura admitida pelo cilindro, pois qualquer alteração em um ou mais mecanismos afetam o desempenho do motor e a emissão de poluentes. A eficiência dos motores de combustão interna depende largamente do aproveitamento dos fenômenos inerciais e transientes que ocorrem nos condutos de admissão e descarga.

A otimização das condições de trabalho dos motores de combustão interna passa necessariamente por uma análise profunda das diversas variáveis envolvidas no processo. Os sistemas de admissão e descarga possuem dimensionamento e configurações geométricas diferenciados de acordo com suas finalidades, onde pode ser privilegiado no projeto o consumo, a potência ou, por exemplo, o rendimento volumétrico e o torque a baixas rotações (Hanriot, 2001).

A tarefa principal dos condutos de admissão em motores de combustão interna alternativos é conduzir o ar da atmosfera até os cilindros, distribuindo uniformemente entre eles a massa de ar admitida. Nos motores com injeção eletrônica, o gás escoando nos condutos de admissão pode ser considerado meramente ar atmosférico, exceto numa pequena seção próxima à porta da válvula, onde o combustível é injetado. Portanto, pode-se dizer que, além da admissão do ar, os condutos têm funções de maximizar o rendimento volumétrico dos motores, produzir baixas perdas de pressão ao longo do escoamento do ar e

distribuir uniformemente a massa de ar entre os cilindros. A última função impõe que o ar admitido da atmosfera escoe através de sistemas geométricos similares até atingir o cilindro. É de se esperar, portanto, que a geometria do conduto de admissão seja projetada de acordo com as características do motor. Isto significa dizer que o comprimento e o diâmetro do conduto e, eventualmente, as câmaras intermediárias, têm um papel fundamental no correto projeto de tais sistemas, levando-se em conta os complexos efeitos de escoamento transiente com variações temporal e espacial (Hanriot, 2001).

Benajes *et al*, em 1997, analisaram os condutos de admissão levando em conta dois sub-sistemas separados, o pistão e a válvula, que se movem periodicamente e atuam como fonte de excitação, e o conduto de admissão, que responde à excitação de acordo com sua própria geometria. Esta interação afeta a condição de escoamento transiente ocasionada na porta da válvula e, conseqüentemente, todo o processo de admissão do gás da atmosfera para o interior do conduto de admissão.

2.2. A Inércia do Gás

O ar no interior do conduto possui energia cinética (energia de movimento). Este “conteúdo energético” de ar, se oportunamente aproveitado, pode determinar uma compressão no interior do cilindro exatamente no momento em que a válvula de admissão se fecha. É criada assim uma fonte de “sobre-alimentação natural” devido à inércia do gás. O rendimento volumétrico η_v está relacionado com a capacidade que o motor possui em admitir ar atmosférico, sendo um parâmetro de medida da eficiência nos processo de admissão do ar. É definido como sendo a vazão mássica de ar no conduto de admissão pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão (Heywood, 1988):

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}}{\rho_a V_d N} \quad (2.1)$$

sendo:

V_d : o volume deslocado pelo pistão (entre PMI e PMS) (m^3);

N : rotação do motor (virabrequim) (rev/s);

ρ_a : a densidade do ar admitido na temperatura de referência (kg/m^3);

\dot{m} : a vazão mássica através do conduto de admissão (kg/s).

Um outro fator importante na determinação dos efeitos inerciais em um motor é chamado de “*fator de efeitos de inércia*”, K_i . É definido por:

$$K_i = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_o} \quad (2.2)$$

sendo \dot{m} a vazão mássica do sistema com o conduto de admissão e \dot{m}_o a vazão mássica sem o conduto de admissão.

Como já comentado, o “efeito RAM” ocorre a partir da pressão produzida pelo choque da massa de ar contra a parede do pistão, aumentando assim a densidade de ar, exatamente no momento em que a válvula se fecha. A densidade do ar e, portanto, a massa de ar dentro do cilindro, pode aumentar a ponto de anular os efeitos negativos das perdas de pressão e levar o rendimento volumétrico a valores elevados. É por esse motivo que se costuma chamar o rendimento volumétrico de coeficiente de reenchimento.

2.3. Pulsação do Gás

Morse *et al* (1938) foram dos primeiros a mostrar a influência dos efeitos da produção de pulsos de pressão nos condutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão. Evidenciaram que o aproveitamento de tais flutuações de pressão pode ser usado para o aumento do rendimento volumétrico dos motores. As grandes variações de volume no cilindro devido ao movimento do pistão produzem perturbações que, durante a abertura e fechamento das válvulas de admissão e descarga, se propagam como ondas de rarefação e compressão ao longo do conduto.

Ocorrendo o movimento da válvula, cria-se uma compressão na camada vizinha à válvula, que fica com a pressão ligeiramente maior que a seguinte, expandindo-se contra a mesma. A camada vizinha, então, ficará mais comprimida que a adjacente, comprimindo-a, e assim por diante. Este processo de compressões e expansões sucessivas leva um tempo finito, e, portanto, a “mensagem” da aplicação de uma perturbação de pressão (onda de pressão) propaga-se com uma velocidade finita denominada “velocidade de propagação da perturbação da pressão”, igual a velocidade do som (Fig. 2.1).

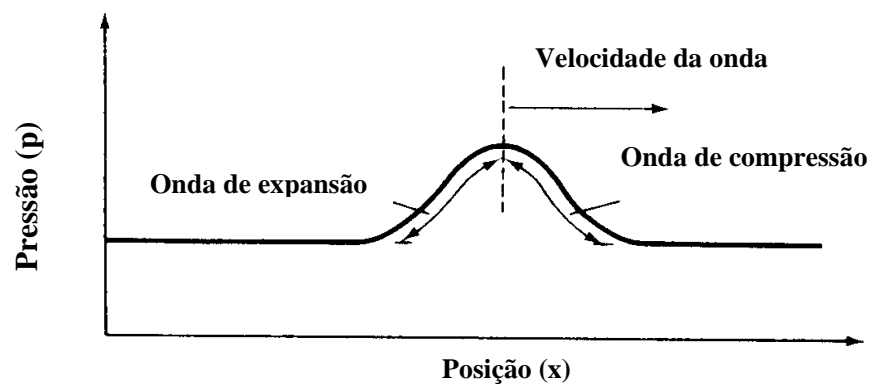


Figura 2.1 – Onda de pressão em função da posição

A resposta dinâmica do gás contido no conduto de admissão à excitação periódica produzida pelo conjunto pistão-válvula e o correto aproveitamento desses fenômenos transientes foram estudados por uma série de autores (Winterbone *et al.*, 1989; Gindele *et al.*, 1997; Ohata e Ishida, 1982). A descrição física dos fenômenos transientes de pressão é bem explicada por Benajes *et al* (1997). Segundo esse autor, os fenômenos oscilatórios de pressão podem ser considerados supondo inicialmente que não ocorra a reflexão dos pulsos de pressão em direção ao cilindro. Conceitualmente, um conduto reto infinito de admissão satisfaz esta condição. Neste caso ideal, as perturbações de pressão dependem unicamente do movimento do conjunto pistão-válvula.

O movimento do pistão de PMS em direção a PMI produz uma redução da pressão no interior do cilindro, em relação ao nível de pressão no conduto de admissão. Esta perturbação de pressão viaja do cilindro pelo sistema de

admissão, em direção à atmosfera. Se esta evolução na perturbação da pressão fosse monitorada, o resultado seria similar àquele mostrado pela Fig. 2.2 (Benajes *et al.*, 1997).

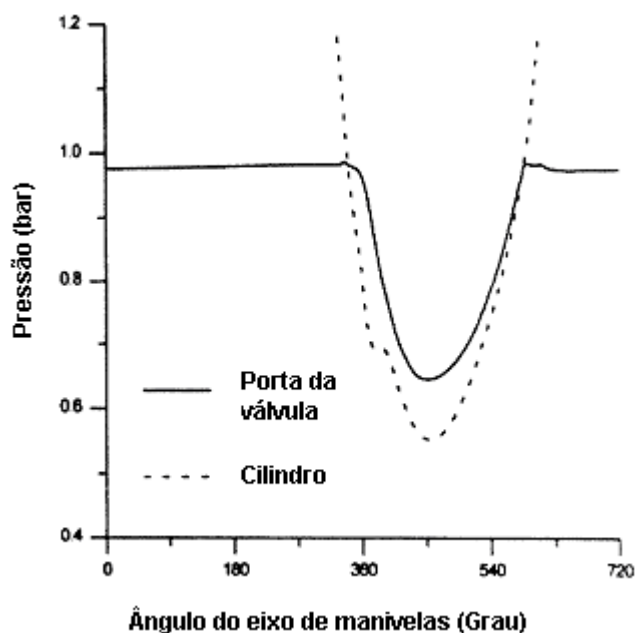


Figura 2.2 - Pressão na admissão x ângulo de movimento do pistão

No caso de um conduto de admissão com dimensões reais, o pulso de rarefação originado no cilindro encontra algum ponto no conduto onde é refletido em direção ao cilindro. Este local onde o pulso de pressão é refletido é de particular interesse para o projeto da geometria dos condutos de admissão. Dentre outros pontos, as extremidades do conduto, junções e eventualmente câmaras intermediárias são exemplos típicos de locais de reflexão da onda. Nessas situações, a forma do pulso de pressão e seu desenvolvimento ao longo do conduto de admissão são bem mais complexos que aquela apresentada na Fig. 2.2. Observa-se que pulsos de pressão refletidos são superpostos a pulsos de pressão incidentes (Hanriot, 2001).

Payri *et al.* (1995) mostraram que a pressão no conduto pode ser decomposta em dois componentes: o pulso primitivo e o refletido. Seguindo este modelo, a Fig. 2.3 mostra o esquema da evolução do pulso de pressão originado na porta da válvula

em um caso simples de um motor mono-cilindro com um tubo de admissão. O pulso de pressão original (onda de rarefação) produzido pelo conjunto pistão-válvula e o pulso refletido estão presentes simultaneamente na porta da válvula, e sua composição dá origem a um sobre-pulso de pressão (over-pressure pulse) durante o fechamento da válvula de admissão.

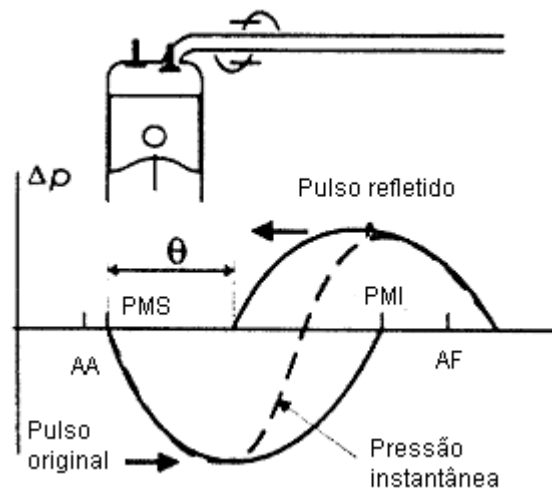


Figura 2.3 - Esquema de um pulso de pressão inicial e refletido

O pulso de rarefação original mostrado na Fig. 2.3 ainda é uma simplificação do pulso real, pois se considera que sua duração é de 180° do ângulo do eixo de manivela, iniciando no PMS. Uma suposição adicional, empregada por Benajes *et al.* (1997), é que a composição do pulso de pressão é linear. Além disso, se a propagação do pulso é considerada sem atrito, o pulso refletido mantém o perfil e amplitude originais. O sobre-pulso de pressão será refletido na válvula e novamente viaja em direção à atmosfera, onde sofre o mesmo processo.

A forma dos pulsos depende basicamente da posição de fechamento da válvula de admissão e de sua reflexão, sendo sua amplitude reduzida em cada reflexão (Hanriot, 2001). O tempo em que cada pulso refletido retorna à porta da válvula é caracterizado por um ângulo de fase θ , relacionado entre pontos análogos dos pulsos refletidos e os pulsos primitivos. O valor de θ depende basicamente da velocidade de propagação do pulso, do comprimento do tubo e da velocidade de rotação do motor. Em um motor mono-cilíndrico, o ajuste do conduto de admissão

se baseia na determinação de um valor de θ ótimo, em conjunto com uma amplitude conveniente.

Em uma consideração mais simples, pode-se dizer que o ângulo de fase θ pode ser obtido utilizando-se uma relação entre o intervalo de tempo que o pulso de pressão leva para viajar da válvula até a entrada do conduto de admissão e retornar. O tempo gasto é dado por:

$$t = 2L/c \quad (2.3)$$

onde:

c : velocidade do som no ar (m/s);

L : distância que o pulso viaja de uma fronteira à outra (comprimento do tubo de admissão) (m);

t : tempo que o pulso gasta para viajar da porta da válvula à entrada do conduto e retornar (s).

O deslocamento angular do pistão durante o mesmo intervalo de tempo é dado por (Heisler, 1995):

$$\theta = (360N)(2L) / (60c) \quad (2.4)$$

onde:

N : rotação do motor (rev/min);

θ : deslocamento angular do pistão (grau).

Enquanto o gás possui uma velocidade em direção ao cilindro, a onda de rarefação produzida se move em direção oposta ao sentido do escoamento do gás. Tal variação de pressão se apresenta como uma oscilação de pressão de alguma região da massa gasosa. A velocidade com que esta onda se move é a do som, que para o ar é da ordem de 340 m/s; muito superior, portanto, à velocidade do gás, que pode atingir valores em torno de 90 m/s (Heisler, 1995).

Logo, o gás se move a aproximadamente 90 m/s em direção ao cilindro, enquanto a onda de rarefação se movimenta a 340 m/s, distanciando-se do cilindro. Quando chega à parte oposta do conduto, a onda de rarefação (depressão) se torna uma onda de compressão (Hanriot, 2001); a perturbação se propaga agora em direção ao cilindro (no sentido do escoamento do gás), sob a forma de onda de compressão. Desta forma, uma porção do gás se aproxima do cilindro na forma de sucessivas e rápidas ondas de pressão. Quando a válvula de admissão se abre, cria-se uma onda que viaja à velocidade do som no sentido oposto ao cilindro e posteriormente em direção oposta ao mesmo. Se o comprimento do conduto ou o regime de rotação são tais que a onda de compressão chega exatamente quando a válvula se fecha, tem-se o máximo rendimento volumétrico (Fig. 2.4).

A onda gerada na abertura da válvula de admissão é chamada de pulso de pressão negativo (onda de rarefação), enquanto que a onda refletida que viaja em direção à porta da válvula é denominada onda de compressão. A diferença de pressão resultante entre o pulso gerado e o refletido determina a pressão efetiva que se traduz em um aumento do rendimento volumétrico do motor (Hanriot, 2001).

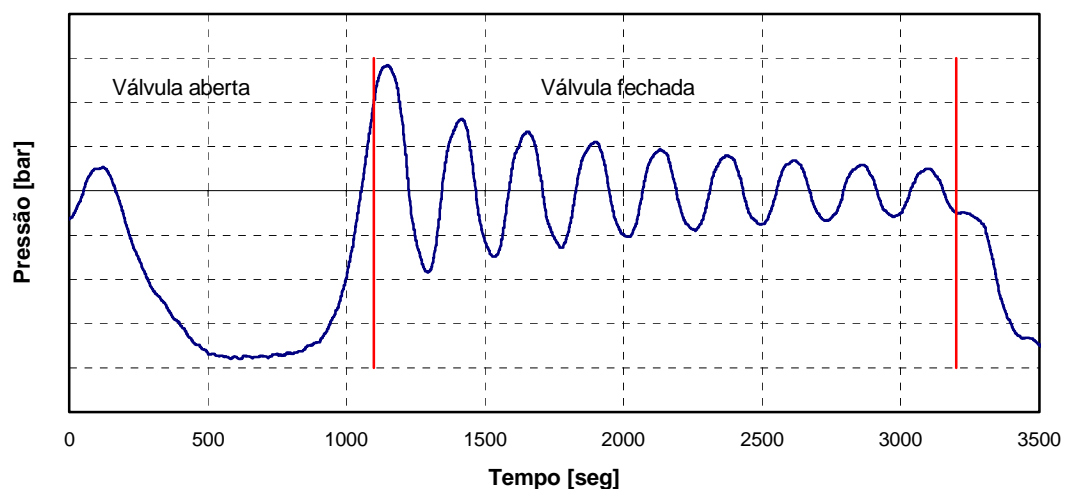


Figura 2.4 - Variação da pressão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 200 rev/min

Pode-se concluir que o ajuste entre os vários componentes de um sistema de admissão traz benefícios ao rendimento volumétrico dos motores, em particular quando pulsos de pressão positivos (ondas de compressão) chegam na porta da válvula, no instante do fechamento da válvula de admissão. Isto foi mostrado por Ohata e Ishida (1982), que modelaram os efeitos da pressão na porta da entrada da válvula e sua influência no rendimento volumétrico considerando a existência de pulsos de pressão no conduto de admissão.

Na situação em que a válvula se fecha na presença de depressão, a massa de ar que entra no cilindro diminui e o rendimento volumétrico cai (e como consequência os valores de pressão média efetiva e torque). Deve-se observar que as pulsações estão presentes continuamente, e em todos os regimes de rotação. Entretanto, somente em determinados regimes de rotação a massa de ar que entra no cilindro é máxima (quando do fechamento da válvula de admissão).

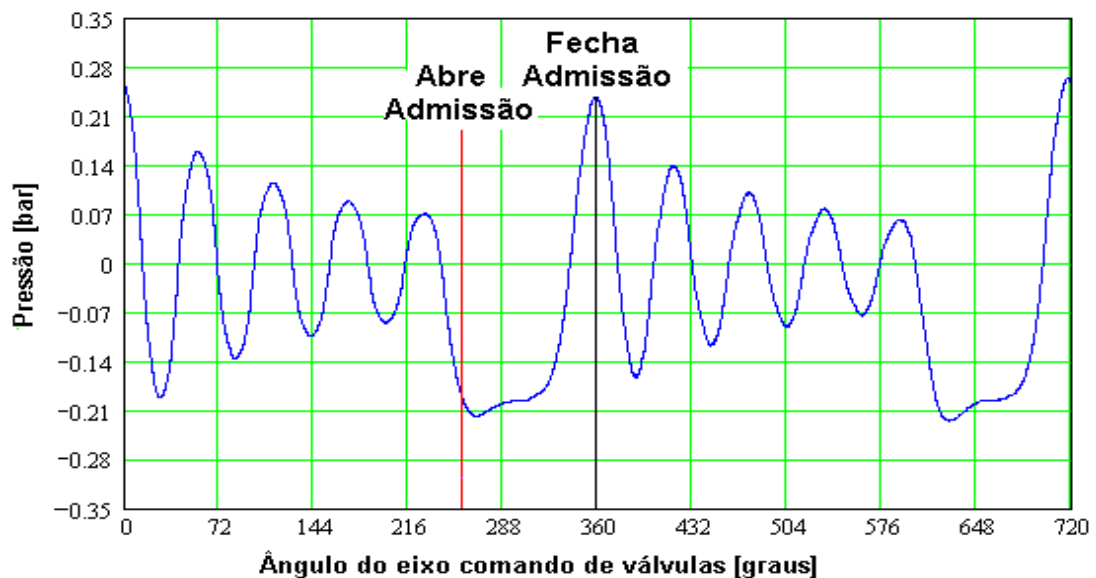


Figura 2.5 - Variação da pressão em função do ciclo

A Fig. 2.5 mostra a variação da pressão na porta da válvula ao longo do tempo para duas revoluções do eixo comando de válvulas, para um motor mono-cilindro com um conduto reto de admissão de 2 metros de comprimento, com ângulo de permanência da válvula de admissão de $102,5^\circ$, a uma velocidade de rotação do eixo de manivela de 800 rev/min. Pode ser observada a atenuação da propagação

dos pulsos de pressão quando a válvula de admissão encontra-se fechada. A atenuação está relacionada basicamente com o comprimento do tubo, a rotação, o diâmetro e o número de Reynolds (Hanriot, 2001).

2.4. Geometria do Conduto de Admissão

Em projetos de condutos de admissão a escolha da área da seção que produza o mínimo de perdas é fundamental. Portanto, deve existir um compromisso entre o diâmetro do conduto e a rotação do motor (Fig. 2.6), particularmente sob revoluções reduzidas, em que baixas velocidades de admissão podem causar uma mistura pobre e altas velocidades podem reduzir o rendimento volumétrico do motor.

Heisler (1995), a partir de testes experimentais, afirma que o valor mínimo na velocidade de admissão do ar gira em torno de 14 m/s e a máxima em torno de 75 m/s. Altas velocidades na admissão podem causar uma diminuição da densidade de massa de ar admitido com conseqüente diminuição do rendimento volumétrico.

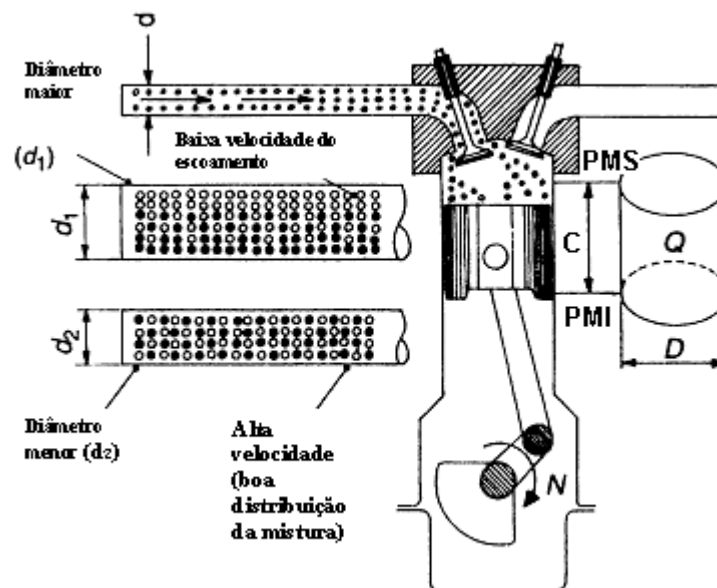


Figura 2.6 – Diâmetro da seção reta do conduto de admissão

As flutuações da energia cinética na coluna de massa de ar admitido na porta da válvula, causada pela abertura e fechamento periódicos da válvula de admissão, podem ser aproveitadas para melhorar o rendimento volumétrico dos motores pelo

já comentado efeito RAM. Um outro parâmetro geométrico que influencia no rendimento volumétrico é o comprimento do conduto de admissão (Fig. 2.7).

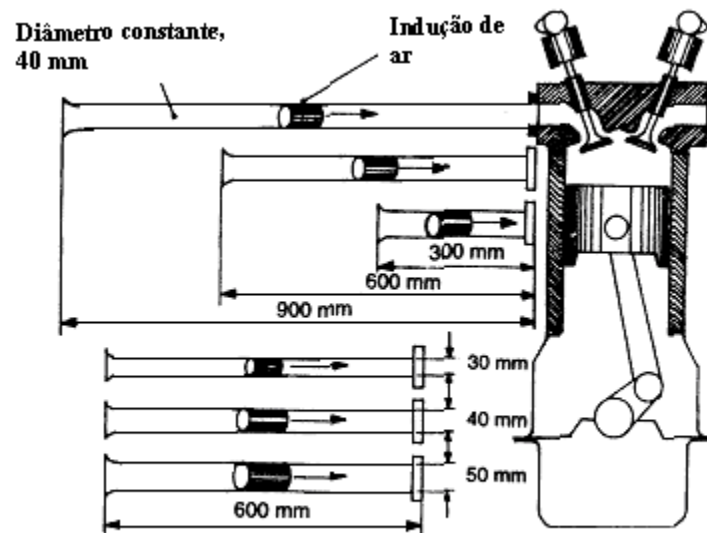


Figura 2.7 – Comprimentos do conduto de admissão (Heisler, 1995)

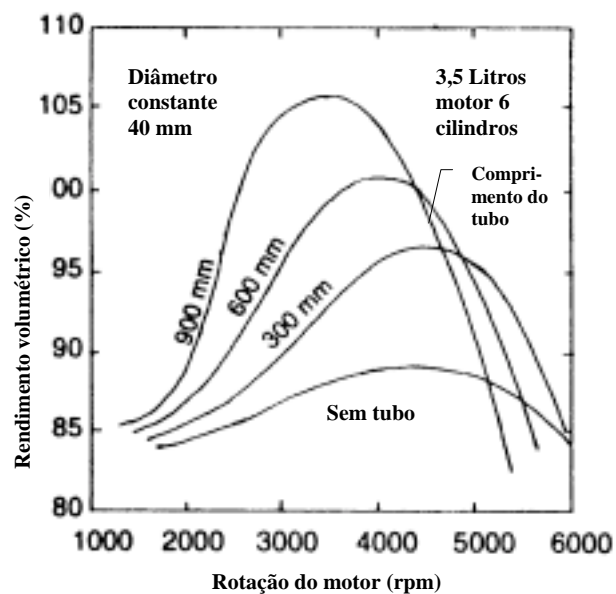


Figura 2.8 – Rendimento volumétrico x rotação (Heisler, 1995)

A Fig. 2.8 ilustra o compromisso existente entre o comprimento do conduto e o rendimento volumétrico obtido sob vários regimes de rotação de um motor de 6 cilindros com 3,5 litros. Pode-se observar que para motores sem conduto de

admissão, ocorre uma brusca diminuição do rendimento volumétrico em função da rotação, enquanto que motores com condutos de admissão com comprimentos maiores tendem a apresentar um rendimento volumétrico mais elevado (Heisler, 1995).

Um parâmetro importante que está intimamente ligado ao comprimento do tubo de admissão é denominado parâmetro de frequência q , definido como sendo a razão entre a frequência do tubo de admissão (frequência natural do tubo quando a válvula de admissão está fechada) e a frequência da válvula (metade da frequência de rotação do eixo de manivelas).

$$q = \frac{f_{\text{sistema}}}{f_{\text{válvula}}} \quad (2.5)$$

Morse (1938) mostra que quando ocorre a ressonância do tubo no terceiro, quarto e quinto harmônicos da frequência da válvula, isto é, quando $q = 3, 4$ e 5 , há um aumento da pressão média efetiva (p_{me}) e, conseqüentemente, do rendimento volumétrico. Este parâmetro é importante na medida que fornece uma relação de otimização do projeto de motores, uma vez que motores que apresentam valores mais elevados de p_{me} conseguem “extrair” uma potência motriz mais elevada que similares que apresentem um valor de p_{me} mais reduzido. Benajes (1997) também mostra que o parâmetro de frequência teórico para o caso de conduto de admissão de tubo reto é igual a quatro.

A energia cinética do fluido no conduto está relacionada a variáveis geométricas e de funcionamento. A energia cinética da massa de ar que entra no cilindro está relacionada com o comprimento e seção transversal do conduto de admissão conforme a seguinte proporcionalidade (Bocchi, 1988):

$$E_c \propto \frac{L}{D^2} \quad (2.6)$$

onde:

E_c : energia cinética do ar no conduto (w);

L : comprimento do conduto (m);

D : diâmetro do conduto (m).

O efeito RAM é, portanto, proporcional ao comprimento do conduto e inversamente proporcional à área da seção transversal. Logo, se o objetivo é conseguir um forte efeito inercial, deve-se produzir um conduto longo e de seção reta reduzida (deve-se, entretanto, observar que condutos longos levam a perdas de pressão maiores que podem prevalecer sobre os efeitos inerciais).

O conduto de admissão variável é também empregado para impulsionar os pontos de baixo torque e proporcionar uma melhora no consumo de combustível ou na potência em altas velocidades, e é outra opção de flexibilidade do motor. Um conduto de admissão fixo tem sua geometria otimizada para um melhor desempenho do motor, não privilegiando a potência em altas velocidades nem o torque em baixas velocidades. O conduto de admissão variável introduz dois ou mais estágios para tratar das diferentes rotações do motor.

2.5. Escoamento através das Válvulas

As restrições da admissão de ar têm seu início no filtro de ar, em seguida o conduto e a borboleta de aceleração até chegar no coletor de admissão. Temos então as válvulas e os condutos na porta das válvulas de admissão dentro do cabeçote inferior, que são os principais dispositivos de restrição no ciclo de admissão em plena carga de um sistema em motores de quatro tempos. Os principais parâmetros geométricos na configuração das válvulas são mostrados na Fig. 2.9.

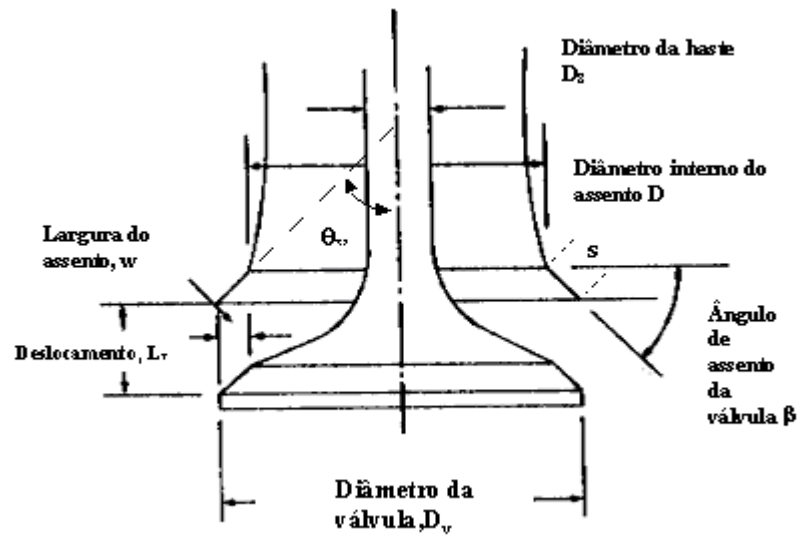


Figura 2.9 – Parâmetros geométricos da válvula

2.5.1. Parâmetros Geométricos e Levante das Válvulas

Alguns valores típicos de deslocamento e as áreas de abertura das válvulas de admissão para motores de combustão interna com ignição por centelha de quatro tempos são mostrados na Fig. 2.10 (Heywood, 1988).

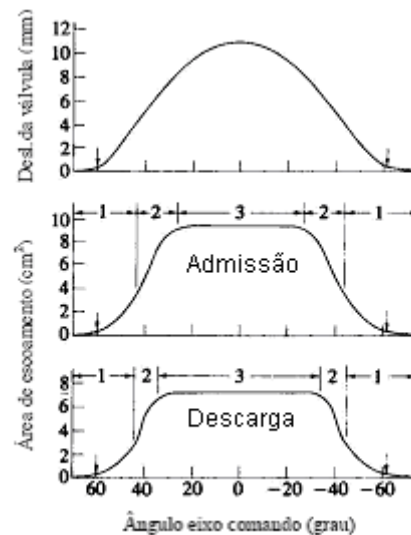


Figura 2.10 – Curvas do levante da válvula de admissão e a área de escoamento correspondente em função do ângulo do eixo comando de válvulas (Heywood, 1988)

O escoamento de fluido através da válvula depende do levante e de características geométricas como haste, cabeça e assento. Existem três estágios distintos de escoamento do fluido através da variação do levante da válvula (Fig. 2.11).

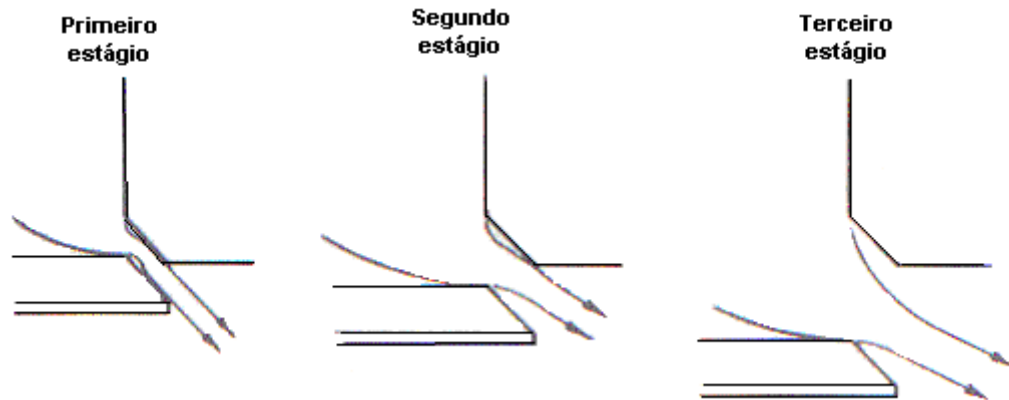


Figura 2.11 – Estágios distintos de escoamento do fluido através da válvula

Em pequenos levantes da válvula em relação a sua sede, um escoamento mínimo é desenvolvido que corresponde à área de um tronco de cone circular compreendido entre a válvula e seu assento (Heywood, 1988):

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} > L_v > 0 \quad (2.7)$$

e a área mínima é dada por:

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad (2.8)$$

onde:

β : ângulo do assento da válvula (grau);

L_v : deslocamento da válvula (m);

D_v : diâmetro da cabeça da válvula (m);

w : largura do assento da válvula (m).

Em um segundo estágio, a área mínima está relacionada ainda com a inclinação da superfície do tronco de cone circular, porém não é mais perpendicular ao

assento da válvula e o ângulo base do cone cresce de $(90^\circ - \beta)$ até 90° . Para este estágio tem-se :

$$\left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta} \quad (2.9)$$

$$A_m = \pi D_m \left[(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2 \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

onde:

D_p : diâmetro da porta da válvula (m);

D_s : diâmetro da haste da válvula (m);

D_m : diâmetro médio do assento da válvula ($D_v - w$) (m).

Valores típicos da razão L_v / D para os dois primeiros estágios são fornecidos na Fig. 2.12. Finalmente, quando a válvula está no seu curso próximo à abertura máxima, a menor área de escoamento do fluido é dada pela área da porta da válvula menos a área do eixo da válvula. Assim,

$$L_v > \left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \quad (2.11)$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2) \quad (2.12)$$

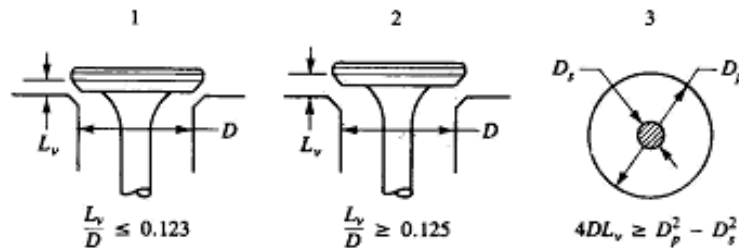


Figura 2.12 – Esquema mostrando os três estágios de levante distintos da válvula e as relações L_v/D para os dois primeiros estágios (Heywood, 1988)

2.5.2. Coeficiente de Descarga

A vazão mássica através da válvula é usualmente descrita pela equação de escoamento compressível através de uma restrição, sendo que foi levantada em função do ângulo do eixo comando de válvulas. A equação é derivada de uma consideração de escoamento unidimensional, compressível, isentrópico, em que os efeitos do escoamento real são incluídos através do coeficiente de descarga C_D , obtido experimentalmente. Este coeficiente é importante na medida em que fornece uma relação da vazão mássica real que passa pelo conduto de admissão em função da abertura da válvula.

O escoamento do ar está relacionado com a pressão e temperaturas de estagnação, p_o e T_o , imediatamente antes da válvula (porta da válvula), com a pressão estática, p_T , imediatamente após a restrição e uma área de referência, A_R , caracterizada por um valor de projeto (Heywood, 1988):

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_o}{(RT_o)^{1/2}} \left(\frac{p_T}{p_o} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_o} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (2.13)$$

onde:

C_D : Coeficiente de descarga;

γ : Razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante;

p_o : Pressão na porta da válvula;

p_T : Pressão no cilindro

T_o : Temperatura na porta da válvula;

R : Constante do ar (considerando como gás ideal);

A_R : Área de referência.

Alguns valores típicos de coeficiente de descarga são mostrados na Fig. 2.13 para configurações da válvula de admissão em função da razão levante diâmetro nos estágios 1, 2 e 3, referenciados a Fig. 2.11.

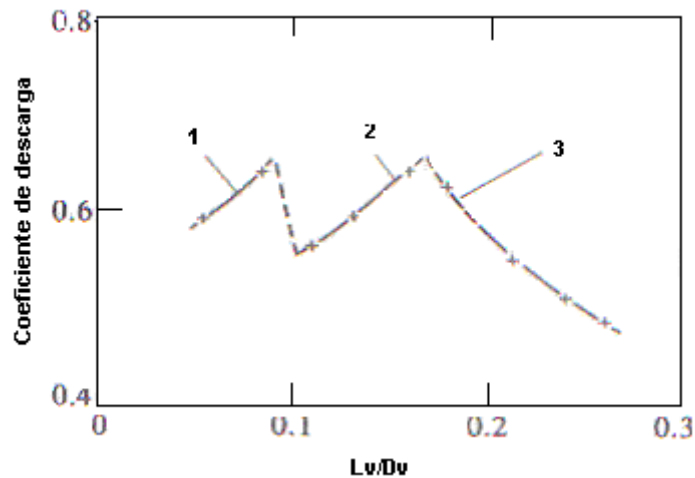


Figura 2.13 – Coeficientes de descarga típicos de válvulas de admissão

Os coeficientes de descarga dependem da referência considerada, os valores apresentados foram obtidos com uma área de referência denominada área da cortina da válvula, que por conveniência é calculada por:

$$A_C = \pi D_p L_v \quad (2.14)$$

onde:

A_C : área da cortina;

L_v : deslocamento da válvula;

D_v : diâmetro da cabeça da válvula;

Blair *et al.* (1995) descreveram a avaliação experimental de modelos matemáticos da propagação da onda da pressão no conduto de admissão de um motor. Um aspecto interessante foi os coeficientes de descarga para as várias condições testadas. O método experimental para a dedução dos coeficientes da descarga adota a experimentação do fluxo constante, quando este método puder ser utilizado, é totalmente adequado. Está demonstrando que a aproximação teórica está nas incertezas das medições. O autor apresenta os resultados experimentais para os coeficientes de descarga para diversas geometrias da extremidade do duto tais como orifícios, extremidades lisas, “bellmouth” (boca de sino) e a porta da válvula de exaustão de um cilindro do motor de dois tempos. Demonstra que a

equação de escoamento compressível através de uma restrição pode ser usada somente como um comparador para estas geometrias, mas conduz em erros se usado dentro de uma simulação computacional. O autor compara os valores dos coeficientes de descarga determinados pela equação e os experimentos.

Danov (1994) definiu equações matemáticas para coeficientes de descarga das válvulas e dos condutos para motor com turbo - compressores. O procedimento desenvolvido para a identificação é baseado em consideração simultânea do modelo matemático dos processos de troca de gás e do histórico experimental do ângulo do eixo de manivelas e da pressão diferencial no mesmo processo. Em consequência, os coeficientes de descarga podem ser definidos pela geometria da válvula e do conduto, pelo levante da válvula e pela relação da pressão. As equações matemáticas obtidas para o coeficiente da descarga podem ser usadas para outros motores.

Blair e Drouin (1996) descrevem aspectos relacionados aos coeficientes de descarga das válvulas para relacionar a dinâmica dos gases no processo de admissão. Tais coeficientes de descarga são requeridos em função do levante e da relação de pressão, um modelo matemático para cada configuração durante o processo, o valor deve ser obtido para as vazões mássicas dos gases, do valor das ondas da pressão criadas, e da termodinâmica do cilindro. Os coeficientes da descarga, C_d , são requeridos para as válvulas de admissão e descarga. O experimento foi realizado com as quatro válvulas de um motor de motocicleta de 600 cm³ de alto desempenho.

Fleck e Cartwright (1996) definem o coeficiente da descarga para uma restrição de vazão como a relação da vazão real e a vazão ideal. Em motores de combustão interna, a vazão ideal é considerada como um gás ideal e o processo livre de atrito, tensão superficial, etc.. Os coeficientes de descarga são extensamente utilizados para monitorar a eficiência do fluxo através dos vários componentes de motor e são úteis para melhorar o desempenho destes componentes. Modelando o fluxo de ar que atravessa os motores é importante ter valores para coeficientes da descarga com as combinações das válvulas, da porta das válvulas e dos

condutos. É importante para a modelagem dos motores do dois tempos de alto desempenho, devido as taxas de fluxo relativamente elevadas e os sentidos de fluxo em constante mudança. Estes motores contam com um pulso de fechamento do sistema de descarga ajustado para forçar no sentido contrário a carga fresca que escapa no cilindro, antes do fechamento do ciclo da descarga. Neste caso, um elevado coeficiente de descarga é desejável para o fluxo de admissão (fluxo reverso) através da porta de descarga. Os coeficientes de descarga podem ser medidos sob condições de fluxo constante para cada escala das pressões e de fluxos. Os autores apresentam resultados experimentais para o coeficiente de descarga relacionado a motores dois tempos de alto desempenho.

White e Passmore (1998) descrevem um estudo detalhado do uso do tubo de Pitot para medir o fluxo de ar em torno de uma válvula de admissão em regime permanente. O estudo avaliou este método para otimizar áreas da porta da válvula que pudessem contribuir para uma redução do coeficiente de descarga. Este método fornece uma ferramenta experimental simples e barata para o uso durante todo processo. O artigo apresenta os resultados obtidos para levantes diferentes da válvula em um cilindro de um motor de produção. O efeito da orientação da ponta do tubo de Pitot é discutido e a vazão é comparada com aquela obtida em um medidor de fluxo do ar. O método é mostrado para diversas vazões para pequenos levantes e é utilizado para mostrar a mudança no fluxo devido às modificações na porta da válvula, responsável a uma pequena redução no coeficiente de descarga.

No presente trabalho, para o levantamento dos dados experimentais para o coeficiente de descarga, foram realizados dois experimentos, um para levantar o escoamento da vazão mássica em função do ângulo do eixo comando de válvulas de admissão em um banco de fluxo e o segundo para os dados de levante da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando de válvulas de admissão em uma bancada específica.

2.6. Flexibilidade no Acionamento das Válvulas

Depois que a tecnologia das multi-válvulas se tornou difundida em projetos dos motores, o sincronismo variável das válvulas foi a etapa seguinte para a transformação do motor, aumentando a potência ou o torque. O sincronismo das válvulas de admissão e descarga do motor é controlado pela forma geométrica dos came e pelo ângulo de fase. Para otimizar a admissão, geralmente requer-se um sincronismo diferente das válvulas para diferentes rotações. Quando as revoluções aumentam, a duração dos cursos de admissão e descarga diminui de modo que o ar fresco seja admitido de maneira suficiente para que ocorra a combustão, e a descarga seja suficiente para que os gases saiam do cilindro. Conseqüentemente, a melhor solução deveria ser a abertura adiantada das válvulas de admissão e o fechamento atrasado das válvulas de descarga. Ou seja, sobrepor entre o período de admissão e descarga um aumento no tempo de permanência aberta, quando as revoluções do motor forem aumentadas. Em alguns projetos, o levante da válvula pode também ser variado de acordo com a rotação. Para altas rotações, uma maior elevação das válvulas deve ser empregado para um aumento da admissão e descarga, otimizando assim o processo.

Estudos têm demonstrado que o progresso de desempenho em motores de combustão interna pode ser obtido através do sincronismo de válvula variável. A seguir são apresentados estudos publicados em congressos e os modelos desenvolvidos por algumas montadoras que utilizam algum sistema de flexibilidade no acionamento das válvulas.

Leone *et al.* (1996) identificaram quatro estratégias que podem ser aplicadas para a variação de fase: utilizando somente o eixo de comando de válvulas de admissão, utilizando somente o eixo de comando de válvulas de descarga, utilizando os eixos de comando de válvulas de admissão e descarga defasados igualmente e utilizando os eixos de comando de válvulas de admissão e descarga defasados independentemente. Estas variações visam reduzir o tempo de fase

das válvulas com o intuito de conseguir uma alta eficiência volumétrica para condições de plena carga e rotações dos motores sem causar, ao mesmo tempo, a deteriorização em operações de baixas cargas e rotações.

Schirm (2003) adaptou um mecanismo que permitiu o fechamento retardado da válvula de admissão, proposta esta que foi uma adaptação da terceira válvula do professor Stumpf da UFMG. Nesse trabalho foram realizados ensaios com o motor operando com ou sem a borboleta do acelerador, à plena carga e em cargas parciais. Os resultados dos testes de fechamento retardado indicaram um ganho na eficiência do motor e uma redução nas emissões de poluentes.

Em alguns projetos, o levante da válvula também pode ser variado de acordo com a rotação do motor. Para otimizar o processo em altas rotações, uma maior elevação é necessária para um aumento no tempo de permanência aberta da admissão e descarga. Naturalmente, para rotações mais baixas o levante provocará efeitos contrários prejudicando o processo, sendo necessário um levante menor para baixas rotações, tornando assim o levante variável de acordo com a rotação do motor. Um exemplo de mecanismo com sistema de levante de válvula variável pode ser visto em Kreuter *et al.* (1999).

Outra maneira de se variar as válvulas é em relação ao tempo. Devido à dificuldade de gerar um mecanismo com válvulas variáveis no tempo com custos aceitáveis, durabilidade e confiabilidade, poucos motores automotivos com produção seriada vêm sendo equipados até hoje com tal variação. Pesquisas relacionadas à variação do tempo das válvulas podem ser vistas em Cunha *et al.* (2000) e Hosoya *et al.* (2000), que se dedicaram a mecanismos de acionamento hidráulico, Pischinger *et al.* (2000), que estudaram os benefícios de um trem de válvula eletromecânico, e Lancefield *et al.* (2000), que pesquisaram a aplicação do tempo de válvula variável para um moderno motor diesel.

Muitos pesquisadores estão desenvolvendo mecanismos conjuntos desses métodos. Este é o caso de Hara *et al.* (2000), que descrevem um novo sistema de

válvulas variáveis capaz de controlar continuamente a fase da válvula e o período de tempo enquanto a válvula está aberta. Em Flierl e Klüting (2000) pode-se constatar que a BMW tem desenvolvido completos trens de válvula variáveis como uma possível solução técnica para realizar controle de carga pelo ajuste do levante da válvula e o tempo de fechamento da válvula de admissão. Neste caso, a variabilidade pode ser conseguida por trens de válvulas mecânicos variáveis ou sistemas mecatrônicos.

Atualmente, alguns modelos de motores já apresentam mecanismos similares aos citados, levando então o motor a assumir diversos diagramas de válvulas ou comandos. Abaixo são citados algumas marcas e modelos de automóveis e qual a sua flexibilidade de acionamento:

- Audi 3.0 V6 e V8 - Variadas fases na admissão e dois estágios na descarga;
- BMW VANOS - Variadas fases na admissão;
- BMW Dual VANOS - Variadas fases na admissão e descarga com dois estágios de variação de levante na admissão;
- Ferrari 360 Modena - Dois estágios de variação de fase na admissão;
- Ford VCT - Dois estágios de variação de fase na admissão;
- Honda VTEC - Dois estágios de variação de levante na admissão e na descarga;
- Honda iVTEC 2 - Variadas fases na admissão e dois estágios de variação de levante na admissão;
- Honda iVTEC 3 - Variadas fases na admissão e três estágios de variação de levante na admissão e na descarga;
- Jaguar AJ-V8 - Variadas fases na admissão;
- Mazda VVT - Variadas fases na admissão;
- Mercedes-Benz V6 e V8 - Dois estágios de variação de levante na admissão;
- Mitsubishi MIVEC - Três estágios de variação de levante na admissão e na descarga;
- Nissan VVT - Variadas fases na admissão;
- Nissan Neo-VVL - Três estágios de variação de levante na admissão e na descarga;
- Porsche VarioCam - Três estágios de variação de fase na admissão;

- Porsche VarioCam Plus - Três estágios de variação de fase na admissão e dois estágios de variação de levante na admissão;
- Renault V6 - Dois estágios de variação de fase na admissão;
- Subaru AVCS - Dois estágios de variação de fase na admissão;
- Toyota VVTi - Variadas fases na admissão;
- Toyota VVTLi - Variadas fases na admissão e dois estágios de variação de levante na admissão e na descarga ;
- Volvo - Variadas fases na admissão.

Entretanto, esses modelos apresentados possuem a defasagem variada. O modelo que mais se aproxima da idéia proposta nesse trabalho, onde se tem como análise uma defasagem fixa, é o MWM Sprint (Fig.2.14), que equipa as caminhonetes da linha Ford e GM e o jipe Troller, com três válvulas por cilindro, duas de admissão e uma de descarga, sendo as válvulas de admissão defasadas uma em relação à outra com a finalidade de gerar uma turbulência controlada no interior da câmara de combustão, melhorando as condições de formação da mistura ar/combustível.



Figura 2.14 – Motor MWM Sprint (mwm.com)

Sher e Bar-Kohamy (2002) estudaram as estratégias de sincronismo das válvulas para a maximização do torque do motor e otimização do consumo específico de combustível em termos da abertura da válvula de descarga, abertura da admissão e o fechamento da admissão, tendo os sincronismos de um motor de ignição por

centelha comercial para ser estudado. Um programa computacional que simula um ciclo motor do sistema de ignição por centelha, foi utilizado. As características de desempenho tais como eficiência do ciclo, potência do motor, e a composição dos gases de descarga foram calculadas. O modelo foi calibrado com os dados obtidos de um diagrama de medidas indicadas, e validado de acordo com o teste de desempenho do motor. Quando foi empregado o VVT, a máxima potência do motor foi maximizada em 6%, e o consumo específico do motor foi minimizado de 13%. O torque máximo foi deslocado para uma velocidade do motor mais baixa. Os resultados são apresentados como mapas de trabalho para o projeto do motor.

O estudo mostra a influência do sincronismo das válvulas de admissão e descarga no desempenho do motor na escala inteira de condições da operação (carga e rotação do motor). Outros artigos relacionados ao acionamento de válvulas variáveis podem ser vistos em Pierik e Burkhard (2000), Butzmann *et al.* (2000), Asmus (1982) e Payri *et al.* (1988).

2.7. Dinâmica da Mistura Admitida no Cilindro do Motor MWM

A mistura admitida no cilindro está em forma de um jato, possuindo velocidades radial e axial e flutuações de velocidades através das válvulas. O escoamento gerado no cilindro pelo processo de admissão depende do sincronismo das válvulas, pois velocidades e características da turbulência e movimento da mistura são gerados com a alteração do diagrama de fase.

O motor MWM Sprint possui três válvulas por cilindro, duas de admissão e uma de descarga. O diagrama do motor MWM (Fig. 2.15) mostra que as válvulas de admissão não abrem sincronizadas, com o objetivo de uma alteração nas ondas de pressão no conduto de admissão e um maior turbilhonamento do ar admitido (Fig. 2.16).

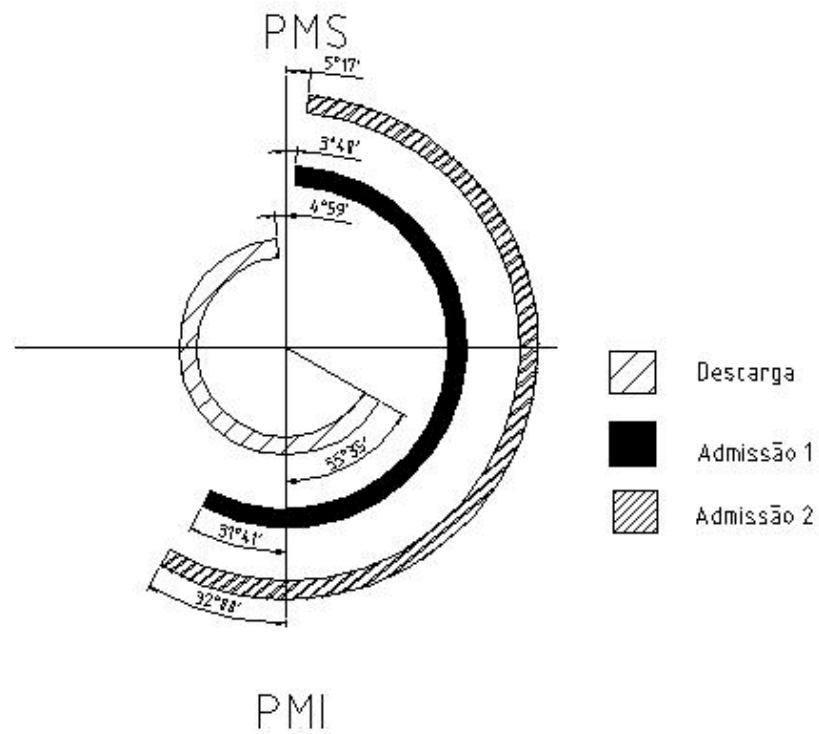


Figura 2.15 – Diagrama de válvulas do motor MWM Sprint

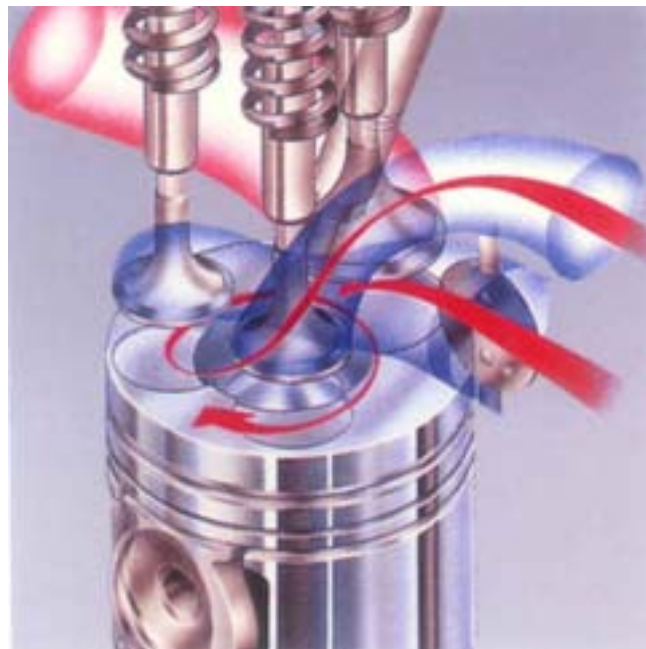


Figura 2.16 – Escoamento gerado no motor MWM (mwm.com)

Capítulo 3

Aparato Experimental

3.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os equipamentos para a realização dos experimentos. Os aparatos experimentais utilizados foram o banco de fluxo, o dinamômetro, o analisador de gases e o motor de combustão interna.

3.2. Banco de Fluxo

A primeira etapa do experimento foi realizada em um equipamento denominado banco de fluxo, que permite simular as condições de escoamento nos sistemas de admissão e exaustão de um motor de combustão interna. O banco de fluxo produz uma depressão constante entre a atmosfera e um grande reservatório ligado à seção de testes. A depressão é gerada através de um soprador de grande porte. Reproduz-se o movimento das válvulas através de um motor elétrico acoplado ao eixo de comando de válvulas, por meio de uma correia dentada. O banco de fluxo (Fig. 3.1) utilizado neste trabalho permite o estudo do escoamento em regime permanente ou transiente. Variáveis como vazão mássica, pressão, temperatura e velocidade de rotação do eixo comando de válvulas podem ser obtidas (Hanriot, 2001). O reservatório ao qual a seção de testes é conectada tem capacidade de 350 litros, e é utilizado para atenuar os pulsos de pressão produzidos pelas válvulas de admissão.



Figura 3.1 – Vista geral do banco de fluxo

No banco de fluxo são realizados testes experimentais nos processos que envolvem escoamentos nos sistemas de admissão e descarga em motores de combustão interna possibilitando a determinação das perdas de pressão nas válvulas e demais acessórios de todo o sistema. Assim, podem ser realizadas análises do sistema tendo como objetivo um aumento do rendimento volumétrico dos motores.

A Fig. 3.2 mostra o esquema do banco de fluxo montado no Laboratório de Fluidodinâmica Aplicada da PUC Minas. No esquema é mostrada a entrada ou saída de ar, de acordo com a sua operação, a seção de testes, o cabeçote do motor de combustão interna, a ordem em que o sistema é distribuído, o insuflador, o conjunto de tubulações e válvulas mecânicas e elétricas, o motor elétrico que aciona o cabeçote, o sistema de lubrificação e os dois tanques de equalização e amortecimento de oscilações de pressão. Os componentes deste sistema são especificados nos próximos itens.

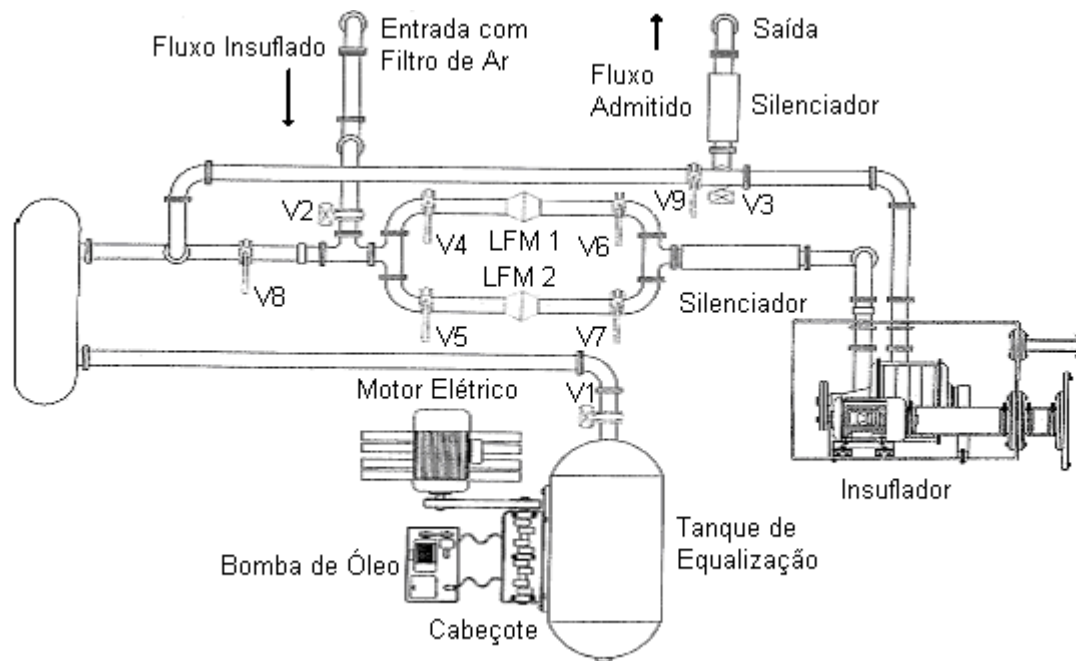


Figura 3.2 – Esquema geral do banco de fluxo

3.2.1. Insuflador de Ar

O insuflador é um equipamento capaz de admitir ar do exterior quando operado no processo de descarga dos gases, e admitir do interior da sala quando operado no processo de admissão dos gases. O insuflador tem como característica a capacidade de insuflar até $600 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar a uma pressão manométrica máxima de 0,7 bar. O acionamento pode ser feito através do painel de controle, sendo dotado de proteções e sinalizações. O motor do compressor tem potência de 30 HP (22,4 kW).

3.2.2. Conjunto de válvulas

O insuflador está ligado ao cabeçote em teste por um conjunto de tubulações, um conjunto de válvulas mecânicas e elétricas que permitem a regulação da vazão requerida em teste e determinar o sentido de escoamento do ar (insuflado ou admitido). As válvulas são do tipo borboleta com abertura de 90° . As válvulas motorizadas possuem acionamento manual ou remoto, dispositivos de proteção

térmica, limitadores de fim de curso e potenciômetro para indicação remota da posição de abertura no computador do sistema.

3.2.3. Medidor de Fluxo Laminar

O banco de fluxo possui dois equipamentos denominados medidores de fluxo laminar, marca Cussons, modelos P7205 para 100 litros/s e P7209 para 200 litros/s (237 e 457 litros/s teóricos), com saídas de pressão diferencial, pressão absoluta e temperatura. A pressão máxima de 4 bar, a temperatura máxima de fluido é de 90°C, a pressão diferencial nominal máxima é de 250 mmH₂O e a constante de calibração é relativa a 20°C. São medidores que fornecem uma relação de vazão em função da diferença de pressão.

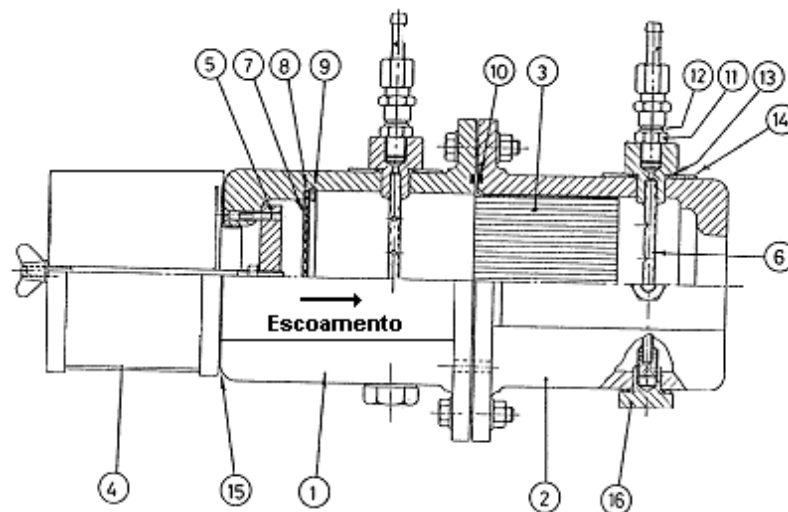


Figura 3.3 – Esquema do medidor de fluxo

A Fig. 3.3 mostra o esquema do medidor laminar de fluxo, onde 1 é a entrada do corpo do medidor, 2 a saída do corpo do medidor, 3 o elemento de medição do fluxo, 4 o filtro de ar da entrada, 5 o bloco de montagem do filtro, 6 o tubo do sensor de pressão, 7 a placa do difusor, 8 o anel de vedação da placa, 9 o pino de segurança, 10 o anel de vedação do medidor, 11 a rosca da vedação, 12 o compartimento da rosca da vedação, 13 o compartimento do anel de vedação, 14 o adaptador da rosca do anel de vedação, 15 a gaxeta e 16 o suporte do tubo de tomada de pressão.

Para definir a vazão volumétrica de ar que escoar através do cilindro de um motor de combustão interna naturalmente aspirado pode ser utilizada a Equação (3.1) (Heywood, 1988), para que se possa selecionar o medidor de vazão mais adequado.

$$Q_{\max} = \frac{(C * N)}{K} \quad (3.1)$$

onde :

Q_{\max} : Máxima vazão volumétrica (litros/s);

C : Capacidade do motor (litros);

N : Máxima rotação do motor (rev/s);

K : 1 para motor de 2 (dois) tempos e

K : 2 para motor de 4 (quatro) tempos.

3.2.4. Computadores Utilizados

Dois computadores são utilizados no banco de fluxo. O computador do sistema é do tipo PC-AT, com um sistema de aquisição de dados possuindo 3 placas Advantech tipos PCLD-7115, PCLD-780 e PCLD-8115 com montagem externa e 2 placas Advantech tipos PCL-711B e PCL-818HD para montagem interna. Já o computador de fluxo é modelo Cussons P7028, utilizando MCU TMS9995, display com 4 dígitos mais unidades atualizado a cada 300 ms, saída de dados em RS-232 e analógica na faixa de 0 -10 Vcc. O sistema apresenta exatidão de $\pm 0,35$ % de final de escala para medição de pressão diferencial, $\pm 0,38$ % para pressão absoluta, $\pm 0,5$ % para temperatura, $\pm 0,36$ % para a taxa de escoamento. É equipado com transdutor de pressão modelo P7031 da empresa Cussons. A faixa operacional é de 0 a 300 mmH₂O para pressão diferencial (600 mbar máximo), 4 bar de pressão absoluta máxima, 0 a 100° C para temperatura, e de 1,1 ou 3,5 bar para pressão de entrada e saída fornecidas pelos medidores de fluxo laminar.

O computador do sistema é interligado ao computador de fluxo. O computador de fluxo é usado em conjunto com os medidores de fluxo laminar para obter as vazões mássica e volumétrica. O computador do sistema é responsável pela aquisição dos dados e conversão de dados da instrumentação utilizada. O software de controle do banco de fluxo foi desenvolvido em linguagem Pascal, operando em MS-DOS para obter velocidade de processamento, sendo aberto para permitir futuras implementações.

3.2.5. Motor de Acionamento do Cabeçote

Acionado através de motor elétrico e painel de controle WEG dotado de proteções e sinalizações, incluindo comando local e remoto no console, com variador e indicação de rotação. O motor de acionamento possui 30 HP (22,4kW), e opera em uma faixa de rotação de 180 a 3500 rev/min, possuindo ainda um inversor de frequência com alimentação de 440 V.

3.2.6. Sistema de lubrificação

O sistema de lubrificação (Fig. 3.4) opera com pressão de 0 a 6 bar, vazão de 2000 litros/hora, e possui um reservatório de 250 litros de óleo. Montado em um carro móvel, possui indicador visual de nível de óleo. O controle é feito através do console do banco de fluxo. Um motor trifásico de 1 HP (0,75 kW) é acoplado à bomba de engrenagens através de um eixo.



Figura 3.4 – Sistema de lubrificação

3.3. Dinamômetro Hidráulico

A segunda etapa do experimento foi realizada no dinamômetro hidráulico do Laboratório de Motores da PUC Minas, que permite obter as curvas características e o mapa de desempenho de um motor de combustão interna. O equipamento hidráulico utilizado no experimento mostrado na Fig 3.5 é da marca Heenan e Froude, tipo G4-1, modelo E, número B59045, com capacidade máxima de 350 cv de potência absorvida e 6000 rev/min.



Figura 3.5 – Dinamômetro hidráulico

O dinamômetro hidráulico consiste basicamente em um disco montado dentro de uma carcaça contendo água. A resistência encontrada pelo disco girante é igual e oposta à reação que tende a fazer girar a carcaça. Montando-se a carcaça sobre mancais independentes dos mancais do eixo, a força que tende a girar a carcaça pode ser medida por meio de uma célula de pressão diferencial (pneumática) ou uma célula de carga. A variação da carga é obtida por meio de atuadores hidráulicos que controlam a vazão de água.

A parte interna do dinamômetro hidráulico utilizado consta de um rotor com alvéolos semi-elípticos opostos por alvéolos semelhantes na face interna da carcaça, onde a água admitida para a carcaça passa através de furos existentes nos alvéolos da carcaça, atingindo os do rotor. A força centrífuga originada pelo movimento de rotação do rotor imprime movimento à água, forçando-a de volta aos alvéolos da carcaça. Este movimento, altamente turbulento, é mantido enquanto o rotor girar, lembrando que o motor em teste acoplado ao eixo gera o movimento no sistema. Além disso, o rotor em movimento corta por cisalhamento a água que circula dentro dos alvéolos. Um dinamômetro deste tipo é intrinsecamente estável, mesmo para pequenas cargas (Obert, 1971). A potência do motor sob prova é absorvida pelo escoamento contínuo da água através do dinamômetro. A absorção de energia se manifesta pelo aumento de temperatura da água, que deve estar disponível em quantidade suficiente para absorver a potência máxima.

Para análise do experimento, a instrumentação utilizada acoplada ao dinamômetro é composta de uma célula de carga, um medidor de vazão, um sensor de rotação ou tacômetro e sensores de temperaturas, especificados nos próximos itens.

3.3.1. Medidor de Vazão

O medidor tipo turbina utilizado (Figs. 3.6 e 3.7) é constituído basicamente por um rotor montado axialmente na tubulação. Um sensor infravermelho está montado na parte superior do sensor de vazão, fora da trajetória do fluido, que se movimenta

entre o emissor e o receptor. A frequência dos pulsos gerados desta maneira é proporcional a velocidade do fluido e a vazão pode assim ser determinada. O sensor utilizado possui uma faixa de 0,038 a 100,0 LPM e repetibilidade $\pm 0,5\%$.

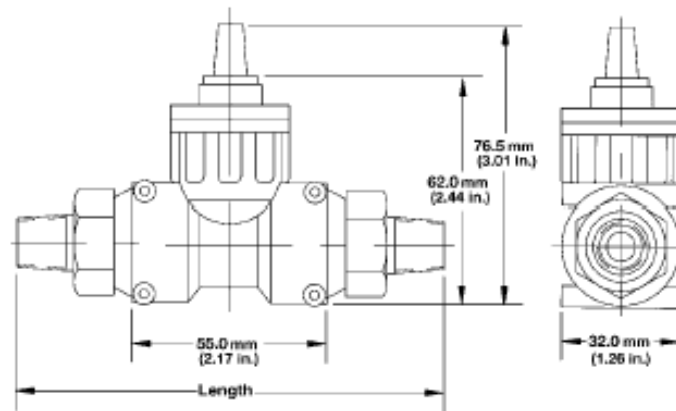


Figura 3.6 – Medidor de vazão tipo turbina



Figura 3.7 – Medidor de vazão montado no dinamômetro

3.3.2. Sensor de Rotação e Tacômetro

Por meio do deslocamento relativo dos dentes de uma roda fônica (Fig. 3.8 (a)) o sensor de rotação magnético utilizado gera uma tensão alternada com frequência proporcional a rotação do eixo do dinamômetro, que está acoplado ao motor.



(a)



(b)

Figura 3.8 – Sensor de rotação montado no dinamômetro (a) e o tacômetro (b)

Pela falta dos dados de incerteza do sensor de rotação, foi utilizado um tacômetro para verificar os dados obtidos. O tacômetro utilizado no experimento é mostrado na Fig 3.10 (b), marca Minipa, modelo MDT-2238, com faixa de operação entre 2,5 a 99999 rpm e resolução de 0,1 rpm para 2,5 a 999 rpm e 1 rpm acima de 1000 rpm, precisão $\pm 0,05\%$ da leitura. O equipamento é composto por microprocessador dedicado com base de tempo a cristal, fornecendo medidas de alta precisão e alta taxa de amostragem.

3.3.3. Sensores de Temperatura

Para a entrada e saída de água do sistema de arrefecimento foram utilizados termopares do tipo T, onde o elemento positivo é cobre e o elemento negativo Constantan, sua faixa de operação de -184 a 370°C e incerteza de $0,7^{\circ}\text{C}$. A temperatura do ar admitido, dos gases de descarga e do óleo do motor utilizou-se termopares do tipo K, onde o elemento positivo é Chromel e o elemento negativo Alumel, sua faixa de operação de 0 a 1200°C e incerteza de 1°C .

3.4. Analisador de Gases

O analisador de gases de descarga utilizado (Fig.3.9) é da marca Sun, modelo PGA – 500, número de série 40A-1009, calibrado em 13/11/2000, com os gases fornecidos pela White Martins, certificado de qualidade nº 48766/99.



Figura 3.9 – Analisador de gases

O PGA – 500 é uma unidade que possibilita medições de rotação (RPM), temperatura do óleo ($^{\circ}\text{C}$), fator lambda (λ), relação ar/combustível (AFR), oxigênio (O_2), Monóxido de carbono (CO), Dióxido de carbono (CO_2), hidrocarbonetos (HC), CO corrigido e diluição ($\text{CO} + \text{CO}_2$) de motores de combustão interna, utilizando a tecnologia infravermelha não dispersiva que excede as especificações BAR 90 (USA) e OIML classe 1 (AU II – Alemanha) segundo o manual do fabricante. A visualização de todas as informações pode ser mostrada em uma única tela (Fig. 3.10) ou pode ser gerado um arquivo de dados.



Figura 3.10 – Tela do analisador de gases

3.5. Motor Utilizado para o Experimento

Para a execução da primeira etapa dos testes experimentais foi utilizado o cabeçote de um motor de produção seriada de 999 cm³ de volume deslocado, com quatro cilindros em linha, de 70,0 mm de diâmetro cada, curso do êmbolo de 64,90 mm, e quatro válvulas por cilindro, sendo duas de admissão e as outras duas de descarga. O cabeçote é dividido em duas partes, inferior e superior (Fig. 3.11). A parte inferior do cabeçote possui a câmara de combustão com fluxo cruzado, válvulas de admissão e exaustão opostas e coletor de admissão e exaustão também opostos. A parte superior do cabeçote aloja os comandos de admissão e exaustão, que são posicionados próximos um do outro devido ao ângulo de 21° entre as válvulas de admissão e exaustão. O comando de exaustão é acionado diretamente por correia dentada, e o comando de admissão é acionado pelo comando de exaustão por meio de um par de engrenagens na parte traseira do cabeçote. Para uma melhor apresentação do sistema de acionamento das válvulas foi desenvolvido um modelo em 3D que é apresentado na Fig. 3.12.



Figura 3.11 – Cabeçote superior e inferior desmontados

A segunda etapa do experimento que foi realizada no dinamômetro hidráulico, utilizando o motor completo com todos os sistemas complementares. O motor é denominado de FIRE pelo seu desenvolvimento em um processo de fabricação completamente integrado e robotizado (Fully Integrated Robotized Engine). Estes motores têm algumas características que lhe são particulares, como a utilização de um sub-bloco para aumentar a rigidez dos mancais do eixo virabrequim sem aumentar o peso e, o acionamento de válvulas que foi mostrado no modelo da Fig. 3.12. Além disso, o pistão possui elevada resistência mecânica para suportar pressões de até 35 bar, pois possui razão de compressão de 10,2 : 1. A biela é fundida em uma única peça e posteriormente separada pelo princípio da fratura, permitindo uma montagem mais precisa ao invés do corte e usinagem convencional (CDTM, 2001).



Figura 3.12 – Modelo de acionamento das válvulas



Figura 3.13 – Motor completo montado no dinamômetro

Os sistemas complementares são o sistema de arrefecimento, o sistema de alimentação de combustível, o sistema de recuperação de vapores de combustível e o sistema de injeção eletrônica. O sistema de arrefecimento que possui

circulação forçada por uma bomba radial centrífuga acionada pela correia dentada de distribuição e opera a uma pressão de 1,4 bar. O sistema de alimentação de combustível, possui uma bomba elétrica imersa no tanque de combustível e opera em pressão fixa de 3,5 bar. O sistema de recuperação dos vapores de combustível, com a função de evitar que o combustível vaporizado do tanque seja expelido para a atmosférica também é instalado.

É utilizado também o sistema de injeção eletrônica da Bosch ME 7.3 H4 que possui sensores e atuadores, destacando a borboleta motorizada controlada pelo módulo de comando (sistema “Drive by Wire”), e o gerenciamento de todo o sistema de injeção de combustível e de ignição.

Capítulo 4

Metodologia Experimental

4.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os procedimentos experimentais adotados para a obtenção dos resultados deste trabalho. Na metodologia experimental são mostrados os detalhes da montagem do sistema, definição dos condutos de admissão adotados e o posicionamento dos sensores utilizados nos experimentos.

No procedimento dos experimentos de defasagem das válvulas no banco de fluxo são apresentados o mecanismo de defasagem das válvulas de admissão e a comparação entre os dados para as diversas posições do ressalto. Os testes experimentais de desempenho foram realizados em um dinamômetro hidráulico de bancada conforme as normas da ABNT para a condição original do motor e para as condições com as alterações no diagrama de válvulas de admissão.

4.1.1. Testes Estacionários e Transientes em Banco de Fluxo

Os testes estacionários e transientes em banco de fluxo tratam de metodologias experimentais para uma melhor compreensão dos fenômenos no interior dos condutos de admissão e descarga, podendo determinar a maioria de parâmetros indispensáveis no entendimento global do escoamento do fluido em tais sistemas.

4.1.1.1. Teste em banco estacionário

O teste estacionário possui como objetivos principais a caracterização da queda de pressão ao longo dos sistemas de admissão e descarga, bem como a determinação de coeficientes experimentais relacionados com a geometria dos condutos. A determinação da queda de pressão é importante na medida que quanto menor a perda, maior a quantidade de ar que efetivamente entra no cilindro. A redução da queda de pressão envolve a análise dos vários componentes pertencentes aos sistemas de admissão e descarga (Hanriot, 2001). No sistema de admissão são estudados pontos críticos como o filtro de ar, as restrições a passagem do escoamento pela borboleta e pela válvula de admissão. Para a caracterização da perda de pressão na válvula de admissão, um dos testes envolve a determinação do coeficiente de descarga. No caso do sistema de descarga, o coletor de descarga, o catalisador e os silenciosos são avaliados. Os trabalhos experimentais que conduzem à análise estacionária possuem duas preposições básicas (Hanriot, 2001):

- caracterizar as várias geometrias de dutos em termos do coeficiente de fluxo e razões de queda de pressão e rotacionalidade, determinando as correlações do comportamento estacionário para desempenho de motores;
- analisar os componentes da admissão e descarga em termos de queda de pressão e vazão, com o objetivo de obter os coeficientes e dados de entrada para os códigos computacionais.

4.1.1.2. Teste em Banco Não-Estacionário

O teste não estacionário é realizado variando a rotação de um motor elétrico acoplado ao eixo comando de válvulas, quando analisado apenas o cabeçote, ou ao eixo de manivelas, quando analisado o motor completo. A pulsação oriunda do movimento alternativo das válvulas e do pistão gera distúrbios na pressão ao longo dos condutos de admissão e descarga. Além da variação da rotação, pode-

se também reduzir ou aumentar a vazão mássica que passa através do sistema de admissão por meio de um conjunto de válvulas pertencentes ao banco de fluxo.

O escoamento dinâmico é utilizado através de um banco de fluxo em condição não estacionária. O teste em condição não estacionária permite a medição de vazão sob diferentes rotações do motor, e a uma queda de pressão constante, permitindo o desenvolvimento de frequências características e respostas dinâmicas dos sistemas de admissão e descarga. Com a introdução de sensores de pressão em pontos de entrada e saída dos condutos, podem ser determinados níveis instantâneos de pressão em posições específicas do sistema, facilitando consideravelmente o entendimento do comportamento dinâmico do conjunto. O teste no banco não-estacionário permite que se façam as seguintes análises (Hanriot, 2001):

- análise da característica dinâmica devido à inércia e flutuações induzidas pelo escoamento transiente;
- separação dos efeitos do sistema de admissão dos de descarga e combustão;
- compreensão da importância de cada componente do sistema durante a operação; em particular, como as diferentes posições de abertura da corpo de borboleta influenciam os fenômenos dinâmicos;
- validação numérica dos códigos computacionais sobre condições controladas.

4.1.2. Testes em Dinamômetro de Bancada

Um motor de combustão interna tem seu desempenho avaliado em função de vários parâmetros. Neste trabalho foram avaliados o torque efetivo, a potência efetiva e o consumo específico (na faixa útil de operação do motor), visto que estes são os parâmetros normalmente utilizados para caracterizar a performance de um motor de combustão interna automotivo (NBR ISO 1585, 1996). O teste de desempenho é resultado da performance das diversas propriedades e conceitos aplicados ao desenvolvimento do motor que, se alteradas adequadamente, podem influenciar na performance e emissões de motores. A seguir são revisados os

principais conceitos do teste de desempenho.

Inicialmente, tem-se o torque como a capacidade de carga de um motor, ou seja, sua disponibilidade para realizar trabalho. Vale ressaltar que parte do torque produzido pelo motor é gasto para vencer o atrito dos mancais, dos êmbolos e das demais peças do motor, e para efetuar a admissão da mistura ar-combustível e a descarga dos gases da combustão, sendo a parcela realmente disponível no eixo para carga denominada torque efetivo (Heywood, 1988; Obert, 1971). Potência efetiva é a taxa com que o torque efetivo é realizado por um motor (Heywood, 1988), ou seja, sua capacidade de “atuar” sob uma certa carga a uma dada velocidade. Pressão média efetiva é definida (Heywood, 1988) como a razão entre o trabalho realizado em um ciclo dividido pelo volume do cilindro deslocado por ciclo. É uma pressão hipotética constante que seria necessária no interior do cilindro de um motor, durante um ciclo, para desenvolver uma potência igual à potência efetiva (Obert, 1971). Finalmente, o consumo específico que é um parâmetro que mede a eficiência de um motor em transformar combustível em trabalho (Heywood, 1988; Obert, 1971), ou seja, o quanto é consumido de combustível para realizar determinado trabalho.

O desempenho do motor de combustão interna depende de um grande número de parâmetros, principalmente da quantidade de ar admitido. Quanto maior é a massa de ar admitida, maior é a quantidade de combustível que pode ser injetada, sendo controlada pelo tempo em que o bico injetor de combustível permanece aberto e a pressão na linha de combustível. Portanto, para uma maior quantidade de ar admitido, maior a energia introduzida e maior a potência desenvolvida (Heywood, 1988; Soares, 2000). O aumento da pressão atmosférica faz aumentar a densidade do ar, aumentando a massa de ar por unidade de tempo, fazendo com isso aumentar a quantidade de combustível injetado, proporcionando um crescimento da energia disponível e também de potência do motor.

Já a influência da temperatura ambiente na potência do motor está diretamente relacionada a mistura ar-combustível, no qual um restrito intervalo de temperatura, ocorre a oxidação e, portanto, uma combustão rápida. Para temperaturas mais

elevadas, aumenta-se a tendência ao fenômeno de detonação e contribui-se para uma perda do rendimento volumétrico, pode causar também, no caso de motores a gasolina, evaporação estratificada de combustível injetado na câmara, ou seja, em virtude da existência de vários componentes na sua formulação, pode haver evaporações parcializadas em temperaturas diversificadas. Para baixas temperaturas, apenas uma parte muito pequena da gasolina injetada ser vaporizada, pode ocasionar problemas de homogeneidade e fluxo da mistura (Soares, 2000).

A umidade relativa do ar é um fator importante no desempenho de um motor de combustão interna, porém não comparável à importância da influência da pressão e temperatura atmosférica (Soares, 2000). O vapor d'água exerce influência na pressão interna do cilindro, pois proporciona um acréscimo na pressão barométrica total. A essa influência é dada a denominação pressão parcial de vapor d'água (NBR ISO 1585, 1996; Van Wylen *et al*, 1998). Assim, um aumento da umidade relativa do ar proporciona uma massa ar-combustível com mais partículas de água. Essas partículas de água se vaporizam, quando submetidas a alta temperatura no interior do cilindro, aumentando a pressão local (Soares, 2000).

4.2. Experimentos

Para a execução dos testes experimentais foi utilizado o motor conforme descrito no aparato experimental. Nos testes do banco de fluxo foram utilizados o cabeçote inferior e o superior e apenas um cilindro em operação, simulando uma condição de um motor mono-cilindro. Nos testes no dinamômetro o motor foi completamente montado com o sistema de injeção eletrônica Bosch Motronic ME 7.3 H4 com todos os sensores e atuadores presentes no automóvel.

4.2.1. Metodologia Empregada no Banco de Fluxo

O aparato experimental denominado banco de fluxo é fonte de pesquisa de estudos. Benson (1982) foi um dos primeiros na utilização de aparato similar.

Nishio et al (1991) apresentaram trabalho experimental em um equipamento que denominaram de “Simulados de Pulsos”. Hanriot (2001) apresenta uma revisão completa sobre tal aparato experimental e resultados experimentais obtidos no banco de fluxo comparados com uma análise numérica fluidodinâmica. Na Fig. 4.1 podem ser observados o cabeçote do motor fixado ao tanque de equalização de pressão e um reservatório com uma bomba de óleo conectado por mangueiras ao cabeçote. A metodologia adotada para utilização do banco de fluxo é similar à descrita por Hanriot (2001).



Figura 4.1 – Vista geral do banco de fluxo

A importância básica para o uso de tal aparato está na sua capacidade de produzir pulsos de pressão através do movimento das válvulas de admissão. Algumas características da simulação de um motor em operação em condição real são diferentes. O banco de fluxo em regime não estacionário possui características que devem ser observadas (Hanriot, 2001):

- O tanque de equalização de pressão produz pressões constantes;
- A rotação do motor elétrico, para uma determinada condição de teste, é mantida constante;

- O medidor de vazão não é capaz de atualizar a variação da vazão no sistema de admissão de acordo com a variação real de vazão, uma vez que ocorre uma atualização da vazão em intervalos de 300 ms; O valor obtido da medição de vazão através do medidor é de uma vazão média do escoamento.

Os testes experimentais foram realizados com dois comprimentos do conduto de admissão, definidos nas próximas seções. A análise da variação da vazão mássica e da pressão no escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão foi feita com apenas um cilindro em operação. A definição da faixa de velocidades de rotação do eixo comando de válvulas para os testes foi baseada em valores operacionais, de 500 a 2500 rev/min. A velocidade de rotação máxima do motor elétrico ao qual foi acoplado o eixo comando de válvulas é 3500 rev/min. Os testes foram realizados para uma faixa de rotação do eixo comando de válvulas de 200 a 2600 rev/min, com incrementos de 200 rev/min. Para as medições de pressão foram utilizados transdutores de pressão piezoresistivos, inseridos próximo à porta da válvula e em várias posições do conduto de admissão.

A influência das defasagens das válvulas de admissão foi analisada para vários ângulos de defasagem para dois condutos de admissão. O objetivo era verificar a influência de tal dispositivo na dinâmica do escoamento e na sintonia dos pulsos de pressão na válvula de admissão. Tenta-se por meta encontrar um ponto de otimização do sistema para a construção de um eixo de comando de válvulas de admissão com as válvulas de admissão dos quatro cilindros defasadas entre si para a realização dos testes de desempenho no dinamômetro.

4.2.1.1. Montagem do Sistema

Para a análise dos fenômenos transientes do movimento das válvulas foi utilizado somente um cilindro. Os tuchos das válvulas dos outros cilindros foram retirados e as aberturas bloqueadas. Com isso, pôde ser verificada a influência do movimento da válvula de admissão em um cilindro. A montagem do cabeçote do motor no

tanque de equalização foi obtida por intermédio de um acoplamento para que o cabeçote ficasse na posição horizontal, de acordo com o seu real funcionamento em um automóvel. A análise do escoamento ao longo do sistema de admissão foi feita com o comando de válvulas acionado pelo motor elétrico através de um conjunto de polia e uma correia dentada. O sistema utilizado (Fig. 4.2) permite a aplicação de diferentes pressões no interior do tanque de equalização, utilizando a tubulação de sucção conectada ao soprador do banco de fluxo.

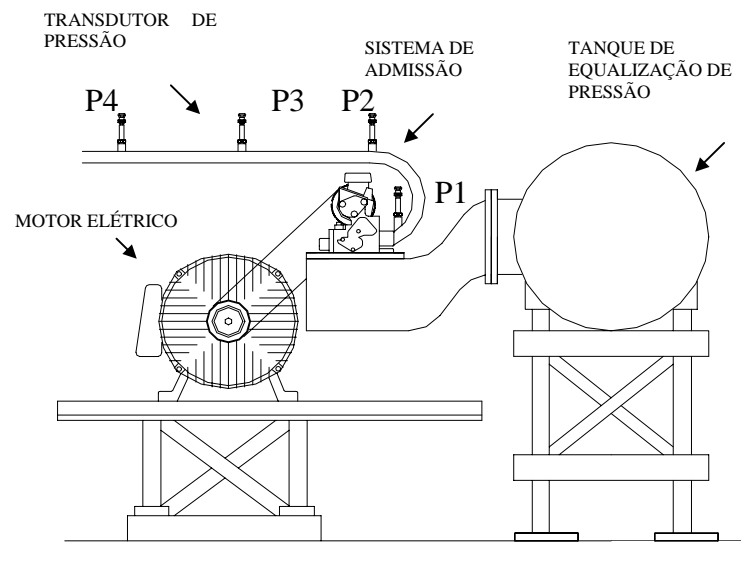


Figura 4.2 – Desenho esquemático da seção de testes

4.2.1.2. Definição do Conduto de Admissão Experimental

Para a determinação do conduto de admissão inicialmente foi verificada a possibilidade de tratar o experimento como um escoamento unidimensional, pois o cabeçote utilizado apresenta os condutos das válvulas de admissão e descarga opostos, sistema denominado de cabeçote com fluxo cruzado. Na montagem do cabeçote foi necessário fazer uma curva no conduto de admissão, tendo de ser observada a seguinte condição (Porges, 1977):

$$f < f_{CR} \approx \frac{C}{4 * D} \quad (4.1)$$

onde f é a frequência do experimento, f_{CR} a frequência crítica do duto e D o diâmetro do duto.

Um tubo de diâmetro interno de 31 mm (DIN 2440 1 ¼") foi selecionado devido à área interna que mais se aproximou do duto real de admissão do cabeçote. O tubo possibilitou fazer uma curva semelhante ao do coletor de admissão do motor original, obtendo-se assim uma frequência crítica de 2741,94 Hertz. A frequência do experimento para considerar o escoamento unidimensional, nesse caso considerado não deve superar 2741,94 Hertz. Esta análise é justificável também pela complexidade da geometria dos sistemas de admissão nos automóveis, em razão da pouca disponibilidade de espaço para o conjunto moto-propulsor sob o capô no compartimento dianteiro dos automóveis.

Desejou-se, inicialmente, estudar um tubo com um comprimento pequeno em relação a um comprimento linear de um conduto de admissão real. Para comprimentos menores que o do sistema real, foi escolhido um comprimento de 1000 mm (Fig. 4.3).

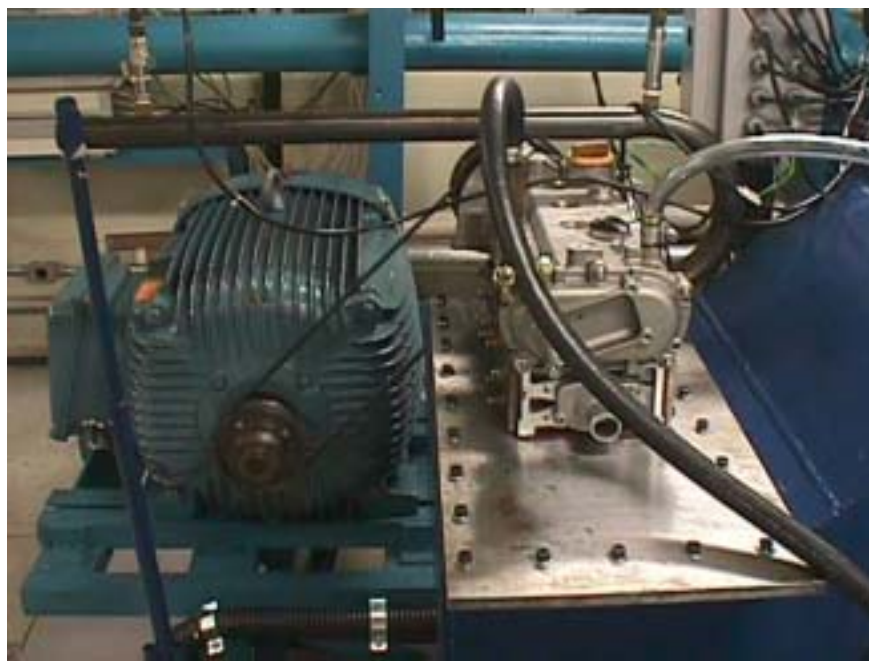


Figura 4.3 – Experimento com tubo de 1000 mm

Para analisar o comportamento das ondas de pressão com o comprimento mais próximo do característico dos automóveis foi adotado 2000 mm (Hanriot, 2001) mostrado na Fig. 4.4. Como existe uma relação inversa entre a frequência e comprimento do tubo (Winterborne, 2000), é de se esperar que comprimentos menores produzam ressonância com a frequência do eixo comando de válvulas a rotações mais elevadas. Inversamente, comprimentos de admissão maiores produzem ressonância em frequências menores.



Figura 4.4 – Experimento com tubo de 2000 mm

Como o conjunto do eixo comando de válvulas possui uma velocidade de rotação a metade da rotação do eixo virabrequim do motor, a faixa de variação da rotação do eixo comando das válvulas é de 200 a 2600 rev/min, ou, 3,33 a 43,33 Hz. Como motores de baixas cilindradas requerem, comumente, torque em baixas rotações, é desejável que a ressonância nestes motores ocorra num regime de rotação entre 2500 e 3000 rev/min (do motor), ou seja, a um regime de frequência das válvulas entre 20,83 e 25 Hz.

Considerando o conduto de admissão como um tubo reto com as extremidades abertas, a frequência de ressonância é dada por (Kinsler, 1980; Hall, 1987):

$$f_n = \frac{n}{2} \frac{c}{L + \frac{8}{3\pi} a} \quad (4.2)$$

sendo L o comprimento do tubo, c a velocidade do som, n a ordem dos harmônicos e a o raio do tubo.

Considerando $c = 330$ m/s e $a = 15,5$ mm, a Tab. 4.1 expressa os valores das várias freqüências de ressonância (em Hz) para os dois condutos estudados.

TABELA 4.1 – Relação das freqüências de ressonância para os dois condutos experimentais (abertos nas duas extremidades)

Freqüência	F _{Fundamental}	F _{1º Harmônico}	F _{2º Harmônico}	F _{3º Harmônico}	F _{4º Harmônico}
L (mm)	f1(Hz)	f2(Hz)	f3(Hz)	f4(Hz)	f5(Hz)
1000	162,25	324,49	486,74	648,98	811,23
2000	81,81	163,61	245,42	327,22	409,03

Com o tubo tendo uma extremidade fechada e outra aberta, a ressonância é dada pela por (Kinsler, 1980; Hall, 1987) :

$$f_n = \frac{2n-1}{4} \frac{c}{L} \quad (4.3)$$

sendo L o comprimento do tubo, c a velocidade do som e n a ordem dos harmônicos.

Considerando $c = 330$ m/s e $a = 15,5$ mm, a Tab. 4.2 expressa os valores das várias freqüências de ressonância (em Hz) para os dois condutos e modos de ressonância.

Tabela 4.2 – Relação das freqüências de ressonância para os dois condutos experimentais (fechado em uma extremidade)

Freqüência	F _{Fundamental}	F _{1º Harmônico}	F _{2º Harmônico}	F _{3º Harmônico}	F _{4º Harmônico}
L (mm)	f1(Hz)	f2(Hz)	f3(Hz)	f4(Hz)	f5(Hz)
1000	82,50	247,50	412,50	577,50	742,50
2000	41,25	123,75	206,25	288,75	371,25

4.2.1.3. Instalação dos Sensores de Pressão

Para as medições de pressões dinâmicas no conduto de admissão foram utilizados três transdutores de pressão para a configuração de 1000 mm e quatro transdutores de pressão para a configuração de 2000 mm, com faixa de operação de -1 a 3 bar, inseridos próximo à porta da válvula e em posições definidas do conduto. O transdutor P1 foi inserido a 115 mm da face da válvula de admissão, P2 a 300 mm de P1, P3 a 570 mm de P2 e P4 a 1000 mm de P3 (Fig. 4.2). Os transdutores de pressão foram inseridos de maneira que possibilitasse uma análise dos fenômenos transientes gerados pelo movimento das válvulas, sendo suficientes para análise da onda estacionária. O modelo dos transdutores de pressão utilizados nos experimentos do banco de fluxo é mostrado na Fig. 4.5.



Figura 4.5 – Foto do modelo dos transdutores utilizados

4.2.1.4. Sistema de Defasagem das Válvulas de Admissão

O sistema de defasagem para o banco de fluxo foi construído a partir do eixo de comando de válvulas de admissão original (Fig. 4.6). Para a realização dos experimentos o cabeçote superior sofreu algumas alterações para se obter a defasagem desejada das válvulas de admissão.

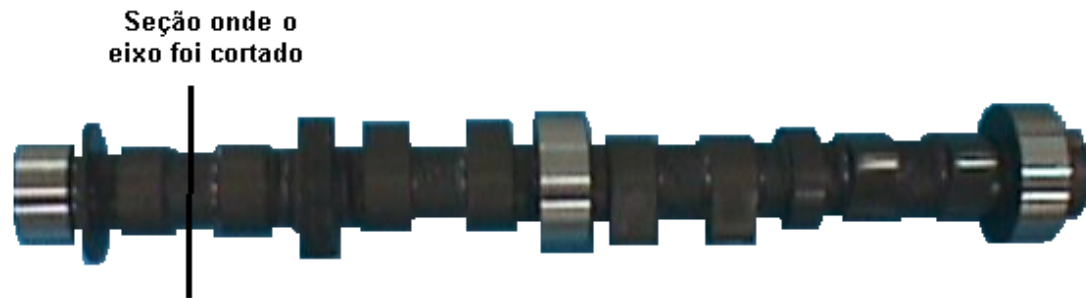


Figura 4.6 – Eixo de comando de válvulas de admissão original

Um ensaio de dureza no comando de válvulas foi realizado para verificar a possibilidade de corte e usinagem do eixo. O ensaio realizado foi o de dureza Rockwell C (HRC) com uma carga de 150 kgf, nas seguintes seções: na extremidade, com medição de 15 HRC; entre os dois cames, com medição de 25 HRC; no came, com medição de 54 HRC; e na parte usinada onde se fixa ao mancal, com 25 HRC. O eixo de comando de válvulas de admissão foi cortado entre os dois cames do primeiro cilindro, sendo então inserido um eixo interno ao comando e uma arruela foi usinada para compensar a perda de material do corte da seção, permitindo então um movimento relativo entre os dois cames. A face da parte superior do cabeçote superior recebeu um retentor visando permitir a passagem do prolongamento do eixo de comando de válvulas de admissão (Fig. 4.7), uma vez que no mecanismo original este eixo fica apenas na parte interna do cabeçote.

Um segundo par de rodas dentadas semelhantes à da parte traseira do cabeçote foi montado em extensões usinadas nas extremidades dos eixos de comando de válvulas. Pode ser observado na Fig. 4.8 o mecanismo para a realização da defasagem entre os cames e uma roda dentada constituída de 58 dentes mais um espaço equivalente ao espaço de dois dentes. Este espaço constitui a base para o registro do ponto de sincronismo, sendo utilizada como o ângulo zero dos eixos de comando de válvulas.

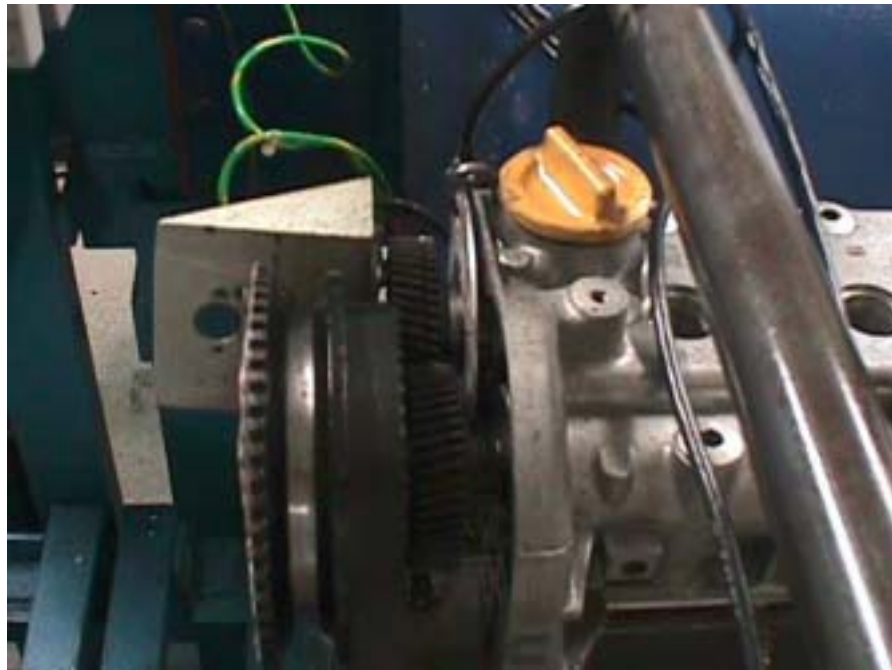


Figura 4.7 – Cabeçote com alterações e as engrenagens instaladas no prolongamento dos eixos de comando de válvulas

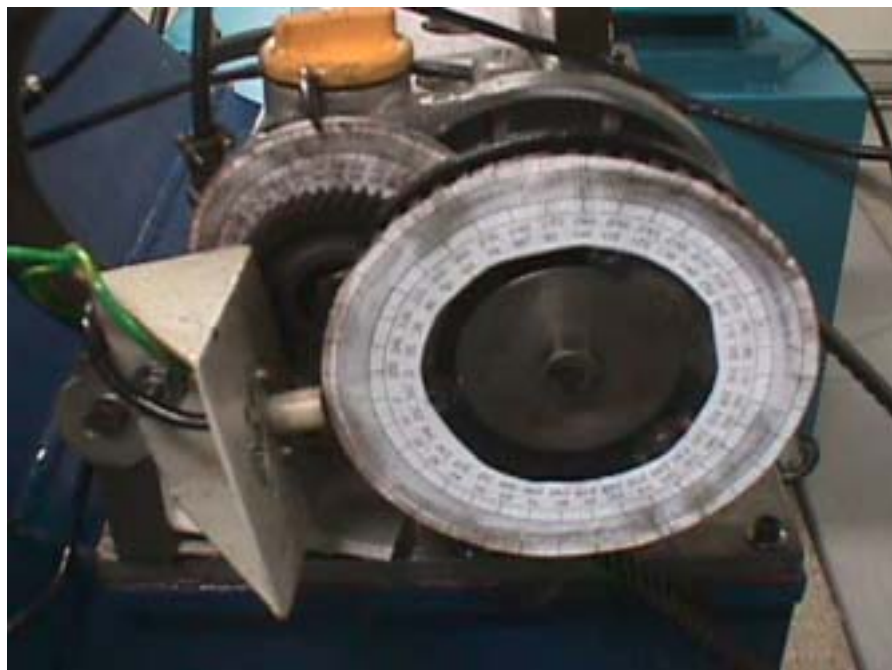


Figura 4.8 – Marcação da polia da correia dentada onde se encontra o sensor de rotação (direita) e do eixo com o came defasado

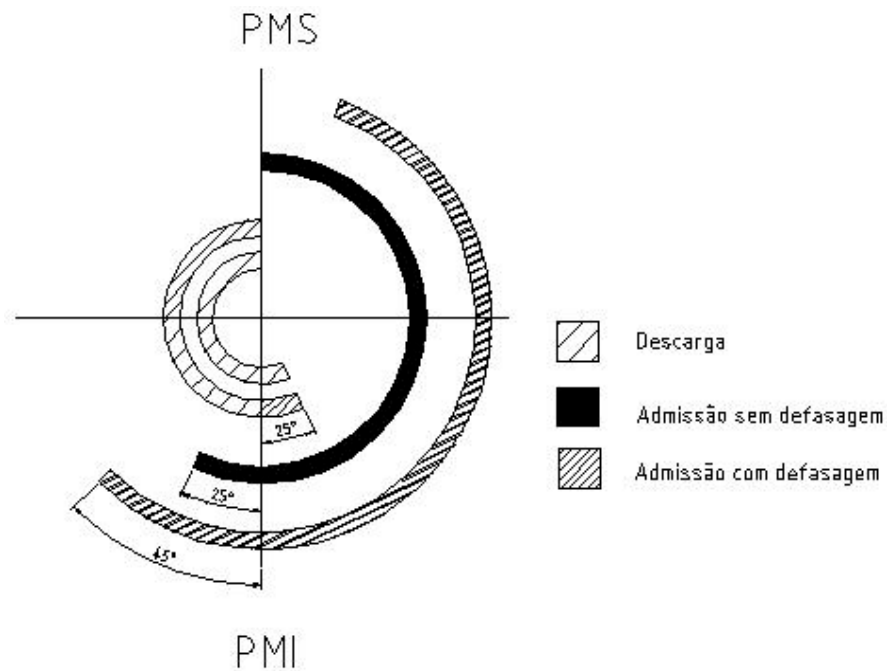


Figura 4.9 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o eixo de comando das válvulas de admissão defasado de 10° entre os cames

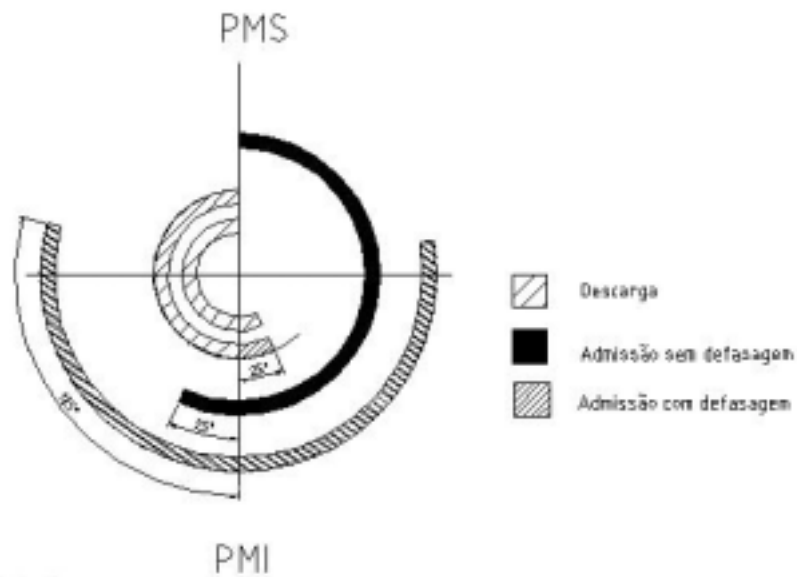


Figura 4.10 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o comando de válvulas de admissão defasado de 40° entre os cames

Os testes foram realizados com os dois comprimentos do tudo de admissão. Inicialmente os testes foram realizados sem defasagem. Em seguida, foram realizados os testes com defasagem de 10° , 20° , 30° e 40° . A partir de 40° ocorreu uma diminuição da vazão mássica, gerando um histórico de pressão e vazão para as diversas rotações. A Fig. 4.9 mostra o diagrama de válvulas do teste com defasagem de 10° entre os came do primeiro cilindro, e a Fig. 4.10 mostra o diagrama de válvulas dos testes com defasagem de 40° entre os came do primeiro cilindro. Estes ângulos correspondem a 20° e 80° do eixo virabrequim, respectivamente.

4.2.1.5. Posicionamento do Sensor de Rotação e Fase

O sensor de rotação é um sensor de indutância magnética constituído de um cartucho hermético fixado tangencialmente à polia do eixo comando de válvulas de descarga que pôde ser visto na Fig. 4.8, onde estão presentes um ímã permanente e um indutor (Fig. 4.11). Através do deslocamento relativo dos dentes de uma roda fônica é gerado um número de impulsos induzidos, que se relacionam à rotação.

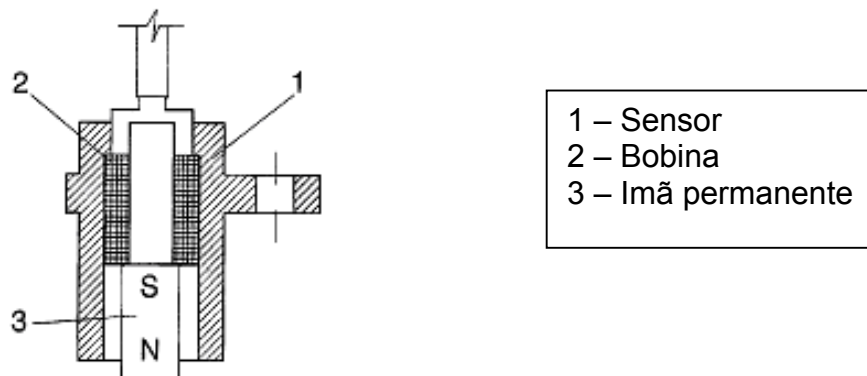


Figura 4.11- Sensor de rotação do experimento

O sensor gera uma tensão alternada com frequência proporcional à rotação do eixo de comando de válvulas, pois o fluxo magnético sofre, devido à passagem dos dentes da polia, oscilações derivadas da distância da polia ao entreferro (números 5 e 6 da Fig. 4.12). Estas oscilações induzem uma força eletromotriz no

enrolamento em cujas extremidades é gerada uma tensão alternada positiva (dente de frente para o sensor) e negativa (vale de frente para o sensor). Deve-se observar a distância do sensor à roda fônica, pois o valor de pico de tensão na saída do sensor depende desta distância.

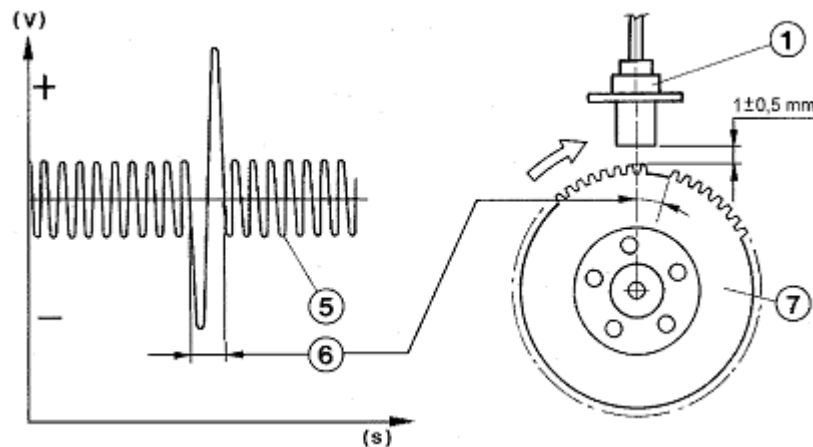


Figura 4.12 - Posicionamento do sensor de rotação e fase

A roda fônica possui 58 dentes e um espaço vazio de dois dentes (número 6 da Fig. 4.12), sendo uma referência à posição na qual as ferramentas de fasagem travam os eixos de comando de válvulas, possibilitando definir o levante e vazão mássica em função da posição angular dos eixos de comando de válvulas.

4.2.1.6. Bomba de Lubrificação

O sistema de lubrificação é montado em um carro móvel, possuindo indicador de nível de óleo, faixa de operação de pressão de 0 a 6 bar, vazão de 2000 litros/hora e uma capacidade de 250 litros. O sistema é capaz de lubrificar e evitar o super aquecimento do cabeçote, regulando através de um registro de retorno e do manômetro de Bourdon a pressão na linha de alimentação de óleo do cabeçote (Fig. 4.13).



Figura 4.13 – Bomba de engrenagem com o motor elétrico acoplado

4.2.1.7. Teste Experimental de Defasagem no Banco de Fluxo

A metodologia para obtenção dos resultados descrita neste item foi desenvolvida na PUC Minas a medida que havia as necessidades de obtenção dos dados experimentais, pois não existem normas para os procedimentos de operação no banco de fluxo. Os procedimentos foram implementados a partir dos testes realizados no Centro de Pesquisas da Fiat, na Itália, e adaptados para o banco de fluxo (Hanriot, 2001). Os testes foram iniciados com a sala do banco de fluxo em 20°C, sendo obtido esta temperatura com o sistema de condicionamento de ar ligado pelo menos uma hora antes do início dos testes, pode-se observar na Fig. 4.14 o comportamento da temperatura ao longo de um teste com duração de 120 minutos. As válvulas manuais e motorizadas são selecionadas para condição de operação aspirada e utilização do medidor laminar de vazão 1 (um), que possui a faixa de escala mais adequada para os testes.

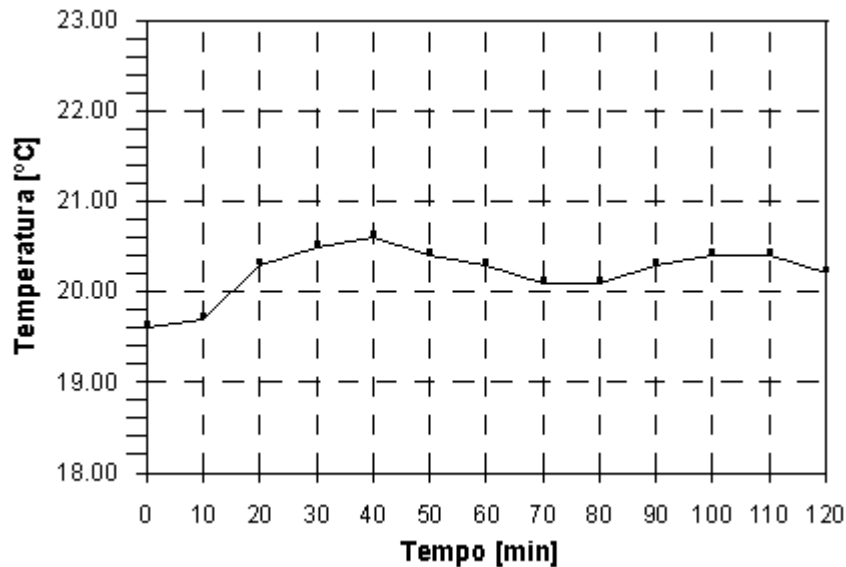


Figura 4.14 - Variação da temperatura em função do tempo na realização de um teste experimental no banco de fluxo

O experimento a ser testado no banco de fluxo, com defasagem ou original, era fixado e ligava-se o sistema de lubrificação. Ligado o computador do banco fluxo, iniciava-se o software do sistema e então o insuflador era ligado. O motor elétrico que produz o movimento do cabeçote era ligado e a rotação desejada selecionada pela botoeira de aceleração. Por meio das válvulas de acionamento elétrico estabelecia-se a pressão desejada no interior do tanque de equalização, 230 mmHg na coluna em “U” de mercúrio, pressão esta estabelecida nos testes de Hanriot (2001) no banco de fluxo.

A aquisição de dados foi feita por intermédio do computador do sistema que recebe as informações de temperatura, pressão, rotação do motor, posição das válvulas motorizadas e ângulo do eixo comando de válvulas de descarga, provenientes dos diversos sensores montado no sistema. Para cada rotação selecionada foram efetuadas 15 (quinze) medições com duas revoluções dos eixos de comando de válvulas e 3 (três) medições no tempo, com 1 segundo de aquisição de dados, definidas de acordo com Hanriot (2001). As medições com duas revoluções são para análise do comportamento dos dados em função do ângulo do eixo comando de válvulas, monitorando abertura e fechamento das válvulas de admissão, verificando a sua fasagem e o comportamento no conduto

de admissão. Já as medições no tempo foram feitas em uma frequência de aquisição de 10 kHz, onde se tem várias revoluções do motor e pode ser feita a análise do sinal em frequência. Os testes foram separados em 3 (três) seqüências, cada um com 5 (cinco) aquisições em ciclos e uma no tempo, variando a rotação de 200 a 2600 rev/min com incrementos de 200 rev/min, durando em torno de 3 (três) horas.

O mesmo procedimento foi adotado para tratamento das medições de pressões ao longo do conduto de admissão e das temperaturas ambiente e do tanque de equalização de pressão. Para cada experimento iniciado no banco de fluxo ou após testes prolongados, foram verificados:

- estado geral e a tensão da correia dentada do motor ao cabeçote;
- nível de óleo do sistema de lubrificação e vazamentos no sistema;
- vibrações e ruídos anormais;
- funcionamento das sinalizações da bancada;
- vazamento de ar em qualquer ponto do sistema.

Um problema para a aquisição dos dados experimentais no banco de fluxo foi referente à pressão do sistema de lubrificação, havendo a necessidade de realização dos testes com o cabeçote operando com tuchos mecânicos, ao invés dos hidráulicos originais deste sistema, pois o sistema de lubrificação não era capaz de encher os tuchos de óleo, apresentando um levante menor. Foram abertos os tuchos e pastilhas calibradas foram colocadas dentro dos tuchos. Na Fig. 4.15 podem ser observados as diferenças de vazão mássica em rotações baixas, relativas ao funcionamento com tuchos hidráulicos e mecânicos.

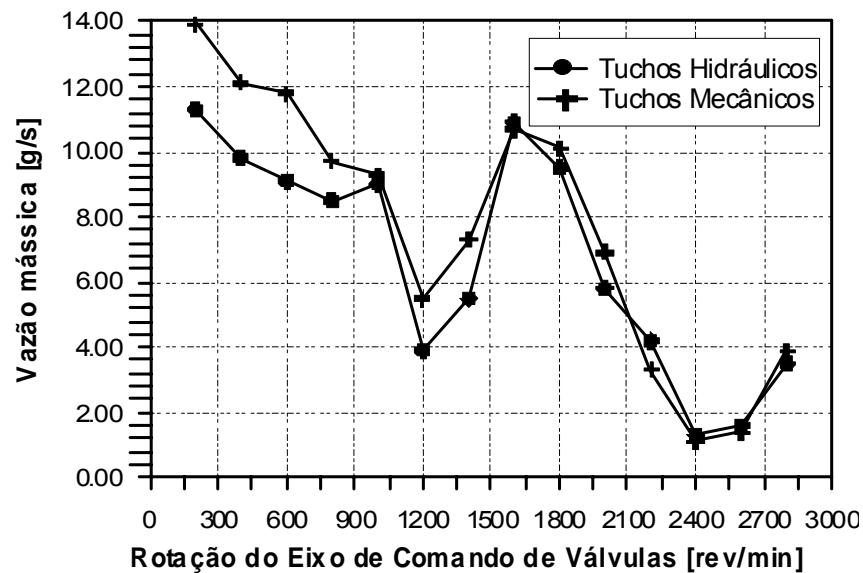


Figura 4.15 – Vazão mássica em função da rotação do eixo de manivelas para o experimento com tucho hidráulico e mecânico para uma configuração com 2 metros de conduto

4.2.2. Montagem do Motor no Dinamômetro

O motor utilizado no experimento foi montado com todos os seus componentes originais sem alteração no suporte da sala de testes e ligado ao dinamômetro por meio de um eixo balanceado (Fig. 4.16). Gerenciando o motor para o funcionamento, o sistema de injeção eletrônica ME 7.3 H4 foi instalado com o módulo de comando de desenvolvimento fornecido pela FIAT-GM Powertrain, o sistema de arrefecimento, o sistema de alimentação de combustível, o circuito de recuperação dos vapores de combustível e o sistema de exaustão.



Figura 4.16 – Montagem do motor no dinamômetro
(dinamômetro em primeiro plano)

4.2.2.1. Procedimento do Experimento no Dinamômetro

A metodologia para obtenção dos resultados está descrita neste item, conforme as normas de testes de motores de combustão interna. Inicialmente foi elaborado um esquema representando o sistema em estudo e a forma como o trabalho foi conduzido, a qual é apresentado na Fig. 4.17. Através do esquema podem ser melhor visualizados os dados necessários para a avaliação do desempenho do motor estudado e os parâmetros que o caracterizam.

Para a realização dos testes inicialmente é feita uma inspeção do motor e do dinamômetro se estão em condições de serem utilizados nos testes (Fig. 4.18). Em seguida o sistema de refrigeração da sala de testes (exaustores direito e esquerdo) deve ser ligado com o objetivo de suprir a admissão de ar do motor e ajudar na refrigeração do motor. Posteriormente o sistema de refrigeração do motor é ligado, habilitando a bomba a circular água externa, quando o sensor de temperatura armar a solenóide. Liga-se a bomba do dinamômetro (denominada sistema de cárter frio) com o objetivo de produzir resistência ao motor e refrigerar o dinamômetro. Liga-se o computador de aquisição de dados, inicia-se o software

do sistema e, então, é realizada a partida no motor e aguarda-se que o mesmo atinja a temperatura de operação.

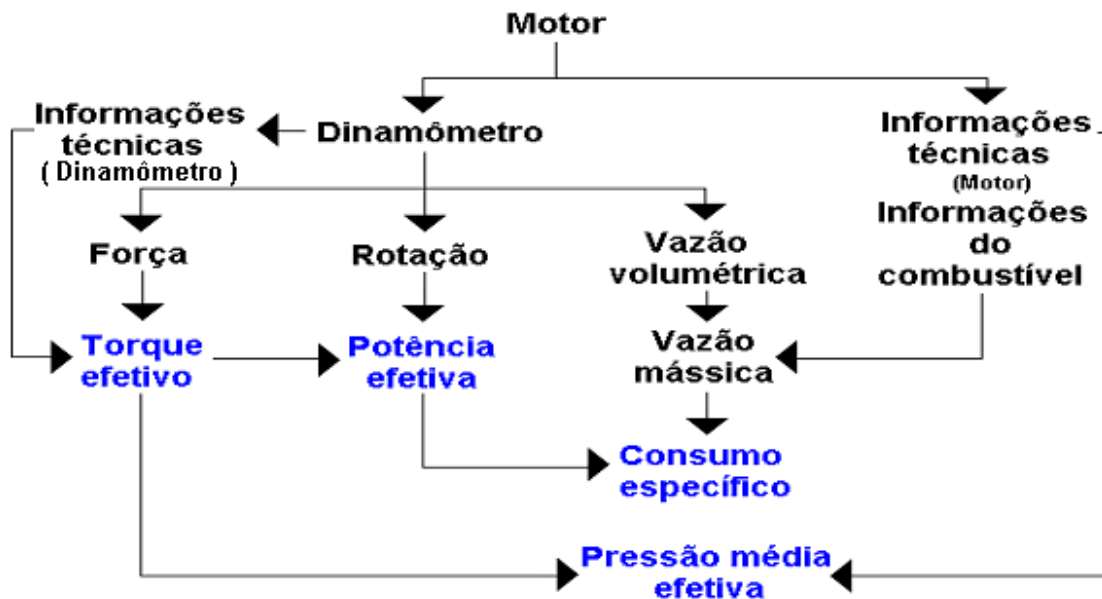


Figura 4.17 – Esquema representando o sistema



Figura 4.18 – Montagem do motor no dinamômetro (motor em primeiro plano)

Os testes de desempenho foram realizados em condições de plena carga de acordo com a norma NBR 1585, que determina que a borboleta do acelerador

deve ficar totalmente aberta. O motor deve ser acelerado conjuntamente com aplicação de carga até atingir plena carga e então os testes são realizados para uma faixa de rotação de 1500 a 6000 rev/min com incrementos de 500 rev/min, através da regulação da carga no dinamômetro. As medições foram obtidas em cada posição após a estabilização do motor e da instrumentação. Os dados obtidos foram velocidade angular (tacômetro), carga no dinamômetro (medição de força através do sistema pneumática), vazão de combustível (em Hertz, pelo medidor tipo turbina), temperatura do ar admitido, temperatura do óleo, e temperatura de entrada e saída do sistema de arrefecimento.

O primeiro teste realizado com o motor, denominado teste A, possuía o eixo de comando de válvulas de admissão original do motor 1.0 16V (o diagrama de válvula do motor testado é mostrado na Fig. 4.19 e comparado com o original do motor 1.3 16V na Fig. 4.20), e se tornou o teste base para a comparação dos testes obtidos com as alterações propostas neste trabalho.

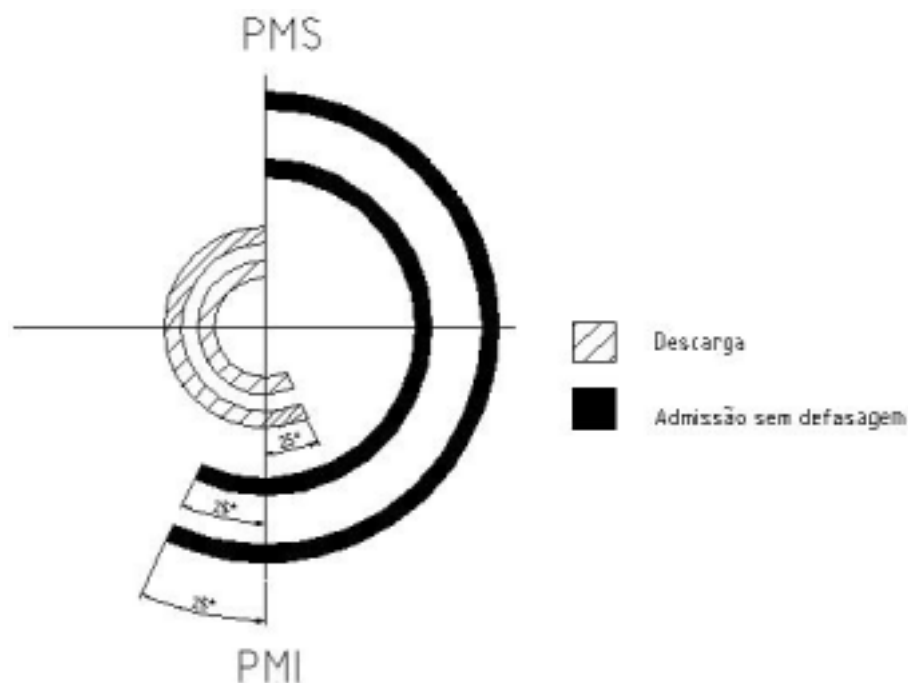


Figura 4.19 – Diagrama de válvulas do teste A

(comando de válvulas de admissão do motor 1.016V original)

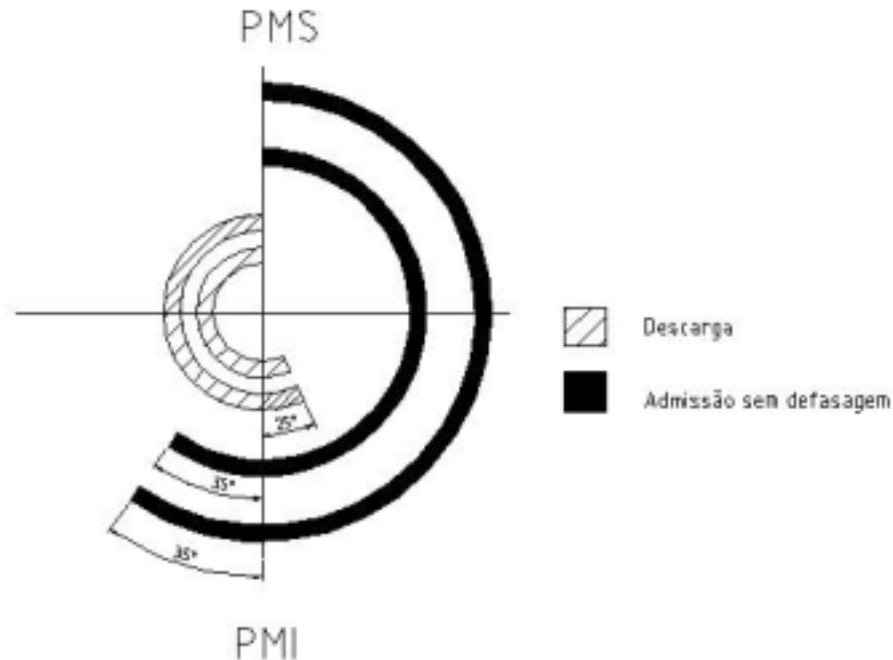


Figura 4.20 – Diagrama de válvulas do teste B
(comando de válvulas de admissão do motor 1.316V original)

Os outros testes foram realizados com as alterações de defasagem entre as válvulas do mesmo cilindro, sendo que sempre a primeira válvula de admissão do cilindro permanece inalterada e a segunda válvula sofre alguma defasagem. Os estudos no banco de fluxo indicaram o ponto de 30° de defasagem dos came como o de máxima vazão mássica admitida no cilindro. Contudo, por problemas de geometria e funcionamento do motor, os testes de desempenho foram realizados com defasagem de 15° do eixo do virabrequim, tendo a abertura da segunda válvula atrasada ou adiantada, com os módulos de injeção eletrônica dos motores 999 cm³ e 1242 cm³ na tentativa de um melhor mapa de injeção de combustível e avanço de ignição. O diagrama de válvulas com defasagem de 5° atrasado do eixo comando de válvulas, corresponde a 10° do eixo do virabrequim, é mostrado na Fig. 4.21 e o diagrama com a válvula tendo sua abertura adiantada em 5° é mostrado na Fig. 4.22.

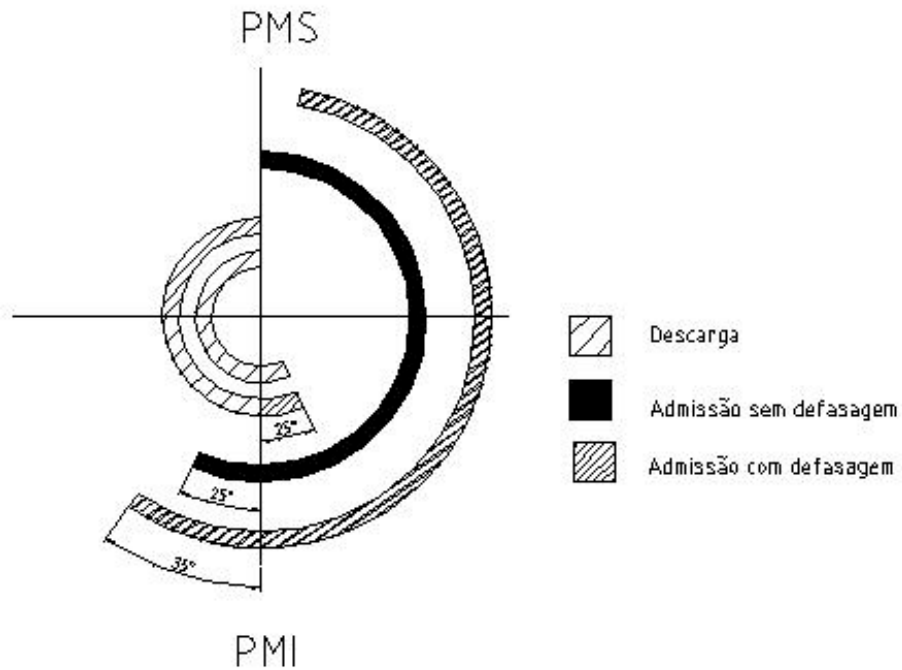


Figura 4.21 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o comando de válvulas de admissão defasado de 5° (atrasado) entre os cames

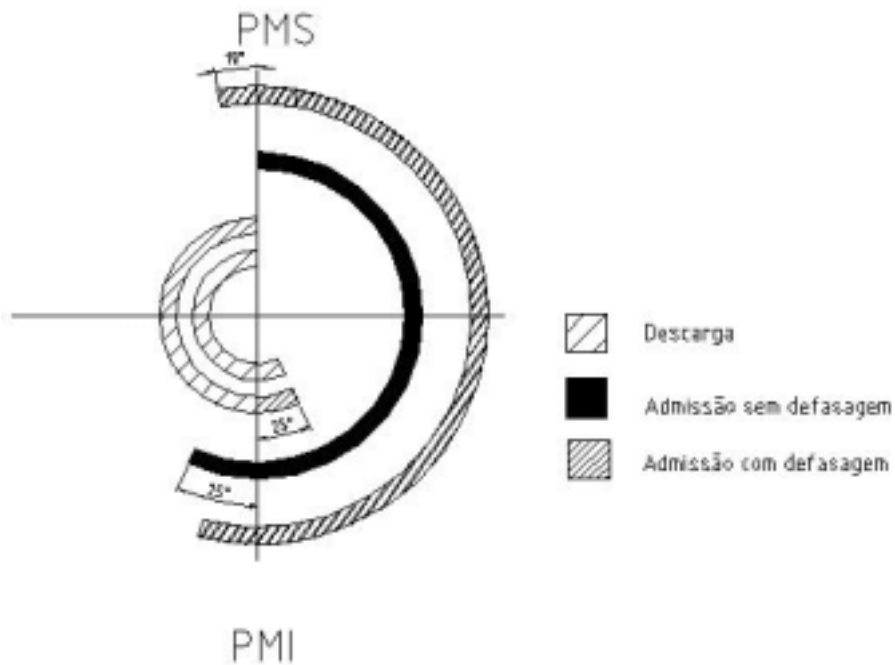


Figura 4.22 – Diagrama de válvulas do teste realizado com o comando de válvulas de admissão defasado de 5° (adiantado) entre os cames

4.2.2.2. Método de Correção de Potência por Condições Atmosféricas

O método utilizado para apresentar os testes no dinamômetro é o indicado pela norma NBR ISO 1585 (ABNT, 1996). Este método de correção de potência é o indicado também pela norma EEC 88/195 (Soares, 2000). O método indicado pela norma pela norma EEC 88/195 (Soares, 2000) não inclui algumas condições de perdas e rendimentos, mas em comum com a NBR ISO 1585 (ABNT, 1996) considera as influências atmosféricas, já que sugere o fator de correção CF_4 da Eq. 4.4 (Cipolla *et al*, 1998; Soares, 2000; Soares e Sodré, 2002, 2003):

$$CF_4 = \left[\frac{(P - P_v)_m}{(P - P_v)} \right]^{1,2} * \left(\frac{T}{T_m} \right)^{0,6} \quad (4.4)$$

onde:

P – pressão barométrica (mbar)

Pv – pressão parcial de vapor d'água (mbar)

T – temperatura ambiente (K)

Subscrito m – indica condição de atmosfera padrão

Este fator de correção se aplica somente a motores de ignição por centelha naturalmente aspirados e sobrealimentados. As normas EEC 88/195 (Soares, 2000) e NBR ISO 1585 (ABNT, 1996) ainda recomendam que os experimentos sejam realizados em condições de pressão barométrica entre 800 e 1000 mbar e temperatura ambiente entre 288 K (15°C) e 308 K (36°C), para utilização deste fator de correção. Se estes limites forem excedidos, o valor obtido corrigido deve ser apresentado e as condições do experimento (temperatura e pressão) precisamente declarados no resultado (ABNT, 1996; Cipolla *et al*, 1998; Soares, 2000; Soares e Sodré, 2002, 2003). Para este método, o fator de correção CF_4 é aplicado ao valor de potência indicado no dinamômetro, em condições de atmosfera padrão através da Eq. 4.5

$$(IP)_m = IP * CF_4 \quad (4.5)$$

onde:

IP – potência corrigida para as condições ambientes requeridas (kW);

(IP)_m – potência indicada nas condições de atmosfera padrão (kW);

CF₄ – fator de correção de potência indicada.

A partir dos valores de temperatura de bulbo seco (TBS) e temperatura de bulbo úmido (TBU) tomadas pelo psicrômetro durante o experimento, pode-se encontrar essa pressão parcial de vapor d'água, que é dado por (Soares, 2000):

$$P_v = P_s - 0,00066 \cdot B \cdot (TBS - TBU) \cdot (1 - 0,00114 \cdot TBU) \quad (4.6)$$

onde:

P_v – pressão parcial de vapor d'água (mbar)

P_s – pressão parcial de vapor em ar saturado de umidade (mbar)

B – pressão barométrica local (mbar)

TBS – temperatura de bulbo seco (K)

TBU – temperatura de bulbo úmido (K)

4.2.3. Montagem e Procedimento do Analisador de Gases

O analisador de gases possui uma sonda que foi instalada no duto de escapamento do motor antes do catalisador, que, na sala de testes, está com a mesma configuração de escapamento do veículo. Através de uma mangueira de silicone uma amostra dos gases é enviada até o equipamento para análise, o resultado é mostrado na tela do computador em percentual (%) e em partes por milhão (PPM). Os dados adquiridos são de emissões de CO, CO₂, O₂ e HC. O analisador também nos fornece a rotação do motor, temperatura do óleo e λ (lambda), sendo $\lambda = 1/\Phi$ que quantifica a razão de mistura ar/combustível.

No presente capítulo de metodologia foram narrados os procedimentos experimentais utilizados na obtenção dos resultados, o próximo capítulo trata dos resultados experimentais obtidos e da análise dos mesmos.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados dos testes experimentais realizados no banco de fluxo para vários ângulos de defasagem, com a análise da vazão em função da rotação e em um intervalo de tempo, e da pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas e do tempo. A partir dos dados de pressão em função do tempo foram realizadas análises espectrais através do conduto de admissão. No dinamômetro foram inicialmente realizados testes sem defasagem, com o eixo de comando de válvulas de admissão original do motor 1.0 16V. Os testes do eixo com defasagem entre as válvulas de admissão foram realizados atrasando a abertura da primeira válvula de admissão em relação à outra, a partir do ponto de fase do diagrama de fase original do motor, quando se adiantou a abertura da primeira válvula de admissão, os testes não puderam ser realizados por problemas no motor. As curvas características do motor foram obtidas para as condições de teste e as emissões de gases pela descarga são apresentadas para cada teste no dinamômetro.

5.2. Comparação entre as Vazões no Banco de Fluxo

A variação da vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas para os condutos de 1 e 2 metros são apresentadas nas Fig. 5.1 e 5.2 com o incerteza referente a 15 medições realizadas. Inicialmente pode-se observar que o comprimento do tubo altera o comportamento da curva de vazão

mássica. Podem ainda ser identificados para os dois comprimentos de conduto pontos de mínimos e máximos de vazão em rotações diferentes.

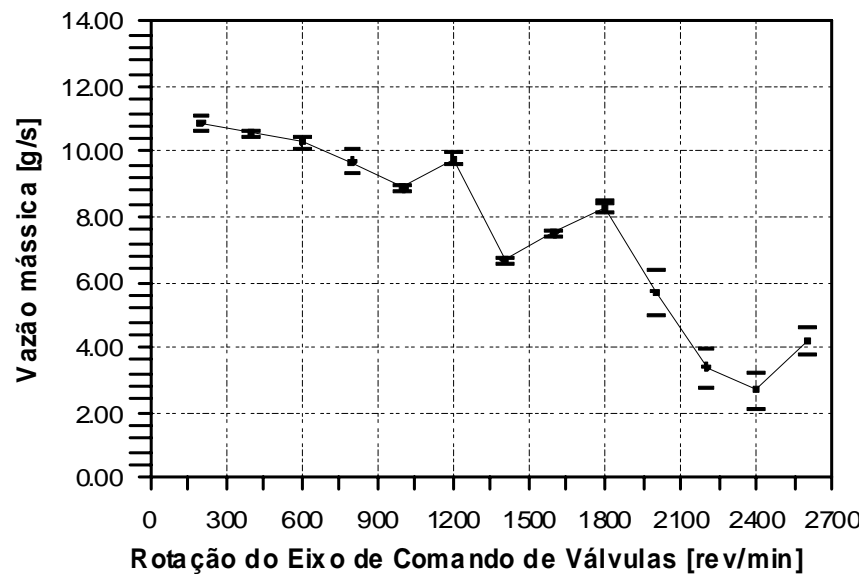


Figura 5.1 – Vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas com tubo de 1 metro sem defasagem

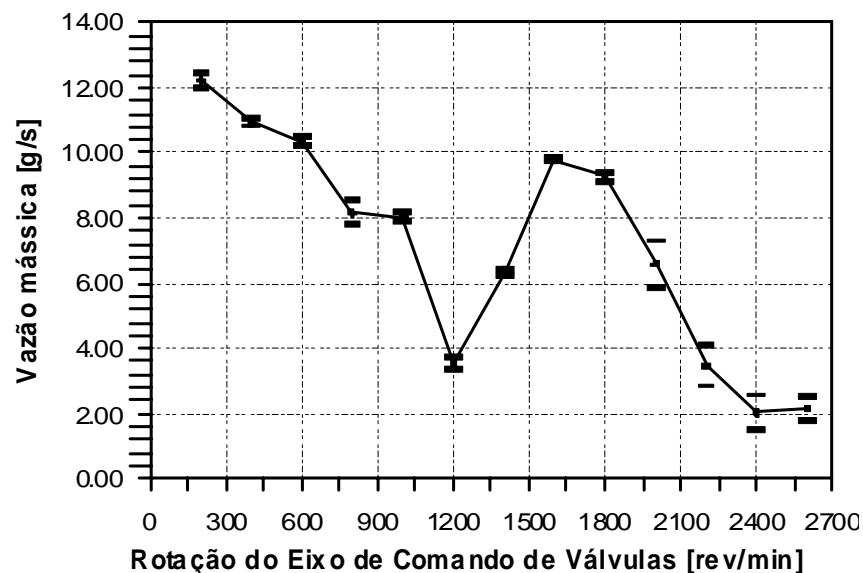


Figura 5.2 – Vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas com tubo de 2 metros sem defasagem

As Fig. 5.3 a 5.10 mostram a média de 15 medições para cada rotação, onde são apresentados os valores medidos de vazão mássica e os desvios padrões obtidos.

Os dados referem-se aos condutos de 1 e 2 metros e cada figura mostra um ângulo de defasagem diferente.

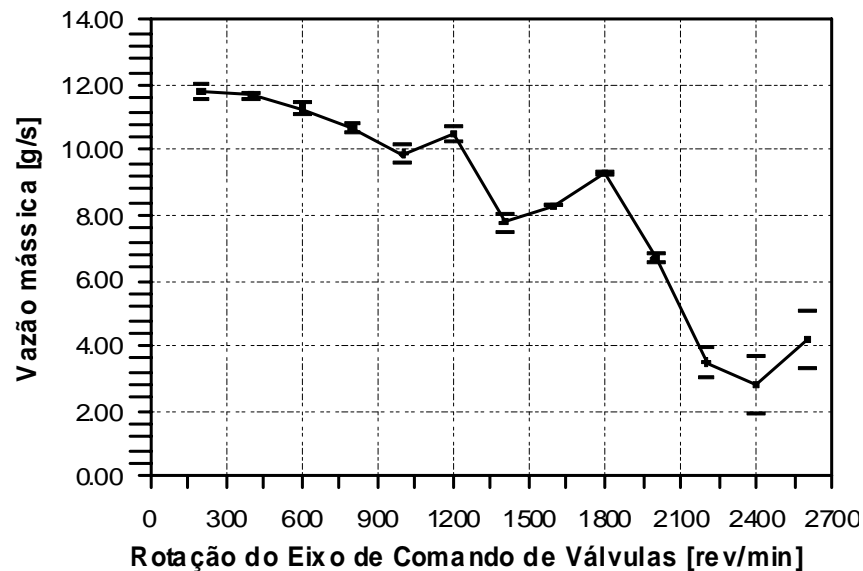


Figura 5.3 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 10° de defasagem entre os cames

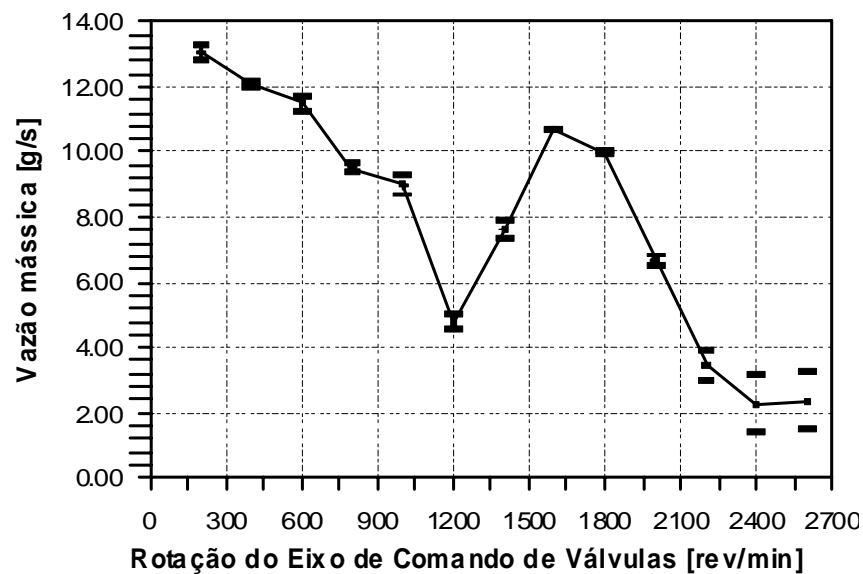


Figura 5.4 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metros e 10° de defasagem entre os cames

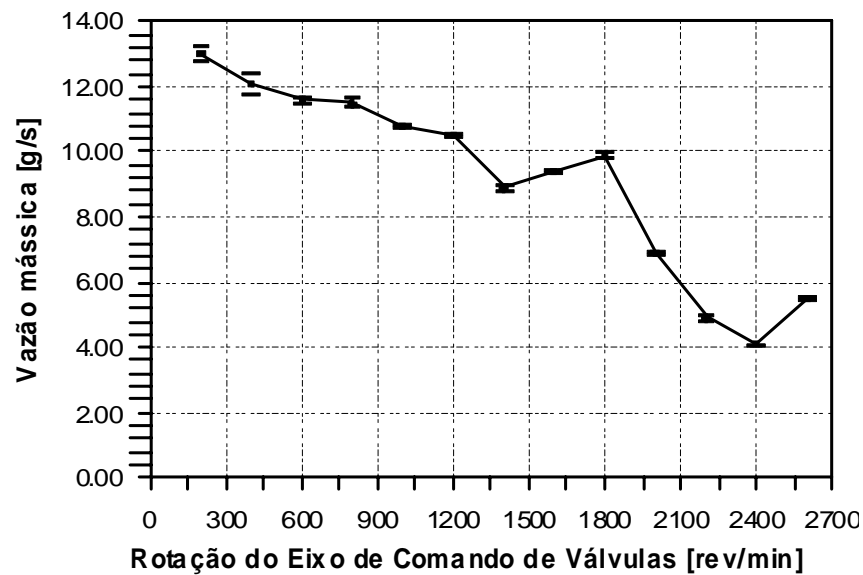


Figura 5.5 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 20° de defasagem entre os cames

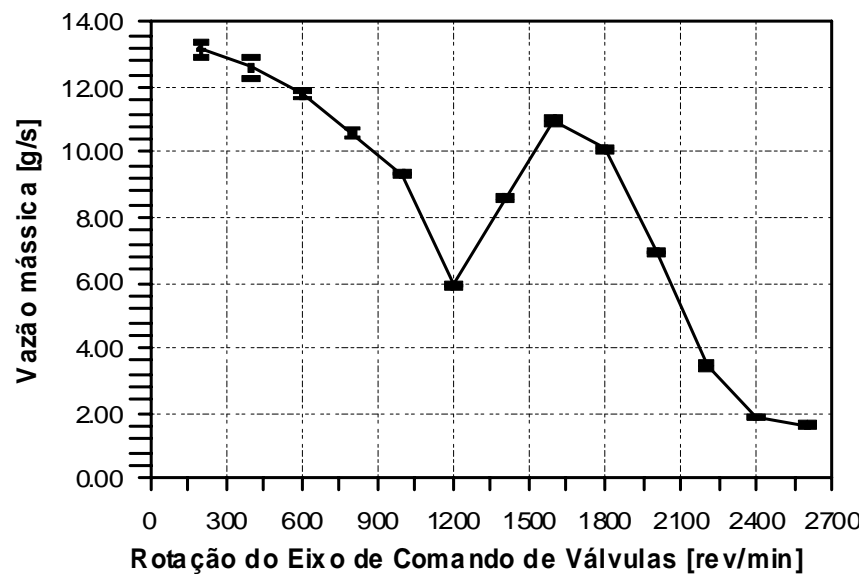


Figura 5.6 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metros e 20° de defasagem entre os cames

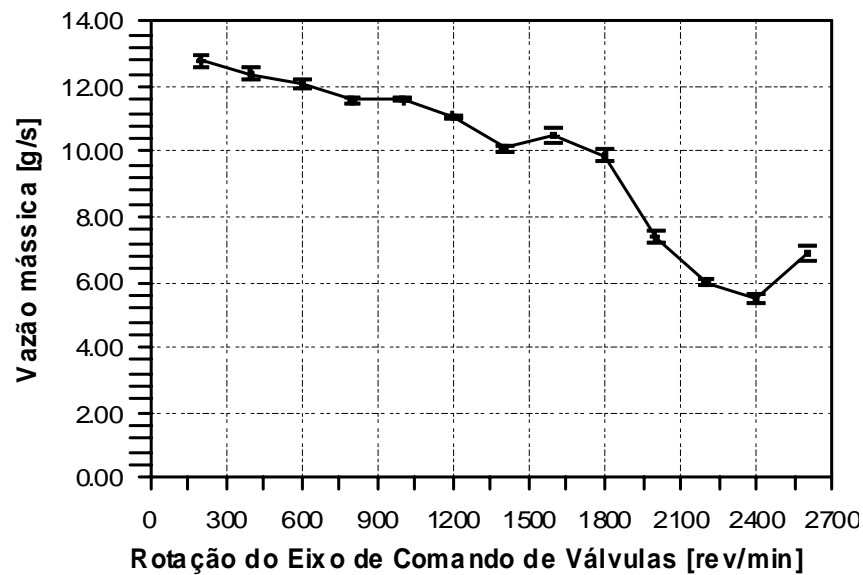


Figura 5.7 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 30° de defasagem entre os cames

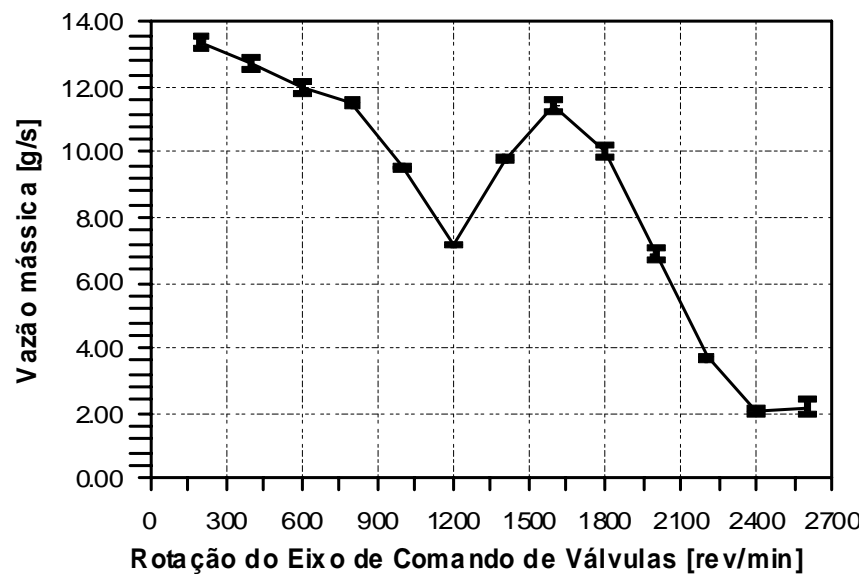


Figura 5.8 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metros e 30° de defasagem entre os cames

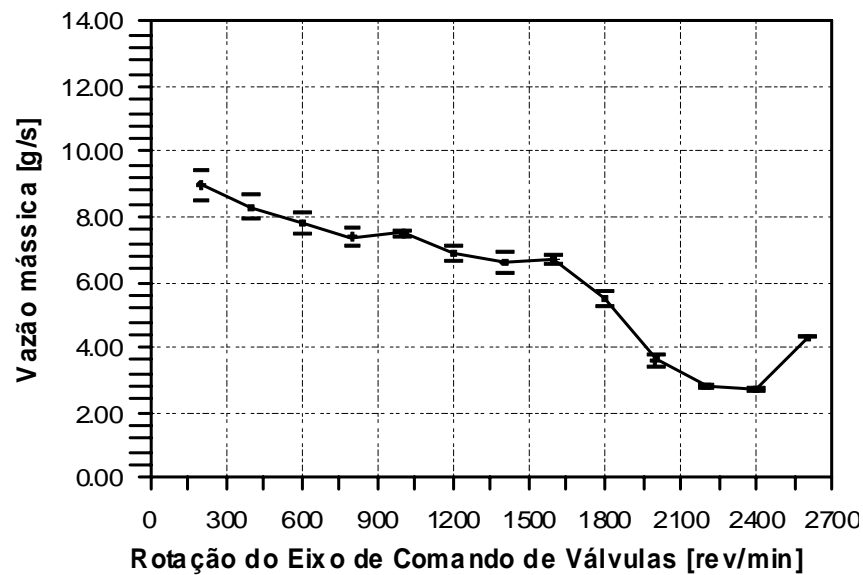


Figura 5.9 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 1 metro e 40° de defasagem entre os cames

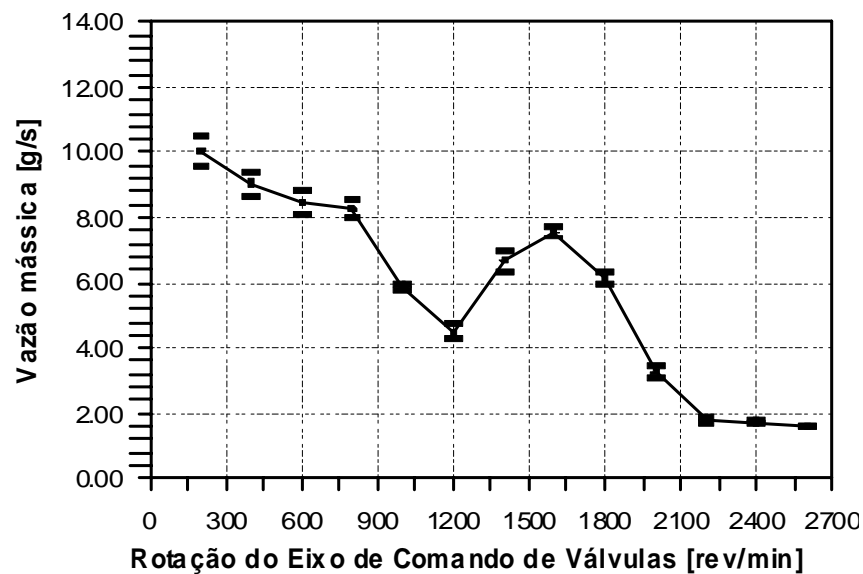


Figura 5.10 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão dos dados, para o conduto de 2 metros e 40° de defasagem entre os cames

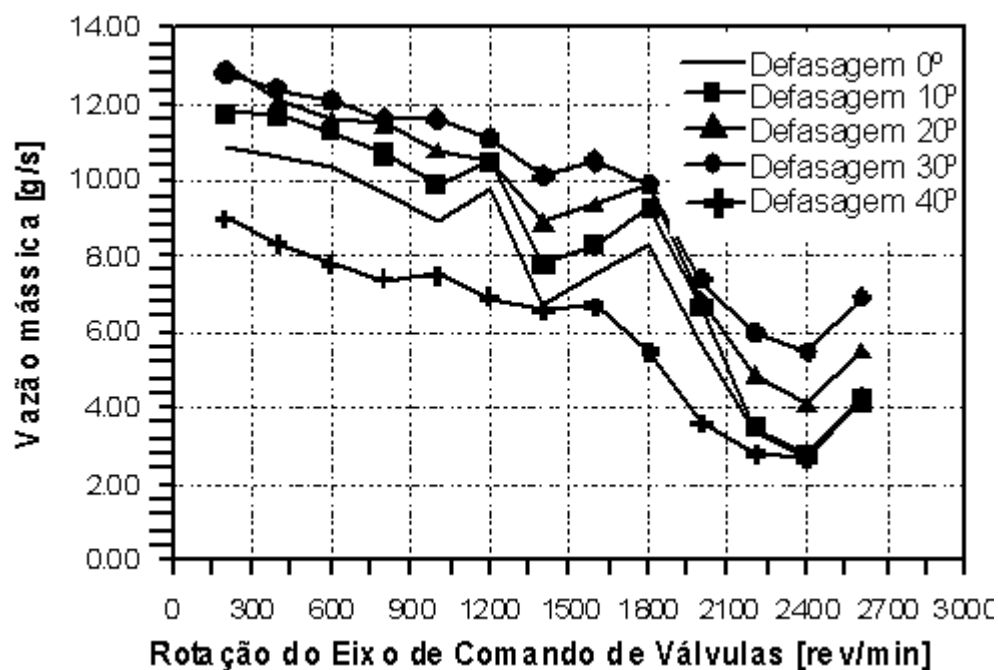


Figura 5.11 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão para as diferentes defasagens com o tubo de 1 metro

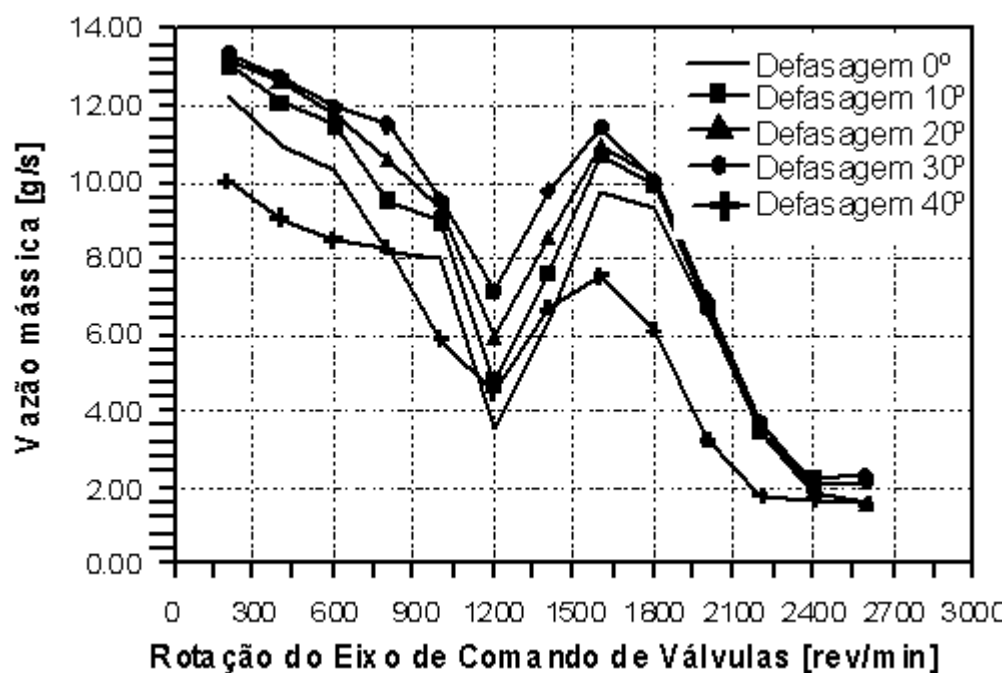


Figura 5.12 - Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão para as diferentes defasagens com o tubo de 2 metros

As Fig. 5.3 a 5.10 mostram os resultados da influência da defasagem das válvulas de admissão do eixo comando de válvulas para o primeiro cilindro para as defasagens de 0° , 10° , 20° , 30° e 40° com as incertezas das medidas. Pode-se observar que o comportamento de todos os experimentos é similar para o mesmo comprimento de tubo, apresentando diferentes níveis para a vazão mássica ao longo das rotações testadas. Os testes experimentais com configuração de 1 e 2 metros da porta da válvula de admissão até a extremidade do conduto podem ser melhor observados nas Fig. 5.11 e 5.12, com ângulos diferentes de defasagem em um mesmo gráfico.

Os dois comprimentos de conduto apresentaram as maiores vazões mássicas para a defasagem de 30° . O comportamento das curvas de vazão foi alterado em relação à variação do comprimento do tubo, demonstrando coerência com as referências bibliográficas que indicam o comprimento do conduto como principal influência dos pontos de máximo e mínimo de vazão mássica.

Segundo Puglisi (1995), os pontos de máximos e mínimos observados nas Figs. 5.11 e 5.12 ocorrem em virtude do comportamento da onda de pressão na abertura da válvula de admissão. Entretanto, estudos como o de Hanriot (2001) e o presente trabalho indicam que somente a abertura da válvula de admissão não afeta o comportamento da vazão mássica. Assim, um estudo mais detalhado das ondas de pressão é apresentado no item 5.3.

A Fig. 5.13 apresenta as vazões mássicas média relativas ao primeiro cilindro, para a faixa de rotações testada em função do ângulo de defasagem entre as válvulas de admissão do eixo de comando de válvulas. Observa-se um aumento da vazão mássica média até a defasagem de 30° e uma redução de forma acentuada a partir desse ângulo, onde se têm ondas de pressão negativa quando a válvula de admissão permanece aberta, como apresentada no item 5.5.

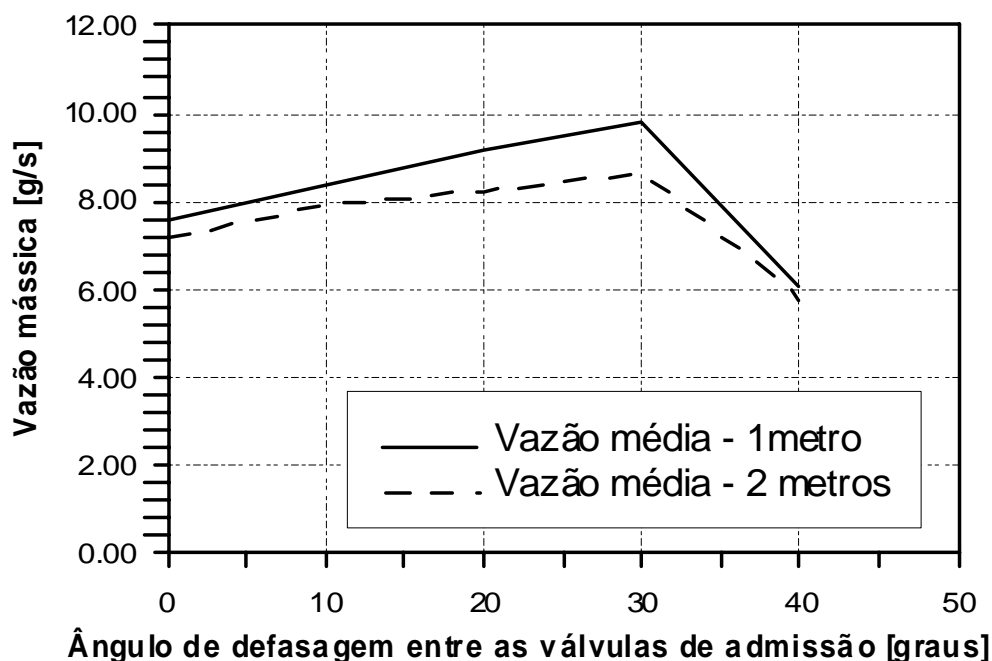


Figura 5.13 – Vazão mássica média em função da defasagem entre as válvulas de admissão do eixo de comando para os condutos de 1 e 2 metros

Os dados obtidos no banco de fluxo não estacionário revelam uma curva ótima para a carga de ar induzida para o motor para um ângulo de defasagem de 30° entre as válvulas de admissão. Deve-se lembrar, entretanto, que o motor montado no banco de fluxo possui diferenças para o funcionamento de um motor real. O movimento do pistão e o ângulo de cruzamento das válvulas de admissão com a de descarga não foram considerados nos testes no banco de fluxo. Em condições de operação real de um motor, os pistões são os elementos produtores da depressão existente entre a atmosfera e o cilindro e, juntamente com as válvulas, são os responsáveis pelos fenômenos transientes. O fenômeno transiente no banco de fluxo é originado somente do movimento das válvulas de admissão, que, com uma depressão gerada de forma constante pelo banco de fluxo, determina a variação da vazão mássica. No motor real, a pressão dentro do cilindro é variável.

5.3. Vazões em Regime Permanente

Para a determinação do coeficiente de descarga foram realizados dois tipos de testes. Um experimento serviu para levantar a vazão mássica do escoamento em

função do ângulo do eixo comando de válvulas de admissão no banco de fluxo. O segundo forneceu os dados de levante da válvula de admissão em função do ângulo do eixo de comando de válvulas de admissão em uma bancada específica. O objetivo foi determinar o coeficiente de descarga em função do levante.

5.3.1. Vazão Mássica em Função do Ângulo do Eixo Comando

Os testes foram realizados no banco de fluxo, simulando o escoamento em regime permanente com o cabeçote fixado no tanque de equalização e com as alterações do eixo de comando de válvulas de admissão (relativas à defasagem entre as válvulas de admissão) e os tuchos mecânicos. O comprimento do conduto foi de 2 metros, mas a variação deste comprimento não interferiu na vazão, pois as válvulas estavam estáticas em cada posição testada, não ocorrendo fenômenos transientes.

As válvulas do sistema foram controladas para que a diferença de pressão entre o tanque de equalização e a atmosfera permanecesse constante em 230 mmHg (0,306 bar). Neste procedimento a variação do ângulo foi obtida através da revolução manual com um cachimbo de 18 mm no parafuso da extremidade do eixo de comando de válvulas de descarga. As medições durante os experimentos foram obtidas em um intervalo de 2 (dois) graus, medidos através de uma escala graduada circular. A leitura da vazão mássica foi obtida através do sistema de aquisição de dados.

Os dados obtidos foram com a defasagem de 0° , 10° , 20° , 30° e 40° entre as duas válvulas de admissão do primeiro cilindro. Através das Fig. 5.14 a 5.18 observa-se que a abertura defasada da válvula produz uma alteração da curva de vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas. O ponto de referência do eixo de comando de válvulas foi obtido com a ferramenta de fasagem do motor, com os pistões no ponto médio entre o ponto morto superior e o inferior, com o pistão do segundo cilindro na posição de ascensão.

As alterações nas curvas das Fig. 5.14 a 5.18 são devido ao momento de abertura de cada válvula de admissão que geram inflexões nas curvas. O ponto de abertura da primeira válvula sempre ocorre em 120° e da segunda de acordo com o ângulo de defasagem. A curva da Fig. 5.14 possui defasagem de 0° e as duas válvulas de admissão abrem juntas a 120° , permanecem abertas por $102,5^\circ$ e fecham em $222,5^\circ$. Pode ser observada uma inclinação mais acentuada na abertura e no fechamento das válvulas de admissão devido as duas válvulas abrirem simultaneamente. Na Fig. 5.16, a abertura da primeira válvula ocorre a 120° e da segunda a 130° , ponto em que se observa uma variação na inclinação da curva de abertura das válvulas. No fechamento, a primeira fecha em $222,5^\circ$ e a segunda em $232,5^\circ$. A partir da Fig. 5.17 as inflexões das curvas se tornam mais nítidas devido ao escoamento da primeira válvula entrar em regime permanente. Quando a segunda válvula de admissão se abre ocorre uma elevação na vazão até a abertura completa da válvula.

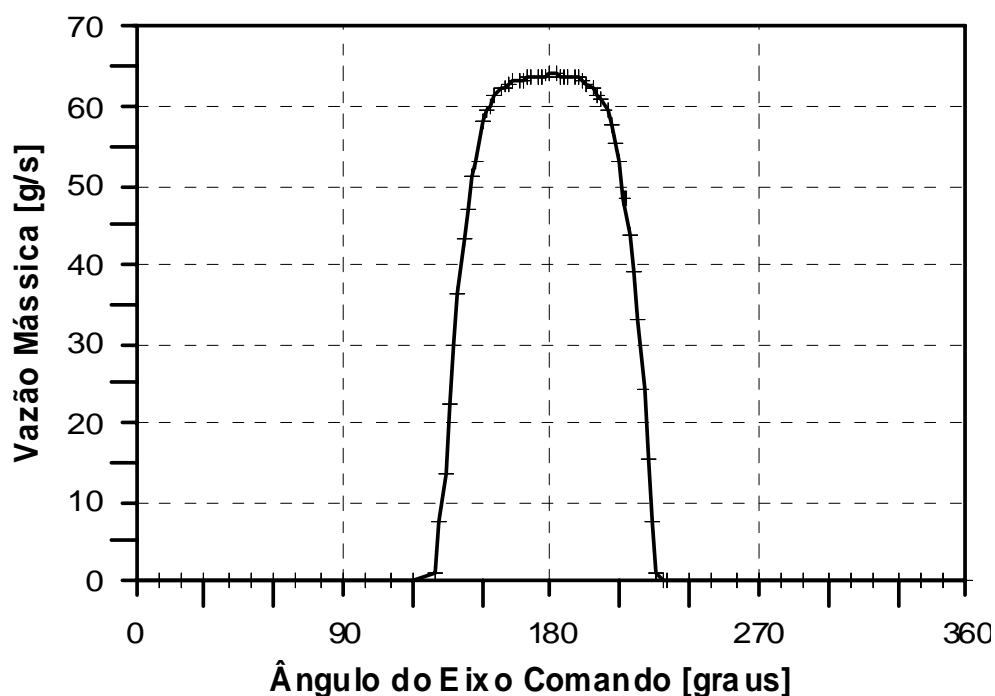


Figura 5.14 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 0°

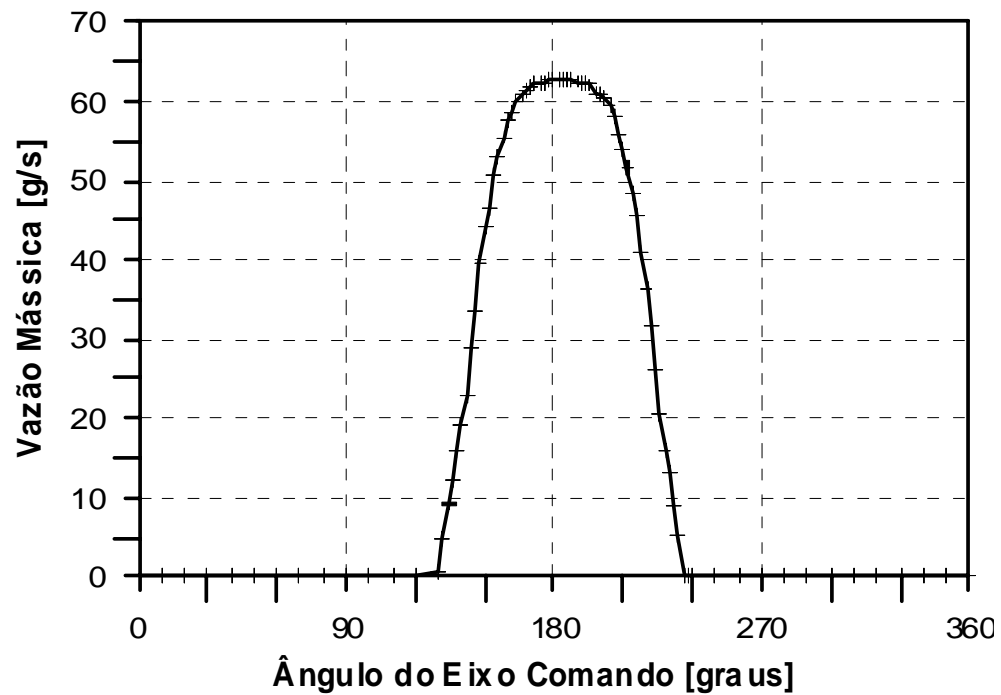


Figura 5.15– Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 10°

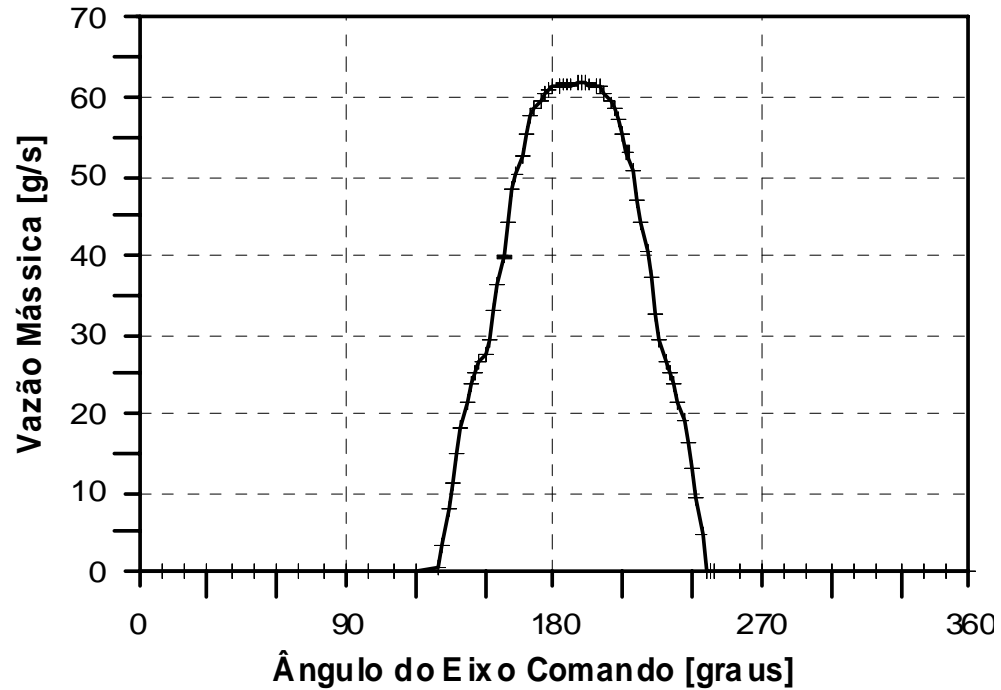


Figura 5.16 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 20°

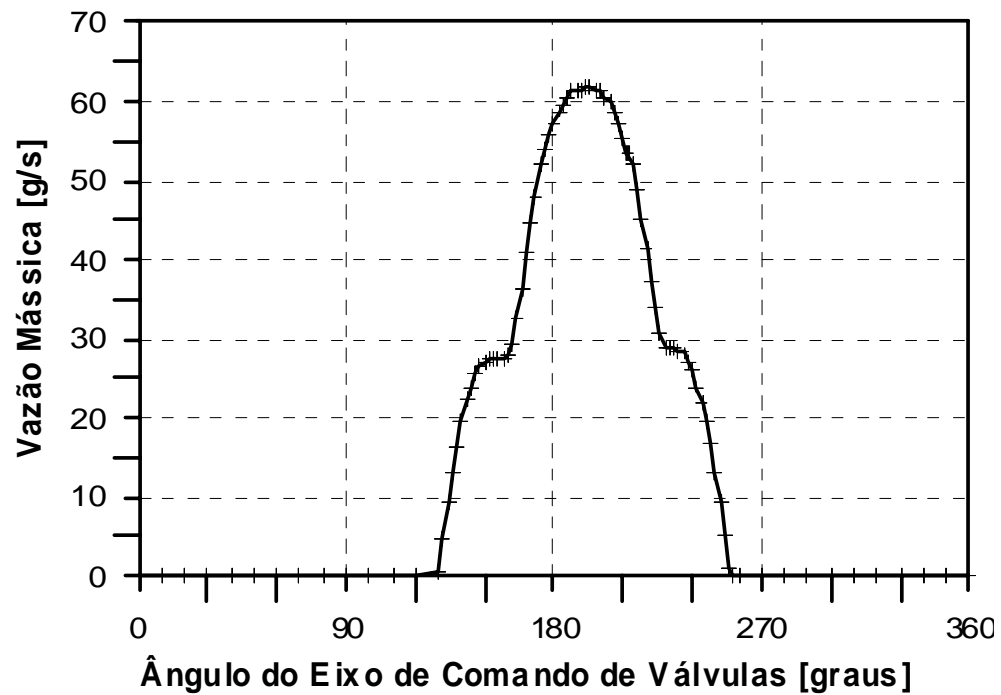


Figura 5.17 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 30°

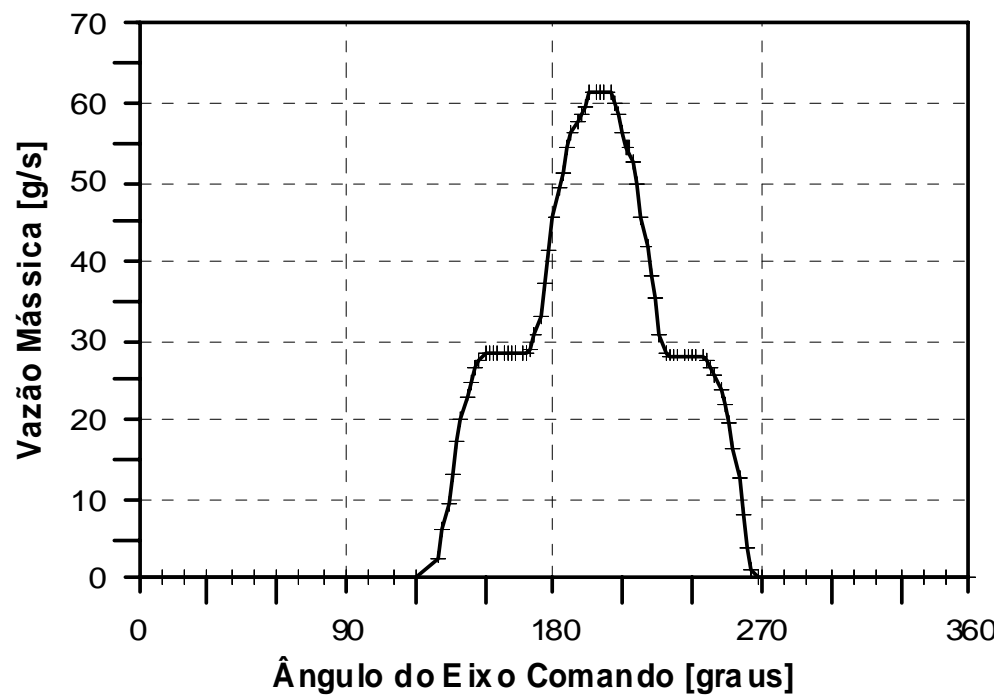


Figura 5.18 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 40°

5.3.2. Levante da Válvula de Admissão

Os testes para determinação do levante da válvula de admissão foram realizados fixando o cabeçote superior e inferior em uma estrutura metálica construída para esta finalidade (Fig. 5.19). Na parte inferior montou-se um relógio comparador com uma base magnética e se fez o alinhamento com um goniômetro, com o ângulo entre as válvulas de admissão e as válvulas de descarga de 21° . A haste do relógio comparador foi alinhada com o movimento da válvula de admissão e o procedimento foi semelhante ao teste de vazão em regime permanente. As medições durante os experimentos foram tomadas em um intervalo de 2 (dois) graus, sendo obtidas através de uma escala graduada circular. O levante da válvula foi medido em milímetros pelo relógio comparador. Os dados obtidos foram da segunda válvula, obtendo-se o perfil apresentado na Fig. 5.20.

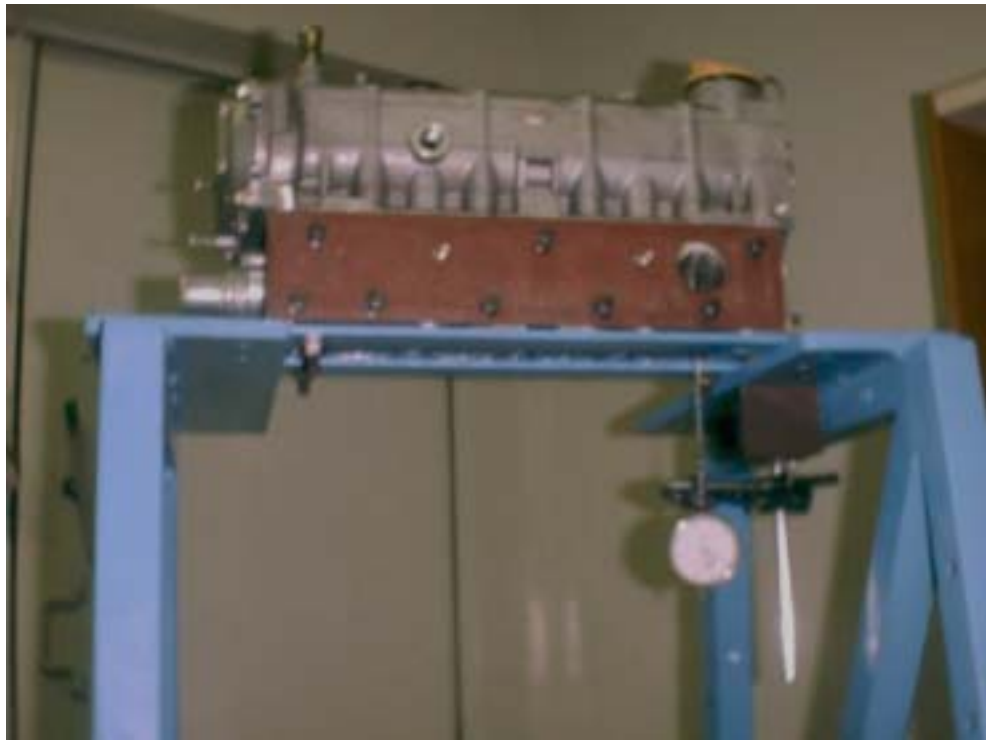


Figura 5.19 – Cabeçote e relógio comparador montado na estrutura metálica para obter o levante da válvula de admissão

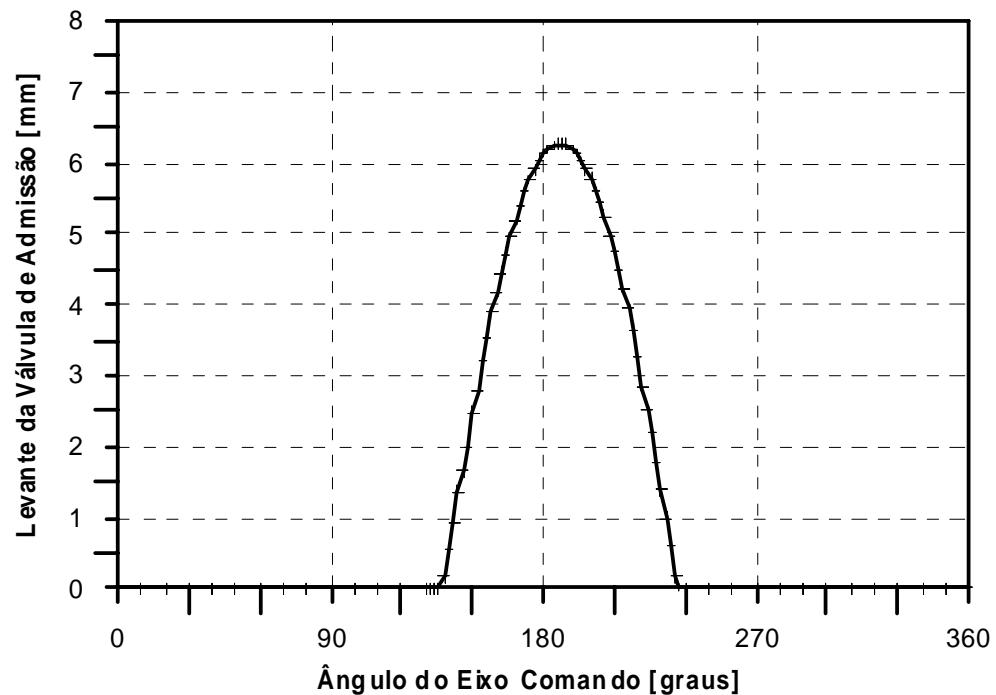


Figura 5.20 – Levante da válvula de admissão obtido experimentalmente

5.3.3. Coeficiente de Descarga

Pela Eq. 2.13 calcula-se o coeficiente de descarga, assumindo um diâmetro de referência de 23,0 mm, valor este fornecido pela FIAT-Gm Powertrain Ltda e verificado que se trata do diâmetro do duto de uma válvula de admissão no cabeçote. Os valores são determinados para as várias aberturas da válvula de admissão e são mostrados na Fig. 5.21.

Com o aparato experimental utilizado não foi possível levantar o coeficiente de descarga dinâmico. Segundo Hanriot e Valle (2003) num escoamento real as forças viscosas, as forças de inércia e aquelas ligadas às oscilações de pressão do fluido devem ser consideradas. Os efeitos do escoamento real são considerados através do coeficiente de descarga obtido experimentalmente. Entretanto, o coeficiente de descarga obtido experimentalmente é o estático, ou seja, é aquele em que apenas as forças viscosas são consideradas.

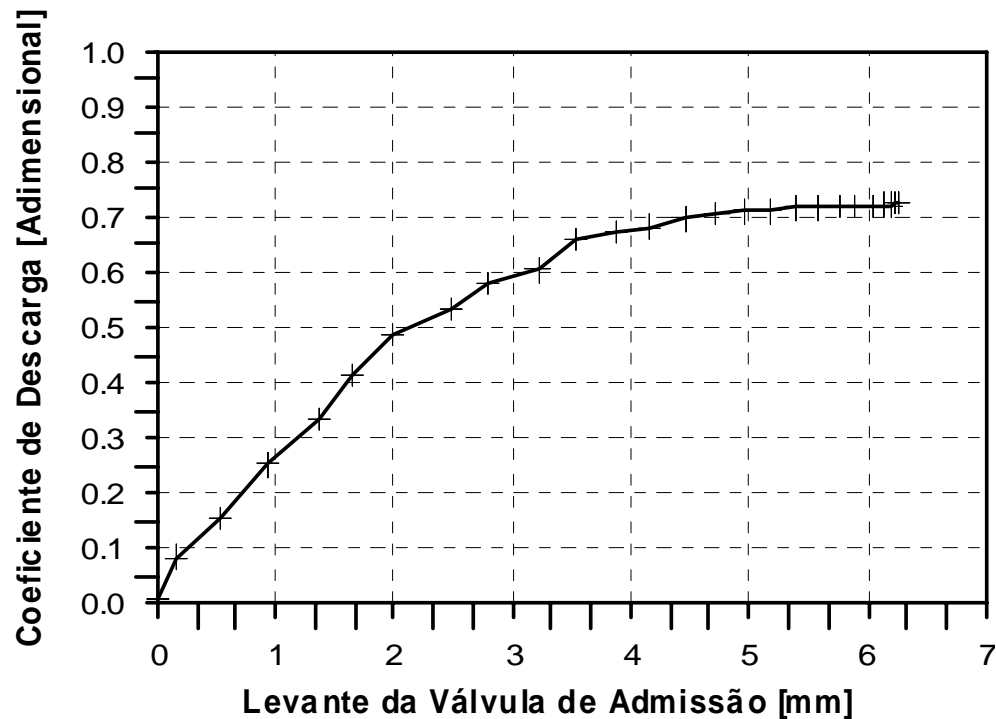


Figura 5.21 - Variação do coeficiente de descarga em função do levante da válvula de admissão obtido experimentalmente

5.4. Variação de Pressão no Conduto de Admissão

O conduto de 2 metros foi adotado para as análises de pressão em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, em função do tempo e da frequência. Este conduto foi adotado para proporcionar os estudos dos fenômenos transientes, sendo as ondas de pressão melhor visualizadas em um conduto de admissão mais longo (Hanriot, 2001). Convém ainda lembrar que os pontos de inserção dos transdutores de pressão P1, P2, P3 e P4 foram mencionados no Capítulo 4. Na Fig. 5.22 são apresentadas as curvas de variação de pressão manométrica em função do ângulo do eixo comando de válvulas. Os dados foram obtidos ao longo do tubo de admissão para uma rotação de 1200 rev/min com o eixo original sem defasagem, P1 é o transdutor mais próximo à porta da válvula de admissão e P4 o mais próximo da atmosfera. Observando-se uma maior amplitude de pressão na porta da válvula.

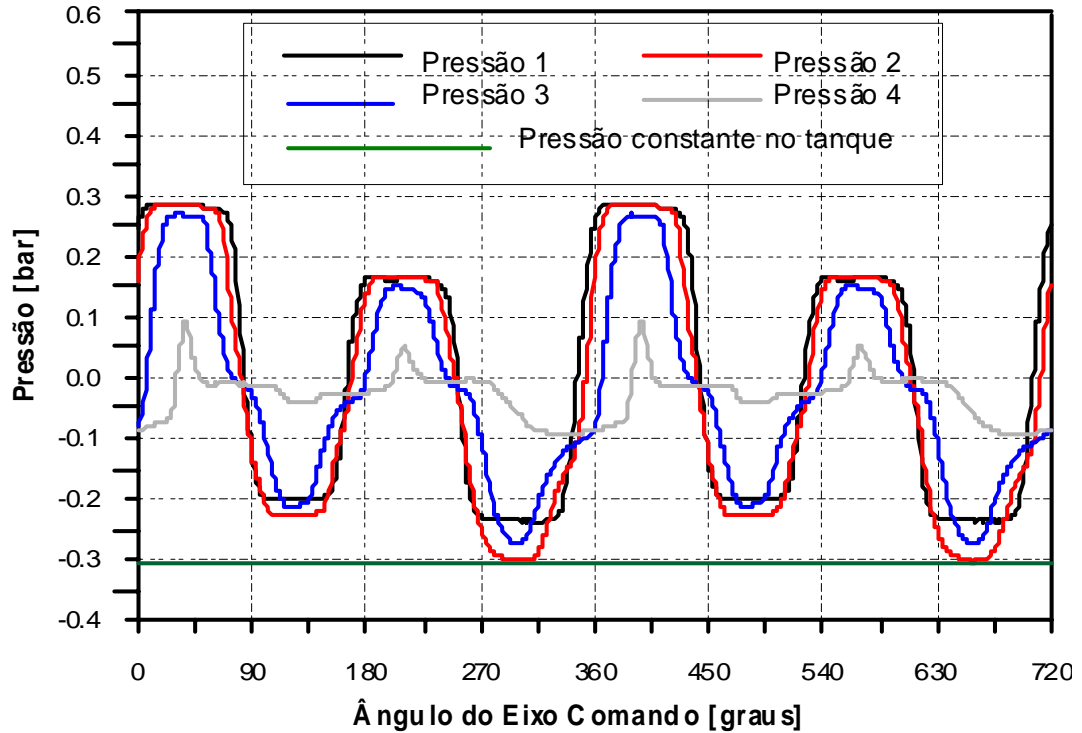


Figura 5.22 – Pressões ao longo do conduto de admissão na rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min sem defasagem

No banco de fluxo os pontos de máximos e mínimos de vazão estão relacionados com o comportamento das ondas de pressão na porta da válvula de admissão. Em um motor real a vazão mássica é maximizada se a pressão na porta da válvula atinge um valor elevado no momento do fechamento da válvula de admissão. No banco de fluxo a vazão mássica é governada principalmente pelos pulsos de pressão que ocorrem na abertura da válvula de admissão (Hanriot, 2001).

Em um motor real a diferença de pressão é gerada pela depressão causada pelo pistão no interior do cilindro. Assim, no início do deslocamento do pistão a diferença de pressão imediatamente anterior à válvula de admissão e a câmara é pequena. Logo, no momento de abertura da válvula de admissão a vazão é pequena. No banco de fluxo, quando se abre a válvula de admissão, aumenta-se rapidamente a diferença de pressão, uma vez que o tanque de equalização já possui uma pressão negativa definida.

Uma simulação foi realizada para verificar se existe diferença significativa no sinal de pressão obtido pelo transdutor de pressão P1, sensor mais próximo as válvulas, e a pressão obtida de forma numérica na porta da válvula, para as válvulas sem defasagem (Fig. 5.23). Nessa situação as ondas de pressão obtidas através de P1 foram consideradas como aquela na porta da válvula. Nota-se que quando a válvula se fecha, a amplitude da pressão P1 é praticamente igual à amplitude na porta das válvulas, uma vez que a distância de 120 mm é pequena em relação às duas posições. Nota-se também que as curvas de pressão das válvulas de admissão estão sobrepostas, indicando que não há defasagem entre elas.

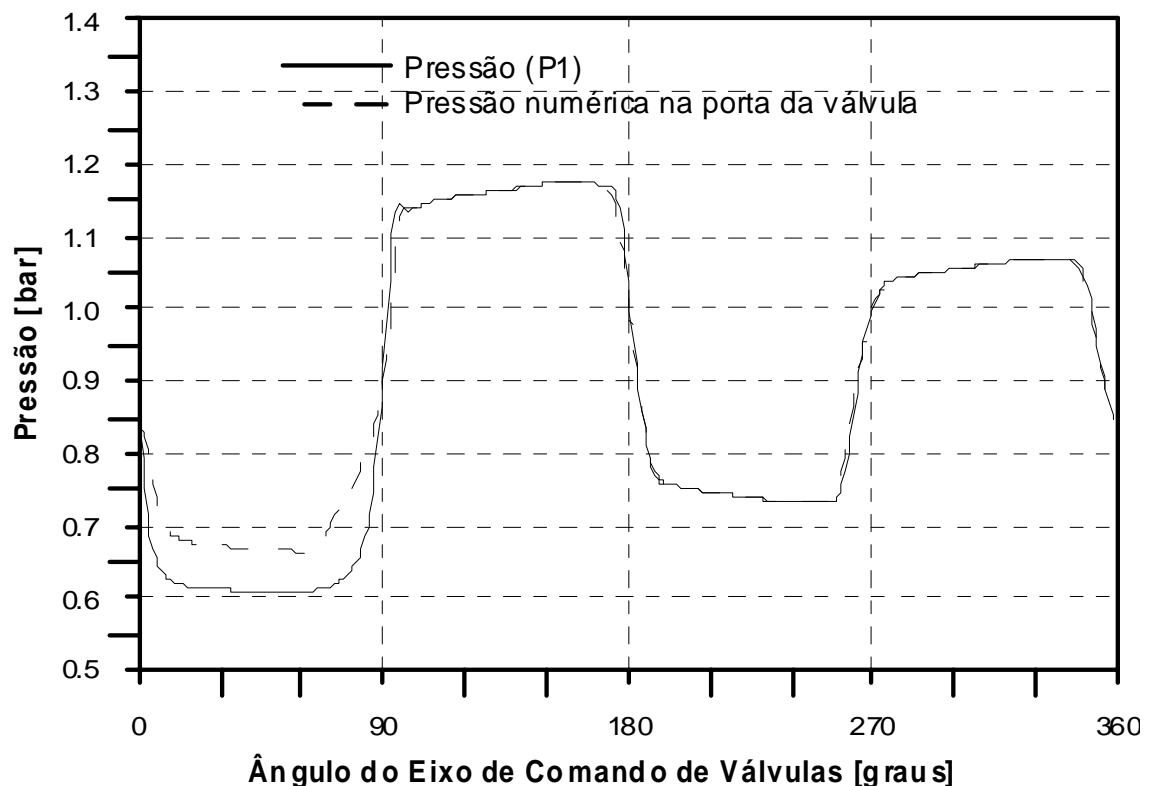


Figura 5.23 – Comparação entre a pressão na porta das válvulas e a posição P1 na rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min sem defasagem

Os pontos de máximos e mínimos observados nas curvas de vazão ocorrem em virtude do comportamento da onda de pressão na abertura da válvula de admissão. Entretanto, os trabalhos de Hanriot (2001) e Pires (2003), bem como o

presente estudo, mostram que somente a abertura da válvula de admissão não explica o comportamento da vazão mássica. Sendo assim, um estudo mais detalhado sobre as razões de abertura das válvulas de admissão é apresentado no item 5.6.

Para a faixa de rotação em análise, foi observado que para as rotações de 202 e 400 rev/min o desvio padrão apresenta valores elevados. As Fig. 5.24 e 5.25 mostram a variação de pressão pela variação angular do eixo de comando de válvulas, com o transdutor inserido em P1 para as rotações de 202 e 400 rev/min. O elevado desvio padrão para as 15 medições, com valores de 0,09 e 1,13 bar para 202 e 400 rev/min, respectivamente, está relacionado com a baixa rotação do motor elétrico (e conseqüentemente uma incerteza maior).

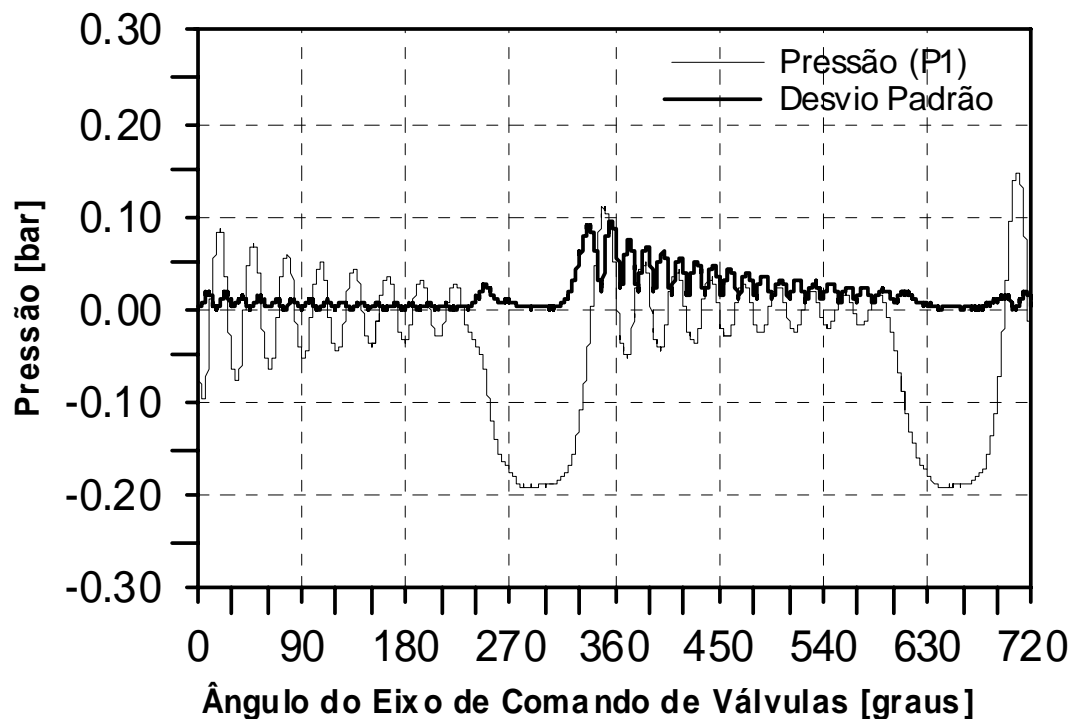


Figura 5.24 – Variação da Pressão P1 e do desvio padrão na rotação do eixo de comando de válvulas de 202 rev/min sem defasagem

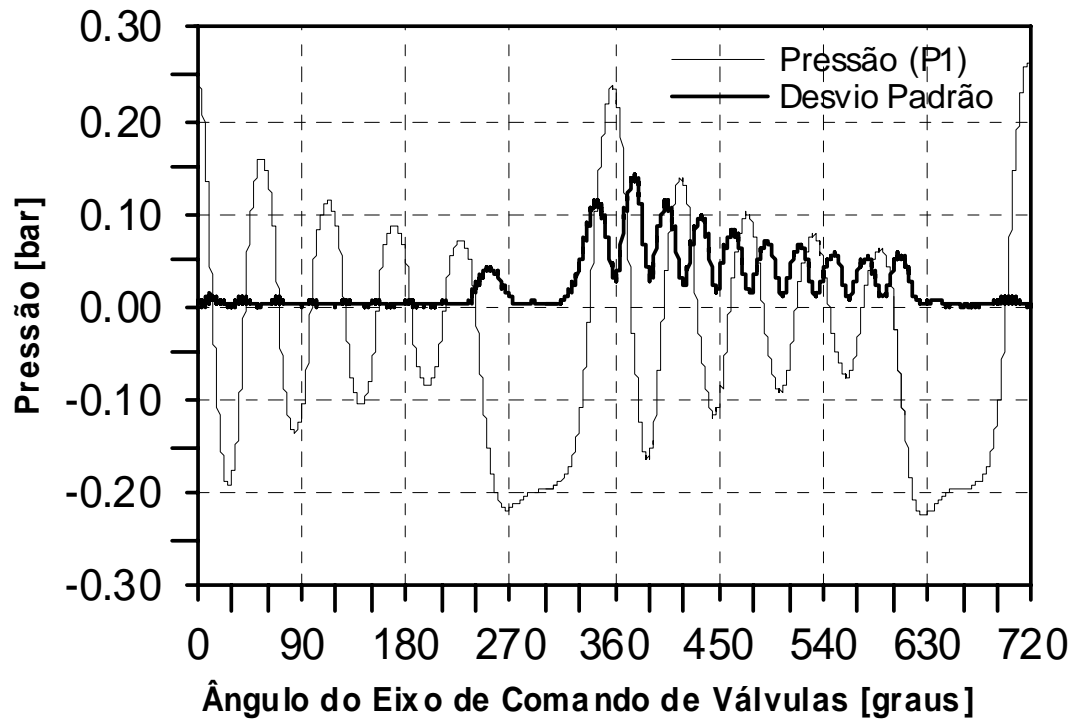


Figura 5.25 – Variação da Pressão P1 e do desvio padrão na rotação do eixo de comando de válvulas de 400 rev/min sem defasagem

As rotações de 1200, 1600 e 2200 rev/min do eixo comando de válvulas de admissão terão uma ênfase maior para análise, pois são pontos de tendências nas curvas de vazão mássica do sistema de admissão. As Fig. 5.26 a 5.28 apresentam o comportamento das ondas de pressão em P1 e as diferenças existentes para as várias defasagens estudadas. Na rotação de 1200 rev/min ocorre a ressonância do conduto de admissão adotado, com 2 metros de comprimento. Nessa rotação, durante o teste foi observado que ocorria uma vibração no conduto com elevado aumento do ruído acústico. Coincidentemente, esse valor de rotação apresenta uma vazão mássica mínima, sendo este fato comentado no item 5.6. A rotação de 1200 rev/min do eixo de comando de válvulas correspondente à rotação de 2400 rev/min do eixo virabrequim, e é um ponto de instabilidade no funcionamento do motor. A Fig. 5.26 apresenta a variação de pressão em P1 em função da rotação do eixo de comando de válvulas para as defasagens estudadas, bem como o intervalo entre a abertura e fechamento das válvulas de admissão.

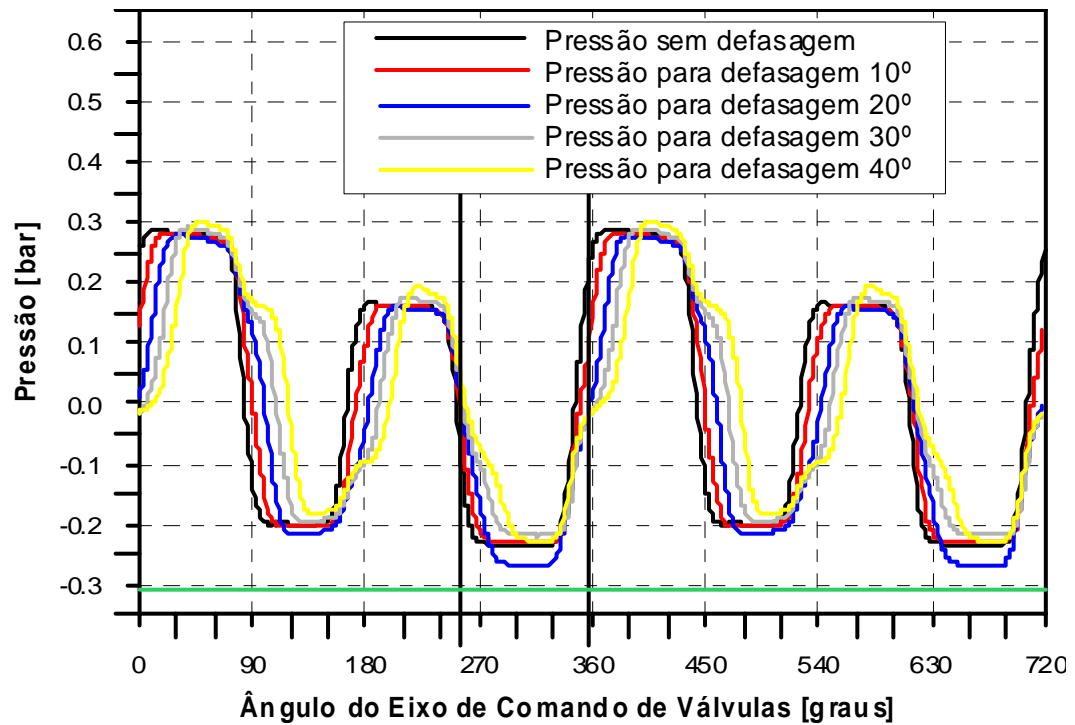


Figura 5.26 – Variação da pressão P1 em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, rotação de 1200 rev/min para as defasagens

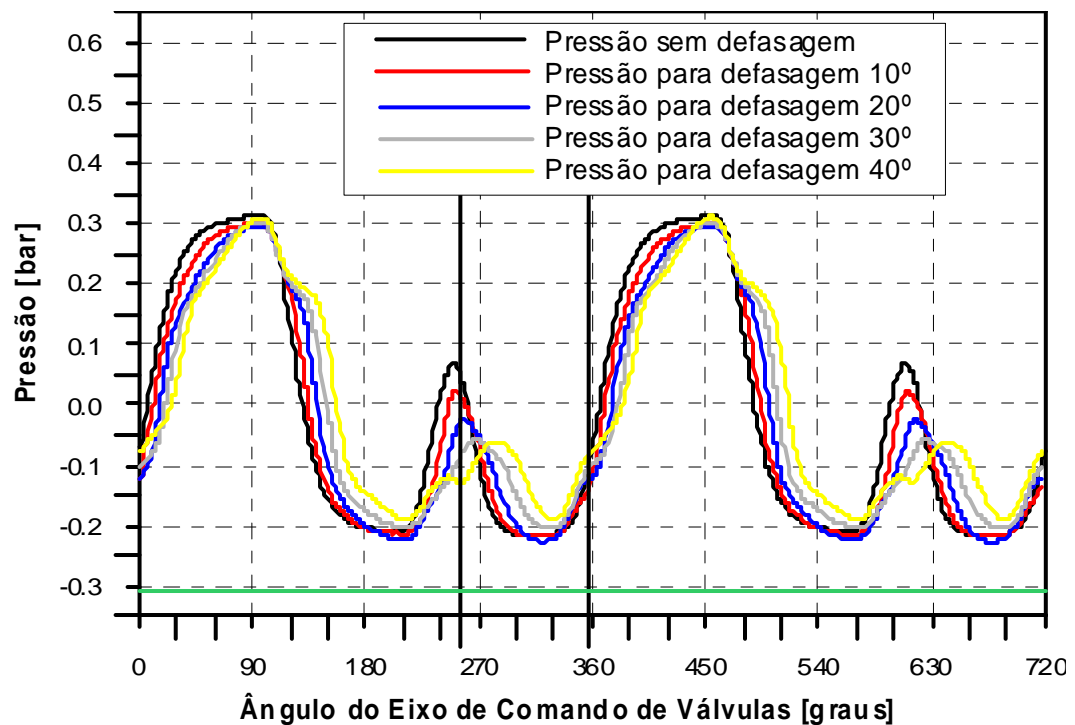


Figura 5.27 – Variação da pressão P1 em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, rotação de 1600 rev/min para as defasagens

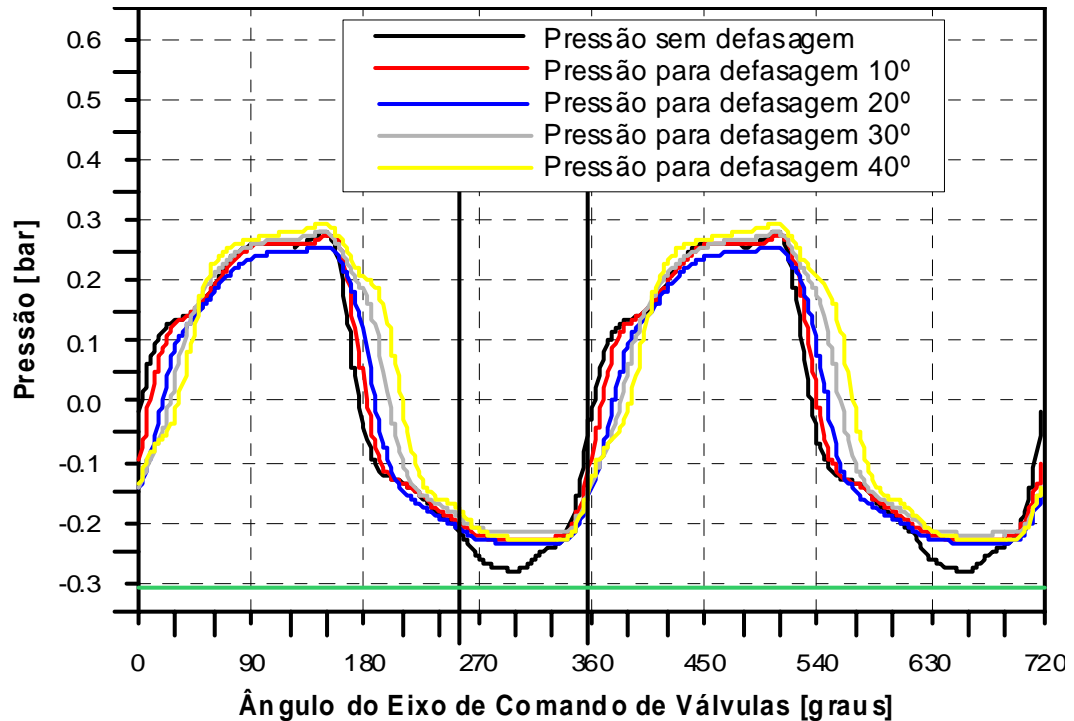


Figura 5.28 – Variação da pressão P1 em função do ângulo do eixo de comando de válvulas, rotação de 2200 rev/min para as defasagens

Pelas Fig. 5.26 a 5.28 pode ser observado que, nas vizinhanças do fechamento da válvula de admissão, a flutuação de pressão tende a um máximo. Observa-se pela Fig. 5.27 que a 1600 rev/min a variação de pressão com o ângulo do eixo de comando de válvulas se dá em um ponto de derivada positiva de pressão no fechamento das válvulas de admissão. Pode ainda ser verificado que durante o intervalo de abertura da válvula, a vazão mássica é obtida pela diferença de pressão entre o ponto imediatamente anterior a válvula de admissão (P1) e aquele no interior do tanque de equalização. Assim, a menor diferença entre eles (Fig. 5.28) indica uma menor vazão, enquanto que uma maior diferença indica um ponto de elevada vazão mássica nos pontos de rotação estudados.

Uma comparação entre as Fig. 5.12 e 5.28 revela uma relação entre as ondas de pressão e a vazão mássica para as defasagens estudadas. Na rotação de 1200 rev/min ocorre um ponto de mínimo na curva, sendo a menor vazão aquela relacionada a defasagem de 0°. Através das ondas de pressão a curva que mais

se aproxima da pressão no interior do tanque de equalização é aquela relacionada à defasagem de 0°.

5.5. Análise do Sinal de Pressão no Conduto de Admissão

Os resultados mostrados nos gráficos de vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas podem ser interpretados considerando que o tubo possui um modo de vibração de um quarto de onda (Sassi, 1996). Esse modo de vibração possui frequência de ressonância dada pela Eq. 4.3. Utilizando esta equação e considerando que para o conduto estudado o comprimento da porta da válvula até a extremidade aberta é igual a 2000 mm e a velocidade do som é igual a 343,2 m/s, em uma análise mais simples obtém-se que a onda leva 5,88 ms (Tab. 5.1) para viajar da porta da válvula até a entrada do conduto. Considerando-se que as reflexões da onda ocorrem em ambas as extremidades do conduto, as Tab. 5.1 e 5.2 mostram o tempo gasto pela onda para produzir dez reflexões e o tipo da onda refletida em cada extremidade. A Tab. 5.2 considera o comprimento efetivo do conduto, adotado por Hanriot (2001).

Tabela 5.1 – Análise de sinais de pressão na porta da válvula de admissão considerando o comprimento L do tubo

Considerando o comprimento L do tubo - $L = C \cdot t$		
Números de reflexões de onda	Sinal de pressão na porta da válvula	Tempo gasto pela onda (ms)
1	(+)	5,88
2	(-)	11,76
3	(-)	17,65
4	(+)	23,53
5	(+)	29,41
6	(-)	35,29
7	(-)	41,18
8	(+)	47,06
9	(+)	52,94
10	(-)	58,82

Comparando as Tab. 5.1 e 5.2, pode ser observado que em baixas rotações a válvula permanece fechada por um tempo relativamente longo com um modo de vibração de um quarto de onda. Nessa situação a onda dispõe de um tempo

suficientemente longo para várias reflexões e considerável atenuação. Portanto, para baixas rotações os efeitos oscilatórios da pressão não apresentam um papel importante.

Tabela 5.2 – Análise de sinais de pressão na porta da válvula de admissão considerando o comprimento L^* do tubo

Considerando o comprimento efetivo L^* do tubo, sendo $L^*=L + 3*D$		
Números de reflexões de onda	Sinal de pressão na porta da válvula	Tempo gasto pela onda (ms)
1	(+)	6,16
2	(-)	12,31
3	(-)	18,47
4	(+)	24,62
5	(+)	30,78
6	(-)	36,94
7	(-)	43,09
8	(+)	49,25
9	(+)	55,40
10	(-)	61,56

Foi observado que o intervalo de abertura das válvulas de admissão que afeta a quantidade de massa de ar admitida não corresponde a abertura geométrica, mas a uma abertura menor, denominada “abertura fluidodinâmica”. Essa abertura foi inicialmente estudada por Puglisi (1995) e Hanriot (2001) e, posteriormente foi obtida através da simulação numérica implementada pelo grupo de Engenharia Automotiva da PUC Minas. A Fig. 5.29 mostra a simulação numérica da vazão mássica em função do ângulo do eixo virabrequim em P1, sem defasagem, para as rotações de 1000, 1200 e 1600 rev/min do eixo comando de válvulas (Pires, 2003). A curva que apresenta a maior vazão média é aquela correspondente a 1600 rev/min. Na rotação de 1600 rev/min obtém-se a maior área abaixo da curva. Em contra partida, a menor área abaixo da curva corresponde a rotação de 1200 rev/min, representando a menor vazão mássica. O comportamento da vazão mássica é igual para as três curvas até aproximadamente 20° após a abertura da válvula de admissão. De forma semelhante, aproximadamente 11° antes do fechamento da válvula de admissão (205°), o comportamento das três curvas volta a ser igual. Esse fato parece indicar que nos intervalos onde as curvas são iguais

a abertura da válvula não afeta a curva de vazão mássica. A abertura fluidodinâmica é definida pelo intervalo em que as curvas se separam.

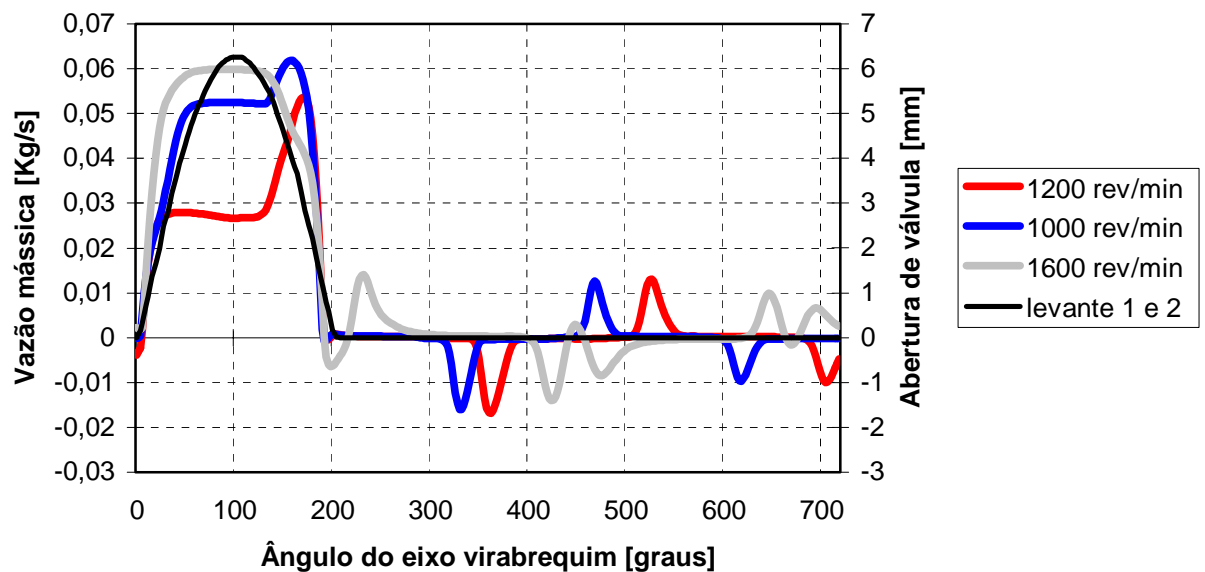


Figura 5.29 – Variação da vazão mássica com o ângulo do eixo virabrequim com defasagem de 0°

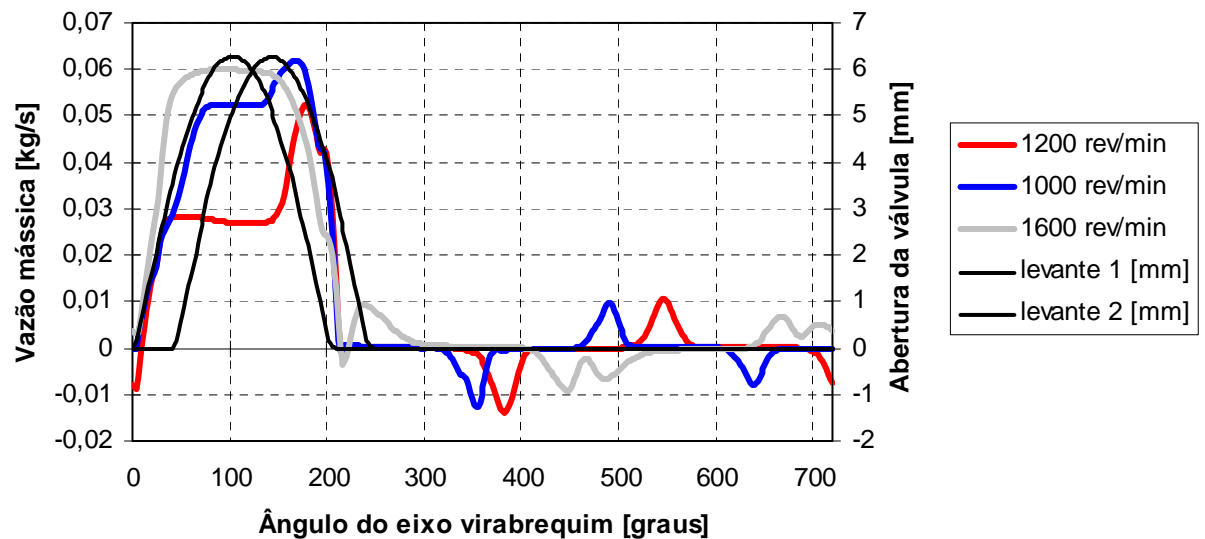


Figura 5.30 – Variação da vazão mássica com o ângulo do eixo virabrequim com defasagem de 20°

A Fig. 5.30 mostra a simulação numérica da vazão mássica em função do ângulo do eixo virabrequim em P1 para a defasagem de 20° (Pires, 2003). As rotações de 1000, 1200 e 1600 rev/min foram analisadas e são correspondentes aos pontos de

máximos e mínimos da curva. Observa-se que após 25° da abertura da válvula de admissão há uma mudança das curvas de vazão mássica para as três rotações analisadas. De forma também semelhante, aproximadamente 20° antes do fechamento das válvulas de admissão as curvas passam a possuir um comportamento igual. Nas Fig. 5.29 e 5.30 pode-se notar que há um fluxo reverso causado pelo bloqueio do escoamento com o fechamento da válvula. Nos experimentos realizados foram observados “sopros de ar” na extremidade do conduto de admissão para a atmosfera.

Conclui-se, portanto, que os pontos de máximos e mínimos da curva de vazão mássica em função da rotação não dependem somente de um máximo de pressão na abertura da válvula de admissão. Na realidade tais pontos devem ser analisados a partir de um intervalo de abertura da válvula de admissão, diferente da abertura geométrica. Essa “abertura fluidodinâmica”, no caso sem defasagem, é menor em cerca de 31° . Assim, enquanto a válvula permanece aberta 205° na abertura geométrica, na abertura fluidodinâmica esse intervalo passa a ser 174° .

A comparação da Tab. 5.2 com a Fig. 5.12 revela que, na defasagem de 20° , a rotação de 2000 rev/min, que representa um ponto de máximo na curva de vazão, apresenta a onda de pressão chegando na porta da válvula de maneira diferente para as duas aberturas (geométrica e fluidodinâmica). Na abertura geométrica, é uma onda de rarefação (negativa), enquanto que na abertura fluidodinâmica é uma onda de compressão (positiva).

Como a vazão é dependente da diferença de pressão entre a porta da válvula e o interior do tanque de equalização, pensou-se inicialmente que a área compreendida entre a abertura e o fechamento geométrico pudesse representar o andamento da curva de vazão mássica. Porém, foi observado que não havia semelhança as tendências da curva de áreas e as da curva de vazão. As áreas de referência são apresentadas na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 – Áreas referentes aos cálculos das integrais

Área 1 - Área de abertura geométrica
Área 2 - Primeira metade da área de abertura geométrica
Área 3 - Segunda metade da área de abertura geométrica
Área 4 - Área de abertura fluidodinâmica

Foi feito um estudo da área entre as curvas de pressão na porta da válvula de admissão em função do ângulo do eixo de comando de válvulas e a pressão constante no tanque de equalização. As posições de abertura e fechamento das válvulas de admissão ficaram como limite inferior e superior da integral que foi utilizada para o cálculo dessa área. Pode ser observado pelos gráficos das Fig. 5.31 a 5.35 que a área de abertura fluidodinâmica é aquela que melhor acompanha o andamento da curva de vazão mássica, indicando que parece existir então uma relação entre a área sob a curva das áreas de abertura fluidodinâmica e a área sob a curva de vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas.

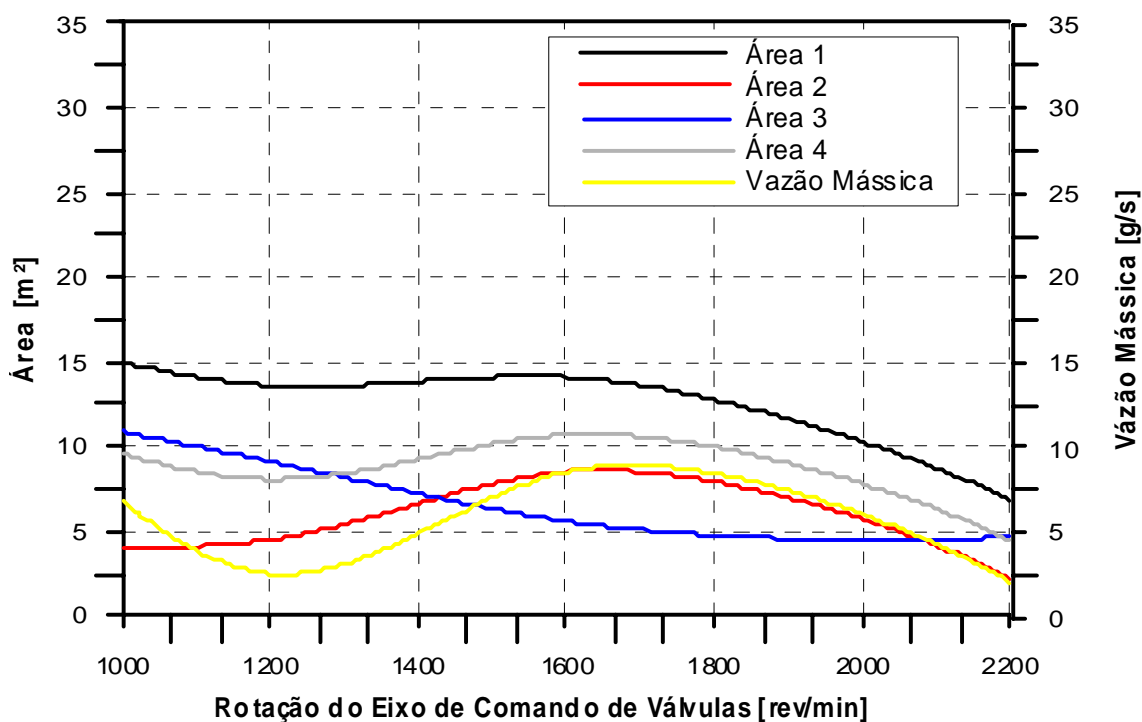


Figura 5.31 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, sem defasagem

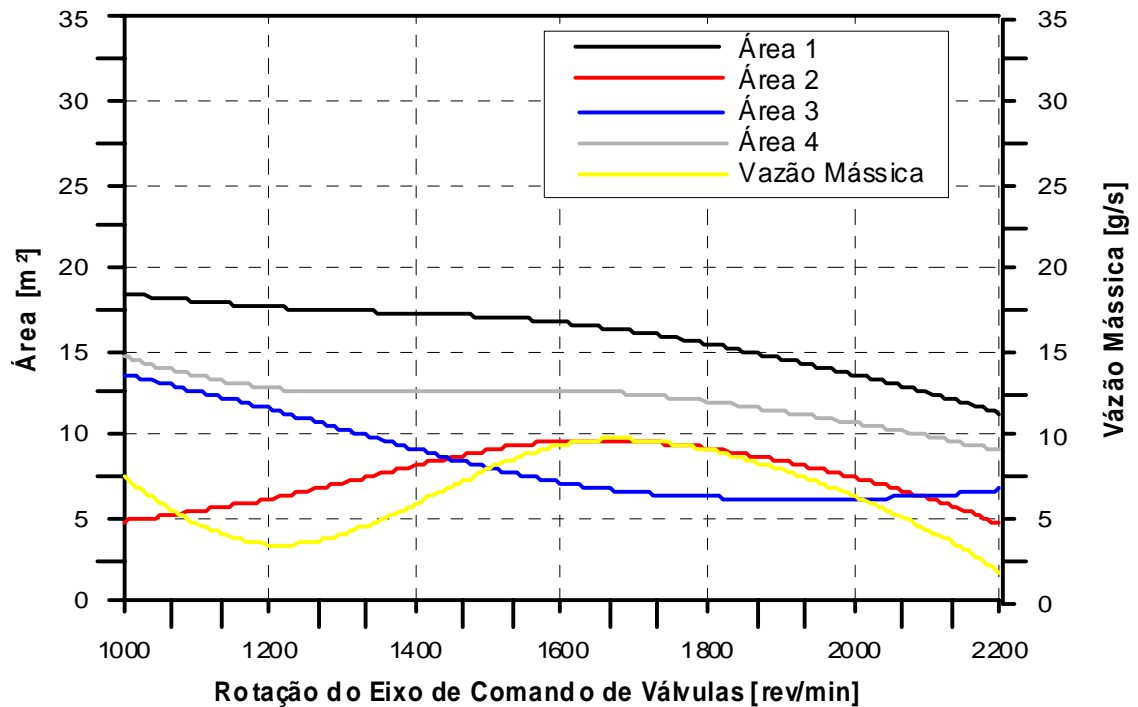


Figura 5.32 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, defasagem 10°

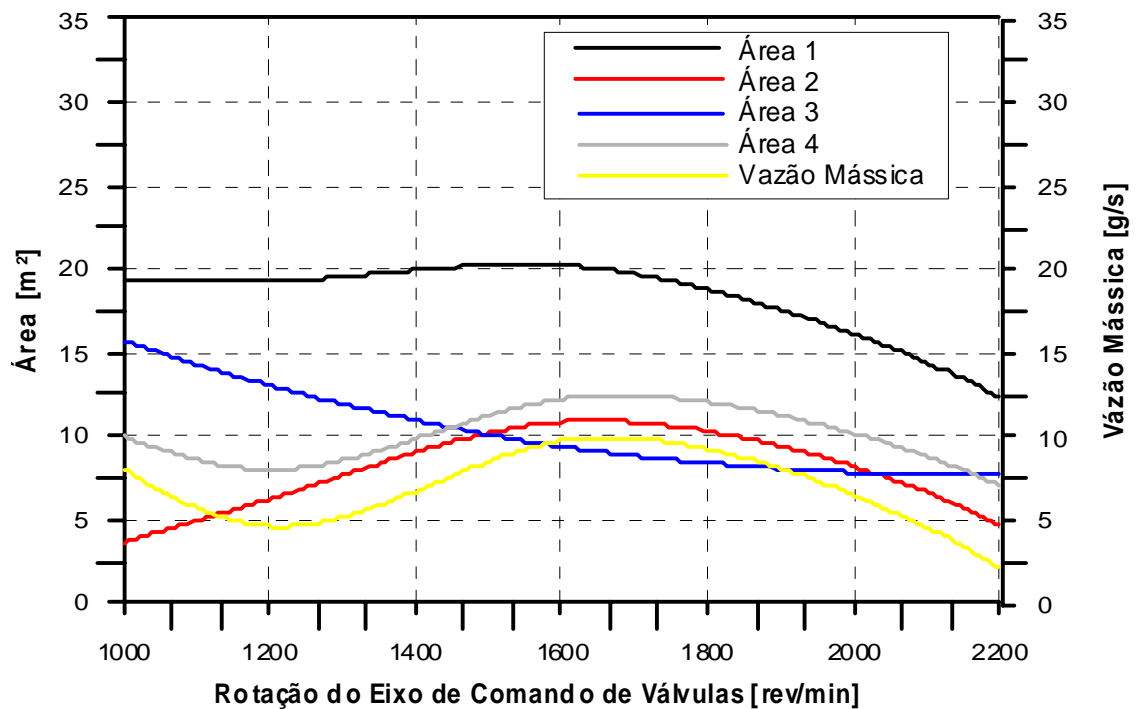


Figura 5.33 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, defasagem 20°

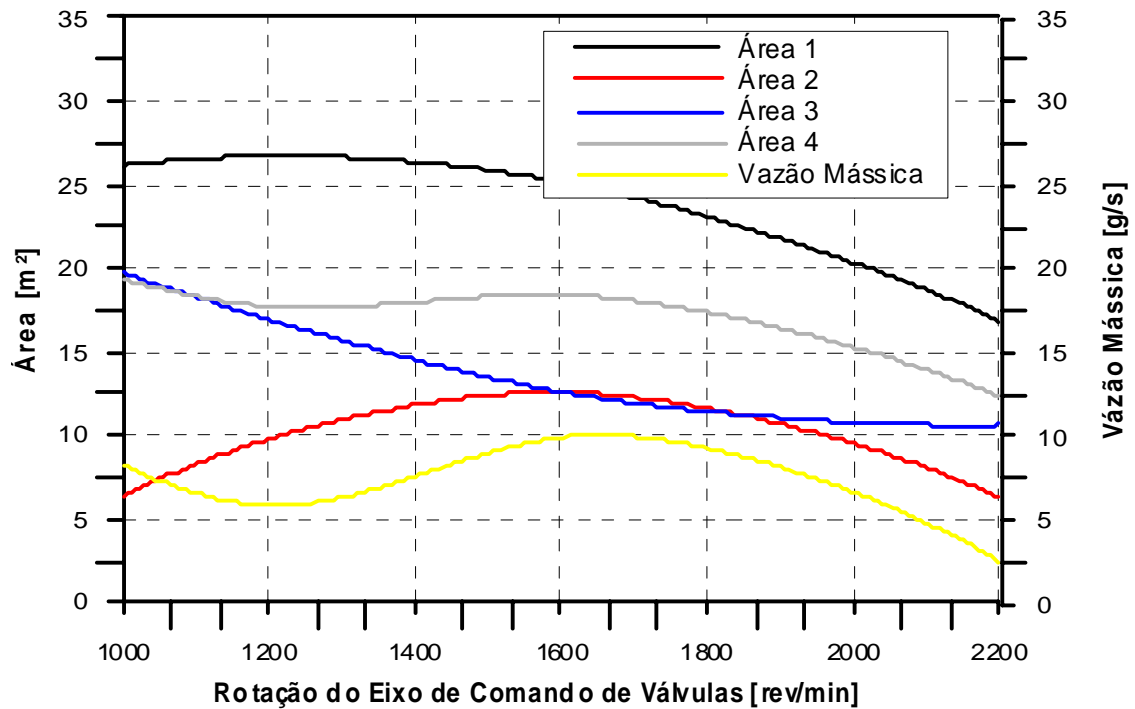


Figura 5.34 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão, defasagem 30°

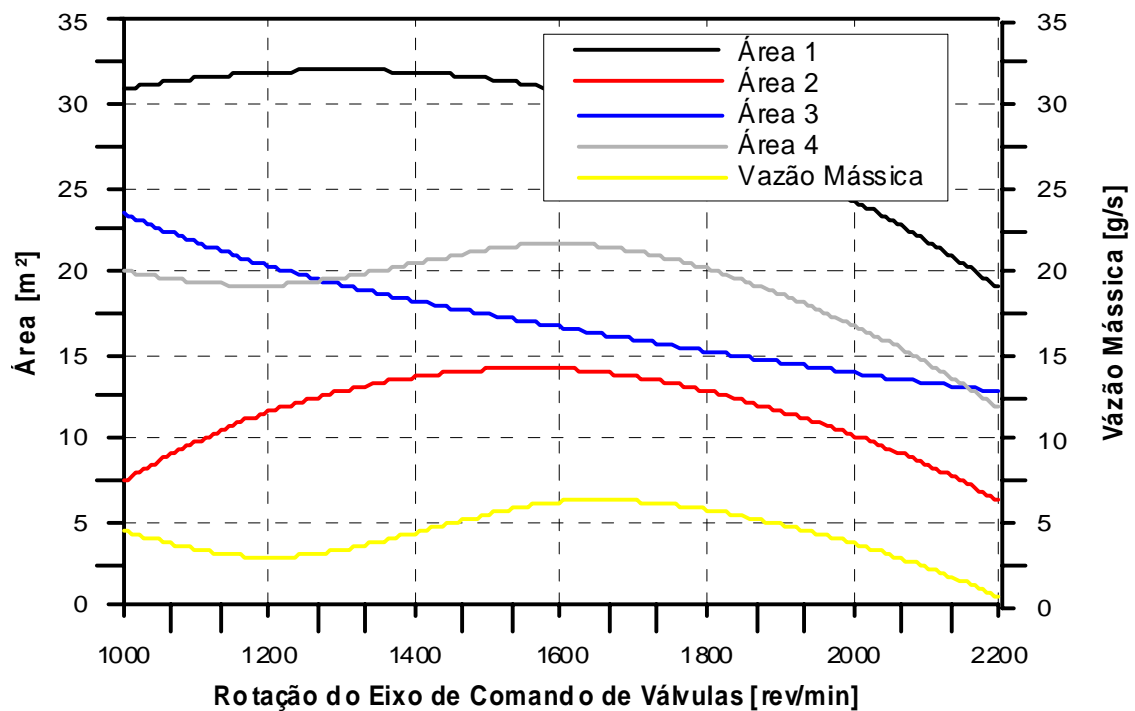


Figura 5.35 - Curva da área do gráfico de pressão na porta da válvula de admissão em função da rotação do eixo de comando de válvulas, comparando com a curva de vazão defasagem 40°

Analisando os gráficos, pode ser observado que a curva que melhor representa o comportamento da vazão é a curva em que se considera apenas a área de abertura fluidodinâmica. Conclui-se, portanto, que os pontos de máximos e mínimos da curva de vazão mássica em função da rotação não dependem somente de um máximo de pressão na abertura da válvula de admissão, devendo ser analisados pela abertura fluidodinâmica do sistema, que varia para cada ângulo de defasagem conforme pôde ser visto nas curvas de áreas.

5.6. Razões de Abertura das Válvulas de Admissão

As Tab. 5.4 a 5.8 mostram a rotação do eixo comando de válvulas onde os pontos de máximos e mínimos são identificados. É ainda informado o período em que as válvulas permanecem fechadas, apresentando o ângulo (graus) e o tempo (ms), considerando as aberturas geométrica e fluidodinâmica.

Tabela 5.4 – Tempo de abertura da válvula de admissão – sem defasagem

Defasagem 0° - Abertura geométrica de 102,5° e Abertura fluidodinâmica de 87°						
Rotação do eixo comando de válvulas	Frequência	Tempo	Tempo que a válvula permanece fechada Abertura geométrica		Tempo que a válvula permanece fechada Abertura fluidodinâmica	
(rev/min)	(Hz)	(ms)	(graus)	(ms)	(graus)	(ms)
1000	16,67	60,00	257,50	42,92	273,00	45,50
1200	20,00	50,00	257,50	35,76	273,00	37,92
1600	26,67	37,50	257,50	26,82	273,00	28,44
2200	36,67	27,27	257,50	19,51	273,00	20,68

Tabela 5.5 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 10°

Defasagem 10° - Abertura geométrica de 112,5° e Abertura fluidodinâmica de 98°						
Rotação do eixo comando de válvulas	Frequência	Tempo	Tempo que a válvula permanece fechada Abertura geométrica		Tempo que a válvula permanece fechada Abertura fluidodinâmica	
(rev/min)	(Hz)	(ms)	(graus)	(ms)	(graus)	(ms)
1000	16,67	60,00	247,50	41,25	262,00	43,67
1200	20,00	50,00	247,50	34,38	262,00	36,39
1600	26,67	37,50	247,50	25,78	262,00	27,29
2200	36,67	27,27	247,50	18,75	262,00	19,85

Tabela 5.6 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 20°

Defasagem 20° - Abertura geométrica de 122,5° e Abertura fluidodinâmica de 90°						
Rotação do eixo comando de válvulas	Frequência	Tempo	Tempo que a válvula permanece fechada Abertura geométrica		Tempo que a válvula permanece fechada Abertura fluidodinâmica	
(rev/min)	(Hz)	(ms)	(graus)	(ms)	(graus)	(ms)
1000	16,67	60,00	237,50	39,58	270,00	45,00
1200	20,00	50,00	237,50	32,99	270,00	37,50
1600	26,67	37,50	237,50	24,74	270,00	28,13
2200	36,67	27,27	237,50	17,99	270,00	20,45

Tabela 5.7 – Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 30°

Defasagem 30° - Abertura geométrica de 132,5° e Abertura fluidodinâmica de 108°						
Rotação do eixo comando de válvulas	Frequência	Tempo	Tempo que a válvula permanece fechada Abertura geométrica		Tempo que a válvula permanece fechada Abertura fluidodinâmica	
(rev/min)	(Hz)	(ms)	(graus)	(ms)	(graus)	(ms)
1000	16,67	60,00	227,50	37,92	252,00	42,00
1200	20,00	50,00	227,50	31,60	252,00	35,00
1600	26,67	37,50	227,50	23,70	252,00	26,25
2200	36,67	27,27	227,50	17,23	252,00	19,09

Tabela 5.8– Tempo de abertura da válvula de admissão – defasagem de 40°

Defasagem 40° - Abertura geométrica de 142,5° e Abertura fluidodinâmica de 110°						
Rotação do eixo comando de válvulas	Frequência	Tempo	Tempo que a válvula permanece fechada Abertura geométrica		Tempo que a válvula permanece fechada Abertura fluidodinâmica	
(rev/min)	(Hz)	(ms)	(graus)	(ms)	(graus)	(ms)
1000	16,67	60,00	227,50	37,92	252,00	42,00
1200	20,00	50,00	227,50	31,60	252,00	35,00
1600	26,67	37,50	227,50	23,70	252,00	26,25
2200	36,67	27,27	227,50	17,23	252,00	19,09

As ondas de pressão (Fig. 5.26 a 5.28), juntamente com os dados da Tab. 5.2, são utilizadas para entender as Tab. 5.4 a 5.8, que mostram as rotações do eixo de comando de válvulas onde se identificam os pontos de máximos e mínimos. O objetivo desses dados é fornecer o período em que as válvulas permanecem fechadas, considerando as aberturas geométrica e fluidodinâmica, apresentando o ponto em que a válvula torna-se a abrir. Considerando que o tubo possui um modo de vibração de um quarto de onda (Sassi, 1996), na Fig. 5.36, através de uma senoide onde cada quarto de onda representa um comprimento efetivo do conduto

de admissão e o tempo gasto pela onda de acordo com a Tab. 5.2, pode-se observar como se encontra a onda no momento da próxima abertura.

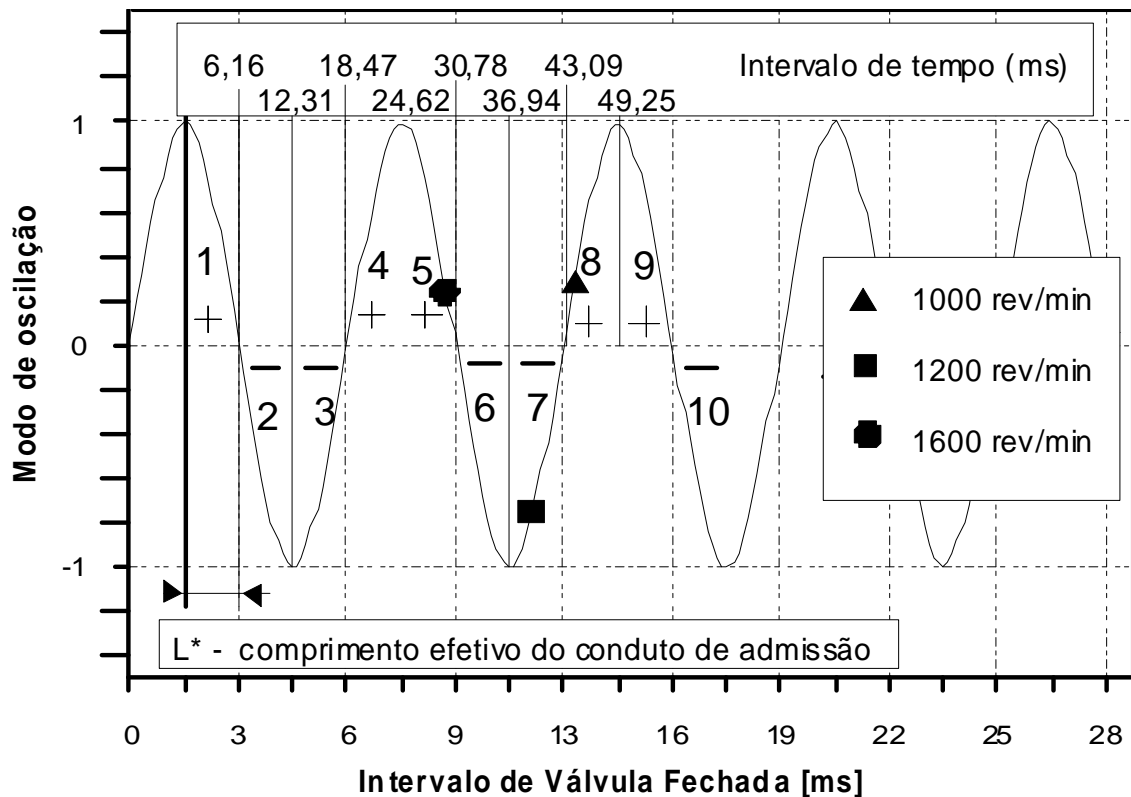


Figura 5.36 - Curva seno com o comprimento efetivo para cada quarto de onda com o seu tempo percorrido para a permanência da válvula fechada

Pode-se observar na Fig. 5.36, através dos pontos de abertura das válvulas após sua permanência fechada, que as ondas podem estar positivas ou negativas. Para as rotações de 1000 e 1600 rev/min a onda se encontra positiva, já em 1200 rev/min a onda se encontra negativa. Observa-se na Fig. 5.12 que ocorre um ponto mínimo de vazão para a rotação de 1200 rev/min. Os pontos de máximos e mínimos também foram analisados através da análise espectral das ondas de pressão em alguns pontos do conduto. A análise foi realizada para todas as defasagens com ganho na vazão mássica.

5.7. Análise Espectral das Ondas de Pressão

A partir das ondas de pressão obtidas foram realizadas análises espectrais objetivando determinar frequências características da interação entre a válvula de admissão e o conduto de admissão. Através da análise espectral foi ainda possível determinar as ondas estacionárias presentes no interior do conduto.

A Fig. 5.37 apresenta a análise espectral para a rotação de 1000 rev/min do eixo de comando de válvulas. Pode-se notar que o comportamento apresentado no primeiro harmônico é devido à proximidade da frequência de ressonância do tubo, sendo a frequência fundamental da fonte excitante (válvula) igual a 16,67 Hz e o primeiro harmônico a 33,3 Hz.

A Fig. 5.38 apresenta a análise espectral para a rotação de 1200 rev/min do eixo de comando de válvulas, sendo a frequência fundamental do movimento das válvulas igual a 20 Hz. Observa-se que existe uma amplificação da amplitude de pressão a 40 Hz, que é a frequência de ressonância de um tubo de 2 metros (42,5 Hz). Observa-se que após essa frequência ocorre uma diminuição da amplitude de pressão, pela extinção das ondas de pressão em frequências elevadas.

A análise espectral para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas é apresentada na Fig. 5.39. Pode-se notar que a frequência fundamental (26,67Hz) e o primeiro harmônico (53,34Hz) possuem valores de amplitudes próximos, pois a ressonância do tubo está interferindo nas duas amplitudes.

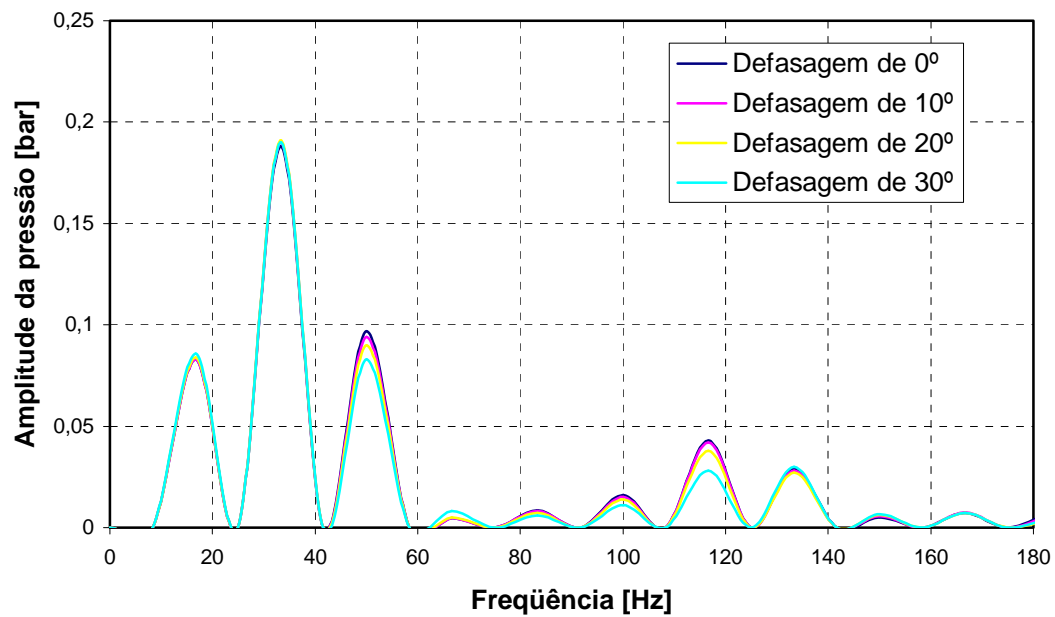


Figura 5.37 – Análise espectral para a rotação de 1000 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão

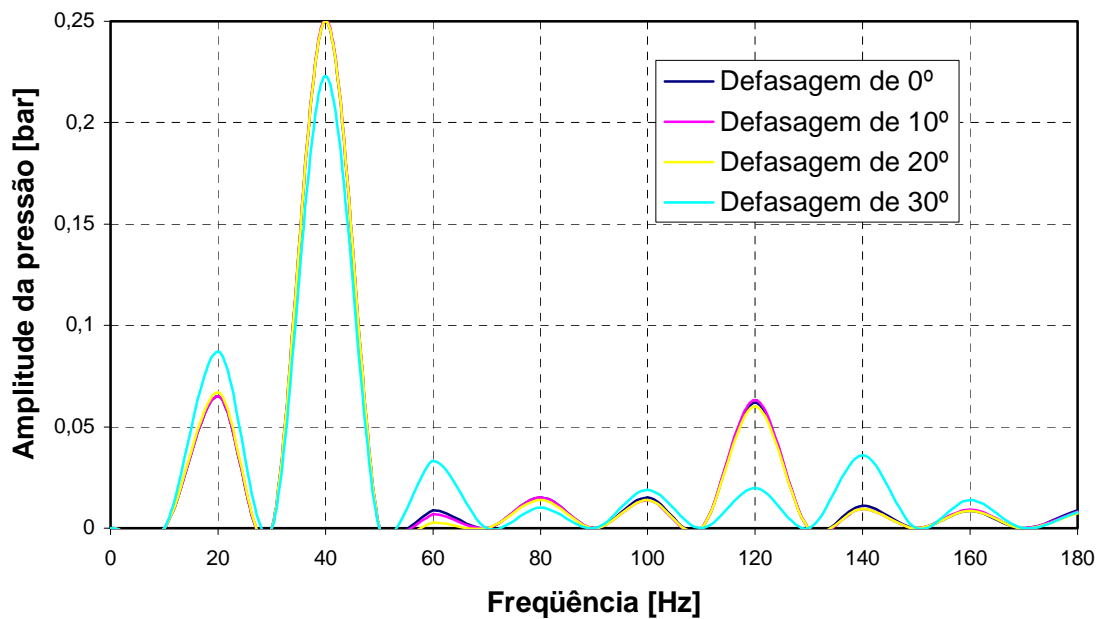


Figura 5.38 – Análise espectral para a rotação de 1200 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão

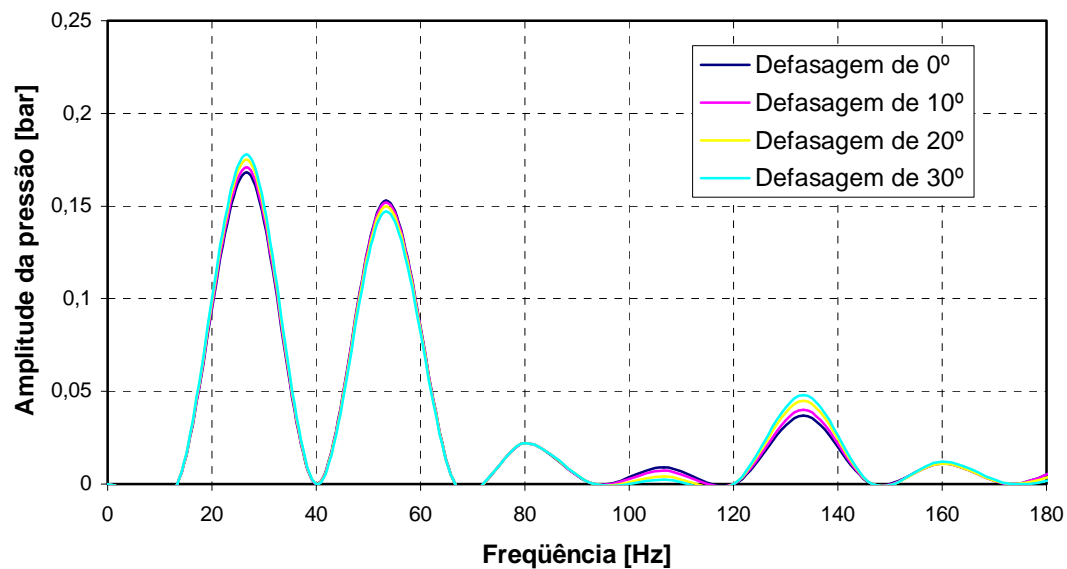


Figura 5.39 – Análise espectral para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão

As Fig. 5.40 e 5.41 apresentam as ondas estacionárias para todas as defasagens com ganho na vazão mássica para a velocidade de rotação de 1600 rev/min relativas à frequência fundamental e ao primeiro harmônico, respectivamente, com o objetivo de avaliar as flutuações de pressão ao longo do conduto.

Foi observada na onda estacionária a existência de uma amplitude elevada com frequência de um quarto de onda referente à frequência do primeiro harmônico, o que também pode ser observado nas curvas apresentadas para a frequência fundamental. A existência de uma onda estacionária de um quarto de onda no conduto se deve ao fato da válvula de admissão permanecer fechada por cerca de três quartos dos 360° ao longo de um ciclo do eixo de comando de válvulas. Através das ondas estacionárias também foi possível notar que as maiores amplitudes se encontram próximas à porta das válvulas e as menores nas extremidades abertas para a atmosfera.

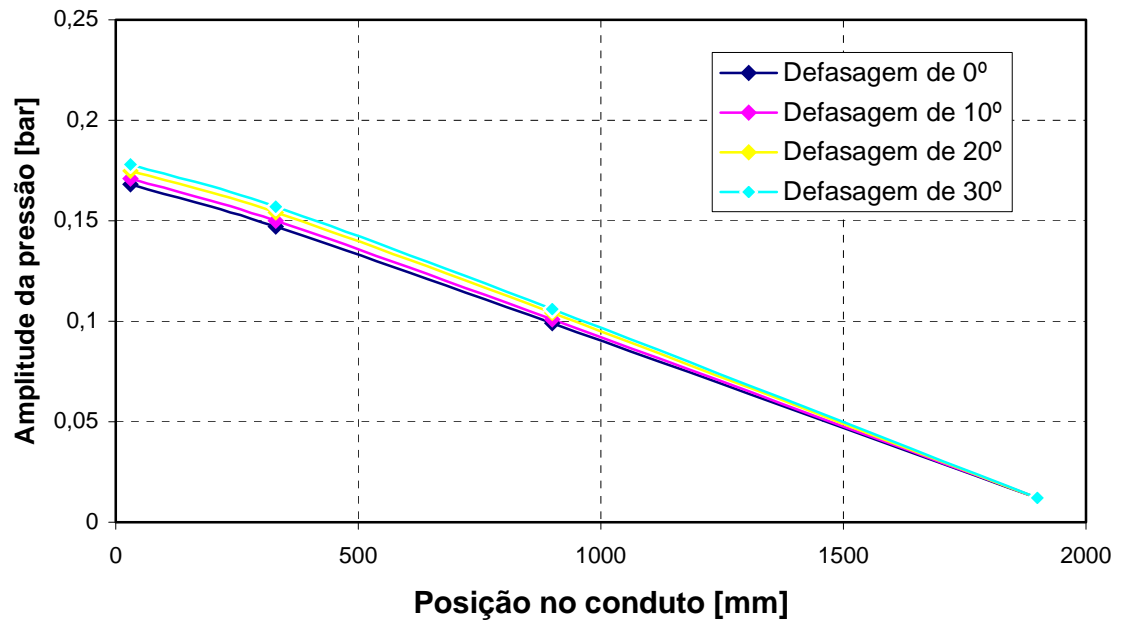


Figura 5.40 – Onda estacionária para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão para a frequência fundamental

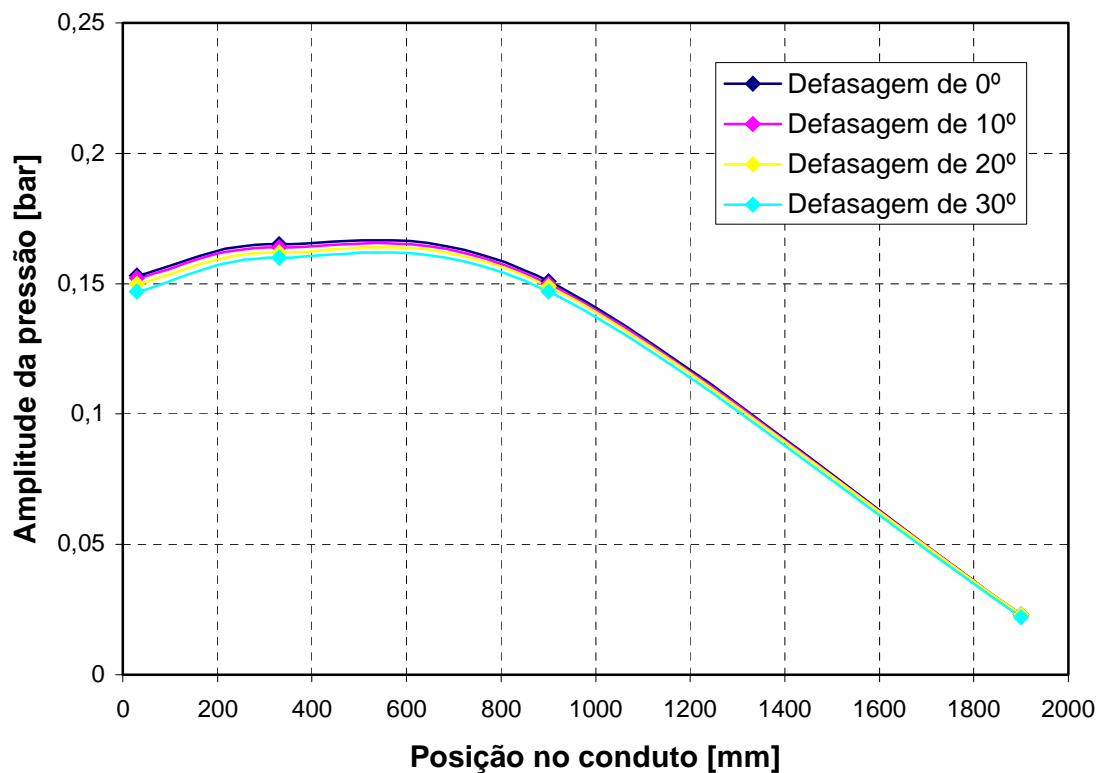


Figura 5.41 – Onda estacionária para a rotação de 1600 rev/min do eixo de comando de válvulas de admissão para o primeiro harmônico

Os resultados apresentados pelo banco de fluxo mostram que, para as defasagens estudadas, a defasagem de 30° apresenta a maior vazão mássica em qualquer regime de rotação no banco de fluxo. Porém, quando estudada a dinâmica dos gases e o movimento das válvulas juntamente com o pistão no ciclo do motor, foi verificado que tal defasagem em teste de motores no dinamômetro não poderia passar de 10°, por condições da dinâmica do motor (a válvula de admissão bate no pistão). Além disso, ao adiantar a abertura de uma das válvulas com relação ao ponto de fase original, poder-se-ia obter um fluxo reverso no conduto de admissão, retornando mistura para a admissão com uma conseqüente diminuição na razão de compressão do motor. Na condição de atraso da abertura da segunda válvula, têm-se limitações referentes ao cruzamento das válvulas de admissão e descarga. Assim, para os testes em dinamômetro foi definido um ângulo de 7,5 graus entre os comes, correspondente a 15 graus de defasagem no virabrequim. Apenas um comando de válvula de admissão com os comes defasados foi utilizado em virtude de restrições orçamentárias.

5.8. Comparação com os Dados Obtidos no Dinamômetro

Os resultados dos experimentos na bancada dinamométrica, analisando o desempenho do motor de combustão interna em plena carga, são apresentados operando com o eixo de comando de válvulas de admissão original e com o eixo de comando de válvulas de admissão defasado, são apresentadas as curvas de torque corrigido, potência corrigida e consumo específico de combustível nas Fig. 5.42 a 5.44. Para estes testes o mapa do módulo de comando da injeção eletrônica de combustível e do ângulo de ignição não foi alterado.

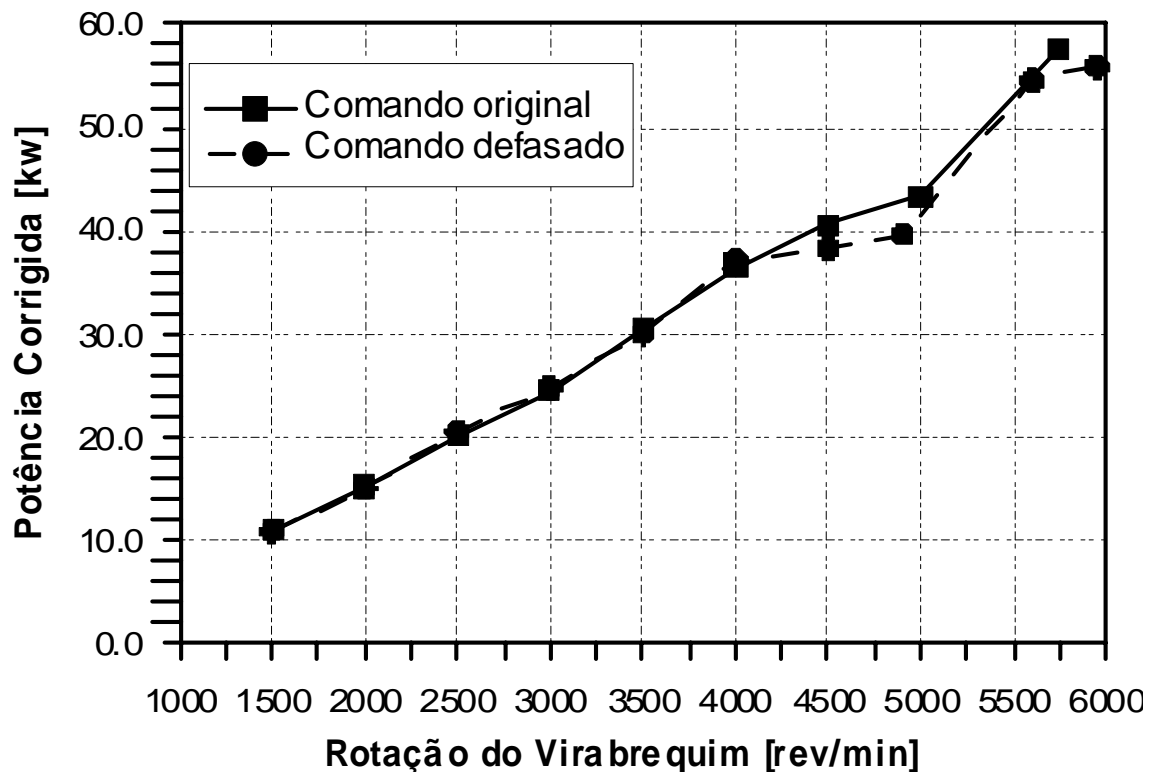


Figura 5.42 – Curvas de potência corrigida do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

A Fig. 5.42 mostra os dados de potência corrigida para o motor com o eixo original e com o eixo com o came defasado de 7,5°, 15 ° do eixo virabrequim. A primeira válvula abre quando o pistão está no PMS, ponto de fasagem original, e a segunda abre 15° após o PMS. A potência corrigida máxima foi de 57,69 kw a 5750 rev/min para o eixo original, e 54,55kw a 5900 rev/min para o eixo com defasagem. Conforme pode ser observado, não se obteve alterações sensíveis ao longo de toda a faixa de rotação testada. A potência de um motor aumenta com a rotação até um limite de acordo com o torque (Heywood, 1988). A potência continua a subir com o aumento da rotação do motor, até se atingir uma condição em que a massa de mistura admitida a cada ciclo se reduz mais rapidamente que a velocidade de aumento do número de ciclos, para um dado intervalo de tempo. Nesse momento, o produto do torque pela velocidade de rotação, ou seja, a potência começa a diminuir (Soares, 2000).

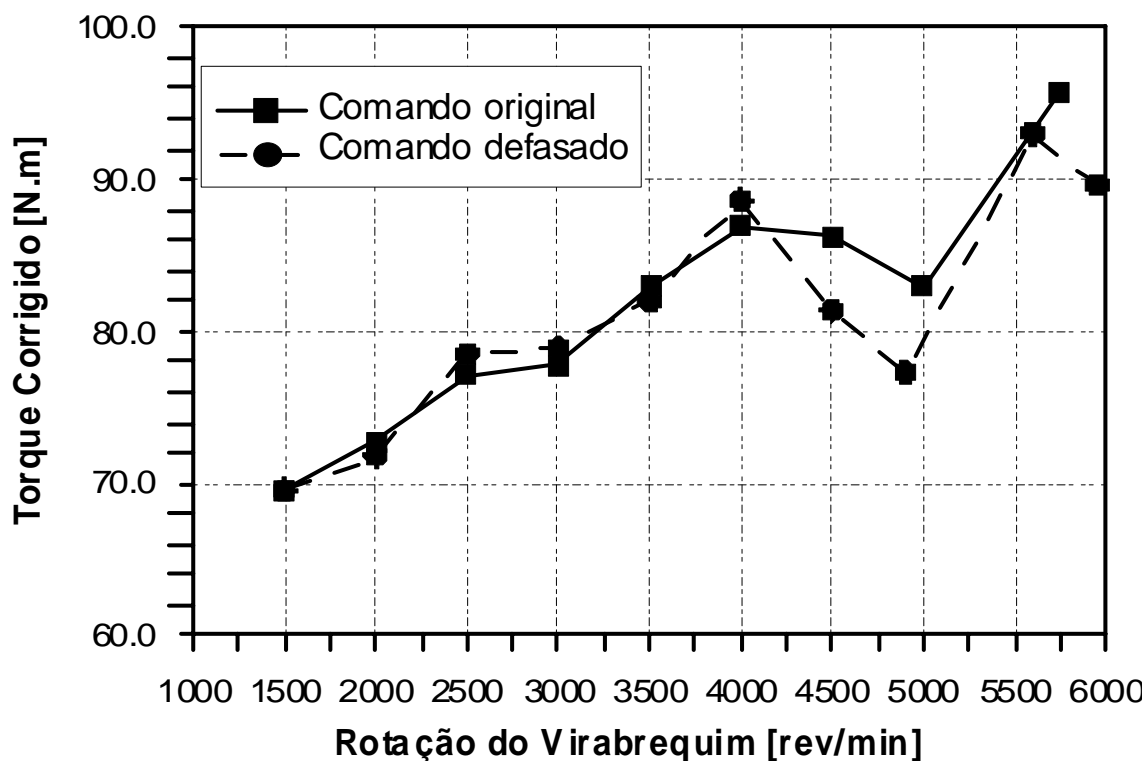


Figura 5.43 – Curvas de torque corrigido do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

Observe-se na Fig. 5.43 que o torque corrigido máximo foi de 94,73 N.m a 5750 rev/min para o comando original, e 91,55 N.m a 5600 rev/min para o comando defasado. Pelo gráfico verifica-se um pequeno aumento de torque na faixa de rotação entre 2500 e 3000 rev/min e uma diminuição de torque na faixa de 4500 e 5000 rev/min com relação ao motor operando com o comando original e defasado, respectivamente.

A incerteza das curvas de desempenho do motor é função de quatro parâmetros: a força medida pelo sistema pneumático, a rotação do motor, o raio do dinamômetro e o medidor de vazão de combustível. Os cálculos das incertezas são apresentados no Apêndice I.

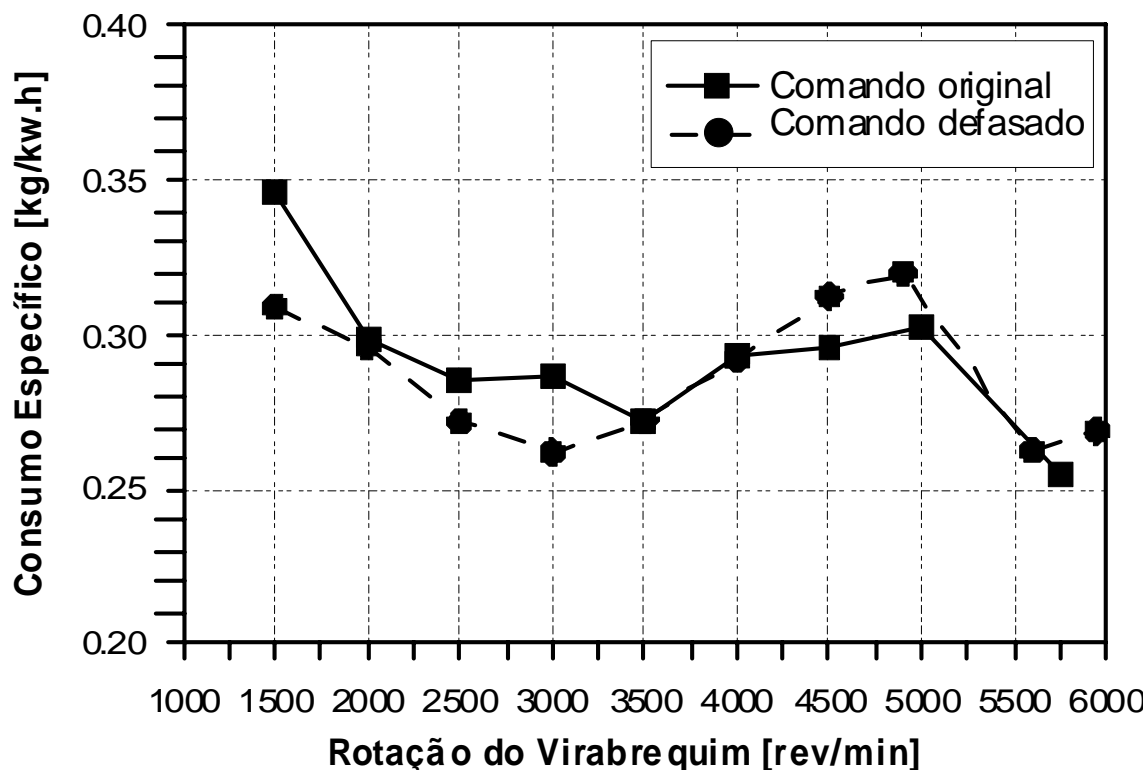


Figura 5.44 – Curvas de consumo específico do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

Quanto ao consumo específico observado (Fig. 5.44), o menor valor foi 0,25 kg/kw.h para o comando original a 5750 rev/min, e 0,26 kg/kw.h com o comando defasado nas rotações de 3000 e 5600 rev/min. Pelo gráfico verifica-se um menor consumo específico para as rotações entre 2500 e 3000 rev/min e um pequeno ganho de torque, caracterizando um aumento de vazão de ar admitido. Para a faixa de rotação entre 4500 e 5000 rev/min ocorre uma elevação do consumo específico com relação ao motor operando com o comando original e observa-se uma pequena queda de torque nesta faixa, caracterizando uma diminuição da vazão de ar admitido.

Alguns parâmetros dos gases de descarga coletados durante o experimento ajudam a compreender alterações referentes à defasagem da abertura das válvulas de admissão, são apresentadas as curvas de emissões de CO₂, CO, O₂ e HC nas Fig. 5.45 a 5.48 e o fator lambda calculado por estas emissões de gases

provenientes da combustão (Fig. 5.49). As emissões foram medidas antes do catalisador.

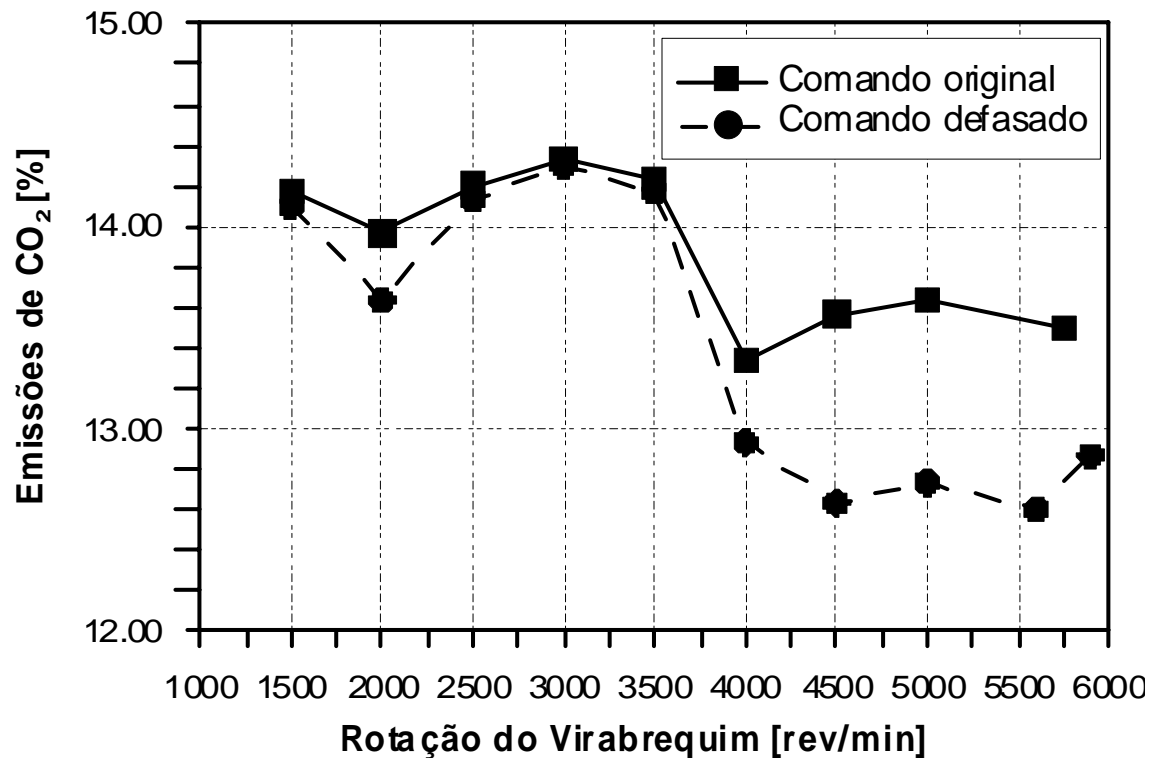


Figura 5.45 – Curvas de emissões de CO₂ do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

O dióxido de carbono (CO₂) na atmosfera está em uma concentração de 330 ppm, sendo um produto final da combustão normal de todo combustível contendo carbono, e do metabolismo aeróbico (respiração). O aumento da concentração de CO₂ no ar pode alterar o ciclo de carbono e modificar o clima pelo efeito estufa. A Fig. 5.45 indica uma piora na combustão com o comando de válvulas de admissão defasado, devido à mistura admitida se afastar da razão estequiométrica (Fig. 5.49).

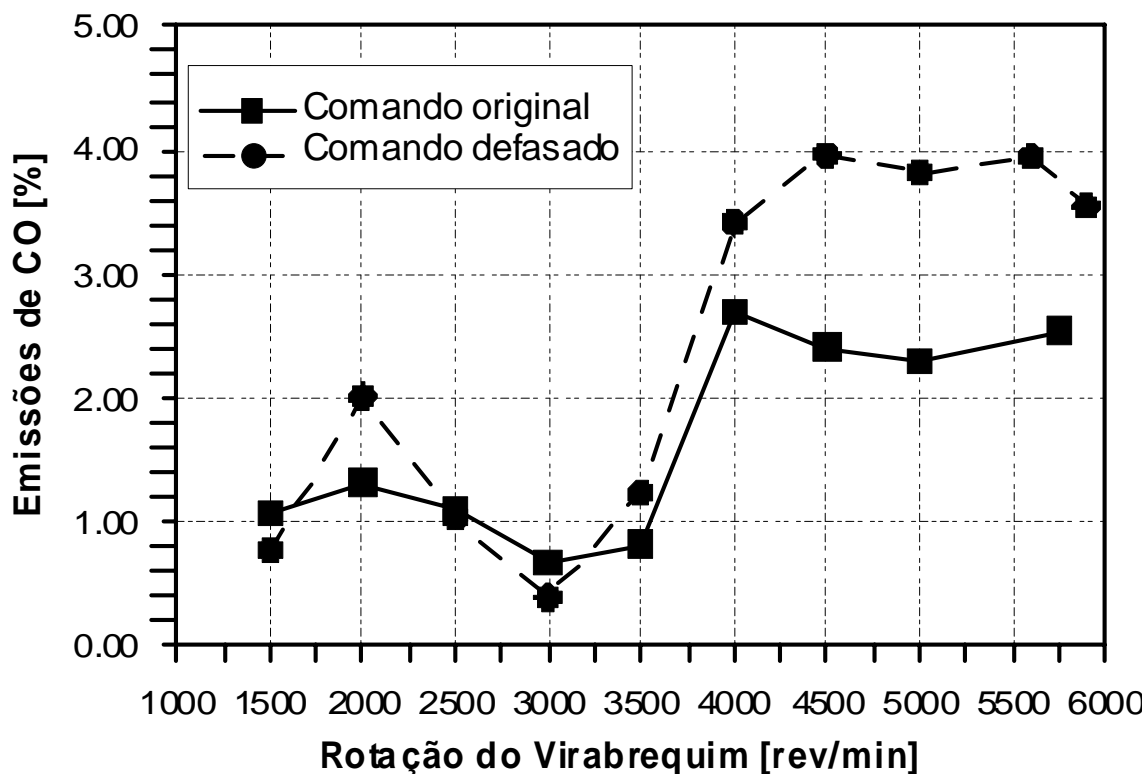


Figura 5.46 – Curvas de emissões de CO do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

O monóxido de carbono (CO) na atmosfera está em uma proporção entre 0,05 e 0,2 ppm, com densidade próxima à do ar. O CO é incolor, inodoro e altamente tóxico, mortal quando em concentrações acima de 1000 ppm e em baixas concentrações devido a sua afinidade com a hemoglobina do sangue. Pode causar asfixia, intoxicação crônica e perda da consciência. A razão ar-combustível da mistura é o principal parâmetro que governa as emissões de CO, que é produzido sob condições de combustão rica. Pode ser observado pela Fig. 5.46 o aumento da concentração de CO para rotações acima de 4000 rev/min. Em torno de 3000 rev/min há uma concentração mínima de CO, caracterizando uma mistura mais pobre.

A Fig. 5.47 apresenta a concentração de oxigênio nos gases de descarga. Pode-se verificar um pico de concentração em torno da rotação de 3000 rev/min, o que também indica uma mistura mais pobre nesta condição.

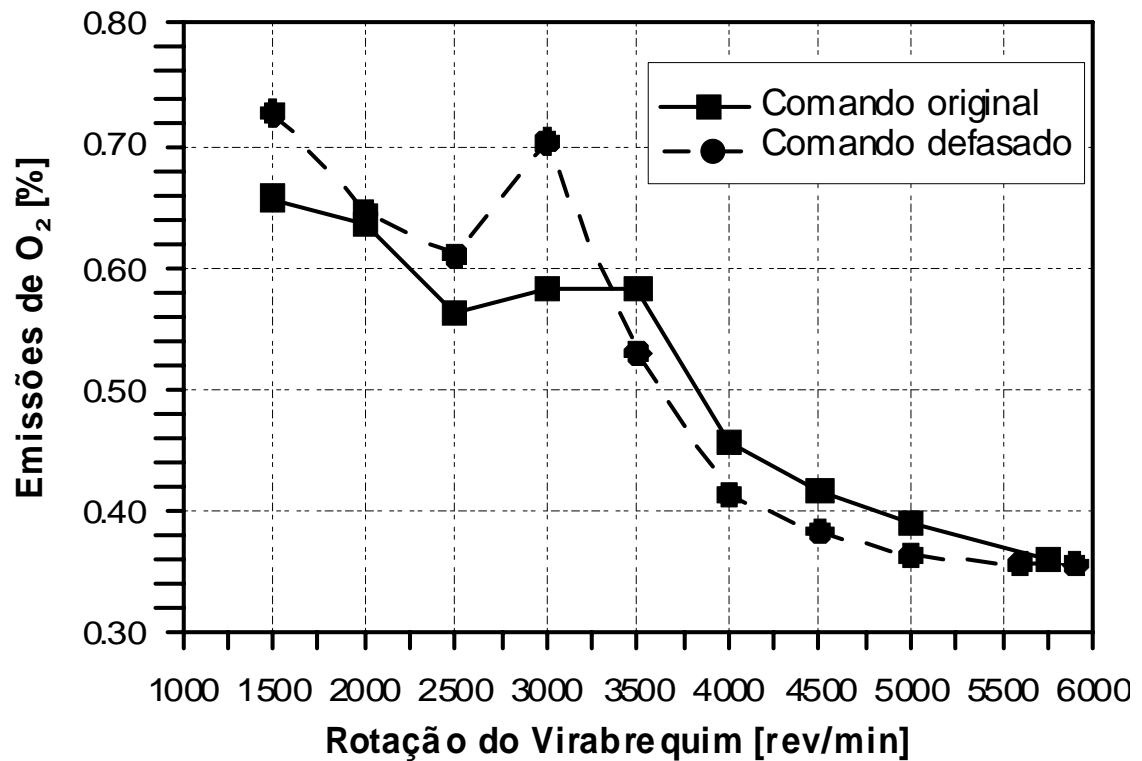


Figura 5.47 – Curvas de emissões de O_2 do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

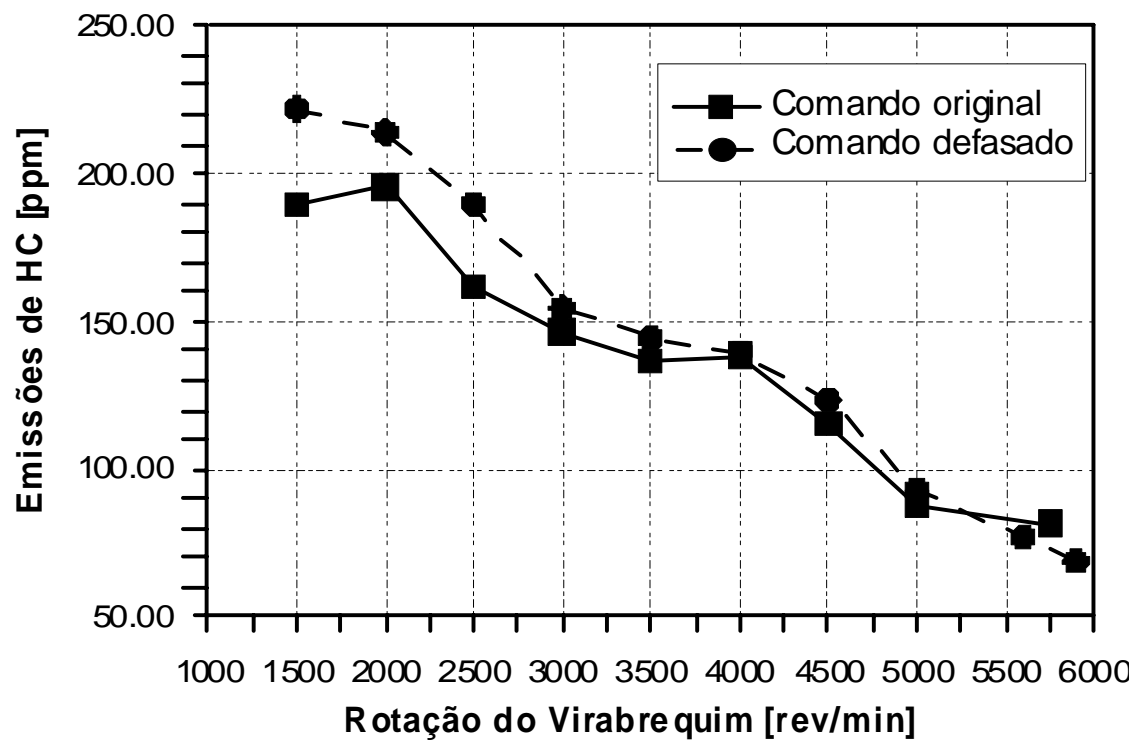


Figura 5.48 – Curvas de emissões de HC do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

O gráfico da Fig. 5.47 apresenta a curva de emissões de formação de hidrocarbonetos não queimados nos gases de descarga, apresentando valores próximos entre os testes dos dois comandos de válvulas de admissão. Para rotações inferiores a 3500 rev/min apresenta maior emissões de hidrocarbonetos que o motor original. Isto pode ser explicado pela maior quantidade de ar que entra na câmara com o eixo defasado. Como a razão de equivalência de mistura nesta faixa de rotação foi mantida aproximadamente constante (Fig. 5.48), haverá também uma maior quantidade de combustível injetado. Conseqüentemente, aumentam as contribuições das aberturas das câmaras e do fenômeno de absorção / desprendimento do filme de óleo para a formação de HC (Sodré e Yates, 1997).

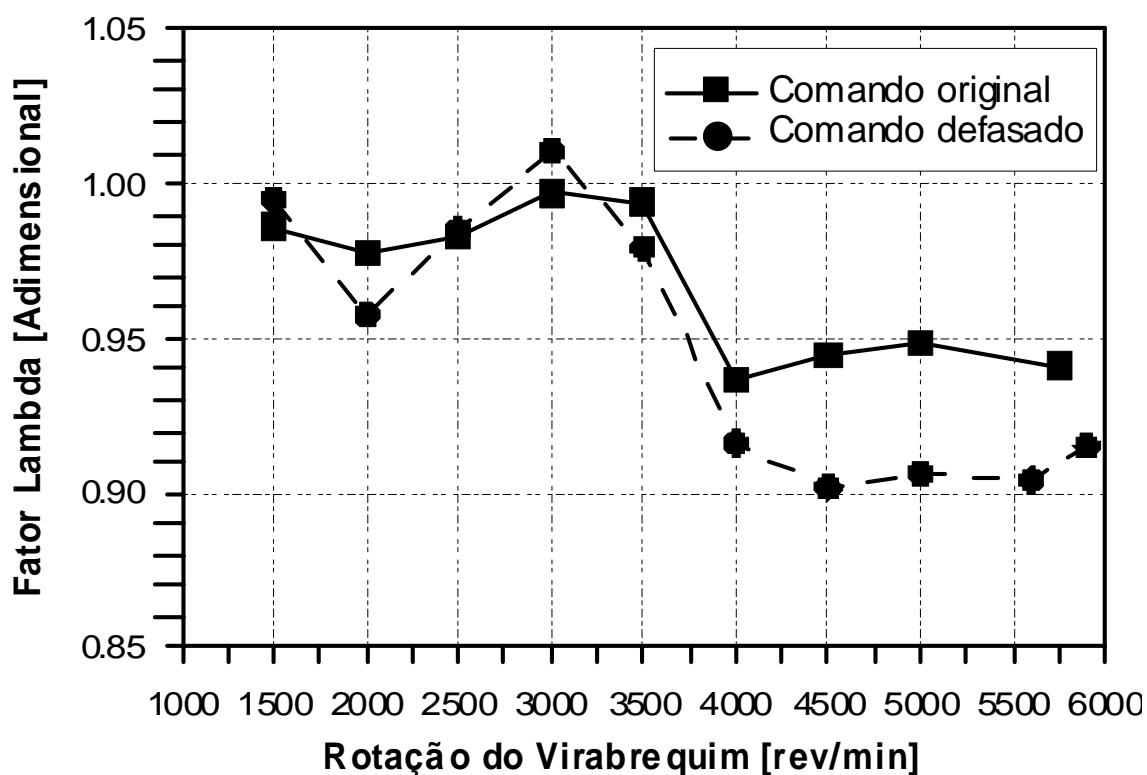


Figura 5.49 – Curvas de fator lambda calculado pelas emissões de gases provenientes da combustão do motor com o comando original 1.0 16V e o comando defasado de 15° (abertura atrasada em relação ao PMS)

A Fig. 5.49 apresenta o fator lambda calculado pelo analisador de gases através das concentrações dos gases de descarga. Quando o fator lambda for maior que 1, a mistura é pobre e, se for menor que 1, há uma mistura rica. A Fig. 5.49 mostra que o motor com o eixo de comando de válvulas de admissão defasado com uma mistura mais rica que com a configuração original para rotações superiores a 3500 rev/min. Este resultado confirma as tendências observadas para CO₂ e CO (Fig. 5.45e 5.46). O enriquecimento da mistura nesta faixa de rotação não foi, contudo, suficiente para afetar substancialmente as emissões de HC (Fig. 5.48).

Os resultados no dinamômetro do motor com a abertura defasada das válvulas de admissão proposta não apresentou vantagens em relação à abertura das válvulas no mesmo ângulo. A sintonização do módulo de comando eletrônico da injeção de combustível e do ângulo de ignição para o eixo defasado pode, contudo, trazer benefícios de performance, especialmente para velocidades de rotação inferiores a 3500 rev/min.

Capítulo 6

Conclusões

6.1. Introdução

Neste capítulo são apresentadas as conclusões obtidas dos resultados dos testes experimentais realizados neste trabalho. Também são feitas sugestões para trabalhos futuros

6.2. Conclusões no Banco de Fluxo

- Cinco posições de defasagem das válvulas de admissão foram testadas, mostrando influência na vazão mássica do ar admitido. A vazão mássica do ar admitido está diretamente ligada à ressonância e anti-ressonância presentes no conduto.
- Os valores de máximos e mínimos das curvas de vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas independem da defasagem, tendo uma alteração significativa quando o comprimento do duto é alterado.
- Os efeitos da defasagem das válvulas podem ser demonstrados através das ondas de pressão na porta das válvulas de admissão.
- A defasagem das válvulas produz um efeito de amortecimento das ondas de pressão geradas nas válvulas de admissão.
- Com o ângulo de defasagem de 30° ocorreu a maior taxa de vazão mássica média na faixa de rotação do eixo comando de válvulas de 200

a 2600 rev/min, tanto para o conduto de 1000 mm quanto para o de 2000 mm.

- O tempo de abertura “fluidodinâmico”, constituindo o período em que a válvula está efetivamente aberta é consideravelmente menor que o tempo de abertura geométrico. Quando a onda de pressão que atinge a porta da válvula é positiva nessa abertura fluidodinâmica verifica-se que a vazão mássica é maximizada. No caso contrário, quando a onda é negativa (onda de rarefação), a vazão mássica é reduzida.
- A variação da defasagem das válvulas de admissão não afeta a forma das ondas estacionária, sendo observada a presença de uma onda estacionária de um quarto de onda.

6.3. Conclusões no Dinamômetro e Analisador de Gases

- As curvas de torque corrigido e potência corrigida em função da rotação do eixo virabrequim não sofreram alteração significativa quando se defasa as válvulas de admissão em 15° para rotações inferiores a 4000 rev/min.
- Para rotações acima de 4000 rev/min, o motor com o eixo de comando de válvulas de admissão defasado apresentou menor torque corrigido e potência corrigida.
- Para rotações acima de 4000 rev/min com as válvulas de admissão defasadas ocorreu um aumento da concentração de CO devido a uma mistura enriquecida. Este resultado pôde também ser observado através do fator λ e da concentração de CO₂.
- As emissões de HC foram maiores com o eixo de comando de válvulas de admissão com abertura defasada para velocidades inferiores a 3500 rev/min. Tal resultado foi atribuído a uma maior quantidade de mistura

admitida, formando uma maior concentração de combustível não queimado na câmara.

- Os resultados sugerem que melhorias na performance podem ser obtidas com a sintonização do módulo de comando eletrônico da injeção de combustível e do ângulo de ignição, além do refinamento do ângulo de defasagem.

6.4. Sugestões para Trabalhos Futuros

- Estudo das influências da defasagem das válvulas de admissão no banco de fluxo com todos os cilindros ativos e os pistões girando o eixo de manivelas pelo motor elétrico.
- Estudo no banco de fluxo de um sistema de controle da massa de ar induzida no motor através de um sistema de borboleta convencional e um pelo controle da abertura das válvulas de admissão sem borboleta.
- Efeitos da defasagem das válvulas de admissão na dinâmica da mistura admitida no cilindro.
- Estudo experimental no dinamômetro de comandos com as defasagens estudadas e testadas no banco de fluxo nesse trabalho.
- Estudo experimental e implementação de um módulo de comando aberto para atuar no controle da injeção eletrônica em testes no dinamômetro.

Referências Bibliográficas

ABNT, 1982, “Apresentação de Desempenho de Motores ACI (Alternativos de Combustão Interna)”, NBR 5477.

ABNT, 1996, “Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva”, NBR ISO 1585.

Asmus, T. W., 1982, “Valve Events and the Engine Operation”, *SAE*, Paper n. 820749.

Asmus, T. W., 1991, “Perspectives on Applications of Variable Valve Timing”, *SAE*, Paper n. 910445.

Benajes, J., Reyes, E., Galindo, J., Peidro, J., 1997, “Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines”, *Engine Modeling - S A E*, Paper n. 970055.

Benson, R. S., 1986, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal – Combustion Engines*, v.2, New York, Oxford University Press.

Blair, G. P. e Drouin, F. M. M., 1996, “Relationship between Discharge Coefficients and Accuracy of Engine Simulation”, *SAE*, Paper n. 962527.

Blair, G. P., Lau, H. B., Cartwright, A., Raghunathan, B. D., Mackey, D. O., 1995, “Coefficients of Discharge at the Apparatuses of Engines”, *Design and Emissions of Small Two and Four Stroke Engines - SAE*, Paper n. 952138.

Butzmann, S., Melbert, J. e Koch A., 2000, “Sensorless Control of Electromagnetic Actuators for Variable Valve Train”, *Variable Valve Actuation 2000 – SAE*, 2000-01-1225, pág. 65-70.

CDTM, 2001, Manual Técnico Mecânica 2000 – Ano 2; Centro de Desenvolvimento de Tecnologia Mecânica; Volume 19; Belo Horizonte, MG, Brasil.

CDTM, 2002, Manual Técnico Mecânica 2000 – Ano 3; Centro de Desenvolvimento de Tecnologia Mecânica; Volume 25; Belo Horizonte, MG, Brasil.

Cunha, S. B. Hedrick, J. K., Pisano, A. P., 2000, "Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation", *Variable Valve Actuation 2000 – SAE*, 2000-01-1220, pág. 1-17.

Danov, S., 1997, "Identification of Discharge Coefficients for Flow Through Valves and Ports of Internal Combustion Engines", *Engine Modeling - SAE*, Paper n. 970642.

Dresner, T. L., e Barkan, P., 1989, "The Application of a Two Input Cam-Actued Mechanism to Variable Valve Timing", *SAE*, Paper n. 890676.

Fleck, R., e Cartwright, A., 1996, "Coefficients of Discharge in High Performance Two-Stroke Engines", *SAE*, Paper n. 962534.

Flierl, R., e Klüting, M., 2000, "The Third Generation of Valvetrains – New Fully Variable Valvetrains for Throttle – Free Load Control", *Variable Valve Actuation 2000 – SAE*, 2000-01-1227, pág. 81-91.

Hannibal, W. e Bertsch A., 1998, "Vast : A New Variable Valve Timing System for Vehicle Engines", *1998 Variable Valve Actuation and Power Boost - SAE*, Paper n.980769.

Hanriot, S. M., Valle, R. M., Medeiros, M. A. F., 1999, "Estudo experimental dos fenômenos pulsantes em um coletor de aspiração de tubo reto de um motor de combustão interna alternativo", *Anais do IV Congresso Iberoamericano de Ingenieria Mecânica*, Santiago do Chile.

Hanriot, S. M., 2001, *Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Conduitos de Admissão em Motores de Combustão Interna*, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

Hara, S. Kumagai, K., Matsumoto, Y., 1989, "Application of a Valve Lift and Timing Control System to an Automotive Engine", *SAE*, Paper n.890681.

Hara, S. Hidaka, A., Tomisawa, N., Nakamura, M., Todo, T., Takemura, S., Nohara, T., 2000, "Application of a Variable Valve Event and Timing System to Automotive Engines", *Variable Valve Actuation 2000 – SAE*, 2000-01-1224, pág. 55-63.

Heisler, H., 1995, *Advanced Engine Technology*, London, SAE International.

Henry, R. R., 2001, "Single-Cylinder Engine Tests of a Motor-Driven, Variable-Valve Actuator", *Variable Valve Actuation 2001* – SAE, Paper n. 2001-01-0241.

Henry, R. R., e Lequesne, B., 1997, "A Novel, Fully Flexible, Electro-Mechanical Engine Valve Actuation System", *1997 Variable Valve Actuation and Power Boost* - SAE, Paper n.970249.

Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, USA, McGraw Hill.

Hosoya, H., Yoshizawa, H., Watanabe, S., Tomisawa, N., Abe, K., 2000, "Development of New Concept Control System for Valve Timing Control", *Variable Valve Actuation 2000* – SAE, 2000-01-1226, pág. 71-79.

Johansson, B., e Söderberg, F., 1996, "The Effect of Valve Strategy on In-Cylinder Flow and Combustion", *Variable Valve Actuation and Power Boost* - SAE, Paper n.960582.

Jost, K., 2001, Automotive Engineering International Magazine, Society of Automotive Engineers, Inc.

Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sanders, J. V., 1980, *Fundamentals of Acoustics*, John Wiley & Sons.

Kline, S. J. e McClintock, F. A., 1953, *Describing Uncertainties in Single Sample Experiments*, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.

Kohany, T., e Sher, E., 1999, "Using the 2nd Law of Thermodynamics to Optimize Variable Valve Timing for Maximizing Torque in a Throttled SI Engine", SAE, Paper n. 1999-01-0328.

Kreuter, P. *et al.*, 1992, "Strategies to Improve SI-Engine Performance by Means of Variable Intake Lift, Timing and Duration", SAE, Paper n. 920449.

Kreuter, P. Heuser, P., Reinicke-Murmann, J., Erz, R., Peter, U., 1999, "The Meta VVH System – The Advantages of Continuously Mechanical Variable Valve Timing", SAE, Paper n. 1999-01-0329.

Lancefield, T. Methley, L., Råse, U., Kuhn, T., 2000, "The Application of Variable Event Valve Timing to a Modern Diesel Engine", *Variable Valve Actuation 2000* – SAE, 2000-01-1229, pág. 105-118.

Lenz, H. P., Geringer, B., Smetana, G., Dachs, A., 1989, "Initial Test Results of an Hydraulic Variable – Valve Actuation System on a Firing Engine", SAE, Paper n. 890678.

Leone, T. G., Christenson, E. J., Stein, R. A., 1996, "Comparison of Variable Camshaft Timing Strategies at Part Load", SAE, Paper n.960584.

Lichty, L.C., 1967, *Combustion Engine Processes*, New York, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.

Martinelli, L. C. Jr, 2002, *Apostila de Motores de Combustão Interna*, Unijuí, Campus Pirambí, S P, Brasil.

Obert, E. F., 1971, *Motores de Combustão Interna*, Rio Grande do Sul, Brasil, Editora Globo.

Payri, F., Desantes, J. M., Corbertaan, J. M., 1988, "A Study of the Performance of a SI Engine Incorporating a Hydraulically Controlled Variable Valve Timing System", SAE, Paper n.880604. Phoenix, L., e Phoenix, J. B., 1991, "A Camshaft Mechanism for Synchrnouns Phasing Valve Timing", SAE, Paper n.910448.

Pierik, R. J., e Gecim, B. A., 1997, "A Low-Friction Variable-Valve-Actuation Device, Part 1: Mechanism Description and Friction Measurements", 1997 *Variable Valve Actuation and Power Boost* - SAE, Paper n.970338.

Pierik, R.J. e Burkhard, J. F, 2000, "Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System", *Variable Valve Actuation 2000* – SAE, 2000-01-1221, pág. 19-26.

Pires, L. B. M., 2003, *Análise Numérica dos Efeitos da Defasagem da Abertura das Válvulas de Admissão nos Motores de Combustão Interna Alternativo*, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil.

Pischinger, M., Salber, W., Staay, F. V. D., Baumgarten, H., Kemper, H., 2000, "Benefits of the Electromechanical Valve Train in Vehicle Operation", *Variable Valve Actuation 2000* – SAE, Paper n.2000-01-1223, pág. 43-54.

Porges, G., 1977, *Applied Acoustics*. Edward Arnold.

Puglisi, A., Sassi, L., Carpegna, G., Peano, S., 1995, *Metodología análisis fluidodinámica / combustione*, Rapporto di lavoro svolto, Itália, Centro Ricerche FIAT, Direzione motori, Orbassano.

Roth, D. B., 1998, “Intake Valve Opening Optimization”, 1998 *Variable Valve Actuation and Power Boost* - SAE, Paper n.981028.

Sassi, L., 1996, *Utilizzo banco non stazionario motori famiglia B-C*, Rapporto di lavoro svolto, Centro Ricerche FIAT, Itália.

Schechter, M. M., e Levin, M. B., 1996, “Camless Engine”, *Variable Valve Actuation and Power Boost* - SAE, Paper n.960581.

Sher, E., e Bar-Kohany, T., 2002, “Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine – a theoretical study”, 2002 *Elsevier Science Ltd. – Pergamon, Energy* 27, Pág. 757-775.

Schirm, Eduardo, 2003, *Aceleração do Motor através da Variação do Ângulo de Abertura da Válvula de Admissão*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

Soares, S. M. C., 2000, *Efeitos da Temperatura, Pressão e Umidade do Ar Atmosférico no Desempenho de um Automóvel*, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil.

Söderberg, F., e Johansson, B., 1997, “Fluid Flow, Combustion and Efficiency with Early or Late Inlet Valve Closing”, *Combustion and Emission Formation in SI Engines* - SAE, Paper n.972937.

Sodré, J. R. e Soares S. M. C., 2003, “Comparision of Engine Power Correction Factors for Varying Atmospheric Conditions”, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*. Rio de Janeiro, v.25, nº 3, Pág. 279-284.

Sodré, J. R. e Soares S. M. C., 2002, “Effects of Atmospheric Temperature e Pressure on the Performance of a Vehicle”, *Journal of Automobile Engineering*, London, UK, V. 216, nº D6, Pág. 473-477.

Sodré, J. R. e Yates, D. A., 1997, “An Improved Model for Spark Ignition Engine Exhaust Hydrocarbons”, *Issues in Emissions Control Technology* (SP- 1248) ed. PA. USA, SAE, Pág. 135-152.

Taylor, C. F., 1971, *Análise dos Motores de Combustão Interna*, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda.

Tijolo, A., 1991, "The Variable Valve Timing System – Application on V8 Engine", SAE, Paper n.910009.

Treinamento de Serviço FORD, 1999; Motor MWM Sprint; São Bernardo do Campo, SP, Brasil.

Urata, Y., Umiyama, H., Shimizu, K., Fujiyoshi, Y., Sono, H., Fukuo, K., 1993, "A Study of Vehicle Equipped with Non-Throttling S.I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism", SAE, Paper n.930820.

White, A. e Passmore M. A., 1998, "Measurements of Air Flow Around an Inlet Valve Using a Pitot Probe", *Analysis of Combustion and Flow Diagnostics* - SAE, Paper n.980142.

Winterbone, D. E., e Pearson, R. J., 1999, *Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.

Winterbone, D. E., e Pearson, R. J., 2000, *Theory of Engine Manifolds Design – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.

Apêndice I

Motores de Combustão Interna

I.1. Histórico

Os motores de combustão interna, a princípio denominado de motores de explosão devido à explosão da mistura combustível / ar dentro do cilindro para sua transformação em energia, tiveram como origem o motor proposto por Huygens em 1680, em que o combustível utilizado era a pólvora. Em 1794, Robert Street patenteou um motor de combustão interna que consistia de um cilindro de potência e outro fazendo papel de bomba, sendo conectados pelos extremos de uma haste. Na parte inferior do cilindro de potência era fornecido calor através de uma chama. Porém, este motor proposto e apresentado na Fig. I.1 não foi construído. Caso contrário, teria sido o primeiro motor de combustão interna em que o combustível líquido seria inserido diretamente no cilindro. Samuel Brown, em 1826, foi o primeiro a analisar a depressão gerada no interior do cilindro, utilizando o escoamento do ar para a injeção de gás combustível.

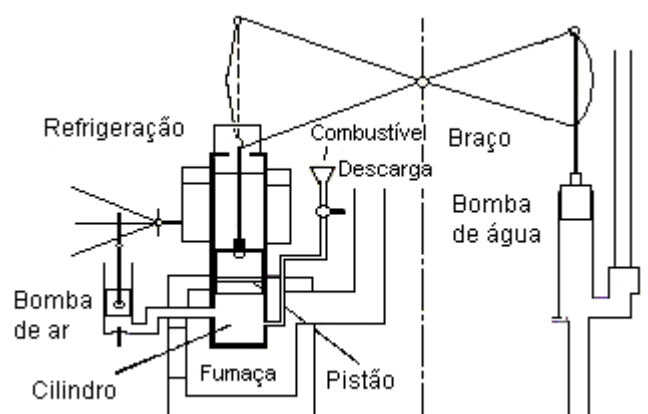


Figura I.1 – Motor de Robert Street (Lichty,1967)

Os motores de combustão interna começaram a se tornar realidade a partir de 1860, quando J. J. Lenoir construiu um motor comercial (Fig. I.2), funcionando a gás sob pressão atmosférica, e excluída a compressão antes da combustão.

Neste motor, gás e ar eram enviados para o interior dos cilindros durante a primeira metade do deslocamento do pistão. Uma faísca se encarregava da ignição, quando ocorria o aumento da pressão. Os gases queimados entregavam potência para o pistão na segunda metade do deslocamento do pistão. O ciclo era completado com o processo de descarga. Foram fabricados em torno de cinco mil motores entre 1860 e 1865, possuindo uma potência de 6 HP e uma eficiência de 5% (Heywood, 1988).

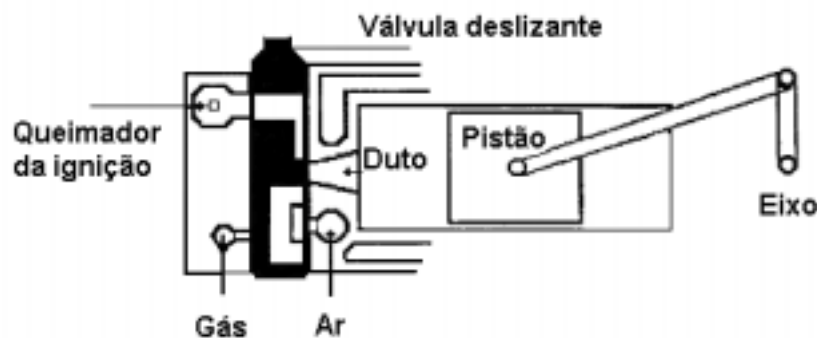


Figura I.2 – Motor de Lenoir (Lichty, 1967)

Em 1862, Alphonse Beau de Rochas publicou um trabalho onde enunciava as condições práticas de maior utilização do calor e obtenção da máxima economia, patenteado na França sob o número 52593, de 16 de janeiro de 1862. Entretanto, o desenvolvimento mais bem sucedido dos motores de combustão interna ocorreu em 1867, quando Nicolaus A. Otto e Eugen Langen utilizaram o aumento da pressão resultante da combustão de uma mistura combustível / ar em uma primeira etapa para acelerar o pistão, gerando uma depressão momentânea, e o movimento de uma cremalheira fazendo a função de abertura para a entrada da mistura no cilindro. Nesse instante, ocorria o fluxo de mistura para o interior do cilindro, e em uma próxima etapa a realização de trabalho pela combustão, que através de uma transmissão ao eixo de saída era acoplada por uma embreagem. O posicionamento de uma válvula deslizante, semelhante a válvula do motor de Lenoir (Fig. I.2) controlava a admissão, a ignição para a queima do gás e a descarga. Foram fabricados em torno de cinco mil motores, obtendo uma eficiência térmica em torno de 11% (Heywood, 1988).

Para superar as deficiências principais de seu primeiro motor, com eficiência térmica baixa e peso excessivo, Otto em 1876 propôs um ciclo do motor com quatro cursos do pistão (Fig. I.3). Em um primeiro curso ocorre a admissão, em seguida o curso da compressão antes da ignição, uma expansão ou o curso de realização de trabalho, transferido ao eixo de manivela, e finalmente o curso da descarga. O primeiro protótipo do motor de quatro tempos com ignição por centelha foi construído em 1876. Otto e Langen então fundaram a sua fábrica de motores, "Gasmotororenfabrik Deutz AG" construída em 1890 no distrito de Colônia, Alemanha.

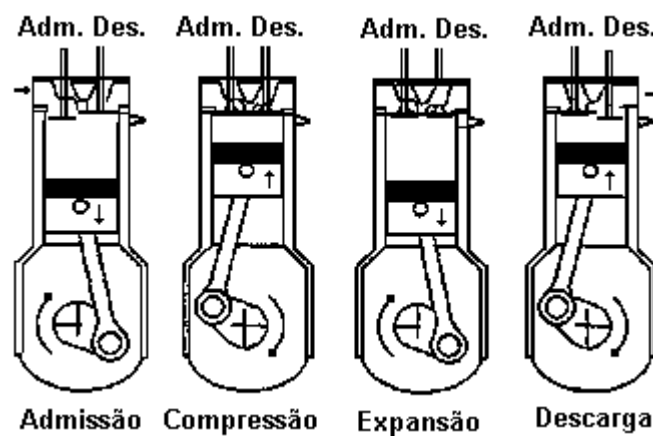


Figura I.3 – Motor de quatro tempos com ignição por centelha
(Heywood, 1988)

Em 1873, o norte americano Brayton desenvolveu um motor que tinha a particularidade de efetuar a combustão à pressão constante e ter o ciclo de expansão completo. Apresentado na Fig. I.4, o motor de Brayton possui um cilindro utilizado para comprimir a mistura combustível / ar e um outro como cilindro de trabalho, tendo uma dimensão suficiente para obter a expansão completa.

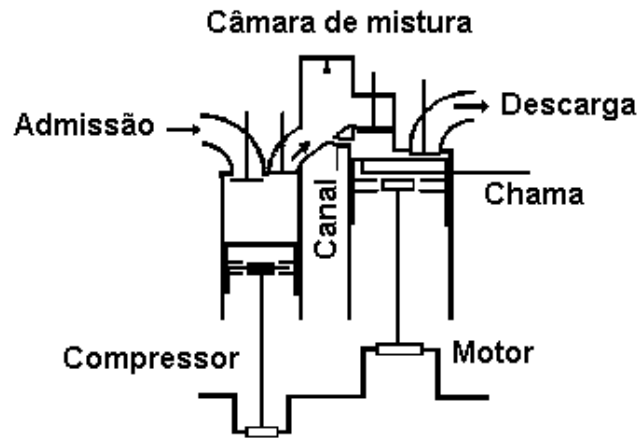


Figura I.4 – Motor de Brayton (Lichty, 1967)

Desenvolvimentos adicionais seguiram rapidamente uma vez que o impacto que Otto tinha conseguido se tornou evidente. Por volta de 1880, diversos engenheiros como Dugald Clerk e James Robson, na Inglaterra, e Karl Benz na Alemanha, desenvolveram com sucesso os motores de dois tempos de combustão interna. James Atkinson, também na Inglaterra, fez um motor com uma expansão mais longa do que o curso da compressão, que teve uma alta eficiência para os processos, porém com o motor apresentando fragilidades mecânicas. Em torno de 1900, os motores de ignição por compressão tiveram uma maior importância em seu desenvolvimento, tendo o engenheiro alemão Rudolf Diesel como principal pesquisador deste novo motor de combustão interna (Heywood, 1988).

Durante as últimas décadas do século XX, novos fatores para a mudança tornaram-se importantes e agora afetam significativamente o projeto e a operação do motor. Estes fatores são, em primeiro lugar, a necessidade de controlar a contribuição automotiva à poluição de ar urbana e, segundo, à necessidade em obter melhorias significativas no consumo do combustível.

I.2. Operação

O motor de combustão interna é uma máquina térmica em que o gás é admitido e descarregado através das válvulas ou janelas. Como consequência, o movimento do gás é transiente, ou seja, sua velocidade e pressão variam no tempo. Isso é determinado pela diferença de pressão entre a entrada do conduto de admissão e o cilindro. Esta diferença de pressão está diretamente

vinculada ao ciclo em que o motor de combustão interna está operando, podendo ser de quatro ou de dois tempos.

A maioria das máquinas térmicas é constituída pelos motores de combustão interna que utilizam o princípio do pistão alternativo mostrado na Fig. I.3, em que para realizar um ciclo do motor são necessárias de duas voltas no eixo de manivelas.

Em um processo teórico, a admissão ocorre com a válvula de admissão aberta e a válvula de descarga fechada, o pistão inicia seu movimento em ponto morto superior (PMS), movimentando-se em direção ao ponto morto inferior (PMI). Através desse percurso cria-se uma região de depressão no interior do cilindro, com a indução de mistura ar-combustível, para motores com ignição por centelha, ou somente ar, para motores com ignição por compressão. A fase de compressão ocorre com ambas as válvulas fechadas, sendo a mistura comprimida pelo pistão, com conseqüente aumento de sua temperatura e pressão. Em motores de ignição por centelha a combustão é induzida próximo ao término do processo de compressão, seu início se dá pela vela de ignição. Em motores com ignição por compressão a combustão é iniciada pela injeção de combustível no ar quente e pressurizado. A mistura então se expande e trabalho é realizado sobre o pistão à medida que este retorna ao PMI, realizando assim a expansão. Quando o pistão atinge o PMI, a válvula de descarga se abre e os gases queimados são expulsos do cilindro com o movimento do pistão para o PMS, com a válvula de admissão permanecendo fechada.

Concluído um ciclo o motor está apto a realizar outro ciclo, com a velocidade determinada pelas revoluções do eixo de manivelas. Algumas melhorias são implementadas no processo. A eliminação dos gases de exaustão do cilindro é melhorada abrindo-se a válvula de descarga antes que o pistão tenha atingido completamente o PMI de sua fase de potência motriz e atrasando-se o fechamento da válvula, até que o pistão já tenha iniciado a fase de admissão (Heisler, 1995). Para melhorar o enchimento de mistura fresca de ar no interior do cilindro a válvula de admissão é projetada para abrir-se imediatamente antes que o pistão atinja o PMS na fase de descarga. A válvula de admissão,

portanto, permanece aberta por toda a fase de admissão de ar atmosférico e parte da fase de compressão. O movimento angular total em que tanto a válvula de admissão quanto a de descarga estão simultaneamente abertas na região de PMS é conhecido como cruzamento de válvulas. A Fig. I.5 mostra uma abertura e um fechamento progressivo das válvulas de admissão e descarga e a região de cruzamento (“overlap”).

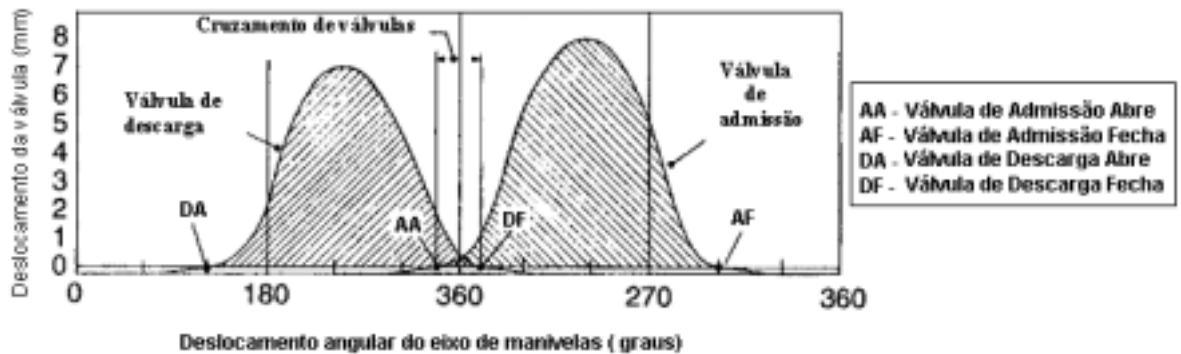


Figura I.5 – Deslocamento das válvulas de admissão e descarga (Heisler,1995)

Para maximizar a saída dos gases do cilindro, a válvula de descarga é aberta (DA) assim que o pistão se aproxima do ponto PMI em sua fase de trabalho. Como consequência, os gases de exaustão que estão a uma pressão em torno de 3 a 4 bar (Heisler, 1995) são eliminados pelo sistema de descarga. A expulsão antecipada da maioria dos gases pela sua própria energia cinética minimiza o trabalho realizado pelo pistão na descarga dos gases. É importante observar que uma abertura antecipada da válvula de descarga no curso de potência motriz do pistão não representa uma grande perda de energia motriz, uma vez que a válvula tem sua abertura iniciada quando o pistão já tem sua velocidade reduzida (quase atingindo o PMI).

O atraso no fechamento da válvula de descarga até que o eixo de manivelas já tenha ultrapassado PMS no início do processo de admissão do ar favorece uma melhor eliminação dos gases provenientes da combustão (Fig. I.6). Isto facilita a mistura fresca a entrar na câmara de combustão quando a válvula de admissão está parcialmente aberta e o movimento do pistão ainda não produziu depressão no interior do cilindro.

Em efeito ao cruzamento das válvulas (Fig. I.6), a quantidade de gases residuais que permanecem no interior do cilindro é diminuída, aumentando

assim a quantidade de mistura fresca admitida para a próxima combustão, maximizando a energia e por conseqüência uma elevação da temperatura da combustão, gerando problemas relacionados a emissões de poluentes.

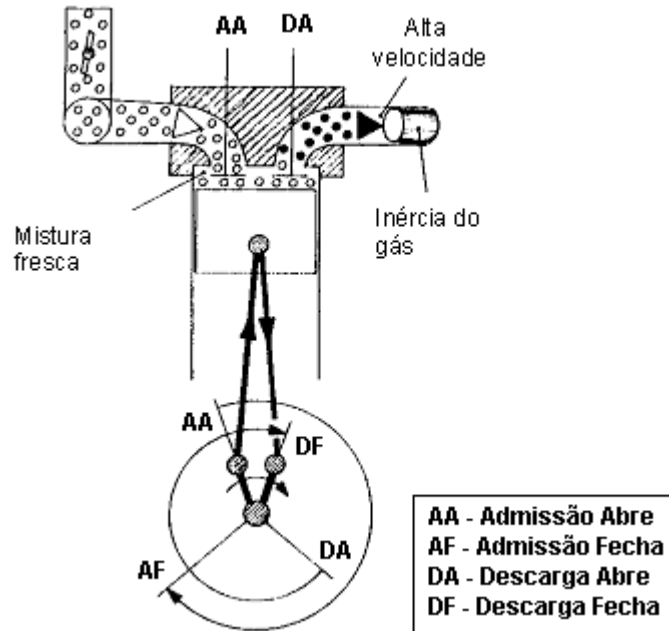


Figura I.6 – Efeito do cruzamento das válvulas de admissão e descarga (Heisler, 1995)

Em motores modernos, devido ao limite de emissões do PROCONVE, houve a necessidade de uma fração de gás de descarga ser recirculado para o conduto de admissão (“exhaust gas recirculated” - EGR), diminuindo a energia disponível na mistura admitida, mantendo a temperatura de combustão inferior a 1400 °C para reduzir a formação de óxidos de nitrogênio (Winterbone e Pearson, 1999).

Durante a fase inicial do processo de admissão o pistão acelera e atinge sua velocidade máxima em um ponto médio do curso. Após este ponto, seu movimento é desacelerado até atingir o repouso no final do curso (PMI). Portanto, a pressão no interior do cilindro na fase de admissão varia conforme o ângulo em que se encontra o pistão (Fig. I.7). A depressão no interior do cilindro é continuamente reduzida até atingir o valor novamente da pressão atmosférica no PMI. A partir do PMI, o atraso no fechamento da válvula de admissão permite que a massa de ar admitida continue a entrar no cilindro, devido a sua inércia, contrária ao movimento do pistão que está em seu curso

de compressão. Assim, como uma maior quantidade de mistura entra no interior do cilindro, a pressão interna tende a aumentar para valores acima da pressão atmosférica, em torno de 0,1 bar manométrico (Heisler, 1995).

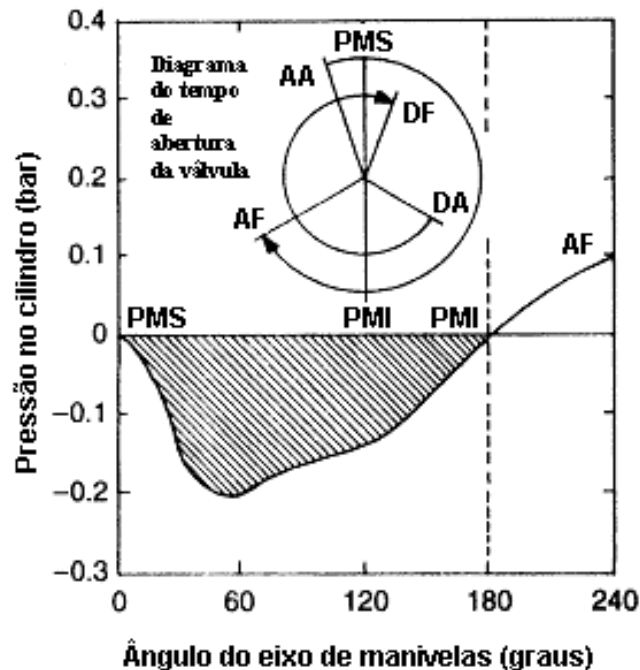


Figura I.7 – Pressão no cilindro x ângulo manivela (Heisler, 1995)

Para induzir uma maior quantidade de ar fresco para o interior do cilindro, a válvula de admissão inicia sua abertura no final da fase de descarga do pistão, quando os gases queimados possuem velocidade suficiente para formar uma região de depressão no início do sistema de descarga. Se a válvula de admissão tem sua abertura iniciada muito cedo, parte dos gases de exaustão e aqueles não queimados podem ser empurrados em direção ao conduto de admissão, através da válvula de admissão, ao invés de serem conduzidos para a descarga. Isto pode ocorrer quando a válvula borboleta está parcialmente fechada e a depressão média no conduto de admissão é maior que aquela no interior do cilindro. O atraso no fechamento da válvula de admissão para depois do PMI (na fase de compressão) tem por objetivo utilizar a inércia da mistura de ar fresco movendo-se em direção à porta da válvula. Isto proporciona um tempo maior de entrada do ar no interior do cilindro, aumentando a densidade de ar no interior do mesmo (Fig. I.8), com um conseqüente aumento do rendimento volumétrico em situações de alta rotação do motor. O efeito causado por esse fenômeno é conhecido como “efeito RAM” (Benson, 1986).

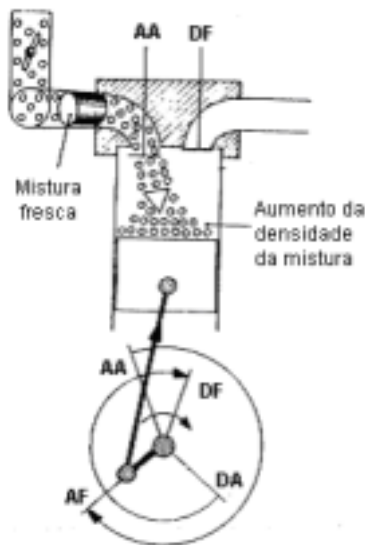


Figura I.8 – Efeito do atraso do fechamento da válvula de admissão
(Heisler, 1995)

Entretanto, em baixas velocidades, quando há insuficiente momentum e densidade de ar, o movimento do pistão em sua fase de compressão em direção ao PMS pode empurrar a mistura de ar e combustível de volta ao conduto de admissão, reduzindo consideravelmente o rendimento volumétrico. Este efeito torna-se progressivamente maior com o aumento da velocidade do motor. A válvula de admissão é fechada mais ou menos 40 para 60° depois de PMI, em parte para tirar vantagem deste fenômeno RAM (Heywood, 1988).

A variação do rendimento volumétrico com a variação da rotação do motor indica o torque que o motor é capaz de produzir. Portanto, um perfeito ajuste das válvulas nas fases de admissão e descarga é de fundamental importância na resposta do motor e no seu desempenho.

O atraso no fechamento da válvula de admissão em baixas velocidades de rotação faz com que o pistão possa empurrar para o conduto de admissão a mistura de ar fresco inicialmente admitida, causando uma redução do rendimento volumétrico (Fig. I.9). Entretanto, em altas velocidades, ocorre um aumento da inércia do ar de admissão, e este entra no cilindro com uma densidade maior.

Em baixas velocidades de indução não há uma grande inércia do movimento do ar de admissão e, conseqüentemente, a quantidade de massa de ar no

interior do cilindro se torna reduzida. Nota-se então que este fluxo reverso é maior para menores velocidades do motor, sendo uma inevitável consequência da válvula de admissão fechando no tempo selecionado para tirar vantagem do efeito RAM para altas velocidades (Heywood, 1988). A Fig. I.9 mostra os efeitos da rotação do motor no rendimento volumétrico para diferentes valores angulares de fechamento da válvula de admissão depois do PMI (APMI).

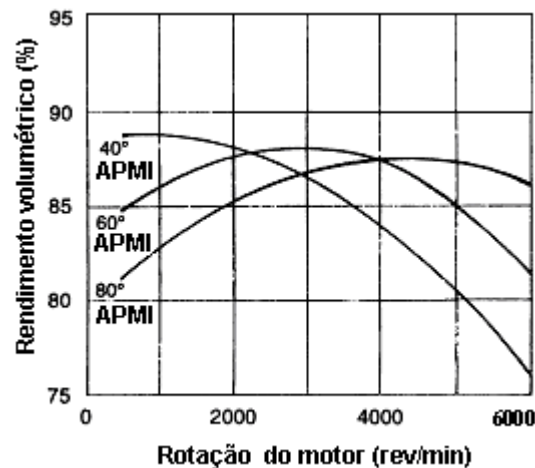


Figura I.9 – Rendimento volumétrico x rotação (Heisler, 1995)

Os benefícios em atrasar o fechamento da válvula de descarga, e adiantar a abertura da válvula de admissão, causando um cruzamento entre as válvulas são mais eficazes a partir de médias para altas velocidades (de 4000 rev/min em diante). Infelizmente, as vantagens na abertura precoce da válvula de admissão e o fechamento atrasado da válvula de descarga causam vários efeitos negativos na emissão dos gases de descarga. A válvula de descarga fechando atrasada induz a carga de ar fresco a entrar na câmara de combustão e no cilindro durante uma parte não efetiva do curso do pistão (na fase de admissão), quando o motor está a um regime de rotação mais elevado. Entretanto, quando a velocidade do motor é reduzida, uma parcela da carga de ar fresco não entra efetivamente apenas no cilindro, mas somente é carregada com a movimentação rápida dos gases queimados para o sistema de descarga em conjunto com os gases queimados do processo de combustão. A perda de carga de ar fresco para o sistema de exaustão torna-se mais pronunciada se o atraso da válvula de descarga é elevado e a rotação é baixa. Conseqüentemente, haverá um aumento dos gases não queimados e aumento

da quantidade de hidrocarbonetos e monóxido de carbono presentes na composição dos gases de descarga.

Na Fig. I.10 pode ser observado que quando a válvula borboleta é progressivamente fechada, o aumento da depressão no conduto de admissão pode induzir os gases não queimados a retornar em direção ao conduto de admissão.

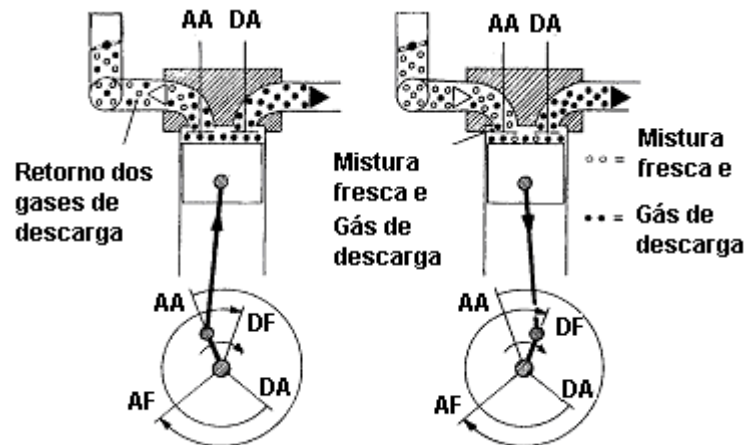


Figura I.10 – Efeito do cruzamento das válvulas em baixas velocidades (Heisler, 1995)

As válvulas em um motor de combustão interna têm como função controlar o fluxo de gases que entram e saem do cilindro. Para analisar os efeitos do tempo da válvula (Fig. I.11) sobre o desempenho do motor, quatro fases são estabelecidas: a primeira, em que a válvula de admissão se abre (AA); a segunda, em que a válvula de admissão se fecha (AF); a terceira, em que a válvula de descarga se abre (DA); e a quarta, em que a válvula de descarga se fecha (DF). Essas fases são definidas no exato instante que cada válvula sai ou retorna para sua posição inicial (Cunha *et al*, 2000).

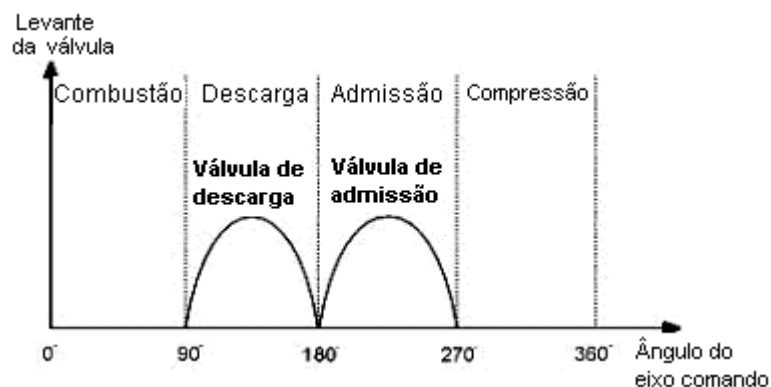


Figura I.11 – Período de abertura das válvulas

No interior do conduto, sobrepostos ao movimento do gás, surgem, também, os fenômenos oscilatórios (pulsantes ou transientes). Ocorrem, portanto, fenômenos de inércia (movimento do gás) e fenômenos transientes (oscilação de pressão devida ao movimento das válvulas e do pistão) (Hanriot *et al*, 1999).

As válvulas podem ser acionadas diretamente pelos tuchos, denominado acionamento direto, ou por diversos dispositivos, como acionamento por balancim pelas extremidades, acionamento por balancim pelo centro e acionamento por balancim pelo centro com deslocamento. Estes mecanismos são mostrados nas Fig. I.12 a I.15 (Heywood, 1988):

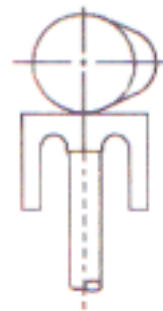


Figura I.12 – Acionamento direto da válvula

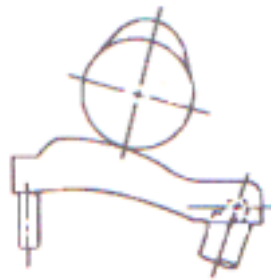


Figura I.13 – Acionamento da válvula por balancim pelas extremidades

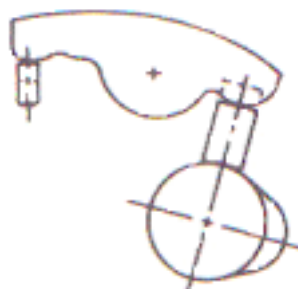


Figura I.14 – Acionamento da válvula por balancim pelo centro

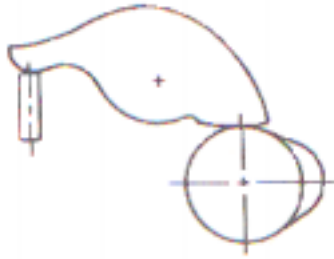


Figura I.15 – Acionamento da válvula por balancim pelo centro com deslocamento

Estes mecanismos compreendem o tucho e o came (no acionamento direto), o balancim e a haste, quando não apoiados diretamente sobre a válvula. No momento em que o eixo comando de válvulas gira, o ressalto deste aciona o tucho, que por sua vez move a haste, fazendo com que o balancim transmita o movimento à válvula, abrindo-a. Há um conjunto destes (tucho, haste, balancim) para cada ressalto, um mecanismo para cada válvula, tanto de admissão quanto de escape (Fig. I.16).

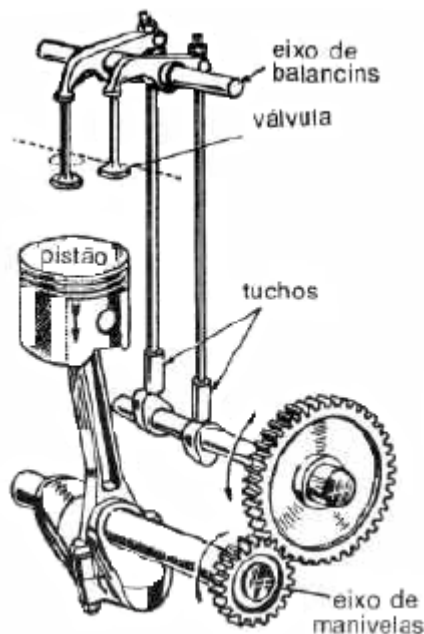


Figura I.16 – Eixos, tuchos e válvulas (Martinelli, 2002)

Apêndice II

Limites de Emissões Veiculares

O controle de emissões de poluentes, que no Brasil foi institucionalizado pelo PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores – em 1986 (Resolução CONAMA 18/86), e estabelece limites para as emissões de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NO_x), aldeídos e emissões evaporativas. Encontra-se na Tab. II.1 a evolução dos limites de emissões no Brasil. O PROCONVE tem como objetivo a redução dos níveis de emissões de poluentes nos veículos automotores após a constatação da grave poluição ambiental verificada principalmente nos grandes centros urbanos e o incentivo ao desenvolvimento tecnológico nacional, tanto na engenharia automotiva, como em métodos e equipamentos para a realização de ensaios e medições de poluentes.

Tabela II.1 – Limite de emissões do PROCONVE

FASE	PERÍODO	Poluentes (g/km)				CO em marcha lenta (% vol)	Evaporativas (g/teste)
		CO	HC	NO _x	Aldeídos		
I	01/06/88 a 31/12/91	24,0	2,1	2	Valores Típicos	3	6
II	01/01/92 a 31/12/96	12,0	1,2	1,4	0,15	2,5	6
III	Desde 01/01/97	2,0	0,3	0,6	0,03	0,5	6

Os limites de emissões no Brasil nos próximos anos serão mais exigentes. Encontra-se na Tab. II.2 a proposta do IBAMA (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis) e dos fabricantes de veículos automotores, ANFAVEA (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores) para as fases IV e V do programa do PROCONVE, que serão implantadas a partir de 2005.

Apêndice III

Análise de Incerteza das Medições Experimentais

III.1. Incerteza dos Dados Obtidos no Banco de Fluxo

A incerteza das curvas de pressão e vazão dos testes do banco de fluxo é função da incerteza de dois parâmetros: a pressão medida pelos transdutores de pressão e a vazão medida pelo medidor laminar de vazão. As incertezas foram calculadas pela metodologia de Kline e McClintock (1953).

III.1.1. Incerteza para a Medição de Vazão

A incerteza da medição de vazão é proveniente do medidor de vazão e do computador de fluxo. A incerteza do medidor de vazão é fornecida pelo fabricante, sendo igual a $\pm 1,15 \%$ do valor final de escala (100 l/s). O computador de fluxo apresenta incerteza de medição fornecida pelo fabricante igual a $\pm 0,36 \%$ do valor final de escala (200 l/s).

$$U^2_{vazão}(x_1 \pm x_2) = U^2(x_1) \pm U^2(x_2)$$

$$U_{vazão} = \sqrt{(x_1)^2 + (x_2)^2}$$

$$U_{vazão} = \sqrt{\left(\frac{1,15}{100} * 100\right)^2 + \left(\frac{0,36}{100} * 200\right)^2}$$

$$U_{vazão} = 1,3568 \text{ l / s}$$

III.1.2. Incerteza para a Medição de Pressão

Os transdutores de pressão possuem faixa de -1 a $+2$ bar, com incerteza de medição fornecida pelo fabricante igual a $\pm 0,25\%$ do valor final de escala. Associada a essa incerteza do fabricante temos a incerteza referente a reprodutibilidade na realização dos experimentos, sendo que cada valor está associado a média de 15 valores e o desvio padrão.

Dados do teste de pressão para rotação de 1600 rev/min:

Leitura	Indicação
1	0,309
2	0,311
3	0,308
4	0,308
5	0,309
6	0,309
7	0,310
8	0,308
9	0,306
10	0,308
11	0,310
12	0,311
13	0,308
14	0,307
15	0,308
Média	0,310
Desvio padrão	0,0014

Análise de incerteza referente ao teste realizado:

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ	ν
Re	Repetitividade		0,0004	normal	1,0	0,0004	14
R	Resolução		0,0005	uniforme	1,7	0,0003	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		0,0005	38
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		0,0009	

$$U_{\text{Pressão}} = 0,0009 \text{ bar}$$

III.2. Incerteza dos Dados Obtidos no Dinamômetro

A incerteza das curvas de torque, potência e consumo específico dos experimentos realizados no dinamômetro de bancada são provenientes da incerteza de cinco parâmetros: a força medida pela célula de carga, a rotação do motor, o raio do dinamômetro, do medidor de vazão volumétrica e do densímetro. As incertezas da análise dos gases de descarga também são apresentadas. As incertezas foram calculadas pela metodologia de Kline e McClintock (1953).

III.2.1. Incerteza para a Medição de Força

A célula de carga foi feita uma calibração no Laboratório de Teste Físico do CETEC MG, sendo os dados de incerteza apresentados abaixo.

Componentes da incerteza / N (distribuição de probabilidades)				
Padrão (normal)	Resolução (ret)	Reprodutibil. (U)	Interpolação (tri)	
U _{ref}	U _{es}	U _{rep}	U _{inp, pol norma}	U _{inp, reta}
1,00E-02	4,23E-03	2,07E-02	7,55E-05	1,76E-03
2,00E-02	4,23E-03	5,18E-02	-3,84E-03	-3,28E-03
3,00E-02	4,23E-03	8,28E-02	-3,39E-03	-3,67E-03
4,00E-02	4,23E-03	1,40E-01	6,32E-03	5,48E-03
5,00E-02	4,23E-03	9,32E-02	1,84E-02	1,73E-02
6,00E-02	4,23E-03	2,07E-01	-2,08E-02	-2,20E-02
7,00E-02	4,23E-03	1,29E-01	1,64E-02	1,56E-02
8,00E-02	4,23E-03	3,62E-01	-2,62E-02	-2,65E-02
9,00E-02	4,23E-03	3,26E-01	1,09E-02	1,14E-02
1,00E-01	4,23E-03	3,34E-01	2,14E-03	3,82E-03

Incerteza / N (pol. Norma)				
U _{c, pol. Norma}	V _{eff}	K	U _{95,00}	U _{95,00%}
2,34E-02	4	2,78	6,49E-02	3,25E-02
5,58E-02	4	2,78	1,55E-01	3,87E-02
8,83E-02	3	3,18	2,81E-01	4,68E-02
1,46E-01	3	3,18	4,63E-01	5,79E-02
1,07E-01	5	2,57	2,76E-01	2,76E-02
2,17E-01	3	3,18	6,89E-01	5,75E-02
1,48E-01	5	2,57	3,81E-01	2,72E-02
3,72E-01	3	3,18	1,18E+00	7,40E-02
3,39E-01	3	3,18	1,08E+00	5,99E-02
3,49E-01	3	3,18	1,11E+00	5,55E-02

A incerteza da força medida pela célula de carga foi calculada através da média das incertezas expandidas para uma abrangência de 95% na calibração da célula de carga.

$$U(F) = \pm 0,437 \text{ N}$$

Porém, os experimentos não puderam ser realizados com a célula de carga devido a problemas com o sistema de aquisição de dados que está sendo desenvolvido pelo Grupo de Engenharia Automotiva da PUC Minas, sendo realizado com o sistema pneumático de medição de força original do dinamômetro.

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (N)	Valor bruto (N)	Tipo de distribuição	Divisor	μ (N)	ν
R	Resolução		2,45	uniforme	1,7	1,42	infinito
C_c	Correção combinada	0,00					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		1,42	infinito
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		2,83	

$$U(F) = \pm 2,83 \text{ N}$$

III.2.2. Incerteza para a Medição de Rotação

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ (rev/min)	ν
U	Incerteza do medidor		3,00	uniforme	2,0	1,50	infinito
R	Resolução		0,50	uniforme	1,7	0,29	infinito
C_c	Correção combinada	0,00					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		1,53	infinito
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		3,06	

$$U(n) = \pm 3,06 \text{ rev/min}$$

III.2.3. Incerteza do Raio do Dinamômetro

A distância entre o ponto de aplicação da força e o centro (conforme manual do dinamômetro) é 0,71619 m com uma incerteza de medição de $\pm 0,00001$ m.

$$U(R) = \pm 0,00001 \text{ m}$$

III.2.4. Cálculo de Torque

A incerteza do cálculo do torque foi calculada por:

$$T = f(F, R)$$

$$T = F * R$$

$$T = 83,85 N.m$$

$$U^2_{Torque} = \pm \left[\left(\frac{\partial T}{\partial F} \right) * U(F) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial T}{\partial R} \right) * U(R) \right]^2$$

$$U_{Torque} = \sqrt{(R * U(F))^2 + (F * U(R))^2}$$

Como foi utilizado o padrão da norma NBR ISO 1585, a incerteza total admissível não pode ser maior que $\pm 1\%$ em todas as regiões de forças nas quais foi realizado o experimento. Por tanto se calculada a incerteza do torque a partir do ponto de maior força, 117,09 N para a rotação 5754 rev/min, valor medido para teste com o comando de válvulas de admissão original.

$$U_{Torque} = \sqrt{(0,71619 * 2,83)^2 + (117,09 * 0,00001)^2}$$

$$U_{Torque} = \pm 2,027 N.m$$

Se calculado pela incerteza da célula de carga:

$$U_{Torque} = \sqrt{(0,71619 * 0,437)^2 + (117,09 * 0,00001)^2}$$

$$U_{Torque} = \pm 0,31298 N.m$$

III.2.5. Cálculo de Potência

A incerteza associada à potência será a incerteza calculada para o torque efetivo combinada com a incerteza associada ao tacômetro e com a incerteza relacionada ao padrão adotado:

$$P = f(T, n)$$

$$P = \frac{2 * \pi * T * n}{60 * 1000}$$

$$P = 50,5244kW$$

$$U^2_{Potência} = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right) * U(T) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial P}{\partial n} \right) * U(n) \right]^2$$

$$U_{Potência} = \sqrt{\left(\frac{2 * \pi * n}{60 * 1000} * U(T) \right)^2 + \left(\frac{2 * \pi * T}{60 * 1000} * U(n) \right)^2}$$

$$U_{Potência} = \sqrt{\left(\frac{2 * \pi * 5754}{60 * 1000} * 2,027 \right)^2 + \left(\frac{2 * \pi * 83,85}{60 * 1000} * 3,06 \right)^2}$$

$$U_{Potência} = 1,2217kW$$

Se calculado pela incerteza do torque através dos valores da célula de carga:

$$U_{Potência} = \sqrt{\left(\frac{2 * \pi * 5754}{60 * 1000} * 0,31298 \right)^2 + \left(\frac{2 * \pi * 83,85}{60 * 1000} * 3,06 \right)^2}$$

$$U_{Potência} = 0,1905kW$$

III.2.6. Cálculo de Consumo Específico

A incerteza associada ao consumo específico será a incerteza associada ao densímetro combinada com a incerteza associada ao medidor de vazão volumétrica e com a incerteza calculada para a potência:

$$Ce = f(P, \rho, \dot{V})$$

$$Ce = \frac{\rho * \dot{V}}{P}$$

- Cálculo da incerteza associada ao densímetro:

Dados do teste para verificação da densidade relativa do combustível para a temperatura de 21°C (Laboratório de Mecânica dos Fluidos – PUC Minas):

Leitura	Indicação
1	0,76
2	0,77
3	0,76
4	0,76
5	0,75
6	0,76
7	0,76
8	0,75
9	0,77
10	0,76
Média	0,76
Desvio padrão	0,0067

Análise de incerteza referente ao teste realizado:

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ	ν
Re	Repetitividade		0,0021	normal	1,0	0,0021	9
R	Resolução do densímetro		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		0,0036	74
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		0,0073	

$$d = 0,76 \text{ e } U(d) = 0,0073 \text{ (adimensional)}$$

Para o cálculo da massa específica do combustível, relaciona com a massa específica da água a mesma temperatura do teste do combustível, 21°C.

$$\rho = 998,0 \text{ kg/m}^3 \text{ e } U(\rho) = 0,1 \text{ kg/m}^3$$

temos :

$$\rho = f(\rho_{\text{água}}, d)$$

$$\rho = \rho_{\text{água}} * d$$

$$\rho = 998,0 * 0,76$$

$$\rho = 758,48 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$U\rho = \sqrt{(d * U(\rho))^2 + (\rho * U(d))^2}$$

$$U_{\rho} = \sqrt{(0,76 * 0,1)^2 + (998,0 * 0,0073)^2}$$

$$U_{\rho} = 7,2858 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Cálculo da incerteza associada ao medidor de vazão volumétrica:

Leitura	Indicação
1	155
2	151
3	148
Média	149,50
Desvio padrão	2,1213

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ (Hz)	ν
Re	Repetitividade		1,2247	normal	1,0	1,2247	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		1,2247	2
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		2,5340	

$$\dot{V} = 149,50 \text{ Hz} \quad \text{e} \quad U(\dot{V}) = 2,5340 \text{ Hz}$$

Com a função dada pelo fabricante, $\dot{V}(\text{l/h}) = 0,111824 * \dot{V}(\text{Hz})$, temos:

$$\dot{V} = 16,72 \text{ l/h} \quad \text{e} \quad U(\dot{V}) = 0,28 \text{ l/h}$$

$$Ce = \frac{\rho * \dot{V}}{P}$$

$$Ce = \frac{0,75848 * 16,72}{50,5244}$$

$$Ce = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

$$U^2_{Ce} = \pm \left[\left(\frac{\partial Ce}{\partial P} \right) * U(P) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial Ce}{\partial \rho} \right) * U(\rho) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial Ce}{\partial \dot{V}} \right) * U(\dot{V}) \right]^2$$

$$U_{Ce} = \sqrt{[(\rho * \dot{V} * P^{-2}) * U(P)]^2 + [(P^{-1} * \dot{V}) * U(\rho)]^2 + [(P^{-1} * \rho) * U(\dot{V})]^2}$$

$$U_{Ce} = \sqrt{[(0,75848 * 16,72) * (50,5244)^{-2} * 1,2217]^2 + [(50,5244)^{-1} * (16,72) * 0,0072858]^2 + [(50,5244)^{-1} * (0,75848) * 0,28]^2}$$

$$U_{Ce} = \sqrt{240,0435 + 37,8817 + 115,1348}$$

$$U_{Ce} = 4,9655 * 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} = 49,655 * 10^{-2} \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

III.2.6. Incerteza para a Análise dos Gases de Descarga

A incerteza associada a análise dos gases de descarga serão a incerteza do desvio padrão dos três experimentos associada a resolução do analisador de gases. Dados do teste são apresentados na tabela abaixo:

CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)	O2 (%)	λ (Adimensional)
2.46	13.60	83	0.36	0.943
2.62	13.40	80	0.36	0.939
2.36	13.60	91	0.37	0.946

Leitura	Indicação (CO)
1	2,46
2	2,62
3	2,36
Média	2,48
Desvio padrão	0,1311

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ (%)	ν
Re	Repetitividade		0,0757	normal	1,0	0,0757	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		0,0758	2
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		0,1568	

$$U(\text{CO}) = \pm 0,1568 \%$$

Leitura	Indicação (CO ₂)
1	13,6
2	13,4
3	13,6
Média	13,53
Desvio padrão	0,1155

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ (%)	ν
Re	Repetitividade		0,0667	normal	1,0	0,0667	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		0,0667	2
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		0,1381	

$$U(\text{CO}_2) = \pm 0,1381 \%$$

Leitura	Indicação (HC)
1	83
2	80
3	91
Média	84,67
Desvio padrão	5,6862

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ (ppm)	ν
Re	Repetitividade		3,2830	normal	1,0	3,2830	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		3,2830	2
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		6,7924	

$$U(\text{HC}) = \pm 6,7924 \text{ ppm}$$

Leitura	Indicação (CO)
1	0,36
2	0,36
3	0,37
Média	0,36
Desvio padrão	0,0058

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ (%)	ν
Re	Repetitividade		0,0033	normal	1,0	0,0033	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		0,0044	6
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		0,0091	

$$U(\text{O}_2) = \pm 0,0091 \%$$

Leitura	Indicação (λ)
1	0,943
2	0,939
3	0,946
Média	0,94
Desvio padrão	0,0035

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	μ	ν
Re	Repetitividade		0,0020	normal	1,0	0,0020	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	<i>Correção combinada</i>	<i>0,0000</i>					
u_c	<i>Incerteza padrão combinada</i>			<i>normal</i>		<i>0,0035</i>	<i>18</i>
$U_{95\%}$	<i>Incerteza expandida (95%)</i>			<i>normal</i>		<i>0,0073</i>	

$$U(\lambda) = \pm 0,0073$$

Anexo I

Modelo das tabelas para aquisição de dados

BANCO DE FLUXO - Convênio PUC-MINAS / FIAT S.A.

Relatório de Ensaio - 1 Ciclo

Arquivo : teste 01 -2003
 Descrição : Comando original
 Solicitante: Prof. Sérgio de Moraes Hanriot / Leonardo V inícius
 Operador : Leonardo Vinícius Mendes Pereira

Registros : 755 Computador de Fluxo:
 Amostragem : 00:00:00.0001 Pressão Diferencial: 23.0 mmHg
 Duração : 00:00:00.0754 Pressão Absoluta : 688 mbar
 T ambiente : 23.0 °C Temperatura : 25.6 °C
 T tanque : 22.8 °C Vazão Volumétrica : 10.9 l/s
 Rotação : 1592 RPM Vazão Volum. STP : 6.2 l/s
 Válvulas V1: 90°
 V2: 0° Data: 28/04/03
 V3: 90° Hora: 17:11:27

Registro	Instante	Angulo graus	RPM	V Mas g/s	P1 bar	P2 bar	P3 bar	P4 bar
1	0	0	1592	7,6	-0,074	-0,11	-0,181	-0,092
2	0,0001	0	1592	7,6	-0,074	-0,11	-0,168	-0,096
3	0,0002	0	1592	7,6	-0,074	-0,11	-0,168	-0,096
4	0,0003	0	1592	7,6	-0,03	-0,11	-0,168	-0,096
5	0,0004	0	1592	7,6	-0,03	-0,061	-0,168	-0,096
6	0,0005	0	1592	7,6	-0,03	-0,061	-0,155	-0,099
7	0,0006	0	1592	7,6	-0,03	-0,061	-0,155	-0,099
8	0,0007	0	1592	7,6	0,017	-0,061	-0,155	-0,099
9	0,0008	0	1592	7,6	0,017	-0,011	-0,155	-0,099
10	0,0009	0	1592	7,6	0,017	-0,011	-0,136	-0,101
11	0,001	0	1592	7,6	0,017	-0,011	-0,136	-0,101
12	0,0011	0	1592	7,6	0,063	-0,011	-0,136	-0,101
13	0,0012	6	1592	7,6	0,063	0,039	-0,109	-0,101
14	0,0013	6	1592	7,6	0,063	0,039	-0,109	-0,103
15	0,0014	6	1592	7,6	0,103	0,039	-0,109	-0,103
16	0,0015	6	1592	7,6	0,103	0,089	-0,109	-0,103
17	0,0016	6	1592	7,6	0,103	0,089	-0,075	-0,103
18	0,0017	6	1592	7,6	0,103	0,089	-0,075	-0,103
19	0,0018	6	1592	7,6	0,141	0,089	-0,075	-0,103
20	0,0019	12	1592	7,6	0,141	0,134	-0,075	-0,103

Modelo das tabelas para aquisição de dados no dinamômetro

Rotação (rev/min)	Força Média (kgf)	Vazão Média (Hz)	TBS (K)	TBU (K)	T ar admitido (°C)
1537	8,80	3,36	293	295	29,4
2027	9,20	4,05	294	296	29,8
2507	9,74	5,11	295	297	30,6
3007	9,80	6,20	295	297	31,3
3486	10,44	7,32	295	297	32,2
4060	10,90	9,41	296	298	33,7
4505	10,80	10,58	297	299	34,2
5002	10,34	11,51	297	300	36
5754	11,94	12,86	297	300	36,3

P (mbar)	P seca (mbar)	Pv (mbar)	CF4 (Adimensional)	Consumo específico (kg/kw.h)
917,258	4,10	4,90	1,1241	0,35
917,258	4,19	5,00	1,1251	0,30
917,258	4,39	5,19	1,1272	0,29
917,258	4,57	5,37	1,1290	0,29
917,258	4,81	5,61	1,1314	0,27
917,258	5,23	6,03	1,1353	0,29
917,258	5,38	6,18	1,1366	0,30
917,258	5,94	7,14	1,1421	0,30
917,258	6,04	7,23	1,1429	0,25

Torque (N.m)	Torque corrigido(N.m)	Potência (kw)	Potência corrigida (kw)
61,82	21,39	9,71	3,36
64,63	19,33	13,54	4,05
68,38	19,53	17,90	5,11
68,85	19,72	21,63	6,20
73,29	19,96	26,86	7,32
76,57	22,46	32,07	9,41
75,87	22,45	35,75	10,58
72,59	21,98	38,01	11,51
83,83	21,35	50,48	12,86

**Modelo das tabelas para aquisição de dados
no analisador de gases**

Comando original - MC 1.0 16V						
Rotação (rev/min)	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)	O2 (%)	AFR	LBD
1537	1,07	14,17	189	0,66	12,77	0,99
2027	1,31	13,97	195	0,64	12,66	0,98
2507	1,10	14,20	162	0,56	12,73	0,98
3007	0,68	14,33	146	0,58	12,91	1,00
3486	0,82	14,23	136	0,58	12,87	0,99
4060	2,70	13,33	138	0,46	12,12	0,94
4505	2,41	13,57	115	0,42	12,22	0,94
5002	2,30	13,63	88	0,39	12,28	0,95
5754	2,54	13,50	81	0,36	12,18	0,94

Anexo II

Efeitos da Defasagem de Abertura das Válvulas de Admissão na Eficiência Volumétrica de Motores

Artigo publicado e apresentado no VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica – Cibem 6, realizado em outubro de 2003 na Universidade de Coimbra – Portugal.

Efeitos da Defasagem de Abertura das Válvulas de Admissão na Eficiência Volumétrica de Motores

Luciana Bassi Marinho Pires¹, Leonardo Vinícius Mendes Pereira², Sérgio de Moraes Hanriot³ e Leonardo da Mata Guimarães⁴

¹ Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC – MG
Departamento de Engenharia Mecânica Rua Dom José Gaspar, 500 – Coração Eucarístico
CEP – 30535-610 - Belo Horizonte – MG – BRASIL lubmp@ig.com.br

² Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC – MG
Departamento de Engenharia Mecânica Rua Dom José Gaspar, 500 – Coração Eucarístico
CEP – 30535-610 - Belo Horizonte – MG – BRASIL leovinius@ig.com.br

³ Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC – MG
Departamento de Engenharia Mecânica Rua Dom José Gaspar, 500 – Coração Eucarístico
CEP – 30535-610 - Belo Horizonte – MG – BRASIL hanriot@pucminas.br

⁴ Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC – MG
Departamento de Engenharia Mecânica Rua Dom José Gaspar, 500 – Coração Eucarístico
CEP – 30535-610 - Belo Horizonte – MG – BRASIL engmecatronica@bol.com.br

Palavra Chave: Motores, Ondas de pressão, Método das características, Coletores de admissão.

Resumo: O presente trabalho analisa numérica e experimentalmente a defasagem angular das válvulas de admissão em motores de combustão interna com duas válvulas de admissão por cilindro. O estudo visa analisar os efeitos da defasagem da abertura de uma das válvulas de admissão em relação a outra no escoamento do ar para vários regimes de rotação do eixo comando de válvulas. A metodologia numérica se baseia em um modelo analítico unidimensional denominado método das características e é validada através de uma modelagem experimental.

Abstract: The reciprocating movements of the intake valve and piston produce pressure waves that propagate throughout the intake manifold. The pressure waves can be used to increase the intake air charge to the engine. At this paper, a numerical and experimental investigation on the intake valves phase shift was carried out to verify its influence on the intake air charge. The computational program simulates and the results have shown that the intake valves phase shift interfere on the air mass flow rate to the engine.

1. Introdução

Os motores de combustão interna multi-válvulas estão se tornando cada vez mais populares e difundidos como unidades de potência em carros de passageiros. Eles combinam alta densidade de potência com eficiência de combustível a um custo razoável. Os motores de quatro válvulas por cilindro tiveram o seu conceito inicial aplicado em carros de corrida de admissão natural, no início dos anos 60, até os motores atuais de 240 CV/ litro dos carros de fórmula 1. Muitas dessas inovações tecnológicas foram transferidas para a produção seriada, que possui configurações e potências específicas bem abaixo das citadas acima (no máximo na faixa de 110 CV/litro - Ferrari F50) (Hanriot, [6]).

Atualmente, o problema se dá ao fato de que os motores automotivos são raramente usados em plena carga ou utilizados em toda sua potência. Sendo assim, eles devem ser projetados com elevada potência para controlar situações esporádicas, tais como: ao ultrapassar outros veículos ou ao subir percursos íngremes. Esta "reserva de potência" representa custos em termos de investimento inicial, manutenção e consumo de combustível. Um motor com total flexibilidade de

sintonização (injeção de combustível, válvula e tempo de ignição) poderia conseguir ótima potência para tal velocidade (Cunha *et al.*, [3]).

Poucos veículos disponíveis hoje no mercado usam algum tipo de acionamento mecânico que permite certa flexibilidade no tempo de abertura e fechamento das válvulas. Contudo, nenhum dos mecanismos permite o completo ajuste independente de sincronização de abertura e fechamento. Vários projetos têm sido propostos e apresentam diferentes tipos de acionamentos mecânicos (Dresner e Barkan, [4]; Hara *et al.*, [7]; Pierik e Burkhard, [11]). Seguidos pela mesma motivação, Urata *et al.* [13] e Lenz *et al.* [8] apresentaram sistemas de acionamento mecânico-hidráulico e Cunha *et al.* [3] estudaram um conceito alternativo de acionamento hidráulico para válvulas.

O presente trabalho tem como objetivo estudar a influência das oscilações de pressão em sistemas de admissão através da defasagem de abertura das válvulas de admissão nos motores de combustão interna de quatro cilindros e quatro válvulas por cilindro.

Os valores de vazão mássica e da pressão no escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão são analisados em vários regimes de rotação do motor com o intuito de identificar os instantes em que a vazão mássica atinge valores máximos e mínimos no cilindro.

2. Revisão Bibliográfica

O motor de combustão interna é uma máquina térmica em que o gás é admitido e descarregado através das válvulas que trabalham de modo alternativo. No interior do conduto, sobreposto ao movimento do gás, surgem também os fenômenos oscilatórios (pulsantes). Como consequência, o movimento do gás é transiente, ou seja, sua velocidade e pressão variam no tempo. Isso é determinado pela diferença de pressão entre a entrada do conduto de admissão e o cilindro. Ocorrem, portanto, fenômenos de inércia (movimento do gás) e fenômenos de oscilação de pressão devido ao movimento das válvulas e do pistão (Hanriot *et al.*, [5]).

Morse *et al.* [9] foram um dos primeiros a mostrar a influência dos efeitos da produção de pulsos de pressão nos condutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão, e evidenciaram que o aproveitamento de tais flutuações de pressão pode ser usado no aumento do rendimento volumétrico dos motores.

No caso de um conduto de admissão (aspiração) com dimensões reais, o pulso de rarefação originado no cilindro encontra algum ponto no conduto em que ele é refletido em direção ao cilindro. Este local onde o pulso de pressão é refletido é de particular interesse para o projeto da geometria dos condutos de admissão. Dentre outros pontos, as extremidades do conduto, junções e eventualmente câmaras intermediárias são exemplos típicos de locais de reflexão da onda. Nessas situações, a forma do pulso de pressão e seu desenvolvimento ao longo do conduto de admissão são bem mais complexos. Pulsos de pressão refletidos são superpostos a pulsos de pressão incidentes (Benajes *et al.*, [1]).

2.1. Modelagem Analítica

Os fenômenos de onda no interior dos condutos de admissão são analisados através de um modelo analítico unidimensional utilizando o “*método das características*”. Este método utiliza uma técnica de solução de equações diferenciais parciais hiperbólicas transformando-as em equações diferenciais ordinárias (Benson, [2]; Onorati, [10]; Winterbone e Pearson, [14]).

As equações governantes unidimensionais que descrevem um escoamento compressível e não homeotrópico para um gás ideal são (Winterbone e Pearson, [14]; [15]):

$$\frac{\partial V}{\partial t} + A \frac{\partial V}{\partial x} + C = 0 \quad (1)$$

onde:

$$V = \begin{bmatrix} \rho \\ u \\ p \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} u & \rho & 0 \\ 0 & u & \frac{1}{\rho} \\ 0 & a^2 \rho & u \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} \rho u \\ 0 \\ a^2 \rho u \end{bmatrix} \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ G \\ (\kappa - 1)\rho(q + uG) \end{bmatrix} \quad (2)$$

sendo x a distância, t o tempo, p a pressão, u a velocidade do escoamento, ρ a massa específica e a a velocidade do som. F é a área da seção transversal e d o diâmetro do conduto. $G = 4f_w u|u|/2d$, onde f_w é o fator de atrito na parede do conduto, q é a transferência de calor por unidade de massa e κ é a razão entre os calores específicos. Esta série de equações diferenciais parciais é um sistema hiperbólico não-linear, e a integração pode ser obtida através de esquemas numéricos aptos para utilizar as informações contidas ao longo das linhas características no campo do escoamento (Roe, [12]). Três linhas características são usadas em um método não homeontrópico (Winterbone, [15]): características se movendo para a direita e esquerda $dx/dt = u \pm a$ (representa as inclinações (distúrbios) que são relatados para as velocidades das ondas em relação ao escoamento médio) e a trajetória da linha $dx/dt = u$, que segue (acompanha) o movimento do escoamento no conduto.

3. Aparato Experimental e Metodologia Utilizada

O banco de fluxo (figura 1) é um aparato experimental que produz pulsos de pressão através do movimento das válvulas de admissão. Nessa condição de operação, o banco de fluxo é chamado de não estacionário. Algumas hipóteses são consideradas para análise dos dados: o tanque de equalização de pressão produz pressão constante e a rotação do motor elétrico é mantida constante para cada condição de ensaio (Hanriot, [6]).



FIGURA 1 – Banco de Fluxo.

O estudo experimental foi realizado considerando-se testes para um mesmo comprimento do conduto de admissão. A definição dos valores de rotação para teste foi baseada na rotação de operação do cabeçote no veículo automotor, que opera de 500 a 2500rpm. No aparato experimental a rotação do motor elétrico acoplado ao comando de válvulas varia até 3500rpm (que equivale a uma rotação do eixo virabrequim de um motor real de 7000rpm).

Os testes foram realizados para uma faixa de rotação do eixo comando de válvulas de 200 a 2600rpm. O objetivo desses testes foi identificar a influência da defasagem das válvulas de admissão na variação de pressão e na vazão mássica. Para as medições de pressão foram utilizados transdutores de pressão inseridos próximos a porta da válvula e em várias posições do conduto (Fig. 2).

Para a análise dos fenômenos pulsantes oriundos do movimento das válvulas, foi utilizado somente o cilindro número um, com a retirada dos tuchos das válvulas dos outros cilindros. Com isso, pode ser verificada a influência do movimento da válvula de admissão em um cilindro. O objetivo principal de tal montagem é a análise do escoamento ao longo do sistema de admissão

acoplado ao cabeçote de prova, em que o comando de válvulas é acionado através do motor elétrico, como mostrado na Fig. 2.

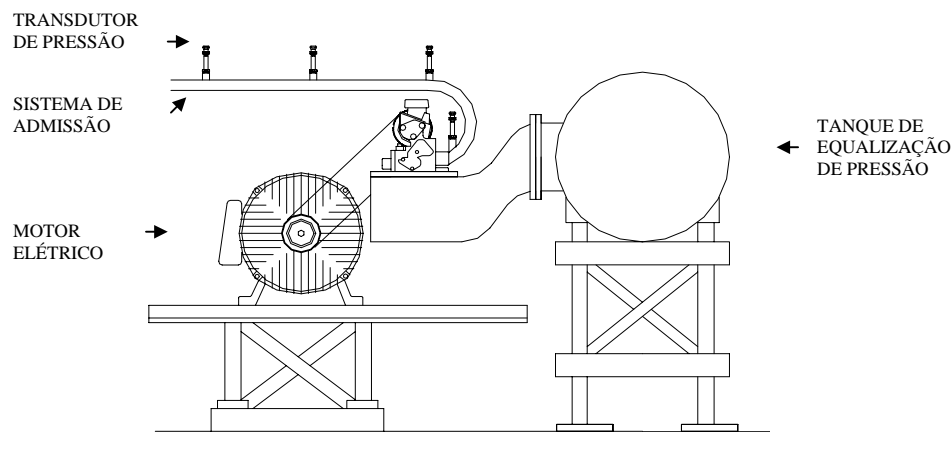


FIGURA 2 – Desenho esquemático do Banco de Fluxo.

Algumas simplificações experimentais são consideradas no conjunto de teste, como uma diferença de pressão constante entre a atmosfera e o tanque de equalização de pressão.

4. Resultados

Utilizando as geometrias da metodologia experimental, foi desenvolvida uma modelagem numérica, tendo como base o método das características, visando a determinação dos fenômenos pulsantes oriundos do movimento alternativo das válvulas de admissão. A figura 3 mostra a vazão mássica no conduto de admissão pela rotação do eixo comando de válvulas para os testes experimentais e numéricos

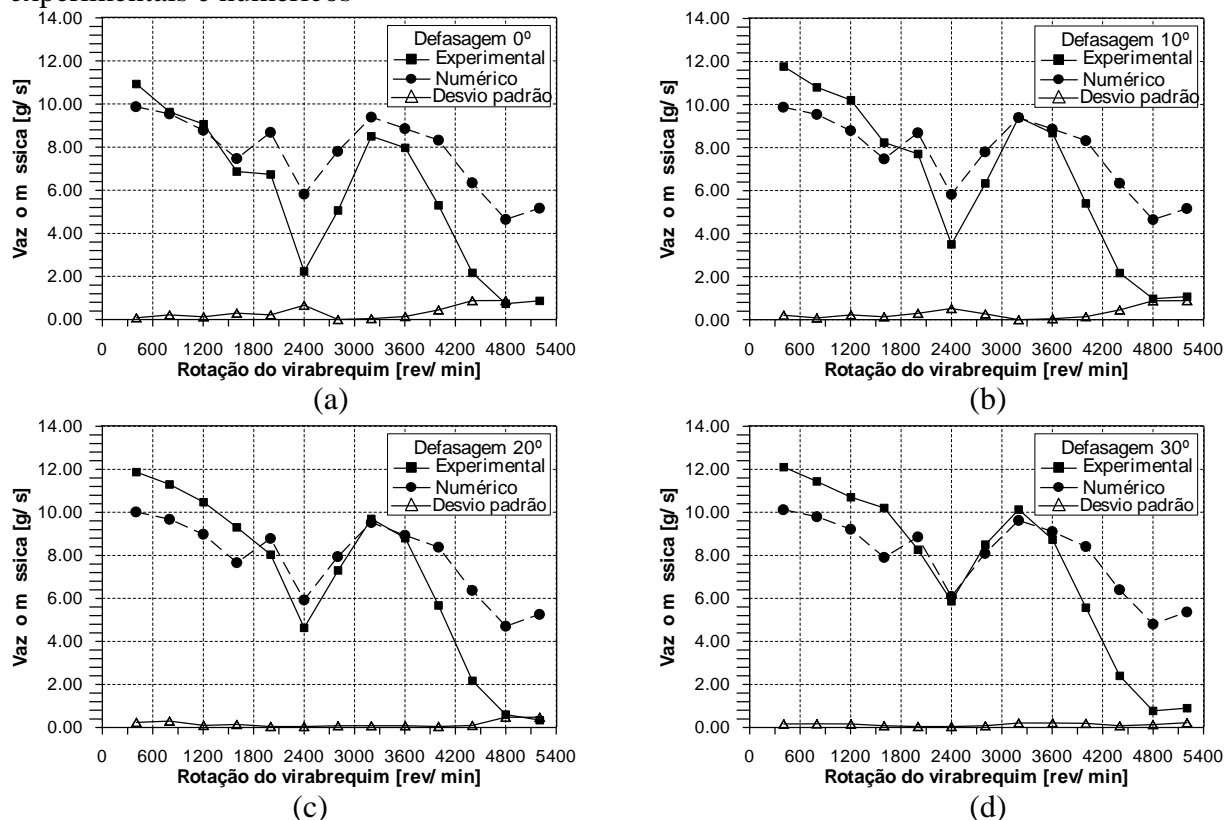


Figura 3 – Vazão mássica em função da rotação do virabrequim para os diferentes ângulos de defasagem.

Pode-se observar que a modelagem numérica e a experimental apresentam o andamento das curvas bem semelhante, sendo possível identificar os pontos de máximos e mínimos na curva pelas duas simulações. Pode ainda ser observado que nos pontos de 2400rpm e 5400rpm, nos gráficos (a) e (b) a simulação numérica apresenta valores maiores e nas rotações de 400rpm a 1600rpm e 5400rpm nos gráficos (c) e (d) a simulação numérica apresenta, respectivamente, valores menores e maiores. Isto pode ser explicado através do desvio padrão apresentado pela metodologia experimental que é maior nesses pontos e pela incerteza da instrumentação utilizada no caso de baixas vazões. Nota-se que a vazão aumenta com o aumento da defasagem. Na rotação de 4800rpm ocorre a ressonância do conduto de admissão por isso a vazão é inferior.

Com as defasagens de 0°, 10°, 20° e 30° na rotação de 2400rpm temos as respectivas vazões: 2,23; 3,50; 4,63 e 5,87, o que significa que o maior pico de vazão ocorre em 30°.

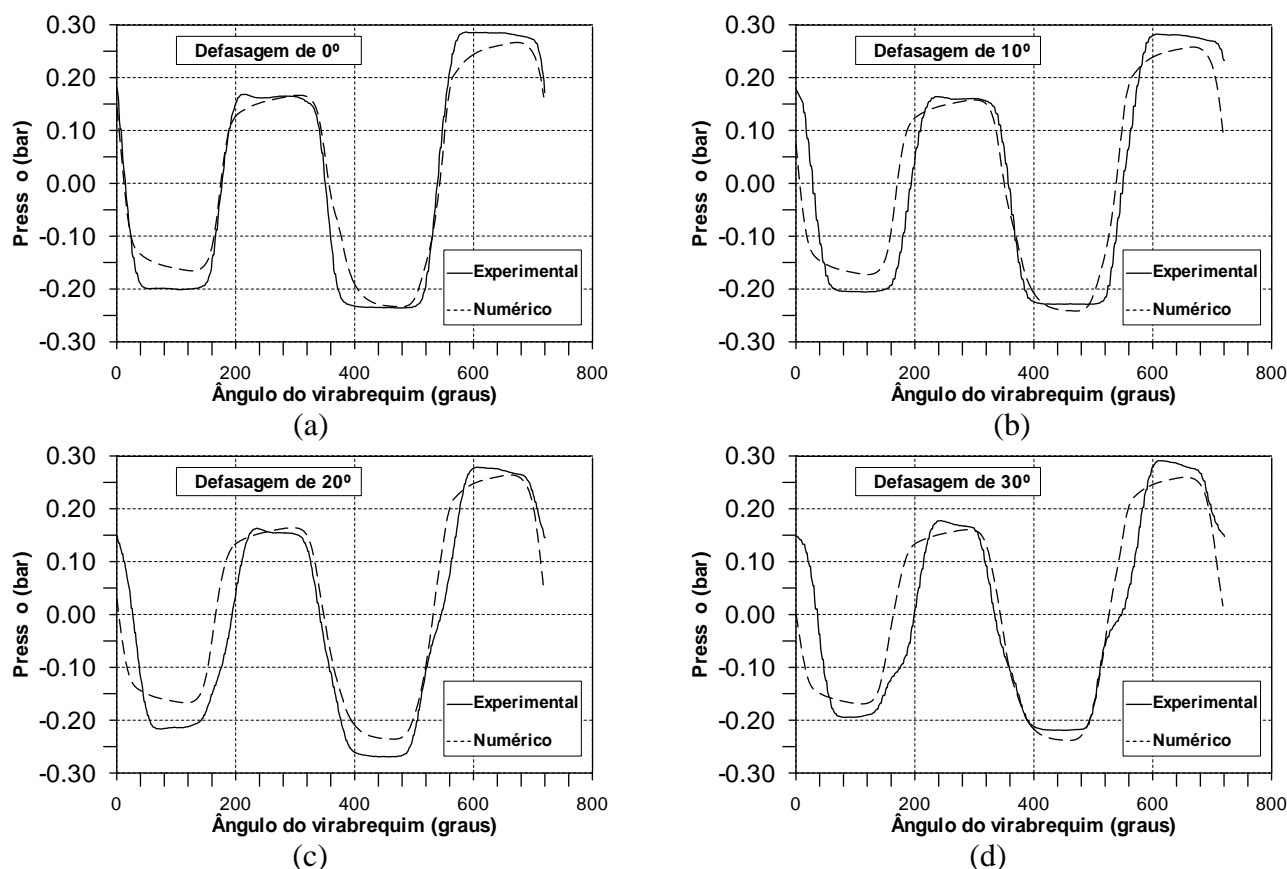


Figure 4 – Sinais de pressão fornecidos pelos transdutores de pressão para uma rotação de 1200rpm do comando.

A rotação de 2400rpm, sendo um ponto crítico no funcionamento do motor, será analisado através dos gráficos de pressão. A Figura 4 apresenta as curvas de variação de pressão ao longo do ângulo do eixo de manivelas para as defasagens de 0°, 10°, 20° e 30°. O transdutor de pressão P1, por estar localizado mais próximo da porta das válvulas de admissão indica como as ondas de pressão estão se comportando na porta das válvulas. Os resultados mostram um comportamento muito similar entre o experimental e o numérico. Pode notar que a onda de pressão em relação a abertura da válvula se quando se adianta o comando ocorre o deslocamento da onda de pressão na abertura e no fechamento.

5. Conclusões

O presente trabalho avaliou através de simulação numérica e experimentalmente o efeito produzido na vazão mássica pela defasagem das válvulas de admissão em motores de combustão interna alternativos. A partir dos estudos realizados, verificou-se que o ângulo de defasagem das válvulas afeta a curva de vazão mássica em função da rotação do virabrequim. Verificou-se ainda que há um ponto de defasagem ótimo para todo o intervalo de rotação estudado. A maximização da vazão mássica ocorre em todo o intervalo de rotação requerido, sendo que em alguns pontos se obtêm um ganho menor.

Observou-se ainda que um dos indicadores que revelam o comportamento do sistema de variação das válvulas é a forma das ondas de pressão na porta da válvula de admissão. O ângulo de defasagem afeta significativamente a quantidade de massa admitida.

Bibliografias

- [1] Benajes, J. *et al.*, 1997, “Pre-design model for intake manifolds in internal combustion engines”, SAE, Paper n.970055.
- [2] Benson, R. S., 1982, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal – Combustion Engines*, v.1, New York, Oxford University Press.
- [3] Cunha, S. B. *et al.*, 2000, “Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation”, *Variable Valve Actuation 2000* – SAE, Paper n.2000-01-1220, pág. 1-17.
- [4] Dresner, T. L., e Barkan, P., 1989, “The Application of a Two Input Cam-Actuated Mechanism to Variable Valve Timing”, SAE, Paper n.890676.
- [5] Hanriot, S. M. *et al.*, 1999, “Estudo Experimental dos Fenômenos Pulsantes em um coletor de aspiração de Tubo Reto de um Motor de Combustão Interna Alternativo”, *Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica* – CIDIM, Santiago do Chile.
- [6] Hanriot, S. M., 2001, *Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Condutos de Admissão em Motores de Combustão Interna*, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- [7] Hara, S. *et al.*, 1989, “Application of a Valve Lift and Timing Control System to an Automotive Engine”, SAE, Paper n.890681.
- [8] Lenz, H. P. *et al.*, 1989, “Initial Test Results of an Hydraulic Variable – Valve Actuation System on a Firing Engine”, SAE, Paper n.890678.
- [9] Morse *et.al*, 1938, “Acoustic Vibrations and Internal Combustion Engine Performance”, *Journal of Applied Physics*, v.9.
- [10] Onorati, A., 1994, “Prediction of the Acoustical Performances of Muffling Pipe Systems by the Method of Characteristics”, *Journal of Sound and Vibration 1994* – pág. 369-395.
- [11] Pierik, R. J., e Burkhard, J. F., 2000, “Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System”, *Variable Valve Actuation 2000* – SAE, Paper n.2000-01-1221, pág. 19-26.
- [12] Roe, P.L., 1986, “Characteristic-based schemes for the Euler equations”, *Annual Review of Fluid Mechanics 18* – pág.337-365.
- [13] Urata, Y. *et al.*, 1993, “A Study of Vehicle Equipped with Non-Throttling S.I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism”, SAE, Paper n.930820.
- [14] Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 1999, *Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.
- [15] Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 2000, *Theory of Engine Manifolds Design – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.

Anexo III

Analysis of the Fluid Flow in Two Intake Pipes with a Junction

Artigo publicado e apresentado no **17th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2003**, realizado em novembro de 2003 no centro de convenções do hotel Jaraguá em São Paulo – Brasil.

Analysis of the Fluid Flow in Two Intake Pipes with a Junction

Leonardo Vinícius M. Pereira

Pontifical Catholic University of Minas Gerais / PUC-MG
Department of Mechanical Engineering
Av. Dom José Gaspar, 500 - 30535-610 - Belo Horizonte - MG
leovinius@ig.com.br

Alahdjín Atan Pinto

Pontifical Catholic University of Minas Gerais / PUC-MG
Department of Mechanical Engineering
Av. Dom José Gaspar, 500 - 30535-610 - Belo Horizonte - MG
alahdjín@bol.com.br

Sérgio M. Hanriot

Pontifical Catholic University of Minas Gerais / PUC-MG
Department of Mechanical Engineering
Av. Dom José Gaspar, 500 - 30535-610 - Belo Horizonte - MG
hanriot@pucminas.br

José Ricardo Sodré

Pontifical Catholic University of Minas Gerais / PUC-MG
Department of Mechanical Engineering
Av. Dom José Gaspar, 500 - 30535-610 - Belo Horizonte - MG
ricardo@pucminas.br

Erlon Castro Rodrigues

FIAT – GM Powertrain Ltda.
Engine Development Division
Rodovia Fernão Dias, BR 381, km 429 – 32530-000 - Betim – MG
erlonrod@terra.com.br

Abstract. The design of engine intake systems involves optimization of parameters such as the pipe length and diameter, junctions, accessories and the intake and exhaust valve opening and closing timings. The correct dimensioning leads to an increase of the air mass admitted by the cylinders at the desired engine operational conditions. In the present work, pressure variations caused by the valve movement were investigated experimentally considering an intake system composed by two intake pipes, a junction and a single duct connecting the junction to the atmosphere. The objective was to study the flow characteristics at varying junction position in the intake system. For this purpose, curves of mass flow rate and the dynamic pressure in several locations of the intake system were measured. The experimental data was obtained from the intake system connected to a cylinder head, where the two intake valves are phase shifted by 180°. The cylinder head was installed in an air supply system consisted by a blower, a flow measurement device, and a reservoir chamber. The valves were driven by an electric motor with controlled rotational speed. The results showed that the junction location in the intake system affects the air mass flow rate.

Keywords. Gas Dynamics, Intake System, Pressure Wave, Internal Combustion Engine.

1. Introduction

The primary function of the intake system is to improve breathing capacity of the engine, while keeping pressure losses to a minimum. The basic idea is that the mass flow must be distributed equally to all the cylinders, in order to impose a fluid dynamic symmetry layout for the system. Most of the automobile engines are naturally aspirated and operate on the four-stroke cycle, in which distinct piston movements are used to inhale air and exhaust burned gas. These intake and exhaust strokes enable the engine to pump gas through itself, and this process can be significantly affected by the design of the intake and exhaust systems. The requirement for lower noise and pollutant emissions levels has further increased the importance of the design of the intake and exhaust systems. A large proportion of the total noise generated by the engine is due to the pressure waves that propagate from the intake and exhaust systems.

Due to the piston and valve movements, the gas inside the intake system presents an oscillating pressure. The transient pressure caused by the valves and pistons can be used to improve cylinder charging, through optimization of the intake system. The geometry of the manifold has an effect on the frequency and amplitude of the pressure waves, which originate noise. The intake system components are often engineered to attenuate the amplitude of the pressure waves and can be designed to act on a specific frequency. The challenge is to obtain the desired radiated noise spectrum without producing adverse effects on the management of the waves which enhance the engine performance. Tuning of the intake manifold is a difficult task due to the periodically pulsating gas flow and to the practical difficulties associated with the measurement of the unsteady flow field in the intake system (Kong and Woods, 1992; Sung and Song, 1996).

2. Literature Survey

Designers have long been aware that the geometry of the intake system substantially affects reciprocating internal combustion engines performance. This is because the air charge to the cylinder is a function of the frequency of the pressure pulses in the intake system. Intake systems can be 'tuned' to give improved cylinder charging at a particular engine speed and variable geometry manifolds exploit this phenomenon to enhance the engine volumetric efficiency across the whole operational speed range. Considering the nature of the induction process, the basic tuning mechanism harnesses spatial and temporal variations in the manifold flow dynamics to increase the pressure at the inlet valve in the critical period around bottom-dead-center of the induction stroke (Winterbone, 1999; Winterbone and Pearson, 2000). It is therefore essential that techniques that capture unsteady flow effects be employed in the design of tuned intake systems.

Winterbone and Yoshitomi (1990) showed a comparison between calculated and measured pressure and air mass flow through a family of intake manifold geometries. A non-linear wave action calculation technique based on the method of characteristics was employed to predict variation of pressure in the manifold over a broad range of engine speeds. No comparisons of mass flows were given, and two different modes of tuning were presented: organ pipe tuning and Helmholtz resonator effects. It was shown that these tunings occur during the periods when the inlet valves are closed and open, respectively. Both tuning modes are important, but the Helmholtz resonator seemed to have a bigger influence on volumetric efficiency due to its effect on cylinder pressure at the time of intake valve closing.

Benajes et al. (1997) presented a pre-design model for intake manifolds in internal combustion engines. The model was based on the acoustic-wave theory, and made it possible to calculate the overall dimensions of an optimum intake manifold with the aim of improving the gas exchange process in the engine. It was shown that the place where the pressure pulses are reflected is important to the design of the intake systems.

Curves and junctions are locations where the reflected pulses can exist. The reflected pulses are in part superposed by the primitive pulses, and the resultant pressure pulse is a combination of these two pulses. The pressure inside the pipe can be divided into two components: one called primitive pulse and another called reflected pulse. The sum of these two pulses produces the instantaneous pressure that effectively exists in the intake pipe. One of the factors that affects the mass flow through the cylinder are the junctions presented at the inlet manifolds. This means that an engine cylinder is very susceptible to interference from other cylinders, which can disrupt the gas flow through them, resulting in poor scavenge and backflow into the inlet and causing fouling.

The presence of a junction implies in an additional flow pressure loss. Sometimes that loss is very small and may be neglected, while at other times it can affect the calculated results. Deciding whether there will be a large effect is difficult, but, as a guideline, pressure losses should be included in high-speed engines where the gas velocities are high. The designer is hampered by a lack of generalized data and it is often necessary to test the flow at each single junction, sometimes cutting the manifold into sections to allow the problem to be separated. However, it is necessary to observe that the effects from other branches can be important. In fact, the engine designer has three possible sources to obtain the data:

- Execution of tests to analyze the flow in the junction;
- Previous experimental results from literature;
- An empirical or analytical expression can be used to estimate the loss coefficients.

The steady flow pressure loss coefficients for a junction are usually established experimentally. This is a time-consuming process, which requires the junction to be manufactured before its loss characteristics can be measured. Unfortunately there is scant junction pressure loss data available in the literature, and some of these data are only applicable to junctions of certain types and generally cover only four of the six possible flow types (Winterbone and Pearson, 2000). It is convenient to classify junctions into two distinct types: 'T' junctions and 'Y' junctions. 'T' junctions consist of a straight duct of uniform cross-sectional area, intersected by a lateral branch, inclined at an angle to the main duct. The 90° equal area 'T' junction is a sub-test of the general 'T' junction. 'Y' junctions are formed by a main duct, which bifurcates into two side ducts that intersect the main duct at the same angle. Winterbone and Pearson (2000) describe how the measurement of the junction pressure loss coefficients has to be made.

In this paper, the effects produced by a 20° 'Y' junction between branches were studied. The main objective was to check the influence of the location of the junctions in the intake manifold at oscillating pressure and the mass curve rate versus the engine rotational speed. The experiments were conducted in a flow rig, as described in the next section.

3. Experimental Set-Up and Procedures

The flow rig (Fig. 1) is an apparatus used for gas flow studies in the intake and exhaust systems of internal combustion engines, under steady or unsteady conditions. The apparatus allows for flow rate measurements through the intake or exhaust pipe, with the valve in movement, at a constant pressure drop throughout the system (Hanriot, 2001).



Figure 1 - View of the experimental rig.

The constant pressure drop is obtained through a big reservoir to which the intake system is connected, for equalization of the pressure at that point. At the other end, the reservoir is connected to a blower, which produces a constant pressure difference between the atmosphere and the reservoir. The blower works at constant rotational speed, and the pressure drop is obtained through the valves between the blower and the reservoir. The reservoir has a volume of around 350 liters, and it eliminates pressure pulsation originated from the valve movement. The valves are moved through an electric motor, which rotational speed is adjusted through a frequency converter. The electric motor used a maximum power of 30 kW and a maximum speed of 3500 rpm.

Two laminar flow meters are used to determine the mass flow rate. The basic difference from these meters to the orifice plate is that the fluid is forced through small passages that make the flow laminar. Thus, the mass flow rate is directly proportional to the pressure difference through the meter. The instantaneous pressure is measured by piezoresistive pressure transducers, with a working range of ± 2 bar. The temperature sensors are of the platinum resistance type, for use between 0 and 60 °C. A four-cylinder, 1.0 liter engine cylinder head was fixed to the dumping tank. Only the intake valve of the second and third cylinders were operating, while the other valves remained closed. A 2.155 m long, 22.30 mm internal diameter straight tube containing a junction was connected to the valve ports. As the pressure waves are one-dimensional and are not affected by the presence of curves in the flow path, the steel tube satisfactorily plays the role of the intake system.

Six pressure transducers were distributed along the intake pipe. Transducers named P1 and P2 were located at the nearest position to the valves of cylinders two and three, respectively. The others transducers were connected as shown in Fig. 2. Two configurations were tested, named configuration 'H' and configuration 'J'. The configurations were divided into L1, L2 and L3 lengths.

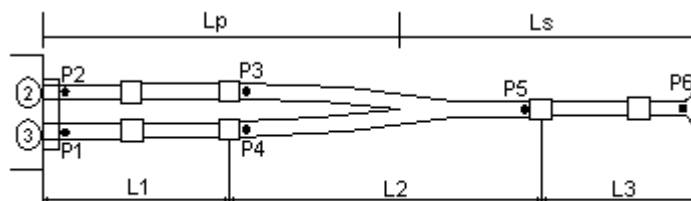


Figure 2 - Schematic drawing of the transducers and the intake system.

Configuration H corresponded to $L1 = 1010.0$ mm, $L2 = 315.0$ mm, and $L3 = 830.0$ mm. The configuration 'J' corresponded to $L1 = 1509.0$ mm, $L2 = 315.0$ mm, and $L3 = 331.0$ mm. An inductive rotational speed sensor was connected to the camshaft, allowing the acquisition of pressure data per cycle. The experiments were carried out for camshaft rotational speeds in the range from 200 to 3000 rpm, with 200 rpm steps. A detail of the configuration tested is shown in Fig. 3.

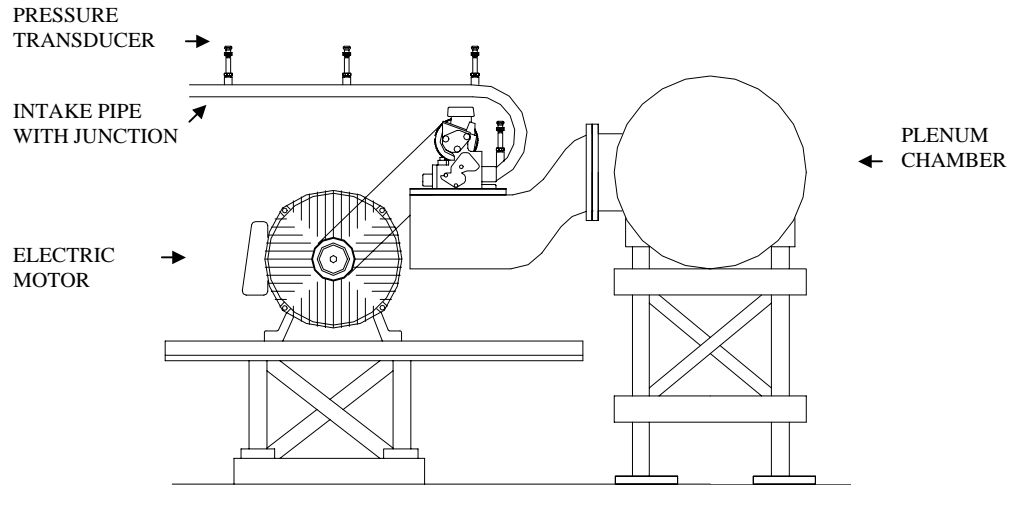


Figure 3 - Schematic drawing of the experimental rig.

The tests carried out allowed for the data acquisition of the following parameters:

- pressure wave data throughout time, including the location at the valve ports; and
- mass flow rate through the camshaft revolution.

The acquired data was recorded for each single cycle of a four-stroke engine, corresponding to 720 camshaft degrees.

4. Results and Discussion

Figure 4 shows the mass flow rate through the intake system versus camshaft revolution for the two tested configurations. It can be seen that the behavior of the two configurations is very similar until around 1600 rpm. After this speed, the configuration H presents a higher level of mass flow rate when compared to configuration J. At 1600 rpm, configuration J presents a maximum mass flow rate and from then on it presents a negative slope. On the contrary, configuration H continues to show increasing mass flow rate and reaches a maximum around 2000 rpm. However, after 2000 rpm both curves present a negative slope, with configuration H presenting a higher mass flow rate in comparison to configuration J. As a possible explanation for this fact, it should be noticed that configuration H is nearer to the valve port than configuration J and, for this reason, presents a higher resonance frequency than configuration J for the primitive pipe. The higher resonance frequency of configuration H makes the maximum flow rate being reached at a higher engine rotational speed.

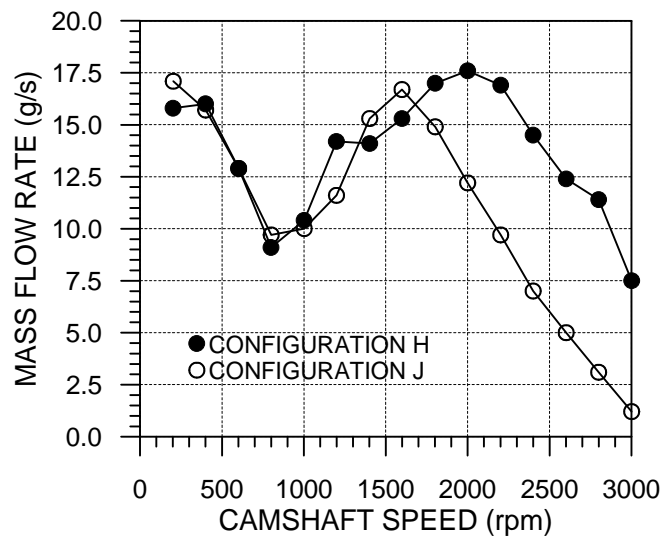


Figure 4. Mass flow rate for different junction positions in the intake manifold as a function of camshaft rotational speed.

The rotational speeds of 1200 and 2000 rpm were chosen to analyze the system behavior. These speeds were chosen because, for configuration H, an inflection point for the mass flow rate is observed around 1200 rpm, and a maximum mass flow rate is observed around 2000 rpm (Fig. 4).

Figure 5 presents the curves of pressure variation along camshaft angle at 1200 rpm for configurations H and J. The results exhibit a very similar behavior between the two configurations for the period when the intake valve is open, i.e., between IVO and IVC, particularly for the transducers P1 and P2, which are located close to the intake valve port. Thus, the mass flow rate should be approximately equal for these configurations at 1200 rpm, which, in fact, is shown by Fig. 4. Besides, from the results shown by Fig. 5 (a) and (b), it can be noticed that transducers P1 and P2 acquired the same pressure waves, shifted by an 180 degrees. This result was expected, once the valves from cylinders 2 and 3 are phase shifted by 180 degrees. A similar behavior happens for the pressure waves for transducers P3 and P4 (Fig. 5 (c) and (d)). Another observation is that the amplitude of the pressure waves from the intake valve port until the entrance of the pipe are attenuated. Viscous effects of pipe and junction cause this attenuation and, as expected, the lowest pressure amplitude is close to the entrance of the pipe, as shown by the pressure waves for transducer P6 (Fig. 5 (f)).

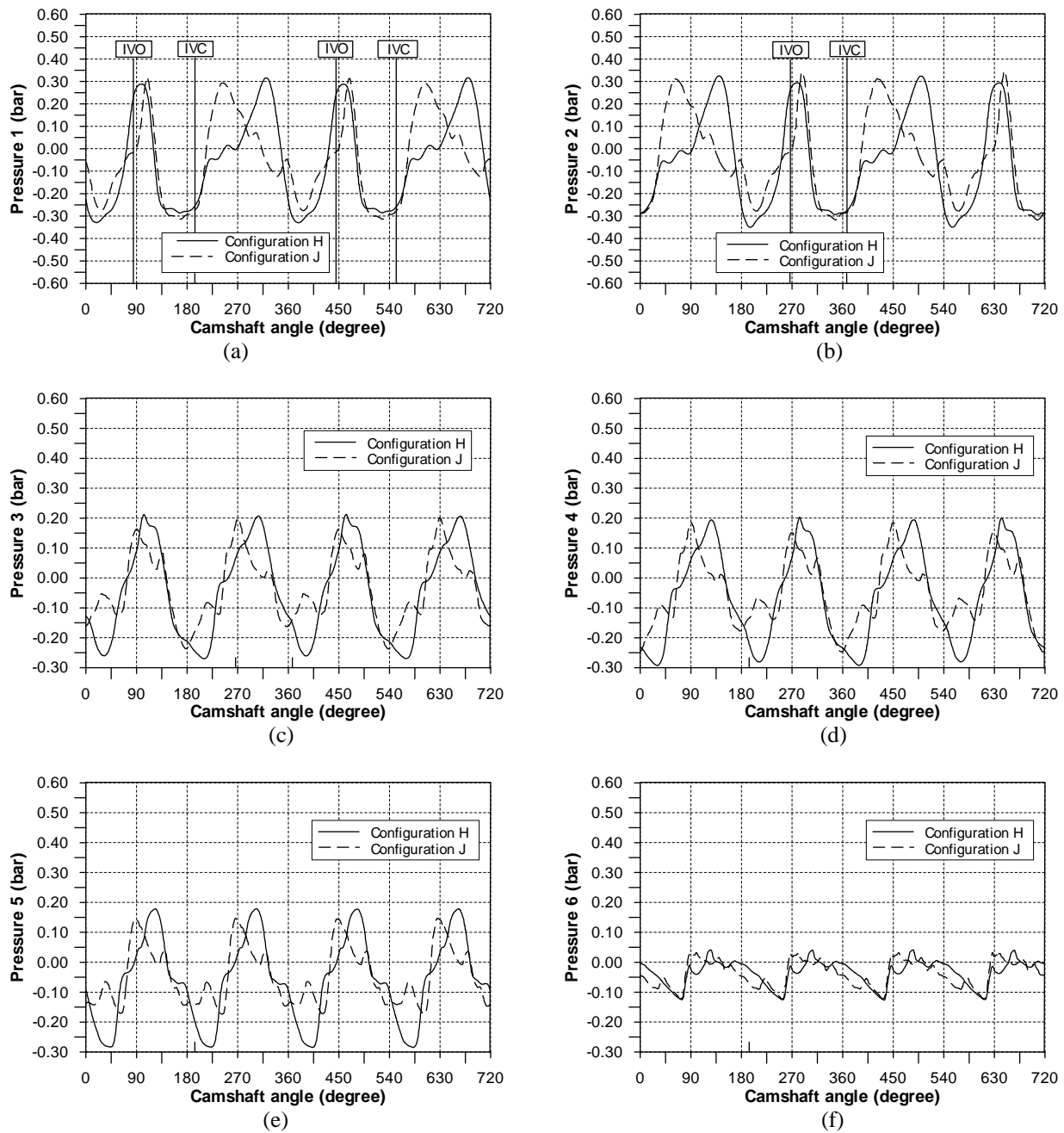


Figure 5- Pressure signals from the pressure transducers P1 (a), P2 (b), P3 (c), P4 (d), P5 (e) and P6 (f) at 1200 rpm camshaft speed.

Figure 6 presents the curves of pressure variation with camshaft angle at 2000 rpm for configurations H and J. The results exhibit a different behavior for configurations J and H, and are distinct from the results at 1200 rpm (Fig. 5), particularly for transducers P1 and P2. As configuration H shows a peak during the valve opening period, its mass flow rate is higher than that of configuration J. The mass flow rate is related to the difference between the pressure wave and the constant pressure at the reservoir. Another observation is that the pressure waves for transducers P1 and P2 exhibit a very similar behavior between the two configurations during the period when the intake valve is open, i.e., between IVO and IVC. Just like the results from Fig. 5, P1 and P2 present similar pressure waves, but shifted by 180 degrees.

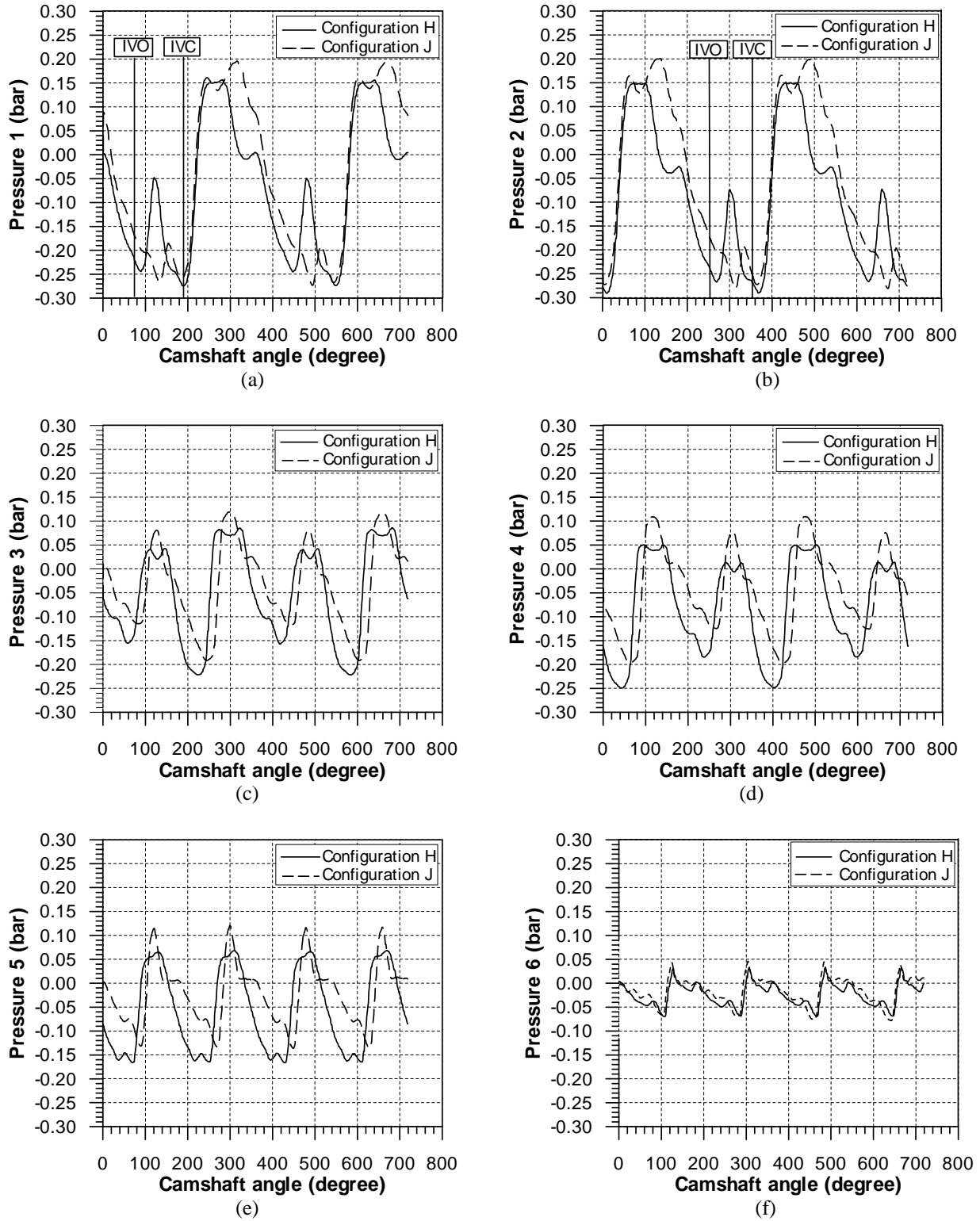


Figure 6- Pressure signals from the pressure transducers P1 (a), P2 (b), P3 (c), P4 (d), P5 (e) and P6 (f) at 2000 rpm camshaft speed.

A spectral analysis was made for the pressure waves at 1200 and 2000 rpm. Figure 7 shows the spectrum analysis at the pressure waves for 1200 rpm for configuration H. The geometry of configuration H has the primary length, the distance from the valve port and the junction (see Fig. 2), $L_p = 1225$ mm, and the secondary length, the distance between the junction location and the pipe end (see Fig. 2), $L_s = 930$ mm. The resonance frequency for the primary pipe, considering an open-end aperture, is 69.4 Hz, while the resonance frequency for the secondary pipe is 91.4 Hz. The resonance frequency for the full pipe is 39.4 Hz. The spectral analysis for P1 (Fig. 7 (a)) shows that the first three peaks are higher than the other harmonics. An interesting aspect is that the first harmonic has an amplitude level higher than the fundamental frequency. The reason for this is that the first harmonic gets into resonance with the full pipe frequency of 39.4 Hz. The explanation for the high level for the second harmonic is that its frequency is nearest to the resonance frequency for the primary pipe.

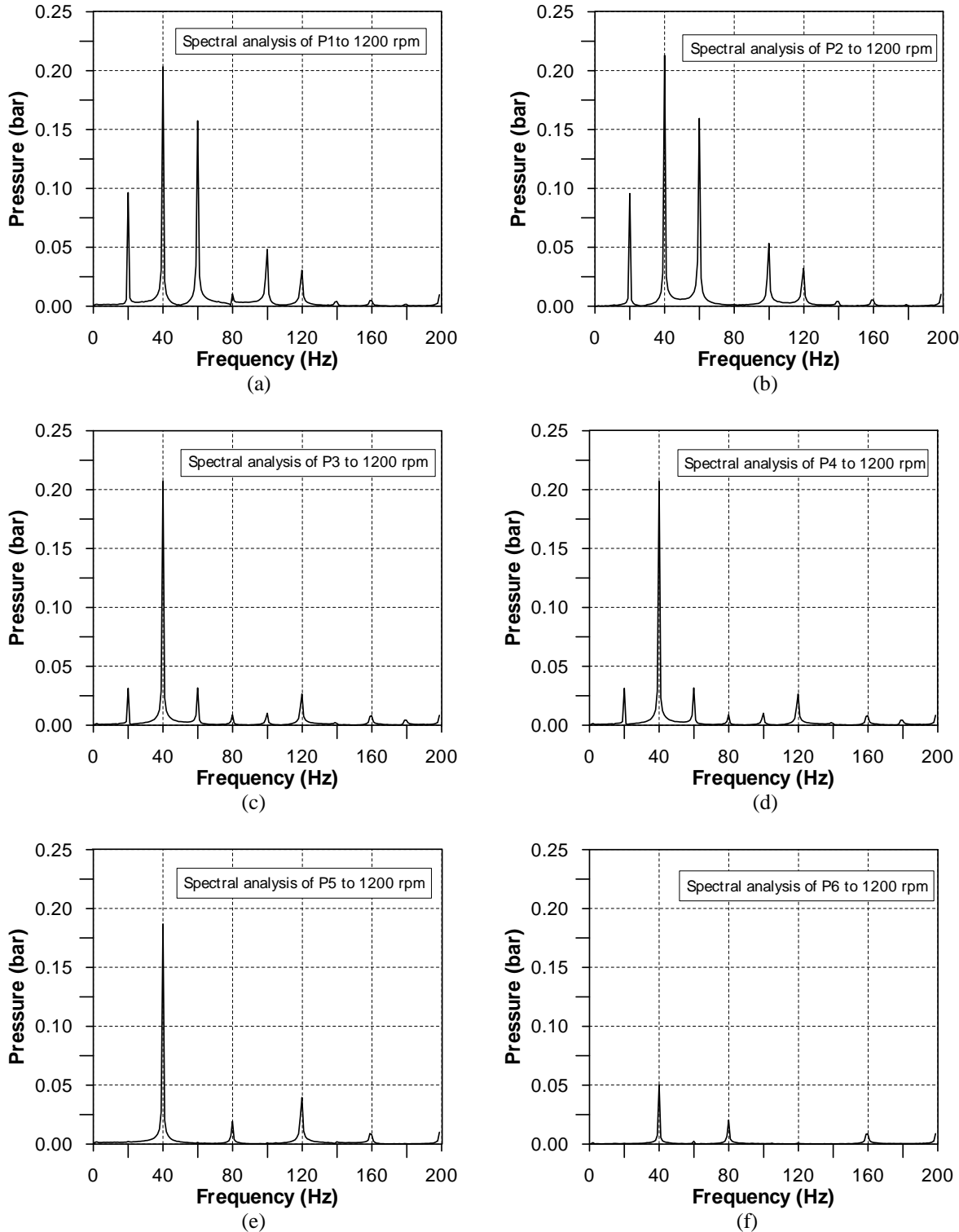
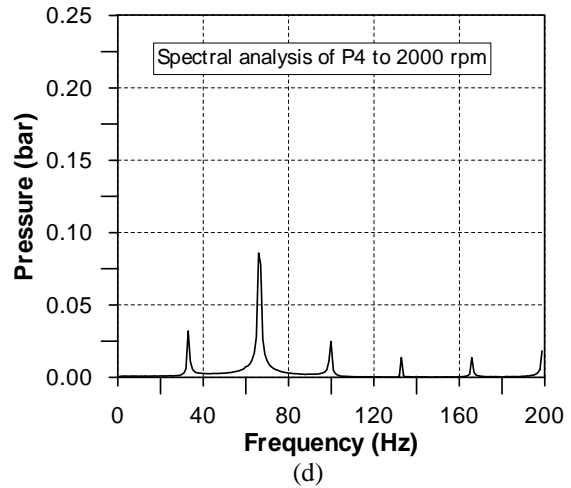
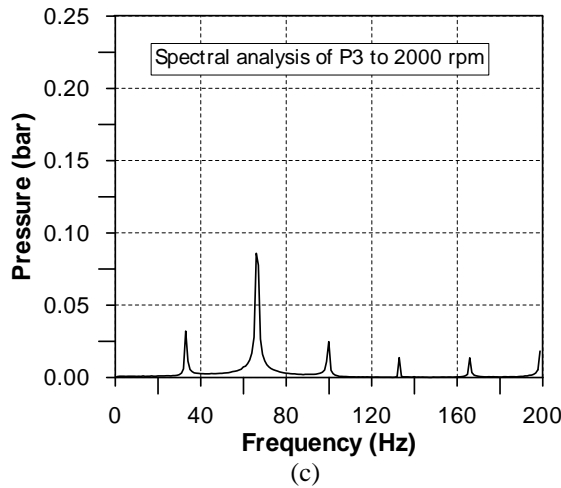
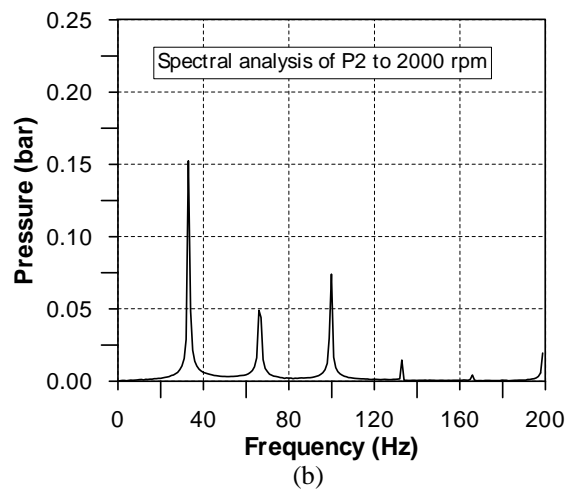
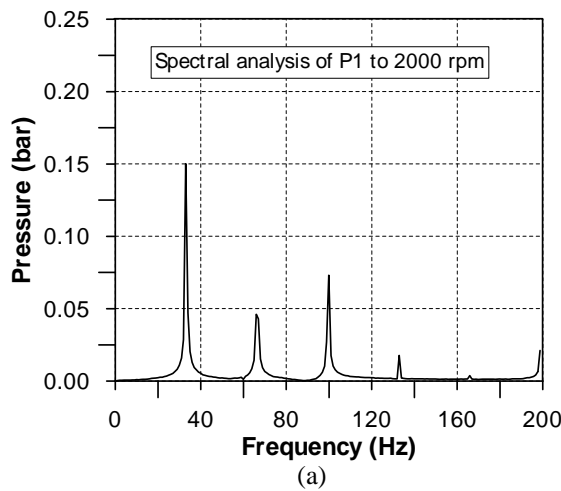


Figure 7- Pressure from transducers P1 (a), P2 (b), P3 (c), P4 (d), P5 (e) and P6 (f) versus frequency for configuration H at 1200 rpm.

Another interesting effect occurs for the spectral analysis referring to Fig. 7 (e). The peak pressure for the harmonic frequency of 60 Hz ceases to exist. As P1 is located at the secondary pipe, it suffers the influence from the two cylinders, and, thus, the response frequency is duplicated. Probably, the cause for this phenomenon is that the frequency for the primary pipe does not affect any more the frequency for the secondary pipe. The spectrum analysis of the pressure waves at 1200 rpm for configuration J is similar to that of configuration H shown by Fig. 7.

Figure 8 shows the spectrum analysis of the pressure waves at 2000 rpm for configuration H. As previously discussed, the resonance frequency for the primary pipe, considering an open-end aperture, is equal to 69.4 Hz, while the resonance frequency for the secondary pipe is 91.4 Hz. The resonance frequency for the full pipe is 39.4 Hz. The spectral analysis for P1 (Fig. 8 (a)) shows the first three peaks higher than the other harmonics. An interesting aspect is that the fundamental frequency has an amplitude level higher than the fundamental frequency, which differs from the results at 1200 rpm, when the first harmonic had higher amplitude than fundamental frequency. The reason for this is that the engine rotational speed of 2000 rpm has a frequency around 33 Hz, that is close to the resonance frequency for the full pipe. Then, the amplitude pressure for the fundamental frequency was amplified. The amplitude pressure for transducers P1 and P2 are very similar, showing that the only difference from them is really the phase shift. An analogous conclusion can be made for the spectral analysis of transducers P3 and P4.



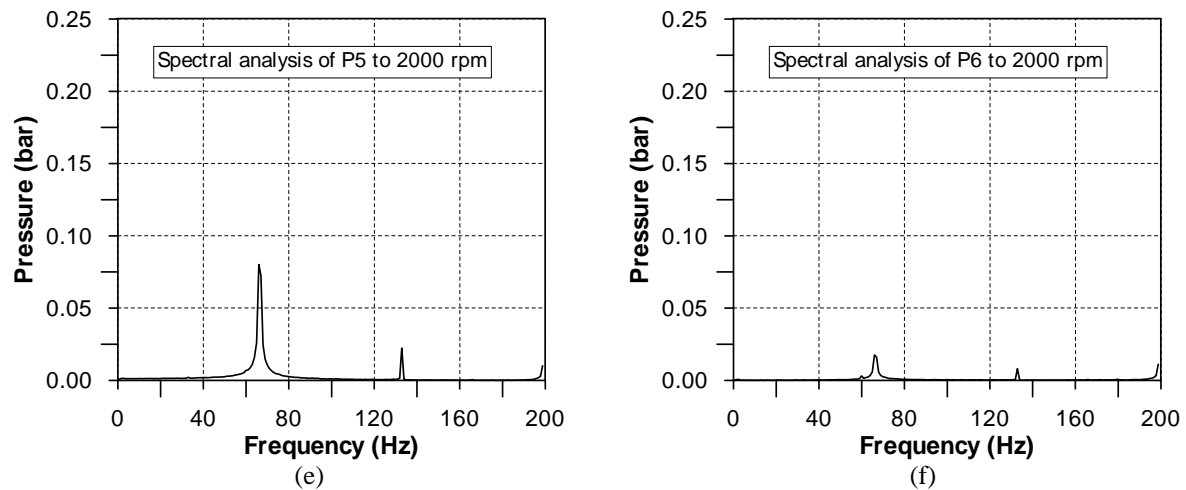


Figure 8- Pressure from transducers P1 (a), P2 (b), P3 (c), P4 (d), P5 (e) and P6 (f) versus frequency for configuration H at 2000 rpm.

7. Conclusions

- The phenomena of pressure pulse propagation and reflection in the presence of junction in the intake manifold engines have been presented and discussed.
- Experimental results were obtained for two different junction locations.
- It was shown that the location where the junction is connected at the intake system affects the mass flow rate along the rotational engine speed.
- There can be an optimum inlet pipe length at a given engine speed.
- The junction produces a damping effect on the pressure wave and affects the inlet air mass.
- The junction connected at the intake system closer to the intake valve port presented a higher mass flow rate, especially for camshaft rotational speed above 1500 rpm.

8. Acknowledgement

The authors wish to thank CAPES, FAPEMIG and FIAT-GM Powertrain Ltda., for the financial support to this project.

9. References

- Benajes, J., Galindo, J., Reyes, E., and Pedro, J., 1997, "Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines", *Engine Modeling*, SAE Paper n. 970055.
- Benson, R. S., 1986, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, v.2, New York, Oxford University Press.
- Hanriot, S. M., 2001, *Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de Ar nos Conduitos de Admissão em Motores de Combustão Interna*, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- Kong, H., and Woods, R. L., 1992, "Tuning of Intake Manifold of an Internal Combustion Engine Using Fluid Transmission Line Dynamics", *Spark-Ignition Engines - SAE*, Paper n.920685.
- Sung, N.W., and Song, J. W., 1996, "Flow Analysis for a Chamber Type Intake Manifold Engine", *Spark-Ignition Engines - SAE*, Paper n.961824.
- Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 1999, *Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.
- Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 2000, *Theory of Engine Manifolds Design – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.
- Winterbone, D. E., and Yoshitomi, M., 1990, "The accuracy of calculating wave action in engine intake manifolds", SAE Paper No 900677.

Anexo IV

Estudo Experimental da Defasagem de Válvulas de Admissão em Motores de Combustão Interna

Artigo publicado e apresentado no **12º Congresso e Exposição Internacional de Tecnologia da Mobilidade – SAE Brasil 2003**, realizado em novembro de 2003 na Expo Center Transamérica - São Paulo – Brasil.

Estudo Experimental da Defasagem de Válvulas de Admissão em Motores de Combustão Interna

Leonardo Vinícius Mendes Pereira

Alahdjijn Atan Pinto

Sérgio de Moraes Hanriot

José Ricardo Sodré

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas

Copyright © 2003 Society of Automotive Engineers, Inc

RESUMO

O projeto da defasagem de válvulas nos processos de admissão de ar em motores de combustão interna envolve grandezas tais como o comprimento e o diâmetro do conduto de admissão, a velocidade de rotação e a variação do tempo de abertura das válvulas de admissão. Além disso, os movimentos alternativos das válvulas de admissão e do pistão produzem fenômenos de geração de ondas de pressão que se propagam pelo conduto. Tais ondas, se oportunamente aproveitadas, podem aumentar a quantidade de massa de ar admitido. No presente trabalho foi realizado um estudo experimental da defasagem das válvulas de admissão em um mesmo cilindro, objetivando analisar sua influência na quantidade de massa de ar admitida pelo cilindro. Foi utilizado um motor de produção de 999 cm^3 , com duas válvulas de admissão por cilindro. Apenas um dos cilindros foi utilizado, simulando uma condição de um motor mono-cilindro.

INTRODUÇÃO

Devido ao crescimento da indústria automotiva no Brasil e da comercialização de automóveis com motores de combustão interna com duas válvulas de admissão por cilindro, há a necessidade de um estudo do desempenho desses motores. Atualmente, estão sendo propostas diversas alternativas de melhoria em seu desempenho, incluindo a utilização de turbo-compressores, sobre-alimentadores, injeção direta de combustível e a compactação do conjunto moto-propulsor, na tentativa de conseguir uma maior flexibilidade em regime de cargas intermediárias. Motores devem ser projetados com elevada potência para controlar situações esporádicas, e uma total flexibilidade de sintonização do sistema de injeção de combustível, dos tempos de abertura e fechamento

das válvulas e do controle da ignição poderia conseguir tal potência para regimes intermediários (Cunha et al. [3]).

Poucos veículos atualmente disponíveis no mercado usam algum tipo de acionamento mecânico que permite alguma flexibilidade no tempo de abertura e fechamento das válvulas. Contudo, nenhum dos mecanismos permite o completo ajuste independente da sincronização da abertura e fechamento. Vários projetos têm sido propostos e apresentam diferentes tipos de acionamentos mecânicos (Dresner e Barkan, [4]; Hara et al., [7]; Pierik e Burkhard, [11]). Seguidos pela mesma motivação, Urata et al. [13] e Lenz et al. [8] apresentaram sistemas de acionamento mecânico-hidráulico e Cunha et al. [3] estudaram um conceito alternativo de acionamento hidráulico para válvulas.

Dessa forma, este trabalho tem como objetivo o aumento do rendimento volumétrico desses motores, analisando o sistema de indução de ar com uma defasagem entre as válvulas de admissão. Os estudos fluidodinâmicos foram desenvolvidos em um Banco de Fluxo. A vazão mássica e a pressão do escoamento transiente ocasionadas pelo movimento das válvulas de admissão foram analisadas em vários regimes de rotação do eixo de comando de válvulas, para diferentes ângulos de defasagem das válvulas de admissão.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Alguns estudos [7, 10, 12] foram realizados com o intuito de buscar alternativas para a fabricação do mecanismo de variação do ângulo de defasagem das válvulas de admissão, para a definição do conduto de admissão considerando os fenômenos fluidodinâmicos que ocorrem durante a indução de ar.

O motor de combustão interna é uma máquina térmica na qual o gás é aspirando e descarregado através das válvulas que trabalham de modo alternativo. A principal função do conduto de admissão é conduzir o ar atmosférico até a porta das válvulas de admissão. No interior do conduto, sobrepostos ao movimento do ar, surgem também oscilações de pressão. Como consequência, o movimento do gás é transiente, ou seja, sua velocidade e pressão variam no tempo. O movimento do gás é determinado pela diferença de pressão entre a entrada do conduto de admissão e o cilindro. As oscilações de pressão no conduto ocorrem devido ao movimento das válvulas e do pistão (Hanriot et al., [5]).

Morse et al. [9] foram um dos primeiros a mostrar a influência dos efeitos da produção de pulsos de pressão nos condutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão. Os autores evidenciaram que o aproveitamento de tais flutuações de pressão pode ser usado para o aumento do rendimento volumétrico dos motores.

A defasagem das válvulas de admissão afeta consideravelmente a vazão mássica de ar aspirado para os cilindros. A variação causada é uma função da frequência dos pulsos de pressão produzidos pelo movimento alternativo dos pistões e das válvulas de admissão. A forma do pulso de pressão e seu desenvolvimento ao longo do conduto de admissão são complexos. Os pulsos de pressão refletidos são sobrepostos a pulsos de pressão incidentes (Benajes et al. [1]). Winterborne [14,15] mostrou que o sistema de admissão ressonando no modo de um ressonador de Helmholtz parece ter influência nos efeitos de pressão no cilindro no momento do fechamento das válvulas de admissão.

Söderberg e Johansson [12] estudaram os efeitos de alterações no tempo das válvulas de admissão abrindo mais cedo ou atrasando. Com os tempos alterados pela substituição do eixo de comando com o ressalto dos cames alterados, foram analisados o escoamento do ar, a combustão e a eficiência dos motores.

Pierik e Burkhard [10] descrevem o desenvolvimento continuado de um sistema mecânico para acionamento de válvulas variáveis, onde se tem a variação do levante da válvula. A análise é feita sobre a durabilidade do sistema e o desempenho relativo ao consumo de combustível, emissões, torque e características de estabilidade na combustão.

Hara et al. [7] descrevem outra maneira para variação de forma mecânica. Neste sistema, as fases das válvulas são controladas pela variação da velocidade

angular do eixo comando de válvulas e por um atuador hidráulico. Por meio de um disco fixado de maneira excêntrica ao eixo comando de válvulas, o mecanismo produz uma compensação entre o centro do disco girando e o eixo de comando de válvulas.

EXPERIMENTOS

APARATO EXPERIMENTAL

O experimento foi realizado em um equipamento denominado Banco de Fluxo, que permite simular as condições de escoamento nos sistemas de admissão e exaustão de um motor de combustão interna. O sistema produz uma depressão constante entre a atmosfera e um grande reservatório ligado à seção de testes. A depressão é gerada através de um soprador de grande porte. Reproduz-se o movimento das válvulas através de um motor elétrico acoplado ao eixo de comando de válvulas, por meio de uma correia dentada. O Banco de Fluxo (Fig. 1) utilizado neste trabalho permite o estudo do escoamento em regime permanente ou transiente. Variáveis como vazão mássica, pressão, temperatura e velocidade de rotação do eixo comando de válvulas podem ser obtidas (Hanriot [6]). O reservatório ao qual a seção de testes é conectada tem capacidade de 350 litros, e é utilizado para atenuar os pulsos de pressão produzidos pelas válvulas de admissão.



Figura 1 – Foto do Banco de Fluxo.

Para a execução dos testes experimentais foi utilizado o cabeçote de um motor de produção seriada de 999 cm³ de volume deslocado, com quatro cilindros em linha, de 70,0 mm de diâmetro cada, curso do êmbolo de 64,90 mm, e quatro válvulas por cilindro, sendo duas de admissão e as outras duas de exaustão. O cabeçote é dividido em duas partes, inferior e superior. A parte inferior do cabeçote possui a câmara de combustão com fluxo cruzado, válvulas de admissão e exaustão opostas e coletor de

admissão e exaustão também opostos. A parte superior do cabeçote aloja os comandos de admissão e exaustão, que são posicionados próximos um do outro devido ao ângulo de 21° entre as válvulas de admissão e exaustão. O comando de exaustão é acionado diretamente por correia dentada, e o comando de admissão é acionado pelo comando de exaustão por meio de um par de engrenagens na parte traseira do cabeçote.

Para a realização do experimento o cabeçote superior sofreu algumas alterações para que se obter a defasagem das válvulas de admissão. Foi cortado o eixo de comando de válvulas de admissão entre os dois cames do primeiro cilindro e um eixo interno ao comando foi instalado, permitindo um movimento relativo entre os dois cames. A face da parte superior do cabeçote superior foi usinada para que pudesse receber um retentor e permitir a passagem do eixo comando de admissão, uma vez que no mecanismo original este eixo fica apenas na parte interna do cabeçote.



Figura 2 – Cabeçote com alterações e a roda dentada instalada após o par de engrenagens e a polia da correia dentada.

Um segundo par de engrenagens semelhantes à da parte traseira do cabeçote foi montado em extensões que foram instaladas nas extremidades dos eixos comando de válvulas. Pode ser observado na Fig. 2 o mecanismo para a realização da defasagem entre os cames e uma roda dentada constituída de 58 dentes mais um espaço equivalente ao espaço de dois dentes. Este espaço constitui a base para o registro do ponto de sincronismo, sendo utilizada esta base como o ângulo zero dos eixos de comando de válvulas.

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os testes experimentais foram realizados para um mesmo comprimento do conduto de admissão. A análise da variação da vazão mássica e da pressão no escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão foi feita com somente um cilindro em operação. A definição da faixa de velocidades de rotação do eixo de comando de válvulas para os testes foi baseada em valores operacionais, de 500 a 2500 rev/min. A velocidade de rotação máxima do motor elétrico ao qual foi acoplado o eixo comando de válvulas é 3500 rev/min.

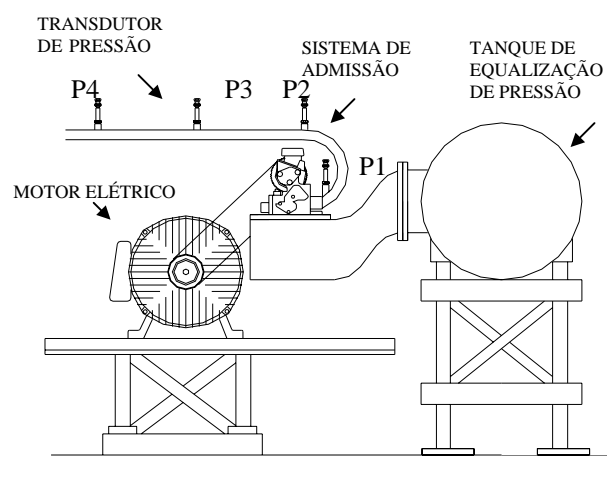


Figura 3 – Desenho esquemático da seção de testes.

Os testes foram realizados para uma faixa de rotação do eixo comando de válvulas de 200 a 2600 rev/min, com incrementos de 200 rev/min. Para as medições de pressão foram utilizados quatro transdutores de pressão piezoresistivos, com faixa de operação de -1 a 2 bar, inseridos próximo à porta da válvula e em várias posições do conduto (Fig. 3). O transdutor P1 foi localizado a 1150 mm da face da válvula de admissão, P2 a 300 mm de P1, P3 a 570 mm de P2 e P4 a 1000 mm de P3. A temperatura ambiente e a do reservatório onde o cabeçote foi fixado foram monitoradas através sensores de temperatura de resistência de platina, com faixa de operação de 0 a 60°C . Para evitar o super aquecimento do cabeçote foi conectado um sistema composto de uma bomba de óleo e um reservatório.

Para a análise dos fenômenos pulsantes oriundos do movimento das válvulas, foi utilizado somente o cilindro número um, com a retirada dos tuchos das válvulas dos outros cilindros. Com isso, pôde ser verificada a influência do movimento da válvula de admissão em um cilindro. O objetivo principal de tal montagem foi permitir a análise do escoamento ao

longo do sistema de admissão acoplado ao cabeçote, com o eixo de comando de válvulas acionado através do motor elétrico, como mostrado na Fig. 3.

RESULTADOS

As Fig. 4 a 8 mostram os resultados da influência da defasagem das válvulas de admissão do eixo comando de válvulas para o primeiro cilindro e o desvio padrão de três testes realizados para cada configuração. Todos os experimentos ocorreram com a configuração de 2000,0mm da porta da válvula de admissão até a extremidade do conduto e um ângulo diferente de defasagem. Pode-se observar que o comportamento de todos os experimentos é similar, apresentando diferentes níveis para a vazão mássica ao longo das rotações testadas. Os resultados para as defasagens de 0°, 10°, 20°, 30° e 40° são mostrados em um mesmo gráfico na Fig. 9.

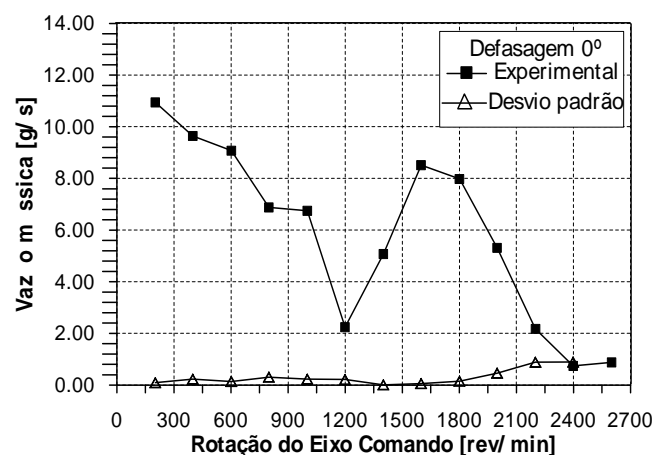


Figura 4 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão do experimento, teste com 0° de defasagem.

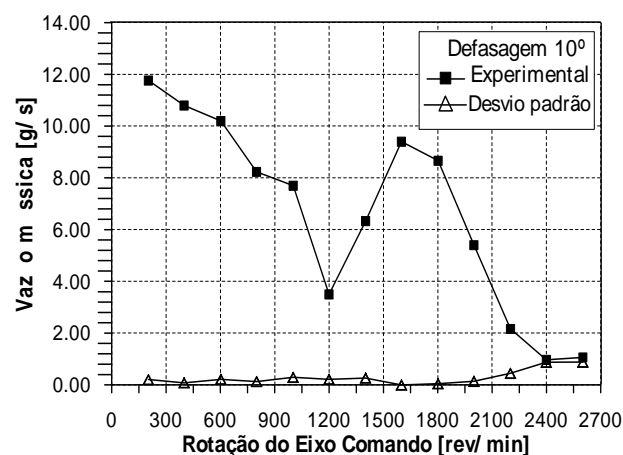


Figura 5 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão do experimento, teste com 10° de defasagem.

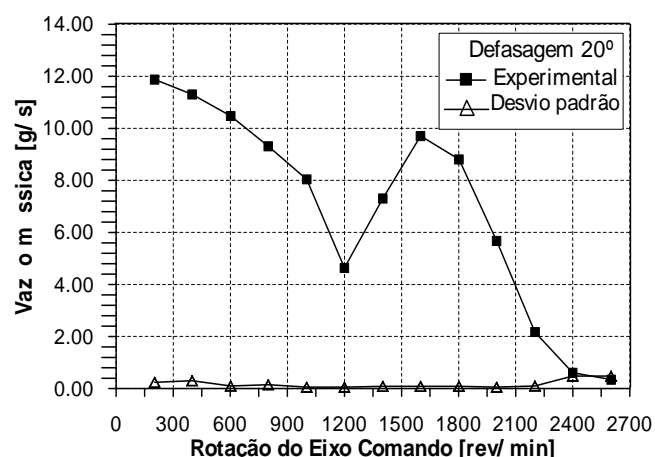


Figura 6 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão do experimento, teste com 20° de defasagem.

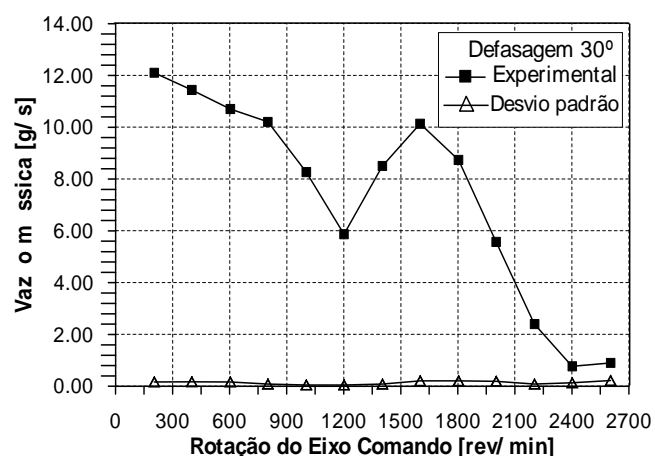


Figura 7 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão do experimento, teste com 30° de defasagem.

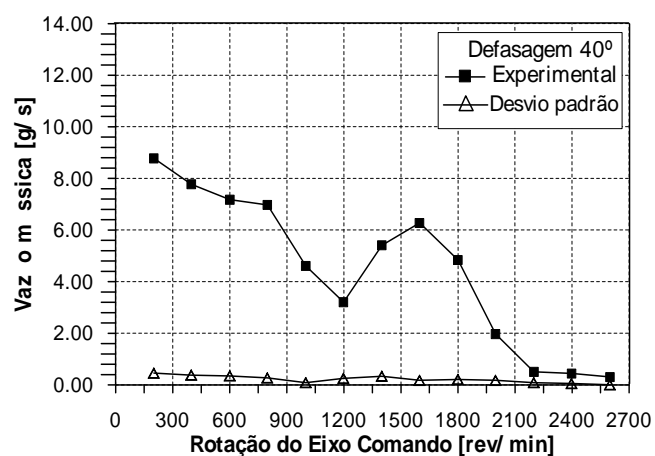


Figura 8 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão com o desvio padrão do experimento, teste com 40° de defasagem.

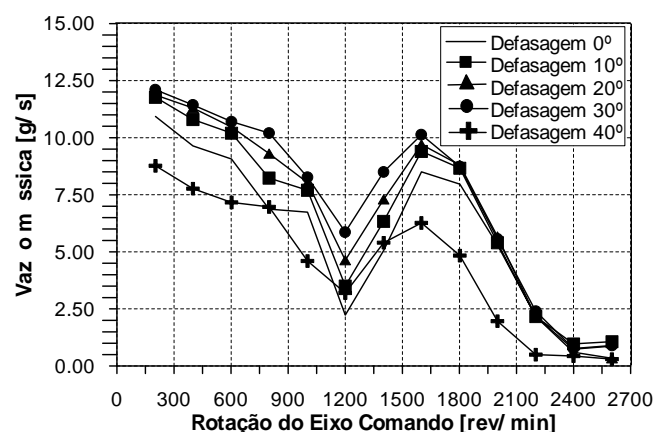


Figura 9 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas de admissão para as diferentes defasagens.

As rotações de 1200 e de 2400 rev/min do eixo comando de válvulas de admissão são pontos críticos do sistema de admissão. Na rotação de 2400 rev/min ocorre a ressonância do conduto de admissão adotado, com 2000 mm de comprimento. A rotação de 1200 rev/min, correspondente à rotação de 2400 rev/min do virabrequim, é um ponto de instabilidade no funcionamento do motor. Esta rotação é analisada nas Fig. 11 a 14.

A Fig. 10 apresenta a vazão mássica média, relativa ao primeiro cilindro, para a faixa de rotações testada em função do ângulo de defasagem entre as válvulas de admissão do eixo de comando de válvulas. Observa-se um aumento da vazão mássica média até a defasagem de 30°, diminuindo de forma acentuada a partir desse ângulo. Uma provável explicação para esse fato parece estar ligada à onda de pressão que atinge a porta da válvula no seu momento de abertura. O sensor mais próximo à válvula foi chamado de “Pressão 1”.

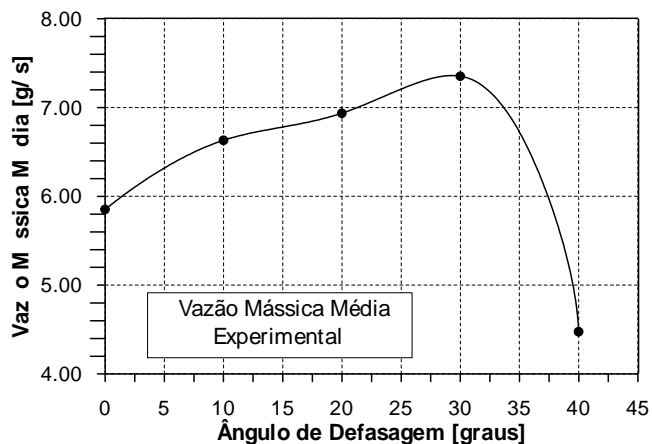


Figura 10 – Vazão mássica média em função da defasagem entre as válvulas de admissão do eixo de comando.

As Fig. 11 a 14 mostram os dados de pressão ao longo do conduto de admissão para uma rotação completa do eixo de comando de válvulas. A vazão mássica está relacionada à diferença entre a onda de pressão imediatamente na porta da válvula de admissão e à pressão constante no tanque de equalização de pressão onde o cabeçote foi fixado.

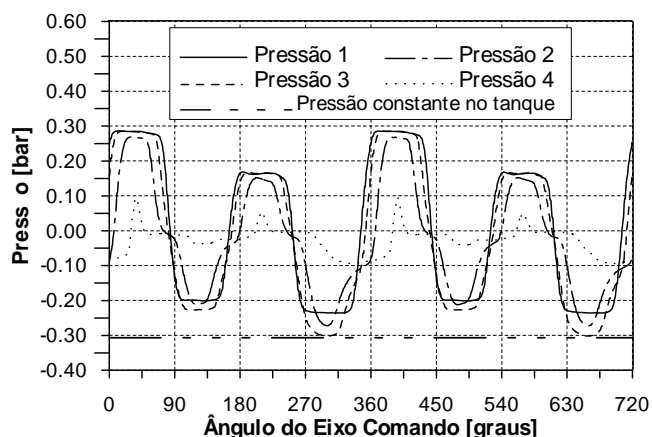


Figura 11 – Pressão ao longo do ciclo do motor na velocidade de rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min com defasagem de 0°.

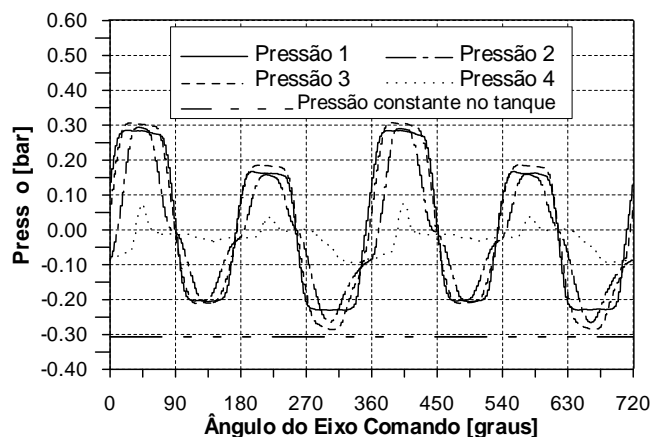


Figura 12 – Pressão ao longo do ciclo do motor na velocidade de rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min com defasagem de 10°.

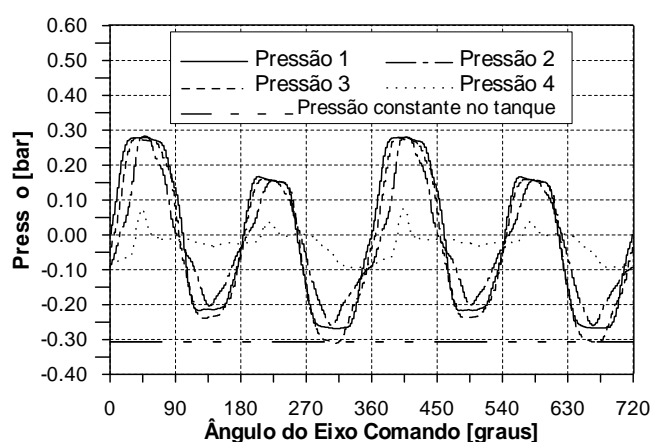


Figura 13 – Pressão ao longo do ciclo do motor na velocidade de rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min com defasagem de 30°.

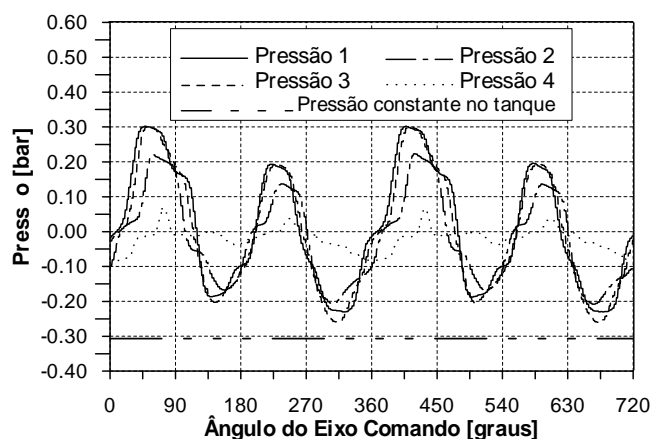


Figura 14 – Pressão ao longo do ciclo do motor na velocidade de rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min com defasagem de 40°.

Para a avaliação dos efeitos da defasagem das válvulas nas curvas de vazão mássica em função do ângulo do eixo comando foi realizado um teste para determinação da vazão mássica em regime permanente. Assim, a vazão mássica foi medida para intervalos de 2° do eixo comando de válvulas. As Fig. 15 a 19 mostram o comportamento da vazão mássica para regime permanente para uma revolução do eixo comando de válvulas.

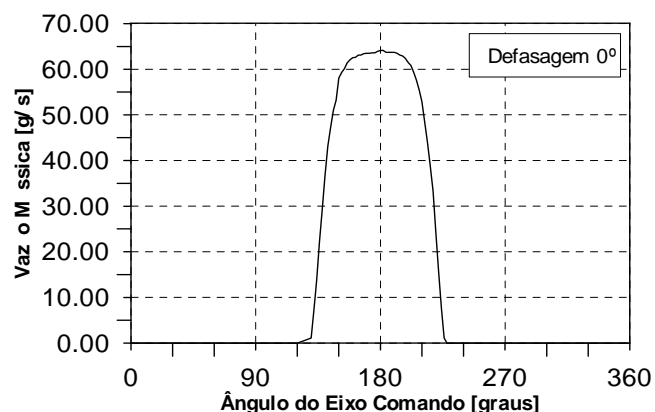


Figura 15 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 0°.

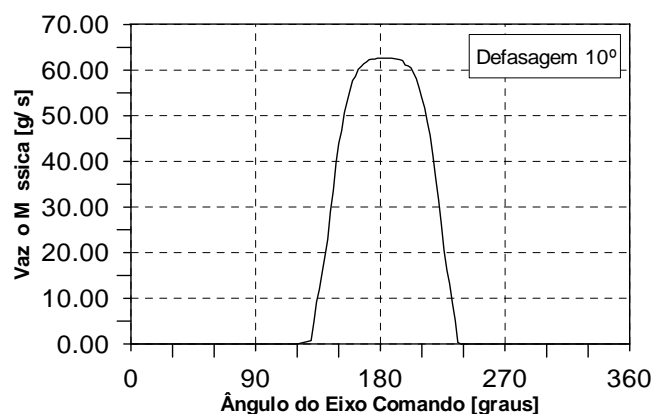


Figura 16 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 10°.

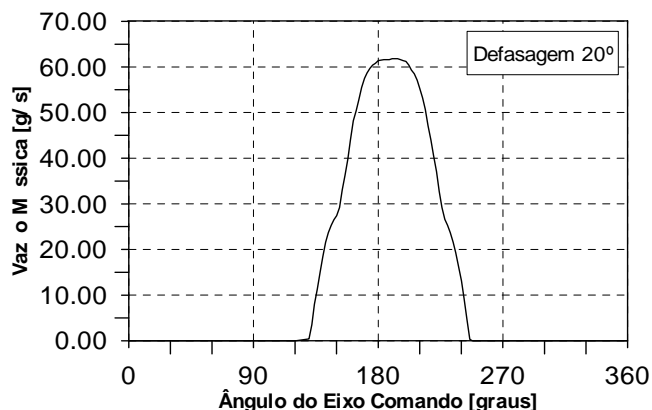


Figura 17 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 20°.

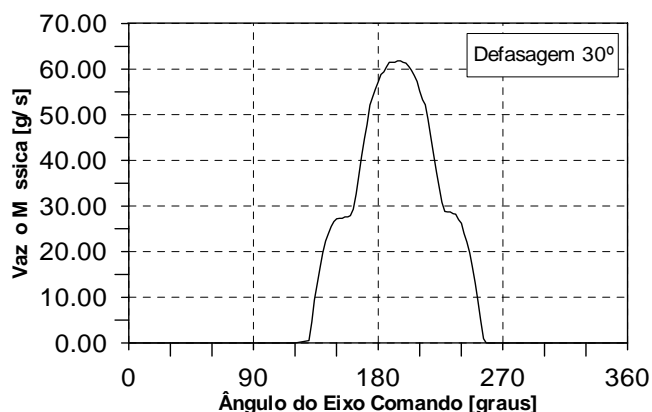


Figura 18 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 30°.

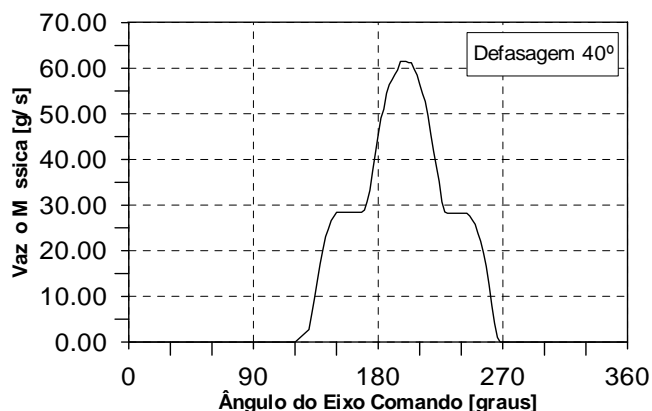


Figura 19 – Vazão mássica em função do ângulo do eixo de comando de válvulas com defasagem de 40°.

Através das Fig. 14 a 19 observa-se que a abertura defasada da válvula produz uma alteração da curva de vazão mássica em função do ângulo do eixo comando. O formato da curva varia e,

conseqüentemente, a vazão mássica do sistema, conforme observado na Fig. 9e já comentado anteriormente.

CONCLUSÕES

- Cinco posições de defasagem das válvulas de admissão foram testadas, mostrando influência na vazão mássica aspirada.
- O comportamento da curva de vazão mássica em função da rotação do eixo de comando de válvulas independe da defasagem.
- Os efeitos da defasagem das válvulas podem ser demonstrados através das ondas de pressão na porta das válvulas de admissão.
- A defasagem das válvulas produz um efeito de amortecimento das ondas de pressão geradas nas válvulas de admissão.
- Com o ângulo de defasagem 30° ocorreu a maior taxa de vazão mássica média com a rotação do eixo comando de válvulas variando de 200 a 2600 rev/min.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq, à CAPES e à FIAT-GM Powertrain Ltda, pelo suporte financeiro a este projeto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Benajes, J. et al., 1997, "Pre-Design Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines", SAE, Paper n.970055.
- [2] Benson, R. S., 1982, The Thermodynamics and Gás Dynamics of Internal – Combustion Engines, Vol.1, New York, Oxford University Press.
- [3] Cunha, S. B. et al., 2000, "Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation", Variable Valve Actuation 2000 – SAE, Paper n.2000-01-1220, pág. 1-17.
- [4] Dresner, T. L., e Barkan, P., 1989, "The Application of a Two Input Cam-Actued Mechanism to Variable Valve Timing", SAE, Paper n.890676.
- [5] Hanriot, S. M. et al, 1999, "Estudo Experimental dos Fenômenos Pulsantes em um coletor de admissão de Tubo Reto de um Motor de Combustão Interna Alternativo", Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica – CIDIM, Santiago do Chile.

- [6] Hanriot, S. M., 2001, Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Condutos de Admissão em Motores de Combustão Interna, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- [7] Hara, S. et al., 1989, "Application of a Valve Lift and Timing Control System to an Automotive Engine", SAE, Paper n.890681.
- [8] Lenz, H. P. et al., 1989, "Initial Test Results of an Hydraulic Variable – Valve Actuation System on a Firing Engine", SAE, Paper n. 890678.
- [9] Morse et. al, 1938, "Acoustic Vibrations and Internal Combustion Engine Performance", Journal of Applied Physics, v.9.
- [10] Pierik, R. J., e Burkhard, J. F., 2000, "Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System", Variable Valve Actuation 2000 – SAE, Paper n.2000-01-1221, pág. 19-26.
- [11] Roe, P.L., 1986, "Characteristic-based schemes for the Euler equations", Annual Review of Fluid Mechanics 18 – pág.337-365.
- [12] Söderberg, F., e Johansson, B., 1997, "Fluid Flow, Combustion and Efficiency with Early or Late Inlet Valve Closing", SAE, Paper n.972937.
- [13] Urata, Y. et al., 1993, "A Study of Vehicle Equipped whit Non-Throttling S.I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism", SAE, Paper n.930820.
- [14] Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 1999, Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines, USA, SAE International.
- [15] Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 2000, Theory of Engine Manifolds Design – Wave action methods for IC engines, USA, SAE International.

CONTATO

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, CEP 30535-610, Belo Horizonte, e-mail:hanriot@pucminas.br, www.mea.pucminas.br