Campus de São Carlos

ESTUDO DOS PROCESSOS DE ADMISSÃO E
EXAUSTÃO UTILIZANDO ENSAIO
EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA A ETANOL
ASPIRADO E TURBOALIMENTADO

JOSÉ ANTONIO DA SILVA

Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

**ESTUDO DOS PROCESSOS DE ADMISSÃO E
EXAUSTÃO UTILIZANDO ENSAIO
EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE UM MOTOR
DE COMBUSTÃO INTERNA A ETANOL
ASPIRADO E TURBOALIMENTADO.**

DEDALUS - Acervo - EESC

José Antônio da Silva

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

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos.

São Carlos

2004

Class.	TESE EESC ✓
Cutt.	548f
Tombo	T 101/04
Syno	1369933

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

S586e Silva, José Antônio da
Estudo dos processos de admissão e exaustão
utilizando ensaio experimental e simulação de um motor
de combustão interna a etanol aspirado e
turboalimentado / José Antônio da Silva. -- São
Carlos, 2004.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 2004.
Área : Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos.

1. Motor de combustão interna. 2. Etanol.
3. Simulação. 4. Coletor de admissão. 5. Emissões.
I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **JOSÉ ANTONIO DA SILVA**

Tese defendida e julgada em 27-02-2004 perante a Comissão Julgadora:

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

Aprovado

Prof. Dr. **FELIPE SOTO PAU**
(Instituto Superior Politecnico Jose Augusto Echeverria/CUBA)

Aprovado

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

Aprovado

Prof. Tit. **PAULO CÉSAR RAZUK**
(UNESP/ Campus de Rio Claro)

Aprovado

Dr. **LUBEN CABEZAS GOMES**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

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

p/ Prof. Assoc. **MARIA DO CARMO CALIJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

A proteção Divina.
Meus adoráveis e amados pais:
Maria e José, meu esteio,
a vocês devo a vida e todas as conquistas.

A Piu,
“Feliz do homem que casa
com sua namorada e continua
namorando sua esposa”.

Agradecimentos

À Fundação de Amparo à pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP, pelo apoio ao projeto individual de pesquisa N° 00/05188-8, e N° 02/01326-2 pela licença CFX.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pela bolsa concedida no programa PICD, e que através do projeto N° 460283/01-4 permitiu a compra da bomba calorimétrica usada na determinação do Poder Calorífico Superior do Etanol.

Ao professor Dr. Antônio Moreira dos Santos, não só pela excelente orientação na área científica, mas também pelos inúmeros ensinamentos e exemplos de humildade, sinceridade, idoneidade, modéstia, bom senso e compreensão das relações humanas.

Aos professores Dr. Josmar Davilson Pagliuso, pelas sugestões à época da qualificação, Dr. Fernando Eduardo Milioli, Dr. Geraldo Lombardi, Dr. Sérgio Fontes, Dr. Paulo Seleguin Júnior, Dr. Antonio Moreira dos Santos, pela formação básica.

Aos colegas de trabalho da pós, Paula, Kelen, Fabiana, Gisleine, Graziela, Érica, Teodora, Paulo, Vanessa, Karina, Juliana, Lúcio, Gustavo, Cecília, Marcelo, Márcio, João, Chris, Luben, Renato, Julio, Manuel e Valdir.

Aos colegas de sala (turma de motores), pelo convívio diário, pelas infinitas discussões científicas, filosóficas e “molecagens”: Felipão, Keyll, Alex, Rodrigo, Adriano, Marcelo e Sandro.

Em especial aos amigos que ajudaram na montagem e realização dos ensaios experimentais, Roberto Lourenço (chefão), Felipe Soto Pau, Keyll Carlos Martins (amigão), Pablo Sanches Garcia (consultor), Edevaldo Pereira da Silva (curinga).

Aos técnicos Roberto Lourenço, Teodomiro Luchesi, Donizeti Luchesi, Roberto Pratavieira, Jorge Nicolau (grande assessor instrumentação / aquisição), Hélio José, José Roberto e José Torres.

Aos funcionários da secretaria Ana Paula, Elisabeth, Maragno, Margareth e Cristina.

Ao Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos – DCTEF / UFSJ - Universidade Federal de São João del Rei, pela liberação em tempo integral para realização desse trabalho.

As meninas da biblioteca, Elenise Araújo e Elena Gonçalves pelo atendimento sempre solícito e eficiente.

Sumário

Lista de Figuras	i	
Lista de tabelas	vi	
Lista de símbolos	viii	
Resumo	xi	
Abstract	xii	
1	Introdução	1
2	Objetivos	2
3	Revisão da literatura	3
3.1	Motores	3
3.1.1	Histórico	3
3.1.2	Eficiência volumétrica	12
3.1.2.1	Pressão no cilindro no final do processo de admissão	12
3.1.2.2	Pressão e temperatura de entrada	14
3.1.2.3	Pressão dos gases residuais	15
3.1.2.4	Lavagem	16
3.1.2.5	Aquecimento da carga	16
3.1.2.6	Enchimento do motor a rotação constante, variando a carga	17
3.1.2.7	Influência da variação da rotação no enchimento dos motores 4 tempos	18
3.1.2.8	Modelagem e cálculo da eficiência volumétrica	21
3.1.3	Medição da pressão na câmara de combustão	29
3.1.4	Parâmetros fundamentais do motor	32
3.1.5	Revisão bibliográfica parte numérica	44
3.2	Instrumentação	49
3.2.1	Análise de incerteza	49
3.2.2	Filtro digital do sinal de pressão	55
4	Montagem do aparato experimental e instrumentação	57
4.1	Descrição geral da bancada	57
4.1.1	Planejamento do experimento e equipamentos	59

4.1.1.1	Procedimento	63
4.1.1.2	Motor e dinamômetro	65
4.1.1.3	Equipamento de medição da pressão.	67
4.1.1.4	Equipamento de medição de consumo de combustível	72
4.1.1.4.1	Funcionamento do equipamento de medição consumo de combustível.	74
4.1.1.5	Equipamento de medição de consumo de ar.	79
4.1.1.6	Calibração do medidor de consumo de ar	82
4.1.1.6.1	Procedimento para a calibração dos bocais e cálculo da incerteza.	89
4.1.1.7	Equipamento de medição de temperatura	102
4.1.1.7.1	Calibração e cálculo da incerteza dos termopares.	103
4.1.1.6	Equipamento de identificação do PMS – disco AVL	108
4.1.1.9	Montagem dos sensores de pressão nos coletores admissão e exaustão	109
4.1.1.1	Medição dos gases de exaustão	110
4.2	Tratamento dos dados obtidos	112
4.3	Simulação do escoamento na admissão	114
5	Resultados e discussão	121
5.1	Curvas características, Torque, potência, consumo específico.	121
5.2	Resultados Eficiência volumétrica, conjunto turboalimentado.	130
5.3	Resultados Emissões.	134
5.4	Resultados Simulação.	139
6	Conclusões	151
7	Referências	170

Lista de Figuras

FIGURA 1 - Campo de escoamento (Simulação computacional - CFD)	5
FIGURA 2 - Injeção de combustível	7
FIGURA 3 - Eficiência vol. experimental e calculada	8
FIGURA 4 - Efeito do comprimento x η_v	8
FIGURA 11 - Eficiência volumétrica x índice de Mach	28
FIGURA 12 - Esquema da bancada de ensaio do motor	58
FIGURA 12 - Exemplo gráfico ilustrativo do processo de filtragem utilizado	56
FIGURA 13 - Tela do programa que permite emular a central do motor	64
FIGURA 14 - Gráfico típico da estratégia de comando da injeção parcial	64
FIGURA 15 - Tela do programa LABVIEW para aquisição do sinal de pressão	70
FIGURA 16 - Tela LABVIEW mostrando os sinais de pressão: cilindro e coletores e PMS	70
FIGURA 17 - Mostra o diagrama LABVIEW do programa feito para a aquisição dos sinais	71
FIGURA 18 - Tela do programa MATLAB que calcula a média das pressões adquiridas	71
FIGURA 19 - Dispositivo para medir o consumo horário de combustível	72
FIGURA 20 - Erlenmeyer original, e Erlenmeyer com a boca fechada e com as duas conexões	73
FIGURA 21 - Desenho do bocal aberto TG para medida do consumo de ar	80
FIGURA 22 - Sistema de calibração do bocal de medida de consumo de ar	82
FIGURA 23 - Manômetro de coluna vertical	84
FIGURA 24 - Manômetro de coluna inclinada	85
FIGURA 25 - Desenho da placa de orifício 57 mm	87
FIGURA 26 - Flange das placas de orifício	87

FIGURA 27 - Desenho representativo do flange montado no tubo de PVC e com a placa de orifício	88
FIGURA 28 - Tela de diagrama de cálculo de: correção da pressão manométrica em função da temperatura da cabine, densidade e viscosidade do ar	90
FIGURA 29 - Tela de diagrama de cálculo do coeficiente de expansão do ar (α), β e k_0	91
FIGURA 30 - Tela de diagrama de cálculo da descarga instantânea. (kg/h) e vazão instantânea em m^3/min	91
FIGURA 31 - Tela de diagrama de cálculo da vazão considerado como R_0	93
FIGURA 32 - Tela de diagrama de cálculo de C_1 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a temperatura da cabine (0,05 °C)	94
FIGURA 33 - Tela de diagrama de cálculo de C_2 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a temperatura do fluxo	95
FIGURA 34 - Tela de diagrama de cálculo da incerteza do termopar 1 para o cálculo de C_2	96
FIGURA 35 - Tela de diagrama de cálculo C_3 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a diferença de pressão na placa de orifício	97
FIGURA 36 - Tela de diagrama de cálculo de C_4 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a pressão no bocal	97
FIGURA 37 - Tela de diagrama de cálculo de C_5 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a pressão atmosférica da cabine	98
FIGURA 38 - Tela de diagrama de cálculo de C_6 , dado pela incerteza do instrumento com que foram medidos os diâmetros dos orifícios das placas	99
FIGURA 39 - Tela de diagrama de cálculo de C_7 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medido o diâmetro do tubo	99
FIGURA 40 - Tela de diagrama de cálculo de incerteza dos resultados (raiz da soma dos quadrados de C_i)	100
FIGURA 41 - Valores de temperatura (°C) média medida & temperatura (°C) referência	104

FIGURA 42 - Disco AVL, montado no volante do motor	108
FIGURA 43 - Foto do aparelho usado para medição de emissões automotivas	111
FIGURA 44 - Curva de pressão no cilindro para vários ciclos	112
FIGURA 45 - Curva do ciclo médio representativo dos dados obtidos após o tratamento imposto pelo método desenvolvido	113
FIGURA 46 e 47 - Exemplos do domínio para o cálculo para montagem com coletor 31 e 33 mm	115
FIGURA 48 - Exemplo de uma malha feita para simulação	115
FIGURA 49 - Gráfico da área de abertura e fechamento das válvulas no tempo	119
FIGURA 49 - Potência a 100% carga	121
FIGURA 50 - Potência a 70% carga	121
FIGURA 51 - Potência 50% carga	122
FIGURA 52 - Potência 30% carga	122
FIGURA 53 - Torque 100% carga	123
FIGURA 54 - Torque 70% carga	123
FIGURA 55 - Torque 50% carga	123
FIGURA 56 - Torque 30% carga	123
FIGURA 57 - Consumo esp. 100% carga	124
FIGURA 58 - Consumo esp. 70% carga	124
FIGURA 59 - Consumo esp. 50% carga	124
FIGURA 60 - Consumo esp. 30% carga	124
FIGURA 61 - Potência 100% carga	125
FIGURA 62 - Potência 70% carga	125
FIGURA 63 - Potência 50% carga	125
FIGURA 64 - Potência 30% carga	125
FIGURA 65 - Torque 100% carga	126

FIGURA 66 - Torque 70% carga	126
FIGURA 67 - Torque 50% carga	127
FIGURA 68 - Torque 30% carga	127
FIGURA 69 - Consumo esp. 100% carga	127
FIGURA 70 - Consumo esp. 70% carga	127
FIGURA 71 - Consumo esp. 50% carga	128
FIGURA 72 - Consumo esp. 30% carga	128
FIGURA 73 - Curva de torque e potência motor similar da GM	129
FIGURA 74 - Eficiência volumétrica 100% carga	130
FIGURA 75 - Eficiência volumétrica 70% carga	130
FIGURA 76 - Eficiência volumétrica 50% carga	131
FIGURA 77 - Eficiência volumétrica 30% carga	131
FIGURA 78 - Pot. turbo x aspirado 100%	132
FIGURA 79 - Pot.turbo x aspirado 70%	132
FIGURA 80 - Pot. turbo x aspirado 50%	133
FIGURA 81 - Pot. Turbo x aspirado 30%	133
FIGURA 82 - Comparação motor turbinado e aspirado	133
FIGURA 83 - Emissão THC a 100% carga	134
FIGURA 84 - Emissão THC a 50% carga	134
FIGURA 85 - Emissão CO a 100% carga	135
FIGURA 86 - Lei de Arrhenius	136
FIGURA 87 - Emissão CO a 50% carga	137
FIGURA 88 - Emissão CO ₂ a 100% carga	137
FIGURA 89 - Emissão CO ₂ a 50% carga	138
FIGURA 90 - Emissão de NO _x 100 % carga	139
FIGURA 91 - Comparação entre os dados de pressão do modelo e os medidos	140

FIGURA 92 - Velocidade plano corte longitudinal. antes e depois fechamento válvulas	141
FIGURA 93 - Pressão plano corte longitudinal antes e depois fechamento das válvulas	142
FIGURA 94 - Velocidade corte transversal coletor antes e depois fechamento válvulas	143
FIGURA 95 - Pressão corte transversal coletor antes e depois do fechamento válvulas	144
FIGURA 96 - Pressão no plano de corte longitudinal no coletor 33 (esquerda) e coletor 31 (direita), antes do fechamento das válvulas	144
FIGURA 97 - Pressão no plano de corte longitudinal no coletor 33 (esquerda) e coletor 31 (direita), depois do fechamento das válvulas	145
FIGURA 98 - Velocidades no plano de corte longitudinal no coletor 33 (esquerda) e coletor 31 (direita), antes do fechamento das válvulas	146
FIGURA 99 - Velocidades no plano de corte longitudinal no coletor 33 (esquerda) e coletor 31 (direita), depois do fechamento das válvulas	146
FIGURA 100 - Velocidades no plano de corte transversal no coletor 33 (esquerda) e coletor 31 (direita), antes do fechamento das válvulas	147
FIGURA 101 - Velocidades no plano de corte transversal no coletor 33 (esquerda) e coletor 31 (direita), depois do fechamento das válvulas	148

Lista de tabelas

TABELA 1 - Comparação dos métodos utilizados para estudo da eficiência volum	10
TABELA 2 - Valores máximos do rendimento mecânico e da pressão média efetiva	40
TABELA 3 - Magnitude de η_i , η_e , g_i e g_e que se obtém nos motores com regimes nominais	43
TABELA 4 - Abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape	59
TABELA 5 - Descrição dos fatores e situação dos experimentos	61
TABELA 6 - Valores medidos para os eixos comando	63
TABELA 7 - Leituras do tempo para 10 medições seguidas	79
TABELA 8 - Valores de alguns parâmetros do motor no ensaio de medição consumo	80
TABELA 9 - Leituras do tempo para 10 medições seguidas	80
TABELA 10 - Dimensões dos dois bocais construídos	84
TABELA 11 - Equações que servem para estimar os valores de vazão	105
TABELA 12 - Amostras obtidas para a calibração do termopar 1 com os valores das média e desvio padrão	107
TABELA 13 - Temperatura média de cada amostra x ; temperaturas de referência y e resíduos para o termopar 1	108
TABELA 14 - Valores das incertezas para valor de obtidos com o termopar 1	110
TABELA 15 - Valores de S_{xx} , s , r^2 e as equações que servem de estimativa para o cálculo do valor da temperatura a partir do valor medido	111

Lista de Fotografias

FOTOGRAFIA 1 - Eixo em mesa contra-ponto para medição de ressaltos	64
FOTOGRAFIA 2 - Coletor de admissão S Ø 33 mm.	66
FOTOGRAFIA 3 - Coletor de admissão menor L Ø 31 mm	66
FOTOGRAFIA 4 - Cabeçote e válvulas	69
FOTOGRAFIA 5 - Cabeçote montado	70
FOTOGRAFIA 6 - Geral da bancada dinamométrica	70
FOTOGRAFIA 7 - Detalhe da instalação do sensor de pressão no cilindro	72
FOTOGRAFIA 8 - Equipamento medidor do consumo de combustível	79
FOTOGRAFIA 9 - Bocal TG-40 montado na câmara estabilizadora e vista do bocal TG-40	88
FOTOGRAFIA 10 - Bocal TG-45	88
FOTOGRAFIA 11 - Vista da bancada de calibração dos bocais	89
FOTOGRAFIA 12 - Vista da bancada de calibração dos bocais	90
FOTOGRAFIA 13 - Manômetro de coluna vertical e inclinado	92
FOTOGRAFIA 14 - As 4 placas de orifício construídas e o flange montado no tubo de PVC	95
FOTOGRAFIA 15 - Banho termostático, terminal de compensação, microcomputador com placa de aquisição, termopares no processo de calibração	110
FOTOGRAFIA 16 - Tomada pressão admissão	117
FOTOGRAFIA 17 - Tomada de pressão escape	117
FOTOGRAFIA 18 - Esquema da coleta dos gases do motor para o analisador	119

Lista de símbolos

ΔP_a – Redução da pressão na carga admitida.

ΔT – Aumento de temperatura da carga fresca.

ΔT_{cf} – Aumento de temperatura da mistura fresca devido a troca de calor.

ΔT_{vg} – Aumento de temperatura devido a vaporização do combustível.

A/C – Razão ar combustível.

CFD – Computational Fluid Dynamics.

f – Fator dos gases residuais.

G_{ar} – Massa de ar.

G_c – Carga consumida pelo motor.

G_{cpc} – Consumo de combustível por ciclo por cilindro.

g_e – Consumo específico efetivo de combustível.

g_i – Consumo específico indicado de combustível.

$G_{m.cic}$ – Quantidade de mistura fresca no cilindro por ciclo.

G_{tot} – Carga mássica.

K – Coeficiente de expansão politrópica.

l – Quantidade real de ar que entra no motor.

l_0 – Quantidade de ar teoricamente necessária para a combustão de 1 kg de combustível.

L_i – Trabalho indicado fornecido pelo cilindro.

M – Momento de força.

MCI – Motor de Combustão Interna.

MIC – Motor de Ignição por Centelha.

m_{ind} – Massa de mistura fresca induzida.

m_{res} – massa dos gases residuais.

n – Rotação do motor.

N_e – Potência efetiva.

N_i – Potência indicada.

N_m – Potência absorvida pelas resistências passivas.

P_* - Pressão crítica de escoamento, escoamento bloqueado.

P_a – Pressão dentro do cilindro.

P_{ava} – Pressão na abertura da válvula de admissão.

PCI – Poder Calorífico Inferior.

P_e – Pressão efetiva.

$P_{exhaust}$ – Pressão na exaustão.

P_{fva} – Pressão no fechamento da válvula de admissão.

P_i – Pressão média indicada.

P_{ind} – Pressão no final da admissão.

P_k – Pressão na entrada do cilindro.

PMI – Ponto morto inferior.

PMS – Ponto morto superior.

Q – Calor trocada entre a mistura e as paredes do cabeçote, cilindro e pistão.

R – Constante Universal dos gases.

r – Taxa de compressão.

RMS – Raiz quadrada da soma dos termos.

T_0 – Temperatura ambiente.

$T_{exhaust}$ – Temperatura dos gases de exaustão.

T_{ind} – Temperatura da mistura induzida.

T_k – Temperatura da mistura.

T_r – Temperatura dos gases residuais.

T_{res} – Temperatura dos gases residuais.

V_0 – Volume da câmara de combustão.

V_{ava} – Volume na abertura da válvula de admissão.

V_d – Volume deslocado.

V_{fva} – Volume no fechamento da válvula de admissão.

Z – Índice de Mach.

β – Coeficiente de amortecimento.

η_i – Rendimento indicado.

η_m – Rendimento mecânico.

η_v – Eficiência volumétrica..

θ – ângulo do girabrequim ou eixo de manivela.

λ – Coeficiente de excesso de ar.

ξ – Coeficiente de resistência do sistema de admissão na secção mais estreita.

ρ_{ind} – Massa específica da mistura induzida.

ρ_k – Massa específica do ar na admissão.

φ – Coeficiente de recarga.

φ_{ig} – Ângulo de avanço.

ω – velocidade média do ar.

Resumo

SILVA, J.A. (2004). *Estudo dos Processos de Admissão e exaustão utilizando Ensaio Experimental e Simulação de um Motor de Combustão Interna a Etanol Aspirado e Turboalimentado*. São Carlos, 225p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O processo de admissão e exaustão exercem grande influência no desempenho de um motor a combustão interna. Vários têm sido os estudos para conhecimento e detalhamento do comportamento dos parâmetros que interferem nesses processos, nas últimas décadas. Este trabalho voltou-se principalmente para o ensaio experimental de um motor do ciclo Otto utilizando etanol como combustível, avaliando o desempenho deste motor utilizando três tipos distintos de comando de válvulas e dois coletores de admissão diferentes em sua geometria, além do uso da turbo - alimentação. Numa etapa complementar fez-se uma proposta inicial de simulação numérica do comportamento hidrodinâmico do escoamento na admissão, usando técnicas de CFD, através do software CFX. Os resultados experimentais permitiram apontar o melhor arranjo não só sob o ponto de vista de torque, potência e consumo específico, como também, o que apresentou menor índice de emissões para os gases CO , CO_2 , NO_x , HC. Criou-se um farto banco de dados para subsidiar pesquisas em motores movidos a etanol, material escasso na bibliografia aberta. A simulação numérica apresentou concordância com alguns parâmetros medidos, mas merece ainda alguns ajustes no refinamento da malha, no tempo de simulação, e no número de ciclos ensaiados, para comprovação e maior confiabilidade nos resultados obtidos.

Palavras chave: Motores a Combustão Interna, Etanol, Coletor de admissão, Simulação hidrodinâmica, Emissões.

Abstract

SILVA, J.A. (2004). *Study of intake and exhaust process using experimental test and simulation of Internal Combustion Engine powered Ethanol naturally aspirated and turbocharger*. São Carlos, 225p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Intake and exhaust process exercise great influence in Internal Combustion Engine performance. The behaviour of parameters that interfere in this process have been studied in the last decades. The mainly goal of this work is to test experimentally a cycle Otto engine that use ethanol as fuel, evaluating its performance using three different types of the camshaft and two intake manifold of different geometry, besides the use of the turbocharger. In addition an initial proposal numeric simulation of the hydrodynamic flow behaviour in intake, using techniques of CFD whit the software CFX was made. The experimental results allowed to aim the best arrangement of the torque, specific consumption and power and what presented lower index of emissions for the gases CO,CO₂,NO_x, HC. A full database was created to subsidize researches in engines powered ethanol. The numeric simulation presented agreement with some measured parameters, but it still deserves some fittings in the refinement of the mesh, in the time step of simulation and in the number of rehearsed cycles, for confirmation and larger reliability in the obtained results.

Key Words: Internal Combustion Engine, Ethanol, intake manifold, hydrodynamic simulation, emissions.

1-Introdução

É evidente o crescente desenvolvimento da sociedade moderna, que tem como uma de suas principais características a competitividade na produção de bens e serviços, exigindo produtos cada vez melhores para inserção e consolidação no mercado globalizado. Nesse contexto, os centros de pesquisa automobilísticos têm investido fortemente em pesquisas que tenham como resultado um carro mais eficiente e econômico, buscando minimizar os índices de poluição sonora e atmosférica. Uma das partes do veículo que tem sido objeto de muito estudo é o motor, sendo este o responsável pela transformação da energia química presente nos combustíveis em energia mecânica, permitindo o deslocamento do automóvel.

Esse trabalho inaugurou uma outra vertente de pesquisa em motores a combustão interna (MCI), no Departamento de Engenharia Mecânica da USP/ São Carlos, pois está voltado para o estudo dos processos de admissão e escape, que são diretamente responsáveis pela eficiência volumétrica e que por sua vez afetam a potência.

Estudou-se mais especificamente os fenômenos presentes nos processos de admissão e escape, através de ensaios experimentais e uma proposta inicial de simulação computacional do escoamento. Foi feita uma comparação e convalidação da simulação através de dados experimentais que foram obtidos por bancada de ensaio que reproduziu esses processos. Foram utilizados instrumentos e dispositivos para medição dos parâmetros fundamentais que influenciam tais processos, preocupando-se sempre em minimizar as fontes de erros, quantificando-os através da análise de incerteza.

A importância desse trabalho reside no fato de que através do melhor conhecimento dos processos de admissão / escape pôde-se quantificar mais precisamente a eficiência volumétrica, fração de gases residuais, pressão e temperatura no instante de fechamento da válvula de admissão, as condições dos “plenums” de admissão e descarga, expansão dos gases e a perda de calor durante esses processos, para um motor aspirado e turboalimentado a álcool. Uma vez quantificados, pode-se investigar a influência positiva ou negativa de cada um desses parâmetros, buscando a otimização de funcionamento e desempenho desse tipo de motor a combustão interna

2-Objetivos

A proposta fundamental desse trabalho foi conhecer detalhadamente os parâmetros que influenciam os processos de admissão e exaustão de um motor a álcool de combustão interna aspirado e turboalimentado. A partir daí propor, dispositivos e otimizações que possibilitem maximizar a eficiência volumétrica e minimizar emissões.

Através da investigação/ensaio do melhor arranjo de coletores de admissão, segundo as características de comprimento, diâmetro, forma, geometria, somado aos efeitos de comando das válvulas espera-se poder:

1 Estudar e analisar um arranjo com melhor eficiência volumétrica, portanto com melhora em sua potência.

2 Estudar e analisar um arranjo com menores índices de emissões, portanto sob o ponto de vista ecológico mais aceitável.

3 Propor um modelo inicial de modelagem numérica da hidrodinâmica do escoamento no coletor de admissão.

3-Revisão da literatura

3.1 Motores

3.1.1 Histórico

A invenção dos automóveis foi, sem dúvida, um dos maiores acontecimentos do século XX que proporcionou a humanidade as condições para poder chegar ao nível de evolução que hoje é notório. A fabricação de motores de combustão interna para automóveis, navios, aviões, trens e pequenas máquinas auxiliares constitui uma das maiores indústrias do mundo.

Os combustíveis foram de fundamental importância para o desenvolvimento dos motores de combustão interna, especialmente no período seguinte a primeira guerra mundial. A partir daí compreendeu-se melhor a influência dos combustíveis sobre a propagação da chama na câmara de combustão dos MCI, inclusive o efeito da detonação. A General Motors descobriu o efeito antidetonante do tetraethyl, ficando disponível para comercialização como aditivo em 1923 nos Estados Unidos. Esse tipo de avanço associado a melhoria dos processos de refinação do petróleo permitiu obter combustíveis em larga escala e com propriedades antidetonantes cada vez melhores. Isso teve como consequência imediata a possibilidade de aumento da taxa de compressão que possibilitou o aumento da potência e eficiência dos MCI, em torno dos 25%. O Brasil utiliza, desde a década de 70, um percentual de álcool anidro (valor atual 26%) com aditivo antidetonante na gasolina.

As décadas de 1960, 70 e 80, foram marcadas pelo forte crescimento da frota de veículos do mundo que trouxe consigo um grande aumento do consumo de combustível provocando então, a discussão sobre três pontos principais: controle da poluição atmosférica e sonora, esgotamento dos recursos petrolíferos e desenvolvimento de motores de menor consumo.

Dentro desse contexto, vários foram os investimentos e as pesquisas científicas que possibilitaram o desenvolvimento de novos materiais, dispositivos e técnicas de operação dos motores que tiveram como consequência o surgimento da tão difundida injeção eletrônica, controle automatizado da mistura ar/combustível,

adiantamento e atraso do tempo de ignição, monitoração dos gases de exaustão (sonda lambda, centralina), coletores de admissão especiais, formas geométricas otimizadas da câmara de combustão, aumento da turbulência do escoamento dentro da câmara de combustão provocado por válvulas de admissão especiais, otimização da geometria, abertura e tempo de cruzamento das válvulas de admissão e exaustão, aumento do número de válvulas de admissão, utilização de cargas estratificadas, motores sobre-alimentados ou turbinados. Com essas inovações conseguiu-se chegar a índices de eficiência dos motores em torno dos 35%.

XIAOFU (1988), fez previsões quanto ao esgotamento das reservas petrolíferas a partir de 2021. Essas previsões foram depois estudadas e confirmadas por CAMPBELL & LAHERRÈRE (1999), afirmando que já a partir de 2008 a produção de petróleo mundial começaria a cair. Isso provocou a busca por combustíveis alternativos como o gás natural, metanol, etanol e até o hidrogênio. Particularmente o Brasil em 1970 devido a crise do petróleo provocada pelos países da OPEP, cujo preço internacional do barril passou de 4US\$ para 12US\$ MENDES (1998), provocou um rombo na balança comercial, pois o país importava 70% do petróleo consumido. Sob essa pressão o Brasil lançou o programa intitulado PROALCOOL (1975) que visou a implantação do álcool como combustível obtendo grande êxito, chegando a ter 80% da frota nacional de automóvel com motores a álcool, representando economia das reservas do país.

Nas décadas de 1980 e 90 diversas tecnologias de formação da mistura alcançaram desenvolvimentos na redução de emissões e melhoramentos na economia de combustível. Uma combinação otimizada de inclinação e turbilhonamento do fluxo da mistura na admissão permitiu melhorar o desempenho dos MCI. Com a injeção direta de combustível, reduziu-se a emissão de hidrocarbonetos não queimados nas partidas a frio em motores com ignição por centelha. O consumo de combustível foi melhorado pela utilização da combustão por carga estratificada. As principais ferramentas que permitiram o avanço das pesquisas na formação da mistura foram: PIV - Particle Image Velocimetry, LIF - Laser Induced Fluorescence e CFD - Computacional Fluid Dynamics. TAKAGI (1996). A FIGURA 1, mostra visualização do fluxo usando CFD.

FIGURA 1.- Campo de escoamento obtido por diferentes aberturas de válvulas de controle de redemoinho (Simulação computacional - CFD), fonte: TAKAGI (1996).

A transição nos processos de formação da mistura entre a utilização do carburador e o sistema de injeção eletrônica se deu por volta de 1970, TAKAGI (1996). Um ponto forte do carburador com respeito a formação da mistura é que ele fornece uma mistura mais homogênea para a câmara de combustão quando o motor está quente. Um lado negativo é que o sistema de transporte de combustível não pode controlar precisamente o fornecimento de combustível em relação a quantidade de ar induzido durante a operação transiente, especialmente com motor a frio, por causa da longa distância entre o ponto de fornecimento de combustível e a câmara de combustão. Esse controle deficiente tornou-se a principal causa pela substituição do sistema de carburador pelo sistema de injeção eletrônica.

O sistema eletrônico de injeção de combustível resolveu esse problema para partidas a frio e durante a operação transiente, injetando o combustível dentro da porta da câmara de combustão, através de um jato em forma de spray. Como o sistema de injeção eletrônica não dispõe do amplo tempo para a vaporização e mistura do combustível com o ar, se comparado ao carburador, tem-se a formação de duas misturas: a atomização feita por esse jato direcionado e o processo de mistura subsequente.

Normalmente as gotas de um spray de combustível atomizado possuem em torno de 200 microns de diâmetro. TAKAGI (1996), relatou que a diminuição do tamanho dessas gotas para 50 microns resulta numa redução de 20% na emissão de hidrocarbonetos não queimados na partida a frio.

A tecnologia da atomização por spray somado a outros fatores críticos como: forma do spray, geometria da porta da câmara de combustão e a posição do bico injetor; são elementos importantes que constituem o sistema de injeção eletrônica dos atuais motores a combustão interna de ignição por centelha (MIC).

O comportamento transiente do motor é função do processo de transporte do combustível. Por causa da finita volatilidade do combustível somente fração do combustível injetado no ciclo é vaporizado. O combustível efetivo que entra no cilindro consiste na soma de parte do combustível injetado no ciclo mais aquele remanescente no coletor dos ciclos anteriores. Em função disso vários são as estratégias adotadas para compensar esse atraso de fornecimento de combustível no aquecimento do motor ou nas condições de transiente de aceleração.

SHIN *et al.* (1994), constataram a formação de película líquida de combustível num motor MIC e verificaram que entra uma quantidade significativa de combustível líquido no cilindro, especialmente na partida. Os processos de transporte dessa película são: atomização por arraste da película contida nas superfícies dos coletores de admissão pelo fluxo de ar, escoamento da película que forma uma poça na superfície e nas proximidades da válvula de admissão e a compressão do filme líquido na base da válvula no seu processo de fechamento ocasionando o aparecimento de gotas. O comportamento da película com o tempo é influenciado pela geometria da injeção.

SHIN *et al.* (1995), estudaram a preparação da mistura num motor de ignição por centelha, com 4 válvulas de admissão durante o aquecimento. Verificaram que o refluxo na admissão no período de cruzamento de válvulas tem uma importância significativa na preparação da mistura. Esse refluxo introduz gás quente queimado na seção de entrada do cilindro, variando as condições térmicas facilitando a vaporização do combustível. Esse efeito provoca uma atomização por arraste da película de combustível presente nas paredes do coletor na entrada do cilindro, bem como nas costas das válvulas de admissão.

Entre as várias causas de mau funcionamento de um motor de combustão interna, a detonação se destaca como um importante fator de perda de potência e durabilidade do motor. TAYLOR (1968) afirma que tem sido dedicada mais pesquisa para este fenômeno do que para qualquer outro aspecto do motor de combustão interna.

BEHNIA *et al.* (1988), montaram uma bancada experimental de visualização de escoamento no coletor de admissão de um motor de ignição por centelha, MIC, e fizeram uma modelagem unidimensional, em regime permanente do fluxo da mistura ar - combustível. Os resultados demonstraram-se satisfatórios, porém para uma previsão precisa dos parâmetros que sirvam de subsídio a projetos de sistemas de admissão é necessário um modelo mais completo por se tratar de um escoamento bem complexo: multidimensional, bifásico, estratificado, com evaporação e condensação em tubos ramificados e não ramificados, onde o regime de operação do motor ora é permanente ora é transiente. A FIGURA 2 evidencia esse efeito.

**(a) Manifold Vacuum (p_{vac}) = 16.0 kPa
Average Gas Stream Velocity = 23.5 m/s**

**(b) Manifold Vacuum (p_{vac}) = 13.5 kPa
Average Gas Stream Velocity = 23.5 m/s**

FIGURA 2 - Injeção de combustível na parede superior e inferior de um coletor, fonte: BEHNIA (1988).

O projeto otimizado do sistema de indução e exaustão dos MIC, constitui uma importante área através da qual os engenheiros automotivos podem melhorar significativamente o desempenho da máquina. CHAPMAN et al. (1982), propuseram um modelo de simulação computacional para prever a dinâmica dos gases nos sistemas de admissão e exaustão. Usando a técnica de diferenças finitas eles concluíram que o comprimento e o diâmetro dos coletores exercem grande influência na eficiência volumétrica do motor. As FIGURAS 3 e 4 demonstram isso.

FIGURA 3 - Eficiência vol. Exp. e calculada. FIGURA 4 - Efeito do comprimento x η_v

Fonte: CHAPMAN (1982)

A eficiência volumétrica (η_v), representa uma medida da eficiência do sistema de bombeamento do ar, e é um dos parâmetros mais comumente usado na caracterização e controle de um motor MIC de 4 tempos. Modelos físicos da η_v requerem o conhecimento de alguns parâmetros não disponíveis usualmente nas condições normais de operação do motor. Então aproximações são frequentemente usadas para determinar a dependência da η_v e as principais variáveis do motor como: rotação do girabrequim e pressão no coletor de admissão. NICOLAO *et al.* (1996), fizeram uma avaliação comparativa entre as vantagens, desvantagens e limitações de técnicas de modelagens, entre elas destacam-se a paramétrica, não - paramétrica e neural. A TABELA 1, mostra uma comparação entre esses métodos.

TABELA 1- Comparação dos métodos utilizados para estudo da eficiência volumétrica., fonte: NICOLAO (1996),

Desempenho dos diferentes métodos de identificação: SSR Sum of Squared Residuals, SD Standard deviation		
Método de identificação	SSR	SD of residuals
Modelo aditivo	0,0076	0,0070
Modelo Polinomial	0,0107	0,0083
RBF (8 neurons)	0,0071	0,0068
ML (5 neurons)	0,0069	0,0067

Durante a operação de um MCI, um complexo fenômeno de propagação de onda de pressão acontece no interior dos coletores de admissão e exaustão. Essa propagação se dá na velocidade do som. Esses modelos de ondas são influenciados pelos parâmetros construtivos dos coletores, volume do som resonador e rotação do motor. ANGHEL (1996), provou experimentalmente que com a otimização da forma do coletor e o volume pode-se alcançar um aumento de 6 a 10% do desempenho energético e ecológico de um motor. O autor fez um modelo matemático desse fenômeno de onda baseado no método de diferenças finitas com fluxo integrado, e verificou que para cada regime de trabalho de um motor há uma dimensão ótima dos tubos e resonadores. Esses valores produzem uma sobrecarga acústica e diminuem o trabalho mecânico usado para os processos de trocas gasosas.

BOND *et al.* (1972), constataram que num MIC, um rápido aquecimento do coletor de admissão permite uma melhor vaporização do combustível na partida a frio, ocasionando a redução da emissão de monóxido de carbono CO. Além disso sabe-se que o sistema catalisador, nesse período, ainda não está suficientemente aquecido para ter uma ação eficiente.

BAUER *et al.* (1998), estudaram o comportamento da transferência de calor no coletor de admissão em um MIC, para escoamento permanente e pulsante. Várias características do sistema investigado podem influenciar a taxa de transferência de calor: efeitos de entrada, curvatura dos tubos, escoamento permanente e as flutuações da pressão. Através da técnica utilizada ele demonstrou que a dinâmica das ondas induz significativamente o fluxo de calor e nas aplicações que necessitem de uma solução

temporal, é claramente inadequado assumir a condição de quase - permanente para o comportamento da transferência de calor.

Para um estudo específico do sistema de exaustão MIKIYA *et al.* (1996), fizeram uma análise modal da distribuição de pressão do som nos tubos de exaustão através de ensaios experimentais e cálculos dos picos de pressão do som, que são responsáveis pelas componentes de baixa frequência dos ruídos da exaustão. A posição do silencioso foi otimizada e o sistema de exaustão ficou com melhor propriedade sonora. A comparação dos níveis de picos de pressão do som foi feita pela análise modal dessa pressão através do método BEM (Boundary Element Method).

Tem-se verificado nos atuais motores uma grande tendência na diminuição do ângulo de cruzamento de válvulas, indo de encontro a motores de gerações passadas, pois nesses motores, utilizava-se desse recurso para aproveitar os efeitos de inércia conseguindo um melhor preenchimento da câmara de combustão. O conhecimento mais detalhado da influência de cada parâmetro no funcionamento de um motor através da modelagem, aliado a novas tecnologias tem permitido obter melhores índices de desempenho dos motores modernos, apesar da diminuição do ângulo de cruzamento de válvulas.

O processo de renovação da carga (PRC), é relevante dentro do ciclo de trabalho de um MCI, uma vez que o modo como ele acontece, pode influenciar o rendimento mecânico, o movimento do ar dentro do cilindro, a quantidade de oxigênio disponível para a combustão e portanto as emissões e a eficiência global do motor.

Uma das maneiras bem difundidas, relativas ao PRC, que tem procurado elevar o desempenho do MCI, tem sido a utilização da sobre-alimentação. Apesar de sua utilização constar da década de 30 TAMARIT apud BENSON (1982), seu uso mais intenso se deu nos últimos 15 anos.

O método de sobre-alimentação mais difundido tem sido nos motores Diesel através da turbo-alimentação. Aproveitando a energia disponível nos gases de escape, aciona-se uma turbina acoplada a um compressor que fornece ar aos cilindros com uma pressão, que em veículos industriais pode chegar a 2 bar. Desta forma consegue-se introduzir uma maior quantidade de massa de ar do que numa aspiração natural, e para igual quantidade de combustível pode-se obter uma potência de 50% superior TAMARIT apud BERENYI (1964).

A compressão do ar pelo compressor provoca o aumento de temperatura, que afeta a sua densidade e portanto a massa admitida pelo motor. Para compensar esse efeito resfria-se essa massa de ar antes de ser admitida pelo cilindro. De modo que, ao extremo do coletor de admissão está conectado um trocador de calor (Intercooler), cujas características geométricas condicionam não só as propriedades termodinâmicas como também, a dinâmica das ondas de pressão que viajam pelo tubo de admissão.

Para turbo-alimentar um MCI é necessário resolver um grande problema que é o acoplamento de uma máquina de fluxo contínuo a uma de fluxo pulsante. O correto funcionamento desse conjunto dependerá fortemente do acerto da zona de trabalho conjunto de cada máquina.

Nesses motores, o regime de velocidade e carga variam numa ampla faixa, sobretudo nos motores pequenos e de veículos ligeiros. Nessas condições os fluxos de ar na admissão e dos gases de escape variam entre limites muito diferentes. Por isso a turbina em certas ocasiões terá que funcionar em regimes onde a energia dos gases de escape é muito baixa e portanto, o compressor soprará pouco diminuindo a carga. Esse efeito, unido a pouca turbulência na câmara de combustão pode ocasionar a produção de grande quantidade de umidade no escape TAMARIT apud HEYWOOD (1988).

Como o fluxo nos tubos de admissão e escape é pulsante, tanto a turbina como o compressor são afetados pelas ondas de pressão originadas em cada cilindro durante os processos de escape e admissão. Isso resulta no fato de que os parâmetros de caracterização do ponto de funcionamento instantâneo podem modificar notoriamente durante o ciclo do motor.

Nos parágrafos anteriores procurou-se evidenciar alguns aspectos que envolvem a interação aerodinâmica dos componentes de um conjunto motor a combustão interna.

Esse projeto constituiu-se portanto, num estudo aprofundado dos processos de admissão e exaustão de um motor a combustão interna aspirado e turboalimentado, utilizando modelos teóricos e ensaio experimental, que possibilitou avaliar em detalhes a influência de cada parâmetro que interfere no funcionamento do conjunto. Com isso vislumbrou-se a possibilidade de adoção de novas tecnologias que consigam atingir avanços não só no desempenho energético, como também, no ecológico dos MCI.

3.1.2 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica sofre influência de diversos fatores. Por isso, junto com a análise do efeito que exercem separadamente sobre a eficiência volumétrica, é conveniente estudar a influência conjunta desses fatores em função do regime de funcionamento do motor.

Para se ter uma melhor compreensão de como foi o estudo e determinação dos pontos ótimos dos parâmetros que exercem maior influência no funcionamento do motor estudado, apresentamos a seguir uma análise do comportamento de cada parâmetro relevante e suas interações no comportamento do motor. Essa análise nos possibilita uma identificação de alguns parâmetros relevantes e procura justificar o procedimento adotado no planejamento dos experimentos.

3.1.2.1 Pressão no cilindro no final do processo de admissão

A pressão da carga no cilindro (P_c), quando se supõe encerrado o processo de admissão, é a que exerce maior influência sobre a eficiência volumétrica. A redução da pressão da carga admitida, durante o movimento da carga admitida, depende da resistência hidráulica no sistema de admissão e é proporcional ao quadrado da velocidade média da carga w_{ad} na área de menor secção do sistema de admissão.

$$\Delta P_a = P_k - P_a = \left(\beta^2 - \xi_{ad} \right) \frac{\omega_{ad}^2}{2} \rho_k \quad (1)$$

Onde:

P_k = Pressão na entrada do sistema de admissão.

P_a = Pressão no cilindro quando se encerra o processo de admissão.

$\beta = \omega_c / \omega_{ad}$, coeficiente de amortecimento, ω_c = vel. média do ar na secção examinada.

ξ_{ad} = Coeficiente de resistência do sistema de admissão na secção mais estreita.

ρ_k = Massa específica do ar na entrada do sistema de admissão.

Sobre a magnitude da ΔP_a influenciam também o desenho do coletor de admissão (disposição das válvulas, existência de curvas, resistências locais, etc.), o acabamento das superfícies internas da parede do sistema de admissão, a posição da válvula borboleta (para os motores com formação externa da mistura) e o regime de velocidade.

Na FIGURA 5, segundo JÓVAJ (1984), ilustra-se a relação entre a eficiência volumétrica η_v e ω_{ad} na seção das válvulas de admissão para a posição de máxima abertura no funcionamento de um motor de quatro tempos de um automóvel em regime nominal. FERGUSON (1986), afirma que

FIGURA 5 – Efic. Vol. x Vel. Max da carga

ao aumentar a velocidade ω_{ad} , a eficiência volumétrica η_v diminui, considerando-a ao desenhar o sistema de admissão quando se deseja aumentar a velocidade da carga. Na zona hachurada próximo ao limite superior se encontram os valores de η_v típicos para os

motores Diesel, enquanto que próximo ao limite inferior encontram-se os valores de η_v para motores carburados.

3.1.2.2 Pressão e temperatura de entrada

A pressão da carga na entrada exerce certa influência sobre a magnitude da η_v . Ao aumentar P_k (pressão na saída de um compressor), sem variar a pressão de escape, a relação P_a/P_k cresce devido a diminuição relativa das perdas hidráulicas, aumentando assim a eficiência volumétrica η_v .

Ao aumentar a temperatura da carga sua densidade diminui, por isto o aquecimento do coletor de admissão de um motor carburado só é conveniente até certo limite, correspondente ao calor necessário para a vaporização do combustível. O aquecimento excessivo influi negativamente sobre o enchimento do cilindro. O incremento de temperatura da carga fresca é igual a:

$$\Delta T = \Delta T_{cf} - \Delta T_{vap} \quad (2)$$

onde:

$\Delta T = (T_0 - T_k) =$ Incremento da temperatura da carga fresca.

$\Delta T_{cf} =$ Incremento da temperatura da carga fresca devido a troca de calor.

$\Delta T_{vap} =$ Diminuição da temperatura da carga fresca devido a vaporização do combustível.

O aumento da temperatura T_k , reduz a magnitude de ΔT devido a redução da intensidade de troca de calor entre a parede do coletor e o ar por causa da redução da diferença de temperatura entre o coletor e o ar. Assim, reduzindo a magnitude ΔT cresce a eficiência volumétrica η_v .

Segundo dados experimentais JÓVAJ (1984), afirma que conhecendo a eficiência volumétrica η_{v1} a temperatura T_{k1} , no caso que esta varie até T_{k2} a eficiência η_{v2} pode ser determinada conforme a fórmula:

$$\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} = \sqrt{\frac{T_{k1}}{T_{k2}}} \quad (3)$$

É necessário ter em conta que o aumento de η_v ao elevar a temperatura T_k não leva ao crescimento da carga mássica G_{tot} , posto que a densidade da carga diminui simultaneamente.

3.1.2.3 Pressão dos gases residuais

A pressão $P_{exhaust}$ também influi na η_v . O aumento da pressão P_r , mantendo-se constante a temperatura $T_{exhaust}$, corresponde a presença de maior quantidade de gases residuais no cilindro. Neste caso, grande parte do curso do pistão a partir do PMS (no processo de admissão) é usado para a expansão dos gases residuais e a admissão efetiva só começa mais tarde e como consequência a η_v diminui.

Segundo TAMARIT (1995), a pressão $P_{exhaust}$ exerce *r* vezes menos influência sobre a η_v que a pressão ao final da admissão P_{ind} . A pressão $P_{exhaust}$ depende das condições do escoamento no escape e da resistência do tubo de escape. Da mesma forma que no sistema de admissão, a resistência do sistema é proporcional ao quadrado da velocidade de saída do gás na seção mínima de passagem e, portanto, é proporcional ao quadrado da rotação do virabrequim do motor. Tomando em consideração a menor influência de $P_{exhaust}$ sobre η_v , em alguns projetos de motores diminuem-se as secções de passagem das válvulas de escape aumentando-se em contrapartida as secções de passagem das válvulas de admissão, obtendo desta maneira o aumento da η_v .

3.1.2.4 Lavagem

O valor de η_v pode elevar-se mediante a lavagem da câmara de combustão. A lavagem nos motores a quatro tempos realiza-se no período de cruzamento de válvulas, próximo ao ponto morto superior PMS. Nos motores que funcionam com a sobre-alimentação, onde $P_k > P_{\text{exaust}}$, a lavagem sempre se efetua. Sendo perfeita a lavagem da câmara, assim $f = 0$, um aumento relativo do rendimento volumétrico é atingido. Com a sobre-alimentação utilizada no nosso motor espera-se poder avaliar bem esse fator.

3.1.2.5 Aquecimento da carga

JÓVAJ (1984), deduz uma expressão que relaciona o aquecimento da carga e a eficiência volumétrica η_v :

$$\eta_v = \varphi \frac{r}{r-1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \varphi f T_r} \quad (4)$$

Onde:

$\varphi = (M_i + M_o)/(M_{ia} + M_o) =$ Coeficiente de recarga.

$f = M_r/M_i =$ Coeficiente de gases residuais.

$r =$ taxa de compressão.

$T_r =$ Temperatura dos gases residuais.

Na equação (4), observa-se que η_v decresce com o aumento de ΔT .

Fig. 19 Eficiência volumétrica x variação de temperatura. 1- motor Diesel, 2 - motor carburado.

A FIGURA 6 mostra a dependência entre η_v e ΔT para um motor carburado de quatro tempos e para um motor Diesel em caso de $T_0 = 288\text{K}$ e $P_0 = 0,1\text{ MPa}$. Da figura pode-se inferir que o aquecimento da carga notoriamente influencia a η_v . Nos motores com formação externa de mistura parte do calor introduzido com o ar é gasto para esquentar e evaporar o combustível. Entretanto, sabe-se que na maioria dos casos a quantidade de calor empregado para esse fim, não pode garantir a completa vaporização do combustível que se encontra no coletor de admissão. Se a temperatura do meio ambiente for muito baixa, pode-se formar gelo no coletor. Por isso, para esse tipo de formação de mistura, aquece-se adicionalmente (com gás ou mais freqüentemente como água do sistema de arrefecimento) os condutos de admissão. Há de se ter em conta que o aquecimento excessivo do sistema de admissão, no caso para o qual a mistura de ar/combustível fornece mais calor do que o necessário para a vaporização do combustível conduz a um aumento injustificado da magnitude do ΔT e a correspondente diminuição do coeficiente η_v e da carga mássica.

3.1.2.6 Enchimento do motor a rotação constante, variando a carga

Outro fator importante que também será contemplado nos ensaios é a variação da carga. Ao diminuir a carga do motor carburado e fechar simultaneamente a borboleta dos gases, as perdas hidráulicas aumentam, o que leva a variação da forma com que acontece o processo de troca gasosa. A relação existente entre a pressão P_a e a posição da borboleta de controle é mostrada na FIGURA 7.

FIGURA 7 – Variação pressão, gases residuais e efec. Vol. no motor carburado. Fonte: Jóvaj (1984).

Ao fechar demasiadamente a borboleta de controle o coeficiente dos gases residuais f cresce. Devido a menor temperatura da superfície em função da diminuição da carga, o aquecimento da carga diminui pouco. Entretanto, a variação de ΔT nesse caso é insignificante. Como resultado da ação conjunta desses fatores, a eficiência volumétrica η_v diminui com a redução da carga.

3.1.2.7 Influência da variação da rotação no enchimento dos motores 4 tempos

Outro fator muito importante que será explorado nos ensaios é a variação da rotação. Influem sobre a qualidade do enchimento, a resistência no sistema de admissão, o aquecimento da carga e a presença de gases residuais, quando o motor funciona variando-se a frequência de rotação a máxima carga (segundo a característica externa de velocidade). Ao mesmo tempo exercem grande influência as fases de distribuição dos gases e os fenômenos ondulatórios que aparecem nos sistemas de admissão e escape.

Na FIGURA 8, JÓVAJ (1984), mostra a variação de alguns fatores que influem sobre a η_v em função do regime de velocidade do motor. Quando a rotação aumenta, a resistência do sistema cresce proporcionalmente ao quadrado da mesma, como resultado disso ΔP também cresce, na proporção que diminui a pressão P_a . Apesar da temperatura média da superfície transmissora de calor elevar-se, a temperatura de aquecimento da carga ΔT diminui, devido ao tempo de intercâmbio dos gases decrescer.

FIGURA 8 – Fatores que caracterizam a admissão em função da rotação

O Coeficiente dos gases residuais f aumenta pouco. Como consequência disso ao aumentar a rotação, não se leva

em consideração a influência das fases de distribuição dos gases e as fugas dos gases através dos anéis e supomos que $\varphi_s = \varphi_2 = 1$, a eficiência η_v deve diminuir.

Mediante a apropriada escolha das fases de admissão e escape, consegue-se obter as relações correspondentes nas condições de funcionamento entre a quantidade de carga fornecida G_c e o rendimento volumétrico η_v em função de n (veja FIGURA. 8).

Ao aumentar a rotação, a eficiência volumétrica η_v em princípio cresce até um certo ponto e logo depois de alcançar seu ponto de máximo, decresce.

Anteriormente mostrou-se que para garantir uma melhor lavagem, o enchimento do cilindro e a recarga do motor de 4 tempos é útil ampliar as fases de admissão e escape.

As fases de admissão e escape são escolhidas experimentalmente buscando-se o maior coeficiente η_v naqueles regimes de velocidades, nos quais se requer obter o máximo para o motor.

Nas rotações mais baixas, a eficiência volumétrica diminui devido às fases de admissão e escape eleitas não corresponderem a este regime de velocidade, assim como a causa da fuga de parte da carga ao final da admissão (quando o pistão se move desde o PMI até PMS), retornando ao sistema de admissão.

Ao aumentar a frequência de rotação, em comparação com o valor correspondente a máxima eficiência volumétrica η_v diminui como resultado do aumento da resistência na admissão e a influência de outros fatores anteriormente mencionados, FIGURA 9.

A FIGURA 9 JÓVAJ (1984), mostra as curvas $\eta_v = f(n)$

FIGURA 9 – Efic. Vol. para diferentes cargas versus rotação

para motores Diesel e carburados. A curva 3 representa a variação de η_v no motor

carburado quando a borboleta de controle está totalmente aberta. Ao diminuir a carga, fechando a borboleta, as resistências no sistema de admissão aumentam e com o aumento da rotação a eficiência η_v diminui mais bruscamente (curva 4).

À medida que vai se fechando a borboleta vai crescendo a depressão no espaço situado atrás dela. Nesse instante em que a relação P_a/P_k é igual a crítica a função $\eta_v = f(n)$ se converte em hipérbolica (curva 5).

A eficiência η_v no motor Diesel a plena carga é um pouco maior (curva 2) que no motor carburado (curva 3), além disso, a curva 2 tem inclinação mais suave do que a curva 3, o que se explica por serem menores as perdas hidrodinâmicas na admissão do motor Diesel.

Quando o motor funciona em vazio, η_v no motor Diesel é maior (curva 1) devido a um menor aquecimento da carga.

Para certa faixa de rotações o coeficiente η_v pode elevar-se mediante uma efetiva utilização dos fenômenos ondulatórios nos condutos de escape e admissão (sobre-alimentação inercial).

Na FIGURA. 10, ilustra-se a variação do coeficiente η_v para alguns motores Diesel e carburados, ao funcioná-los segundo características externas de velocidade (que deve ser entendida como o comportamento do torque, da potência e consumo específico efetivo a 100% de abertura da borboleta). Ao funcionar nos regimes nominais o coeficiente η_v varia entre os limites de 0,75 – 0,85 nos motores carburados e de 0,80 – 0,90 nos motores Diesel.

FIGURA 10 – Eficiência volumétrica de diversos motores versus rotação. a) Diesel, b) Carburado.

Na análise feita até o momento procurou-se mostrar quais são as tendências de influência de cada fator sobre η_v , nos motores carburados e Diesel. A expectativa é

de não só confirmar algumas dessas tendências no motor a álcool, que será analisado, mas também encontrar comportamentos e aspectos específicos que possam sinalizar algum tipo de caminho que nos permita otimizar o funcionamento de todo o conjunto.

3.1.2.8 Modelagem e cálculo da eficiência volumétrica

PROCESSO DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO NOS MOTORES DE QUATRO TEMPOS

Um estudo profundo dos processos de admissão e de exaustão nos motores de combustão interna se faz necessário, pois a interação destes processos afeta significativamente a eficiência volumétrica e por consequência o seu desempenho.

PARA O PROCESSO DE ADMISSÃO

Nos motores de quatro tempos a válvula de exaustão é aberta ainda no curso de expansão, alguns graus antes do pistão atingir o PMS. Em seguida o pistão sobe no curso de exaustão descarregando os gases da combustão através do coletor de escape. Alguns graus antes do pistão atingir o PMS, no curso de exaustão, a válvula de admissão é aberta; enquanto que a válvula de exaustão só é fechada alguns graus após o pistão passar pelo PMS, no curso de admissão. A válvula de admissão só é fechada alguns graus após o pistão passar pelo PMI.

Assim, existe um espaço angular no qual as válvulas de admissão e de exaustão encontram-se abertas simultaneamente. Este espaço angular é conhecido como cruzamento de válvulas.

Quando a válvula de admissão é aberta parte dos gases vai para o coletor de admissão visto que a pressão no interior do cilindro é mais elevada. Quando o pistão inicia o curso de admissão, retorna para o cilindro os gases que foram para o coletor de admissão e parte da última fração dos gases de exaustão. Esse total de gases que retorna ao cilindro é denominado gás residual.

A mistura fresca só começa a entrar no cilindro pouco depois do fechamento da válvula de exaustão, pois inicialmente acontece uma expansão da massa de gás residual com a conseqüente queda de pressão.

ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS PROCESSOS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO

Durante os processos de admissão e exaustão dos motores de combustão interna de quatro tempos pode-se usar a lei da conservação da energia aplicada a um volume de controle.

$$\dot{Q} + \int_{Ae} (h + ec + ep)(\rho V_n dA) - \int_{As} (h + ec + ep)(\rho V_n dA) - \dot{W}_{vc} = \frac{d}{dt} \int_{vc} e \rho dV \quad (5)$$

Integrando nas áreas de entrada e saída e no volume de controle,

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (6)$$

de outra forma, desprezada energia cinética e potencial:

$$\Delta E = \int \dot{Q} dt - \int P dV + \int (\dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s) dt \quad (7)$$

Fazendo uma análise durante o processo de admissão, adota-se a seguinte nomenclatura para índices:

ava = instante no qual a válvula de admissão é aberta.

fva = instante no qual a válvula de admissão é fechada.

ave = instante no qual a válvula de exaustão é aberta.

fve = instante no qual a válvula de exaustão é fechada.

ia = instante no qual inicia a entrada de mistura fresca.

res = residual.

ind = induzida.

Admitindo que o fluido operante nestes processos comporte-se como gás perfeito, a variação da energia do volume de controle é dada por:

$$\Delta E = C_v \Delta(mT) = C_v \Delta(PV/R)$$

$\Delta E = c_v \Delta(mT) = \frac{1}{k-1} \Delta(PV)$, portanto a variação da energia do fluido operante durante o período de admissão é dada por:

$$\Delta E = \frac{(P_{fva} V_{fva} - P_{ava} V_{ava})}{k-1} \quad (8)$$

Introduzindo (8) em (7):

$$\frac{(P_{fva} V_{fva} - P_{ava} V_{ava})}{k-1} = \int \dot{Q} dt - \int P dV + \int (\dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s) dt \quad (9)$$

Com relação aos fluxos de massa que entram e saem do cilindro durante o intervalo de abertura da válvula de admissão, pode-se subdividir o processo em duas etapas. A primeira vai do instante no qual é aberta a válvula de admissão (*ava*) até o instante no qual é fechada a válvula de exaustão (*fve*), que é o período de cruzamento de válvula. A segunda etapa vai do instante no qual entra mistura fresca no cilindro (*ia*) até o instante no qual a válvula de admissão é fechada.

Durante o cruzamento de válvula há um fluxo líquido de massa para o interior do cilindro, constituindo-se na massa residual de gases.

$$\frac{(P_{fva}V_{fva} - P_{ava}V_{ava})}{k-1} = \int_{ava}^{fva} \dot{Q} dt - \int_{ava}^{fva} P dV + \int_{ava}^{fve} (\dot{m} c_p T)_{res} dt + \int_{ia}^{fva} (\dot{m} c_p T)_{ind} dt \quad (10)$$

integrando no tempo,

$$\text{Onde, } m_{ind} = \int_{ia}^{fva} \dot{m}_{ind} dt \quad \text{e} \quad m_{res} = \int_{ava}^{fve} \dot{m}_{res} dt$$

$$\frac{(P_{fva}V_{fva} - P_{ava}V_{ava})}{k-1} = Q - \int_{ava}^{fva} P dV + (m c_p T)_{res} + (m c_p T)_{ind} \quad (11)$$

$$P_{fva}V_{fva} - P_{ava}V_{ava} = (k-1)Q - (k-1) \int_{ava}^{fva} P dV + (k-1)c_p m_{res} T_{res} + (k-1)c_p m_{ind} T_{ind} \quad (12)$$

MASSA DE MISTURA FRESCA INDUZIDA PARA O INTERIOR DO CILINDRO DURANTE O PROCESSO DE ADMISSÃO

A massa da mistura fresca induzida é obtida evidenciando-a na equação (12),

$$m_{ind} = \frac{1}{(k-1)c_p T_{ind}} \left[(P_{fva}V_{fva} - P_{ava}V_{ava}) - (k-1)Q + (k-1) \int_{ava}^{fva} P dV - (k-1)c_p m_{res} T_{res} \right] \quad (13)$$

ou,

$$m_{ind} = \frac{1}{RkT_{ind}} \left[(P_{fva}V_{fva} - P_{ava}V_{ava}) - (k-1)Q + (k-1) \int_{ava}^{fva} P dV - Rm_{res} T_{res} \right] \quad (14)$$

A eficiência volumétrica dos motores de combustão interna pode ser expressa pela razão entre a massa de mistura fresca induzida para o interior do cilindro e o produto do volume deslocado pela densidade da mistura,

$$\eta_v = \frac{m_{ind}}{\rho_{ind} V_d} \quad (15)$$

onde,

$$m_{ind} = \frac{1}{RKT_{ind}} \left[(P_{fva} V_{fva} - P_{ava} V_{ava}) - (k-1)Q + (k-1) \int_{ava}^{fva} P dV - Rm_{res} T_{res} \right]$$

que substituindo na equação (15) teremos,

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{(P_{fva} V_{fva} - P_{ava} V_{ava})}{kR\rho_{ind} T_{ind} V_d} - \frac{(k-1)}{kR\rho_{ind} T_{ind} V_d} Q - \frac{(k-1)}{kR\rho_{ind} T_{ind} V_d} \int_{ava}^{fva} P dV - \frac{m_{res} T_{res}}{k\rho_{ind} T_{ind} V_d} \\ \eta_v &= \frac{1}{k} \frac{(P_{fva} V_{fva} - P_{ava} V_{ava})}{P_{ind} V_d} - \frac{(k-1)}{k} \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{(k-1)}{k} \frac{\int_{ava}^{fva} P dV}{P_{ind} V_d} - \frac{T_{res}}{T_{ind}} \frac{m_{res}}{\rho_{ind} V_d} \end{aligned} \quad (16)$$

Pode-se observar que o aquecimento da mistura durante no processo de admissão pelas paredes do cilindro, pistão e cabeçote contribuem para reduzir a eficiência volumétrica. Observa-se também que a massa residual também contribui negativamente.

Considerando uma condição limite na qual a rotação do motor tende a zero. Neste caso não existiria queda de pressão através das válvulas no seu fechamento, então

$$P_{fva} = P_{ind} \quad , \quad P_{ava} = P_{exaust.}$$

Logo,

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{P_{ind} V_{fva}}{kP_{ind} V_d} - \frac{P_{exaust.} V_{ava}}{kP_{ind} V_d} + \frac{kP_{ind} V_{fva}}{kP_{ind} V_d} - \frac{kP_{ind} V_{ava}}{kP_{ind} V_d} - \frac{P_{ind} V_{fva}}{kP_{ind} V_d} + \frac{P_{ind} V_{ava}}{kP_{ind} V_d} - \left(\frac{k-1}{k} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d} \\ \eta_v &= \frac{V_{fva}}{V_d} - \frac{V_{ava}}{V_d} - \frac{P_{exaust.} V_{ava}}{KP_{ind} V_d} + \frac{V_{ava}}{kV_d} - \frac{(k-1)}{k} \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d} \\ \eta_v &= \frac{(V_{fva} - V_{ava})}{V_d} - \frac{1}{k} \left(\frac{P_{exaust.}}{P_{ind}} - 1 \right) \frac{V_{ava}}{V_d} - \frac{(k-1)}{k} \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{T_{res}}{T_{ind}} \frac{m_{res}}{\rho_{ind} V_d} \end{aligned} \quad (17)$$

O volume total ocupado pela mistura em cada posição da manivela (θ) é dado pela equação a seguir,

$$V = V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta) \right] \quad (18)$$

onde V_0 é o volume da câmara de combustão. Substituindo a eq. (18) na (17) tem-se,

$$\eta_v = \frac{V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{fva}) \right] - V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right]}{V_d} - \frac{1}{k} \left(\frac{P_{exhaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \frac{V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right]}{V_d} -$$

$$\left(\frac{k-1}{k} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d}$$

$$\eta_v = V_0 \left[\frac{\left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{fva}) \right] - \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right]}{V_d} \right] - \frac{1}{k} \left(\frac{P_{exhaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \frac{V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right]}{V_d} -$$

$$\left(\frac{k-1}{k} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d}$$

lembrando que, $r = V_1 / V_0 \Rightarrow V_1 = r V_0$, e que $V_d = V_1 - V_0$.

$$\eta_v = V_0 \left[\frac{\frac{r-1}{2} (\cos \theta_{ava} - \cos \theta_{fva})}{V_1 - V_0} \right] - \frac{1}{k} \left(\frac{P_{exhaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \frac{V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right]}{V_1 - V_0} -$$

$$\left(\frac{k-1}{k} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d}$$

$$\eta_v = \frac{V_0 (r-1)}{2} \left(\frac{(\cos \theta_{ava} - \cos \theta_{fva})}{r V_0 - V_0} \right) - \frac{1}{k} \left(\frac{P_{exhaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \frac{V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{ava}) \right]}{r V_0 - V_0} -$$

$$\left(\frac{k-1}{k} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d}$$

Finalmente tem-se uma expressão para a eficiência volumétrica em função do ângulo de abertura e fechamento da válvula de admissão, da taxa de compressão, do

calor trocado entre as peças metálicas do motor e a mistura, da cilindrada, do gás residual, da densidade da mistura, da pressão de exaustão e de admissão.

$$\eta_v = \frac{(\cos\theta_{ava} - \cos\theta_{fva})}{2} - \frac{1}{k(r-1)} \left(\frac{P_{exaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos\theta_{ava}) \right] - \left(\frac{k-1}{k} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{m_{res} T_{res}}{T_{ind} \rho_{ind} V_d} \quad (19)$$

O cálculo da eficiência volumétrica foi feito tomando por base a equação deduzida teoricamente aplicando uma análise termodinâmica nos processos de admissão e exaustão de um motor a combustão interna de quatro tempos. Usando a equação da energia aplicada a um volume de controle que compreende cabeçote, parede do bloco, anéis e topo do pistão, chega-se à equação para a determinação da eficiência volumétrica. O fluxo mássico através da válvula é considerado quase-estacionário e isentrópico, o calor específico do gás é considerado constante e $k = 1,4$. (TAYLOR 1971).

Conhecendo-se o diagrama de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape, a taxa de compressão, a pressão de exaustão e admissão, a densidade da mistura podemos avaliar a eficiência volumétrica para rotação zero do motor com a equação (19) acima. TAYLOR (1958), apresenta valores para a variação do coeficiente de gases residuais quantificando-os entre $f = 0,05$ processo ideal e $f = 0,1$ para valores reais medidos. E ainda usando os valores para quantificação de fração de gases residuais e troca de calor entre a mistura e as paredes, e substituindo todos esses valores na equação acima, podemos quantificar o valor da eficiência volumétrica teórica, que variou entre 0,87 e 0,94 para os diferentes arranjos.

Já para o motor em funcionamento para diferentes rotações, calcula-se a eficiência volumétrica pela seguinte equação:

$$\eta_v = \frac{m_i}{\omega V_d} = \frac{\bar{A}_i C_i}{w V_d} \int_{\theta_{ava}}^{\theta_{fva}} \frac{A^*}{\bar{A}_i} \frac{\rho}{\rho_i} \frac{C}{C_i} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} (P_*^{2/k} - P_*^{(k+1)/k})} d\theta$$

Essa equação devidamente normalizada, colocada sob as condições de inexistência de fluxo reverso e no limite de fluxo bloqueado assume a seguinte forma:

$$\eta_v = 0,58 \left(\frac{\theta_{fva} - \theta_{ava}}{\pi} \right) \frac{1}{Z} \quad Z = \frac{\pi b^2 \bar{U}_p}{A_i C_i} \quad (20)$$

Infelizmente, com as condições e dados geométricos do motor ensaiado ($Z=0,052$ até $0,139$), pôde-se constatar que o modelo proposto pela equação acima não apresenta uma boa solução de predição da eficiência volumétrica, pois a solução dessa equação tem um comportamento assintótico para pequenos valores de índice de Mach (Z), conforme se pode verificar na FIGURA 11, comentada por FERGUSON (1986). Esse índice de Mach relaciona o diâmetro do cilindro com o diâmetro do pé da válvula, e ainda velocidade média do pistão com a velocidade sônica nas condições do escoamento.

FIGURA 11- Eficiência volumétrica x índice de Mach.

Entende-se que o comportamento hidrodinâmico do escoamento na garganta da válvula de admissão, principalmente para motores que tenham pequenos índices de Mach, deva merecer um modelo mais complexo que considere efeitos de descolamento do escoamento nas paredes da garganta da válvula, atrito, gradiente de pressões, redução e variação da área efetiva de escoamento. Esse estudo será continuado e aprofundado numa etapa futura dessa pesquisa onde se pretende fazer, um estudo da hidrodinâmica do escoamento não só na válvula como nos coletores de admissão e escape, através de técnicas de CFD. Com esses valores pode-se compará-los com os dados obtidos experimentalmente e verificar o desvio encontrado entre o modelo e os

resultados ensaiados. Quando for apresentada a eficiência volumétrica calculada nos gráficos no item análise de resultados, a mesma foi obtida somente experimentalmente na bancada dinamométrica, pois o modelo de cálculo teórico da mesma, antes descrito, não se apresentou satisfatório para as regiões de trabalho do motor ensaiado.

3.1.3 Medição da pressão na câmara de combustão

Até o desenvolvimento de sensores de pressão eletrônicos nos anos 60, a medição do traço de pressão de um ciclo completo de um motor era impossível afirma, POWELL (1993).

Segundo SAMIMY e RIZZONI (1996), um grande número dos automóveis de passageiros de hoje são equipados com sistemas de controle de detonação, tipicamente empregando um ou mais acelerômetros. Este método apresenta uma relação sinal-ruído ruim em altas rotações, devido ao alto nível de ruídos mecânicos presentes, o que não ocorre quando se utiliza a própria pressão da câmara de combustão.

Existem vários tipos de sensores de pressão. Em geral, a pressão do gás atua em um diafragma montado de forma a se produzir um sinal elétrico a partir da deformação de um extensômetro, da própria pressão em um cristal piezelétrico, pela mudança de geometria de um circuito magnético ou da folga de um condensador. Para se assegurar a confiabilidade da medida, é necessária a utilização de um sensor com frequência natural bem superior a das ondas de pressão a serem medidas, por exemplo 40kHz, ou superior.

Sensores eletrônicos de pressão e a capacidade de processamento dos microprocessadores possibilitaram a medição desta variável fundamental do motor. Segundo POWELL (1993), seu uso tem sido pesquisado para controle ótimo de disparo de centelha, controle de detonação, controle da relação ar-combustível, detecção de falha de ignição e estimativa de temperatura da carga. Assim, a medida da pressão no interior da câmara de combustão tem várias aplicações para controle de motores em tempo real. Nenhuma isoladamente justifica o custo dos sensores, mas talvez a utilização de mais de uma aplicação o faça. Por exemplo, uma implementação pode incluir detecção de falha de ignição, controle de avanço de centelha individual e balanceamento da relação ar-combustível entre os cilindros.

A função básica do controle do disparo da centelha é posicionar o traço de pressão do cilindro com respeito ao movimento do pistão (ângulo do virabrequim) de modo que a eficiência seja maximizada, sem ocorrência de detonação POWELL (1993). No caso de realimentação por acelerômetros, em altas rotações o controle é desativado e/ou é usada uma curva de avanço mais atrasada, causando a perda de eficiência e potência do motor (SUN *et al.*, 1996). Uma abordagem alternativa reportada por HOSEY apud POWELL (1993) consiste em se empregar uma curva ótima irrestrita de avanço, e retardar o disparo da centelha de cada cilindro independentemente se for detectada a detonação, baseado em um controlador realimentado pelo sinal de pressão. Verificou-se assim um aumento de 10% na potência.

Apesar de se apresentar bastante ruidosa, a determinação da relação ar-combustível através da curva de pressão apresenta várias vantagens sobre o sensor de zircônio, utilizado atualmente nos gases de escape. Em primeiro lugar, é possível aplicar um filtro de Kalman (observador) que atenua substancialmente os ruídos da medição, se o modelo da dinâmica desta variável for suficientemente preciso. Além disso, este sistema opera em uma faixa mais ampla, sendo capaz de medir individualmente em cada cilindro, podendo ser usado durante o período de aquecimento do motor (POWELL, 1993).

As conseqüências da detonação dependem de sua intensidade e duração. HEYWOOD (1988) lembra que, enquanto branda, não afeta significativamente o desempenho e a durabilidade do motor, mas, se intensa e/ou por períodos prolongados, pode danificá-lo criticamente. Entre as várias falhas observadas, destaca:

- quebra dos anéis do pistão;
- deterioração da junta do cabeçote;
- erosão do cabeçote, do topo e do perímetro do pistão;
- abaulamento e derretimento de partes do pistão.

A intensidade da detonação tem sido caracterizada quantitativamente de diferentes formas. Tradicionalmente, esta medida é obtida a partir do sinal de pressão na câmara de combustão, identificando-se componentes frequenciais típicos do fenômeno. Estes estão relacionados com a frequência ressonante da câmara, devido à propagação e reflexão das ondas de pressão, característica do fenômeno (SUN *et al.*, 1996).

A intensidade da detonação pode ser quantificada por dois parâmetros, baseados no sinal de pressão da câmara de combustão processado por um filtro passa-faixa na máxima amplitude pico-a-pico e o valor RMS deste sinal. Como o dano causado pela detonação depende de sua intensidade e duração, a importância do valor RMS do sinal é evidente (SUN *et al.*, 1996).

Outro método de quantificação é o cálculo da energia do sinal processado por um filtro passa-alta, como proposto por SPICHER *et al.* (1992).

Hudson C. *et al.* (2001) observaram que o valor médio da intensidade de detonação usado para definir o limite entre o ciclo normal e com detonação não é necessariamente um valor único. Diferentes valores podem ser utilizados para diferentes motores.

Recentemente, foram utilizados sensores ópticos de detonação, como descrito por SUN *et al.* (1996), que mostraram boa correlação entre os valores de intensidade de detonação obtidos pelo valor RMS do sinal de pressão processado por um filtro passa-faixa e pelo valor pico-a-pico do sinal de luminosidade, também processado pelo filtro passa-faixa. Além disso, o autor mostra uma excelente concordância da posição de início da detonação obtida pelos métodos anteriores.

Outro parâmetro que caracteriza a detonação é seu ângulo de início. Para determinar este momento, SUN *et al.* (1996), baseados em um grande número de traços de pressão de ciclos detonantes em várias condições de operação, assumiram que há detonação se a taxa de variação da pressão em relação ao ângulo do virabrequim ultrapassar 1,02MPa/°. A precisão deste método foi avaliada em $\pm 0,13^\circ$.

3.1.4 Parâmetros fundamentais do motor

Este item apresenta as relações básicas do cálculo, definições, equações que relacionam diferentes parâmetros de um motor de ignição por centelha, dados estatísticos de alguns parâmetros fundamentais do motor e o procedimento para o cálculo desenvolvido no presente trabalho.

Com a metodologia, proposta por JÓVAJ (1987), pode-se avaliar o grau de aproveitamento de calor no ciclo, analisar os fatores que influenciam o seu desenvolvimento, determinar o consumo de combustível e estabelecer quais são as formas para alcançar as condições ótimas de funcionamento do motor.

A relação entre a quantidade real de ar que entra no cilindro do motor em kg (l) e a quantidade do ar teoricamente necessária para a combustão de 1 kg de combustível em kg (l_o) denomina-se coeficiente de excesso de ar:

$$\lambda = \frac{l}{l_o} \quad (21)$$

O trabalho indicado em Nm, fornecido pelo cilindro em um ciclo, é:

$$L_i = p_i V_b \quad (22)$$

onde P_i é a pressão média indicada, em Pa e V_b , é o volume de trabalho do cilindro, em m^3 .

A potência indicada de um motor de i cilindros em $Watt$ é dado por :

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i V_b n \quad (23)$$

onde $\frac{2n}{\tau}$ é o número de ciclos de trabalho realizado pelo motor em 1 segundo, n é a rotação em rps (rotação por segundo), τ é o número de tempo do motor, ou seja, o numero de deslocamentos do embolo por ciclo.

Usando na equação (23) P_i em MPa, V_b em litros e n em rpm, tem-se a N_i em kW:

$$N_i = \frac{P_i i V_h n}{30 \tau} \quad (24)$$

O grau de aproveitamento de calor no ciclo real é geralmente determinado pelo valor do rendimento indicado, que representa a relação entre o calor convertido em trabalho mecânico do ciclo, L_i , e o calor total introduzido no motor com o combustível.

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q} \quad (25)$$

O rendimento indicado, η_i , e pressão média indicada, P_i , podem ser determinados pelo trabalho indicado do motor, L_i . Para isso é necessário obter o diagrama indicado (Pressão versus ângulo de giro da manivela φ) do motor. A partir da potência indicada do motor e da quantidade de combustível consumida em uma hora, determina-se o consumo específico indicado de combustível, em g/kWh, que é dado por:

$$g_i = \frac{10^3 G_c}{N_i} \quad (26)$$

onde G_c é o consumo horário de combustível em kg/h.

Conhecendo o poder calorífico do combustível, o rendimento indicado será:

$$\eta_i = \frac{1}{PCI \cdot g_i} \quad (27)$$

onde PCI é expresso em J/kg e g_i em kg/J.

Para PCI em MJ/kg e g_i em g/kW h:

$$\eta_i = \frac{3600}{PCI \cdot g_i} \quad (28)$$

Para comparar motores que consomem combustível com diferentes valores de PCI usa-se o rendimento indicado, avaliando-se o aproveitamento da energia liberada no processo de combustão.

As análises dos fatores que afetam o ciclo termodinâmico e a determinação do consumo do motor podem ser feitas recorrendo-se às formulas a seguir.

A quantidade de mistura fresca (em kg) que entra no cilindro do motor em cada ciclo é:

$$G_{m.cic} = \frac{\lambda_o G_c \tau}{2in} \quad (29)$$

onde G_c está em kg/s e n em rps.

Para um motor de 4 tempos e 4 cilindros, temos:

$$G_{m.cic} = \lambda_o G_c \frac{1}{2n} \quad (30)$$

Substituindo a equação (5) em (14), temos:

$$G_{m.cic} = IG_c \frac{1}{2n} \quad (31)$$

onde $1/n$ é o tempo em segundos de um giro da árvore de manivelas. A presença de $1/2$ na equação ocorre pelo fato de que em um giro são alimentados dois cilindros com carga.

Nas equações de $G_{m.cic}$ considera-se a carga de alimentação feita só por ar, ou seja, desprezando-se a quantidade de combustível. Assim $G_{m.cic}$ pode ser expresso como:

$$G_{m.cic} = V_k \rho_k \quad (32)$$

onde V_k é o volume ocupado pela carga de alimentação reduzidas as condições de admissão (T_k e P_k) e ρ_k é a densidade do ar.

A massa de ar, em kg, que pode ocupar o volume de trabalho de um cilindro para as condições ambiente, é:

$$(G_{ar})_{p_k T_k} = V_h \rho_k \quad (33)$$

onde V_h está em m^3 e ρ_k (densidade do ar) em Kg/m^3 .

O consumo de combustível (em kg/s) é obtido das equações (23) e (26):

$$G_c = g_i N_i = \frac{2inV_h}{\tau} \cdot p_i g_i \quad (34)$$

onde g_i é dado em kg/J, N_i em W, V_h em m^3 e p_i em Pa.

Então, a eficiência volumétrica será:

$$\eta_V = \frac{G_{m.cic}}{(G_{ar})_{p_k T_k}} = \frac{\lambda l_o}{\rho_k} p_i g_i = \frac{V_k}{V_h} \quad (35)$$

Portanto, o consumo específico indicado de combustível (em kg/J) será:

$$g_i = \frac{\rho_k}{l_o} \cdot \frac{\eta_V}{\lambda p_i} \quad (36)$$

O consumo específico de combustível em g/kW.h será:

$$g_i = 3600 \frac{\rho_k \eta_V}{\lambda l_o p_i} \quad (37)$$

onde p_i é expresso em MPa.

Introduzindo-se o valor de g_i da equação (36) na expressão (27) obtemos para o rendimento indicado a seguinte expressão:

$$\eta_i = \frac{1}{PCI \cdot g_i} = \frac{l_o}{PCI} \cdot \frac{\lambda p_i}{\eta_V \rho_k} \quad (38)$$

Se na equação anterior, PCI for expresso em MJ/kg e p_i em MPa, esta manterá a mesma forma.

As equações (36) e (38) mostram a relação existente entre g_i ou η_i e os parâmetros fundamentais que determinam o trabalho do motor. Conhecendo-se, os valores de λ , η_V , l_o assim como os parâmetros do ciclo de admissão e o poder calorífico do combustível, pode-se determinar o rendimento do ciclo.

Da equação (38) pode-se obter a pressão média indicada do ciclo:

$$p_i = \frac{PCI}{l_o} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_V \rho_k \quad (39)$$

Se na equação anterior PCI é dado em MJ/kg, p_i será expresso em MPa.

Substituindo o valor de p_i da equação (39) na expressão (23), obtém-se a equação para a potência indicada do motor em W:

$$N_i = \frac{PCI}{l_o} \frac{\eta_i}{\lambda} \frac{2n}{\tau} i V_h \eta_V \rho_k \quad (40)$$

Para N_i em kW:

$$N_i = \frac{PCI}{l_o} \frac{\eta_i}{\lambda} \frac{n}{30\tau} iV_h \eta_v \rho_k \quad (41)$$

onde V_h é em litros, n em rpm e PCI em MJ/kg.

A análise das expressões anteriores permite estabelecer quais são as condições para otimizar a utilização de combustível introduzido no ciclo.

A potência efetiva N_e é menor que a indicada N_i devido à potência absorvida pelas resistências passivas N_m , isto é:

$$N_e = N_i - N_m \quad (42)$$

Expressando p_m em MPa, V_h em litros; n em rpm, temos a fórmula da potência relativa às perdas mecânicas, fórmula análoga à da potência indicada em kW:

$$N_i = \frac{P_m iV_h n}{30\tau} \quad (43)$$

onde a pressão média correspondente às perdas mecânicas em MPa resulta:

$$p_m = 30 \frac{N_m \tau}{iV_h n}.$$

A pressão média efetiva é:

$$p_e = p_i - p_m \quad (44)$$

A potência efetiva em kW resulta:

$$N_e = \frac{p_e iV_h n}{30\tau} \quad (45)$$

onde P_e é dado em MPa, V_h em litros e n em rpm.

A pressão eficaz em MPa é:

$$p_e = 30 \frac{N_e \tau}{iV_h n} \quad (46)$$

Para comparar diferentes motores, obtém-se a potência efetiva por unidade de volume:

$$N_l = \frac{N_e}{iV_h} \quad (47)$$

Da fórmula (45) temos que:

$$N_l = \frac{p_e n}{30\tau} \quad (48)$$

onde N_l é expresso em kW/l.

As perdas mecânicas são avaliadas pelo rendimento mecânico:

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{N_e}{N_i} \quad (49)$$

ou então

$$\eta_m = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (50)$$

A potência correspondente às perdas mecânicas é constituída pela potência usada para vencer o atrito N_{at} acionar os mecanismos auxiliares $N_{a.m}$ (a soma destas potências denomina-se atrito mecânico) e ao trabalho realizado pelo bombeamento de ar N_{bom} .

Então:

$$N_m = N_a + N_{a.m} + N_{bom} \quad (51)$$

ou

$$p_m = p_a + p_{a.m} + p_{bom}. \quad (52)$$

A TABELA 02 mostra dados estatísticos dos valores máximos do rendimento mecânico e da pressão efetiva média dos motores a 100% de abertura da borboleta:

TABELA 02 - Valores máximos do rendimento mecânico e da pressão média efetiva.

Fonte: JÓVAJ (1987)

Motores	η_m	p_e [MPa]
4 tempos de carburador	0,70 - 0,85	0,60 - 0,95
4 tempos Diesel	0,70 - 0,82	0,55 - 0,85
Gás	0,75 - 0,85	0,50 - 0,75
4 tempos Diesel sobre-alimentados	0,80 - 0,90	0,7 - 2,0
2 tempos Diesel rápidos	0,70 - 0,85	0,40 - 0,75

A potência correspondente às perdas mecânicas pode ser medida através do Método Morse. Esse método consiste em medir separadamente a potência absorvida de cada cilindro. Tomando como exemplo um motor de 4 cilindros, a obtenção da potência absorvida pelo método Morse é feita do seguinte modo:

Inicialmente mede-se a potência efetiva deste motor a uma determinada rotação. Em seguida desliga-se a ignição do primeiro cilindro e mede-se a potência no dinamômetro (na mesma rotação a que foi medida a potência efetiva). A potência indicada do primeiro cilindro é igual a diferença entre a potência efetiva do motor com todos os cilindros com ignição e a potência com o primeiro cilindro sem ignição.

$$N_{i(1)} = N_e - N_{e(1)} \quad (53)$$

onde:

$N_{i(1)}$ = Potência indicada do primeiro cilindro

N_e = Potência efetiva com os quatro cilindros

$N_{e(1)}$ = Potência efetiva do motor sem a ignição do primeiro cilindro (motor funcionando com três cilindros).

Procedendo-se do mesmo modo com o segundo cilindro, temos:

$$N_{i(2)} = N_e - N_{e(2)} \quad (54)$$

$N_{i(2)}$ = Potência indicada do segundo cilindro

N_e = Potência efetiva do motor (4 cilindros funcionando)

$N_{e(2)}$ = Potência efetiva do motor funcionando sem a ignição do segundo cilindro.

Procedendo da mesma maneira para o terceiro e quarto cilindros, tem-se:

$$N_{i(3)} = N_e - N_{e(3)} \quad (55)$$

$$N_{i(4)} = N_e - N_{e(4)} \quad (56)$$

A potência indicada do motor será igual à soma das potências indicadas de todos os cilindros, onde temos:

$$N_i = N_{i(1)} + N_{i(2)} + N_{i(3)} + N_{i(4)} \quad (57)$$

A potência correspondente às perdas mecânicas deste motor, nesta rotação será:

$$N_m = N_i - N_e \quad (58)$$

Procedendo da mesma maneira nas demais rotações, pode-se traçar a curva das potências absorvidas.

Das equações (49) e (50) tem-se que:

$$P_e = \eta_m p_i \quad (59)$$

e

$$N_e = \eta_m N_i \quad (60)$$

Considerando a equação (23), obtem-se:

$$p_e = \frac{PCI}{l_o} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \rho_k \quad (61)$$

onde PCI é expresso em MJ/kg, p_e em MPa.

A potência efetiva por unidade de cilindrada em kW/l, levando-se em consideração as fórmulas (41) e (60), resulta:

$$N_l = \frac{n}{30\tau} \frac{PCI}{l_o} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \rho_k \quad (62)$$

A análise desta expressão permite estabelecer quais são as condições para máxima utilização do combustível introduzido comparando diferentes motores.

O grau de aproveitamento de calor é determinado através do rendimento efetivo η_e e do consumo específico efetivo de combustível g_e . O trabalho efetivo referente a 1 kg de combustível é:

$$L_e = L_i - L_{p2} \quad (63)$$

$$\eta_e = \frac{L_e}{PCI} \quad (64)$$

de onde o rendimento efetivo é:

$$\frac{L_e}{L_i} = 1 - \frac{L_m}{L_i} = \eta_m \quad (65)$$

e

$$L_e = \eta_m L_p \quad (66)$$

então

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (67)$$

Para motores que funcionam com combustível líquido, introduzindo-se na equação (67) o valor de η_i da expressão (38) obtém-se:

$$\eta_e = \frac{\lambda l_o \eta_m p_i}{PCI \eta_V \rho_k} = \frac{l_o}{PCI} \frac{\lambda p_e}{\eta_V \rho_k} \quad (68)$$

O consumo específico efetivo de combustível pode ser determinado a partir do rendimento efetivo em kg/J:

$$g_e = \frac{1}{\eta_e PCI} \quad (69)$$

Substituindo o valor de η_e da expressão (68) obtém-se:

$$g_e = \frac{\rho_k \eta_V}{l_o \lambda p_e} \quad (70)$$

Se p_e for expresso em MPa e o consumo específico de combustível g_e em g/kW.h, a equação terá a seguinte forma:

$$g_e = 3600 \frac{\rho_k \eta_V}{\lambda l_o p_e} \quad (71)$$

Na TABELA 03 mostra-se dado estatístico dos valores máximos de η_p , η_e , g_i e g_c que se obtém nos motores, funcionando a 100 % de abertura da borboleta.

TABELA 3 - Magnitude de η_i , η_e , g_i e g_c que se obtém nos motores com regimes nominais. Fonte: JÓVAJ (1987)

Motores	η_i	η_e	g_i [g/kW.h]	g_c [g/kW.h]
carburados	0,28 - 0,39	0,25 - 0,33	245 - 300	300 - 325
Diesel rápido	0,42 - 0,48	0,35 - 0,40	175 - 205	217 - 238
a gás	0,28 - 0,33	0,23 - 0,28		

O procedimento para calcular os parâmetros fundamentais, foi o seguinte:

Momento de força M , em kg f.m:

$$M = F \cdot 0,716 \quad (72)$$

onde F é a força no dinamômetro em kg f.

Momento de força M , em Nm:

$$M = F \cdot 7,012 \quad (73)$$

N_e em CV:

$$N_e = \frac{F}{1000} n \quad (74)$$

N_e em kW:

$$N_e = \frac{F}{1000} (0,7386) n \quad (75)$$

Consumo horário de combustível G_c em g/seg:

$$G_c = \frac{\text{combustível consumido}[g]}{\text{tempo}[seg]} \quad (76)$$

Consumo horário de combustível G'_c em g/h:

$$G'_c = \frac{\text{combustível consumido}[g]}{\text{tempo}[h]} \quad (77)$$

Consumo de combustível por ciclo e por cilindro G_{pcc} em g:

$$G_{pcc} = \frac{1}{\frac{n}{60}} \cdot \frac{1}{2} = \frac{30}{n} G_c \quad (78)$$

onde $\frac{1}{\frac{n}{60}}$ é o tempo de um giro da árvore de manivelas por segundo.

Consumo específico efetivo de combustível g_e em g/kW h:

$$g_e = \frac{G'_c}{N_e} \quad (79)$$

onde a N_e é em kW.

Pressão média efetiva p_e em MPa:

$$p_e = \frac{N_e}{rpm} \cdot 48 \quad (80)$$

onde N_e é em kW.

Consumo de ar G_{ar} em m³/min:

$$G_{ar} = \frac{m_{ar}}{60} \quad (81)$$

onde m_{ar} é o consumo volumétrico de ar em m³/min, calculado pelas equações definidas para cada bocal (ver em equipamentos no item de consumo de ar).

Densidade do ar ρ_k em g/m³

$$\rho_k = \frac{P_{atm}}{R \cdot T} \quad (82)$$

onde P_{atm} é a pressão atmosférica em Pa, R a constante universal dos gases em m²/seg² K e a temperatura T em K.

Consumo de ar g_{m-ar} em g/seg:

$$g_{m-ar} = G_{ar} \rho_k \quad (83)$$

Consumo de ar por ciclo e por cilindro em g:

$$g_{m-ar} pcc = \frac{30}{rpm} g_{m-ar} \quad (84)$$

Consumo de ar por ciclo e por cilindro em litros:

$$G_{ar} pcc = \frac{30}{rpm} G_{ar} 1000 \quad (85)$$

Razão ar combustível A/C :

$$A/C = \frac{g_{m-ar} pcc}{G_c pcc} \quad (86)$$

Rendimento volumétrico η_v :

$$\eta_v = \frac{G_{ar} pcc}{V_h} \quad (87)$$

onde $V_h = 0,4995$ lt.

Ângulo de avanço ϕ_{ig} em graus de giro da árvore da manivelas:

$$\phi_{ig} = \frac{t_{men}}{t_{mai}} 720 \quad (88)$$

onde t_{men} é o tempo em seg^{-3} desde quando acontece a faísca até o PMS , t_{mai} o tempo em seg^{-3} de duas voltas da árvore de manivelas.

A potência indicada N_i é calculada pelo método de Morse. O consumo específico indicado de combustível g_i pela equação (26). p_m pela equação (44). O rendimento indicado η_i pela equação (28). O rendimento mecânico η_m pela equação (49). O rendimento efetivo η_e por a equação (68).

3.1.5 Revisão bibliográfica parte numérica

O desenvolvimento da CFD (Computational Fluid Dynamics) está intimamente ligado à rápida evolução dos computadores digitais após os anos 50. Antes disso, trabalhos numéricos eram realizados com o auxílio de calculadoras mecânicas primitivas, ou mais freqüentemente, à mão com o envolvimento de várias pessoas.

RICHARDSON (1910), apresentou para a Royal Society de Londres um trabalho de 50 páginas, que foi considerado o precursor da análise da CFD. Sheppard havia feito algumas pesquisas de base em operadores de diferenças finitas, mas foi a utilização destas por Richardson que permitiu um maior esclarecimento sobre o tema. Entre outras novidades, ele apresentou a solução numérica da equação de Laplace por um método iterativo tipo Jacobi e discutiu o correto tratamento das condições de contorno. E foi o primeiro que realmente aplicou estes métodos em alta escala na resolução de problemas práticos.

LIEPMAN (1918), resolveu a equação de Laplace utilizando o que hoje é conhecido como método de Gauss-Seidel. Ele mostrou como melhorar a taxa de convergência usando sempre valores “novos” logo após eles estarem disponíveis. Em cada ciclo de interações de Liebmann os erros mais persistentes eram reduzidos na mesma velocidade que em dois ciclos do processo de Richardson.

Em 1923 um rigoroso tratamento matemático foi dado na análise da convergência e dos erros de fronteira, obtidos pelas interações das equações elípticas lineares pelo método de Liepman, por Phillips e Wiener. Em 1928 o clássico trabalho de Courant, Friedrichs e Lewy foi publicado. Os autores inicialmente estavam interessados em usar as formulações das diferenças finitas como uma ferramenta puramente matemática, porém, anos depois, o trabalho deles se tornou um guia prático de soluções por meio de diferenças finitas.

A primeira solução numérica para equações diferenciais parciais para problemas de dinâmica de fluidos viscosos foi criada em 1933 por Thom. Ele calculou manualmente as linhas de corrente de um escoamento estacionário ao redor de um cilindro, utilizando diferenças finitas e um método iterativo. Um dos aspectos mais interessantes desse trabalho é que ele apresenta o conceito de refinamento localizado, ou

adaptativo, da malha de pontos discretos para melhorar a qualidade da solução numérica.

A versão mais sofisticada do que ainda era essencialmente o método de Liebmann foi apresentada por SHORTLEY & WELLER (1938). Eles foram os primeiros a identificar precisamente e analisar a taxa de convergência.

SOUTHWELL (1946), desenvolveu um método de relaxamento residual mais eficiente para resolver equações elípticas. Em 1948 uma variante mais sofisticada deste método foi criada por Fox (1948). Esta variante incluía regras para relaxamentos nos quais o resíduo não era exatamente igual a zero.

ALLEN & SOUTHWELL (1955), aplicaram o método de relaxamento residual de Southwell em uma calculadora de mão na resolução de um escoamento de um fluido viscoso e incompressível em cilindro. Este foi um trabalho inovador na área em muitos aspectos. Os autores utilizaram algumas técnicas novas, tais como transformar as condições de fronteiras que antes eram cilíndricas em retangulares entre outras. Porém o método de Southwell não era facilmente aplicável em computadores eletrônicos, o que tornava a sua velocidade de convergência igual a do método de Liebmann.

Os computadores eletrônicos motivaram o desenvolvimento de procedimentos de solução do tipo Liepman.

O desenvolvimento dos computadores eletrônicos possibilitou focalizar também os problemas de equações parabólicas, pois se tornou viável em soluções de problemas que levam em consideração o tempo. RICHTMYER (1957), em seu primeiro livro, deu uma grande contribuição para o desenvolvimento para soluções de problemas de dinâmica unidimensional dos fluidos. O primeiro método implícito para problemas multidimensionais foi publicado por CRANK & NICOLSON (1947). Este método, que é ainda bastante popular, requeria interações para cada instante de tempo.

Muitos dos trabalhos pioneiros em dinâmica dos fluidos computacional foram desenvolvidos em Los Alamos Scientific Laboratory. Foi lá que John Von Neumann, durante a Segunda Guerra Mundial, desenvolveu seu critério de estabilidade para equações de diferenças finitas parabólicas e apresentou seu método para análise de sistemas linearizados. Baseados nestas pesquisas O'BRIEN, HYMAN & KAPLAN

(1950), apresentaram seu importante trabalho que tratava do cálculo de equações de vórtices não lineares.

Em 1955, PEACEMAN e RACHFORD, e DOUGLAS & RACHFORD (1956), apresentaram métodos eficientes de resolver implicitamente equações parabólicas. Estes métodos ficaram conhecidos como ADI (“alternating-direction implicit”).

DUFORT & FRANKEL (1953), apresentaram um método para solução de equações parabólicas similar ao ADI, porém com a vantagem de ser totalmente explícito. Este método foi usado em 1963 por Fromm em seu conhecido método de solução numérica de vortex dependente do tempo. FROMM & HARLOW (1965), publicaram um artigo na *Scientific American* que serviu para excitar a curiosidade da comunidade científica americana sobre as potencialidades da CFD.

Todas as soluções dependentes do tempo haviam encontrado um limite de estabilidade computacional dependente do valor do número de Reynolds utilizado. THOMA & SZEWCZYK (1966), aparentemente acharam uma maneira de superar isto através de um cuidado com as condições de fronteira. CHENG (1968), deixou claro que ter clareza dos efeitos das condições de fronteira na solução numérica era fundamental.

O método direto de Fourier, não iterativo, para solução das equações elípticas de Poisson, já era conhecido havia algum tempo, mas não era utilizado na dinâmica dos fluidos. Isto, porém, mudou com HOCKNEY (1965), utilizando este método de uma maneira muito eficiente, e após este trabalho estes métodos diretos passaram a ser mais utilizados.

As equações Eulerianas são geralmente as mais utilizadas para problemas de bidimensionais, porém a acuracidade nas regiões de choques é problemática. A maneira mais comum de tratar este problema foi através de uma dissipação artificial, implícita ou explícita. VON NEUMANN & RICHMYER (1950), propuseram um esquema no qual a dissipação forçada é criada por um coeficiente de viscosidade que é proporcional ao quadrado do gradiente de velocidade. Devido a isto, LUDFORD & POLACHEK (1953), aplicaram uma grande variação de coeficientes de viscosidade nas equações Lagrangianas, porém por este método utilizam-se valores irreais destes coeficientes.

Além da utilização explícita destes coeficientes, temos também a utilização implícita destes. Estes métodos foram desenvolvidos em 1954 por Evans e Harlow. Outros métodos foram desenvolvidos para este mesmo caso. LAX WENDROFF (1960), publicou seu método e em 1963 RICHTMYER utilizou uma versão deste método em duas etapas.

MADER (1964), modificou a técnica PIC (Particle-in-Cell) e a EIC (explosive-in-cell), utilizando um número finito de partículas computacionais. Através destes avanços foi possível a delimitação da interface dos fluidos HARLOW & WELCH (1965) e DALY (1967).

Uma grande área em métodos para ondas de choque foi aberta BORIS (1971), com o conceito de limites não lineares. Um outro método relacionado e de grande sucesso foi o MUSCL algoritmo de VAN LEER (1974), e o esquema TVD criado HARTEN (1983). No cálculo transônico, a introdução da diferenciação dependente de tipo por MURMAN e COLE em 1971 foi uma quebra de paradigmas nesta difícil área.

Para a solução de escoamentos, a introdução de muitas fórmulas alternativas começou com a forma parabólica das equações de Navier Stokes RUDMAN & RUBIN (1968), seguida de muitas outras. Um ganho radical de eficiência ocorreu com uma mudança de filosofia dos métodos de iteração por BRANDT (1977).

A era moderna de modelagem de turbulência começou com HARLOW & NAKAYAMA (1968), e ficou conhecido depois como κ - ϵ model.

Muitos excelentes livros foram escritos tratando das mais variadas áreas abrangidas pela dinâmica dos fluidos computadorizada, pode-se citar como exemplo RICHTMYER (1957) e MORTON (1967), que tratam da parte mais matemática dos métodos, PEYRET & VIVIAND (1975), tratando da parte espectral e pseudo-espectral dos métodos. PEACEMAN (1980), deu uma excelente introdução ao escoamento simulado de óleo. TANNEHILL *et al* (1997), apresentou uma tentativa de em um único livro abranger-se toda esta extensa área que a cada dia não para de aumentar. Neste livro ele incluiu desde os métodos clássicos até os métodos para Navier Stocks parabolizada, e além disto mais 50 páginas de sólida introdução à modelagem de sistemas turbulentos.

Os métodos descritos anteriormente não são os únicos que resolvem escoamentos incompressíveis, mas grande parte das técnicas encontradas na literatura moderna deriva de algum deles. Hoje, eles são acoplados a diferentes modelos de turbulência e de discretizações com diferenças finitas, volumes e elementos finitos, em malhas uniformes ou não. Técnicas de computação paralela e “*multigrid*” reduzem substancialmente o tempo de cálculo destes métodos, tornando possível a obtenção de soluções para problemas complexos em tempos aceitáveis.

3.2 Instrumentação

3.2.1 Análise de incerteza

Sobre a análise da incerteza, pode-se consultar uma vasta bibliografia, seja especializada ou não. Muitos livros de mecânica dos fluidos, transferência de calor, têm um capítulo de análise da incerteza. Foi de grande aplicação o trabalho apresentado por MOFFAT (1988) sobre o cálculo e análise da incerteza nos resultados experimentais.

Segundo MOFFAT (1988), considerando uma variável x_i com sua correspondente incerteza δx_i , a forma de representar esta variável e a incerteza é:

$$x_i = x_i(\text{medida}) \pm \delta x_i \quad (20:1) \quad (89)$$

A partir desta equação pode-se interpretar o seguinte:

A melhor estimativa de x_i é $x_i(\text{medido})$

Existe uma incerteza em x_i que pode ser tão grande quanto δx_i

As diferenças de x_i com relação a incerteza $\pm \delta x_i$ são tão grande quanto 20 para 1.

O valor de $x_i(\text{medido})$ representa uma observação para um experimento de amostra simples (só uma medição) ou a média de um conjunto de observações n de um experimento de amostra múltipla (n medições).

O valor de δx_i representa 2σ para a análise de uma amostra simples onde σ é o desvio padrão de uma população de possíveis valores à qual a amostra simples x_i pertence. Para um experimento de amostra múltipla δx_i pode ter três significados. Ele pode representar:

$$tS_{(n)} / \sqrt{n} \quad (90)$$

como estimativa dos componentes dos erros, onde $S_{(n)}$ é o desvio padrão de um conjunto de n observações utilizados para calcular o valor médio $\bar{x}_i$ e t é o valor estatístico “ t de Student” apropriado para n medições e um nível de confiança desejado. Pode-se representar a tendência limite para os erros fixos (esta interpretação

implicitamente requer que a tendência limite seja estimada como as diferenças de 20:1). Finalmente, δx_i poderia representar U_{95} a incerteza total em x_i .

O valor t é um número sempre maior que 2,0; que permite o uso de $S_{(n)}$ no lugar de σ na estimativa da incerteza da média de um conjunto.

A representação de um resultado R , num experimento assumido para ser calculado a partir um conjunto de medições usando um programa de interpretação de dados (seja a mão ou por computador), é

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) \quad (91)$$

O objetivo é expressar a incerteza no resultado calculado com a mesma probabilidade com que foi usada na estimativa das incertezas nas medições. KLINE e McCLINTOCK apud MOFFAT (1988), demonstraram nos resultados computados, que podem ser estimados com boa acurácia usando a combinação das RSS dos efeitos de cada indivíduo de entrada e que a operação RSS preserva a mesma probabilidade.

Continua MOFFAT (1988), o efeito da incerteza em uma única medição sobre o resultado calculado pode ser:

$$\delta R_{x_i} = \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \quad (92)$$

A derivada parcial de R com respeito a x_i é o coeficiente de sensibilidade para o resultado de R com respeito à variável x_i .

Quando várias variáveis independentes são usadas na função R , todos os termos são combinados pelo método da raiz da soma dos quadrados RSS:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (93)$$

Esta é a equação básica da análise da incerteza. Cada termo representa a contribuição feita pela incerteza em cada variável δx_i na incerteza total do resultado δR . Cada termo tem a mesma forma: da derivada parcial de R com respeito a x_i multiplicado pelo intervalo de incerteza de cada variável. A incerteza estimada no resultado tem a mesma probabilidade de conter o valor verdadeiro do resultado como as incertezas das variáveis individuais têm de conter os valores verdadeiros.

A equação (93) aplica-se como a equação (89).

- 1.- Cada uma das variáveis são independentes
- 2.- Se são feitas repetidas observações de cada variável, poderia aplicar-se uma distribuição Gaussiana
- 3.- A incerteza em cada variável foi inicialmente expressa com a mesma probabilidade.

Um programa de interpretação de dados pode ser bastante simples, onde todas as derivadas parciais possam ser avaliadas analiticamente ou podem ser tão complexas que requerem diretamente uma análise por computador. O procedimento é o mesmo para os dois casos.

Em muitas situações a incerteza total em um resultado dado é dominada por poucos termos. Os termos na equação da incerteza que são menores que $1/3$ do maior termo, podem ser geralmente desprezados. Existem exceções, onde existem muitos termos do mesmo tamanho.

Quando R é calculado usando um programa de computação em grande escala, ou envolvendo operações que são de difícil diferenciação, as operações representadas pelas equações (75) e (76), são muito trabalhosas para serem feitas a mão. Em muitos casos não é prático fazer um programa computacional separado para a avaliação da incerteza.

Para estes experimentos complexos, o próprio programa de interpretação de dados pode ser usado para gerar a análise da incerteza, perturbando seqüencialmente os valores de entrada e acumulando a contribuição da incerteza individualmente.

Esta análise de incerteza executada diretamente por computador pode ser efetuada pela perturbação seqüencial de entrada, de acordo com o seguinte procedimento:

- 1.- Calcular o resultado R para os dados registrados. Identificar este valor como R_o
- 2.- Para $i=1$ até N , onde N é o número de variáveis em R : incrementar o valor da i th variável x_i com o intervalo de incerteza δx_i e calcular o resultado R_{it} , usando o valor aumentado da i th variável com o valor registrado (nominal) das restantes variáveis. Calcular a diferença $R_{it} - R_o$ e armazenar este como C_{it} , que é a contribuição da incerteza para R causada pela i th variável, assumindo um desvio positivo.

Se o resultado R segue uma função não linear de x_i tendo em consideração o tamanho de seu intervalo de incerteza, então calcula-se C_i usando $R_i - R_o$. Então será calculado o valor:

$$C_i = \frac{|C_{i+}| + |C_{i-}|}{2} \quad (94)$$

3.- A incerteza no resultado será a raiz da soma dos quadrados de C_i .

A principal vantagem deste método é que o mesmo programa de interpretação de dados é utilizado na contribuição da incerteza. Porém, a cada momento o programa é modificado, e as modificações são automaticamente incorporadas no cálculo das incertezas.

Segundo JORGE (1995), em muitos experimentos podemos ter duas ou mais variáveis relacionadas entre si associadas às unidades experimentais. Em geral, o objetivo principal é determinar: se as variáveis estão relacionadas entre si, qual é a forma deste relacionamento e se uma variável de interesse pode ser prevista a partir das observações das outras variáveis.

Para uma regressão com um único preditor, onde uma regressão linear de uma variável y numa variável x é dada por:

$$y = ax + b$$

onde x é a variável independente (preditor, ou variável casual, ou variável “input”) e y é uma variável dependente ou variável resposta. Para um modelo estatístico:

$$y = ax + b + \varepsilon_i$$

$i = 1, 2, 3, \dots, n$ e onde,

1.- A variável aleatória y_i representa a resposta para o i -ésimo ponto experimental associado a um valor x_i da variável independente.

2.- As variáveis $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \dots, \varepsilon_n$ consideradas como variáveis aleatórias não observadas, representam componentes de erros desconhecidos. Supor que essas variáveis aleatórias ε_i são independentes e identicamente distribuídas com distribuição normal $N\{0, \sigma\}$.

3.- Os parâmetros a e b são desconhecidos.

A partir das suposições acima, temos que, $Y_i \sim N \{ax_i + b; \sigma\}$ isto é, Y_i tem distribuição normal com média na reta $ax_i + b$.

Supondo que o modelo de regressão linear $y = ax + b + \varepsilon_i$ seja correto. Para estimar os parâmetros de regressão a e b , utiliza-se o método dos mínimos quadrados. O princípio de mínimos quadrados considera estimar os parâmetros desconhecidos a e b pelos valores que minimizam a soma dos quadrados dos erros, dada por:

$$S = S(a, b) = \sum_{i=1}^n (y_i - ax_i - b)^2$$

A estimativa a e b que minimizam o valor de $S(a, b)$ são denominados estimativa de mínimos quadrados EMQ.

Derivando $S(a, b)$ em relação à a e b temos:

$$\frac{\partial S(a, b)}{\partial b} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - ax_i - b)$$

$$\frac{\partial S(a, b)}{\partial a} = -2 \sum_{i=1}^n x_i (y_i - ax_i - b)$$

De $\frac{\partial S(a, b)}{\partial b} = 0$ e $\frac{\partial S(a, b)}{\partial a} = 0$ encontramos $\hat{a}$ e $\hat{b}$ a partir das equações normais,

$$\hat{b}n + \hat{a} \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i$$

$$\hat{b} \sum_{i=1}^n x_i + \hat{a} \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i y_i$$

Portanto resolvendo-se as equações acima encontra-se a estimativa dos mínimos quadrados $\hat{a}$ e $\hat{b}$ dados por,

$$\hat{a} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

$$\hat{b} = \bar{y} - \bar{a}\bar{x}.$$

A reta ajustada por mínimos quadrados é dada por,

$$\hat{y} = \hat{a}x + \hat{b} \tag{95}$$

$\bar{x}$ e $\bar{y}$ são as medias amostrais dos dados x e y .

Considerando a notação básica das somas dos quadrados dos desvios das médias

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (96)$$

$$S_{yy} = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$$

e soma dos produtos cruzados dos desvios

$S_{xy} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})$, os EMQ podem ser rescritos por:

$$\hat{a} = \frac{S_{xy}}{S_{xx}}$$

$$\hat{b} = \bar{y} - \hat{a}\bar{x}$$

Os resíduos da regressão linear são definidos por

$$\hat{\varepsilon}_i = y_i - \hat{b} - \hat{a}x_i. \quad (97)$$

A soma de quadrados devidos ao erro ou soma de quadrados residual é definido por

$$SQR = \sum_{i=1}^n \hat{\varepsilon}_i^2 = S_{yy} - \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}} \quad (98)$$

Um estimador da variância σ^2 é dado por:

$$s^2 = \frac{SQR}{n-2} \quad (99)$$

Para um valor específico $x = x^*$, a resposta esperada é dada por $ax^* + b$.

Isto é estimado por $\hat{a}x^* + \hat{b}$ com uma incerteza padrão estimada

$$s \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x^* - \bar{x})^2}{S_{xx}}} \quad (100)$$

Finalmente, a resposta esperada para $ax^* + b$, com um intervalo de confiança $100(1-\alpha)\%$ é dada por

$$\hat{a}x^* + \hat{b} \pm t_{\alpha/2} s \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x^* - \bar{x})^2}{S_{xx}}} \quad (101)$$

onde t tem uma distribuição t de “Student” com $n-2$ graus de liberdade.

Um índice para avaliação do modelo de regressão linear é dado pela proporção de variabilidade explicada pela relação linear, isto é:

$$\frac{SQM}{S_{yy}} = \frac{\frac{S_{xy}^2}{S_{xx}}}{S_{yy}} = \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}S_{yy}}$$

Como o coeficiente de correlação amostral é dado por:

$$r = \frac{S_{xy}}{\sqrt{S_{xx}S_{yy}}},$$

A avaliação da relação linear é medida por:

$$r^2 = \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}S_{yy}} \quad (102)$$

que é o quadrado do coeficiente de correlação amostral r : (POWELL, 1993).

3.2.2 Filtro digital do sinal de pressão

O programa de análise, descrito no próximo item, utiliza filtros digitais tipo passa-baixa e passa-faixa. A idéia central dos filtros elaborados é retirar a faixa de frequências não desejadas. Por exemplo, para um filtro passa-baixa, remove-se as componentes de frequência acima da frequência de corte selecionada.

Para implementar esta idéia, calcula-se a Transformada de Fourier do sinal original e a multiplica por uma função janela (igual a zero para as frequências que se quer rejeitar e um para as outras). No resultado aplica-se a Transformada inversa de Fourier, obtendo-se um sinal semelhante ao original, cuja diferença está nas componentes frequenciais removidas, ou seja filtradas.

O exemplo gráfico abaixo ilustra o procedimento para um filtro tipo passa-baixa:

FIGURA 12: Exemplo gráfico ilustrativo do processo de filtragem utilizado.

A FIGURA 12a mostra o sinal original, no domínio temporal. Calcula-se sua Transformada de Fourier (por exemplo utilizando a FFT), cujo módulo, ou seja, o espectro de potência pode ser visto na FIGURA 12b.

Como o filtro deste exemplo é do tipo passa-baixa, as componentes frequenciais a serem removidas são aquelas acima da frequência de corte escolhida. Então, a função janela utilizada é igual a zero para frequências maiores que a frequência de corte, e um para as demais. Multiplicando esta pela Transformada de Fourier do sinal, obtém-se a sequência representada pela FIGURA 12c, que é idêntica à anterior (FIGURA 12b) para frequências abaixo da frequência de corte e zero para as demais. Então se aplica a Transformada Inversa de Fourier (IFFT) e obtém-se um sinal sem as componentes de alta frequência do sinal original, mas com componentes idênticas para frequências abaixo da frequência de corte. Gera-se assim um sinal filtrado, como mostra a FIGURA 12d, juntamente com o sinal original.

4-Montagem do aparato experimental, instrumentação e modelo matemático-simulação.

4.1 Descrição geral da bancada

Utilizou-se para a realização dos ensaios dinamométricos: um motor 1,998 litros, com taxa de compressão 12:1, quatro cilindros, injeção eletrônica de combustível mono-ponto, GM (1982), $b = 86$ mm, $S = 86$ mm e combustível álcool. A bancada foi montada de modo a permitir o armazenamento de todas as variáveis importantes de funcionamento do motor, tais como: torque, potência, consumo de ar do motor, consumo de combustível, rotações, carga (posição da borboleta), pressão atmosférica e nos coletores de admissão e exaustão, bem como no interior do cilindro 4. Temperaturas do óleo lubrificante, ar ambiente, bulbo seco, úmido, da mistura no coletor de admissão e dos gases no escape, FIGURA (12). Toda a instrumentação utilizada foi calibrada convenientemente e a análise de incerteza das medições está detalhada em SOTO et. al. (2003). O procedimento da realização dos ensaios adotou uma seqüência que permitiu o estudo de várias configurações e condições de operação do conjunto. Utilizou-se dois tipos distintos de coletores de admissão com diâmetros de 31 e 33 mm, combinados com três comandos de aberturas das válvulas com as características da TABELA (4).

TABELA 4. Abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape.

comando	Admissão		Escape	
	Abre aPMS	Fecha dPMI	Abre aPMI	Fecha dPMS
267	15°	72°	64°	28°
277	15°	82°	59°	40°
285	23°	79°	60°	13°

Para cada montagem verificou-se o comportamento do motor a 1500, 2000, 3000 e 4000 rpm, nos regimes de 30%, 50%, 70% e 100% de abertura da borboleta. Fazendo-se a somatória de todos os experimentos dos arranjos tem-se: $2 \times (4 \times 4 \times 3) + (4 \times 4) = 112$ ensaios. Essa estratégia permitiu construir uma avaliação bem completa do motor para as diversas configurações e em regimes de carga parcial e plena carga nas diversas rotações citadas.

FIGURA 12. Esquema da bancada de ensaio do motor, com detalhes de instalação de instrumentação.

4.1.1 Planejamento do experimento e equipamentos

Todo o procedimento experimental tomou como referência o planejamento feito no projeto seguindo a sequência mostrada na TABELA 5.

TABELA 5 – Descrição dos fatores e situação dos experimentos

FATOR	NÍVEL	
	Situação	Representação
Tempo de abertura da válvula	Comando 277	+1
	Comando 267	0
	Comando 285	-1
Diâmetro do coletor de admissão	31 m m	+1
	33 m m	0
Pressão de admissão	Sem sobre alimentação	+1
	Com sobre alimentação	-1

Os ensaios serão realizados para os seguintes valores de rotações:

1.-1500rpm

2.-2000rpm

3.-3000rpm

4.-4000rpm

Para os seguintes regimes de carga (% de abertura da borboleta):

1.-30 %

2.-50 %

3.-70 %

4.-100 %

Tomou-se esses valores como referência por se entender que os mesmos são representativos para demonstrarem a tendência do comportamento do motor, sob o efeito das modificações feitas, para os regimes de plena e cargas parciais.

A estratégia adotada, bem como, toda a seqüência na realização dos ensaios será detalhada a seguir.

Todo o ensaio experimental seguiu o arranjo proposto na TABELA 5. Foram utilizados três tipos diferentes de comando de válvulas. Uma vez adquiridos no mercado de reposição, os eixos comando passaram por uma bancada de medições, adequado aos equipamentos disponíveis no Laboratório de Metrologia da Escola.

O método consistiu na montagem do eixo comando em uma mesa contra-ponto, e afixado a ele, uma haste. Com um goniômetro verificou-se o ângulo entre a haste e a superfície da mesa contra-ponto. Com o auxílio de um relógio comparador, o eixo foi posto em posição de modo que o ressalto de acionamento da válvula tivesse o seu início de abertura. Nessa situação o ângulo entre a mesa e a haste solidária ao comando foi medido com o goniômetro. O conjunto foi então posto no ponto de saída do ressalto, novamente determinado pelo relógio comparador. Nessa nova situação foi novamente medido o ângulo entre a haste e a mesa contra-ponto, e desse modo foi determinado o ângulo de permanência do ressalto. De maneira análoga foram ainda determinados o cruzamento de válvulas e altura do levante de válvulas. Na FOTOGRAFIA 1, observa-se a montagem da bancada de medições, seguida da planilha de resultados e relatório dos mesmos. Com esses resultados em mãos, foi realizada a montagem dos eixos em sua estrutura de fixação no motor, para que não restassem dúvidas quanto a intercambiabilidade dos componentes e interferências do eixo com os demais componentes do motor.

FOTOGRAFIA 1: Montagem do eixo em mesa contra-ponto para medição de ressaltos

TABELA 6 – Valores medidos para os eixos comando

Resultados do Experimento de Medida				
Comando de válvulas - GM Família II 2.0 Álcool EFI - 277				
Cruzamento de válvulas				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Ângulo	55°40'	56°	55°20'	56°40'
Abertura das Válvulas				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Admissão	6,66	6,68	6,67	6,67
Escape	6,67	6,67	6,68	6,66
Ângulo de Permanência (Relativos ao Virabrequim)				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Admissão	270°10'	269°20'	270°20'	269°30'
Escape	269°50'	269°40'	269°30'	269°40'
Comando 267 "J"				
Cruzamento de válvulas				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Ângulo	47°45'	43°10'	40°	46°30'
Abertura das Válvulas				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Admissão	6,65	6,66	6,67	6,66
Escape	6,65	6,65	6,65	6,66
Ângulo de Permanência (Relativos ao Virabrequim)				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Admissão	270°50'	273°30'	275°50'	273°20'
Escape	272°20'	277°30'	274°10'	272°30'
Comando 285 "E"				
Cruzamento de válvulas				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Ângulo	39°40'	39°25'	33°20'	36°05'
Abertura das Válvulas				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Admissão	6,35	6,36	6,39	6,37
Escape	5,97	6,02	5,99	5,99
Ângulo de Permanência (Relativos ao Virabrequim)				
Cilindro	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Admissão	275°40'	276°30'	279°30'	273°

Escape	272°50'	276°40'	269°20'	260°30'
--------	---------	---------	---------	---------

Além dos comandos, foi também adquirido um coletor de admissão que permitiu uma montagem no bloco com uma pequena adaptação da furação do coletor permitindo sua fixação nos parafusos prisioneiros do bloco do motor. Os dois coletores usados apresentam formas geométricas bem distintas, o coletor nominal tem diâmetro de 33 mm e o chamado de menor com diâmetro de 31 mm. Uma foto dos dois coletores evidencia melhor a diferença entre eles.

FOTOGRAFIA 2 – Coletor de admissão S Ø 33 mm.

FOTOGRAFIA 3- Coletor de admissão menor L Ø 31 mm.

4.1.1.1 Procedimento

O procedimento adotado para a realização dos ensaios teve como início a montagem do motor com o coletor 33 mm e comando 277. Com essa configuração realizou-se todo o ensaio necessário para o levantamento das curvas características do motor. A seguir trocou-se somente o comando para 267, novamente fazendo-se nova bateria de ensaios. Depois se trocou novamente o comando para o 285, repetindo os ensaios. Desta forma, com o coletor 33 mm foram ensaiados os três comandos. O mesmo procedimento foi repetido depois da montagem do coletor dito menor (31 mm). A última configuração testada foi a montagem de uma turbina no motor com o coletor 33 mm e comando 277. Para cada ensaio realizado foi feita a coleta dos dados para 100, 70, 50 e 30% da abertura de borboleta, sendo que para cada posição de abertura tinha-se quatro pontos: 1500, 2000, 3000 e 4000 rpm. As variáveis medidas foram: temperaturas bulbo seco e úmido, no coletor de admissão e escape, ar próximo ao bocal, óleo do motor, água de refrigeração, pressão atmosférica, no coletor de admissão e escape, no interior do cilindro quatro e no bocal (consumo de ar), consumo de combustível, torque, e gases (CO , CO_2 , HC , NO_x e O_2).

Esclarece-se ainda, que para a realização dos ensaios quando o conjunto turbina foi instalado, fez-se uma regulagem para a pressão de sobre-alimentação baixa (0,3 bar), de maneira a permitir que o sistema de alimentação de combustível conseguisse suprir a nova demanda de combustível necessária para essa configuração. Para a realização do empobrecimento e enriquecimento da mistura nesse experimento fez-se uso de um emulador de EPROM, que permitia mudar, com o motor funcionando, a estratégia de ação do mapa de injeção de combustível e do ponto de ignição estabelecido pela central eletrônica do motor. Esse emulador foi conectado na EPROM da central que por sua vez foi conectado ao computador por uma conexão RS-232C. A seguir mostra-se a tela principal do programa que permite esse controle da EPROM e um gráfico típico fornecido por ele da estratégia do mapa de injeção parcial, por exemplo. As FIGURAS 13 e 14, mostram uma tela de exemplo do emulador da EPROM usado.

FIGURA 13 – Tela do programa que permite emular a central do motor.

FIGURA 14 – Gráfico típico da estratégia de comando da injeção parcial do motor estudado

4.1.1.2 Motor e dinamômetro

O motor testado foi totalmente desmontado e feito uma manutenção para verificação das condições de operação dos seus componentes internos uma vez que o mesmo encontrava-se no almoxarifado há 3 anos. Verificou-se a condição dos anéis, pistão, bielas, cabeçote, tuchos, válvulas, comando de válvulas e juntas. Segue algumas fotos dos componentes.

FOTOGRAFIA 4 - Cabeçote.

FOTOGRAFIA 5 Cabeçote montado.

Uma foto que dá uma idéia geral de toda a bancada incluindo o dinamômetro, sistema de arrefecimento, “plenum” (câmara de amortecimento para medição de ar, tambor com volume de 200 litros, cerca de 100 vezes a cilindrada do motor, conforme recomendado pela bibliografia, fotografia 9 no detalhe), FOTOGRAFIA 6.

FOTOGRAFIA 6 – Geral da bancada dinamométrica.

4.1.1.3 Equipamento de medição da pressão.

A título de ilustração a FOTOGRAFIA 7 mostra o tipo de instalação feita no motor para obtenção da medida de pressão. Após a observação da estrutura do motor, em especial as galerias para a circulação de água de arrefecimento, o cabeçote foi furado para possibilitar a medida da pressão no interior da câmara de combustão. A pressão foi tomada no quarto cilindro, para facilitar a instalação do sensor, no local mostrado em detalhe na FOTOGRAFIA 7.

FOTOGRAFIA 7 – Detalhe da instalação do sensor de pressão no cilindro.

O ajuste e calibração para obtenção desses dados seguiram o seguinte procedimento:

Calibração do conversor carga/voltagem

A calibração foi realizada utilizando-se um módulo próprio para este fim, também da marca AVL, o “Charge Calibrator” 3054-A01. O procedimento descrito abaixo foi fornecido pelo fabricante, no manual do respectivo equipamento.

O transdutor piezelétrico utilizado tem ótima linearidade, o que permite escrever:

$$Q = k \cdot P$$

onde, Q é a carga gerada pelo transdutor (em C), K é a constante do transdutor (em C/bar) e P é a pressão sentida pelo transdutor (em bar).

Exemplo:

Constante do transdutor $k = 11 \text{ pC/bar}$.

Pressão de calibração: $P = 20 \text{ bar}$.

Carga de calibração: $Q = k \cdot P = 220 \text{ pC}$.

A calibração foi realizada seguindo-se o seguinte algoritmo:

- 1.) Ajuste o controle do Charge Calibrator 3054-A01 para o número 220;
- 2.) Selecione a faixa (range) do Charge Calibrator 3054-A01 de acordo com a carga máxima, na coluna da direita. No caso, $Q_{\max} = 1000 \text{ pC}$, o que corresponde a $\text{range} = 10$;
- 3.) Ligue o amplificador e selecione-se o botão TIME CONST para GND;
- 4.) Conecte a saída do Charge Calibrator 3054-A01 na entrada do amplificador;
- 5.) Selecione o range para o obtido no passo 2 (no caso, $\text{range} = 10$);
- 6.) Selecione o botão TIME CONST para LONG;
- 7.) Conecte um osciloscópio na saída do amplificador e pressione o botão GND no amplificador;
- 8.) Ajuste o zero do osciloscópio e pressione o botão CAL no Charge Calibrator 3054-A01.
- 9.) Ajuste o potenciômetro de ganho do amplificador para obter um valor desejado amigável (geralmente um número inteiro) da altura do pulso retangular gerado, por exemplo, 5V.
- 10.) Então, o amplificador está calibrado, pois a pressão de calibração (20bar) corresponde agora a uma tensão de 5V. Assim, o ganho geral do conversor

carga/voltagem é:

$$G = \frac{5 \text{ V}}{20 \text{ bar}} = 0.25 \text{ V/bar}$$

O resultado para cada sensor depois de calibrados segundo esse procedimento foi:

$$\text{Sensor do cilindro } G = \frac{5 \text{ V}}{40 \text{ bar}} = 0.125 \text{ V/bar}$$

$$\text{Sensor do coletor de admissão e de escape } G = \frac{2.5 \text{ V}}{2.1 \text{ bar}} = 1.19 \text{ V/bar}$$

Apresenta-se a seguir a característica técnica destes sensores:

Coeficiente de sensibilidade à temperatura	$\pm 0,01\%/^{\circ}\text{C}$
Faixa de medição dinâmica	0...150 bar (2175psi)
Sensibilidade (nominal)	11 pC/bar
Resolução	0,004 bar
Capacitância	3,1 pF
Frequência natural	100 kHz
Amortecimento	0,35 (decremento logarítmico)
Sensibilidade à aceleração	0,002 bar/g (ac. gravitacional)
Linearidade	$< \pm 0,6\%$ do fundo de escala
Massa	14 g

A aquisição do sinal foi feita por uma placa da National Instruments modelo PCI – 6035E, com frequência de amostragem máxima de 200KS/s (Kilo Samples per Second - amostra por segundo). O programa de aquisição utilizado foi o LABVIEW. Esse programa foi confeccionado de modo a permitir adquirir cerca de 20 ciclos para uma posterior tratamento e obtenção de um ciclo médio. Esse ciclo médio foi calculado por um outro programa feito em ambiente MATLAB. Não foram necessários filtros analógicos anti-aliasing, devido à alta velocidade de amostragem da placa de aquisição (de até 20MHz), muito superior às frequências das componentes relevantes presentes no fenômeno (até 15kHz) e ruídos eletromagnéticos usuais.

Esses dois programas são mostrados nas FIGURAS 15,16,17 e 18.

FIGURA 15- Tela do programa LABVIEW para aquisição do sinal de pressão.

FIGURA 16 – Tela LABVIEW mostrando os sinais de pressão: cilindro e coletores e PMS.

FIGURA 17 – Mostra o diagrama LABVIEW do programa feito para a aquisição dos sinais.

```

clear;
clc;
close all;
b;
n=22;
inicial=259;
final=836;
delta=final-inicial;
medio=0;
for i=0:n-1,
    aux=inicial+i*delta;
    medio=medio+matriz(aux:aux+delta,1:3);
end
medio=medio/n;
plot(medio)
figure
plot(matriz(:,1:3))
save d:\usuario\jant\ensaiotese\turbo\testeturbo0110\turbo1004000ads.txt medio -ascii
  
```

FIGURA 18- Tela do programa MATLAB que calcula a média das pressões adquiridas.

4.1.1.4 Equipamento de medição de consumo de combustível

Para medir o consumo horário de combustível foi projetado e construído um dispositivo que mede o consumo de combustível em massa no tempo.

Na FIGURA 19, mostra-se o desenho geral do equipamento. As dimensões desse equipamento de medição de vazão mássica foram feitas de modo a não interferir no acesso visual da cabina de controles para os dinamômetros, conforme se pode constatar na FOTOGRAFIA 8.

FIGURA 19. Dispositivo para medir o consumo horário de combustível.

Foi construído o suporte do equipamento com uma tábua compensada de 600 x 1500 mm, e as outras duas para o suporte do “Erlenmeyer” superior. Uma de 170 x 170 mm, e outra de 600 x 400 mm, que seria o suporte da balança diferencial. Estes suportes foram fixados à tábua de 600 x 1500 mm com cola e parafusos.

Os “Erlenmeyer” foram trabalhados por um vidreiro para ser fechados em sua boca e fazer as duas conexões correspondentes como mostra a FIGURA 20. Este serviço foi feito na oficina do vidro do Instituto de Física em nosso Campus. O objetivo de fazer os depósitos fechados foi de poder colocar o equipamento medidor de combustível no interior da cabina de controle, a qual tem ar acondicionado e evitar assim contaminação do local com os vapores de combustível. O depósito de combustível que alimenta os componentes da FOTO 8 encontra-se fora deste local.

FIGURA 20.- Erlenmeyer original, e Erlenmeyer com a boca fechada e com as duas conexões.

Uma foto do equipamento completo é mostrada na FOTOGRAFIA 8.

FOTOGRAFIA 8. Equipamento medidor do consumo de combustível

4.1.1.4.1 Funcionamento do equipamento de medição consumo de combustível.

Preparação inicial do equipamento para as medições

Sem saída de combustível para o motor (motor desligado), com a válvula de esfera 3 aberta, a 1 e 2 fechada e abrindo a válvula de agulha, permitimos que Erlenmeyer superior se encha de combustível até o nível desejado, já que abrindo a válvula de agulha igualamos a pressão no interior do Erlenmeyer a pressão atmosférica. O controle desse nível desejado consegue-se fechando esta válvula de agulha (ex. aproximadamente 1100 ml). A seguir, fecha-se a válvula 3, abre-se a válvula de esfera 2 e 1, e o combustível do Erlenmeyer superior começa a passar para o Erlenmeyer da balança, até um nível desejado fechando a válvula 1 (ex. aproximadamente 1000 ml). Com esse procedimento conseguimos simplesmente a transferência de 1000 ml do Erlenmeyer superior para Erlenmeyer da balança. A partir deste momento a válvula de esfera 2 e 3 podem ser abertas para alimentar o motor de combustível e os níveis de combustível de ambos Erlenmeyer se manterão invariáveis já que a pressão no interior dos Erlenmeyer é igual a pressão da coluna líquida do depósito. Com o enchimento do Erlenmeyer da balança, o prato onde ele está colocado desce até sua posição limite inferior, já que seu peso supera ao colocado no prato oposto.

Fase de medição de consumo de combustível

Com a válvula 2 aberta e a 1 fechada, o motor consome o combustível proveniente do tanque de combustível. Fechando a válvula 2 e abrindo a válvula 1, o motor passa a consumir o combustível do Erlenmeyer da balança, que vai diminuindo seu peso. Nesse momento em que vai saindo combustível do Erlenmeyer da balança, vai entrando combustível no Erlenmeyer superior. Essa diminuição de peso no Erlenmeyer da balança faz que a balança diferencial se movimente descendo o prato dos pesos, o operador então dispara um cronômetro. Nesse instante é colocado um peso no prato do

Erlenmeyer da balança (ex. 60 g), isto faz que este prato ocupe sua posição inicial, como é lógico o ponteiro passa subindo uma vez mais pela referência da balança.. Como o motor continua consumindo combustível, continua diminuindo o peso e o processo se repete no movimento da balança. É com esse movimento que o operador finalmente pára o cronômetro

Restabelecimento do equipamento para a próxima medição

Uma vez obtido o tempo de consumo dos 60 g de combustível, abre-se a válvula 2 e o combustível começa a entrar no erlenmeyer da balança e a sair do erlenmeyer superior, até conseguir o nível desejado fechando a válvula 1, passando o prato do erlenmeyer da balança para seu topo inferior. Este processo poderia ser interpretado como sendo a transferência do combustível do erlenmeyer superior para o inferior.

Análises da incerteza na medição do consumo de combustível

É muito comum quando se mede o consumo de combustível em função do volume, estimar um valor aproximado da densidade do combustível para obter a massa. Com a utilização deste medidor de consumo de combustível, foi possível eliminar a incerteza sistemática teórica, a qual é uma estimativa do erro teórico que resulta do uso de fórmulas teóricas aproximadas ou uso de valores aproximados para eventuais constantes físicas que sejam utilizadas.

A incerteza sistemática ambiental, como estimativa do erro devido ao efeito do ambiente sobre a medição é reduzido, já que o equipamento está na cabine de controle onde alguns fatores ambientais podem ser controlados e outros reduzidos como as vibrações causadas pelo funcionamento do motor.

A incerteza sistemática instrumental, como estimativa do erro que resulta da calibração dos instrumentos de medição, se reduz ao único instrumento de medição utilizado; o cronômetro.

Para fazer um cálculo da incerteza tipo A (S_A), que é a incerteza avaliada por métodos estatísticos e a incerteza tipo B (S_B), que é a incerteza avaliada por qualquer outro método, que não seja método estatístico, foram feitos vários ensaios demonstrativos:

Ensaio 1. Medir o tempo de consumo de 100 gramas sem ligar o equipamento ao motor, isto é, saída livre do líquido por gravidade. Colocou-se na saída do equipamento uma mangueira de 0,80 m e no outro extremo uma válvula para regular a descarga. Utilizou-se água, os resultados são mostrados na TABELA 7.

TABELA 7. Leituras do tempo para 10 medições seguidas.

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x (s)	7.79	7.79	7.81	7.80	7.81	7.83	7.81	7.83	7.83	7.83

O valor médio dos 10 resultados t_i é

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} = 7,813 \text{ s}$$

e para o desvio padrão do conjunto de resultados (variância)

$$S_{(n)}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = 0,000268 \text{ s}^2,$$

o desvio padrão foi:

$$S_{(n)} = \sqrt{0,000268} = 0,01637 \text{ s}$$

A melhor estimativa para o desvio padrão do valor médio foi:

$$S_m = \frac{S_{(n)}}{\sqrt{n}} = 0,005175 \text{ s}.$$

Para um intervalo de confiança 95 %, temos:

$$S_A = t S_{(n)} / \sqrt{n} = 2,228 S_{(n)} / \sqrt{n} = 0,0115299 \text{ s}$$

Utilizou-se um bom cronômetro digital que indica minutos, segundos e centésimos, onde não é conhecido o erro de calibração do cronômetro utilizado, valor que é dado pelo fabricante. Segundo VOULO (1999), para um bom cronômetro deste tipo, a menor leitura (0,01) pode ser considerada como limite de erro de calibração, para tempos curtos, da ordem de minutos. É esclarecido que um bom cronômetro pode ser considerado uma exceção à regra para instrumentos digitais, que geralmente têm erros de calibração maiores que a menor leitura. Porém, o limite de erro de calibração é $L_c = 0,01\text{s}$.

Atribuindo ao limite de erro de calibração L_c , um nível de confiança $\sim 95\%$, pode ser calculada a incerteza de calibração usando a equação:

$$S_c = \frac{L_c}{2} = 0,005\text{ s}$$

sendo $S_c = S_B$.

A incerteza total deve ser obtida a partir da raiz da soma dos quadrados das incertezas tipo A e B, correspondentes às incertezas estatísticas e sistemáticas, isto é:

$$S = \sqrt{S_A^2 + S_B^2} = 0,013\text{ s}.$$

O resultado final pode ser escrito como

$$\bar{x} = (7,813 \pm 0,013)\text{s} \quad \text{ou} \quad \bar{t} = (7,81 \pm 0,01)\text{s}$$

Ensaio 2. Medir o tempo repetitivo de consumo de 100 gramas de combustível, ligando o equipamento a um motor GM, a álcool, 4 cilindros, 1,998 l de cilindrada total e 12:1 de taxa de compressão. Esta prova foi feita a 100 % de abertura da borboleta. Mostra-se na TABELA 8 alguns parâmetros apresentados pelo motor neste ensaio de medição de consumo.

TABELA 8.- Valores de alguns parâmetros do motor no ensaio de medição consumo.

rpm	Força dinamômetro (kgf)	Torque (Nm)	Potência (KW)	Consumo. Específico. efetivo (g/kW.h)
4000	21,90	153,57	64,7	496

Mostram-se abaixo dez medições para um consumo de 100 g de combustível. Estas provas apresentaram medidas de tempo conforme a TABELA 9.

TABELA 9. Leituras do tempo para 10 medições seguidas.

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t (s)	11,20	11,22	11,21	11,23	11,21	11,24	11,20	11,24	11,23	11,25

O valor médio dos 10 resultados t_i foi

$$\bar{t} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n} = 11,223 \text{ s}$$

e para o desvio padrão do conjunto de resultados (variância)

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2 = 0,000312 \text{ s}^2,$$

o desvio padrão foi

$$\sigma = \sqrt{0,000268} = 0,01767 \text{ s}$$

A melhor estimativa para o desvio padrão do valor médio foi

$$\sigma_m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 0,005588 \text{ s}.$$

Como se usou o mesmo cronômetro, a incerteza de calibração é a mesma, resultando uma incerteza padrão σ_p :

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2} = 0,0075 \text{ s}.$$

O resultado final pode ser escrito como

$$\bar{t} = (11,223 \pm 0,0075) \text{ s} \quad \text{ou} \quad \bar{t} = (11,22 \pm 0,01) \text{ s}.$$

O critério seguido para arredondamento de números foi pelas regras apresentadas por VOULO (1999).

Finalmente pode-se concluir que a incerteza da medição para o consumo de combustível do motor foi de 0,01 segundos.

Com o objetivo de testar, acertar, e regular todos os procedimentos e equipamentos que foram utilizados na realização da medição, foram feitos muitos ensaios desses tipos. Nesse item foram apresentados somente dois ensaios (1 e 2), que serviram de exemplo para o cálculo de incerteza.

4.1.1.5 Equipamento de medição de consumo de ar.

A medição de consumo de ar em motores de combustão interna com exatidão apresenta dois problemas a resolver: a resistência ao fluxo de ar causado pelo equipamento de medição diminuindo o rendimento volumétrico e as pulsações de pressão características na aspiração dos motores alternativos.

Para resolver o primeiro problema foram construídos dois bocais da série TECNER TG, ISO 5167-1980. Estes bocais abertos são instrumentos concebidos para a medição de consumo de ar e gases em condutos como em instalações abertas. São instrumentos estáveis. A leitura é baseada na depressão produzida pela aceleração do fluxo do fluido e não pelas perdas de cargas. Sua aplicação mais vantajosa é, portanto, em medições onde a perda de carga pode produzir perturbações ao funcionamento do sistema, como é o caso dos motores de combustão interna. O segundo problema foi solucionado com uma câmara de estabilização “plenum”, para eliminar as pulsações de pressão característica na aspiração dos motores alternativos.

A FIGURA 21 mostra o bocal aberto da serie TG, esta série é constituída por uma família de 10 bocais em uma faixa de 0,01 ate 300 m³/min de consumo de ar. Foi calculado o consumo mássico de ar do motor que será utilizado nesta pesquisa, numa faixa de 1000 a 5000 rpm pela equação a seguir:

$$m_{ar} = V_t \frac{n}{120} \eta_v \text{ [m}^3/\text{s]}$$

onde

$V_t = 0,001998 \text{ m}^3$, cilindrada total do motor.

η_v é o rendimento volumétrico, considerando um valor aproximado de 0,8.

n são as rotações do motor em rpm, tem-se um consumo mássico de ar de 0,80 a 4,49 m³/min.

Sendo assim, os bocais adequados escolhidos para a medição foram, os TG-40 e TG-45, com uma faixa de 0,6 a 5,0 m³/min e de 1,2 a 10,0 m³/min respectivamente. A TABELA 10 mostra as dimensões destes dois bocais.

FIGURA 21 - Desenho do bocal aberto TG para medida do consumo de ar

TABELA 10.- Dimensões dos dois bocais construídos.

	TG-40	TG-45
D [mm]	$37,19 \pm 0,1$	$52,65 \pm 0,1$
D ₁ [mm]	47,19	62,65
D ₂ [mm]	63,19	84,65
D ₃ [mm]	51,19	72,65
D ₄ [mm]	111,0	158,0
D ₅ [mm]	4,0	4,0
D ₆ [polegadas]	1/8	1/8
L [mm]	120,0	170,0
L ₁ [mm]	60,0	85,0
L ₂ [mm]	16,0	16,0
L ₃ [mm]	8,0	8,0
R [mm]	18,59	26,3
R ₁ [mm]	1,0	1,0
E [mm]	5,0	5,0
N	8	8
2A [mm]	4,0	5,0

Os bocais foram usinados com boa precisão. O interior do bocal foi polido com $0,4 \mu\text{m}$ de rugosidade média, para minimizar perdas de cargas. Este serviço foi feito na oficina de máquinas de nosso Núcleo de Engenharia Térmica & Fluidos (NET&F, EESC/USP) por técnico especializado. Foram construídos em alumínio.

Os bocais foram montados em chapas de alumínio circular de diâmetro externo de 390 mm como mostram as FOTOGRAFIAS 9 e 10. O objetivo de montar os bocais nessas chapas circulares foi de aproveitar a câmara de estabilização já existente em nosso laboratório. Essas chapas são de diferentes cores para uma rápida identificação dos bocais. Os bocais foram fixados nas chapas circulares com cola Araldite super rápida.

FOTOGRAFIA 9- Bocal TG-40 montado na câmara estabilizadora e vista do bocal TG-40

FOTOGRAFIA 10- Bocal TG-45.

4.1.1.6 Calibração do medidor de consumo de ar

Para calibrar os bocais foi construída a instalação que é mostrada na FIGURA 22. Sua calibração foi através de placas de orifícios. Para isso, foram construídas 4 placas de orifício, e um flange de suporte para essas placas. As pressões foram medidas com manômetros de tubos em "U" vertical e inclinado, o manômetro de tubo em "U" vertical foi construído e com ele mediou-se as pressões na placa de orifício e no tubo PVC. Para medir a pressão no bocal utilizou-se um manômetro de tubo inclinado também construído.

FIGURA 22 Sistema de calibração do bocal de medida de consumo de ar

Os suportes do tubo PVC 110 foram construídos com tubos de aço de diferentes diâmetros, para permitir introduzir um dentro do outro para regular a altura deste suportes. Para fixar essa altura utilizou-se um parafuso com uma porca soldada no tubo exterior. Uma chapa de aço de 30 x 70 mm foi soldada na base de cada tubo que foi fixada no piso com dois parafusos. Na outra extremidade colocou-se um arco com raio 55 mm para suportar o tubo de PVC. Foi necessária a construção destes suportes, para conseguir um correto e fácil nivelamento do tubo PVC montado no suporte das placas de orifícios, apesar de ser uma instalação provisória (apenas para calibrar os bocais). As FOTOGRAFIAS 11 e 12 mostram a montagem desta instalação.

FOTOGRAFIA 11 Vista da bancada de calibração dos bocais.

Fotografia feita em uma posição onde se ressalta o tubo PVC, as borboletas, o suporte da placa de orifício, os suportes do tubo PVC, etc.

FOTOGRAFIA 12 Vista da bancada de calibração dos bocais.

Fotografia feita em uma posição onde se ressalta o depósito amortecedor ligado ao ventilador.

Com manômetros de tubos em "U" vertical mediou-se a diferença de pressão na placa de orifício e a pressão no tubo PVC a montante da placa de orifício (1m). Este manômetro foi construído a partir do desenho da FIGURA 23.

FIGURA 23 - Manômetro de coluna vertical.

Para medir a pressão no bocal construiu-se um manômetro de tubo inclinado segundo o desenho da FIGURA 24.

FIGURA 24 - Manômetro de coluna inclinada.

Um tubo de vidro de 0,8 m de comprimento e diâmetro interior de 80 mm foi trabalhado por um vidreiro para ser fechado em seus extremos. Foram também feitas duas conexões conforme mostra a FIGURA 24 (depósito de água). Este serviço foi feito na oficina do vidro do Instituto de Física em nosso Campus. A régua de aço inox foi furada no centro de tal forma a permitir a regulagem do zero da escala coincidindo com o menisco do fluido manométrico. As cantoneiras de suporte de todo conjunto foram montadas de maneira a permitir o desejável ajuste horizontal e vertical do manômetro. Sem dúvida, este instrumento resultou de grande confiabilidade e fácil medição.

Os manômetros de tubo em "U" vertical e inclinado, o PC e o terminal de compensação de temperatura foram colocados na cabine de controle. O resto da instalação ficou na sala dos dinamômetros.

FOTOGRAFIA 13. Manômetro de coluna vertical e inclinado

As 4 placas de orifício foram construídas com diâmetros internos de 24, 32, 44 e 57 mm cada uma, para medir um fluxo aproximado de 0,6 até 10,0 m³/min. A FIGURA 25 mostra o desenho da placa de diâmetro do orifício de 54 mm. Estas placas foram construídas a partir de uma chapa de aço inox de espessura 6 mm, usinadas no torno e polidas para conseguir canto vivo no orifício. Este serviço foi feito na oficina de máquinas de nosso Núcleo de Engenharia Térmica & Fluidos (NET&F).

Figura 25. Desenho da placa de orifício 57 mm

Essas placas foram montadas num flange construído a partir de uma chapa de teflon de 30 mm de espessura segundo o desenho da FIGURA 26.

FIGURA 26. Flange das placas de orifício.

A FIGURA 27 mostra o desenho do flange montado no tubo de PVC e com a placa de orifício. A centralização da placa de orifício conseguiu-se com os 6 parafusos equidistantes, estes parafusos são M-6 e de comprimento 80 mm. Para evitar o vazamento entre a placa e o suporte, utilizou-se “orings” de seção transversal com diâmetro 5 mm, inserido em uma cavidade feita no flange de raio 5 mm com uma profundidade de 2,5 mm. O flange das placas foi fixado no tubo de PVC 110 através de adesivo plástico para tubo e conexões soldáveis de PVC rígido.

FIGURA 27.- Desenho representativo do flange montado no tubo de PVC e com a placa de orifício

A FOTOGRAFIA 14 mostra as 4 placas construídas e o flange montado no tubo de PVC.

FOTOGRAFIA 14 - As 4 placas de orifício construídas e o flange montado no tubo de PVC.

4.1.1.6.1 Procedimento para a calibração dos bocais e cálculo da incerteza.

Pode-se constatar na instalação para a calibração dos bocais, que todo o fluxo de ar que passa pelo bocal, passa também pela placa de orifício. A identificação dos vazamentos de ar na bancada foi feita usando-se espuma de detergente nas conexões, submetendo a bancada a uma pressão superior a pressão atmosférica. Com esse procedimento constatou-se vários pontos de vazamento que foram devidamente corrigidos.

Através da borboleta e variador de frequência conseguiu-se variar a vazão de ar no sistema. Mediu-se com o manômetro vertical de água, a diferença de pressão na placa de orifício ΔP_{po} , em mm de coluna de água (mmca). Para cada valor de ΔP_{po} existe um correspondente valor de pressão medido no bocal através do manômetro inclinado de água (P_{mmciq}).

Com estes valores de ΔP_{po} para cada ensaio, e os correspondentes valores de temperatura T_{ar} em °C e pressão estática P_{ar} em mmca medidos no tubo, (a um metro da placa de orifício), a temperatura ambiente T_{amb} em °C e a pressão atmosférica P_{amb} em mmHg, foram usados para calcular o fluxo de ar. Inicialmente utilizou-se o programa CALCDESC baseado nas normas FLUID METER da ASME, desenvolvido pelo Prof. Dr. Josmar Davilson Pagliuso para obter estes valores de vazão. Este programa, que tem sido de muita utilidade para nosso grupo de pesquisa, não faz o cálculo da incerteza. Seguindo o modelo proposto por MOFFAT (1988), onde para experimentos complexos, o próprio programa de interpretação de dados pode ser usado para gerar a análise da incerteza, avaliando sequencialmente os valores de entrada e acumulando a contribuição da incerteza individualmente.

Para aplicar esta metodologia, foi feito um programa em LABVIEW, onde participaram os doutorando José Antônio da Silva, Felipe Soto Pau e o mestrando Alex Gil Sanches que formam parte de nossa equipe de pesquisa. A seguir mostram-se as telas fundamentais deste programas onde será esclarecido o procedimento e o algoritmo utilizado para o cálculo do fluxo que passa pelo bocal (Descarga instantânea. (kg/h) e Vazão Instantânea. (m^3/min)).

FIGURA 28.- Tela de diagrama de cálculo de: correção da pressão manométrica em função da temperatura da cabine, densidade e viscosidade do ar.

Nesse estágio, FIGURA 28, corrige-se a pressão manométrica em função da temperatura da cabine, tendo como temperatura de referência 20 °C. Calcula-se a pressão atmosférica obtida em mmHg (leitura do barômetro) em função da temperatura da cabine, obtendo-se uma pressão atmosférica em Pa. Calcula-se a pressão absoluta, com essa pressão calcula-se a densidade do ar em função da temperatura do fluxo, e finalmente calcula-se a viscosidade do ar em função da temperatura do fluxo.

Com esses valores de entrada mostrados na FIGURA 30, calcula-se o número de Reynolds iterativamente até um erro pré-estabelecido de 0,00000001, com esse resultado calcula-se a vazão mássica (descarga instantânea kg/h) e a vazão instantânea em m³/min.

Segundo MOFFAT (1988) como foi visto no capítulo de revisão bibliográfica, a análise de incerteza executada diretamente por computador pode ser efetuada pela perturbação seqüencial da entrada, de acordo com o seguinte procedimento:

- 1.- Calcular o resultado R para os dados registrados. Identificar este valor como R_0 .
- 2.- Para $i=1$ até N , onde N é o número de variáveis em R : incrementar o valor da i th variável x_i com o intervalo de incerteza δx_i e calcular o resultado R_{i+} , usando o valor aumentado da i th variável com o valor registrado (nominal) das variáveis restantes. Calcular a diferença $R_{i+} - R_0$ e armazenar este como C_{i+} , que é a contribuição da incerteza para R causada pela variável i th, assumindo um desvio positivo.

Se o resultado R segue uma função não linear de x_i tendo em consideração o tamanho de seu intervalo de incerteza, então calculamos C_i usando $R_{i+} - R_0$. Então será calculado o valor:

$$C_i = \frac{|C_{i+}| + |C_{i-}|}{2}$$

- 3.- A incerteza no resultado será a raiz da soma dos quadrados de C_i .

A principal vantagem deste método é que o mesmo programa de interpretação de dados (Figura 27, 28 e 29), é utilizado na contribuição da incerteza. Porém, a cada momento o programa é modificado, e as modificações são automaticamente incorporadas no cálculo das incertezas.

Para aplicar esta metodologia procedeu-se da seguinte maneira:

FIGURA 31. Tela de diagrama de cálculo da vazão considerado como R_o .

Nessa tela, FIGURA 31, verifico-se a utilização das variáveis listadas para o cálculo das vazões obtidas pelo programa explicado anteriormente. Uma vez considerando agora a vazão como R_o , este seria um dos dados de entrada para calcular as correspondentes R_{i+} e R_{i-} como são mostra a seguir:

FIGURA 32 - Tela de diagrama de cálculo de C_T , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a temperatura da cabine ($0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Nessa tela, FIGURA 32, mostra-se o cálculo da temperatura da cabine avaliada pela incerteza do instrumento de medição ($0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$), calcula-se o valor de C_+ e C_- , efetua-se a média aritmética dos mesmos encontrando-se C_T .

FIGURA 33 - Tela de diagrama de cálculo de C_2 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a temperatura do fluxo.

Nessa tela, FIGURA 33, pode-se observar que o procedimento de cálculo do valor de C_2 é o mesmo feito para calcular C_p . A temperatura do fluxo no tubo foi medida com o termopar 1. A incerteza para este termopar é dada pela equação:

$$\pm (2,228)0,59 \sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$$

Como será visto no item referente a equipamento para medir temperaturas. Esta equação foi implementada pelo programa da seguinte maneira:

FIGURA 34 - Tela de diagrama de cálculo da incerteza do termopar 1 para o calculo de C_2 .

Da mesma forma que foi calculado C_1 e C_2 , calculo-se C_3 utilizando-se a incerteza do instrumento de medição da diferença de pressão medida na placa de orifício. Este instrumento foi uma régua com divisão mínima de 1 mm. Segundo VOULO (1999), pode-se admitir o limite de erro de calibração L_c como a menor divisão da régua, porém, sua incerteza sistemática pode ser considerada como $L_c/2$, neste caso a incerteza da régua seria 0,5 mm. Este foi um dos dados de entradas na tela da FIGURA 34.

FIGURA 35 - Tela de diagrama de cálculo C_d , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a diferença de pressão na placa de orifício.

O cálculo de C_d corresponde à incerteza do instrumento com que foi medida a pressão no bocal, este instrumento foi o manômetro vertical mostrado na FOTOGRAFIA 10. Sua régua tem uma incerteza de 0,5 mm. A FIGURA 35 mostra o procedimento para o cálculo de C_d .

FIGURA 36 - Tela de diagrama de cálculo de C_d , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a pressão no bocal.

A pressão manométrica do local foi medida com um barômetro. A incerteza deste instrumento é de 0,5 mm de Hg. O cálculo de C_7 corresponde a esta incerteza como se mostra na FIGURA 36.

FIGURA 37 - Tela de diagrama de cálculo de C_7 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medida a pressão atmosférica da cabine.

Os diâmetros dos orifícios das placas e o diâmetro do tubo foram medidos com um paquímetro com nônio de 50 divisões, segundo VOULO (1999), a menor leitura explicitamente indicada é $1/50 \text{ mm} = 0,02 \text{ mm}$. O limite de erro de calibração pode ser admitido como a menor leitura ($L_e = 0,02 \text{ mm}$). Para um paquímetro comum, este limite de erro pode ser de pouca confiança, devido à dilatação térmica, deformações e folgas nas réguas. Neste caso, é difícil atribuir nível de confiança de 95 % ao limite de erro. É melhor admitir como incerteza o valor de L_e , isto é 0,02. As FIGURAS 38 e 39 mostram o cálculo de C_6 e C_7 da incerteza do paquímetro com que foram medidos os diâmetros dos orifícios das placas e o tubo.

FIGURAS 38 - Tela de diagrama de cálculo de C_6 , dado pela incerteza do instrumento com que foram medidos os diâmetros dos orifícios das placas.

FIGURAS 39 - Tela de diagrama de cálculo de C_7 , dado pela incerteza do instrumento com que foi medido o diâmetro do tubo.

Finalmente com os valores de C_i ($i = 1, \dots, 7$), calculou-se a raiz das soma dos quadrados de C_i que seria a incerteza sistemática da vazão como se mostra na FIGURA 40.

FIGURA 40 - Tela de diagrama de cálculo de incerteza dos resultados (raiz da soma dos quadrados de C_i)

Para cada valor de diferença de pressão medido no bocal, corresponde um valor de vazão e um valor de incerteza calculado pelo programa anteriormente explicado. Com estes valores, seguindo a metodologia de regressão linear dada na pesquisa bibliográfica, calculou-se as equações que servem para o cálculo do valor da vazão esperada (y), a partir do valor medido de diferença de pressão no bocal x^* , com sua respectiva incerteza para os dois bocais. A aplicação desta metodologia já foi feita e explicada detalhadamente no item 5.1 que obteve a equação que serviu para estimar a temperatura com sua respectiva incerteza para o termopar 1. Sendo assim, só apresentaremos na TABELA 11 as equações dos bocais para estimar a vazão e sua respectiva incerteza para um intervalo de confiança de 95 %.

TABELA 11. Equações que servem para estimar os valores de vazão $\hat{y}$ em m^3/min , a partir dos valores de diferença de pressão medidos x^* em mmca no Bocal

Bocal	$\hat{y} \left[\text{m}^3 / \text{min} \right]$
TG 40	$0,0072x^* + 0,9638 \pm (2,228)0,0526 \sqrt{0,037 + \frac{(x^* - 139,39)^2}{3876680,17}}$
TG 45	$0,0158x^* + 1,4306 \pm (2,228)0,1202 \sqrt{0,027 + \frac{(x^* - 119,29)^2}{798508,2}}$

4.1.1.7 Equipamento de medição de temperatura

Para o monitoramento das temperaturas foi utilizado um sistema de aquisição de dados composto por um microcomputador, uma placa AD-STRAWBERRY TREE 12 bit de 16 canais e um terminal de compensação T-21 STRAWBERRY TREE de 8 canais.

O sistema é uma ferramenta versátil, e de fácil utilização, que possui como característica principal a alta rejeição a ruídos. Utiliza um pacote computacional aplicativo WORKBENCH, que permite o tratamento do sinal medido através de diversas funções matemáticas. Além disso, o próprio sistema realiza eletronicamente a compensação da junção fria e a linearização do sinal.

Foram construídos 8 termopares tipo K (níquel - cromo) de um comprimento de 10 m cada um. A união dos termopares foi soldada sob gás inerte, néon, em um equipamento construído em nosso laboratório para este fim. As capas protetoras utilizadas para cada termopar são de diferentes cores para facilitar sua identificação.

Para a calibração dos termopares utilizou-se um banho termostático, FOTOGRAFIA 15. Trata-se de um equipamento cuja função é manter a temperatura de uma solução líquida uniforme e estável dentro de uma faixa desejada de temperatura. Para isso utiliza um sistema de aquecimento e um de resfriamento controlado por um circuito PID.

FOTOGRAFIA 15 - Banho termostático, terminal de compensação, microcomputador com placa de aquisição, termopares no processo de calibração.

Para obter uma temperatura de referência comprou-se um termômetro de bulbo de mercúrio, escala interna de 0 a 100 °C com mínima divisão de escala 0,2 °C e de capilar prismático azul para facilitar a leitura com certificado de calibração (incerteza = $\pm 0.05^\circ\text{C}$).

4.1.1.7.1 Calibração e cálculo da incerteza dos termopares.

A seguir explica-se detalhadamente o processo de calibração para o termopar 1. Para cada temperatura de referência foram medidos dez valores de temperatura, isto é, 12 amostras de $n = 10$ cada. Calculou-se a média e o desvio padrão para cada amostra como mostra a TABELA 12.

TABELA 12 - Amostras obtidas para a calibração do termopar 1 com os valores das média e desvio padrão

#. de amostr	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
T. refe. °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
1	0,03	9,72	19,36	29,04	38,15	48,54	60,22	69,64	79,7	90,05	95,48	100,48
2	0,05	9,64	19,41	28,97	38,73	48,42	59,95	69,68	79,69	89,89	95,26	100,43
3	0,02	9,71	19,53	28,97	38,69	48,42	59,97	69,69	79,73	89,85	95,42	100,35
4	0,01	9,65	19,4	29,09	38,71	48,39	59,9	69,74	79,69	90	95,29	100,29
5	0,06	9,71	19,41	29,06	38,72	48,45	59,95	69,73	79,68	89,91	95,29	100,35
6	0,01	9,61	19,48	29,03	38,83	48,42	59,91	69,8	79,75	89,89	95,35	100,45
7	0	9,74	19,39	29,04	38,7	48,47	59,99	69,73	79,7	89,97	95,45	100,29
8	0,04	9,67	19,38	29,04	38,75	48,37	59,89	69,79	79,83	89,99	95,27	100,31
9	0,09	9,60	19,41	29,12	38,66	48,4	59,82	69,79	79,66	89,88	95,32	100,36
10	0,04	9,59	19,43	28,97	38,69	48,34	60,03	69,66	79,67	89,93	95,35	100,36
valor médio	0,035	9,664	19,420	29,033	38,663	48,422	59,963	69,725	79,710	89,936	95,348	100,37
d. padrão	0,027	0,054	0,050	0,051	0,186	0,056	0,108	0,057	0,050	0,064	0,078	0,067

Com os valores médios ' x ' de temperatura de cada amostra e com as temperaturas de referência ' y ', foram calculados os estimativa dos mínimos quadrados $\hat{a}$ e $\hat{b}$, e construído um gráfico com a curva de tendência, como mostra a FIGURA 41.

FIGURA 41 - Valores de temperatura (°C) média medida & temperatura (°C) referência e linha de tendência e sua equação estimada por mínimos quadrados.

Significa então que $\hat{a} = 0,9923$ e $\hat{b} = 0,804$

Substituindo na equação (95) da pesquisa bibliográfica temos os valores de previsão

$$\hat{y} = 0,9923x + 0,804 .$$

O valor da soma dos quadrados do desvio da média de 'x' calculou-se pela equação (96).

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n (x_i - 53,36)^2 = 13053,20$$

Logo calculou-se os resíduos $\hat{\varepsilon}$ segundo a equação (97) da pesquisa bibliográfica. A TABELA 13 mostra estes valores para o termopar 1.

TABELA 13 - Temperatura média de cada amostra x, temperaturas de referência y e resíduos $\hat{\varepsilon}$ para o termopar 1

y	x	$\hat{\varepsilon}$
0	0,04	-0,84
10	9,66	-0,39
20	19,42	-0,07
30	29,03	0,39
40	38,66	0,83
50	48,42	1,15
60	59,96	-0,31
70	69,73	0,01
80	79,71	0,10
90	89,94	-0,05
95	95,35	-0,42
100	100,37	-0,40

Para obter a soma dos quadrados devido à incerteza, substitui-se os valores dos $\hat{\varepsilon}$ na equação (80)

$$SQR = \sum_{i=1}^n \hat{\varepsilon}_i^2 = 3.46$$

A estimativa da variância σ^2 é dada pela variância amostral, equação (99):

$$s^2 = \frac{SQR}{n-2} = 0.35.$$

Então o desvio padrão amostral é:

$$s = \sqrt{0.35} = 0.59$$

Para um valor específico $x = x^*$, a resposta esperada para $ax^* + b$, com um intervalo de confiança $100(1-\alpha)\%$ é dada por a equação (101)

$$\hat{y} = 0,9923x^* + 0,804 \pm t_{\alpha/2} 0.59 \sqrt{\frac{1}{12} + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$$

Para um intervalo de confiança 95 %, ($\alpha = 0,05$) temos:

$$\hat{y} = 0,9923x^* + 0,804 \pm (2,228)0.59 \sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$$

Para o caso que o valor x^* seja um valor médio de uma amostra, deve-se ter em conta as incertezas avaliadas por métodos estatísticos tipo A, equação (90). O termômetro com que foi medida a temperatura de referência tem uma incerteza sistemática (tipo B), dado pelo fabricante no certificado de calibração, incerteza de 0,05 °C.

Finalmente a incerteza total deve ser obtida pela raiz quadrada das somas dos quadrados de todas as incertezas:

$$S = \sqrt{(S_{MQ})^2 + (S_A)^2 + (S_c)^2}$$

A seguir, mostra-se um exemplo de previsão da temperatura a partir de valores de temperatura medidos com o termopar 1. Foram 10 amostras de 10 medições cada, na TABELA 14 mostra-se o valor médio dessas 10 medições (x^*) e seu correspondente desvio padrão S_A para um intervalo de confiança de 95 %.

TABELA 14 - Valores das incertezas para valor de x^* obtidos com o termopar 1.

valor médio 10 medições x^* °C	$0,9923x^* + 0,804$	$S_{MQ} =$ $\pm 1,31 \sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$	$S_A = \frac{tS_{(n)}}{\sqrt{n}}$	$\sqrt{(S_{MQ})^2 + (S_A)^2 + (S_c)^2}$
90,24	90,35	0,57	0,05	0,58
80,49	80,68	0,49	0,08	0,51
70,04	70,30	0,42	0,07	0,44
60,10	60,44	0,39	0,05	0,40
50,25	50,67	0,38	0,05	0,40
40,44	40,94	0,41	0,04	0,42
30,48	31,05	0,46	0,02	0,47
20,70	21,34	0,53	0,02	0,54
10,73	11,45	0,62	0,03	0,63
0,59	1,39	0,71	0,02	0,72

Não se levou em consideração a possível existência de incerteza sistemática (tipo B), do sistema de aquisição de dados composto por um microcomputador, a placa AD- STRAWBERRY TREE e o terminal de compensação T-21 STRAWBERRY TREE.

Em muitas situações a incerteza total em um resultado dado, é dominada por poucos termos. Pode-se observar como os valores de S_A e S_c não influenciam muito sobre o valor da incerteza total, conforme Tabela 14. Esses valores são bem menores que a incerteza padrão estimada pela aplicação dos mínimos quadrados. MOFFAT (1988) afirma que, quando os termos na equação da incerteza forem menores que 1/3 do maior termo, podem ser geralmente desprezados.

Este fato aconteceu para os oitos termopares. E por isso, foi considerado para nosso trabalho nas medições de temperatura, só o valor da incerteza padrão estimada da aplicação dos mínimos quadrados. Na TABELA 15, mostra-se as equações que servem de estimativa para o cálculo do valor da temperatura a partir do valor medido x^* , e sua respectiva incerteza para os 8 termopares.

TABELA 15.- Valores de S_{xx} , s , r^2 e as equações que servem de estimativa para o cálculo do valor da temperatura a partir do valor medido x^* com sua respectiva incerteza para um intervalo de confiança 95 %, para os 8 termopares

Termopar r	S_{xx}	S	r^2	$\hat{y}$
1	13053,20	0,59	0,9997	$0,9923x^* + 0,804 \pm (2,228)0,59\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13053,20}}$
2	13079,51 1	0,61	0,9997	$0,9913x^* + 0,828 \pm (2,228)0,61\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,39)^2}{13059,51}}$
3	12996,19	0,60	0,9997	$0,9945x^* + 0,7451 \pm (2,228)0,60\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,30)^2}{12996,19}}$
4	13060,63	0,58	0,9997	$0,992x^* + 0,8261 \pm (2,228)0,58\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,35)^2}{13060,63}}$
5	13002,52	0,61	0,9997	$0,9942x^* + 0,7508 \pm (2,228)0,61\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,31)^2}{13002,51}}$
6	13130,06	0,96	0,9993	$0,9892x^* + 1,196 \pm (2,228)0,96\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,13)^2}{13130,06}}$
7	12993,64	0,61	0,9997	$0,9946x^* + 0,8491 \pm (2,228)0,61\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,19)^2}{12993,64}}$
8	13086,52	0,62	0,9997	$0,991x^* + 0,8731 \pm (2,228)0,62\sqrt{0,083 + \frac{(x^* - 53,36)^2}{13086,52}}$

A proporção de variabilidade explicada pelo modelo de regressão linear é dada por r^2 , equação (84), isto é, 99 % para os 8 termopares, o que indica que o modelo de regressão linear é adequado para os dados.

4.1.1.6 Equipamento de identificação do PMS – disco AVL

Com objetivo de medir os ângulos de giro do virabrequim e o ângulo do PMS para referenciar os valores de pressão do interior do cilindro 4, foi montado no volante do motor o disco do equipamento AVL–Gras-Austria que possibilita medida angular de cada 10° e o PMS, conjuntamente com o disco foram montados no motor os sensores com seu correspondente suporte. Utilizou-se uma placa de aquisição de dados de oito canais, com conversores A/D, 16 bits, 200ks/s (Kilo Samples per second). Com essa placa foi possível adquirir os valores de pressão conjuntamente, entre eles, pulso a cada 10° de giro do virabrequim e pulso para o PMS, (estes dados pelo disco AVL).

Para montar o disco AVL, foi necessário fazer uma peça que fixa o disco AVL ao volante do motor. A FIGURA 41 mostra o disco AVL, montado no volante.

FIGURA 42. Disco AVL, montado no volante do motor.

4.1.1.9 Montagem dos sensores de pressão nos coletores admissão e exaustão

A medida da pressão obtida nos coletores de admissão e escapamento foi feita por um transdutor de pressão piezelétrico que gera uma carga elétrica em pC, esse valor alimenta um conversor carga /voltagem e amplificador da marca AVL, modelo 3059C-A011, que permite transformá-lo em uma voltagem configurável. Da mesma forma como o sinal da pressão no interior do cilindro foi adquirido, também esses o foram. Esses sensores foram instalados na ramificação de admissão e exaustão do cilindro1 do motor. As FOTOGRAFIAS 16 e 17 dão uma visão da instalação dos mesmos.

Foto 16 - Tomada pressão admissão

Foto 17 - Tomada de pressão escape.

4.1.1.1 Medição dos gases de exaustão

A literatura apresenta dois métodos para medição de gases de exaustão. O método FID (Flame Ionization Detector). Os hidrocarbonetos presentes na amostra de medição são queimados por uma chama numa pequena câmara com ar e hidrogênio, produzindo íons em quantidade proporcional ao número de átomos de carbonos queimados. O método FID é efetivamente um contador de átomos de carbonos. Outro método de medição é o NDIR (Nondispersive Infrared), onde a absorção do infravermelho pelo hidrocarboneto é usada para determinar sua concentração. Segundo HEYWOOD (1988), as concentrações medidas de HC pelo método FID são cerca de duas vezes os valores medidos pelo NDIR (tomando a mesma base de carbono C_1), e uma quantidade substancial de oxigênio nos gases de exaustão afetam as mediadas no método FID.

A medição dos gases na bancada usou o método NDIR, sendo feita por um equipamento com características específicas para medição de emissões da linha automotiva. Ele mede CO , CO_2 , HC, NO_x e O_2 com as seguintes especificações:

Gás	faixa de medição	resolução	acuracidade
CO	0 => 15 % V	0,01 %V	0,06 %V de CO
CO_2	0 => 20 % V	0,1 % V	0,5 % V de CO_2
O_2	0 => 25 % V	0,01 % V	0,1 % V de O_2
HC	0 => 20000 ppm	1 ppm	12 ppm de HC 32 ppm 0=>1000
NO_x	0 => 5000 ppm	1 ppm	60 ppm 1001=>2000 120ppm 2001=> 4000

A calibração e aferição do equipamento foram feitas pelo INMETRO com um certificado de N° 7017015-0, datado de 29/04/2002. Os gases antes de serem enviados para o medidor, passam por uma serpentina de resfriamento para diminuir a umidade deles, evitando a contaminação por água das células medidoras presentes no aparelho. As fotos a seguir podem dar uma melhor idéia desse esquema. Ao início de cada medição tomava-se o cuidado de “lavar” toda a mangueira com ar visando tirar o

condensado da mesma resultante das seções de teste anteriores. Antes de cada seção de testes usou-se também para verificação das medidas, gás padrão adquirido da White Martins, onde pudemos aferir as medidas obtidas pelo equipamento. Vide FIGURA 43.

FOTOGRAFIA 18 - Esquema da coleta dos gases do motor para o analisador.

FIGURA 43 – Foto do aparelho usado para medição de emissões automotivas.

4.2 Tratamento dos dados obtidos

Os valores de pressão obtidos pelo sistema de aquisição foram feitos de modo a armazenar cerca de vinte ciclos, uma vez que a literatura especializada aborda a variação do funcionamento do motor de ciclo para ciclo. Então para se fazer a análise de um ciclo médio, criou-se um método para normalização desses valores em curvas médias, que utilizam as ferramentas computacionais Microsoft Word, Microsoft WordPad, Microsoft Excel e MATLAB. Através da diagramação desses valores utilizando o método criado, converte-se uma amostra de aproximadamente 100.000 pontos, que abrange uma série de aproximadamente 20 ciclos na câmara de combustão em uma curva média de apenas 1000 pontos, representando os 20 ciclos em apenas uma curva média. Além dessa facilidade, com essa implementação os dados tomam como referência agora o ângulo de rotação do virabrequim, e não mais a simples referência do ponto morto superior do pistão. O resultado da aplicação desse método pode ser melhor avaliado pela simples visualização das curvas antes e depois desse tratamento:

FIGURA 44 - Curva de pressão no cilindro para vários ciclos.

A curva em azul representa os valores de pressão em bar. A curva verde é o sinal de referência do ponto morto superior.

FIGURA 45 - Curva do ciclo médio representativo dos dados obtidos após o tratamento imposto pelo método desenvolvido.

Tratados dessa maneira, os dados adquiridos ganham confiabilidade e uma maior representatividade, uma vez que a pressão pode ser acompanhada tendo-se a referência do ângulo de girabrequim. Infelizmente não foi possível a implementação do método com auxílio de apenas uma ferramenta computacional, tornando-se necessário um tratamento adicional, preparando os dados para edição nos diferentes softwares, uma vez que os mesmos não trabalham com configurações compatíveis. Esse trabalho adicional representou um tempo despendido relativamente alto, considerando o número de curvas levantadas, uma vez que foram realizados aproximadamente 240 ensaios, com uma curva média para pressão no cilindro, coletor de admissão e escape por ciclo.

Todas as medidas foram registradas e armazenadas em planilha do Excel, que permite a execução de cálculos dos valores obtidos e a confecção de gráficos. Com essas planilhas tem-se o histórico de todas as variáveis importantes que influenciam no comportamento e performance do motor. Elas permitem então fazer comparações de como foi a resposta do funcionamento do motor em função dos arranjos estudados nessa pesquisa. A melhor maneira que encontrou-se para avaliar esse comportamento

foi a confecção de gráficos que permitiu visualizar a influência de cada variável estrategicamente escolhida, para cada arranjo, no tocante ao desempenho do motor quanto às curvas características e suas correspondes emissões.

4.3 Simulação do escoamento na admissão

Foi também objeto desse trabalho uma proposta inicial de simulação do escoamento no sistema de admissão do motor. Verificou-se no item 3.1.2 os vários fatores que influenciam na eficiência volumétrica que por sua vez é fortemente influenciada pelo comportamento do escoamento na admissão. Os valores obtidos nos ensaios experimentais serviram para comparar com os da simulação. Por se tratar de um escoamento bastante complexo com características multidimensional, transiente, compressível, regiões de turbulência, intermitente e bifásico, foi usado um código computacional, denominado CFX-5.6 da AEA Technology.

Esse código resolve o conjunto das equações do escoamento baseado no princípio da conservação da massa, momentum e energia por métodos discretos que identificam a região de interesse, dividindo esse domínio em volumes através da criação de uma malha resolvendo para cada elemento dessa malha as equações fortemente não lineares de maneira acoplada com técnicas de elementos e volumes finitos. O usuário estabelece as condições iniciais e de contorno de como o escoamento está acontecendo sob a forma de entrada para o pacote, para o devido processamento. Com os dados obtidos, ele permite com o pós-processamento a visualização do campo de velocidades, pressão, temperatura, densidade nas regiões de interesse. Conhecendo melhor essas variáveis pode-se propor melhoramentos que podem resultar em alguma otimização da eficiência volumétrica do motor.

O domínio do escoamento foi gerado em uma ferramenta CAD e foi levado ao código para a geração da malha que permite a solução do problema.

Exemplos iniciais desse domínio, podem ser vistos nas FIGURAS 46 e 47, com os dois tipos de coletores simulados nas condições do ensaio experimental.

Com as primeiras rodadas do programa, tomou-se a decisão de utilizar como domínio somente a região dos coletores de admissão e um comprimento de 400 mm do tudo de adução que interliga o “plenum” aos coletores. Essa decisão foi tomada com objetivo de simplificar a malha diminuindo substancialmente seu tamanho

permitindo ganho no tempo de processamento da simulação, além de perceber que o escoamento a partir desse ponto já se tornara regularizado. Esse novo domínio pode ser identificado na figura 48 à direita.

Buscou-se um acerto das condições de melhor definição do domínio para obtenção de ajuste e refinamento da malha que permitiu uma solução segura e confiável do problema.

FIGURA 46 e 47 - Exemplos do domínio para o cálculo para montagem com coletor 31 e 33 mm

FIGURA 48 – Exemplo de uma malha feita para simulação.

A FIGURA 48 mostra um exemplo da malha que foi gerada para a simulação do problema estudado. À esquerda tem-se todo o conjunto na admissão, e à direita mostra-se em detalhe o coletor de admissão acoplado ao corpo da TBI, domínio efetivamente submetido à simulação.

Formulação

As equações resolvidas pelo código CFX, em sua forma conservativa são:

Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (103)$$

Equação de Quantidade de Movimento:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (104a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (104b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (104c)$$

Equação da Energia:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ - \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} \\ + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (105)$$

Com essas equações forma-se um sistema de cinco equações e seis variáveis (ρ , p , u , v , w , e). Como o escoamento adotado foi de ar assumiu-se a condição de gás perfeito (forças intermoleculares desprezíveis), permitindo usar mais uma equação:

$$p = \rho R T$$

onde R é a constante específica do gás. Isso fornece uma nova equação, mas também introduz mais uma variável desconhecida, T . A sétima equação usada para fechar o sistema foi a relação do estado termodinâmico.

$$e = e(T, p)$$

Com ela, pode-se usar para um gás perfeito (calor específico constante) a seguinte relação:

$$e = c_v T, \text{ onde } c_v \text{ é o calor específico a volume constante.}$$

A bibliografia aberta tem mostrado alguns artigos, TAKIZAWA *et al* (1982), BREHM & WHITELAW (1999), FUJIMOTO *et al* (1995), NEGUMO & HARA (1994), onde os autores resolveram o problema em questão fazendo simplificações bastante fortes (ex.: escoamento unidimensional, sem troca de calor, pressão constante no coletor, entre outras), chegando a resultados ditos satisfatórios.

A proposta feita foi tentar resolver o problema sob condições não tão simplificadas assumindo hipóteses mais representativas da realidade do fenômeno, porém satisfazendo o limite imposto pela complexidade do caso e do código computacional.

Dessa forma, as equações colocadas anteriormente em sua forma geral, foram resolvidas pelo pacote, sofrendo as simplificações já citadas

O problema foi resolvido para a simulação de um ciclo motor, nas seguintes condições gerais:

- Plena carga (100% abertura de borboleta), rotação 4000rpm.
- Vazão de ar admitida pelo motor 0,06 kg/s, nestas condições.
- Pressão de referência: 91710 Pa.
- Modelo de turbulência utilizado: k-ε, fluido newtoniano
- Escoamento compressível, monofásico, paredes adiabáticas.
- Tempo total do ciclo 0,03001 seg, com “time step” de 0,0012 seg.

Detalhes específicos das condições de simulação podem ser encontradas no arquivo de saída gerado pelo software no ANEXO B.

Para considerar o efeito de fechamento e abertura das válvulas na saídas das ramificações do coletor criou-se um equacionamento que seguiu a metodologia proposta por STEIDEL (1971). Este método permite a confecção de uma equação de função periódica para a abertura das válvulas em função do tempo, baseado na série de Fourier. Sabendo-se da abertura máxima das válvulas, portanto área máxima de 1416 mm², do período total de 720° graus (4π), no girabrequim e do tempo de permanência das válvulas abertas no ciclo 277° graus (1,54π), pode-se gerar a seguinte função geral.

$$A(\omega t) = \frac{1}{2} A_0 + A_1 \cos(\omega t) + A_2 \cos(2\omega t) + A_3 \cos(3\omega t) + B_1 \sin(\omega t) + B_2 \sin(2\omega t) + B_3 \sin(3\omega t)$$

onde:

$A(\omega t) \Rightarrow$ representa a função de abertura da válvula em função do tempo.

$\frac{1}{2} A_0, A_1, A_2, B_1, B_2, B_3 \Rightarrow$ as amplitudes para cada harmônico.

$\omega \Rightarrow$ representa a frequência fundamental.

$t \Rightarrow$ tempo.

Dividindo a onda em 10 intervalos, cada intervalo com $t_i = 0,0011541667$ seg, ou $0,0154 \pi$ rad, fazendo o valor médio da função $A(\omega t)$, obteve-se:

$$A_0 = \frac{2}{10} \sum_{i=1}^{10} A_i = 1416 \text{ mm}^2 \text{ e} \quad \frac{1}{2} A_0 = 708 \text{ mm}^2$$

Então a equação geral para obtenção dos coeficientes da função é:

$$A_n = \frac{2}{10} \sum_{i=1}^{10} A_i \cos \frac{2n\pi t_i}{\tau}$$

$$B_n = \frac{2}{10} \sum_{i=1}^{10} B_i \sin \frac{2n\pi t_i}{\tau}$$

Todos os coeficientes calculados para os três harmônicos estão no ANEXO B. Foi ainda desenvolvida uma função matemática (103), para “zerar” a equação quando o tempo de simulação estiver fora do tempo de permanência, “aberta”, de cada válvula. Esta função foi necessária para “ensinar” ao software o exato momento de abertura e fechamento de cada válvula no ciclo.

$$m = 0,25 \left[\left(\left(\frac{|t - t_1|}{t - t_1} \right) + 1 \right) + \left(\left(\frac{|t_2 - t|}{t_2 - t} \right) + 1 \right) \right] \quad (106)$$

onde, $t \Rightarrow$ tempo de corrida de simulação

$t_1 \Rightarrow$ tempo de abertura da válvula

$t_2 \Rightarrow$ tempo de fechamento da válvula

Quando: $t < t_1 \Rightarrow m = 0$; $t > t_2 \Rightarrow m = 0$; $t_1 < t < t_2 \Rightarrow m = 1$

Esta função matemática entra como um fator multiplicativo da equação $A(\omega t)$.

A FIGURA 49, mostra o comportamento no ciclo, de cada válvula, segundo a equação criada e ajustada.

FIGURA 49 – Gráfico da área de abertura e fechamento das válvulas no tempo.

Esta equação entra como uma condição de contorno quando é colocado o modelo de simulação para rodar no software CFX, sendo uma equação de comando para cada válvula com seus respectivos tempos de abertura e fechamento segundo medições feitas no comando de válvula do motor ensaiado. O arquivo de saída do pacote mostrado no ANEXO B contém a relação das equações descritas.

Os resultados obtidos na simulação feita, para 8 ciclos, atingiram valores satisfatórios e serão avaliados no capítulo 5 - Resultados e discussão no item 5.4 Resultados simulação.

5-Resultados e discussão

5.1 Curvas características, torque, potência, consumo específico.

A análise dos dados experimentais levará em conta todos os arranjos já comentados e será feita de maneira comparativa entre os valores obtidos em cada ensaio. Começa-se por analisar o comportamento da potência utilizando o coletor de 33 mm de diâmetro. Os resultados obtidos podem ser visualizados nas FIGURAS 49, 50, 51 e 52.

FIGURA 49 - Potência a 100% carga.

FIGURA 50 – Potência a 70% carga.

Percebe-se que a diferença apresentada entre os três tipos de comando foi pouca, com uma leve superioridade do comando 277 sobre os outros dois no regime de plena carga (100% de borboleta aberta), sendo maior a 4000 rpm em cerca de 5%. Já para o regime de 70% de carga os resultados foram muito próximos para praticamente todas as rotações, excetuando-se a 4000 rpm onde o comando 267 apresenta 3% de superioridade em relação aos demais.

FIGURA 51 –Potência 50% carga.

FIGURA 52 – Potência 30% carga.

Já a partir do regime de carga de 50% verifica-se a inferioridade do comando 277, ficando mais acentuada para o regime de 30% onde ele é inferior em todas as rotações. Uma análise geral do comportamento das curvas de potência obtidas demonstra o crescimento gradual da mesma com a rotação até atingir os seus valores maiores nas mais altas rotações, o que era de se esperar, conforme o que é apresentado na literatura especializada. Sabe-se que um maior cruzamento de válvulas de um comando possibilita o melhor rendimento nos regimes de alta, em compensação, nos regimes de baixa haverá uma perda e uma tendência ao aumento do consumo de combustível. Esse efeito pode-se verificar na análise dos gráficos anteriores com o comando 277. Para essa configuração o comando 277 apresentou-se como melhor para regimes de 100 e 70% de carga, sendo inferior ao comando 267 nos regimes de 50% e 30%. O comando 285 ocupou uma posição intermediária em todos os regimes.

Partindo agora para a análise do torque, também pôde-se constatar seu comportamento nas FIGURAS 53, 54, 55 e 56.

FIGURA 53 -Torque 100% carga.

FIGURA 54 -Torque 70% carga.

O comando 277 apresentou-se um pouco melhor em todas as rotações para 100% carga, e no regime de 70% foi inferior nas rotações acima de 3000 rpm. O comando 267 mostrou-se superior a partir de 3000 rpm no regime de 70%.

FIGURA 55 - Torque 50% carga.

FIGURA 56 -Torque 30% carga.

O comando 267 apresentou-se melhor tanto no regime de 50% como no de 30% em todas as rotações, sendo que com maior diferença no regime de 30%. O comando 277 teve o pior desempenho principalmente no regime de 30% e maiores rotações. O comportamento geral das curvas de torque também ficou dentro do esperado, observando que os valores de maior torque foram encontrados entre 2000 e 3000rpm para quase todos os regimes. O comando 285 manteve-se na posição intermediária.

Uma outra análise também a ser feita será a que se refere ao consumo específico mostrado pelos próximos gráficos.

FIGURA 57 – Consumo esp. 100% carga. FIGURA 58–Consumo esp. 70% carga.

O comando 277 apresentou um consumo específico ligeiramente menor que os outros dois comandos, tanto para 100% como para 50% de carga. Essa maior diferença acentuou-se para 70% de carga a 4000rpm, cerca de 9%.

FIGURA 59 – Consumo esp. 50% carga FIGURA 60– Consumo esp. 30% carga

O comando 285 apresentou o maior consumo específico em todas as rotações para 50% de carga e 30% até 2000 rpm. O comando 267 teve valores superiores no regime de 30% de carga na rotação de 4000 rpm. Na análise geral o

consumo ficou entre 400 e 500 g/kwh para os regimes de carga 100,70 e 50%, superando bem esses valores para o regime de 30% de carga principalmente para a rotação de 4000rpm.

Toda análise até aqui envolveu o coletor de diâmetro e comprimento maior, agora faz-se a análise das configurações que usaram o coletor de 31 mm de diâmetro. Os gráficos a seguir dão uma mostra dos resultados encontrados.

FIGURA 61 - Potência 100% carga

FIGURA 62 – Potência 70% carga.

FIGURA 63 - Potência 50% carga

FIGURA 64 – Potência 30% carga.

Uma análise comparativa das FIGURAS 61, 62, 63 e 64 mostra uma leve tendência de superioridade do comando 277 nas cargas de 100 e 70% em todas as rotações acentuando-se a 4000rpm. Já nos regimes de 50 e 30% o comando 267 assume essa tendência, principalmente no regime de 30% onde os outros dois comandos apresentaram instabilidade no funcionamento do motor, chegando a ponto do comando 285 só apresentar valores estáveis para 1500 rpm. Avaliando agora o comportamento para a potência entre a os coletores de 33 e 31 mm de diâmetro, pode-se verificar pelos

gráficos que com o coletor de 31 mm houve uma vantagem no ganho de potência de 5% para o regime de 100% usando o comando 277 (66kW contra 63kW) a 4000rpm. Em compensação, operando no regime de 30% de carga, dois comandos não conseguiram funcionar estavelmente em todas as rotações (comando 277 e 285). Essa instabilidade verificada poderia ser melhorada modificando alguns parâmetros de funcionamento do motor (avanço, injeção), através do uso do emulador agindo diretamente na estratégia de ação da central eletrônica, mas preferiu-se registrar os dados mantendo a estratégia original da EPROM para todas as configurações testadas.

As FIGURAS 65, 66, 67 e 68 mostram os gráficos relativos ao torque encontrado usando o coletor de 31 mm de diâmetro.

FIGURA 65 - Torque 100% carga.

FIGURA 66 – Torque 70% carga.

Novamente encontrou-se o melhor desempenho do comando 277 tanto para regime de 100% carga como para 50%. Ficando o comando 285 no regime de 50% com valores bem inferiores aos outros dois para todas as rotações. FERGUSON (1986), apresenta um estudo de otimização de coletor para um motor GM 2,0 litros a gasolina, com características construtivas bem similar ao motor testado. Ele conclui que a 100% de carga, uma diminuição de 10% na área dos tubos dos coletores de admissão levou a um aumento de 1% no torque para rotações até 2500 rpm e uma diminuição de cerca de 5% no mesmo para rotações de 5000 rpm. Esse efeito foi constatado pelos ensaios feitos a plena carga (100% borboleta aberta), comparando os gráficos com o arranjo do coletor de 33 e 31 mm para o comando 277.

FIGURA 67 – Torque 50% carga.

FIGURA 68 – Torque 30% carga.

Nesses dois regimes manteve-se a superioridade do comando 267, da mesma forma como no comportamento para o ensaio com o coletor de 33 mm. Lembrando que para o regime de 30% os comandos 277 e 285 apresentaram os problemas de instabilidade já comentados quando da análise das curvas de potência.

As curvas de consumo específico serão apresentadas agora para sua avaliação.

FIGURA 69 - Consumo esp. 100% carga

FIGURA 70 - Consumo esp. 70% carga.

FIGURA 71 - Consumo esp. 50% carga.

FIGURA 72 – Consumo esp. 30% carga.

Para o regime de 100% e 50% os três comando não apresentaram maiores divergências, obtendo os mesmos praticamente o mesmo comportamento, já se compararmos com a configuração usando o coletor de 33 mm, constata-se uma diminuição do consumo específico máximo em torno de 3%, para 100% carga. Nos regimes de carga 50% e 30%, nessa configuração, obteve-se um aumento bastante considerável principalmente nas rotações acima de 3000 rpm. Esse comportamento também foi verificado na utilização do coletor de $\varnothing = 33$ mm, mas seu efeito foi menor e só foi mais intenso no regime de 30% e rotação de 4000 rpm.

Na FIGURA 73, FERGUSON (1986), mostra o comportamento de um motor GM 2,0 litros com características semelhantes ao motor ensaiado e nele pode-se constatar não só o mesmo comportamento das curvas de torque e potência, como também a mesma ordem de magnitude dos valores obtidos.

FIGURA 73 – Curva de torque e potência motor similar da GM, FERGUSON (1986).

A FIGURA 73, mostrar a confiabilidade das medições realizadas nos ensaios experimentais, sendo propiciada pelo correto funcionamento de todo complexo conjunto de equipamentos necessários à realização das medições de todas as variáveis importantes do funcionamento do motor, possibilitando a análise apresentada.

5.2 Resultados Eficiência volumétrica, conjunto turboalimentado.

Depois da análise das curvas de potência, torque e consumo específico, faz-se uma análise conjunta do comportamento da eficiência volumétrica para todas as configurações investigadas.

FIGURA 74 - Eficiência volumétrica 100% carga.

FIGURA 75 - Eficiência volumétrica 70% carga.

Pôde-se constatar que a eficiência volumétrica para regime de plena carga (100 %), alcançou valores bem altos para todos os comandos e coletores. Somente para rotações próximas de 2000 rpm que houve uma pequena queda para as configurações 33 277, 31 277 e 31 285. Para o regime de 70% verifica-se uma maior flutuação, ficando as configurações 31 277 e 33 277 bem prejudicadas para rotações inferiores, recuperando

para rotações superiores. Com exceção do arranjo 31 285, nas rotações superiores as outras ficaram em torno de 80% de rendimento volumétrico principalmente para 4000 rpm. Uma análise mais cuidadosa dos gráficos da eficiência volumétrica pode justificar os arranjos que apresentaram melhores condições nas curvas já analisadas de potência e torque, bastando para tal comparar quais apresentaram maior eficiência volumétrica à plena carga 100%, com a correspondente potência alcançada.

FIGURA 76 - Eficiência volumétrica 50% carga

FIGURA 77 - Eficiência volumétrica 30% carga.

Como era de se esperar nos regimes de 50% e 30% verificou-se o decaimento acentuado das curvas de eficiência volumétrica, sendo esse efeito mais marcante para 30% de carga nos arranjos 31 277 e 31 285. Esse efeito é esperado em função do fechamento da borboleta onde aumenta-se bastante a perda de carga no escoamento da admissão, que por consequência diminui o fluxo da massa de ar admitida. Chama-se a atenção para a superioridade do arranjo 33 267 no regime de 30%

carga, onde pode ser constatado pela análise das curvas de potência onde o mesmo também se mostrou superior nesse regime de funcionamento.

Outra configuração a ser analisada que até então não foi comentada, é o conjunto turbo que foi instalado nesse motor. Apresenta-se as curvas que representam seu comportamento também para essa configuração. Os gráficos foram feitos de modo a comparar o motor usando o mesmo coletor e comando com e sem turbo / alimentação, para verificar o seu efeito.

FIGURA 78 – Pot. turbo x aspirado 100%. FIGURA 79 – Pot.turbo x aspirado 70%.

A análise feita para esses dos regimes de carga é que, apesar de se esperar uma maior potência em função da turbo-alimentação, isso não foi possível. Mesmo fazendo uso do aumento do tempo de injeção de combustível através da emulação da EPROM da central eletrônica, o bico injetor não suportou a vazão necessária para que se conseguisse ter um bom desempenho do motor para esses dois regimes. A 2000 rpm no regime de 70% de carga, já verifica-se uma superioridade do conjunto turbo para rotações inferiores.

FIGURA 80 – Pot. turbo x aspirado 50%.

FIGURA 81 – Pot. Turbo x aspirado 30%.

Nesses dois regimes onde a injeção de combustível não foi um fator limitante, pôde-se constatar uma maior potência para todas as rotações nos regimes de 50 e 30% de carga. Ressalta-se, entretanto que a 3000 rpm no regime de 30% houve um ganho de 35% na potência.

HEYWOOD (1998), na FIGURA 82 apresenta o comportamento de três motores comparando as curvas obtidas entre o motor aspirado convencional e dois outros turbinados, um usando “intercooler” e outro não, para regime de plena carga.

FIGURA 82 – Comparação motor turbinado e aspirado, HEYWOOD (1998).

Outra análise feita é sobre os índices encontrados de emissões com as diferentes configurações testadas, a seguir mostra-se gráficos que demonstram esses valores. Foram medidos cinco tipos de gases: O_2 , CO , CO_2 , NO_x e HC .

5.3 Resultados Emissões.

A análise das emissões obtidas em todas as configurações ensaiadas será apresentada também sob a forma de gráficos, onde nos permite, para cada regime de carga, fazer uma comparação entre todos os dados.

FIGURA 83 – Emissão THC a 100% carga.

Segundo SHER (1998), a emissão dos hidrocarbonetos (THC) com a rotação é decrescente em função do aumento da turbulência com rotações crescentes permitindo uma combustão mais completa. Esse efeito foi verificado também na maioria dos arranjos testados. Os dois conjuntos que menos emitiram foram (col 33 267, col 33 285), indicando que esses comandos permitem uma combustão mais completa. Já o conjunto turbinado (curva vermelha), teve índices bem superiores às outras configurações, mantendo também a tendência de queda com o aumento da rotação. Ressalta-se que o uso do turbo aumentou em cerca de três vezes em média a emissão de THC.

FIGURA 84 – Emissão THC a 50% carga.

A tendência de queda com a rotação manteve-se para todos os arranjos, mostrando que o arranjo que tem o comando 267 emitiu menos em todas as rotações, tanto para 100% de carga, como para 50%. Já a configuração col 31 267 apresentou maiores índices tanto a 100% com para 50% de carga, principalmente para rotações superiores a 2500 rpm. A emissão para o conjunto turbo manteve-se num patamar de três vezes superior ao resto dos arranjos. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato do conjunto turbo utilizar o óleo do motor para lubrificação do eixo da turbina, que por sua vez permitiu contaminação da mistura fresca por esse óleo, sendo levado para a queima junto com o ar. Constatamos esse fato quando na desmontagem do coletor de admissão e TBI onde apresentava uma apreciável presença de óleo nesses componentes. Apesar de terem sido levantados os dados de emissões para mais dois regimes de carga, achou-se melhor apresentar e analisar somente os regimes de 100% e 50% de borboleta aberta, pois nos outros regimes as tendências foram mantidas.

A seguir faz-se o mesmo tipo de avaliação para o monóxido de carbono (CO). O CO resulta da combustão de um combustível que contenha carbono com valores de oxigênio inferiores a quantidade necessária para sua queima estequiométrica. Portanto ele deve atingir seus valores mínimos para misturas ligeiramente pobres.

FIGURA 85 – Emissão CO a 100% carga.

Da análise das curvas acima e verificando os valores da relação ar/combustível, na planilha de medição, constata-se que a mistura estava mais próxima

da estequiométrica nas rotações acima de 3000 rpm, o que propicia a diminuição da emissão de monóxido de carbono. Para as rotações inferiores a mistura apresentou-se levemente enriquecida, corroborando com os dados obtidos. O arranjo col 33 267 foi o que mais emitiu em todas as rotações, e o col 31 277 menos emitiu até 3000 rpm e o col 33 277 a partir de 3000 rpm. O comportamento da curva vermelha (conjunto turbo), é explicado pelo fato de que o aumento do CO a partir de 3000 rpm foi proporcionado pelo excesso de ar provocado pela entrada em operação da turbina. Esse excesso de ar, que pode ser verificado pela planilha de medição, levou a relação ar / combustível para valores próximos do limite superior de inflamabilidade do vapor de álcool (3,5-18 kg de ar/kg de comb CELERE (1980)), penalizando a combustão, provocando o correspondente aumento do índice de CO. Isso significa dizer que mesmo com o excesso de ar (mistura bem pobre, $\lambda=1,8$), o pouco combustível existente não estava sendo bem queimado por estar próximo desse limite. Outra explicação que também pode justificar esse comportamento do CO para rotações acima de 3000 rpm, reside na aplicação da lei de Arrhenius, que demonstra o decaimento exponencial da taxa de reação química do carbono com a diminuição da temperatura, conforme FIGURA 86. Assim a diminuição da taxa de reação do CO que possivelmente poderia se oxidar, na fase de expansão, em CO_2 , não aconteceu, possibilitando o aumento de seu índice GUNTHER (1988), e conseqüente decaimento do CO_2 nessa condição de operação.

FIGURA 86 – Lei de Arrhenius, taxa de reação do carbono com temperatura.

FIGURA 87 – Emissão CO a 50% carga.

O comportamento geral se manteve em todas as curvas, sendo que o coletor 31 285 teve menor índice em todas as rotações. O conjunto col 33 285 teve os maiores valores a partir de 2500 rpm. Os valores encontrados demonstram que o motor trabalhou nas faixas de rotações ensaiadas com misturas ricas, conforme dados de lambda na planilha dos resultados.

FIGURA 88 – Emissão CO₂ a 100% carga.

Os valores encontrados para o dióxido de carbono mantiveram dentro da faixa encontrada na literatura entre 10 e 15%, sendo os maiores valores para rotações superiores. Não houve nenhuma diferença significativa no comportamento dos arranjos

do motor com admissão convencional. O comportamento de queda na emissão do CO_2 para o conjunto turbo em rotações acima de 3000 rpm, explica-se também pelo fato da existência de excesso de ar que diminuiu a temperatura da câmara de combustão dificultando a reação do carbono e hidrogênio com o O_2 , efeito esse também foi constatado na curva de emissão de THC.

FIGURA 89 – Emissão CO_2 a 50% carga.

Da mesma forma que no comportamento a plena carga, também para todos os arranjos os resultados apresentaram-se na faixa esperada, mantendo-se entre 10 e 15% com o aumento para rotações superiores. Nesse regime de carga (50%), não foi sentido no funcionamento do turbo o problema de inflamabilidade, já explicado no gráfico anterior, que inclusive teve sua influência também negativa na curva de potência no regime de 100% a 4000 rpm, vide FIGURA 71.

A análise de NO_x será restrita para apenas ao regime de carga de 100% de abertura de borboleta, seu comportamento nos outros regimes de funcionamento pode ser verificado no ANEXO A, onde apresenta-se as curvas de emissões mássica para todos os regimes.

FIGURA 90 – Emissão de NO_x 100 % carga.

A análise das curvas nos mostra a mesma tendência de elevação dos níveis de emissões com o aumento da rotação para as diferentes montagens do motor aspirado. Isso se deve ao fato de que as temperaturas dos gases no escapamento para as faixas maiores de rotação se mostraram bem superiores às outras. Como o NO_x está intimamente relacionado com altas temperaturas na combustão, encontra-se aí a explicação desse comportamento, pois pode-se verificar nas planilhas de medições que indicam as maiores temperaturas do escapamento coincidindo para os regimes de maiores índices de emissão de NO_x. Já no caso do motor turbinado esse efeito foi deslocado um pouco mais para a faixa de rotação 2000 – 3000 rpm, ficando cerca de 2,5 vezes maior que os maiores índices do motor aspirado. O resultado das emissões dos gases analisados também são apresentados sob a forma de emissão mássica nos gráficos do ANEXO A.

5.4 Resultados de Simulação.

Os resultados obtidos com esta simulação, permite inferir a tendência do comportamento das principais propriedades termodinâmicas e variáveis do escoamento nos coletores estudados. Com o propósito de mostrar que a simulação desenvolvida está qualitativamente correta, apresenta-se inicialmente o gráfico da FIGURA 91, onde são

mostrados os dados de pressão medida e calculada pelo modelo matemático proposto. O ponto de instalação do sensor de pressão para tomada desta pressão foi a 100 mm do cilindro 1 (FOTO 16), na respectiva ramificação dos coletores de admissão estudados. Na figura, observa-se que os dados foram compatíveis em sua ordem de grandeza, apresentando um desvio máximo de 2,5% (coletor 31 S10), 1,5% (coletor 33 normal), entre os valores medidos e calculados.

FIGURA 91 – Comparação entre os dados de pressão do modelo e os medidos.

Na FIGURA 91, nota-se que o modelo nas condições de simulação não conseguiu captar precisamente as flutuações da pressão percebidas nas medições realizadas, apesar de apresentar compatibilidade em sua ordem de grandeza nos dois casos. Esse efeito pode estar relacionado ao intervalo de tempo de discretização (time step) escolhido na simulação, o qual pode não ter sido suficientemente pequeno para captar as flutuações medidas experimentalmente. Outro aspecto que pode ter influenciado esta relação ao número de ciclos simulados, o qual foi pequeno devido às limitações de máquina. A escolha de número de ciclos e time step, foi feita em função do tempo de simulação empregado em cada caso, chegando até 13 dias no mais crítico. Além disso, soma-se que durante o processo de simulação foi necessário testar o modelo matemático e várias configurações geométricas para obtenção de resultados razoáveis.

A análise apresentada a seguir compara a tendência do comportamento hidrodinâmico dos dois casos estudados sob as mesmas condições operacionais e de simulação. Os valores absolutos apresentados podem ser considerados satisfatórios para

esta análise inicial e indicam consistência física do problema, entretanto mais simulações são necessárias para obter dados completamente confiáveis.

Inicia-se apresentando a FIGURA 92, que mostra planos em corte longitudinal evidenciando o comportamento da velocidade e pressão antes (lado esquerdo das figuras (a)) e depois do fechamento de todas as válvulas (lado direito das figuras (b)).

FIGURA 92 – Velocidade plano corte longitudinal antes (a) e depois fechamento válvulas (b).

Na FIGURA 92, observa-se claramente a desaceleração do escoamento junto às paredes e maior aceleração dentro da veia fluida. Na FIGURA 92 (b) pode-se perceber o efeito da queda de velocidade no coletor provocado pelo fechamento das válvulas, propagando-se ao longo do conjunto no sentido da saída das ramificações para a entrada do tudo principal de adução. Chama-se especial atenção para a região do venturi onde o efeito da proximidade das paredes (borboleta, venturi, e suporte do bico injetor) somado à onda de contra pressão, provocou os menores valores de velocidades, nesse instante e plano. Percebe-se ainda na figura 92 (b), a formação de uma esteira a montante do suporte do bico injetor, região de menor velocidade, decorrente da resistência oferecida ao escoamento, pelo suporte do bico injetor..

Para justificar o comportamento da velocidade comentado anteriormente, mostra-se o comportamento da pressão relativa nesse mesmo plano e instantes, na FIGURA 93.

FIGURA 93 – Pressão relativa, plano corte longitudinal antes (a) e depois fechamento das válvulas (b).

Analisando a FIGURA 93 (a), percebe-se regiões de níveis com menores pressões concordando com as de níveis com maiores velocidades da FIGURA 92 (a). Na figura 93 (b), observa-se uma onda de contra pressão, por efeito de balanço energético e de movimento, que navega no sentido contrário ao do escoamento, sentindo-se o maior nível de pressão na garganta do venturi.

Um corte transversal em uma seção do coletor também é mostrado para se fazer o mesmo tipo de comparação anterior, na FIGURA 94.

FIGURA 94 – Velocidade corte transversal coletor antes (a) e depois fechamento válvulas (b).

Nesta figura, pode-se avaliar a velocidade nas ramificações do coletor, sendo perceptível, como esperado, os maiores níveis de velocidades nas regiões centrais, e os menores nas paredes principalmente, nas regiões curvas e sinuosas. Na figura 94 (a), não se observa grandes variações dos níveis de velocidade entre cada ramificação, excetuando-se uma maior desaceleração nas paredes das derivações internas, explicadas pela geometria em forma de “S”. Na figura 94 (b), nota-se valores nulos de velocidade, sobretudo próximos às válvulas. Nesse caso observa-se nas ramificações externas a transição de uma região com velocidade nula e outra com velocidade entre 20 e 30 m/s. Nas ramificações internas esse efeito se propaga gradual e amortecidamente ao longo do coletor no sentido contrário ao do escoamento.

O campo de pressões correspondente à figura anterior apresenta-se na FIGURA 95. Com isso pretende-se avaliar a coerência dos resultados obtidos. Os valores encontrados dos níveis de pressão, em todo o plano corroboram com os níveis de velocidades mostrados na FIGURA 94 (a). Avaliando a FIGURA 95 (b), constata-se que com o fechamento das válvulas o aumento da pressão foi notório junto as mesmas propagando-se na veia fluida de maneira gradativa e suavizada ao longo das ramificações. Nas ramificações internas verificou-se um aumento de pressão localizado

no início do “S”, paredes internas, resultado da forma geométrica. Nessa mesma posição na figura 94 (b), nota-se uma diminuição da velocidade.

FIGURA 95 – Pressão relativa corte transversal coletor antes (a) e depois do fechamento válvulas(b).

A seguir apresenta-se uma análise comparativa entre os dois coletores estudados, evidenciando as diferenças encontradas na dinâmica do escoamento simulado. Em todas as figuras seguintes tem-se à esquerda o coletor 33 (a), e à direita o coletor 31 (b).

O campo de pressão relativa em ambos os coletores antes do fechamento das válvulas é mostrado na FIGURA 96. Nela percebe-se algumas diferenças quantitativas, principalmente no corpo da TBI. Na figura 96 (a), nota-se que junto a borboleta o campo de pressão é elevado (cor vermelha), chegando a níveis inferiores de pressão nas saídas para as ramificações. Na figura 96 (b), este comportamento não foi observado. Este fato evidencia a influência que a geometria dos coletores exerce sobre o escoamento.

FIGURA 96 – Pressão relativa no plano de corte longitudinal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), antes do fechamento das válvulas.

Na FIGURA 97, observa-se que a onda de contra pressão se propagou mais rápido no coletor 31 (b), situando-se um pouco acima da borboleta (cor vermelha); enquanto que no coletor 33 (a) ela foi captada na garganta do venturi, antes da borboleta. Isto poderia ser justificado pelo menor diâmetro e comprimento das ramificações do conjunto do coletor 31 figura 31(b).

FIGURA 97 - Pressão relativa no plano de corte longitudinal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), depois do fechamento das válvulas.

Uma análise subsequente se refere ao campo de velocidades obtido para os casos estudados, seguindo-se a mesma linha de raciocínio de comparação, coletor 33 (a) a esquerda e coletor 31 a direita (b).

FIGURA 98 - Velocidades no plano de corte longitudinal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), antes do fechamento das válvulas.

Neste caso, FIGURA 98, verifica-se diferenças marcantes no campo de velocidades, sendo que o coletor 31 (b) apresenta um gradiente radial (sendo os maiores valores no centro do mesmo) em tons de verde, amarelo e vermelho na região do tubo de adução e um axial (diferentes tons de azul), no venturi e coletor. Já no caso do coletor 33 (a), obteve-se um campo mais homogêneo, em toda a extensão do corte analisado.

FIGURA 99 - Velocidades no plano de corte longitudinal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), depois do fechamento das válvulas.

Na Figura 99, mostra-se o campo de velocidades em ambos os coletores depois do fechamento das válvulas. Comparando os resultados, nota-se o mesmo comportamento no tubo de adução, porém o coletor 33 (a) apresenta uma região central de altas velocidades mais larga que o coletor 31 (b), sendo que em módulo este último apresenta os maiores valores. Na análise do corte transversal as diferenças do campo de velocidades nas ramificações ficarão mais evidentes.

A seguir faz-se a análise, para um corte transversal nos coletores estudados. Da análise da FIGURA 100, constata-se que não houve grandes diferenças no campo de velocidades entre os dois casos, para o plano e instante analisados. Sendo coincidentes inclusive os valores absolutos das velocidades, na faixa de 20 a 33 m/s para ambos os coletores. Nota-se, como esperado, menores valores de velocidade nas regiões próximas às paredes e maiores nas outras regiões.

FIGURA 100 - Velocidades no plano de corte transversal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), antes do fechamento das válvulas.

Finalmente, na FIGURA 101, nota-se claramente as diferenças bem marcantes resultantes da forma geométrica de cada coletor. Percebe-se valores de maior velocidade nas regiões mais distantes das válvulas, final de cada ramificação (nos dois casos). No coletor 33 (a), as regiões de maior velocidade situam-se quase à entrada do cilindro de onde saem as ramificações. No coletor 31 (b), estas regiões localizam-se antes desse cilindro, ainda nas ramificações, atingindo-se valores absolutos de velocidade maiores que no outro coletor. Isso pode ser explicado pelo menor comprimento e diâmetro desse conjunto (coletor 31).

FIGURA 101 - Velocidades no plano de corte transversal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), depois do fechamento das válvulas.

5.5 Discussão

Os resultados encontrados apresentaram-se em conformidade com os comportamentos evidenciados na bibliografia. Chama-se a atenção que a indicação de um determinado conjunto depende de qual faixa de trabalho e regime de operação que o mesmo mais trabalhará. Pôde-se constatar que um arranjo que teve melhor desempenho a plena carga (coletor 33 comando 277) foi considerado o pior a regimes de 30% de abertura de borboleta. Isto se deve ao diagrama de abertura das válvulas adotado por cada comando. Quanto maior o ângulo de permanência e maior o ângulo de cruzamento das válvulas, mais potência o motor vai possuir nas altas rotações e menor nas baixas rotações. Vide TABELA 4 e gráficos de potência com a rotação.

Comparando-se o desempenho dos dois tipos de coletores estudados, o arranjo que usou o coletor de diâmetro 33 mm, apresentou um melhor desempenho em relação ao de 31 mm, quanto a potência, em todos os regimes chegando a atingir uma superioridade de 4% para a condição de plena carga e 4000 rpm. Esse comportamento pode ser justificado pelo fato de que o primeiro coletor sendo mais largo apresentou menor resistência do escoamento na admissão conseguindo um melhor enchimento do motor o que refletiu na melhora da potência. Esses valores podem ser verificados na planilha de medição no ANEXO C.

O conjunto coletor 31 mm comando 285, apresentou um desempenho muito ruim para o regime de 30% de carga, chegando inclusive a não atingir regime estável de funcionamento do motor, FIGURAs 64, 68. Um ajuste da estratégia de ação da central eletrônica com relação a injeção de combustível e ponto de ignição, poderia melhorar esse desempenho, mas optou-se por apresentar esse comportamento para deixar bem evidente de como uma escolha mau feita do diagrama de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape associado a forma e diâmetro do coletor podem inviabilizar um funcionamento estável do motor, bem como torná-lo ineficiente.

Olhando os índices de emissões obtidos, em especial para o arranjo turbo alimentado, explica-se que apesar da condição de funcionamento não ter sido ideal sob o ponto de vista do desempenho quanto ao torque e potência os valores foram muito coerentes justificando esse comportamento. O aumento do índice de CO a partir de 3000 rpm, indicando um combustão incompleta FIGURA 85, coincide com a região de

forte queda do NO_x , FIGURA 90, permitindo inferir uma diminuição da temperatura da combustão, e ainda levando a valores de queda do CO_2 , FIGURA 88, resultando no forte decaimento da potência demonstrada na FIGURA 78. Esse efeito convalida e dá confiabilidade aos dados obtidos, demonstrando grande consonância com a realidade física de todo o processo.

Justifica-se o comportamento do aumento do índice de NO_x para o conjunto turbo alimentado nas rotações inferiores a 2500 rpm, FIGURA 90, pela razão de que até esse momento a operação da turbina ainda não estava em plena operação, sendo seu corpo, eixo e pás aquecida pelos gases de exaustão provocando por consequência o aquecimento da massa de ar fresco consumido pelo motor. Esse efeito provocou a elevação da temperatura da combustão nesse regime de operação justificando a elevação do índice de emissão de NO_x .

6-Conclusões

Fazendo uma análise geral de todas as montagens realizadas e comparando-as sob o ponto de vista da potência desenvolvida, o arranjo col 33 277 apresentou a melhor configuração para regimes de 70% e 100%, mas para os regimes de 50% e 30% o arranjo col 33 267 foi melhor. Quanto ao torque essa tendência de superioridade do primeiro arranjo comentado se manteve para regimes de alta, sendo superado pelo arranjo col 33 267 para os regimes de baixa, onde se intensificou a diferença para maiores rotações. Já o comportamento do consumo específico obtido não apresentou diferenças significativas entre as configurações testadas com o coletor 33, entretanto, quando utilizado o coletor 31 constatou-se fortes diferenças entre os três comandos utilizados para os regimes de 50% e especialmente para o de 30% de carga, onde ocorreu inclusive instabilidade de funcionamento do motor, não possibilitando a obtenção de dados para o comando 285 (acima de 1500 rpm).

Quanto à utilização do turbo, uma análise comparativa em todos regimes de carga ficou prejudicada, uma vez que conforme foi dito o bico injetor impôs uma restrição quanto à alimentação necessária da vazão de combustível nos regimes de alta. Logicamente esperava-se um rendimento bem superior desse conjunto em relação ao motor aspirado, o que só pode ser constatado claramente para o regime de 30% carga e no regime de 50% de carga para baixas rotações, representando um ganho médio de 30% de potência e torque.

Quanto às emissões obtidas entendemos que comportamento do arranjo col 33 267 seria recomendado por ocupar uma posição intermediária dentre todas as configurações testadas, associado ao fato de ter apresentado um bom desempenho nas curvas de torque, potência e consumo específico. De maneira geral não se apresentou nenhuma discrepância nos resultados, excetuando-se o conjunto turbo alimentado que também operou fora das condições otimizadas de funcionamento.

Na análise da eficiência volumétrica, a utilização do comando 285 se mostrou superior tanto para o coletor 31 como para 33mm de diâmetro no regime de 100% de borboleta aberta. Os valores encontrados (80 a 95%) de eficiência volumétrica no regime de 100% de carga a partir de 2000 rpm, podem ser considerados bastante satisfatórios, demonstrando que há pouca margem para otimização desse parâmetro no

motor testado. Para os outros regimes de funcionamento (70,50 e 30% de borboleta aberta), o arranjo coletor 33 comando 285 obteve índices superiores, não sendo surpresa por apresentar o maior cruzamento de válvula conforme diagrama mostrado ao longo do trabalho.

O processo de formação da mistura no coletor de admissão tem importância substancial na performance do motor. Isso pôde ser comprovado pelos resultados experimentais obtidos nos arranjos ensaiados. O diagrama de abertura e fechamento das válvulas, a forma, comprimento e disposição dos coletores de admissão e exaustão têm crucial influência no escoamento da mistura e dos gases, dessa forma entende-se que a simulação numérica desses escoamentos deva ser um caminho a ser seguido. Essa estratégia permitirá identificar com propriedade a influência separada ou conjunta desses fatores que possibilite a indicação de algum tipo de otimização.

A modelagem e os resultados da simulação numérica apresentou dados iniciais coerentes, mas necessita de maior tempo de simulação e comprovação do mesmo comportamento para um número maior de ciclos a ser simulado. Quanto maior o número de ciclos simulados melhor será sua resposta da influência do transiente provocado de ciclo para ciclo. Uma necessidade de diminuição do “time step” também foi comprovada, para conseguir captar as flutuações de pressão no coletor com maior precisão.

Outros parâmetros que também poderiam contribuir para dar maior confiabilidade nos resultados numéricos, seria fazer uma otimização no refinamento das malhas adotadas e/ou testar outros modelos de turbulência que também estão disponíveis no pacote.

Os resultados da simulação numérica demonstraram que a geometria e a discretização espacial exercem uma grande influência sobre o comportamento do escoamento. Ressalta-se a importância desse tipo de estudo, que permite efetuar uma análise mais detalhada do fluxo ao longo dos coletores, permitindo inclusive comparar diferentes projetos de coletores.

7- Sugestão trabalhos futuros

1 - Procurar implementar o modelo teórico da previsão da eficiência volumétrica de modo a contemplar sua quantificação para motores com baixos números de Mach modificado “Z”. Acredita-se que adicionando ao modelo as parcelas de fração de gases residuais, quantificação do aquecimento da mistura fresca e influência das características da hidrodinâmica do escoamento na admissão consegue-se eliminar o comportamento assintótico da curva apresentada pelos modelos atuais.

2 - Fazer novas tentativas de simulação com novas configurações de posição de borboleta (70%, 50% e 30%) de abertura, verificando o comportamento do escoamento sob essas novas situações.

3 - Testar novas formas geométricas dos domínios simulados para os coletores, por exemplo: formato de espiral e área variável.

4 - Experimentar novos modelos de turbulência que sejam mais sensíveis aos efeitos de parede e compará-los.

5 - Buscar melhoramento e otimização da malha adotada na solução numérica proposta.

6 - Fazer um acoplamento entre simulações do fluxo da admissão e dentro da câmara de combustão, permitindo um balanço de massa, entre o que passou pela admissão e o que realmente entrou dentro da câmara de combustão, no tocante à interação entre mistura fresca e fração de gases residuais, chegando ao cálculo da eficiência volumétrica.

ANEXOS

ANEXO A Emissões dos gases na base mássica.

Emissão mássica de CO 30% carga

Emissão mássica de CO 70% carga

Emissão mássica de CO 50% carga

Emissão mássica de CO 100% carga

ANEXO A Emissões dos gases na base mássica.

ANEXO A Emissões dos gases na base mássica.

ANEXO A Emissões dos gases na base mássica.

ANEXO B – Arquivo saída CFX – Coletor normal 33.

This run of the CFX-5.6 Solver started at 15:8:4 on 30 Dec 2003 by user jant on SIMULIMOTORES (intel_athlon_winnt5.0) using the command:

C:\CFX\CFX-5.6\bin\5.6\perl\lib\cfx5solve.pl -stdout-comms -batch -ccl -

Using the CFX-5 Solver optimised for the winnt architecture from C:\CFX\CFX-5.6\bin\5.6\winnt\solver-pvm.exe.

Setting up CFX-5 Solver run ...

CFX Command Language for Run

LIBRARY :

CEL :

EXPRESSIONS :

```

f1 = 291.35 [ m^2 ]
f10 = 71.68 [ m^2 ]
f2 = 142.23 [ m^2 ]
f3 = 209.44 [ s^-1 ]
f4 = 297.07 [ m^2 ]
f5 = 418.88 [ s^-1 ]
f6 = 136.51 [ m^2 ]
f7 = 628.32 [ s^-1 ]
f8 = 611.59 [ m^2 ]
f9 = 190.72 [ m^2 ]
a11 = f1+f2*cos (f3*t)-f4*cos(f5*t)-f6*cos(f7*t)+f8*sin(f3*t)+f9*sin(f5*t)-f10*sin(f7*t)
ciclo3 = 0.03 [ s ]
a12 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo3))-f4*cos(f5*(t-ciclo3))-f6*cos(f7*(t-ciclo3))+f8*sin(f3*(t-ciclo3))+f9*sin(f5*(t-ciclo3))-f10*sin(f7*(t-ciclo3))
ciclo6 = 0.06 [ s ]
a13 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo6))-f4*cos(f5*(t-ciclo6))-f6*cos(f7*(t-ciclo6))+f8*sin(f3*(t-ciclo6))+f9*sin(f5*(t-ciclo6))-f10*sin(f7*(t-ciclo6))
ciclo9 = 0.09 [ s ]
a14 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo9))-f4*cos(f5*(t-ciclo9))-f6*cos(f7*(t-ciclo9))+f8*sin(f3*(t-ciclo9))+f9*sin(f5*(t-ciclo9))-f10*sin(f7*(t-ciclo9))
ciclo12 = 0.12 [ s ]
a15 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo12))-f4*cos(f5*(t-ciclo12))-f6*cos(f7*(t-ciclo12))+f8*sin(f3*(t-ciclo12))+f9*sin(f5*(t-ciclo12))-f10*sin(f7*(t-ciclo12))
ciclo15 = 0.15 [ s ]
a16 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo15))-f4*cos(f5*(t-ciclo15))-f6*cos(f7*(t-ciclo15))+f8*sin(f3*(t-ciclo15))+f9*sin(f5*(t-ciclo15))-f10*sin(f7*(t-ciclo15))
ciclo18 = 0.18 [ s ]
a17 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo18))-f4*cos(f5*(t-ciclo18))-f6*cos(f7*(t-ciclo18))+f8*sin(f3*(t-ciclo18))+f9*sin(f5*(t-ciclo18))-f10*sin(f7*(t-ciclo18))
ciclo21 = 0.21 [ s ]
a18 = f1+f2*cos (f3*(t-ciclo21))-f4*cos(f5*(t-ciclo21))-f6*cos(f7*(t-ciclo21))+f8*sin(f3*(t-ciclo21))+f9*sin(f5*(t-ciclo21))-f10*sin(f7*(t-ciclo21))
e1 = 45.99 [ m^2 ]
e10 = 121.29 [ m^2 ]
e2 = 59.97 [ m^2 ]
e4 = 409.59 [ m^2 ]
e6 = 120.97 [ m^2 ]
e8 = 790.99 [ m^2 ]
e9 = 379.61 [ m^2 ]
a21 = e1+e2*cos(f3*t)-e4*cos(f5*t)-e6*cos(f7*t)-e8*sin(f3*t)-e9*sin(f5*t)-e10*sin(f7*t)
a22 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo3))-e4*cos(f5*(t-ciclo3))-e6*cos(f7*(t-ciclo3))-e8*sin(f3*(t-ciclo3))-e9*sin(f5*(t-ciclo3))-e10*sin(f7*(t-ciclo3))
a23 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo6))-e4*cos(f5*(t-ciclo6))-e6*cos(f7*(t-ciclo6))-e8*sin(f3*(t-ciclo6))-e9*sin(f5*(t-ciclo6))-e10*sin(f7*(t-ciclo6))
a24 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo9))-e4*cos(f5*(t-ciclo9))-e6*cos(f7*(t-ciclo9))-e8*sin(f3*(t-ciclo9))-e9*sin(f5*(t-ciclo9))-e10*sin(f7*(t-ciclo9))
a25 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo12))-e4*cos(f5*(t-ciclo12))-e6*cos(f7*(t-ciclo12))-e8*sin(f3*(t-ciclo12))-e9*sin(f5*(t-ciclo12))-e10*sin(f7*(t-ciclo12))
a26 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo15))-e4*cos(f5*(t-ciclo15))-e6*cos(f7*(t-ciclo15))-e8*sin(f3*(t-ciclo15))-e9*sin(f5*(t-ciclo15))-e10*sin(f7*(t-ciclo15))
a27 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo18))-e4*cos(f5*(t-ciclo18))-e6*cos(f7*(t-ciclo18))-e8*sin(f3*(t-ciclo18))-e9*sin(f5*(t-ciclo18))-e10*sin(f7*(t-ciclo18))
a28 = e1+e2*cos(f3*(t-ciclo21))-e4*cos(f5*(t-ciclo21))-e6*cos(f7*(t-ciclo21))-e8*sin(f3*(t-ciclo21))-e9*sin(f5*(t-ciclo21))-e10*sin(f7*(t-ciclo21))
d1 = 90.98 [ m^2 ]
d10 = 91.76 [ m^2 ]
d2 = 730.03 [ m^2 ]
d4 = 153.76 [ m^2 ]
d6 = 280.8 [ m^2 ]
d9 = 309.65 [ m^2 ]
d9 = 291.72 [ m^2 ]
a31 = d1-d2*cos(f3*t)+d4*cos(f5*t)-d6*cos(f7*t)+d9*sin(f3*t)-d9*sin(f5*t)+d10*sin(f7*t)
a32 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo3))+d4*cos(f5*(t-ciclo3))-d6*cos(f7*(t-ciclo3))+d9*sin(f3*(t-ciclo3))-d9*sin(f5*(t-ciclo3))+d10*sin(f7*(t-ciclo3))
a33 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo6))+d4*cos(f5*(t-ciclo6))-d6*cos(f7*(t-ciclo6))+d9*sin(f3*(t-ciclo6))-d9*sin(f5*(t-ciclo6))+d10*sin(f7*(t-ciclo6))
a34 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo9))+d4*cos(f5*(t-ciclo9))-d6*cos(f7*(t-ciclo9))+d9*sin(f3*(t-ciclo9))-d9*sin(f5*(t-ciclo9))+d10*sin(f7*(t-ciclo9))
a35 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo12))+d4*cos(f5*(t-ciclo12))-d6*cos(f7*(t-ciclo12))+d9*sin(f3*(t-ciclo12))-d9*sin(f5*(t-ciclo12))+d10*sin(f7*(t-ciclo12))
a36 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo15))+d4*cos(f5*(t-ciclo15))-d6*cos(f7*(t-ciclo15))+d9*sin(f3*(t-ciclo15))-d9*sin(f5*(t-ciclo15))+d10*sin(f7*(t-ciclo15))
a37 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo18))+d4*cos(f5*(t-ciclo18))-d6*cos(f7*(t-ciclo18))+d9*sin(f3*(t-ciclo18))-d9*sin(f5*(t-ciclo18))+d10*sin(f7*(t-ciclo18))
a38 = d1-d2*cos(f3*(t-ciclo21))+d4*cos(f5*(t-ciclo21))-d6*cos(f7*(t-ciclo21))+d9*sin(f3*(t-ciclo21))-d9*sin(f5*(t-ciclo21))+d10*sin(f7*(t-ciclo21))
c1 = 319.98 [ m^2 ]
c10 = 40.66 [ m^2 ]
c4 = 191.80 [ m^2 ]
c6 = 92.13 [ m^2 ]
c8 = 695.35 [ m^2 ]
c9 = 224.09 [ m^2 ]
c2 = 389.46 [ m^2 ]
a41 = c1-c2*cos(f3*t)-c4*cos(f5*t)+c6*cos(f7*t)-c8*sin(f3*t)+c9*sin(f5*t)-c10*sin(f7*t)
a42 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo3))-c4*cos(f5*(t-ciclo3))+c6*cos(f7*(t-ciclo3))-c8*sin(f3*(t-ciclo3))+c9*sin(f5*(t-ciclo3))-c10*sin(f7*(t-ciclo3))
a43 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo6))-c4*cos(f5*(t-ciclo6))+c6*cos(f7*(t-ciclo6))-c8*sin(f3*(t-ciclo6))+c9*sin(f5*(t-ciclo6))-c10*sin(f7*(t-ciclo6))
a44 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo9))-c4*cos(f5*(t-ciclo9))+c6*cos(f7*(t-ciclo9))-c8*sin(f3*(t-ciclo9))+c9*sin(f5*(t-ciclo9))-c10*sin(f7*(t-ciclo9))
a45 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo12))-c4*cos(f5*(t-ciclo12))+c6*cos(f7*(t-ciclo12))-c8*sin(f3*(t-ciclo12))+c9*sin(f5*(t-ciclo12))-c10*sin(f7*(t-ciclo12))
a46 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo15))-c4*cos(f5*(t-ciclo15))+c6*cos(f7*(t-ciclo15))-c8*sin(f3*(t-ciclo15))+c9*sin(f5*(t-ciclo15))-c10*sin(f7*(t-ciclo15))
a47 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo18))-c4*cos(f5*(t-ciclo18))+c6*cos(f7*(t-ciclo18))-c8*sin(f3*(t-ciclo18))+c9*sin(f5*(t-ciclo18))-c10*sin(f7*(t-ciclo18))

```

ANEXO B – Arquivo saída CFX – Coletor normal 33.

```

a48 = c1-c2*cos(f3*(t-ciclo21))-c4*cos(f5*(t-ciclo21))+c6*cos(f7*(t-c\1))
f11 = 0.25 [ s ]
t11f = 0.011538 [ s ]
t11i = 0.00001 [ s ]
n11 = (((abs(t-t11i))/(t-t11i))+1)*((abs(t11f-t)/(t11f-t))+1)
t12f = 0.041538 [ s ]
t12i = 0.03001 [ s ]
n12 = (((abs(t-t12i))/(t-t12i))+1)*((abs(t12f-t)/(t12f-t))+1)
t13f = 0.071538 [ s ]
t13i = 0.06001 [ s ]
n13 = (((abs(t-t13i))/(t-t13i))+1)*((abs(t13f-t)/(t13f-t))+1)
t14f = 0.101548 [ s ]
t14i = 0.09001 [ s ]
n14 = (((abs(t-t14i))/(t-t14i))+1)*((abs(t14f-t)/(t14f-t))+1)
t15f = 0.131548 [ s ]
t15i = 0.12001 [ s ]
n15 = (((abs(t-t15i))/(t-t15i))+1)*((abs(t15f-t)/(t15f-t))+1)
t16f = 0.161548 [ s ]
t16i = 0.15001 [ s ]
n16 = (((abs(t-t16i))/(t-t16i))+1)*((abs(t16f-t)/(t16f-t))+1)
t17f = 0.191548 [ s ]
t17i = 0.18001 [ s ]
n17 = (((abs(t-t17i))/(t-t17i))+1)*((abs(t17f-t)/(t17f-t))+1)
t18f = 0.221548 [ s ]
t18i = 0.21001 [ s ]
n18 = (((abs(t-t18i))/(t-t18i))+1)*((abs(t18f-t)/(t18f-t))+1)
n1 = n11+n12+n13+n14+n15+n16+n17+n18
t21f = 0.02901 [ s ]
t21i = 0.018462 [ s ]
n21 = (((abs(t-t21i))/(t-t21i))+1)*((abs(t21f-t)/(t21f-t))+1)
t22f = 0.05901 [ s ]
t22i = 0.048462 [ s ]
n22 = (((abs(t-t22i))/(t-t22i))+1)*((abs(t22f-t)/(t22f-t))+1)
t23f = 0.08901 [ s ]
t23i = 0.078472 [ s ]
n23 = (((abs(t-t23i))/(t-t23i))+1)*((abs(t23f-t)/(t23f-t))+1)
t24f = 0.11901 [ s ]
t24i = 0.108472 [ s ]
n24 = (((abs(t-t24i))/(t-t24i))+1)*((abs(t24f-t)/(t24f-t))+1)
t25f = 0.14901 [ s ]
t25i = 0.138472 [ s ]
n25 = (((abs(t-t25i))/(t-t25i))+1)*((abs(t25f-t)/(t25f-t))+1)
t26f = 0.17901 [ s ]
t26i = 0.168472 [ s ]
n26 = (((abs(t-t26i))/(t-t26i))+1)*((abs(t26f-t)/(t26f-t))+1)
t27f = 0.20901 [ s ]
t27i = 0.198472 [ s ]
n27 = (((abs(t-t27i))/(t-t27i))+1)*((abs(t27f-t)/(t27f-t))+1)
t28f = 0.23901 [ s ]
t28i = 0.228472 [ s ]
n28 = (((abs(t-t28i))/(t-t28i))+1)*((abs(t28f-t)/(t28f-t))+1)
n2 = n21+n22+n23+n24+n25+n26+n27+n28
t31f = 0.018615 [ s ]
t31i = 0.005769 [ s ]
n31 = (((abs(t-t31i))/(t-t31i))+1)*((abs(t31f-t)/(t31f-t))+1)
t32f = 0.048625 [ s ]
t32i = 0.035779 [ s ]
n32 = (((abs(t-t32i))/(t-t32i))+1)*((abs(t32f-t)/(t32f-t))+1)
t33f = 0.078635 [ s ]
t33i = 0.065789 [ s ]
n33 = (((abs(t-t33i))/(t-t33i))+1)*((abs(t33f-t)/(t33f-t))+1)
t34f = 0.108645 [ s ]
t34i = 0.095799 [ s ]
n34 = (((abs(t-t34i))/(t-t34i))+1)*((abs(t34f-t)/(t34f-t))+1)
t35f = 0.138655 [ s ]
t35i = 0.125809 [ s ]
n35 = (((abs(t-t35i))/(t-t35i))+1)*((abs(t35f-t)/(t35f-t))+1)
t36f = 0.168665 [ s ]
t36i = 0.155819 [ s ]
n36 = (((abs(t-t36i))/(t-t36i))+1)*((abs(t36f-t)/(t36f-t))+1)
t37f = 0.198675 [ s ]
t37i = 0.185829 [ s ]
n37 = (((abs(t-t37i))/(t-t37i))+1)*((abs(t37f-t)/(t37f-t))+1)
t38f = 0.228685 [ s ]
t38i = 0.215839 [ s ]
n38 = (((abs(t-t38i))/(t-t38i))+1)*((abs(t38f-t)/(t38f-t))+1)
n3 = n31+n32+n33+n34+n35+n36+n37+n38
t41f = 0.026536 [ s ]
t41i = 0.012692 [ s ]
n41 = (((abs(t-t41i))/(t-t41i))+1)*((abs(t41f-t)/(t41f-t))+1)
t42f = 0.056546 [ s ]
t42i = 0.042702 [ s ]
n42 = (((abs(t-t42i))/(t-t42i))+1)*((abs(t42f-t)/(t42f-t))+1)
t43f = 0.086556 [ s ]
t43i = 0.072712 [ s ]
n43 = (((abs(t-t43i))/(t-t43i))+1)*((abs(t43f-t)/(t43f-t))+1)
t44f = 0.116566 [ s ]
t44i = 0.102722 [ s ]
n44 = (((abs(t-t44i))/(t-t44i))+1)*((abs(t44f-t)/(t44f-t))+1)
t45f = 0.146576 [ s ]
t45i = 0.132732 [ s ]
n45 = (((abs(t-t45i))/(t-t45i))+1)*((abs(t45f-t)/(t45f-t))+1)
t46f = 0.176586 [ s ]
t46i = 0.162742 [ s ]
n46 = (((abs(t-t46i))/(t-t46i))+1)*((abs(t46f-t)/(t46f-t))+1)
t47f = 0.206596 [ s ]
t47i = 0.192752 [ s ]
n47 = (((abs(t-t47i))/(t-t47i))+1)*((abs(t47f-t)/(t47f-t))+1)
t48f = 0.236606 [ s ]
t48i = 0.222762 [ s ]
n48 = (((abs(t-t48i))/(t-t48i))+1)*((abs(t48f-t)/(t48f-t))+1)
n4 = n41+n42+n43+n44+n45+n46+n47+n48
q1 = 0.093545303 [ m^3 s^-1 ]
v11 = q1/a11*f11*n1
v12 = q1/a12*f11*n1
v13 = q1/a13*f11*n1
v14 = q1/a14*f11*n1
v15 = q1/a15*f11*n1
v16 = q1/a16*f11*n1
v17 = q1/a17*f11*n1
v18 = q1/a18*f11*n1
v1 = v11+v12+v13+v14+v15+v16+v17+v18
v21 = q1/a21*f11*n2
v22 = q1/a22*f11*n2
v23 = q1/a23*f11*n2
v24 = q1/a24*f11*n2

```


ANEXO B – Arquivo saída CFX – Coletor normal 33.

```

v25 = q1/a25*f11*m2
v26 = q1/a26*f11*m2
v27 = q1/a27*f11*m2
v28 = q1/a28*f11*m2
v2 = v21+v22+v23+v24+v25+v26+v27+v28
v31 = q1/a31*f11*m3
v32 = q1/a32*f11*m3
v33 = q1/a33*f11*m3
v34 = q1/a34*f11*m3
v35 = q1/a35*f11*m3
v36 = q1/a36*f11*m3
v37 = q1/a37*f11*m3
v38 = q1/a38*f11*m3
v3 = v31+v32+v33+v34+v35+v36+v37+v38
v41 = q1/a41*f11*m4
v42 = q1/a42*f11*m4
v43 = q1/a43*f11*m4
v44 = q1/a44*f11*m4
v45 = q1/a45*f11*m4
v46 = q1/a46*f11*m4
v47 = q1/a47*f11*m4
v48 = q1/a48*f11*m4
v4 = v41+v42+v43+v44+v45+v46+v47+v48
END
END
MATERIAL : Air Ideal Gas
Option = Pure Substance
Thermodynamic State = Gas
Long Name = Air Ideal Gas (constant Cp)
PROPERTIES :
Option = Ideal Gas
Molar Mass = 28.96 [kg kmol-1]
Dynamic Viscosity = 1.79e-05 [kg m-1 s-1]
Specific Heat Capacity = 1000.0 [J kg-1 K-1]
Thermal Conductivity = 0.0252 [W m-1 K-1]
Absorption Coefficient = 0.01 [m-1]
Scattering Coefficient = 0.0 [m-1]
Refractive Index = 1.0 [m m-1]
Reference Pressure = 1 [atm]
Reference Temperature = 0 [K]
Reference Specific Enthalpy = 0. [J/kg]
Reference Specific Entropy = 0. [J/kg/K]
END
END
EXECUTION CONTROL :
PARALLEL HOST LIBRARY :
END
PARTITIONER STEP CONTROL :
Runtime Priority = Standard
MEMORY CONTROL :
Memory Allocation Factor = 1
END
PARTITIONING TYPE :
MeTis Type = k-way
Option = MeTis
Partition Size Rule = Automatic
END
END
RUN DEFINITION :
Definition File = coletornormal100brep10.def
Run Mode = Full
END
SOLVER STEP CONTROL :
Runtime Priority = Standard
EXECUTABLE SELECTION :
Double Precision = Off
Use 64 Bit = Off
END
MEMORY CONTROL :
Memory Allocation Factor = 1
END
PARALLEL ENVIRONMENT :
Option = Serial
Parallel Mode = FVM
END
END
END
FLOW :
SOLUTION UNITS :
Angle Units = [rad]
Length Units = [m]
Mass Units = [kg]
Solid Angle Units = [sr]
Temperature Units = [K]
Time Units = [s]
END
SOLVER CONTROL :
ADVECTION SCHEME :
Option = High Resolution
END
CONVERGENCE CONTROL :
Maximum Number of Coefficient Loops = 10
END
CONVERGENCE CRITERIA :
Residual Target = 1.E-4
Residual Type = RMS
END
TRANSIENT SCHEME :
Option = First Order Backward Euler
END
END
INITIALISATION :
Option = Automatic
INITIAL CONDITIONS :
Velocity Type = Cartesian
CARTESIAN VELOCITY COMPONENTS :
Option = Automatic with Value
U = 0 [m s-1]
V = 30.0 [m s-1]
W = 0.0 [m s-1]
END
EPSILON :
Epsilon = 0.5 [m2 s-3]
Option = Automatic with Value
END

```

ANEXO B – Arquivo saída CFX – Coletor normal 33.

```

K :
  Option = Automatic with Value
  k = 1.2 [m^2 s^-2]
END
STATIC PRESSURE :
  Option = Automatic with Value
  Relative Pressure = 0.0 [Pa]
END
TEMPERATURE :
  Option = Automatic with Value
  Temperature = 300 [K]
END
END
DOMAIN : coletornormal100brep
  Coord Frame = Coord 0
  Domain Type = Fluid
  Fluids List = Air Ideal Gas
  Location = coletor
  BOUNDARY : coletornormal100brep Default
    Boundary Type = WALL
    Location = Solid 1.1,Solid 1.2,Solid 1.3,Solid 2.1,Solid 2.10,Solid 2\
.11,Solid 2.12,Solid 2.13,Solid 2.14,Solid 2.15,Solid 2.16,Solid 2.17,Sol\
id 2.19,Solid 2.2,Solid 2.20,Solid 2.21,Solid 2.22,Solid 2.24,Solid 2.25,Sol\
id 2.26,Solid 2.28,Solid 2.29,Solid 2.3,Solid 2.31,Solid 2.33,Solid 2.34,Sol\
id 2.35,Solid 2.36,Solid 2.37,Solid 2.38,Solid 2.39,Solid 2.4,Solid 2.40,S\
olid 2.41,Solid 2.42,Solid 2.43,Solid 2.44,Solid 2.45,Solid 2.46,Solid 2.47\
,Solid 2.48,Solid 2.49,Solid 2.5,Solid 2.50,Solid 2.51,Solid 2.52,Solid 2.5\
3,Solid 2.54,Solid 2.55,Solid 2.56,Solid 2.57,Solid 2.58,Solid 2.59,Solid 2\
.6,Solid 2.60,Solid 2.61,Solid 2.62,Solid 2.63,Solid 2.64,Solid 2.65,Sol\
id 2.66,Solid 2.67,Solid 2.68,Solid 2.69,Solid 2.7,Solid 2.70,Solid 2.71,Sol\
id 2.72,Solid 2.73,Solid 2.74,Solid 2.75,Solid 2.76,Solid 2.77,Solid 2.78,S\
olid 2.79,Solid 2.8,Solid 2.80,Solid 2.81,Solid 2.9
    BOUNDARY CONDITIONS :
      HEAT TRANSFER :
        Option = Adiabatic
      END
      WALL INFLUENCE ON FLOW :
        Option = No Slip
      END
      WALL ROUGHNESS :
        Option = Smooth Wall
      END
    END
  END
  BOUNDARY : entrada
    Boundary Type = INLET
    Location = entrada
    BOUNDARY CONDITIONS :
      FLOW DIRECTION :
        Option = Normal to Boundary Condition
      END
      FLOW REGIME :
        Option = Subsonic
      END
      HEAT TRANSFER :
        Option = Static Temperature
        Static Temperature = 300 [K]
      END
      MASS AND MOMENTUM :
        Mass Flow Rate = 0.059999999 [kg s^-1]
        Option = Mass Flow Rate
      END
      TURBULENCE :
        Option = Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
      END
    END
  END
  BOUNDARY : saida1
    Boundary Type = OUTLET
    Location = saida1
    BOUNDARY CONDITIONS :
      FLOW REGIME :
        Option = Subsonic
      END
      MASS AND MOMENTUM :
        Normal Speed = v1
        Option = Normal Speed
      END
    END
  END
  BOUNDARY : saida2
    Boundary Type = OUTLET
    Location = saida2
    BOUNDARY CONDITIONS :
      FLOW REGIME :
        Option = Subsonic
      END
      MASS AND MOMENTUM :
        Normal Speed = v2
        Option = Normal Speed
      END
    END
  END
  BOUNDARY : saida3
    Boundary Type = OUTLET
    Location = saida3
    BOUNDARY CONDITIONS :
      FLOW REGIME :
        Option = Subsonic
      END
      MASS AND MOMENTUM :
        Normal Speed = v3
        Option = Normal Speed
      END
    END
  END
  BOUNDARY : saida4
    Boundary Type = OUTLET
    Location = saida4
    BOUNDARY CONDITIONS :
      FLOW REGIME :
        Option = Subsonic
      END
      MASS AND MOMENTUM :
        Normal Speed = v4

```

ANEXO B – Arquivo saída CFX – Coletor normal 33.

```

        Option = Normal Speed
    END
END
DOMAIN MODELS :
    BUOYANCY MODEL :
        Option = Non Buoyant
    END
    DOMAIN MOTION :
        Option = Stationary
    END
    REFERENCE PRESSURE :
        Reference Pressure = 91710 [Pa]
    END
END
FLUID MODELS :
    COMBUSTION MODEL :
        Option = None
    END
    HEAT TRANSFER MODEL :
        Include Viscous Work Term = On
        Option = Total Energy
    END
    THERMAL RADIATION MODEL :
        Option = None
    END
    TURBULENCE MODEL :
        Option = k epsilon
    END
    TURBULENT WALL FUNCTIONS :
        Option = Scalable
    END
END
OUTPUT CONTROL :
    MONITOR OBJECTS :
        MONITOR POINT : Point 1
        Domain Name = coletornorall00brep
        Option = Coordinates in Domain
        Output Variables List = Absolute Pressure
        CARTESIAN COORDINATES :
            X = -139 [m]
            Y = 85 [m]
            Z = -12 [m]
        END
    END
END
TRANSIENT RESULTS : Transient Results 1
    Option = Minimal
    Output Variables List = Absolute Pressure,Density,Pressure,Temperatur\
e,Total Pressure,Velocity,Velocity u,Velocity v,Velocity w
    Time Interval = 0.0012 [s]
END
SIMULATION TYPE :
    Option = Transient
    INITIAL TIME :
        Option = Automatic
    END
    TIME DURATION :
        Option = Total Time
        Timesteps = 0.0012 [s]
        Total Time = 0.24 [s]
    END
END
COMMAND FILE :
    Version = 5.6
    Results Version = 5.6
END

```

ANEXO C – Modelo de planilha para as medições realizadas

Planilha de medição											
Coletor 33 mm diâmetro											
Comando 277											
T=29 p=697mmHg=0,948bar											
Cilindrada total = 1,998 lt											
Cilindrada unitária = 0,4995 lt											
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
30%	1500	14,2	99,58	15,73	21,39	2,36	50	21,2	0,63	539,69	396,95
	2000	12	84,15	17,73	24,10	2,61	50	19,16	0,53	529,98	389,80
	3000	8	56,10	17,73	24,10	2,61	50	19,15	0,35	530,25	390,00
	4000	4,5	31,56	13,29	18,08	2,46	50	20,31	0,20	666,62	490,30
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
50%	1500	18,4	129,03	20,39	27,72	2,78	50	18,01	0,82	490,28	360,60
	2000	17,8	124,82	26,29	35,75	3,58	50	13,97	0,79	490,02	360,41
	3000	15,9	111,50	35,23	47,90	4,27	50	11,72	0,71	435,93	320,63
	4000	12,4	86,95	36,63	49,81	4,67	50	10,71	0,55	458,77	337,42
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
70%	1500	19,5	136,74	21,60	29,37	2,98	50	16,79	0,87	496,23	364,98
	2000	20,1	140,95	29,69	40,37	3,89	50	12,85	0,89	471,77	346,99
	3000	20,5	143,75	45,42	61,76	5,33	50	9,38	0,91	422,46	310,72
	4000	18,4	129,03	54,36	73,91	6,31	50	7,92	0,82	418,08	307,50
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
100%	1500	19	133,23	21,05	28,62	3,08	50	16,26	0,84	525,89	386,79
	2000	22,1	154,97	32,65	44,39	4,14	50	12,08	0,98	456,43	335,70
	3000	21,9	153,57	48,53	65,98	5,92	50	8,44	0,97	439,50	323,25
	4000	21,5	150,77	63,52	86,36	7,17	50	6,97	0,95	406,57	299,03

ANEXO C – Modelo de planilha para as medições realizadas

	Cilindrada total = 1,998 lt			0,4995		(A/C)s=8,33 teorico hidrat			(A/C)s=8,33 teorico hidrat	
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,047	5,0	0,017	40,7	1.027,68	17,81	0,36	20,17	7,55	0,13	1,10
0,039	6,0	0,019	40,6	1.028,01	19,07	0,29	21,68	7,31	0,14	1,14
0,026	9,0	0,022	43,1	1.019,88	22,23	0,22	24,84	8,51	0,12	0,98
0,018	10	0,023	42,3	1.022,47	23,29	0,17	25,75	9,46	0,11	0,88
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,056	8	0,021	41,5	1.025,07	21,29	0,43	24,07	7,67	0,13	1,09
0,054	10	0,023	42,8	1.020,85	23,25	0,35	26,83	6,50	0,15	1,28
0,043	19,5	0,031	43,5	1.018,59	31,13	0,31	35,40	7,30	0,14	1,14
0,035	26	0,035	42,9	1.020,52	35,62	0,27	40,29	7,63	0,13	1,09
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,060	9	0,022	42,6	1.021,49	22,27	0,45	25,24	7,48	0,13	1,11
0,058	12	0,025	42,8	1.020,85	25,14	0,38	29,03	6,46	0,15	1,29
0,053	30	0,037	41,8	1.024,09	38,23	0,38	43,56	7,17	0,14	1,16
0,047	59	0,052	41,4	1.025,39	52,90	0,40	59,21	8,38	0,12	0,99
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,062	9,5	0,022	41,4	1.025,39	22,86	0,46	25,93	7,43	0,13	1,12
0,062	16	0,028	41,5	1.025,07	28,65	0,43	32,79	6,92	0,14	1,20
0,059	41	0,043	41,2	1.026,05	44,42	0,44	50,34	7,50	0,13	1,11
0,054	84	0,061	40,9	1.027,03	62,93	0,47	70,10	8,77	0,11	0,95

ANEXO C – Modelo de planilha para as medições realizadas

lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,91	0,35	0,69	0,99	5,19	11,3	650	521
0,88	0,28	0,56	1,97	4,45	10,9	748	527
1,02	0,22	0,44	1,07	2,14	13	1268	439
1,14	0,17	0,34	0,42	0,61	14,3	1149	357
lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,92	0,42	0,83	0,66	5,77	10,9	380	245
0,78	0,34	0,68	1,02	4,88	11,1	690	218
0,88	0,31	0,61	0,4	2,14	13,2	2690	189
0,92	0,26	0,52	0,22	0,97	14,1	2605	182
lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,90	0,44	0,87	1,1	5,17	10,9	701	178
0,78	0,37	0,74	0,92	4,66	11,3	841	157
0,86	0,37	0,75	0,81	2,15	12,9	2700	147
1,01	0,39	0,77	0,82	1,55	13,3	2660	146
lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,89	0,45	0,89	1,46	6,68	9,7	322	144
0,83	0,42	0,84	1,46	3,43	11,7	2980	120
0,90	0,43	0,87	1,59	2,5	12,1	2735	122
1,05	0,46	0,92	1,2	1,37	13,2	2670	130

ANEXO C – Modelo de planilha para as medições realizadas

Planilha de medição											
Coletor 31 mm diâmetro											
Comando 277											
Cilindrada total = 1,998 lt											
Cilindrada unitária = 0,4995 lt											
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
30%	1500	11	77,14	12,19	16,57	1,84	50	27,21	0,49	542,81	399,24
	2000	7,5	52,59	11,08	15,06	1,80	50	27,79	0,33	584,63	430,00
	3000	3,5	24,54	7,76	10,54	1,64	50	30,47	0,16	761,73	560,25
	4000										
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
50%	1500	18,5	129,73	20,50	27,87	2,77	50	18,05	0,82	486,54	357,85
	2000	17,6	123,42	26,00	35,35	3,37	50	14,84	0,78	466,54	343,14
	3000	14,5	101,68	32,13	43,68	3,99	50	12,53	0,64	447,12	328,86
	4000	10,9	76,43	32,20	43,78	4,40	50	11,36	0,48	492,04	361,89
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
70%	1500	20	140,25	22,16	30,13	3,08	50	16,21	0,89	501,14	368,59
	2000	20,5	143,75	30,28	41,17	3,86	50	12,95	0,91	459,00	337,59
	3000	20,1	140,95	44,54	60,55	5,30	50	9,44	0,89	428,13	314,89
	4000	18	126,22	53,18	72,30	6,18	50	8,09	0,80	418,39	307,73
carga	rpm	Força kgf	Torque Nm	Potencia kW	Potencia CVvh	Gc g/seg	Cons g	Tempo s	Pe Mpa	ge g/kWh	ge g/CVh
100%	1500	19,5	136,74	21,60	29,37	3,17	50	15,75	0,87	529,00	389,08
	2000	21,1	147,96	31,17	42,38	4,14	50	12,07	0,94	478,46	351,91
	3000	22,3	156,38	49,41	67,18	5,85	50	8,54	0,99	426,56	313,73
	4000	22,4	157,08	66,18	89,98	7,50	50	6,67	0,99	407,78	299,92

ANEXO C – Modelo de planilha para as medições realizadas

						(C/A)s=0,120 teorico hidrat				
	Cilindrada total = 1,998 lt			0,4995		(A/C)s=8,33 teorico hidrat				
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,037	0,5	0,010	36,8	1.040,62	10,59	0,21	12,42	5,76	0,17	1,45
0,027	1	0,011	37,7	1.037,60	11,62	0,17	13,42	6,46	0,15	1,29
0,016	1,5	0,012	38,2	1.035,94	12,57	0,13	14,21	7,66	0,13	1,09
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,055	4,5	0,017	38,5	1.034,94	17,27	0,35	20,04	6,23	0,16	1,34
0,051	7	0,020	38,7	1.034,28	20,36	0,31	23,73	6,04	0,17	1,38
0,040	14,5	0,027	39,5	1.031,63	27,60	0,28	31,59	6,92	0,14	1,20
0,033	18,5	0,030	39,5	1.031,63	30,79	0,23	35,19	6,99	0,14	1,19
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,062	6,5	0,019	39,4	1.031,96	19,74	0,39	22,82	6,40	0,16	1,30
0,058	7,5	0,020	39,8	1.030,64	20,86	0,31	24,72	5,40	0,19	1,54
0,053	33	0,039	39,9	1.030,31	40,23	0,40	45,52	7,60	0,13	1,10
0,046	52	0,049	39,7	1.030,97	50,03	0,38	56,21	8,10	0,12	1,03
Gc pcc g	mmca bocal	Ga m ³ /seg	Temp ar C	den g/m ³	gma g/seg	gma pcc g	gmtotal arcomb g/seg	A/C	C/A	razão equival
0,063	9,5	0,022	39,7	1.030,97	22,98	0,46	26,16	7,24	0,14	1,15
0,062	14	0,026	39,8	1.030,64	27,15	0,41	31,29	6,55	0,15	1,27
0,059	40	0,043	39,2	1.032,62	44,18	0,44	50,04	7,55	0,13	1,10
0,056	82	0,061	38,5	1.034,94	62,67	0,47	70,17	8,36	0,12	1,00

ANEXO C – Modelo de planilha para as medições realizadas

lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,69	0,20	0,41	1,72	4,88	10,8	310	1256
0,77	0,17	0,34	2,31	3,64	11,2	359	1130
0,92	0,12	0,24	1,71	1,04	13,3	399	754
lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,75	0,33	0,67	0,44	4,23	12,4	541	590
0,73	0,30	0,59	1,75	3,71	11,5	744	507
0,83	0,27	0,54	0,46	2,14	13,5	2763	549
0,84	0,22	0,45	0,22	2,63	13,4	1234	350
lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,77	0,38	0,77	0,61	4,06	12,1	1420	222
0,65	0,30	0,61	1,72	3,63	11,5	2990	185
0,91	0,39	0,78	1,78	2,18	12,3	2757	166
0,97	0,36	0,73	0,67	1,42	13,5	2727	165
lambda	Ga pcc lt	Ren. Vol.	O2 %	CO %	CO2 %	NOx ppm	THC ppmC
0,87	0,45	0,89	1,06	6,18	10,3	310	159
0,79	0,40	0,79	1,46	4,09	11,3	886	133
0,91	0,43	0,86	1,43	2,64	12,3	2540	126
1,00	0,45	0,91	0,18	1,45	13,8	2729	128

7-Referências

- ALLEN, D. N. G., SOUTHWELL, R. V. (1955). Relaxation Methods Applied to Determine the Motion, in Two Dimensions of a Viscous Fluid Past a Fixed Cylinder, Quarterly J. of Mechanics and Applied Mathematics, vol. 8, pp. 129-145.
- ANGHEL, C. Mathematical modeling of the wave phenomena inside intake and exhaust manifolds of the automobile diesel engines. FISITA XXVI, Engineering Challenge – Human Friendly Vehicles, Prague. Czech republic, 1996.
- BAUER, W., WENISCH, J., HEYWOOD, J.B. Average and time – resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark – ignition engine. International Journal of Heat and Fluid Flow, N^o 19, 1998.
- BEHNIA, M., MILTON, B.E. The behaviour of fuel films on the walls of engine manifolds and ports. Thermodynamics in Australia – Past, Present & Future, Brisbane, may, 1988.
- BENSON, R.S. The Thermodynamics and gas dynamics of I.C.E . v I ,II Oxford University Press,1982.
- BERENYI, S.G.; RAFA, C.J. Variable area turbocharger for high output diesel engines. SAE paper 790064.
- BOND, W.D. Quick – Heat intake manifolds for reducing cold engine emissions. SAE paper 720935.1972.
- BORIS, J. P. (1971). NLR-MR-2357, Naval Research Laboratory, November 1971.
- BRANDT, A. (1977). Multi-Level adaptative Solutions to Boundary – Value Problems, Mathematics of computation, Vol. 31, pp. 333-390.
- BREHM, C., WHITELOW, J.,H.(1999). Air and Fuel characteristics in the Intake Port of a SI Engine. SAE paper 991491, pp. 1-13.
- BRIGHAM, E. O. (1988). *The Fast Fourier Transform and its applications*. Englewood Cliffs, Prentice Hall.
- CAMPBELL, C.J., LAHERRERE, J.H. O fim do petróleo barato. O estado de São Paulo, 17 de outubro de 1999.

- CAPOBIANO, M., GAMBAROTA, A., SILVESTRI, P., ZAMBONI, G. Intake and exhaust systems of automotive turbocharged diesel engines: Components characterisation and modelling. FISITA XXVI, Engineering Challenge – Human Friendly Vehicles, Prague. Czech republic, 1996.
- CHAPMAN, M., NOVAK, J.M., STAIN, R.A. Numerical modelling of inlet and exhaust flows in multi-cylinder internal combustion engines. American Society of Mechanical Engineers. Winter Meeting. Phoenix, Arizona. 1982.
- CHENG, S. I. (1968). Accuracy of Difference Formulation of Navier Stokes Equations, A.M.S. Department, Princeton University, Princeton, New Jersey.
- CRANK, J., NICOLSON, P. (1947). A Practical Method for Numerical Evaluation of Solutions of Partial Differential Equations of the Heat Conduction Type, Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, vol. 43, No. 50, pp. 50-67.
- DALY, B., J. (1967). Numerical Study of Two Fluid Rayleigh-Taylor Instability, Physics of Fluids, Vol. 10, February, pp. 297-307.
- DALE, A.; WATSON, N. “ *Vanless diffuser turbocharger turbine performance*” .Proceeding of ImechE, London, 1986.
- DOUGLAS, J., RACHFORD, H. H. (1956). On the Numerical Solution of Heat Conduction Problems in Two and Three Space Variables, Transactions of the American Mathematical Society, Vol. 82, pp. 421-439.
- DUFORT, E. C., FRANKEL, S. P. (1953). Stability Conditions in the Numerical Treatment of Parabolic Differential Equations, Math. Tables and Other Aids to Computation, Vol. 7, pp. 135-152.
- FERGUSON, C. R. (1986). *Internal combustion engines applied thermo sciences*. New York, John Wiley.
- FROMM, J. E., HARLOW, P. (1965). Numerical Solution of the Nonlinear Equations for a Heated Fluid Layer, Physics of Fluids, Vol. 8, No. 10, pp. 1757-1769.
- FUJIMOTO, H., NAKAGAWA, T., KUDO, H., WAKISAKA, T., SHIMAMOTO, Y. (1995). A Study on the Formation of Vertical Vortex in the Cylinder of an I.C. Engine Using CFD: Effect of Intake Valve Closing Timing. JSAE paper 9537916. pp. 349-355.

- HARLOW, F. H., NAKAYAMA, P. I. (1968). Transport of Turbulence Energy Decay Rate, Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-3845, Los Alamos, New Mexico.
- HARLOW, F. H., WELCH, J. E. (1965). Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface, *Physics of Fluids*, Vol. 8, No. 12, pp. 2182-2189.
- HARTEN, A. (1983). High Resolution Schemes for Conservation Laws, *Journal of Computational Physics*, Vol.49, 1983, pp. 357-393.
- HEYWOOD, J. B. (1998). *Internal combustion engines fundamentals*. McGraw-Hill.
- HOCKNEY, R. W. (1965). A Fast Direct Solution of Poisson's Equation Using Fourier Analysis, *J. Association of Computing Machinery*, Vol.12, pp.95.
- HORNER, T. G. (1995). Engine knock detection using spectral analysis techniques with a TMS320 DSP. <http://www-s.ti.com/sc/psheets/spra039/spra039.pdf>. (11 set 2000).
- HUDSON, C. et al. (2001). Knock measurement for fuel evaluation in spark ignition engines. *Fuel*, v.80, p395-407
- JORGE, A. A., "Planejamento de Experimentos em Engenharia e Indústria". EESC-USP. IMSC. 1995.
- JÓVAJ, M.S. M., V. I. Motores de Automovil. Editorial Pueblo.Cuba.1984.
- JÓVAJ, M.S. MASLOV, V. I. Motores de Automovil. Editorial Pueblo.Cuba.1987.
- KIM, Y.Y., KIM, J.H., JUNG, H., MYUNG, J., LEE, J.M., KIM, Y.H. A simple and effective modelling for car exhausts systems. FISITA XXVI, Engineering Challenge – Human Friendly Vehicles, Prague. Czech republic, 1996.
- LAX, P. D., WENDROFF, B. (1960). Systems of Conservation Laws, *Communications on Pure and Applied Mathematics*, Vol. 13, pp. 217-237.
- LIEPMAN, H.(1918). "Die Angenaherte Ermittlung Harmonischer Functionen and Konformer Abbildungen", Bayer. A. Kad.Wiss., Math.-phys. Klasse, Sitz.
- LUDFORD, G., POLACHEK, H., SEEGER, R. J. (1953). On Unsteady Flow of Compressible Viscous Fluids, *J. Pf Applied Physics*, Vol. 24, pp. 490-495.
- MADER, C., L., (1964). The two Dimensional Hydrodynamic Hot Spot, LASL Rept. LA-3077, Los Alamos Scientific Laboratory, Los alamos, New Mexico.

- MENDES, A. C. (1998). *Balança Comercial, Desemprego e Efeito Estufa*. 1º Fórum Nacional sobre o Futuro do Álcool. Sertãozinho.SP.
- MIKIYA, H., ISAMU; N. SUMIO, O., TADAMITSU, K. Optimization of exhaust pipe muffling performance by sound pressure modal analysis. FISITA XXVI, Engineering Challenge – Human Friendly Vehicles, Prague. Czech republic, 1996.
- MOFFAT, J. R., “*Some Experimental Methods for Heat Transfer Studies*”. Experimental Thermal and Fluid Science. 1990.
- MURMAN, E. M., COLE, J. D. (1971). Calculation of Plane Steady Transonic Potential Equation Using a Mixed Finite Difference Scheme, See Holt.
- NAGUMO, S., HARA, S. (1995). Study of Fuel Economy Improvement Through Control of Intake Valve Closing Timing: Cause of Combustion Deterioration and Improvement. JSAE paper 9439311. pp. 13-19.
- NICOLAO, G., SEATTOLINI, R., SIVIERO, C. Modeling the volumetric efficiency of IC engines: parametric, non – parametric and neural techniques. Control Eng. Practice, vol. 4.Nº 10, 1405-1415,1996.
- O'BRIEN,G. D., HYMAN, M. A., KAPLAN S. (1950). A Study of the Numerical Solution of Partial Differential Equations, J. Mathematics and Physics, vol. 29, pp.223-251.
- PEACEMEN, D. (1980). Fundamentals of Numerical Reservoir Simulation. American Society of Petroleum Engineers, Houston.
- PEACEMAN, D. W., RACHFORD, H. H. (1955). The Numerical Solution of Parabolic and Elliptic Differential Equations, Journal Soc. Indust. Applied Mathematics, Vol. 3, No. 1, March, pp. 28-41.
- PEYRET, R., VIVIAND, H. (1975). Computation of Viscous Flows Based on the Navier-Stokes Equation, AGARDograph No.212, September 1975.
- POWELL, J. D. (1993). Engine control using cylinder pressure: past, present and future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, v.115, p.343-350, June.
- PROALCOOL – COOPERATIVA CENTRAL DOSPRODUTRES DE AÇÚCAR E ÁLCOOL DO ESTADO DE SÃO PAULO - COPERSUCAR. (1975). *Treze Receitas para o desenvolvimento da Agroindústria açucareira*. São Paulo.1975.

- REYES,M.;LORENE,B.;HORTELANO,J.V.. “*Modelado de turbinas radials de grupos de sobrealimentación de motores alternativas*”. X Cong. Nac. Ing. Mec. Madrid, 1992.
- RICHTMYER, R. D., (1957)., *Difference Methods for Initial-Value Problems*, Interscience Publishers, Inc., New York.
- RICHTMYER, R. D., (1963). *A Survey of Difference Methods for Nonsteady Fluid Dynamics*, NCAR Technical Note 63-2, Boulder, Colorado.
- RICHARDSON, L.,F.”*The approximate Arithmetical Solution by Finite Differences of Phisical Problems Involvig Diffèrential Equations, whith an Application to the Stresses in a Masonry Dam*”. ‘Transactions of the Royal Society of London, Ser. A. , Vol. 210, pp.307-357.1910.
- RUDMAN, S. G., RUBIN, S. G. (1968). Hypersonic Viscous Flow over Slender Bodies with Sharp Leading Edges, *AIAA Journal*, Vol. 6, 1968, pp. 1883-1889.
- SAMIMY, B.; RIZZONI, G. (1996). Mechanical signature analysis using time-frequency signal processing: application to internal combustion engine knock detection. *Proceedings of the IEEE*, v.84, n.9, p.1330-1343, Sept.
- SEIFFERT. The automobile in the next century. FISITA XXVI, Engineering Challenge – Human Friendly Vehicles, Prague. Czech republic, 1996.
- SHER, E.(1998). *Handbook of Air Pollution from Internal combustion engines Pollutant Formation and control*. Academic Press. Massachusetts, USA.
- SHIN, Y., CHENG, W.K., HEYWOOD, J.B. Liquid gasoline behaviour in the engine cylinder of a S.I. engine, SAE paper 941872.1994.
- SHIN, Y., MIN, K., CHENG, W.K. Visualization of mixture preparation in a port fuel injection engine during engine warm – up. SAE paper 952481. 1995.
- SHORTLEY, G. H., WELLER, R.(1938). The Numerical solution of LaPlace’s Equation, *J. of applied Physics*, vol. 9,pp. 334-348.
- SOUTHWELL, R. V. (1946). *Relaxation Methods in Theoretical Physics*, Oxford University Press, New York.
- SPICHER, U. et al. (1992). *Investigation into the applicability of an optical fiber sensor for knock detection and knock control system*. SAE Paper 922370.

- STEIDEL, R. F. (1971). *An Introduction to Mechanical Vibrations*. John Wiley & Sons. N.Y, USA.
- SUN, Z.; BLACKSHEAR, P. L.; KITTELSON, D. B. (1996). *Spark ignition engine knock detection using in-cylinder optical probes*. SAE Paper 962103.
- TAKAGI, Y. The role of mixture formation in improving fuel economy and reducing emissions of automotive S.I. engines. FISITA XXVI, Engineering Challenge – Human Friendly Vehicles, Prague. Czech republic, 1996.
- TAKIZAWA, M., UNO, T., OUE, T., YURA, T. (1982). A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine. SAE paper 820410, pp.1-14.
- TAMARIT, V.R.B. Síntesis de la Aerodinámica Interna del Motor Diesel Sobrealimentado, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, Espanha, 1995.
- TANNEHILL, J. C., ANDERSON, D. A., PLETCHER, R. H. (1997). *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Taylor and Francis, London.
- TAYLOR, C. Análise dos Motores de Combustão Interna, Edgard Blücher, 1971.
- TAYLOR, C. F. (1968). *The internal-combustion engine in theory and practice*. Cambridge, The M. I. T. Press.
- THOM, A. (1933). *The flow Past Circular Cylinders at Low Speeds*, Proceedings of the Royal Society of London, A141, pp.651-666.
- THOMA, D., SZEWCZYK, A. A. (1969). Time Dependent Viscous Flow over a Circular Cylinder, The Physics of Fluids Supplement II, pp.76-87.
- VAN LEE, B. (1974). Towards the Ultimate Conservation Difference Scheme. II. Monotonicity and conservation Combined in a Second-Order Scheme, Journal of Computational Physics, Vol. 14, 1974, pp. 361-370.
- VON NEUMANN, J., RICHTMYER, R. D. (1950). A Method for the Numerical Calculation of Hydrodynamic Shocks, J. of Applied Physics, Vol.21, pp. 232-257.
- VUOLO, J. H., "Introdução à Teoria de Erros". Universidade de São Paulo. Instituto de Física. 1999.
- XIAOFU, C. (1988). *The State of the art of Research into Methanol Fuel for Automotive Engines in China*. Int. J. of Vehicle Design, v. 9, n 6., p. 632-640.