

ADRIANA APARECIDA DOS SANTOS COSTA

**CARACTERIZAÇÃO DE MOTOR AERONÁUTICO UTILIZANDO MISTURAS DE
GASOLINA DE AVIAÇÃO E ETANOL: ASPECTOS FLUIDODINÂMICOS,
TERMODINÂMICOS E ECOLÓGICOS.**

Tese apresentada à Faculdade de
Engenharia do Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista, para a
obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica na área de
Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co-orientadora: Profa. Dra. Cristiane Aparecida Martins

Guaratinguetá

2011

C837c	<p>Costa, Adriana Aparecida dos Santos</p> <p>Caracterização de motor aeronáutico utilizando misturas de gasolina de aviação e etanol: aspectos fluidodinâmicos, termodinâmicos e ecológicos / Adriana Aparecida dos Santos Costa. – Guaratinguetá : [s.n.], 2011</p> <p>178 f. : il.</p> <p>Bibliografia: f. 117-121</p> <p>Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011</p> <p>Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira</p> <p>Co-orientador: Profa. Dra. Cristiane Aparecida Martins</p> <p>1. Motores de combustão interna – Aeronáutico 2. Etanol</p> <p>I. Título</p> <p>CDU 621.43</p>
-------	---

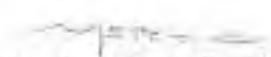


ADRIANA APARECIDA DOS SANTOS COSTA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JUNIOR
Unesp-Feg


Prof. Dr. NÊDILIO CARRINHO DE CASTRO
Unesp-Feg


Prof. Dr. MARCELO ANDREOTTI
VSE


Prof. Dr. MARIA ESTHER SBAMPATO
IEAC / EFO / EXH

Fevereiro de 2011

DADOS CURRICULARES

ADRIANA APARECIDA DOS SANTOS COSTA

NASCIMENTO	12.12.1975 – GUARATINGUETÁ / SP
FILIAÇÃO	José Gilberto Costa Maria Benedita dos Santos
1995/1999	Curso de Graduação em Engenharia Elétrica Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista. Brasil.
2002/2003	Mestre em Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista. Brasil.
2007/2011	Doutorado em Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista. Brasil.

ARTIGOS PUBLICADOS EM REVISTAS

1. COSTA, A. A. S. ; ASTORGA, O. A. M. ; SILVEIRA, J. L.; Case Study of the employment of generator natural gas in a compact cogeneration system. *Ingenerare - Revista de la Facultad de Ingenieria*, Valparaíso - Chile, p. 55 - 59, 30 nov. 2007
2. COSTA, A. A. S.; ASTORGA, O. A. M. ; SILVEIRA, J. L.; Análise Técnico-Econômica da Utilização de um Gerador à Gás. *Eletricidade Moderna*, São Paulo - SP, v. 353, p. 118 - 123, 01 ago. 2003.

ARTIGOS PUBLICADOS EM CONGRESSOS

1. COSTA, A. A. S; ASTORGA, O. A. M.; SILVEIRA, J. L.; Case Study of the Employment of Generator Natural Gas in a Compact Cogeneration System. Seventh Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission – CLAGTEE 2007 - Vina del Mar - Chile.
2. COSTA, A. A. S.; MARTINS, C. A.; EWALD P. S.; CORONADO, C. J. R. ; SILVEIRA, J. L.; Experimental Investigation of Sprays Characteristics Using Gasoline-Ethanol Blends as Fuel for Employment with Aeronautical Engines. 2nd International Congress University - Industry Cooperation, 2007, Perugia - Italy. UNINDU 2007. Perugia - Itália: Perugia University, 2007. v. 1. p. 1-13.
3. COSTA, A. A. S.; MARTINS, C. A.; EWALD P. S.; VASCONCELLOS, C. A. S.; SILVEIRA, J. L.; Determinação da Eficiência Ecológica em um Motor de Combustão Interna Aeronáutico Usando Etanol e Gasolina de Aviação Como Combustível. The 8th Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission – CLAGTEE 2009, Ubatuba – Brasil.

*Dedico este trabalho a todos aqueles que
buscam o desenvolvimento da tecnologia
pelo bem da humanidade.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

Ao meu orientador *Prof. Dr. José Luz Silveira* e minha co-orientadora *Prof. Dra. Cristiane Aparecida Martins*, pelo incentivo e pelas diretrizes para a realização deste trabalho.

A *MSc. Carla Fernandes*, ao *Eng Carlos Vasconcellos* e ao *Téc Anderson de Souza* pelo apoio técnico para o desenvolvimento desta tese e ao *Eng. Paulo Ewald* pela colaboração na obtenção das informações necessárias para a realização do trabalho.

A empresa Sygma Motors, na pessoa do Dr. *Marcelo Andreotti*, ao Instituto de Aeronáutica e Espaço e ao Instituto Tecnológico de Aeronáutica e ao Parque de Material Aeronáutico de Lagoa Santa, pela oportunidade de desenvolver uma tese de doutorado baseada em um problema real possibilitando com isso uma maior aproximação com a realidade da engenharia.

Ao Grupo Especial de Ensaio em Vôo, em especial ao *Ten. Cel Av Alan Elvis de Lima* e ao *Major Eng Fabio Andrade de Almeida*, por ter me ajudado com a disponibilidade de tempo para que eu pudesse continuar a desenvolver este trabalho.

Aos amigos *Marco Aurélio* e ao *Galisteu* pelo apoio, convivência e paciência.

A FAPESP pelo suporte financeiro ao desenvolvimento deste trabalho.

A minha família, namorado e aos demais amigos, pelo estímulo e por acreditarem em mim e que eu seria capaz de atingir meu grande objetivo.

COSTA, A.A.S. **Caracterização de Motor Aeronáutico utilizando Misturas de Gasolina de Aviação e Etanol: Aspectos Fluidodinâmicos, Termodinâmicos e Ecológicos.** 178f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Atualmente, o mundo está percebendo a importância do problema do aquecimento global e mais pessoas estão trabalhando com o objetivo de reduzir as emissões de poluentes no meio ambiente. Neste contexto é necessária a busca de novas fontes de energia, tais como o etanol, que sejam menos poluentes.

O Brasil é um grande produtor de etanol, sendo o mesmo um combustível alternativo por ser mais barato que a gasolina. Além das vantagens financeiras que podem ser verificadas, através de receitas positivas, há vantagens técnicas e estratégicas do uso do etanol.

O objetivo energético e ecológico deste trabalho é apresentar a caracterização experimental da turbulência dentro do cilindro de um motor a pistão aeronáutico e realizar análises do comportamento da eficiência ecológica do mesmo usando misturas etanol e gasolina como combustível. Estes estudos subsidiarão o desenvolvimento do motor FLEX aeronáutico que tem como finalidade de reduzir os custos operacionais com a aviação e os danos ao meio ambiente.

Os ensaios utilizaram um motor Lycoming IO-540-K1D5, que equipa a aeronave T-25 “Universal” da Força Aérea Brasileira. Para a realização das medições da turbulência dentro da câmara de combustão do motor foi utilizada a técnica de diagnóstico não intrusiva conhecida por velocimetria a laser por imagem da partícula. Também foram realizados ensaios na bancada de testes do motor para a obtenção de dados referentes a emissões de poluentes e dos parâmetros do motor com diferentes misturas gasolina-etanol.

O conceito de eficiência ecológica é utilizado como parâmetro de comparação. É avaliado e quantificado o impacto ambiental do uso da gasolina de aviação em motores de combustão interna aeronáuticos e as vantagens da utilização da mistura gasolina de aviação com etanol anidro.

Em fase final são tecidas as conclusões para a melhoria do projeto do motor bi-combustível, que é um projeto em desenvolvimento na Força Aérea Brasileira em parceria com a Empresa Magnetti Marelli, e sugeridas pesquisas futuras no assunto.

PALAVRAS-CHAVE: motor de combustão interna aeronáutico, velocimetria a laser por imagem, bi-combustível, etanol, emissões de poluentes.

COSTA, A.A.S. Characterization of an Aeronautical Internal Combustion Engine Using Gasoline-Ethanol Blends as Fuel: Fluid Dynamics, Thermodynamic and Ecological Aspects. 178p. Thesys (Doctorate in Mechanical Engineerig). Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

Nowadays, the world is realizing the importance of the global warming problem and consequently more people are working in order to reduce pollutant emissions to the environment. Today it is necessary to search new and less pollutant sources like ethanol.

In Brazil, ethanol is already one realistic alternative fuel because it is less expensive than gasoline and Brazil is one of the largest ethanol producers. Beyond the financial advantages that can be verified, through the annual positive profits, there are technical and strategic advantages.

The energetic and ecological objectives of this work are to present an experimental characterization of turbulence within the engine cylinder and perform analysis of the behavior of the ecological efficiency using gasoline and ethanol mixtures as fuel. These studies will subsidize the development of the Flex type aircraft engine Flex, which aims to reduce operating costs with aviation and environmental damage.

This thesis presents measurement of turbulence inside Lycoming IO-540-K1D5 engine, utilized by the T-25 “Universal” aircraft, using particle image velocimetry. Besides turbulence tests other tests were conduted in order to obtain data for pollutant emission and performance engine analysis using blends gasoline-ethanol.

In the final step, the concept of ecological efficiency is applied to evaluate the environmental impact. We evaluate and quantify the environmental impact from the use of aviation gasoline in aeronautical internal combustion engines and the advantages of using gasoline-ethanol blends as fuel.

Conclusions are presented which will give technical support for further research on flexible-fuel aeronautical engines. Some future researches are suggested to support the Brazilian Air Force and Magnetti Marelli Company, which are developing the first Flex aeronautical engine in the world.

KEYWORDS: aeronautical internal-combustion engines, particle image velocimetry, bi-fuel, ethanol, pollutant emissions.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Motor Lycoming IO-540.	31
Figura 2 - Influência do Φ sobre a potência do motor	32
Figura 3 - Áreas de referência para determinação do coeficiente de fluxo	36
Figura 4 - Velocidade turbulenta axial em função do tempo.....	40
Figura 5 - Plano de coordenadas para a determinação do “swirl”, “tumble” e “cross-tumble”	41
Figura 6 - Movimento de swirl dentro do cilindro.....	42
Figura 7 - Movimento de tumble dentro do cilindro.....	42
Figura 8 - Número de cross-tumble (Tr_x), tumble (Tr_y) e swirl (Tr_z)	43
Figura 9 - Componentes básicos de um sistema PIV 2D.....	47
Figura 10 - Imagem do plano de iluminação produzido por um PIV.	48
Figura 11 - Diagrama do espalhamento de luz por uma partícula esférica	49
Figura 12 - Metodologia para obtenção do vetor velocidade pelo PIV	53
Figura 13 - Princípio utilizado para determinação dos campos de velocidade das partículas em 3D.....	55
Figura 14 - Campo visual das câmeras de um PIV estéreo.....	56
Figura 15 - Ciclo de vida do carbono para produção do etanol	60
Figura 16 - Bancada de testes PIV 3D.	64
Figura 17 - Placa de calibração utilizada para a determinação do “tumble”	65
Figura 18 - Placa de calibração utilizada para a determinação do “swirl”	65
Figura 19 - Equipamento para produção de placas de calibração e cabeçotes	66
Figura 20 - Imagem programa FlowTestRig.....	66
Figura 21 - Imagem obtida com o programa Camware	66
Figura 22 - Aparato experimental utilizado nos ensaios a frio.	67
Figura 23 - Imagens de calibração da câmera 1 para a obtenção “swirl”.	68
Figura 24 - Imagens de calibração da câmera 2 para a obtenção “swirl”.	69
Figura 25 - Imagens de calibração da câmera 1 para medição do “tumble”.....	70
Figura 26 - Imagens de calibração da câmera 2 para medição do “tumble”.....	70
Figura 27 - Bancada de testes para os ensaios reativos.....	71
Figura 28 - Motor Lycoming IO-540 instalado na bancada de testes.	72
Figura 29 - Programa de aquisição de dados do motor.....	73

Figura 30 - Medidor de emissões modelo MEXA-1300M, da Horiba.	74
Figura 31 - Aparato experimental dos ensaios reativos.	76
Figura 32 - Variação do α -k com fluxo direto e reverso na válvula de admissão e de escape para diferentes aberturas de válvulas.....	81
Figura 33 - Imagens de medição de “swirl” da câmera 1.	82
Figura 34 - Imagens de medição de “swirl” da câmera 2.	82
Figura 35 - Campo de velocidade médio do escoamento nos planos X, Y e Z.	83
Figura 36 - Velocidade RMS do escoamento nos planos X, Y e Z.	83
Figura 37 - Localização das velas de ignição e das válvulas de admissão e escape no plano de medição do “swirl”.....	84
Figura 38 - Velas e válvulas de admissão e escape projetos no plano de medição do “swirl”.....	85
Figura 39 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 0.5D e com 11mm de abertura de válvula de admissão.....	86
Figura 40 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 0.25D e com 1mm de abertura de válvula de admissão.....	87
Figura 41 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 0.25D e com 11mm de abertura de válvula de admissão.....	87
Figura 42 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 1D e com 11mm de abertura de válvula de admissão.....	88
Figura 43 - V_x em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.	90
Figura 44 - V_y em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.	90
Figura 45 - V_z em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.	91
Figura 46 - Número de “swirl” em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.....	92
Figura 47 - Imagens de medição de “tumble” da câmera 1.	92
Figura 48 - Imagens de medição de “tumble” da câmera 2.	93
Figura 49 - Campo de velocidade médio do escoamento nos planos X, Y e Z.	93
Figura 50 - Velocidade RMS do escoamento nos planos X, Y e Z.	94
Figura 51 - Localização das válvulas de admissão e escape no plano de medição do “tumble”..	95
Figura 52 - Velas e válvulas de admissão e escape projetos no plano de medição do “tumble”..	95
Figura 53 - Velocidades médias para “tumble” com 11mm de abertura de válvula.....	96

Figura 54 - Variação das velocidades médias para os ensaios de “tumble” com a abertura da válvula de admissão.	97
Figura 55 - Variação do “tumble” com a abertura da válvula de admissão.	98
Figura 56 - Potência do motor em função da mistura de combustível na decolagem.	100
Figura 57 - Torque do motor em função da mistura de combustível na decolagem.	100
Figura 58 - Consumo específico do motor em função da mistura de combustível na decolagem.	101
Figura 59 - Potência do motor em função da mistura de combustível no cruzeiro.	101
Figura 60 - Torque do motor em função da mistura de combustível no cruzeiro.	102
Figura 61 - Consumo específico do motor em função da mistura de combustível no cruzeiro.	102
Figura 62 - Emissões de CO e CO ₂ na condição decolagem normalizado para 3% de O ₂	104
Figura 63 - Emissões de CO e CO ₂ na condição de cruzeiro normalizado para 3% de O ₂	105
Figura 64 - CO específico para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem.	105
Figura 65 - CO ₂ específico para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem.	106
Figura 66 - Emissões de HC para diferentes misturas de Avgas e etanol na decolagem normalizado para 3% de O ₂	106
Figura 67 - Emissões específicas de CO para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro.	108
Figura 68 - Emissões específicas de CO ₂ para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro.	109
Figura 69 - Emissões de HC para diferentes misturas de Avgas e etanol no cruzeiro normalizado para 3% de O ₂	109
Figura 70 - Comportamento da eficiência ecológica e termodinâmica na decolagem em função da mistura Avgas e etanol.	111
Figura 71 - Comportamento da eficiência ecológica e termodinâmica no cruzeiro em função da mistura Avgas e etanol.	111
Figura 72 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem sem considerar o ciclo de vida do carbono.	112
Figura 73 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro sem considerar o ciclo de vida do carbono.	113
Figura 74 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem considerando o ciclo de vida do carbono.	113
Figura 75 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro considerando o ciclo de vida do carbono.	114

Figura 76 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.25D (“swirl”).....	122
Figura 77 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.25D (“swirl”)	122
Figura 78 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.25D (“swirl”)	123
Figura 79 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.25D (“swirl”).....	123
Figura 80 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.25D (“swirl”)	124
Figura 81 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.25D (“swirl”)	124
Figura 82 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.25D (“swirl”).....	125
Figura 83 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.25D (“swirl”)	125
Figura 84 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.25D (“swirl”)	126
Figura 85 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.25D (“swirl”).....	126
Figura 86 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.25D (“swirl”)	127
Figura 87 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.25D (“swirl”)	127
Figura 88 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.25D (“swirl”).....	128
Figura 89 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.25D (“swirl”)	128
Figura 90 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.25D (“swirl”)	129
Figura 91 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.25D (“swirl”).....	129
Figura 92 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.25D (“swirl”)	130
Figura 93 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.25D (“swirl”)	130
Figura 94 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.5D (“swirl”).....	131
Figura 95 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.5D (“swirl”)	131
Figura 96 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.5D (“swirl”)	132
Figura 97 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.5D (“swirl”).....	132
Figura 98 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.5D (“swirl”)	133
Figura 99 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.5D (“swirl”)	133
Figura 100 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.5D (“swirl”).....	134
Figura 101 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.5D (“swirl”)	134
Figura 102 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.5D (“swirl”)	135
Figura 103 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.5D (“swirl”).....	135
Figura 104 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.5D (“swirl”)	136
Figura 105 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.5D (“swirl”)	136
Figura 106 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.5D (“swirl”).....	137
Figura 107 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.5D (“swirl”)	137

Figura 108 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.5D (“swirl”)	138
Figura 109 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.5D (“swirl”).....	138
Figura 110 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.5D (“swirl”)	139
Figura 111 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.5D (“swirl”)	139
Figura 112 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 1D (“swirl”).....	140
Figura 113 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 1D (“swirl”)	140
Figura 114 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 1D (“swirl”)	141
Figura 115 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 1D (“swirl”).....	141
Figura 116 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 1D (“swirl”)	142
Figura 117 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 1D (“swirl”)	142
Figura 118 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 1D (“swirl”).....	143
Figura 119 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 1D (“swirl”)	143
Figura 120 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 1D (“swirl”)	144
Figura 121 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 1D (“swirl”).....	144
Figura 122 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 1D (“swirl”)	145
Figura 123 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 1D (“swirl”)	145
Figura 124 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 1D (“swirl”).....	146
Figura 125 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 1D (“swirl”)	146
Figura 126 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 1D (“swirl”)	147
Figura 127 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 1D (“swirl”).....	147
Figura 128 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 1D (“swirl”)	148
Figura 129 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 1D (“swirl”)	148
Figura 130 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0,25D (“tumble”)..	149
Figura 131 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0,25D (“tumble”) ..	149
Figura 132 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0,25D (“tumble”)	150
Figura 133 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0,25D (“tumble”)...	150
Figura 134 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0,25D (“tumble”) ..	151
Figura 135 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0,25D (“tumble”)	151
Figura 136 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0,25D (“tumble”)...	152
Figura 137 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0,25D (“tumble”) ..	152
Figura 138 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0,25D (“tumble”)	153
Figura 139 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0,25D (“tumble”)...	153

Figura 140 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0,25D (“tumble”) ..	154
Figura 141 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0,25D (“tumble”)	154
Figura 142 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0,25D (“tumble”)...	155
Figura 143 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0,25D (“tumble”) ..	155
Figura 144 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0,25D (“tumble”)	156
Figura 145 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0,25D (“tumble”).	156
Figura 146 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0,25D (“tumble”) ..	157
Figura 147 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0,25D (“tumble”)	157

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação de desempenho dos motores Lycoming IO-540-K1J5 e IO-540-K1J5D.	24
Tabela 2 - Custos da hora de voo para Avgas e etanol	26
Tabela 3 - Custo de aeronaves Ipanema à Avgas e a etanol..	27
Tabela 4 - Custo de conversão de uma aeronave Ipanema a Avgas para etanol.....	27
Tabela 5 - Comparação do custo do Avgas e do etanol para o Aero Boero	28
Tabela 6 - Impacto do custo do combustível na instrução de pilotos no Aero Boero.	28
Tabela 7 - Concentração máxima admissível para gases no ambiente de trabalho.	58
Tabela 8 - Padrões de qualidade do ar para 1 hora.	58
Tabela 9 - Características dos combustíveis virtuais	60
Tabela 10 - Condições para determinação do alpha-k.	68
Tabela 11 - Características do motor IO-540.....	73
Tabela 12 - Especificações do medidor de emissões MEXA 1300M da Horiba.....	75
Tabela 13 - Misturas de combustível ensaiadas.....	77
Tabela 14 - Parâmetros obtidos para fluxo direto na válvula de admissão.....	79
Tabela 15 - Parâmetros obtidos para fluxo reverso da válvula de admissão.	79
Tabela 16 - Parâmetros obtidos para fluxo direto da válvula de escape.	80
Tabela 17 - Parâmetros obtidos para fluxo reverso da válvula de escape.....	80
Tabela 18 - Velocidades médias e indicadores de turbulência em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.	89
Tabela 19 - Velocidades médias, momento de inércia e número de “tumble” experimentais.....	97
Tabela 20 - Concentração da mistura utilizada na medição de emissões de CO ₂ , CO, O ₂ e HC.104	
Tabela 21 - Emissões medidas para diferentes misturas de Avgas e etanol na decolagem.	107
Tabela 22 - Emissões medidas para diferentes misturas de Avgas e etanol no cruzeiro.	107
Tabela 23 - Emissões medidas para diferentes misturas de Avgas e etanol em marcha lenta... 108	
Tabela 24 - (CO ₂) _e para diferentes misturas de Avgas e etanol	114
Tabela 25 - Ajustes das pressões dos gases	158

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Velocidade do Som	(m/s)
A_k	Área do pistão	(m ²)
A_p	Área do Pórtico	(m ²)
A_S	Área correspondente à vazão mássica de ar real	(m ²)
A_v	Área da Cortina	(m ²)
b	Diâmetro do Cilindro	(m)
c_a	Velocidade Axial Média	(m/s)
C_D	Coefficiente de Descarga	(-)
C_f	Coefficiente de Fluxo	(-)
c_s	Velocidade do escoamento em condições isentrópicas	(m/s)
C_8H_{18}	Isooctano	(-)
C_5H_{12}	Isopentano	(-)
C_7H_8	Tolueno	(-)
CO	Monóxido de Carbono	(-)
CO_2	Dióxido de Carbono	(-)
$(CO_2)_e$	Dióxido de Carbono Equivalente	(kg/kg _{comb})
C_2H_5OH	Etanol	(-)
D	Diâmetro da Válvula de Admissão	(m)
d	Deslocamento	(m)
$D_{cilindro}$	Diâmetro do Cilindro	(m)
d_e	Diâmetro da Imagem	(m)
D_f	Comprimento focal	(m)
d_i	Distância da imagem a lente	(m)
D_L	Diâmetro da Lente	(m)
d_o	Distância do objeto a lente	(m)
d_p	Diâmetro da Partícula	(m)
ds	Diâmetro de Airy	(m)
$f^\#$	Numero f da lente	(-)
HC	Hidrocarbonetos	(-)
Hg	Mercúrio	(-)

I_x	Momento de Inércia na Direção x	(kg.m ² /s)
I_y	Momento de Inércia na Direção y	(kg.m ² /s)
I_z	Momento de Inércia na Direção z	(kg.m ² /s)
k	Expoente isentrópico para o ar (constante = 1,4)	(-)
L	Comprimento	(m)
M	Amplificação	(-)
\dot{m}_a	Vazão Mássica de ar admitido	(kg/s)
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível (kg/s)	(kg/s)
\dot{m}_{real}	Vazão mássica real	(kg/s)
$\dot{m}_{teórica}$	Vazão mássica teórica	(kg/s)
MP	Material Particulado	(m3)
N ₂	Nitrogênio	(-)
N	Rotação	(RPS)
NO _x	Óxido de nitrogenio	(-)
p	Pressão	(N/m ²)
p ₁	Pressão do acima da válvula	(N/m ²)
p ₂	Pressão do abaixo da válvula	(N/m ²)
p _{amb}	Pressão Ambiente	(atm)
PAH	Hidrocarbonetos Poliaromáticos	(-)
PCI	Poder Calorífico Inferior do Combustível	(J/kg _{comb})
PMC	Potência Máxima Contínua	(kW)
Q _i	Poder Calorífico Inferior	(J/kg)
R	Constante dos Gases	(J/kgK)
R _x CHO	Aldeídos	(-)
S	Enxofre	(-)
s	Velocidade do Pistão	(m/s)
SO ₂	Dióxido de Enxofre	(-)
T	Temperatura	(°C)
t	Tempo	(s)
T-25	Aeronave Treinador Universal	(-)
TR _x	Numero de Cross-tumble	(-)

TR_y	Numero de Tumble	(-)
TR_z	Numero de Swirl	(-)
u	Velocidade na Direção x	(m/s)
U-42	Aeronave Regente	(-)
V	Velocidade	(m/s)
v	Velocidade na Direção y	(m/s)
\dot{V}	Vazão Volumétrica	(m ³ /s)
V_0	Velocidade do escoamento sob condições isentrópicas	(m/s)
V_a	Velocidade Aerodinâmica	(m/s)
V_d	Volume Deslocado	(m ³)
V_x	Velocidade na Direção x	(m/s)
V_y	Velocidade na Direção y	(m/s)
V_z	Velocidade na Direção z	(m/s)
w	Velocidade na Direção z	(m/s)
Z	Índice de Mach	(-)
z	Profundidade do objeto em relação ao seu plano	(m)

SIMBOLOS GREGOS

α_k	Coeficiente de Fluxo medido na Bancada da Sygma Motors	(-)
Δ	Diferença	(-)
δ_z	Profundidade da Lente	(m)
ε	Eficiência Energética	(%)
η	Eficiência do Motor	(%)
η_v	Rendimento Volumétrico	(%)
ρ	Massa Específica	(kg/m ³)
ρ_s	Massa Específica do escoamento em condições isentrópicas	(kg/m ³)
$\rho_{a,i}$	Densidade do ar na admissão	(kg/m ³)
Π_g	Indicador de Poluição	(kg/J)
Φ	Razão de Equivalência	(-)
ω_{ca}	Velocidade Média Angular	(rad/s)
ω_{corpo_rigido}	Velocidade Média Angular do Corpo Rígido	(rad/s)

LISTA DE SIGLAS

3D	Tridimensional
ANAC	Agência Nacional de de Aviação Civil
APA	Divisão de Propulsão Aeronáutica
API	Escala Hidrométrica idealizada pelo American Petroleum Instituto
ASTM	American Society for Testing and Material
AVG	Média
Avgas	Gasolina de Aviação
CAAA	Clean Air Act Amendments
CAL	Calibração
CCD	Charge Couple Device
CETESB	Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental
CFM	Cubic Feet per Minute
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CTE	Chumbo Tetra Etila
DCTA	Departamento de Ciência e Tecnologia Aeroespacial
EGT	Temperatura dos Gases de Exaustão
FAB	Força Aérea Brasileira
FFT	Transformada Rápida de Fourier
GL	Gay Lussac
IAE	Instituto de Aeronáutica e Espaço
MEAS	Medição
NDIR	Non-dispersive infrared detector
NI	National Instruments
PID	Proporcional Integral Diferencial
PIV	Velocimetria a Laser por Imagem de Partícula
R	Riqueza da Mistura
RPM	Rotação por minuto
RPS	Rotação por segundo
RMS	Valor Quadrático Médio
VE	Eficiência Volumétrica
USB	Universal Serial Bus
YAG	Yttrium- Aluminum - Garnet

SUMÁRIO

DADOS CURRICULARES.....	3
DEDICATÓRIA.....	5
AGRADECIMENTOS	6
RESUMO	7
ABSTRACT	8
LISTA DE FIGURAS	9
LISTA DE TABELAS	15
LISTA DE SIMBOLOS	16
LISTA DE SIGLAS	19
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	22
1.1 - Motores a Pistão e Combustíveis na Aviação.....	22
1.2 - Etanol x Gasolina de Aviação (Avgas)	23
1.3 - Etanol na Aviação	25
1.4 - Comparativo Econômico entre a Utilização do Etanol e Avgas	26
1.5 - Motivação e Objetivos do Trabalho.....	28
CAPÍTULO 2 - CONCEITUAÇÃO	30
2.1 - Introdução	30
2.2 - Motores a Pistão Aeronáuticos	31
2.3 - Características Relevantes para um Motor.....	33
2.4 - Parâmetros para Avaliação do Fluxo de Admissão (C_f , C_d e α_k).....	35
2.4.1 - Coeficiente de fluxo (C_f).....	35
2.4.2 - Coeficiente de Descarga (C_d)	37
2.4.3 - Coeficiente de Fluxo Alpha-k (α_k)	37
2.5 - Fluxo turbulento	39
2.6 - “Swirl” e “tumble”	41
2.6.1 - Determinação experimental do “Swirl”, “Tumble” e “Cross-Tumble”	45
2.6.1.1 - Velocimetria a Laser por Imagem de Partículas (PIV)	46
2.6.1.2 - Laser.....	48
2.6.1.3 - As Partículas	49
2.6.1.4 - Espalhamento de Luz	49
2.6.1.5 - Sincronizador	50
2.6.1.6 - Registro das Imagens	50

2.6.1.7 -	Imagem da Partícula	50
2.6.1.8 -	Pós-Processamento	52
2.6.1.9 -	PIV Estereoscópico (3D)	54
CAPÍTULO 3 - EFICIÊNCIA ECOLÓGICA.....		57
3.1 -	Introdução	57
3.2 -	Gasolina e Etanol	61
CAPÍTULO 4 - DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL.....		63
4.1 -	Introdução	63
4.2 -	Ensaio a Frio Utilizando o PIV	63
4.2.1 -	Descrição dos meios utilizados	63
4.2.2 -	Descrição da metodologia adotada.....	67
4.3 -	Bancada do Motor Lycoming IO-540	71
4.3.1 -	Descrição dos meios utilizados	71
4.3.2 -	Descrição da metodologia adotada.....	76
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES		78
5.1 -	Ensaio a Frio.....	78
5.1.1 -	Medição do α -k.....	78
5.1.2 -	Medição do número de “swirl”	82
5.1.3 -	Medição do número de “tumble”	92
5.2 -	Ensaio Reativos	99
5.2.1 -	Análises de Desempenho	99
5.2.2 -	Medições de emissões de poluentes	103
5.2.3 -	Cálculo da Eficiência Ecológica	109
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES.....		115
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		117
APÊNDICE A - RESULTADOS DOS TESTES PARA OBTENÇÃO DO “SWIRL”		122
APÊNDICE B - RESULTADOS DOS TESTES PARA OBTENÇÃO DO “TUMBLE”		149
ANEXO A - PROCEDIMENTO PARA OPERAÇÃO MEXA-1300		158
ANEXO B - CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DA PLACA DE ORIFÍCIO.....		160
ANEXO C - EXPLICAÇÃO DA MODELAGEM MATEMÁTICA FEITA POR CARDU E BAICA PARA A OBTENÇÃO DA EFICIÊNCIA ECOLÓGICA GLOBAL.		164
ANEXO D - ARTIGO PUBLICADO NO CLAGTEE 2009.....		167

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Motores a Pistão e Combustíveis na Aviação

Motores a pistão são um dos tipos de máquinas térmicas as quais a partir de processos termodinâmicos transformam energia térmica em energia mecânica. A energia térmica, neste caso, resulta da transformação da energia química do combustível após a combustão. O acoplamento entre a energia térmica, a qual pode ser pensada como 'energia desorganizada' e a energia mecânica, 'energia organizada', é realizado através de processos de compressão e expansão.

Diferentes ciclos termodinâmicos são utilizados na prática, por exemplo, ciclo Otto, Diesel, Rankine e outros, dependendo da aplicação. No caso do ciclo Otto, a mistura ar-combustível é comprimida e então queimada após centelha, elevando a pressão no interior do cilindro e fazendo com que o gás se expanda. A expansão da mistura queimada gera o movimento do pistão, que é transmitido para as rodas, no caso dos veículos, ou para as hélices, tratando-se de aeronaves.

Aeronaves leves utilizam, em geral, motores a pistão com ignição por centelha que utilizam ciclo Otto. Também utilizam majoritariamente como combustível a chamada gasolina de aviação, obtida da destilação do petróleo, por alquilação ou “cracking”. Como característica de todos os tipos de gasolina, seu ponto de fulgor é bastante baixo e é extremamente inflamável nas temperaturas normais de operação. Mas, para poder ser usada como combustível aeronáutico, ela deve apresentar algumas características extras, como: menor volatilidade que a gasolina dos carros e evaporação lenta, composição química adequada para garantir um longo período de armazenamento, e propriedades que evitem a corrosão do motor da aeronave bem como do seu sistema de alimentação (UFMG, 2010).

Hoje em dia, a gasolina de aviação tornou-se uma verdadeira “especiaria” se comparada a outros combustíveis. É produzida em quantidades cada vez menores utilizando na sua fabricação componentes caros, cada vez mais raros, e considerados agressores do meio ambiente, como chumbo tetraetila. Nos Estados Unidos a produção do Chumbo Tetraetila (CTE) depende apenas de uma fonte, que não tem garantias do governo se continuará a ser fornecida após 2010. A tendência é sua extinção, não havendo nenhuma previsão de investimentos visando seu aperfeiçoamento (LAPENDA, 2010). Embora tenha sido o Brasil, em 1989, um dos primeiros países a retirarem o chumbo tetraetila de suas gasolinas automotivas, o mesmo não ocorreu na gasolina de aviação devido à necessidade de elevar a octanagem da gasolina (MASCARENHAS, 2007).

Assim, a preocupação ambiental somada à redução de estoques e a alta de preços tendem a valorizar combustíveis oriundos de fontes renováveis. Surge, portanto, como substituto com grande potencial, o etanol. O Brasil, numa demonstração de vanguarda, através da iniciativa privada, demonstra convicção de que o etanol terá, a partir de agora, um papel cada vez mais importante como combustível, no país.

1.2 - Etanol x Gasolina de Aviação (Avgas)

O impacto ambiental da utilização de etanol no setor aeronáutico em relação à gasolina é direto pelo simples fato de se evitar o uso de gasolina de aviação. A gasolina de aviação utilizada no Brasil é composta, de maneira geral, de 65% de alquilados (principalmente isooctano), 20% de tolueno e 15% de C₅ de destilação direta (basicamente isopentano). Outras substâncias são também adicionadas para que a gasolina satisfaça certos requisitos indispensáveis para um combustível de emprego aeronáutico (por exemplo, chumbo tetraetila para aumentar a octanagem e dibrometo de etileno para retirar os depósitos de chumbo) (GOMES et al., 2005).

Na combustão de combustíveis com carbono ocorre a produção de CO₂ em quantidades proporcionais ao combustível queimado. Se o combustível for fóssil o dióxido de carbono liberado na queima será liberado à atmosfera contribuindo para o aumento do efeito estufa e produzindo o que é chamado de ciclo de carbono positivo. Por outro lado, se o combustível for de origem vegetal, como o etanol, por exemplo, o CO₂ liberado é igual ao usado pelas plantas para a fotossíntese e este será reabsorvido tornando o ciclo de carbono nulo ou negativo, o que evita o aumento do efeito estufa. Além do mais o etanol produz menos CO, HC e NO_x do que a gasolina de aviação. O etanol contém 35% de oxigênio, e possui uma combustão com menor emissão de material particulado em comparação com derivados do petróleo e sem emissão de enxofre. (SOMAVILA e GOMES NETO, 2003). O etanol diminui a probabilidade da ocorrência de auto-ignição devido a sua alta octanagem, o que possibilita a melhora do desempenho do motor, visto que é possível o aumento das taxas de compressão no interior do cilindro, injetando mais combustível e aumentando a potência de saída (PONTOPPIDAN et al., 2006).

O etanol apresenta a desvantagem de ser cerca de 10% mais pesado que a Avgas e possuir menor densidade energética. Conseqüentemente haverá um aumento do consumo de combustível para que seja mantido o mesmo desempenho. Entretanto este aumento de consumo de combustível não é na mesma proporção da diferença do poder calorífico. Isto ocorre porque, apesar do etanol por

unidade de massa ou volume, ter poder calorífico bem inferior ao da gasolina, cerca de 40% menos, ele produz maior potência de saída que a gasolina. Esta característica pode ser explicada por um conjunto de características da combustão do etanol. A potência de um motor é definida pela quantidade de ar que entra no cilindro e o etanol faz que entre mais ar no motor devido a duas características importantes: o etanol contém uma molécula de oxigênio em sua composição e; ao se misturar com o ar e evaporar, o etanol retira o dobro da quantidade de calor do ar do que é retirado pela gasolina, o que aumenta a densidade do ar que entra no cilindro. Finalmente, o etanol queima mais lentamente no interior do cilindro do que a gasolina, aumentando o tempo em que a pressão da combustão atua sobre o pistão. A Tabela 1 apresenta um comparativo dos dados de desempenho obtidos pela empresa Neiva, fabricante das aeronaves T-25 e Ipanema para os motores Lycoming IO-540-K1J5 e IO-540-K1J5D.

Tabela 1 - Comparação de desempenho dos motores Lycoming IO-540-K1J5 e IO-540-K1J5D (Adaptado de NEIVA, 2010).

Parâmetros	Motor a etanol Lycoming IO-540-K1J5	Motor a gasolina Lycoming IO-540-K1J5D	Diferença ⁽¹⁾
Cruzeiro a 75% da PMC ⁽²⁾	222 km/h (138 mph) Va ⁽³⁾	214 km/h (133 mph) Va	4%
Cruzeiro a 65% da PMC	204 km/h (127 mph) Va	198 km/h (123 mph) Va	3%
Regime de 65% da PMC sem reservas	610 km	938 km	-36%
Regime de 75% da PMC	98 litros/h (26 US gal.)	69 litros/h (18,1 US gal.)	30%
Regime de 65% da PMC	91,2 litros/h (24 US gal.)	60 litros/h (16,0 US gal.)	35%
Potência (2700 RPM)	320 HP	300 HP	7%

O etanol é cerca de 50% mais barato que a Avgas e pode ser produzido a partir de diversas fontes naturais. Isto representa independência política e econômica. As principais características do etanol são (D'OLIVEIRA, 2007): líquido, incolor e volátil, com odor e sabor característicos; pureza (expressa em graus Gay Lussac); o etanol vendido comercialmente para fins domésticos tem 96°GL; capacidade de dissolver substâncias orgânicas; composto orgânico saturado; solúvel em água; queima gerando uma chama com desprendimento de calor e uma quantidade de fuligem muito

¹ A diferença negativa representa desvantagens em se utilizar etanol e a positiva vantagem.

² PMC – Potência Máxima Contínua

³ Va – Velocidade Aerodinâmica

inferior a dos derivados do petróleo; fórmula molecular: C_2H_5OH ; peso molecular: 46 g/mol; densidade API: 47,1; massa específica: 787 kg/m^3 ; temperatura de fusão (a 101,35kPa): $-117,22^\circ\text{C}$; temperatura de ebulição (a 101,35kPa): $77,78^\circ\text{C}$; temperatura de auto-ignição (a 101,35kPa): 363°C ; ponto de fulgor: $12,8^\circ\text{C}$; pressão de vaporização (a 20°C): 0,80 PSI; viscosidade (a 20°C): 1,5 cst; calor latente: 921096 J/kg ; poder calorífico inferior: $26990,90 \text{ kJ/kg}$; poder calorífico superior: $29280,0 \text{ kJ/kg}$; razão ar-combustível estequiométrica: 8,5:1; octanagem (Método Motor ASTM): 99 e índice de cetano: 10.

1.3 - Etanol na Aviação

Atualmente os Estados Unidos consomem mais de 1000 milhões de litros de Avgas a cada ano. Desde que o chumbo foi retirado dos combustíveis utilizados para outros meios de transporte, que não o aéreo, a gasolina de aviação transformou-se no grande e único poluidor da atmosfera com chumbo. Embora, o tratado de 1990 “Clean Air Act Amendments (CAAA)” ainda permita o uso do chumbo na gasolina de aviação, a tendência é que esta seja descontinuada num futuro breve (CADDET, 1997).

Em outubro de 2004, o Departamento de Ciência e Tecnologia Aeroespacial (DCTA) emitiu a certificação do primeiro avião movido a etanol do mundo, a aeronave agrícola Ipanema. Respondendo por mais de 80% da frota nacional de aviões agrícolas, o modelo já teve mais de 1000 unidades entregues na versão com gasolina de aviação (DEFESANET, 2004). Produzido pela Indústria Aeronáutica Neiva, subsidiária integral da Embraer, tem sido utilizado para a pulverização de inseticidas, herbicidas e fungicidas, usado também para disseminar fertilizantes e adubos, como semeador - transportando sementes - ou mesmo no combate a incêndios e queimadas. Além de ser utilizada na indústria agrícola, a aeronave Ipanema também pode ser usada em muitas outras aplicações, tais como a nucleação de nuvens com nitrato de prata para provocar chuvas, reboque de planadores e combate a pragas e larvas.

Outro indicativo que o etanol é uma realidade na aviação civil foi a notícia postada em 21/05/2008 no site especializado “Direto da Pista” que diz que “a empresa especializada Air BP (combustíveis e lubrificantes aeronáuticos) vai investir US\$ 560 milhões em bio-combustíveis, reforçando seu programa de produção de etanol de uso aeronáutico no Brasil a partir da cana de açúcar. O número crescente de aeronaves equipadas com motores que funcionam com etanol justifica esse investimento”.

Embora em Outubro de 2004 a primeira aeronave equipada com um motor Lycoming convertido para etanol tenha obtido certificação, até agora, não há nenhuma aeronave bicombustível no mundo. Atualmente, o Brasil desenvolve no DCTA o motor aeronáutico flex. Este projeto é uma parceria do DCTA com a Empresa Magneti Marelli e está sendo desenvolvido no motor Lycoming O-360 A, que é utilizado na aeronave U-42 Regente, da Força Aérea Brasileira. Este motor é bem semelhante ao IO-540- K1D5, sendo sua principal diferença o número de cilindros.

1.4 - Comparativo Econômico entre a Utilização do Etanol e Avgas

Conforme citado anteriormente, o etanol possui um custo inferior a da gasolina de aviação. Para que se tenha uma idéia das vantagens econômicas da utilização do etanol foi feita uma breve análise considerando-se o custo do combustível. Posteriormente, é apresentada a vantagem financeira para a formação de pilotos privados e comerciais utilizando o etanol como combustível. Os custos dos combustíveis analisados tiveram um valor médio de R\$ 1,50 para o etanol e de R\$ 3,86 para a gasolina de aviação. A Tabela 2 apresenta um comparativo entre o etanol e a Avgas e a vantagem financeira da utilização do etanol como combustível para consumos típicos de aeronaves de pequeno porte que utilizam motores Lycoming.

Tabela 2 - Custos da hora de voo para Avgas e etanol (Adaptada de SILVA et al., 2010).

Combustível	Consumo horário	Preço/ litro	Custo/hora voada
Avgas 100/130	69 litros / horas	R\$ 3,86	R\$ 266,34
Etanol	98 litros / horas	R\$ 1,50	R\$ 147,00
Diferença		R\$ 2,36	R\$ 119,34

Nas Tabela 3 e 4, são apresentados os custos de uma aeronave nova modelo Ipanema, movida a gasolina e a etanol e os custos de conversão, respectivamente. Analisando-se os dados apresentados pelas tabelas, é possível verificar que a diferença de custo entre as duas aeronaves novas é menor do que o custo da conversão do motor, de forma que é economicamente mais viável a compra de uma aeronave movida a etanol do que a sua conversão posterior para esse combustível.

Tabela 3 - Custo de aeronaves Ipanema à Avgas e a etanol. (GAPLAN AERONAUTICA, 2010).

Aeronave	Valor
Modelo EMB 202 A – Etanol	R\$ 654.000,00
Modelo EMB 202 - Gasolina	R\$ 644.000,00

Tabela 4 - Custo de conversão de uma aeronave Ipanema a Avgas para etanol (SIMÕES, 2003).

Aeronaves	Valores
EMB 201 A – Série 200 277 à 200 678	R\$ 69.000,00
EMB 202 – Série 200 679 à 200 901	R\$ 69.000,00
EMB 202 – Série 200 902 à 200 999	R\$ 62.000,00

De acordo com o RAB (Registro Aeronáutico Brasileiro, banco de dados onde estão registradas todas as aeronaves brasileiras), o Brasil possui um total de 12.505 aeronaves ativas, em números de 2009. Deste total, 873 são aeronaves propulsionadas a jato, 1.783 turboélices e 9.513 aeronaves a pistão. Das aeronaves a pistão, 1.386 aeronaves privadas de instrução e 1.044 são categorizadas como sendo aviões agrícolas (ANAC, 2010a). Nesse universo de serviço especializado agrícola, em 2009, segundo a Neiva, 70 aeronaves eram do modelo EMB 202A, Ipanema a etanol, e outras 180 modelo EMB 202, convertidas para uso de etanol combustível (NEIVA, 2010). Se for considerado que uma aeronave agrícola voa em média 180 horas por ano com uma economia de R\$ 119,34 por hora utilizando-se etanol, a economia obtida para as 180 aeronaves EMB 202 convertidas é de R\$ 3.866.616,00 / ano, ou seja, seis aeronaves novas (SILVA et al., 2010).

Outro aspecto financeiro importante do uso do etanol na aviação é o custo de formação de pilotos privados e comerciais. Segundo o RBHA 61.65 (ANAC, 2010b), são necessárias no mínimo 40 horas de voo para formação de um piloto na categoria de aeronave para a qual é solicitada a licença, caso o mesmo não tenha anteriormente uma licença de piloto de helicóptero, planador ou recreio. Para a formação de um piloto comercial, segundo o RBHA 61.95, são necessárias, no mínimo 200 horas como piloto de avião ou 150 horas, se estas forem efetuadas durante a realização, completa e com aproveitamento, de um curso de piloto comercial de avião homologado pela ANAC, considerando-se as mesmas condições válidas para piloto privado.

A aeronave Aero Boero é muito utilizada em aeroclubes para a formação de pilotos privados. A conversão das aeronaves Aero Boero para uso do etanol atenderia a formação básica de ambas as qualificações, nas 40 h da formação de piloto privado e nas 150 h da formação de piloto comercial.

Como a experiência de voo é acumulativa, cada piloto, para ser detentor da licença de piloto comercial, deverá atingir um mínimo de 150 h em aeronaves de treinamento básico de pilotagem.

Na Tabela 5, são apresentados os gastos com combustível para a aeronave Aero Boero, para regime de 75% PMC ao nível do mar. Já a Tabela 6 apresenta o impacto do custo do combustível na formação de um piloto privado e comercial.

Tabela 5 - Comparação do custo do Avgas e do etanol para o Aero Boero (SILVA et al., 2010).

Combustível	Consumo horário	Preço/ litro	Custo/hora voada
Avgas 100/130	26 litros /horas	R\$ 3,86	R\$ 100,36
Etanol	36,9 litros /horas	R\$ 1,50	R\$ 55,35
Diferença		R\$ 2,36	R\$ 45,01

Tabela 6 - Impacto do custo do combustível na instrução de pilotos no Aero Boero.

Piloto	Tempo necessário	Avgas	Etanol	Diferença	Diferença
Privado	40 horas	R\$ 4.014,40	R\$ 2.214,00	R\$ 1.800,40	44,85 %
Comercial	150 horas	R\$ 15.054,00	R\$ 8.302,50	R\$ 6.751,50	

Baseados no apresentado, a aviação encontra um forte motivador, expresso em receita positiva, para investir em pesquisas para a melhoria dos motores aeronáuticos a etanol e no desenvolvimento de motores que operem com misturas de gasolina de aviação e etanol.

1.5 - Motivação e Objetivos do Trabalho

A idéia da substituição da gasolina de aviação por um combustível com menor impacto ambiental é atrativa em termos ecológicos e estratégicos. Nesse contexto, esse trabalho tem o objetivo de estudar o desempenho, aspectos termodinâmicos, e o impacto ambiental, aspectos ecológicos, do motor aeronáutico Lycoming IO-540-K1D5 operando com diferentes misturas de Avgas e etanol. Esse motor é utilizado em aeronaves T-25 “Universal” utilizadas para formação de pilotos da Força Aérea Brasileira. Outro objetivo é caracterizar o escoamento turbulento no interior do cilindro do motor (fluidodinâmica), uma vez que o mesmo influencia o processo de combustão e conseqüentemente o desempenho e emissão de poluentes. Trata-se de projeto pioneiro de motores aeronáuticos bi-combustível.

Até o momento, não existe nenhuma aeronave bi-combustível em operação no mundo. Atualmente, o DCTA e a empresa Magnetti Marelli trabalham no desenvolvimento do motor flex aeronáutico. Este trabalho poderá subsidiar as pesquisas os testes dos protótipos fornecendo dados comparativos importantes de projeto.

Desta maneira, o trabalho pode ser visualizado contendo duas frentes estratégicas; uma envolvendo o estudo do escoamento a frio ou não-reativo e outra a quente ou reativo. No escoamento a frio foram obtidos dados experimentais do coeficiente de fluxo e medidas das características do escoamento no interior do cilindro. O coeficiente de fluxo é uma das variáveis necessárias para a obtenção da eficiência volumétrica, parâmetro este fundamental para avaliação de qualquer motor. Já a caracterização do escoamento no interior do cilindro permite a obtenção de indicadores de formação de vórtices em diferentes seções do mesmo. Os indicadores obtidos experimentalmente foram o número de “swirl”, “tumble” e “cross-tumble”, os quais permitem a visualização do escoamento.

Para o estudo do escoamento reativo, o motor foi testado com diferentes concentrações de misturas de Avgas e etanol como combustíveis. Nesta bancada foram obtidos dados de desempenho e emissões de poluentes. Tais dados permitiram o cálculo do impacto ambiental das diferentes misturas nas condições de operação do motor aeronáutico, a saber: regime de marcha lenta, cruzeiro e potência (decolagem).

Dentro deste contexto, o trabalho está organizado em seis capítulos sendo que no Capítulo 1 foi feita uma introdução do assunto estudado, a motivação para o desenvolvimento da tese e seus objetivos. No Capítulo 2 estão considerações gerais sobre motores atreladas à descrição dos parâmetros de caracterização de escoamento, a saber, swirl, tumble e “cross-tumble”. Ao final é mostrada a técnica experimental de diagnóstico utilizada para medição destes parâmetros.

O Capítulo 3 está voltado para o conceito de eficiência ecológica. A eficiência ecológica é um indicador adimensional que integra em um só coeficiente os aspectos que definem a intensidade do impacto ambiental do sistema a qual inclui a composição do combustível. O Capítulo 4 apresenta a descrição experimental completa dos ensaios, as bancadas para os testes de escoamento a frio e a bancada do motor, propriamente dita, onde foram realizados os testes reativos com resultados de emissões e desempenho. O Capítulo 5 aborda os resultados e discussões. Finalmente, no Capítulo 6, são apresentadas as principais conclusões e sugeridos trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 - CONCEITUAÇÃO

2.1 - Introdução

Os motores de combustão interna utilizam diferentes ciclos termodinâmicos para transformar energia do combustível em energia mecânica. Os ciclos são conhecidos pelos nomes de seus inventores. Ciclo Otto, por exemplo, deve-se a Nikolas Otto, enquanto o ciclo Diesel é devido a Rudolf Diesel. O motor de ciclo Diesel difere do motor de ciclo Otto basicamente em dois pontos: local de formação da mistura, feita no interior do cilindro no caso do Diesel e fora do cilindro no caso Otto, e o princípio de ignição, que é obtida por auto-ignição nos motores ciclo diesel e por centelha nos de ciclo Otto. Nos motores com ignição por centelha a combustão no interior da câmara de combustão é iniciada com uma centelha fornecida pela vela de ignição, instalada na superfície superior do cilindro, na parte chamada cabeçote do cilindro (FIAT, 2006).

Outra forma de classificar motores é quanto à quantidade de vezes que o pistão se movimenta ao realizar o ciclo completo, chamado de tempo. Durante seu funcionamento, um motor continuamente admite uma quantidade de ar e combustível, comprime e queima a mistura e a deixa expandir antes de expulsá-la do cilindro. Quando este ciclo se completa após o pistão executar quatro movimentos, dois para cima e dois para baixo, o motor é chamado de quatro tempos. Quando o pistão realiza somente dois movimentos durante o ciclo, um para cima e um para baixo, o motor é chamado de dois tempos. Motores aeronáuticos, com exceção daqueles utilizados em aeromodelismo, são em sua maioria motores de quatro tempos com ignição por centelha. Isto não significa que não existam aeronaves operando com ciclo Diesel. A empresa DELTAHAWK, por exemplo, é fabricante de motores aeronáuticos a Diesel com potência de 160 HP, 180 HP e 200 HP. A empresa alemã Thielert Aircraft Engines é outra empresa com foco em motor diesel para aviação. (MARTINS, 2009). Estes são exemplos isolados; a grande maioria das aeronaves trabalha com ciclo Otto. Na Figura 1 é apresentado um motor Lycoming IO-540, cujo ciclo de trabalho é o Otto.

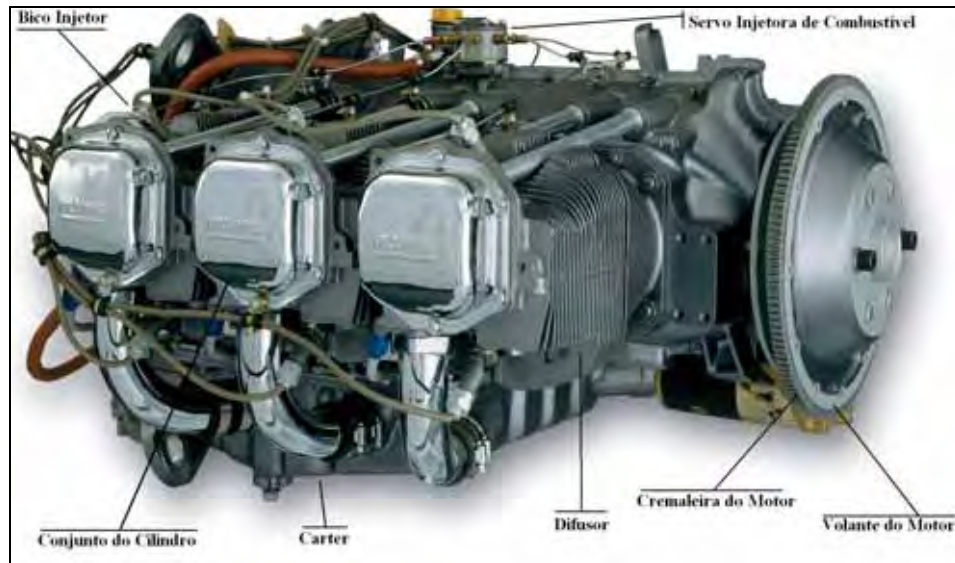


Figura 1 – Motor Lycoming IO-540 (LYCOMING, 2007).

2.2 - Motores a Pistão Aeronáuticos

Os parâmetros que influenciam a potência dos motores são (GOMES et al., 2005):

- Rotação do motor: A potência aumenta rapidamente com a rotação do motor, uma vez que o fluxo em massa de ar aumenta proporcionalmente a ela. Nas rotações mais altas, a potência cresce menos rapidamente, passa por um máximo e depois decresce para N (rotação em RPM) muito alta. Isto ocorre devido ao aumento do atrito e da potência absorvida pelos acessórios do motor, além da maior restrição ao fluxo de ar causado pela válvula de admissão;
- Pressão de Admissão: A potência do motor varia quase que linearmente com a pressão de admissão. A pressão de admissão e a potência do motor são diretamente proporcionais;
- Razão de Equivalência (Φ): Há duas definições para razão de equivalência. A definição utilizada neste trabalho é a que razão de equivalência é a razão entre a relação ar-combustível estequiométrica e a utilizada na reação (TURNS, 2000). A razão de equivalência igual a 1 não é necessariamente ótima. Conforme pode ser observado na Figura 2, é preciso adaptar a razão de equivalência ao regime de funcionamento do motor. A Figura 2 apresenta uma curva típica da influência da razão de equivalência sobre a potência, para pressão de admissão e rotação constantes. Para razão de equivalência inferiores 0,7 e superiores 1,9 não há queima. O ponto de melhor economia é obtido em razão de equivalência de aproximadamente 0,9 e o melhor ponto de máxima potência é representado pelo ponto de razão de equivalência igual a 1,25, que corresponde ao regime

de potência máxima contínua. Misturas muito pobres ($\Phi < 0,9$) no regime de melhor economia introduzem instabilidade no funcionamento do motor. Por isso, em cruzeiro é utilizado razão de equivalência de até 1,1. Já na decolagem, o excesso de combustível auxilia na refrigeração do motor e reduz a tendência à detonação devido à alta pressão de admissão. O motor opera com razão de equivalência de aproximadamente 1,6 na decolagem;

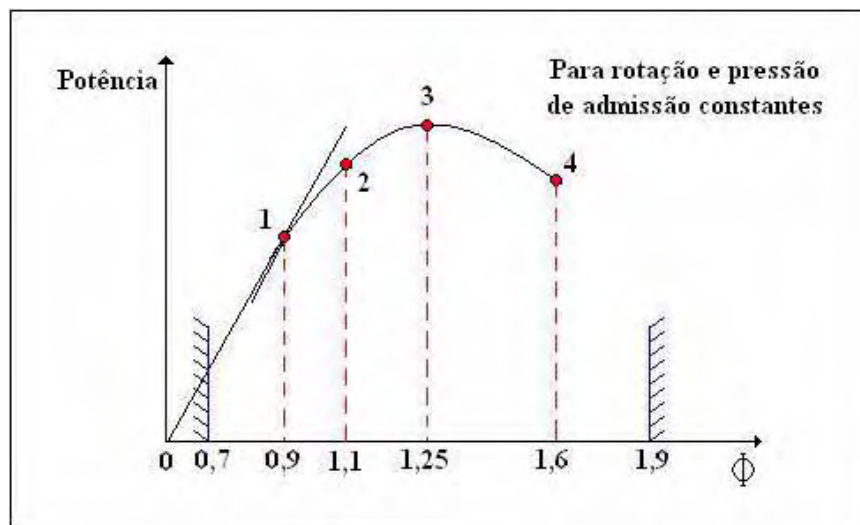


Figura 2 - Influência do Φ sobre a potência do motor (GOMES et al., 2005).

- **Avanço da Centelha:** O avanço da centelha afeta o rendimento efetivo do ciclo. Portanto, o avanço deve ser tal que a potência liberada na combustão seja absorvida na maior quantidade possível e, para que isso ocorra, é necessário que o avanço seja variado de acordo com o regime do motor. Ele é adaptado à rotação do motor e a pressão de admissão;
- **Altitude:** Um motor sem sobrealimentação diminui sua potência na medida em que aumenta a altitude, visto que a massa específica do ar diminui;
- **Sobrealimentação:** A fim de aumentar a capacidade de admissão de ar nos motores alternativos é comum o uso de dispositivos especiais, os sobrealimentadores, que melhoram o desempenho do motor com o aumento de pressão na válvula de entrada.
- **Temperatura de Admissão:** Admite-se uma variação linear da potência em função da variação da temperatura relativa à temperatura padrão. A potência varia aproximadamente de 1% a cada 5° C, com relação inversamente proporcional à temperatura.

- Umidade: O vapor d'água no ar substitui parte do ar seco na mistura, tornando-a mais rica e diminuindo a potência do motor, se este trabalha no regime de melhor potência.

2.3 - Características Relevantes para um Motor

O objetivo de todo projetista de motores é a obtenção de motores com maior potência, mais torque, maior confiabilidade, melhor eficiência energética e ecológica e melhor relação custo-benefício. É a busca constante pela obtenção de mais trabalho com menos consumo energético e menor impacto ambiental. Segundo Heywood (1988), o desempenho de um motor é definido:

- Pela máxima potência (ou máximo torque) disponível para cada velocidade dentro da faixa utilizável do motor.
- Pela faixa de velocidades e potência nas quais o motor tenha uma operação satisfatória.

As definições de desempenho a seguir são comumente utilizadas:

- Potência Máxima: é a maior potência que o motor pode desenvolver em curtos intervalos de tempo.
- Potência Nominal: é a maior potência que o motor pode desenvolver em operação contínua.
- Velocidade Nominal: a velocidade rotacional do virabrequim na qual a potência nominal é desenvolvida.

A variável mais importante que determina a capacidade de geração de potência de um motor é a massa de ar admitida por ele por unidade de tempo. Nos motores de aspiração natural, a quantidade máxima de ar admitida pelo motor é fixa e definida pela sua eficiência volumétrica para cada ponto de operação (RPM) (CAMPOS, 2008). A eficiência volumétrica é o parâmetro utilizado para medir a taxa efetiva de volume de ar deslocado pelo êmbolo.

A deficiência no enchimento do motor depende do seu projeto, devido as suas restrições e perdas de carga pelos dutos de admissão e, ainda, da posição da borboleta de aceleração no caso do ciclo Otto. Pode-se relacionar a eficiência volumétrica da seguinte forma, conforme Equação (1) (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N}, \quad (1)$$

onde η_v é a eficiência volumétrica, m_a é o fluxo de ar que entra no motor em (kg/s), $\rho_{a,i}$ é densidade do ar na admissão em (kg/m³), V_d é o volume deslocado por ciclo em (m³) e N é a rotação em rotação por segundo (RPS).

Um motor de desempenho considerado normal tem uma VE (eficiência volumétrica) em torno de 75% à velocidade máxima; em torno de 80% a torque máximo. Um motor de alto desempenho tem uma VE em torno de 80% à velocidade máxima; em torno de 85% a torque máximo. Um motor de competição tem uma VE em torno de 90% a velocidade máxima; em torno de 95% a máximo torque (URICH e FISHER, 1994).

A eficiência volumétrica é afetada pelo combustível, pelo projeto do motor e pelas variáveis de operação:

- tipo de combustível, razão ar-combustível, fração de combustível vaporizado no sistema de admissão e calor de vaporização do combustível;
- temperatura da mistura influenciada pela transferência de calor;
- razão entre as pressões de exaustão e de admissão;
- taxa de compressão;
- velocidade do motor;
- projeto das válvulas de admissão e exaustão;
- geometria, tamanho, abertura e tempo das válvulas de admissão e exaustão;

Livengood et al. (1955) mostraram que a eficiência volumétrica, η_v , de um cilindro isolado é relacionada ao parâmetro chamado índice de Mach. Tal índice é influenciado pelo coeficiente de fluxo da válvula de admissão, diâmetro do cilindro, diâmetro da válvula de admissão, velocidades dos pistões, temperatura de entrada e velocidades da mistura ar-combustível. A Equação (2) apresenta esta relação:

$$Z = \left(\frac{b}{D} \right)^2 \left(\frac{s}{a} \right) \left(\frac{1}{C_f} \right), \quad (2)$$

onde:

Z = Índice de Mach (-);

a = Velocidade do som na temperatura de entrada (m/s);

s = Velocidade do pistão (m/s);

D = Diâmetro da válvula de admissão (mm);

b = Diâmetro do cilindro (mm);

C_f = Coeficiente de fluxo da válvula de admissão (-).

O índice de Mach é um número adimensional que compara a velocidade da mistura ar-combustível nos dutos de admissão com a velocidade do som nas mesmas condições. De todas as variáveis que definem o índice de Mach a de maior dificuldade experimental de medida é o coeficiente de fluxo, pois é necessária uma bancada de fluxo. No próximo tópico estão feitas considerações sobre o coeficiente de fluxo (C_f).

2.4 - Parâmetros para Avaliação do Fluxo de Admissão (C_f , C_d e α -k)

Embora consideráveis esforços estejam sendo realizados pelos pesquisadores e projetistas para melhorar a eficiência volumétrica dos motores e das medições experimentais para a determinação da mesma, há, ainda, consideráveis diferenças nas definições dos termos e nas técnicas experimentais utilizadas ((STONE e LADOMMATOS, 1992), (CHALLEN e BARANESCU, 1999), (MONAGHAN e PETTIFER, 1981)). As configurações das bancadas de testes também variam consideravelmente de acordo com os usuários.

A ausência de uma metodologia padrão dificulta a interpretação dos dados disponíveis e não permitem comparações entre fluxos de admissão caracterizados por diferentes grupos de motores (ARCOUMANIS et al., 1997). Por este motivo, é necessário se referenciar o banco de ensaios do projeto no processo de desenvolvimento do motor e em produções científicas. É importante entender as definições originais dos termos e o efeito da técnica experimental nos resultados.

2.4.1 - Coeficiente de fluxo (C_f)

O requisito básico para o projeto e montagem de pórticos e válvulas é a obtenção de alta eficiência volumétrica atingindo alto torque e potência. Durante a fase de desenvolvimento de um projeto de motor utilizam-se bancos de teste para avaliar o fluxo de massa de ar que entra no cilindro. Este fluxo é calculado usando-se uma área como referência. Essa área pode ser baseada no diâmetro interno do assentamento da válvula, no diâmetro externo da cabeça da válvula, no

diâmetro da garganta do pórtyco, no diâmetro do pistão (caso utilizado neste trabalho) ou na área da cortina da válvula. A Figura 3 apresenta as áreas de referências mais utilizadas para a determinação do coeficiente de fluxo e de descarga.



Figura 3 - Áreas de referência para determinação do coeficiente de fluxo (WIKIPEDIA, 2010).

Quando a área utilizada refere-se à área de vazão no pórtyco, ou área de vazão mínima (garganta do pórtyco) ou área interna de assentamento da válvula na qual o efeito da válvula de admissão fechada pode ser incluído ou negligenciada, o parâmetro é chamado de coeficiente de fluxo (C_f). Segundo Xu (2001), o coeficiente de fluxo é obtido pela Equação (3):

$$C_f = \frac{\dot{m}}{\rho A_p V_o}, \quad (3)$$

$$V_o = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (4)$$

onde:

C_f = Coeficiente de fluxo (-);

\dot{m} = Vazão mássica (kg/s);

ρ = Massa específica sob condições isentrópicas (kg/m³);

A_p = Área do pórtyco (m²);

V_o = Velocidade do escoamento sob condições isentrópicas (m/s);

Δp = Diferença de pressão (N/m²);

2.4.2 - Coeficiente de Descarga (C_d)

Quando a área de referência é a área entre a borda e o assentamento da válvula o parâmetro é chamado de coeficiente de descarga (C_d). A área do coeficiente de descarga também é conhecida como área de cortina e é a área entre a abertura da válvula e a posição de assentamento da mesma. Recomenda-se utilizar a área de cortina ($\pi D_v L_v$) no cálculo do coeficiente de descarga. O coeficiente de descarga é dado pela Equação (5):

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\rho A_v V_o}, \quad (5)$$

com:

$$V_o = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (6)$$

onde:

C_d = Coeficiente de descarga (-);

\dot{m} = Vazão mássica (kg/s);

ρ = Massa específica sob condições isentrópicas (kg/m³);

A_v = Área de cortina (m);

V_o = Velocidade do escoamento sob condições isentrópicas (m/s);

Δp = Diferença de pressão (N/m²).

2.4.3 - Coeficiente de Fluxo Alpha-k (α_k)

Na bancada de testes utilizada para os ensaios não reativos desta tese, o coeficiente que caracteriza a quantidade de ar admitida dentro do cilindro é o alpha-k. O coeficiente alpha-k permite determinar a quantidade de ar efetiva que entra na câmara de combustão. A área de referência utilizada para a determinação do alpha-k neste experimento é área do pistão. Para determinação do alpha-k foram utilizadas as Equações (7), (8) e (9) (FUNKEN et al., 2008).

$$\alpha_k = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teorica}} = \frac{A_s}{A_K}, \quad (7)$$

$$\dot{m}_{real} = \dot{V} \frac{p}{R.T}, \quad (8)$$

$$\dot{m}_{teorica} = A_K \rho_S c_S, \quad (9)$$

$$A_K = \frac{\pi}{4} D_{cilindro}^2, \quad (10)$$

$$A_S = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_S * c_S}, \quad (11)$$

$$c_S = \sqrt{\frac{2k}{k-1} * R * T \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (12)$$

$$\rho_S = \frac{p_1}{R * T} * \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{1}{k}}. \quad (13)$$

$$\text{Para a condição de sucção: } p_1 = p_{amb} \text{ e } p_2 = p_{amb} - |\Delta p|. \quad (14)$$

$$\text{Para a condição expulsão: } p_1 = p_{amb} + \Delta p \text{ e } p_2 = p_{amb}. \quad (15)$$

onde:

α_k = Alpha-k;

\dot{m}_{real} = Vazão mássica real;

$\dot{m}_{teórica}$ = Vazão mássica teórica;

A_k = Área do pistão;

A_S = Área correspondente à vazão mássica de ar real;

\dot{V} = Vazão volumétrica;

T = Temperatura;

p = Pressão;

R = Constante do gas (Ar) = 287,1 J/kgK;

$D_{cilindro}$ = Diâmetro do cilindro;

ρ_s = Densidade do escoamento em condições isentrópicas;

c_s = Velocidade do escoamento em condições isentrópicas;

k = Expoente isentrópico para o ar (constante = 1,4);

p_1 = Pressão acima da válvula;

p_2 = Pressão abaixo da válvula;

p_{amb} = Pressão ambiente;

Δp = Diferença de pressão.

Para a medição experimental do α - k é necessário que o cabeçote e o cilindro estejam adequadamente montados em um sistema onde seja possível a variação da abertura das válvulas de admissão e de escape. O mapeamento completo inclui a medição do fluxo direto e reverso das válvulas de admissão e escape com diferentes posições de abertura das mesmas. É fundamental que enquanto se varie uma válvula, a outra permaneça completamente fechada. Foram utilizados micrômetros adaptados ao sistema de maneira a se garantir a abertura das válvulas de acordo com a necessidade do experimento. Essas medições fazem parte de um conjunto de informações necessárias e fundamentais no desenvolvimento de um modelo de simulação para todo o ciclo do motor.

Além do α - k , a bancada de testes utilizada, associada ao PIV permite a caracterização da turbulência do fluxo dentro do cilindro do motor, essencial para alterações de projeto. Nos próximos tópicos são apresentadas definições de fluxo turbulento e os parâmetros utilizados para a caracterização do mesmo.

2.5 - Fluxo turbulento

A turbulência do fluxo dentro da câmara de um motor de combustão interna é essencial para a eficiência do processo de combustão. Ela aumenta a velocidade da queima, reduz a variabilidade cíclica, o consumo de combustível e a emissão de poluentes.

Os processos de admissão e compressão e a geometria da câmara de combustão e pistão são responsáveis pela geração da turbulência do fluxo dentro do cilindro. A geometria da câmara de combustão deve fazer com que a propagação da chama percorra a menor distância possível entre o início da centelha (no caso dos motores de ignição por centelha - ICE) e as paredes da câmara, de modo a reduzir a possibilidade de ocorrência de detonação (velocidade de propagação da chama supersônica).

Nos motores de ignição por centelha os reagentes são pré-misturados e a chama é turbulenta. A chama se desloca separando reagentes dos produtos da combustão. Em uma chama turbulenta a velocidade de propagação depende das características do fluxo e das propriedades térmicas e químicas da mistura.

Um fluxo turbulento é caracterizado por um valor médio de velocidade o qual é adicionada uma componente flutuante, suficientemente forte para não ser absorvida pelas forças viscosas conforme apresentado na Figura 4. Fluxo turbulento envolve a formação de vórtices.

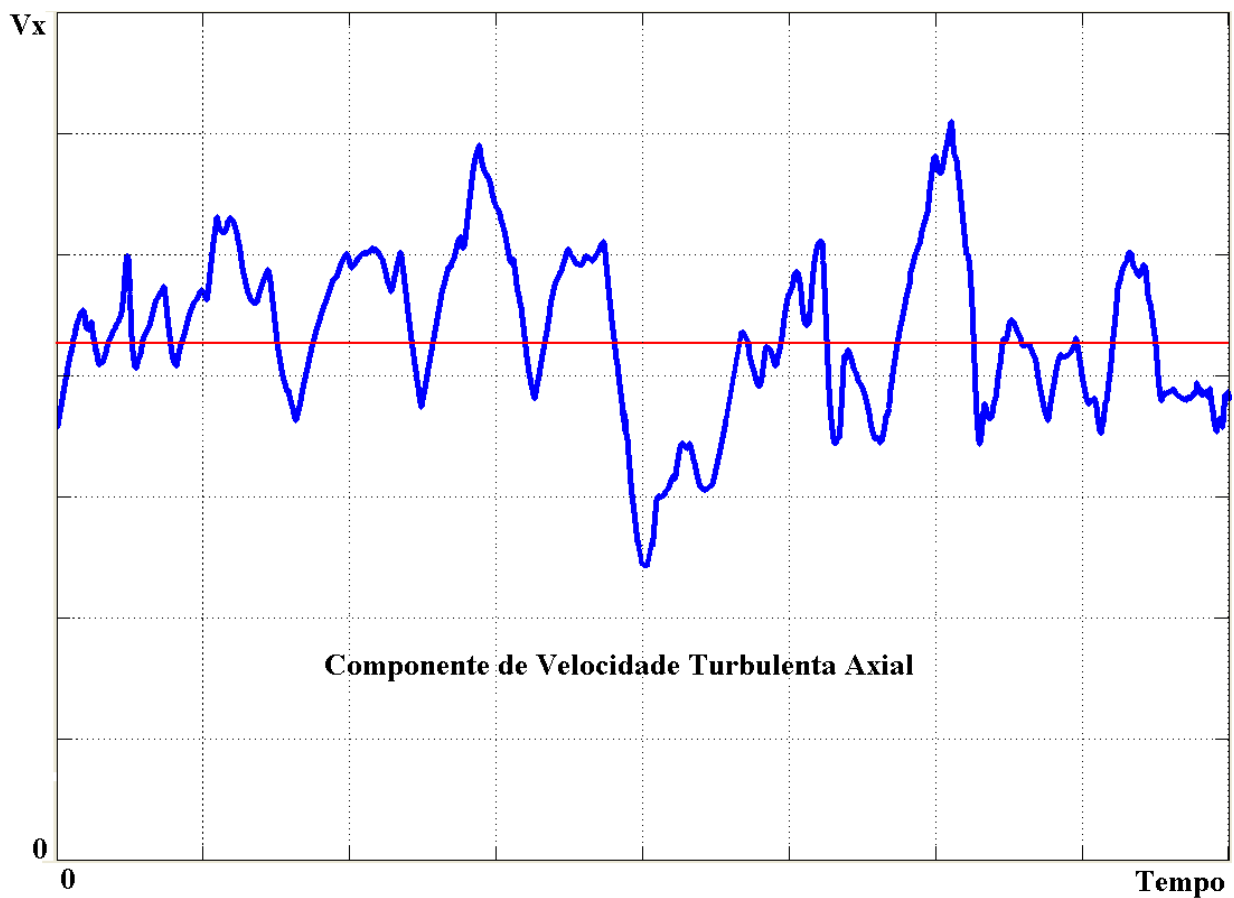


Figura 4 - Velocidade turbulenta axial em função do tempo.

Em motores existem dois movimentos vorticais típicos, conhecidos como “swirling” e “tumbling” os quais se referem ao movimento vorticial no plano x-y e z-y respectivamente. A Figura 5 mostra o sistema de coordenadas utilizadas para a determinação do “swirl” e do “tumble”.

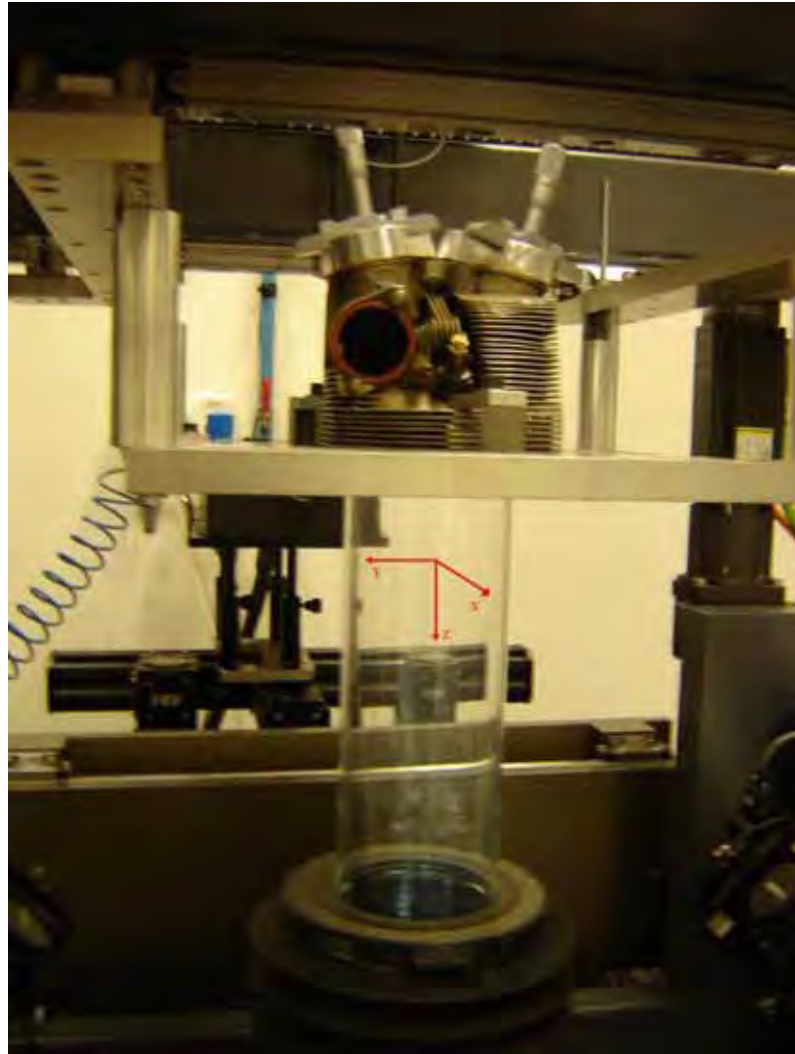


Figura 5 - Plano de coordenadas para a determinação do “swirl”, “tumble” e “cross-tumble”.

Considerando que o perfil e abertura da válvula e a geometria dos pórticos influenciam diretamente o desenvolvimento do fluxo no processo de entrada, grandes esforços tem sido relatados com o objetivo de relacioná-los. Uma maneira de representar a estrutura do fluxo no interior do cilindro é o uso dos números de swirl, tumble e cross-tumble. Estes parâmetros foram obtidos experimentalmente e são abordados no próximo tópico.

2.6 - “Swirl” e “tumble”

Segundo Heywood (1988), “swirl” é usualmente definido como um movimento organizado rotacional do fluxo no sentido do eixo do cilindro. O “swirl” é gerado no processo de admissão do ciclo do motor devido à geometria das válvulas e dos pórticos de entrada. Parte do swirl do fluxo

admitido decai devido à fricção nas paredes do cilindro e à dissipação turbulenta, mas, normalmente, uma parcela do mesmo persiste durante todo o ciclo do motor. A Figura 6 apresenta o movimento de “swirl” dentro de um cilindro.

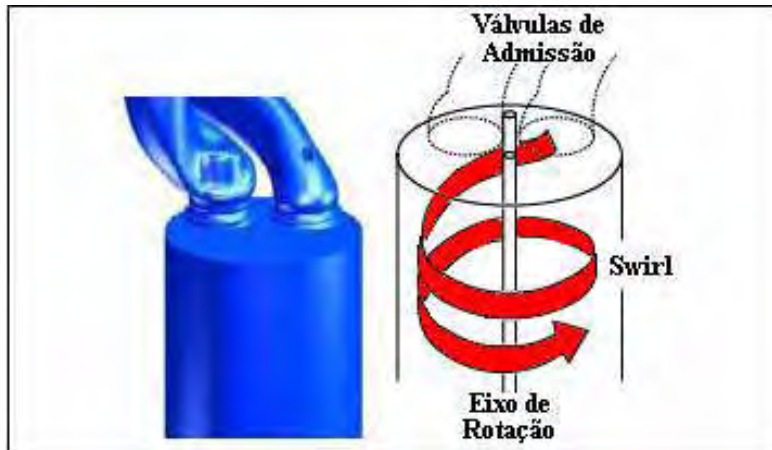


Figura 6 - Movimento de swirl dentro do cilindro (LARAMEE et al., 2004).

Tumble é definido como um movimento rotacional organizado do fluxo no sentido perpendicular ao eixo do cilindro conforme mostra a Figura 7. O movimento em torno do eixo y do sistema de coordenadas da Figura 8 é chamado de tumble e o movimento rotacional em torno do eixo x é o “cross-tumble”. Assim como o tumble o cross-tumble também é perpendicular ao eixo do cilindro. O movimento de tumble é mais complexo que o swirl e consequentemente, mais difícil de ser controlado. Alguns motores a gasolina requerem o movimento de tumble a fim de misturar o combustível com o oxigênio (LARAMEE et al., 2004).

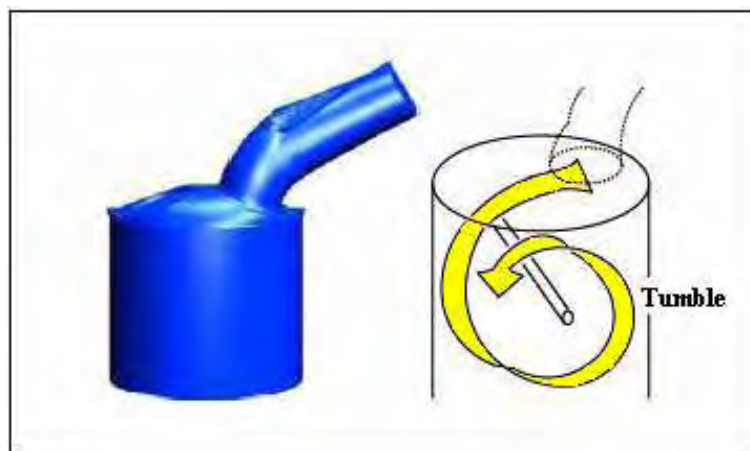


Figura 7 - Movimento de tumble dentro do cilindro (LARAMEE et al., 2004).

A Figura 8 ilustra os eixos em que o movimento rotacional de swirl, tumble e cross-tumble acontecem a fim de melhorar a mistura ar-combustível dentro do cilindro e conseqüentemente otimizar a combustão e eficiência do sistema.

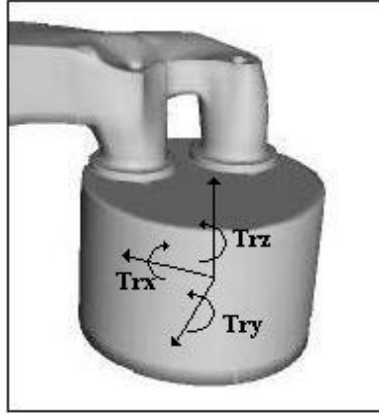


Figura 8 - Número de cross-tumble (Tr_x), tumble (Tr_y) e swirl (Tr_z) (FUCHS e RUTLAND, 1998).

Os números de “cross-tumble”, “tumble” e “swirl” são calculados através da medição das velocidades do fluxo em todas as direções do espaço. Os números são uma razão das velocidades angulares de um movimento no corpo rígido e a velocidade axial média (c_a), conforme pode ser observado na Equação (16). O momento angular calculado com a velocidade média axial é normalizado com o diâmetro do cilindro.

A velocidade angular do corpo rígido é a razão de um momento angular e o momento de inércia. Assumindo-se que a massa específica (ρ_i) nas áreas de interrogação é a mesma e que as áreas de interrogação (A_i) têm o mesmo tamanho, pode-se cancelar estes termos da equação:

$$Tr = \frac{\omega_{\text{corpo_rígido}}}{\omega_{c_a}}, \quad (16)$$

$$\omega_{\text{corpo_rígido}} = \frac{\text{Momento_Angular}}{\text{Momento_de_Inercia}}, \quad (17)$$

$$\omega_{c_a} = \frac{\pi D_{\text{cilindro}}}{4 * c_a}, \quad (18)$$

onde:

Tr = Velocidade angular do corpo rígido;

$\omega_{\text{corpo_rígido}}$ = Momento angular;

ω_{ca} = Momento de inércia;

$D_{cilindro}$ = Diâmetro do cilindro.

As Equações (22), (23) e (24) apresentam o cálculo de Tr_y , Tr_z e Tr_x que correspondem aos números de “tumble”, “swirl” e “cross-tumble”, respectivamente. (FUNKEN et al., 2008):

$$Tr_y = \frac{\int dA}{c_a \cdot D_{cilindro}} \cdot \frac{\int (vz - wx) dm}{\int (x^2 + z^2) dm}, \quad (19)$$

$$Tr_y = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_{cilindro}}{c_a} \cdot \frac{\int (vz - wx) \cdot \rho dA}{\int (x^2 + z^2) \cdot \rho dA}, \quad (20)$$

$$Tr_y = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_{cilindro}}{c_a} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n \{(v_i z_i - w_i x_i) \cdot \rho_i A_i\}}{\sum_{i=1}^n \{(z_i^2 + x_i^2) \cdot \rho_i dA_i\}}, \quad (21)$$

$$Tr_y = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_{cilindro}}{c_a} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n (-w_i x_i)}{\sum_{i=1}^n (x_i^2)}, \quad (22)$$

onde:

Tr_x = Número de “cross-tumble” (-);

Tr_y = Número de “tumble” (-);

Tr_z = Número de “swirl” (-);

m = Massa (kg);

ρ_i = Massa específica (kg/m³);

A_i = Área de interrogação (m²);

c_a = Velocidade axial do escoamento (m/s);

x = coordenada no eixo x (mm);

y = coordenada no eixo y (mm);

z = coordenada no eixo z (mm);

u = Velocidade na direção x (m/s);

v = Velocidade na direção y (m/s);

w = Velocidade na direção z (m/s).

As deduções das Equações (23) e (24) não foram apresentadas por ser análoga a dedução da Equação (22). As equações para o cálculo de Tr_z e Tr_x são dadas por:

$$Tr_z = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_{cilindro}}{c_a} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n (v_i x_i - u_i x_i)}{\sum_{i=1}^n (x_i^2 + y_i^2)}, \quad (23)$$

$$Tr_x = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_{cilindro}}{c_a} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n (w_i y_i)}{\sum_{i=1}^n (y_i^2)}, \quad (24)$$

Embora a literatura relate casos em que tais parâmetros são avaliados numericamente (por exemplo, Kim et al. (2008)), neste trabalho esses valores foram obtidos experimentalmente através dos campos de velocidades medidos pela técnica de diagnóstico a laser descrita nas próximas seções.

2.6.1 - Determinação experimental do “Swirl”, “Tumble” e “Cross-Tumble”

A determinação experimental dos campos de velocidade é realizada através de técnica de diagnóstico, não-intrusiva, conhecida como PIV (Particle Image Velocimetry). Os campos de velocidade permitem o cálculo dos números de “swirl”, “tumble” e “cross-tumble”. Técnicas de diagnóstico não-intrusivas são ferramentas de análise poderosas para o estudo do processo de escoamentos, reativos ou não reativos. Os motores a pistão, em particular, representam um grande desafio porque ocorrem fenômenos simultâneos em condições críticas. Com a técnica PIV foi possível fazer o estudo do campo de velocidades no interior do cilindro e, usando pós-processamento, se determinar os números de “swirl”, “tumble” e “cross-tumble” ao longo do

mesmo. O estudo do perfil de velocidades e da turbulência da mistura ar-combustível na câmara de combustão é essencial para a análise de um processo de combustão e de emissões de particulados. Devido à sua complexidade, esta técnica está melhor descrita nos tópicos subsequentes. Maiores detalhes podem ser obtidos em (LACAVA e MARTINS, 2010).

2.6.1.1 - Velocimetria a Laser por Imagem de Partículas (PIV)

Em meados dos anos 80 a velocimetria a laser por imagem de partícula começou a aparecer nas literaturas da comunidade científica (RAFFEL et al., 1998). A evolução tecnológica dos computadores e câmeras digitais alavancou o desenvolvimento de aplicações com o PIV, uma vez que já havia a necessidade de se estudar escoamentos turbulentos de maneira não intrusiva e com alta resolução espacial e temporal.

O PIV é utilizado para medir o campo de velocidades instantâneo das partículas no plano do fluxo. A medida é considerada indireta porque são adicionadas partículas ao escoamento que acompanham o mesmo, chamados de traçadores, e é através destes traçadores que se determina o campo de velocidade. A inclusão de traçadores no escoamento (desde que sejam escolhidos adequadamente) geralmente causa distorções desprezíveis (MELLING, 1997).

O funcionamento do PIV baseia-se na determinação do deslocamento de partículas traçadoras dispersas no escoamento em um dado intervalo de tempo conhecido. A Figura 9 ilustra os componentes básicos de um sistema PIV, sendo eles: fonte de luz (laser), partículas traçadoras reflexivas, câmeras para capturar as imagens, sistema de lentes, sincronizador, e programa para processamento das imagens.

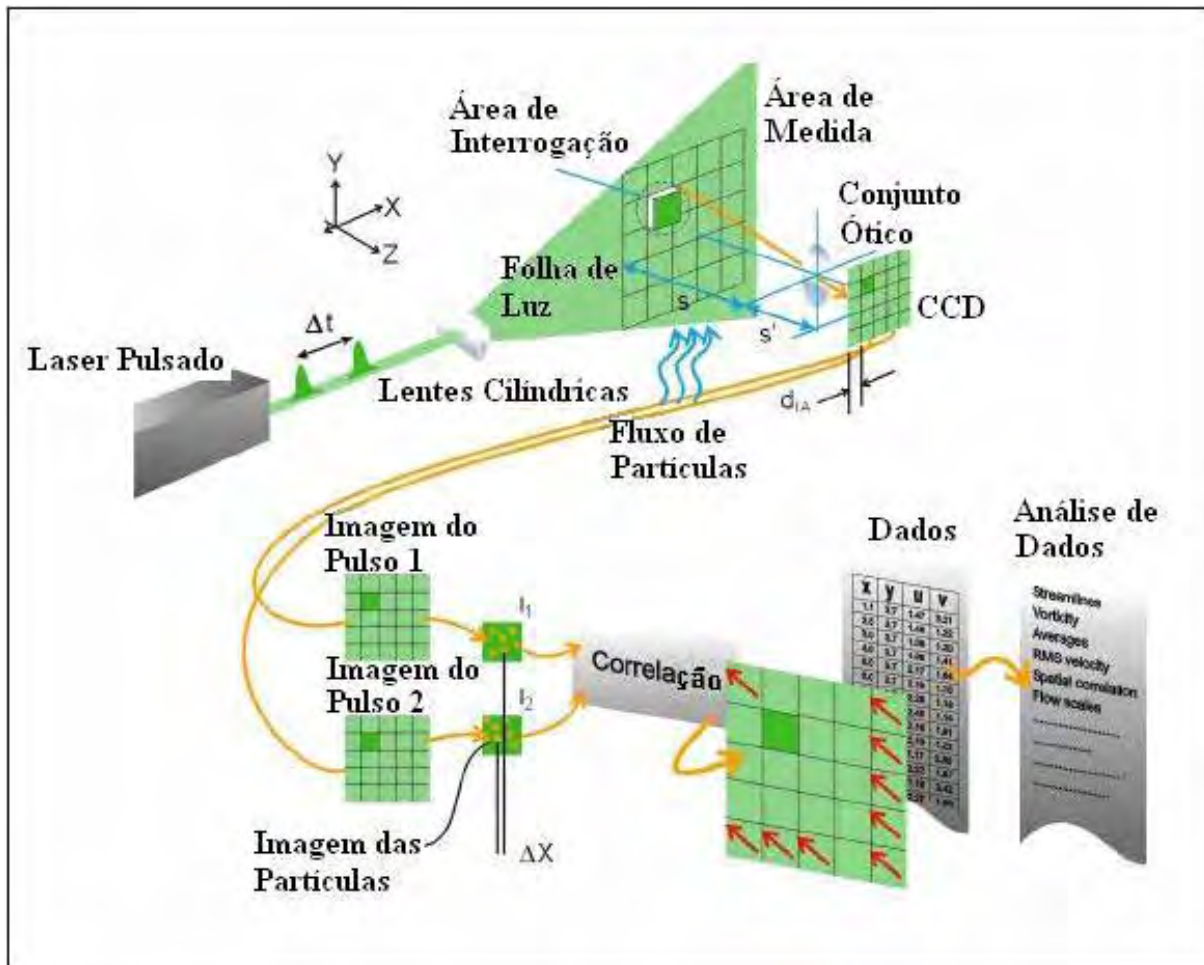


Figura 9 - Componentes básicos de um sistema PIV 2D (Adaptada de DANTEC, 2010).

Um laser pulsado e um arranjo ótico são utilizados para criar uma folha de iluminação plana através do fluxo conforme pode ser observado na Figura 10. Os traçadores adicionados ao fluxo são iluminados devido ao fato do laser utilizado ser colimado (feixe de luz paralelo), que permite a produção de uma folha de luz, e uma câmera de alta velocidade registra a posição dos mesmos naquele instante. Depois de um tempo pré-selecionado, outra folha de laser é produzida e uma segunda imagem da posição dos traçadores é gerada e registrada pela câmera de alta velocidade. Através de técnicas estatísticas de pós-processamento (autocorrelação ou correlação cruzada) é possível determinar a distância e a direção percorrida pelos traçadores entre os dois pulsos de laser e, conseqüentemente, é possível determinar o campo vetorial de velocidade e a velocidade instantânea das partículas. O PIV exige que haja um sincronizador para que seja possível correlacionar os dados.

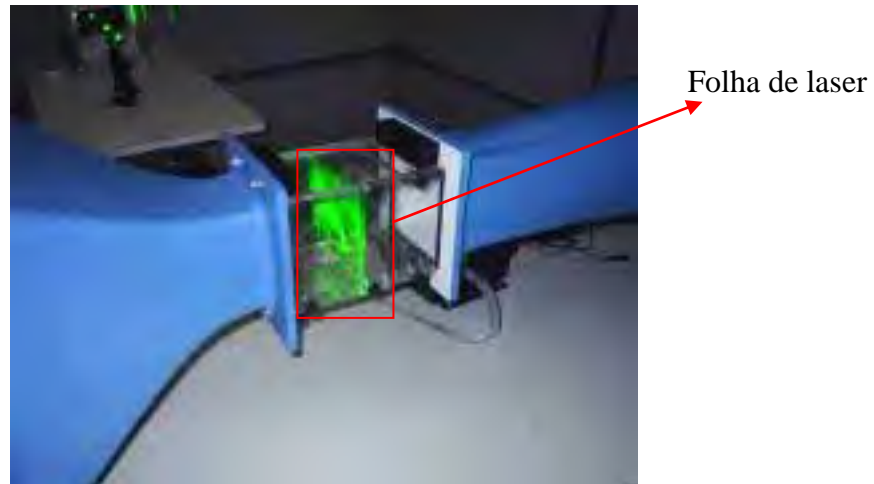


Figura 10 - Imagem do plano de iluminação produzido por um PIV.

Hoje em dia, a tecnologia digital tem sido o fator mais significativo para o progresso da técnica do PIV assim como a melhoria da taxa de aquisição das câmeras, da faixa dinâmica ou do número de pixels (MOREAU et al., 2004). É fundamental que o fluido analisado seja transparente ao comprimento de onda da luz da iluminação.

2.6.1.2 - Laser

O laser é amplamente utilizado nos sistemas PIV devido a sua capacidade de emitir uma luz monocromática com alta concentração de energia, que pode ser colocada como um fino plano de luz capaz de iluminar as partículas sem gerar aberrações cromáticas (MARINS, 2007).

O laser mais utilizado para o sistema PIV é o Nd:YAG, com comprimento de onda $\lambda = 532\text{nm}$ obtido através de um gerador harmônico para dobrar a frequência da radiação emitida pelo laser. Um cristal itrio-alumínio (YAG - Yttrium - Aluminum - Garnet) dopado com íons de neodímio é responsável pela geração do laser.

Normalmente o sistema PIV trabalha com dois lasers alternados e sincronizados, a fim de aumentar a flexibilidade nas medições de velocidade. Deste modo, é possível que o intervalo de tempo entre os pulsos varie de ms a μs .

O sistema ótico é composto por lentes esféricas e cilíndricas. A lente cilíndrica faz com que o feixe fique divergente em apenas uma direção, gerando um plano de luz. A lente esférica controla a espessura desse plano. Para a maioria das aplicações um plano de luz com 1 mm de espessura é desejado (MARINS, 2007).

2.6.1.3 - As Partículas

As partículas traçadoras são as responsáveis pela determinação do vetor velocidade do escoamento e, por isso, é necessário se conhecer as propriedades das mesmas, a fim de se minimizar erros devido a problemas de escorregamento fluido/partícula. As partículas devem ser pequenas o suficiente para acompanharem o escoamento sem que ocorra o deslizamento e grandes o suficiente para conseguirem refletir luz de maneira satisfatória. Elas devem ser inertes, atóxicas e não corrosivas. Para fluxos gasosos, são utilizadas gotas de óleo tais como óleo de silicone ou óleo de oliva (PRASAD, 2000).

2.6.1.4 - Espalhamento de Luz

O tipo de espalhamento de luz depende da relação entre o comprimento de onda da mesma e o tamanho da partícula. No PIV, o tamanho das partículas é da ordem de grandeza do comprimento de onda da luz e o fenômeno de espalhamento predominante é o MIE. Neste caso, a intensidade de luz espalhada por uma superfície esférica é proporcional ao seu diâmetro. De acordo com a teoria de MIE (RAFFEL et al., 1998), o espalhamento de luz depende da orientação que a luz incide na partícula. A Figura 11 mostra a intensidade de luz espalhada por uma partícula em escala logarítmica.

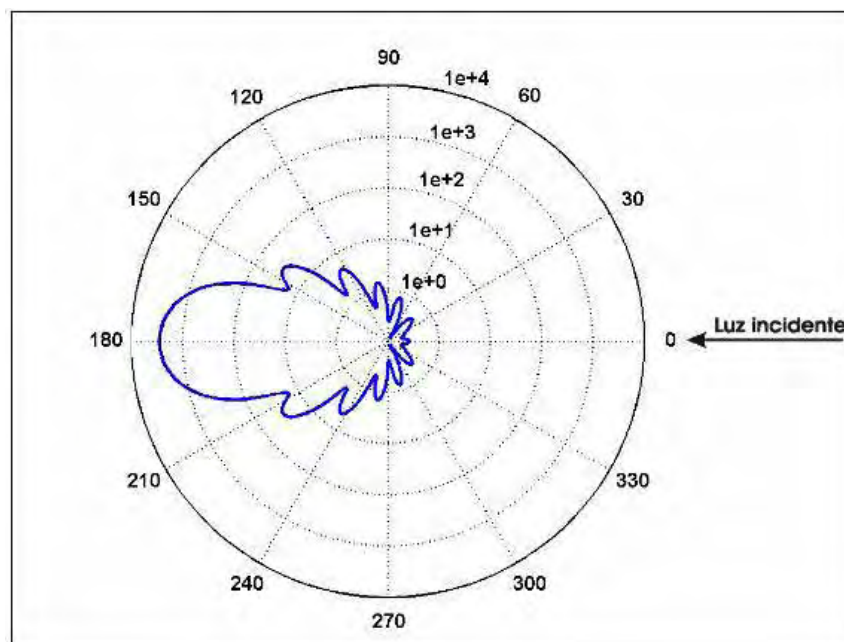


Figura 11 - Diagrama do espalhamento de luz por uma partícula esférica (MIRANDA, 2004).

Observando-se a Figura 11, nota-se que a intensidade de luz espalhada a 90° é pequena quando comparada com a intensidade de luz a 180°. Como as câmeras CCD normalmente são instaladas a 90°, é necessário um ajuste criterioso do laser e da quantidade, tamanho e índice de refração das partículas utilizadas.

2.6.1.5 - Sincronizador

Os sistemas de PIV necessitam de uma unidade eletrônica que dispare os pulsos de laser e as câmeras de maneira seqüencial e sincronizada.

2.6.1.6 - Registro das Imagens

Com a evolução da informática e da microeletrônica, câmeras CCD (“Charge Couple Devide”) de alta resolução e alta taxa de aquisição passaram a ser empregadas em sistemas PIV para medição escoamentos de altíssima velocidade e turbulentos. É fundamental controlar a abertura das lentes das câmeras CCD, pois seus sensores são extremamente sensíveis à luz e intensidades luminosas muito altas podem “queimar” alguns pixels do CCD. A alta sensibilidade dos sensores da câmera CCD permite o uso de lasers menos potentes e, conseqüentemente, mais baratos e seguros.

2.6.1.7 - Imagem da Partícula

O PIV é uma técnica de diagnóstico baseada em imagens e, conseqüentemente, a qualidade das mesmas é imprescindível para a obtenção de resultados satisfatórios.

O diâmetro da imagem da partícula é calculado considerando-se os efeitos geométricos e de difração. Para uma lente limitada por difração, tem-se a Equação (25) (FERNANDES, 2008):

$$d_s = 2,44 f^\# (1 + M) \lambda, \quad (25)$$

onde:

d_s = Diâmetro da Airy ou limite de difração (m);

$f^\#$ = Número f da lente ($f^\# = D_f / D_L$) (-);

M = Amplificação (-);

λ = Comprimento de onda do laser (532 nm) (m);

z = Profundidade do objeto em relação ao seu plano (m);

D_L = Diâmetro da lente (m).

A amplificação é definida por:

$$M(z) = \frac{d_i}{d_0 - z}, \quad (26)$$

onde d_i é a distância da imagem a lente, d_0 à distância do objeto a lente. Conhecendo-se d_i e d_0 é possível determinar-se o comprimento focal D_f através de:

$$\frac{1}{d_0} + \frac{1}{d_i} = \frac{1}{D_f}, \quad (27)$$

O diâmetro da imagem da partícula será dado pela fórmula:

$$d_e = \sqrt{M^2 d_p^2 + d_s^2}, \quad (28)$$

onde:

d_e = Diâmetro da imagem (m);

M = Amplificação (-);

d_p = Diâmetro da partícula (m);

d_s = Diâmetro de Airy ou limite de difração (m).

As imagens das partículas estarão focadas se as partículas estiverem dentro da profundidade de campo δ_z ou profundidade da lente, dada pela Equação (29):

$$\delta_z = 4(1 + M^{-1})^2 f^{\#2} \lambda, \quad (29)$$

Para que a imagem fique focada δ_z deve ser maior que a espessura da folha do laser (FERNANDES, (2008) e MARINS, (2007)).

2.6.1.8 - Pós-Processamento

Para a determinação do campo de deslocamentos e velocidades há a necessidade de um pós-processamento das imagens obtidas.

A velocidade das partículas pode ser calculada utilizando duas técnicas diferentes: autocorrelação ou a correlação cruzada. A técnica de autocorrelação é o sistema clássico de PIV. Na autocorrelação, a mesma janela de imagem é usada para o primeiro e o segundo quadro. Na Figura 12 é apresentada a metodologia para a obtenção do vetor velocidade no plano XY, utilizando correlação cruzada. Na correlação cruzada, a primeira imagem, referente ao primeiro pulso do laser, é gravada no quadro 1, e segunda imagem, referente ao segundo pulso, no quadro 2. O intervalo de tempo entre as imagens é conhecido. A determinação do campo de velocidade é realizada a partir da informação do deslocamento das partículas, obtido para o pico da correlação cruzada das imagens gravadas nos quadros 1 e 2 (Figura 12), e do intervalo de tempo considerado no ensaio. A correlação cruzada fornece resultados melhores, porém exige maior recurso computacional e câmeras CCD com elevada taxa de transferência de dados. Atualmente a correlação cruzada tem sido o método mais utilizado (MARINS, 2007).

Para que seja possível determinar o campo de velocidades a partir de um par de imagens, é necessário dividir as imagens em áreas menores chamadas “janelas de interrogação” de 32 por 32 pixels ou menos. A comparação entre as imagens das janelas de interrogação permite a determinação do deslocamento das partículas e, conseqüentemente, do vetor velocidade, V , uma vez que o intervalo tempo entre os disparos é um parâmetro conhecido, conforme mostra a Equação (30).

$$V = \frac{d}{M\Delta t}, \quad (30)$$

onde:

V = Velocidade (m/s);

d = Deslocamento (m);

M = Fator de amplificação (-);

Δt = Intervalo de tempo entre dois disparos (s).

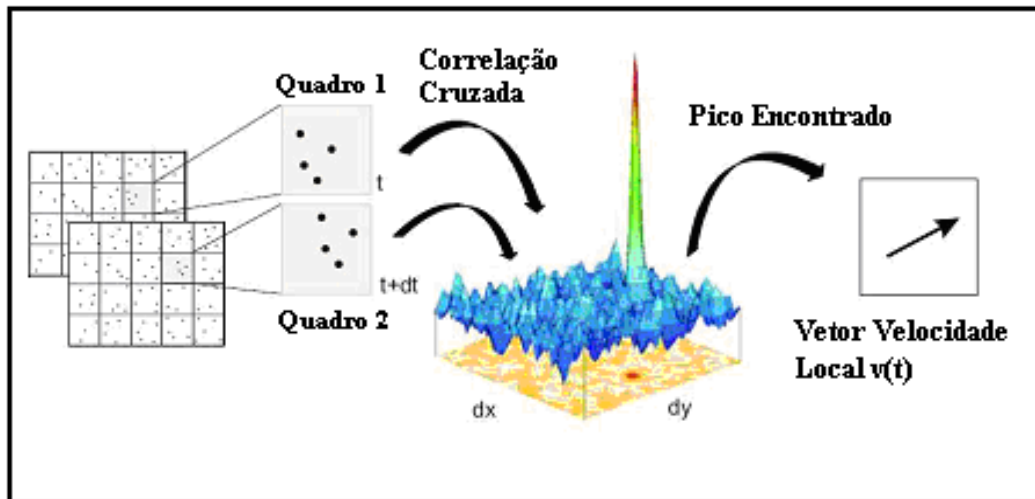


Figura 12 - Metodologia para obtenção do vetor velocidade pelo PIV (MARINS, 2007).

A correlação cruzada demanda muito esforço computacional quando aplicada a uma grande quantidade de dados. Uma maneira mais eficaz de se calcular a correlação cruzada é através da Transformada Rápida de Fourier (“Fast Fourier Transform”). O uso da técnica FFT trata os dados como se fossem periódicos. A periodicidade pode levar a um erro conhecido como “aliasing” que é causado pela perturbação de dados periódicos adjacentes. Isto ocorre quando as partículas se movimentam uma distância maior que a metade da janela de interrogação. A solução para evitar este problema é aumentar a janela de interrogação ou diminuir o intervalo de tempo entre as imagens. Outro erro que pode ocorrer com o uso da FFT é chamado erro de tendência (“bias error”) (MARINS, 2007). Antigamente, um dos erros mais significativos desse grupo era o “peak locking”, que é o de tendência dos valores de deslocamento das partículas serem estimados em valores inteiros de pixels. Isso ocorria devido à baixa resolução das câmeras utilizadas. Com a evolução digital das câmeras estes erros tornaram-se desprezíveis. O resultado estatístico, que é insensível ao fenômeno de “peak locking”, é a velocidade média, que é o objeto de estudo do presente trabalho (RAFFEL et al., 1998).

Os erros nas medidas de PIV estão associados ao ruído na gravação da imagem, ao processo computacional utilizado na localização dos picos, à rotação e deformação do fluxo dentro de uma área de interrogação, inerente aos fluxos turbulentos, ao deslizamento das partículas ao seguirem o

escoamento e a aproximação do movimento Lagrangiano das partículas pelo Euleriano, próprio da técnica PIV (FERNANDES, 2008).

2.6.1.9 - PIV Estereoscópico (3D)

O sistema PIV estereoscópico (3D) permite medir as componentes V_x e V_y de velocidade e calcular V_z . Para isso é necessária a utilização de duas câmeras posicionadas de tal forma que o ângulo entre elas esteja entre 30° e 90°. Quanto mais próximo de 90° este ângulo, maior a precisão da medida. Em caso de acesso ótico restrito, ângulos menores podem ser usados implicando em uma depreciação da precisão (DANTEC, 2010). Duas componentes da velocidade estão contidas no plano formado pelo laser e a terceira é perpendicular ao mesmo. Por isso, é importante que o tempo entre os pulsos de laser seja pequeno o bastante para garantir que as partículas permaneçam no plano iluminado pelo laser (com espessura da ordem de 1 mm). A relação entre os pontos no escoamento e a imagem correspondente nas duas câmeras é estabelecida através de um processo de calibração (MARINS, 2007).

O princípio físico do PIV estereoscópico é o mesmo da visão humana. Os olhos vêem duas imagens ligeiramente diferentes, devido à diferença de posição dos mesmos. O cérebro funde as duas imagens, e nesse processo, obtém informações quanto à profundidade, distância, posição e tamanho dos objetos, gerando uma sensação de visão de 3D. No PIV estereoscópico as câmeras realizam o papel dos olhos e visualizam duas imagens do mesmo escoamento de direções distintas. A geometria do sistema permite que o deslocamento 3D (dX , dY , dZ) seja estimado a partir de pares de imagens 2D (dX , dY) obtidos a partir das imagens das câmeras da esquerda e da direita, conforme é apresentado na Figura 13.

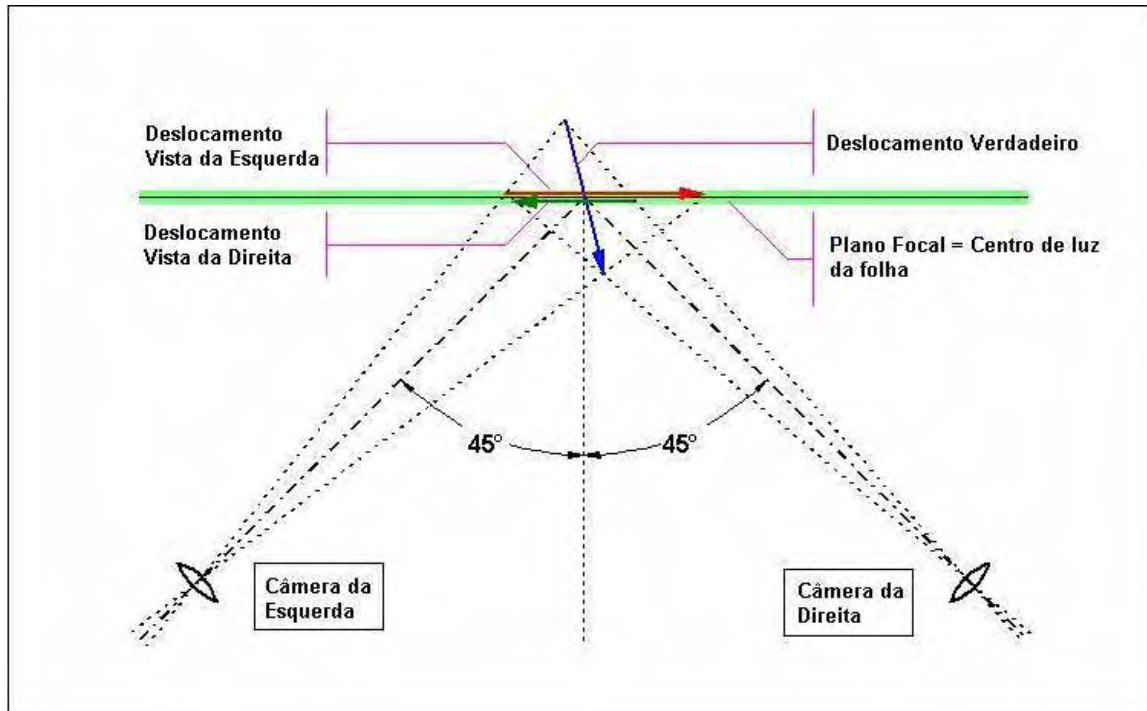


Figura 13 - Princípio utilizado para determinação dos campos de velocidade das partículas em 3D (Adaptada de DANTEC, 2010).

É importante ressaltar que as câmeras não se encontram perpendiculares ao plano da imagem a ser gravada e, conseqüentemente, haverá uma deformação da imagem do CCD devido ao princípio de Scheimpflüg. Com o intuito de minimizar esta deformação, deve-se colocar a lente um pouco angulada em relação ao CCD, cujo ângulo é conhecido como “Scheimpflüg angle”.

A correção da imagem é baseada em uma calibração que deve ser realizada antes do experimento. Durante o processo de calibração são gravadas imagens de um alvo de calibração que contém marcadores como pontos, por exemplo, e a posição verdadeira (X, Y, Z) do alvo é conhecida através de medições. Comparando-se as posições dos marcadores com as imagens de calibração gravadas é possível criar o modelo para os parâmetros.

A reconstrução da imagem em 3D só é possível com a imagem das duas câmeras. Como pode ser observado na Figura 14, cada câmera cobre uma área trapezoidal da folha de laser. Devido à distorção de perspectiva, não é possível a sobreposição integral das regiões gravadas pelas câmeras da direita e da esquerda. Dentro da região sobreposta, são escolhidos os pontos de interrogação em uma grade retangular. Usando o modelo de câmera e os parâmetros de calibração, é possível mapear os pontos de interrogação escolhidos no plano bidimensional. Reamostrando os mapas vetoriais 2D nos pontos de interrogação mapeados, é possível estimar os vetores 2D através de interpolação

bilinear, por exemplo. Com o deslocamento 2D visto pela perspectiva da câmera direita e esquerda estimado no mesmo ponto no espaço, o deslocamento em 3D verdadeiro pode ser estimado resolvendo 4 equações com 3 incógnitas por meio de mínimos quadrados.

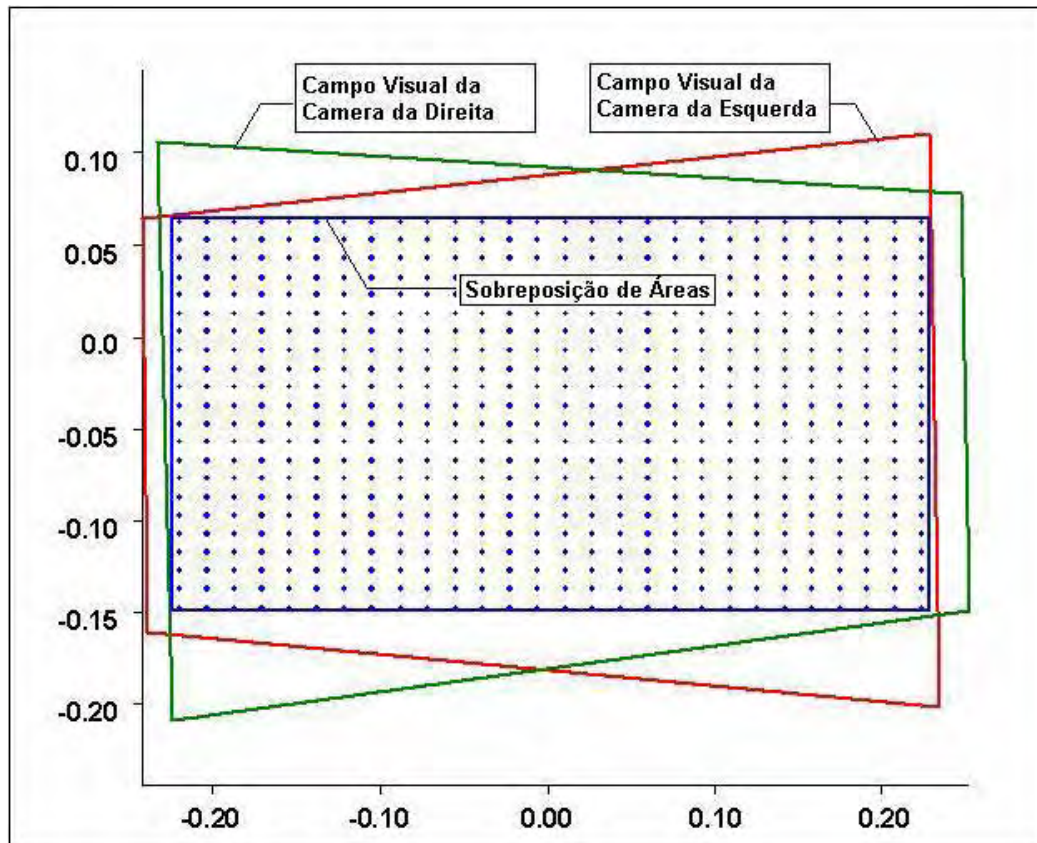


Figura 14 - Campo visual das câmeras de um PIV estéreo (Adaptada de DANTEC, 2010).

Assim se finaliza descrição da técnica de diagnóstico utilizada para a aquisição do campo de velocidades, PIV. O próximo capítulo é dedicado à definição do conceito de eficiência ecológica.

CAPÍTULO 3 - EFICIÊNCIA ECOLÓGICA

3.1 - Introdução

A combustão de combustíveis fósseis produz componentes que prejudicam diretamente a saúde humana, dos animais e dos vegetais. Entre os componentes dos gases de exaustão, os mais nocivos são o monóxido de carbono (CO), os óxidos nitrosos (NO_x) o anidrido sulfuroso ou dióxido de enxofre (SO₂) e materiais particulados (MP). O CO₂ é um dos maiores responsáveis pelo aumento do efeito estufa, devido à sua capacidade de reter a radiação infravermelha refletida do Sol na atmosfera, e, conseqüentemente, pelo aquecimento global. O SO₂ se destaca como um dos principais causadores da chuva ácida e os materiais particulados, além de prejudiciais à vida humana, são componentes causadores do efeito conhecido como escurecimento global - diminuição da quantidade de radiação que chega à superfície terrestre (MARTINELLI JR, 2008).

Nos últimos anos, a concentração de dióxido de carbono na atmosfera cresceu a uma taxa de 0,4 % ao ano; este aumento se deve à utilização de petróleo, gás, carvão e à destruição das florestas tropicais (BORTHOLIN e GUEDES, 2003). A propulsão aeronáutica utiliza essencialmente os combustíveis fósseis e, conseqüentemente, também tem papel importante no aquecimento global do planeta.

A preocupação com o aquecimento global foi tema da Conferência de Kyoto, Japão, em 1997, cujo objetivo era conter o acúmulo de CO₂ na atmosfera, lutando pela redução do efeito estufa. Da conferência resultou o “Tratado de Kyoto”; um documento em que os países participantes se responsabilizariam em diminuir a poluição causada por seu desenvolvimento, especialmente industrial (VILELLA, 2007).

Encontramos na literatura duas definições distintas de dióxido de carbono equivalente. A primeira delas foi criada no Tratado de Kyoto (1997) e visa relacionar créditos de carbono para as indústrias que reduzem suas emissões de poluentes. Nesta definição o dióxido de carbono equivalente é o resultado da multiplicação das toneladas emitidas de gases de efeito estufa (GEE) pelo seu potencial de aquecimento global. O metano é um bom exemplo desta definição. O metano tem 21 vezes mais impacto no clima do que o CO₂. Por isto, 1 tonelada de metano correspondem a 21 toneladas de CO₂ equivalente (IPAM, 2011).

Na segunda definição, Cardu e Baica (1999a), introduziram o conceito de dióxido de carbono equivalente ((CO₂)_e) para o cálculo de eficiência ecológica. Baseando-se na concentração máxima permitida de CO₂, que é 10.000 mg/m³ em uma hora determinam-se os coeficientes equivalentes

para alguns poluentes. As concentrações máximas admissíveis para alguns gases nocivos na atmosfera em um ambiente de trabalho, segundo Cardu e Baica (1999a), são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Concentração máxima admissível para gases no ambiente de trabalho.

Gás	Concentração Média (mg/m³)	Máxima Concentração Admissível (mg/m³)
Dióxido de Carbono (CO ₂)	7.000	10.000
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	10	15
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	0	10

A Organização Mundial de Saúde (OMS) (VILLELA, 2007) apresenta valores específicos para concentração máxima admitida para exposição de 1 hora, conforme apresentado na Tabela 8.

Tabela 8 - Padrões de qualidade do ar para 1 hora.

Gás	Concentração Máxima 01 hora (µg/m³)
SO ₂	125
NO _x	200
MP	150

Para o cálculo do coeficiente de dióxido de carbono equivalente, divide-se o máxima concentração de CO₂ em mg/m³ permitida pelo padrão de qualidade de ar prevista pela OMS para NO_x, SO₂ e MP em uma hora. Logo a expressão para (CO₂)_e é (RODRIGUEZ et al., 2008):

$$(CO_2)_e = (CO_2) + 80 (SO_2) + 50 (NO_x) + 67 (MP), \quad (31)$$

Na Equação (31), (SO₂)_e = 80(SO₂) é o dióxido de enxofre equivalente em (CO₂), (NO_x)_e = 50(NO_x) é o dióxido de nitrogênio equivalente em (CO₂) e o material particulado equivalente em (CO₂) é (MP)_e = 67(MP). O melhor combustível sob o ponto de vista ecológico é o que apresenta um quantidade mínima de dióxido de carbono equivalente (CO₂)_e proveniente da combustão. Para quantificar o impacto ambiental, Cardu e Baica (1999a) propõem um indicador, definido como a razão entre o dióxido de carbono equivalente do combustível e seu poder calorífico inferior (Q_i). a este indicador deu-se o nome de “indicador de poluição”, representado por Π_g, Equação (32).

$$\Pi_g = \frac{(CO_2)_e}{Q_i}, \quad (32)$$

onde:

$(CO_2)_e$ = Dióxido de carbono equivalente (kg/kg_{comb});

Q_i = Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg_{comb});

Π_g = Indicador de poluição (kg/MJ).

A eficiência ecológica (ε) é um indicador adimensional que integra num só coeficiente os aspectos que definem a intensidade do impacto ambiental do sistema: a composição do combustível, a tecnologia de combustão, o indicador de poluição e a eficiência de conversão. O valor de ε varia entre 0 e 1, sendo que a condição de eficiência ecológica igual a zero é considerada situação insatisfatória (muito poluidor) e eficiência ecológica igual a 1 indica uma situação ideal (poluição zero) (VILLELA, 2007). Considera-se também a eficiência de conversão ou eficiência termodinâmica (η), como um fator determinante sobre as emissões específicas, expresso por um número fracionário (CARDU e BAICA, 2001). As Equações (33) e (34) apresentam, respectivamente, o cálculo das eficiências ecológica e termodinâmica do motor. Maiores detalhes sobre a origem da Equação (33) podem ser obtidos no Anexo C.

$$\varepsilon = \left[\frac{0,204\eta}{\eta + \Pi_g} \ln \left(35 - \Pi_g \right) \right]^{0,5}, \quad (33)$$

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_f Q_i}, \quad (34)$$

onde:

\dot{m}_f = Vazão mássica de combustível (kg/s);

ε = Eficiência ecológica (%);

η = Eficiência termodinâmica (-);

P = Potência do motor (kW);

Π_g = Indicador de poluição (kg/MJ);

Q_i = Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg_{comb}).

A Tabela 9 apresenta as características dos combustíveis hipotéticos, hidrogênio e enxofre, a fim de se comparar os diferentes combustíveis e se obter padrões de referência para os valores de Π_g ((VILLELA e SILVEIRA, 2007) e (CARDU e BAICA, 2001)).

Tabela 9 - Características dos combustíveis virtuais (VILLELA, 2007).

Combustível	S %	CO ₂ (kg/kg fuel)	Qi (MJ/kg)	Π_g (kg/MJ)	ϵ
Hidrogênio ⁽¹⁾	-	0	10,742	0	1
Enxofre	100	1400	10,450	134	0

Percebe-se pela Tabela 9 que o hidrogênio seria o combustível ideal em termos de impacto ambiental, o que corrobora com o valor $\Pi_g = 0$ e $\epsilon = 1$, enquanto o enxofre representa a pior condição possível, sendo $\epsilon = 0$.

Outro aspecto importante na determinação da eficiência ecológica é o fato de se considerar ou não o ciclo de vida do carbono para o cálculo da mesma. Se o ciclo de vida do carbono para produção do etanol for considerado a eficiência ecológica aumentará, pois o etanol possui ciclo de vida negativo, ou seja, ele absorve mais CO₂ da atmosfera do que libera se consideramos o ciclo do plantio da cana até a fabricação do mesmo. Para a produção de 1000 litros de etanol são absorvidos 1211 kg de CO₂ da atmosfera, conforme mostra a Figura 15. Quando a combustão do etanol é considerada o ciclo do carbono passa a ser positivo ou nulo, dependendo do processo utilizado. No item subsequente é apresentado um comparativo entre a gasolina e o etanol.

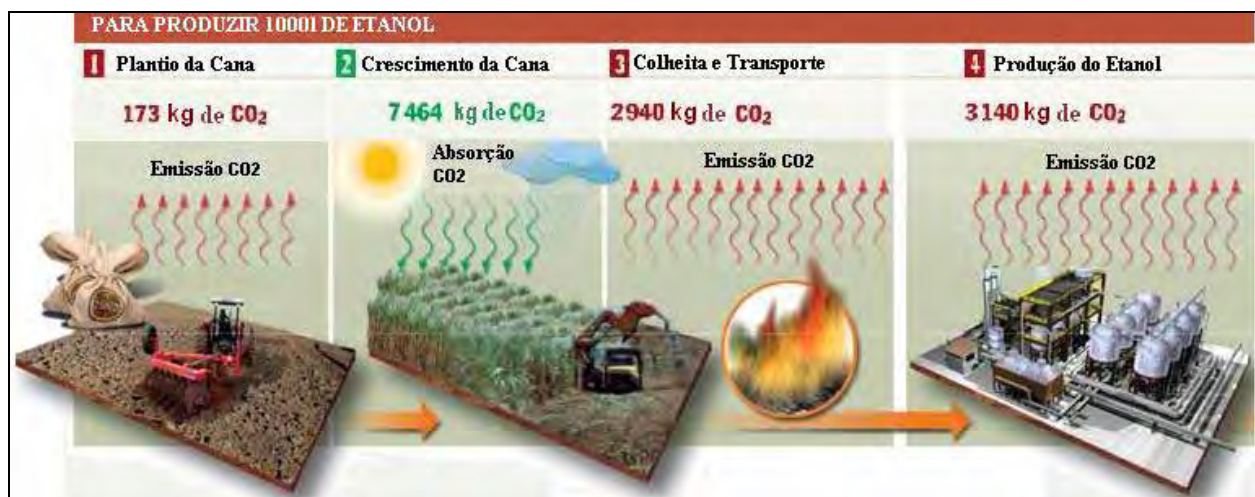


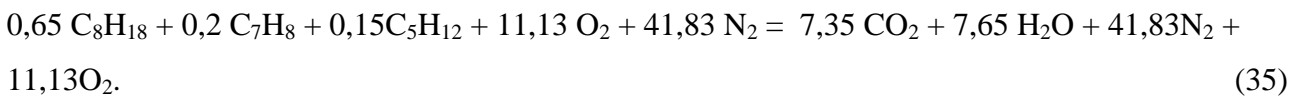
Figura 15 - Ciclo de vida do carbono para produção do etanol (SILVEIRA et al., 2009).

¹ Na determinação dos padrões não é considerada a emissão de poluentes devido a produção do hidrogênio.

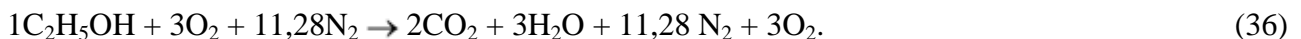
3.2 - Gasolina e Etanol

A gasolina é um combustível constituído basicamente por hidrocarbonetos. Estes hidrocarbonetos são, em geral, menos pesados que aqueles pertencentes ao diesel (normalmente tem de 5 a 8 moléculas de carbono). Além dos hidrocarbonetos, a gasolina de aviação contém compostos metálicos tais como o chumbo tetraetila e o dibrometo de etileno. (PETROBRÁS, 2007).

A formula química da gasolina de aviação usada neste trabalho é de aproximadamente 65% de iso-octano, 15% de iso-pentano e 20% de tolueno em base molar; com densidade de 740 kg/m^3 (COSTA et al., 2007). A equação estequiométrica da gasolina é:



A fórmula química do etanol etílico é $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ e sua densidade é de 790 kg/m^3 , para sua reação de combustão estequiométrica o resultado é: 88g CO_2 para 46g etanol, conseqüentemente: 1.511 ton de CO_2 por m^3 de etanol.



A razão ar-combustível estequiométrica para gasolina de aviação é de 14,78 e para o etanol 8,95. Contudo, a mistura estequiométrica não costuma ser a mais utilizada pelos motores aeronáuticos. Normalmente este tipo de motor funciona com misturas ricas em combustível ($\Phi > 1$), porque além de fornecer energia química para combustão, o combustível tem a função de refrigerar as cabeças dos cilindros. Na decolagem, por exemplo, a manete de mistura permanece na posição de máxima injeção de combustível (Φ em torno de 1,6). Já em cruzeiro, a mistura fica mais próxima da estequiometrica, mas não sendo difícil estar na condição de mistura rica. Os motores aeronáuticos não trabalham adequadamente com misturas pobres. Devido a essa condição de operação, é esperado que haja produção de monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e material particulado na combustão de motores aeronáuticos.

As substâncias que compõe os gases de exaustão podem ser classificadas em vários grupos: nitrogênios, oxigênios, hidrôgenios, vapor e dióxido de carbono pertencentes ao grupo não tóxico; e monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (C_xH_y), aldeídos (R_xCHO), fuligem, dióxido de enxofre (SO_2), ácido sulfúrico e material particulado pertencentes ao

grupo tóxico. Os hidrocarbonetos poliaromáticos (PAH) são substâncias cancerígenas e formam um grupo especial (LIZARRAGA, 1994).

Em geral, quando 1 kg de gasolina é queimada, ela libera de 300 a 310 g de componentes tóxicos, especificamente: 225 g de CO, 55 g NO_x, 20 g de HC, 1,5 a 2 g de SO_x, 0,8 a 1 g de aldeídos, 1 a 1,5 g de fuligem (PATRAKHALTSEV et al., 1994). O MP emitido por motores de combustão interna a gasolina é 1,44 kg/m³ (BAILIE, 1978). Em um motor de combustão interna operando com etanol puro, elimina-se a emissão de enxofre, o que representa uma vantagem sobre a gasolina. Também, o uso de etanol gera uma quantidade de material particulado insignificante que é desprezado para efeito de cálculos. Finalmente, as emissões de NO_x de acordo com a CETESB (Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental) são de, aproximadamente, 0,8 kg/m³.

Neste trabalho, foram utilizados os valores do material particulado e do NO_x fornecidos em Patrakhaltsev et al. (1994), devido à indisponibilidade de equipamentos para a medição dos mesmos. Assim sendo, foram medidos CO, CO₂, O₂ e os hidrocarbonetos não queimados em porcentagem volumétrica. A composição dos gases de exaustão adicionada à informação da vazão do ar admitido no motor possibilitou o cálculo da relação ar-combustível e da razão de equivalência. Utilizando-se destas informações e do programa de Combustão Rica para Combustível Genérico (NAKAURA, 2006) foi possível o cálculo do número de mols e, conseqüentemente, da massa de cada poluente presente nos gases de exaustão. Conhecendo-se a quantidade de cada poluente emitido pela reação é possível o cálculo da eficiência ecológica do sistema através das Equações (32) e (33).

CAPÍTULO 4 - DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL

4.1 - Introdução

Este capítulo apresenta a descrição dos equipamentos utilizados e dos experimentos realizados. A parte experimental consta de dois ensaios cuja finalidade é caracterizar o motor Lycoming IO-540 utilizado nas aeronaves T-25 “Universal” da Força Aérea Brasileira. Nos ensaios com escoamento a frio, descrito no item 4.2 é feita a caracterização da turbulência da mistura ar-combustível que entra no cilindro do motor. Com isso é possível determinar-se o coeficiente de fluxo e os números de “swirl” e “tumble” dentro do cilindro. Nos ensaios com escoamento reativo (ou a quente), são medidas as emissões de poluentes e determinadas as eficiências ecológicas para diferentes misturas de etanol-gasolina de aviação.

4.2 - Ensaios a Frio Utilizando o PIV

Os ensaios utilizando a técnica de PIV foram realizados na empresa Sygma Motors que dispõe de uma bancada de última geração para realização deste tipo de experimento. A empresa FEV foi a fornecedora desta bancada. Os procedimentos de utilização da bancada foram os apresentados no manual de operação da mesma (FEV, 2008). Para a realização do ensaio foi necessário que o cilindro do motor Lycoming IO-540-K1D5 fosse serrado e no lugar fosse instalado um cilindro transparente com o mesmo diâmetro. O cabeçote e válvulas utilizados foram os originais do motor.

4.2.1 - Descrição dos meios utilizados

A bancada de testes PIV 3D utilizada para a realização dos ensaios, com a identificação de seus principais componentes, é apresentada na Figura 16.



Figura 16 - Bancada de testes PIV 3D.

Este banco de testes possui duas câmaras CCD as quais possibilitam a medição em 3D. Os ajustes de foco e abertura do diafragma (controle das câmeras) são realizados remotamente através do programa EOS CONTROL. A visualização das imagens é feita através do programa CAMWARE. Entre a câmera e a lente utiliza-se uma montagem com ângulo chamada Scheimpflug. O intervalo entre as imagens é ajustado através de programação mas, geralmente, é algo entre 5 e 10 μ s. Foi feita a aquisição de 100 pares de imagens para cada experimento. As lentes devem sempre permanecer com suas tampas protetoras quando não estiverem sendo utilizadas. As câmeras são energizadas através de duas fontes instaladas sob a unidade de laser no banco de fluxo, sendo uma para cada câmera.

O laser é de Nd:YAG da New Wave, modelo Solo XT 120 com comprimento de onda de 532 nm, diâmetro de feixe de 10 mm e espessura de folha 2 mm. Cada pulso tem 4 ns de duração e a energia máxima por pulso é de 120 mJ. Ele possui saídas e entradas de sincronização, ou seja, pode ser comandado por um pulso de gatilho (operação normal) ou pode gerar um pulso de gatilho. O laser pode ser controlado manualmente pelo painel de controle do equipamento unidade de potência

do laser – modo INT ou remotamente por um computador localizado na sala de controle. Neste caso ambos botões da unidade de potência do laser necessitam estar no modo EXT.

É utilizado um óleo traçador vegetal com diâmetro típico de 1 μm , inofensivo a saúde, cuja finalidade é acompanhar o escoamento e emitir luz quando iluminados pelo laser, possibilitando a medição dos campos de velocidade das partículas. A quantidade de partícula é controlada manualmente através de válvulas de acordo com a necessidade de cada experimento. A cada experimento é necessário limpar o cilindro a fim de se evitar distorções nas medidas.

O controlador PID de diferencial de pressão e o medidor de vazão mássica do sistema encontram-se dentro da caixa do soprador “blower”. Com este equipamento é possível fazer o fluxo circular nos dois sentidos, possibilitando-se com isso o mapeamento completo do ciclo Otto do motor.

Para cada diâmetro de cilindro é necessária a confecção de placas de calibração. As placas de calibração para “tumble” são verticais e para “swirl” horizontais. As Figuras 17 e 18 mostram as placas confeccionadas para o experimento deste trabalho. A máquina utilizada para a confecção das placas está mostrada na Figura 19.

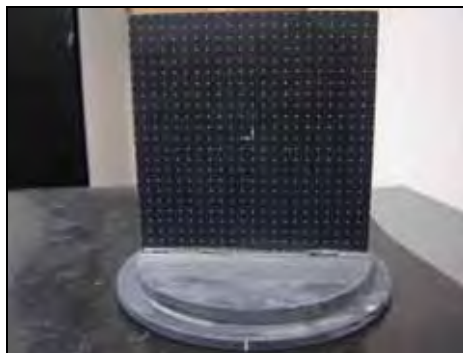


Figura 17 - Placa de calibração utilizada para a determinação do “tumble”



Figura 18 - Placa de calibração utilizada para a determinação do “swirl”



Figura 19 - Equipamento para produção de placas de calibração e cabeçotes

O programa para o acionamento do sistema é o FlowTestRig, o utilizado para o acionamento remoto do laser é o PIVSYNC e para o tratamento das imagens usa-se o VidPIV. As imagens são obtidas pelo Camware. As Figuras 20 e 21 apresentam a tela do FlowTestRig e as imagens obtidas pelo Camware.

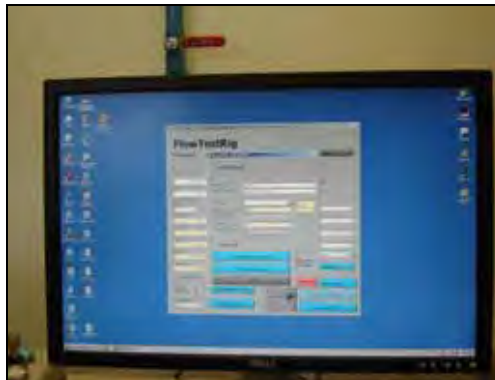


Figura 20 - Imagem programa FlowTestRig

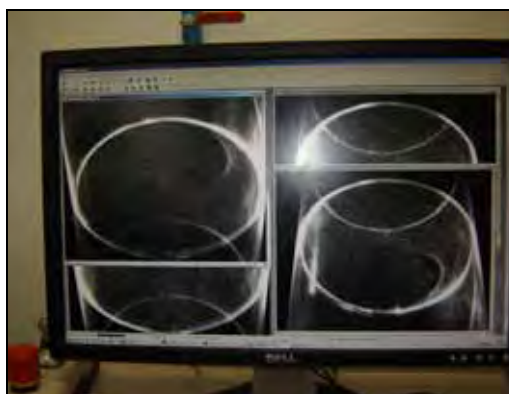


Figura 21 - Imagem obtida com o programa Camware

4.2.2 - Descrição da metodologia adotada

O α -k permite determinar a quantidade de ar efetiva admitida no cilindro e está descrito na seção 2.4.3. Para a medição do α -k não é necessária a utilização do laser, das partículas traçadoras e nem das câmeras. Basta que esteja instalado o cabeçote e o cilindro a ser analisado, conforme a Figura 22, e que seja utilizado o FlowTestRig. A abertura e fechamento das válvulas de admissão e de escape foram feitos manualmente através de micrômetros. Foi medida a perda de carga no sistema.

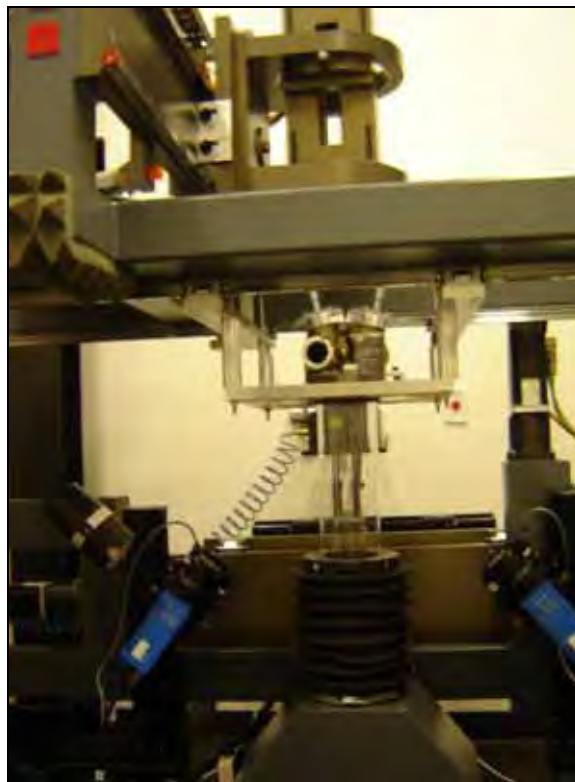


Figura 22 - Aparato experimental utilizado nos ensaios a frio.

Nos ensaios a frio foram realizadas medições de α -k, utilizando-se somente a bancada de testes, e foram medidos os campos de velocidade das partículas no escoamento utilizando o PIV. A partir destes dados foi possível a determinação dos números de “swirl” e “tumble”. A Tabela 10 apresenta as condições para a determinação do α -k. Foram realizadas medições com o fluxo de ar no sentido normal e reverso e com diferentes aberturas das válvulas de modo a se obter dados para simulação de todo o ciclo do motor. Vale lembrar que são necessários outros dados para a elaboração do modelo de simulação, mas estes não fazem parte de escopo deste trabalho.

Tabela 10 - Condições para determinação do α -k.

Abertura da Válvula de Admissão (mm)	Sentido do Fluxo	Abertura da Válvula de Escape (mm)
De 1 a 10 mm com um passo de 1 mm e 11,53 mm	Normal	0 (fechada)
De 1 a 10 mm com um passo de 1 mm e 11,53 mm	Reverso	0 (fechada)
0 (fechada)	Normal	De 1 a 13 mm com um passo de 1 mm
0 (fechada)	Reverso	De 1 a 13 mm com um passo de 1 mm

Para o levantamento dos números de “swirl” e “tumble” foram feitas medições dos campos de velocidade, utilizando-se do sistema PIV 3D para diferentes aberturas da válvula de admissão, e válvula de escape totalmente fechada. Antes de realizar as medições de “swirl” e “tumble” foram feitos os respectivos alinhamentos de laser e das câmeras, e a aquisição das imagens de calibração.

A calibração correta do sistema PIV é um pré-requisito essencial para a medição exata das três componentes da velocidade. O método de calibração utilizado neste experimento foi a instalação de um alvo de calibração plano com uma grade regularmente espaçada na exata posição do plano de laser. As imagens de calibração da câmera 1 e 2 para as medições dos campos de velocidade no plano do “swirl” são apresentadas nas Figuras 23 e 24. Foram geradas duas imagens de calibração, com diferentes luminosidades, por cada uma das câmeras e estas imagens foram utilizadas para o cálculo das velocidades das partículas no plano tridimensional.

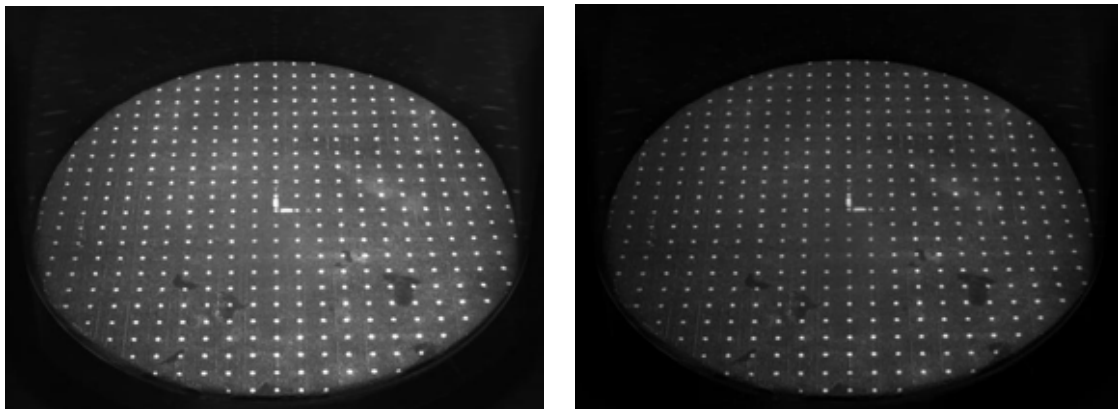


Figura 23 - Imagens de calibração da câmera 1 para a obtenção “swirl”.

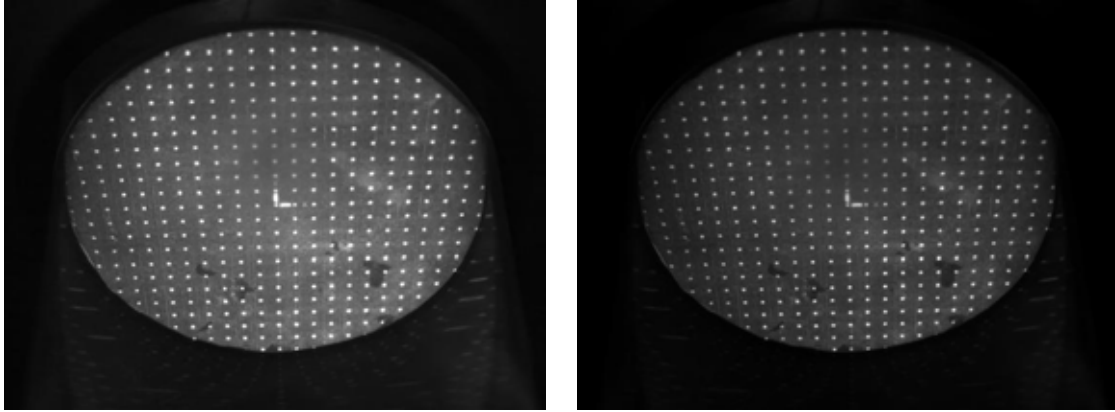


Figura 24 - Imagens de calibração da câmera 2 para a obtenção “swirl”.

Verifica-se que há uma pequena distorção das imagens devido ao posicionamento das câmeras e a refração do acrílico. É necessário tratar esta imagem utilizando métodos matemáticos de maneira a obter os resultados corretos do fluxo analisado. O programa VidPIV utiliza o modelo de calibração de câmera Tsai (pinhole) para corrigir as distorções apresentadas pela imagem de calibração (DLR, 2010).

O processo de calibração consiste em instalar o cabeçote no suporte específico do banco de fluxo, instalar o cilindro de teste (no diâmetro desejado) sobre a caixa de compensação juntamente com a placa de calibração específica para o tipo de ensaio desejado (“tumble” – placa vertical ou “swirl” – placa horizontal). O cilindro deve estar limpo, sem manchas ou sinais de filme fluido em ambos os lados (interno e externo).

Com a placa de calibração instalada alinha-se o plano do laser com a mesma, de modo a que este coincida com a espessura da placa. Para o ajuste do laser o equipamento deve estar operando no modo interno de maneira a minimizar riscos de acidente, uma vez que no modo interno a energia do laser é menor que no modo externo. Após o alinhamento do plano do laser é necessário realizar o alinhamento das câmeras. Deve-se ajustar as câmeras separadamente utilizando o programa CAMWARE para a visualização das imagens e o programa EOS CONTROL para controlar o foco e a abertura da câmera. Para realizar a calibração as câmeras devem estar com abertura máxima. Inicialmente as câmeras são ajustadas para um ângulo de 45° em relação ao plano horizontal. Entretanto, é necessário realizar o ajuste fino do ângulo da câmera de maneira que a interseção do plano XY da placa de calibração coincida com o alvo de referência do programa apresentado na tela do computador. Após o ajuste do alvo com a interseção do plano XY da placa de calibração é realizado o ajuste do foco. O foco deve ser ajustado de maneira a se obter uma imagem nítida em todo o plano de medição.

Para as medições no plano do “tumble” a calibração do sistema foi refeita com uma nova placa de calibração colocada no sentido vertical do cilindro, ou seja, no sentido do escoamento. As imagens de calibração da câmera 1 e 2 são apresentadas nas Figuras 25 e 26. O método de calibração é o mesmo apresentado anteriormente para o “swirl”.

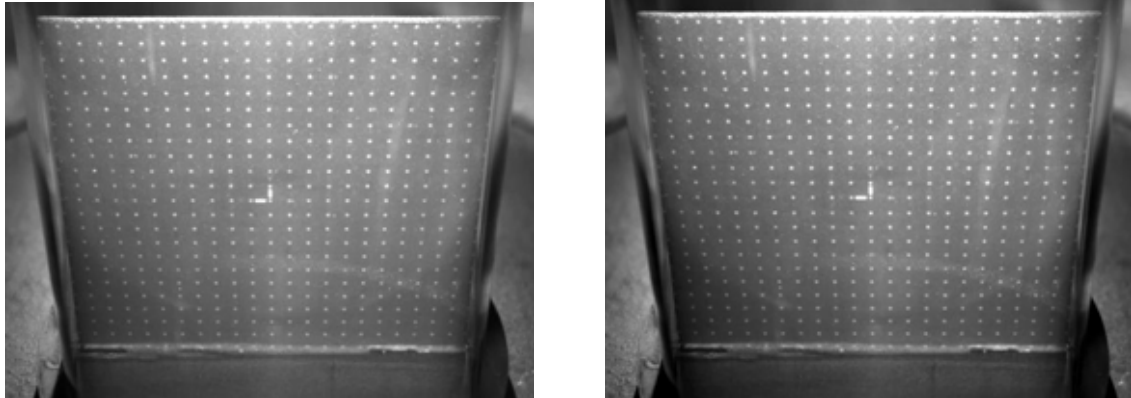


Figura 25 - Imagens de calibração da câmera 1 para medição do “tumble”.

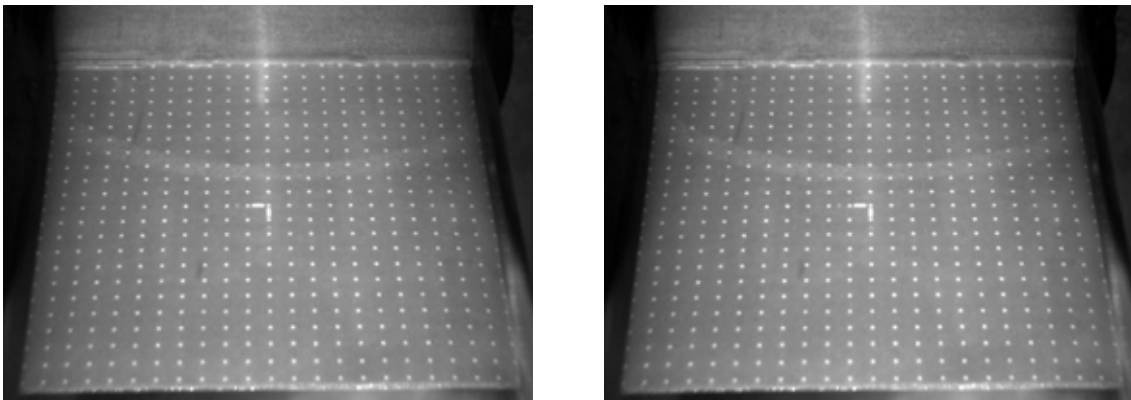


Figura 26 - Imagens de calibração da câmera 2 para medição do “tumble”.

As medições dos campos de velocidade das partículas para a obtenção do “swirl” foram realizadas variando-se a abertura da válvula de admissão de 1 a 11 mm, em passos de 2 mm para as posições de folha de laser localizadas a $0,25D$, $0,5D$ e $1D$ ($D = 113$ mm) de distância do início do cilindro. Para as medições realizadas no plano do “tumble”, a válvula de admissão foi variada da mesma maneira que nas medições do swirl, ou seja, de 1 a 11 mm com um passo de 2 mm. As medições para a obtenção do “tumble” foram realizadas somente a uma distância de $0,25D$ do início do cilindro (ponto mais próximo ao cabeçote). A válvula de escape permanece totalmente fechada em ambos os ensaios.

4.3 - Bancada do Motor Lycoming IO-540

A Subdivisão de Propulsão Aeronáutica (APA) subordinada ao Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE), possui uma bancada equipada com o motor Lycoming IO-540-K1D5, no qual é possível se realizar a medição de todos os parâmetros do motor bem como alterar o combustível utilizado. Assim sendo, este laboratório foi utilizado para a realização das medições de emissões que subsidiaram o cálculo da eficiência ecológica apresentado no capítulo 5.

4.3.1 - Descrição dos meios utilizados

A. Bancada de testes para motores

As Figuras 27 e 28 apresentam a bancada de testes para motores aeronáuticos a pistão utilizada. Esta bancada possui um motor Lycoming IO-540-K1D5, idêntico ao que equipa a aeronave NEIVA T-25 'UNIVERSAL' de dotação da Força Aérea Brasileira.



Figura 27 - Bancada de testes para os ensaios reativos.



Figura 28 - Motor Lycoming IO-540 instalado na bancada de testes.

O motor possui uma hélice tri-pá de passo variável no solo, chamada molinete, o que evita o disparo da rotação. Além disso, o banco de ensaios possui uma sala de controle e aquisição de dados. Nesta sala encontram-se:

- Comando dos gases: tem por finalidade controlar a quantidade de ar que entra nos cilindros. Ele controla a potência desenvolvida pelo motor.
- Comando da mistura: controla a relação ar-combustível do motor, o que proporciona a obtenção do máximo rendimento do motor e máxima economia de combustível. Quando este comando é colocado na posição mínimo não há mais fluxo de combustível para os cilindros e o motor pára de funcionar.
- Chave dos magnetos: com ele é possível selecionar entre o magneto esquerdo, direito ou ambos. Em todo o experimento a chave permaneceu em ambos.
- Computador: através de programa específico (FieldChart), foram obtidos dados como RPM (sensor eletrônico na cremalheira), temperatura dos gases de exaustão (termopar na junção dos três escapamentos da direita), pressão de admissão, pressão de combustível e do óleo, fluxo de combustível, temperatura na cabeça dos cilindros (termopar). Estes

parâmetros permitem avaliações de desempenho do motor. A Figura 29 mostra um conjunto de gráficos obtidos pelo FieldChart.

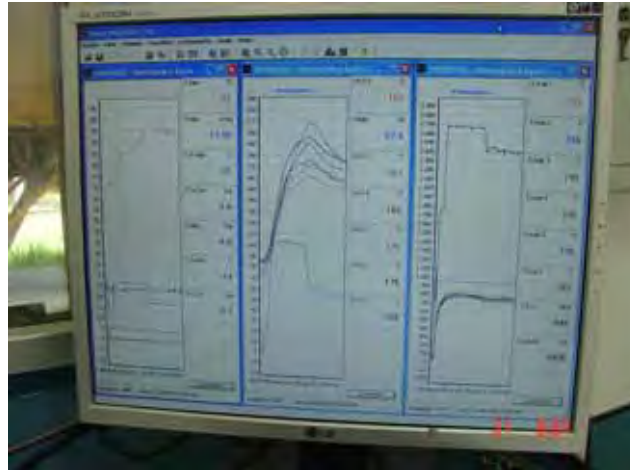


Figura 29 - Programa de aquisição de dados do motor.

O motor Lycoming IO-540 K1D5 é um motor refrigerado a ar de seis cilindros opostos horizontalmente, com sistema de injeção de combustível. Os cilindros são feitos de liga de alumínio com câmara de combustão totalmente usinada e a vaporização do combustível ocorre diretamente nas entradas de admissão.

Descrição da Sigla IO-540 K1D5:

I : Injeção de combustível (“fuel injection”)

O : Cilindros opostos (“opposed cylinders”)

540: Cilindrada total ($540 \text{ pol}^3 = 8850 \text{ cm}^3$)

Outras características são apresentadas na Tabela 11:

Tabela 11 - Características do motor IO-540 (Lycoming, 2007).

Taxa de Compressão	8,7:1
Potência máxima (hp)	300
Rotação Máxima (RPM)	2700
Curso do Pistão (polegadas)	4,375
Diâmetro do Cilindro (polegadas)	5,125
Deslocamento volumétrico em polegadas cúbicas	541
Altura (cm)	49,78
Largura (cm)	87,00
Comprimento (cm)	98,09
Massa (kg)	211,60

Cada cilindro conta com duplo sistema de ignição (duas velas), por dois motivos: a propagação da chama em virtude de uma única vela não seria rápida o suficiente para atingir todo o volume do cilindro, e duas velas garantem a combustão caso uma falhe em vôo. A taxa de compressão 8,7:1 é típica de motores movidos a gasolina. O etanol requer taxas de compressão maiores, em torno de 12:1, e a utilização dessa taxa mais baixa acarreta em perda de eficiência quando do uso deste combustível.

B. Descrição do medidor de emissões

O medidor de emissões utilizado no experimento é um analisador de emissões automotivo modelo MEXA-1300M fabricado pela empresa Horiba. O equipamento é apresentado na Figura 30.



Figura 30 - Medidor de emissões modelo MEXA-1300M, da Horiba.

Os analisadores de emissões da série MEXA-1300 utilizam bancos óticos do método infravermelho não dispersivo, “non-dispersive infrared detector” NDIR, para determinar a concentração HC, CO e CO₂ presentes no gás de escape coletado.

Neste método analítico, a determinação da concentração gasosa é realizada por meio do seguinte sistema ótico: uma fonte de luz emite uma radiação infravermelha policromática que passa através da célula de amostra contendo o material a ser analisado. Essa radiação infravermelha é modulada por um “chopper”, indo incidir sobre quatro células “piroelétricas” de detecção (detetores) dotadas de filtros óticos e localizadas do lado oposto da célula de amostra. Três detetores são sensíveis a um comprimento de onda específico em região espectral e cada um deles absorve apenas um dos componentes a serem medidos, produzindo um sinal elétrico proporcional a qualquer mudança na concentração do componente presente na amostra. A leitura desses detetores é comparada com um sinal de referência de um quarto detetor gerando um sinal de saída proporcional à concentração do gás componente contido na amostra. A especificação do medidor de emissões é

apresentada na Tabela 12 (HORIBA, 2008) e o procedimento para operar é apresentado a seguir no Anexo A.

O medidor de emissões disponibiliza as medições em forma de tensão analógica, permitindo com isso que seja feita a aquisição das medidas utilizando-se meios computacionais. Para isso conectou-se uma placa de aquisição modelo NI USB-6259M DAQ DEVICE da National Instruments à saída do medidor de emissões e foi desenvolvido um programa de aquisição utilizando o programa LabVIEW de modo que cada medida fosse gravada por um intervalo de 1 min.

Tabela 12 - Especificações do medidor de emissões MEXA 1300M da Horiba.

Faixa de Medida	CO: 0.00 % vol to 10.00 % vol CO ₂ : 0.00 % vol to 20.00 % vol HC: 0.00 ppmvol to 10000 ppmvol (n-hexano) O ₂ : 0.00% vol to 25.00 % vol AFR: 10.0 to 30.0 λ : 0.50 to 2.50
Repetibilidade	CO: com ± 0.06 % vol ou com ± 5.0 % da leitura, o que for maior. CO ₂ : com ± 0.50 % vol ou com ± 5.0 % da leitura, o que for maior. HC: com ± 12 ppm ou com ± 5.0 % da leitura, o que for maior O ₂ : com ± 1.00 % vol
Acurácia	CO: com ± 0.06 % vol ou com ± 3.0 % da leitura, o que for maior. CO ₂ : com ± 0.40 % vol ou com ± 4.0 % da leitura, o que for maior. HC: com ± 12 ppm ou com ± 5.0 % da leitura, o que for maior. O ₂ : com ± 1.00 % vol

Para a medição das emissões foi instalada uma sonda no escapamento do motor. Esta sonda é conectada ao medidor de emissões Mexa-1300M que realiza as medições dos gases de escape. O ar de admissão do motor passa por uma placa de orifício. O certificado de calibração da placa de orifício encontra-se no Anexo B. Foi conectado um manômetro tipo tubo em U a uma placa de orifício modelo Meriam 50MC2 com capacidade de medição de 1000 CFM ⁽¹⁾, devidamente calibrada pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas em junho de 2010.

A Figura 31 apresenta o aparato experimental para as medições de desempenho e emissões do motor para diferentes misturas gasolina-etanol. Na Figura 31a é apresentado o motor utilizado. A entrada de ar do motor conectada as tubulações é mostrada na Figura 31b. Na sequência é possível se observar a placa de orifício (Figura 31c) com sua respectiva entrada de ar (Figura 31d), o manômetro de coluna d'água (Figura 31e) e o medidor de emissões de poluentes (Figura 31f).

¹ CFM – Cubic Feet per Minute.



(a)



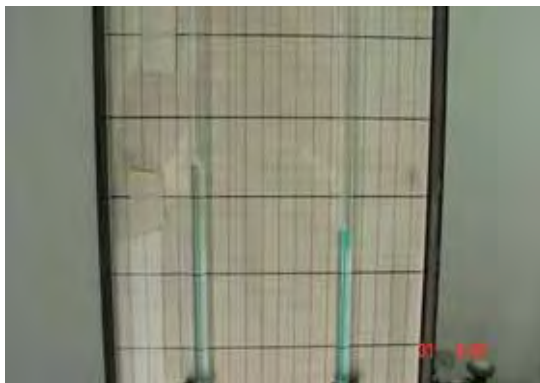
(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 31 - Aparato experimental dos ensaios reativos.

4.3.2 - Descrição da metodologia adotada

Durante a realização dos testes foram avaliados os regimes mais importantes de operação do motor, a saber:

- Motor operando em condições de decolagem (potência máxima – 2700 RPM);
- Motor operando em regime cruzeiro a 10000 ft (2350 a 2450 RPM);
- Motor operando em marcha lenta (650 a 750 RPM).

Para cada uma das condições de regime do motor citadas foram medidas emissões para as condições de combustível apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13 - Misturas de combustível ensaiadas

% de Avgas	% de Etanol
100%	0%
95%	5%
90%	10%
85%	15%
80%	20%
60%	40%
50%	50%
40%	60%
20%	80%
0%	100%

Para a condição de decolagem, as manetes de potência e mistura são colocadas na posição máxima, ou seja, na condição de máxima potência e mistura toda rica (Φ em torno de 1,6).

Com a finalidade de se obter dado representativo para a condição de cruzeiro a 10.000 ft, foi utilizado o procedimento adotado pelo manual de voo da aeronave T-25 “Universal”. Este procedimento consiste em reduzir a manete de potência até uma rotação próxima a 2450 RPM com a manete de mistura na posição máxima rica. Após a redução da manete de potência deve-se empobrecer a mistura até que a temperatura de escape do motor (EGT) atinja seu pico. Encontrada a temperatura máxima de EGT é necessário enriquecer a mistura novamente fazendo com que o ponteiro de EGT diminua até o próximo múltiplo de 25 °F (3,9 °C) (para gasolina de aviação este valor normalmente é 100 °F (37,8 °C)). Outra maneira de se obter as condições de cruzeiro a 10.000 ft é calculando-se a pressão de admissão através da tabela de controle de potência do motor IO-540 séries K, L, M 300 HP também encontrada no manual de voo do T-25 (AEROMOT, 1984).

As condições de motor em marcha lenta são obtidas de maneira similar à de cruzeiro. Inicialmente deve-se colocar a manete de mistura em toda rica. Após o cumprimento deste item deve-se reduzir a manete de potência para um valor entre 650 e 750 RPM. A partir de então se reduz a manete de mistura até a obtenção do pico de EGT (AEROMOT, 1984).

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

A partir dos experimentos realizados foi possível mapear alguns parâmetros importantes de projeto de motores que poderão subsidiar o desenvolvimento do motor aeronáutico bi-combustível. Dentre os parâmetros medidos temos o α -k para o ciclo completo do motor, a determinação do número de “swirl” e tumble através de medições utilizando o sistema PIV e a medição de emissões de poluentes utilizando gasolina de aviação, etanol e a mistura dos dois combustíveis. A partir das medições das emissões de poluentes foi possível o cálculo da eficiência ecológica do sistema em função do combustível utilizado.

5.1 - Ensaio a Frio

5.1.1 - Medição do α -k

Para a simulação do ciclo completo de motor (admissão, compressão, combustão e exaustão) é necessário que seja feito o levantamento do α -k conforme apresentado na seção 4.2.2. São previstas medições de fluxo direto e reverso de ar nas válvulas de admissão e exaustão. É importante salientar, que são necessários outros dados para o desenvolvimento de modelos de simulação de motores, mas os mesmos não foram abordados neste trabalho. O α -k permite determinar a quantidade de ar efetiva que entra na câmara de combustão. A área de referência utilizada para a determinação do coeficiente de fluxo neste experimento foi o diâmetro do pistão. É importante salientar que quanto menor a restrição ao fluxo de ar devido à geometria dos pórticos e à disposição das válvulas, maior o valor de α -k e, conseqüentemente, maior a eficiência volumétrica. As equações utilizadas para a determinação do α -k estão apresentadas no item 2.4.3 do Capítulo 2.

Os resultados obtidos nos ensaios para a obtenção do α -k estão apresentados nas Tabelas 14 a 17. A Tabela 14 mostra os resultados obtidos para fluxo direto na válvula de admissão. Esta é a condição normal de operação desta válvula e comumente é a condição apresentada em trabalhos científicos. Os dados apresentados nas Tabelas 15, 16 e 17 são parte importante do conjunto de informações necessárias para que sejam realizadas simulações do ciclo do motor e por isso foram medidos.

Observando-se as Tabelas 14 e 15 é possível verificar que o coeficiente de fluxo aumenta com a abertura da válvula, comprovando que a limitação do fluxo é dada principalmente pela geometria do pórtilco. A perda de carga do sistema pode ser calculada, uma vez que a bancada de testes mede a pressão no medidor de vazão e calcula a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão no interior do cilindro. Se não houvesse perdas de carga no sistema estes valores seriam iguais.

Tabela 14 - Parâmetros obtidos para fluxo direto na válvula de admissão.

Válvula Admissão (mm)	Vazão Mássica (kg/h)	α_k	Diferencial Pressão (mmCA) ⁽¹⁾	Pressão no Medidor de Fluxo (mmCA)	Pressão Ambiente (mbar)	Temp. Ambiente (°C)	Temp. no Medidor de Fluxo (°C)
1	59,33	0,016	-495,68	-496,59	948,07	22,93	23,62
2	103,22	0,028	-498,96	-501,55	948,05	23,09	23,69
3	149,57	0,041	-500,29	-510,10	948,04	23,25	23,78
4	195,55	0,053	-498,06	-516,46	948,02	23,17	23,65
5	237,74	0,065	-498,64	-524,61	947,99	22,98	23,48
6	278,18	0,076	-495,92	-529,61	947,99	22,52	23,26
7	313,45	0,085	-499,69	-541,64	947,96	22,56	23,25
8	329,36	0,090	-498,06	-544,16	947,95	22,66	23,28
9	350,33	0,096	-497,27	-548,40	947,79	23,22	23,59
10	357,28	0,098	-499,01	-553,05	947,79	23,38	23,73
11,53	364,92	0,100	-498,25	-554,15	947,78	23,19	23,60

Tabela 15 - Parâmetros obtidos para fluxo reverso da válvula de admissão.

Válvula Admissão (mm)	Vazão Mássica (kg/h)	α_k	Diferencial de Pressão (mmCA)	Pressão no Medidor de Fluxo (mmCA)	Pressão Ambiente (mbar)	Temp. Ambiente (°C)	Temp. no Medidor de Fluxo (°C)
1	56,47	0,015	495,92	499,67	947,60	23,58	29,62
2	99,99	0,027	496,92	502,54	947,71	24,03	31,94
3	135,20	0,036	497,93	505,75	947,70	24,53	32,66
4	171,67	0,046	497,46	508,02	947,74	25,18	33,20
5	208,85	0,056	495,85	512,43	947,72	25,73	33,47
6	248,48	0,067	495,79	514,10	947,80	26,40	33,75
7	266,26	0,071	496,05	517,77	947,77	26,78	33,94
8	286,68	0,077	495,18	519,64	947,76	27,23	34,02
9	297,95	0,080	496,05	522,85	947,75	27,52	34,06
10	311,79	0,084	495,05	523,99	947,75	27,74	34,19
11,53	329,07	0,088	496,05	528,00	947,77	28,16	34,39

¹ mmCA – Milímetro de coluna d'água.

As Tabelas 16 e 17 apresentam os dados referentes ao fluxo direto e reverso da válvula de escape. Assim como na análise dos dados da válvula de admissão não se observa diferença significativa no valor de α_k quando operando no sentido normal ou reverso.

Tabela 16 - Parâmetros obtidos para fluxo direto da válvula de escape.

Válvula Escape (mm)	Vazão Mássica (kg/h)	α_k	Diferencial de Pressão (mmCA)	Pressão no Medidor de Fluxo (mmCA)	Pressão Ambiente (mbar)	Temp. Ambiente (°C)	Temp. no Medidor de Fluxo (°C)
1	46,02	0,012	496,92	498,73	949,90	23,67	26,82
2	79,15	0,021	496,45	500,20	949,94	23,98	28,01
3	112,98	0,030	499,13	501,80	949,94	24,51	29,52
4	147,37	0,039	496,72	504,74	949,95	24,72	29,92
5	176,78	0,047	495,65	505,88	949,99	25,03	30,41
6	199,15	0,053	494,78	507,22	949,97	25,37	30,83
7	218,73	0,059	494,51	509,76	949,95	25,71	31,25
8	230,17	0,062	494,92	511,69	949,95	26,04	31,65
9	240,47	0,064	495,99	512,96	949,96	26,48	32,07
10	238,77	0,064	495,79	513,83	949,91	26,74	32,47
11	242,41	0,065	497,06	514,23	949,94	27,02	32,69
12	248,11	0,066	498,19	517,04	949,95	27,16	32,91
13	249,44	0,067	499,00	517,97	949,90	27,33	33,10

Tabela 17 - Parâmetros obtidos para fluxo reverso da válvula de escape.

Válvula Escape (mm)	Vazão Mássica (kg/h)	α_k	Diferencial de Pressão (mmCA)	Pressão no Medidor de Fluxo (mmCA)	Pressão Ambiente (mbar)	Temp. Ambiente (°C)	Temp. no Medidor de Fluxo (°C)
1	45,71	0,013	-498,85	-499,10	947,66	22,93	23,87
2	77,02	0,021	-500,46	-502,54	947,64	23,02	23,80
3	111,59	0,030	-499,13	-504,46	947,64	23,11	23,85
4	140,91	0,039	-499,00	-507,24	947,63	23,16	23,90
5	169,39	0,046	-498,17	-510,69	947,62	23,26	23,94
6	189,59	0,052	-498,66	-515,03	947,61	23,44	23,98
7	203,15	0,056	-497,70	-517,29	947,62	23,37	24,01
8	212,39	0,058	-498,56	-520,66	947,63	23,40	23,88
9	217,95	0,060	-498,45	-521,19	947,62	23,25	23,81
10	221,99	0,061	-499,73	-523,22	947,63	23,13	23,70
11	223,42	0,061	-498,62	-522,21	947,64	22,80	23,59
12	225,63	0,062	-497,57	-521,45	947,66	22,71	23,50
13	226,71	0,062	-496,13	-520,39	947,66	22,58	23,49

A Figura 32 mostra o comportamento do α -k nas condições propostas neste trabalho, ou seja, fluxo direto e reverso na válvula de admissão e de escape. Da Figura 32 conclui-se que:

- o coeficiente de fluxo apresenta uma tendência assíntota horizontal, o que comprova a limitação física em se aumentar o volume efetivo de ar admitido no cilindro;
- a curva obtida para o fluxo direto da válvula de admissão é a que apresenta maior valor de α -k (0,1). Este comportamento é coerente com o esperado, visto que esta é a situação normal de admissão de ar no cilindro.
- as curvas que apresentam o fluxo reverso apresentam valores inferiores a de sua correspondente, comprovando que a geometria das válvulas, pórtilos e cabeçote tende a dificultar a passagem do fluxo reverso (situação indesejável).

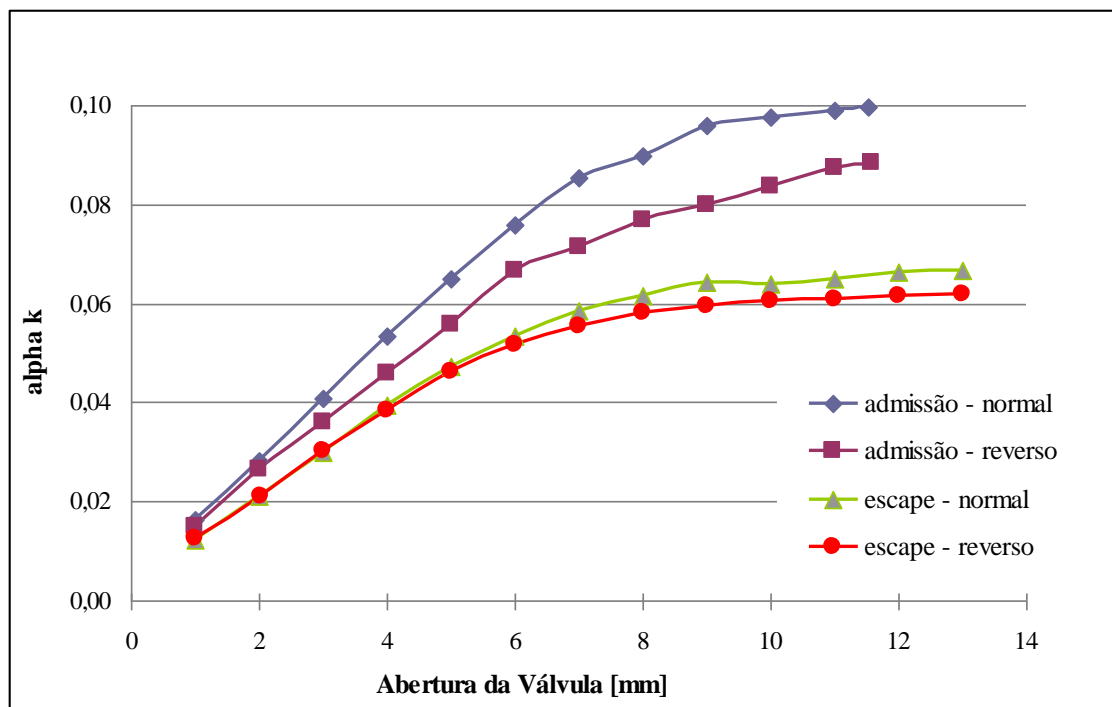


Figura 32 - Variação do α -k com fluxo direto e reverso na válvula de admissão e de escape para diferentes aberturas de válvulas.

A partir dos dados apresentados é possível avaliar o comportamento do α -k e elaborar programas de simulação para estudos e melhorias do projeto do motor. O α -k é uma característica importante de projeto que permite modelar o motor e subsidiar qualquer alteração de projeto no mesmo.

5.1.2 - Medição do número de “swirl”

O levantamento do número de “swirl” foi realizado através dos campos de velocidade das partículas medidos através da técnica de diagnóstico a laser não intrusiva, PIV. As medições foram realizadas para diferentes aberturas da válvula de admissão e posições do fluido admitido. As medições foram feitas para 0,25D, 0,5D e 1D de distância limite do cabeçote com o cilindro.

As Figuras 33 e 34 apresentam imagens de uma medição de “swirl” obtidas utilizando-se o método PIV.

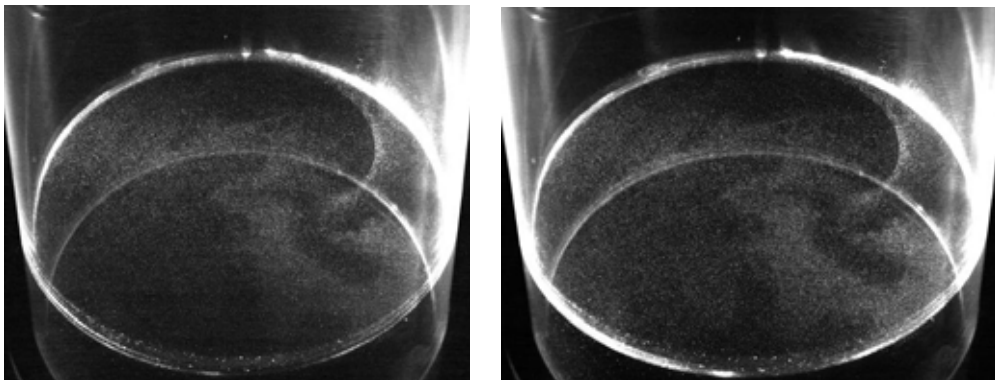


Figura 33 - Imagens de medição de “swirl” da câmera 1.

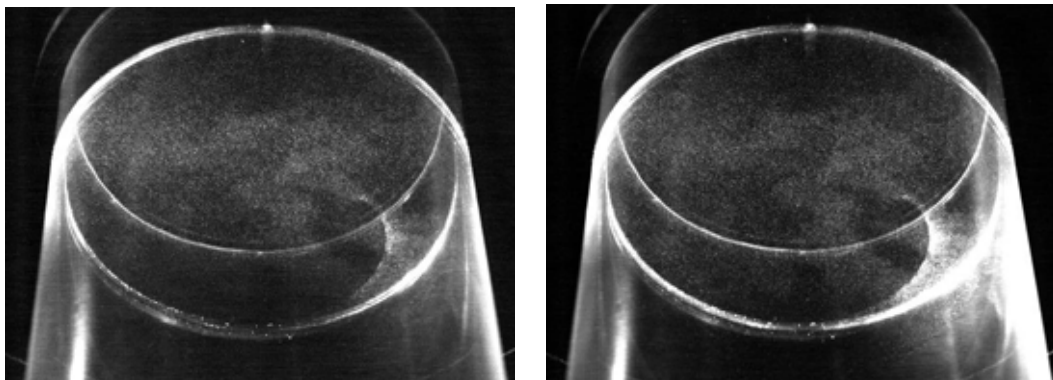


Figura 34 - Imagens de medição de “swirl” da câmera 2.

Análises de testes anteriores para diferentes cabeçotes, realizados pela empresa Sygma Motors, comprovaram que 100 pares imagens são suficientes para a obtenção de dados representativos. Na Figura 35 é apresentado um exemplo do campo de velocidades no plano tridimensional medido nos ensaios para obtenção do “swirl”. Já a Figura 36 apresenta a mesma medida em valor quadrático médio (RMS).

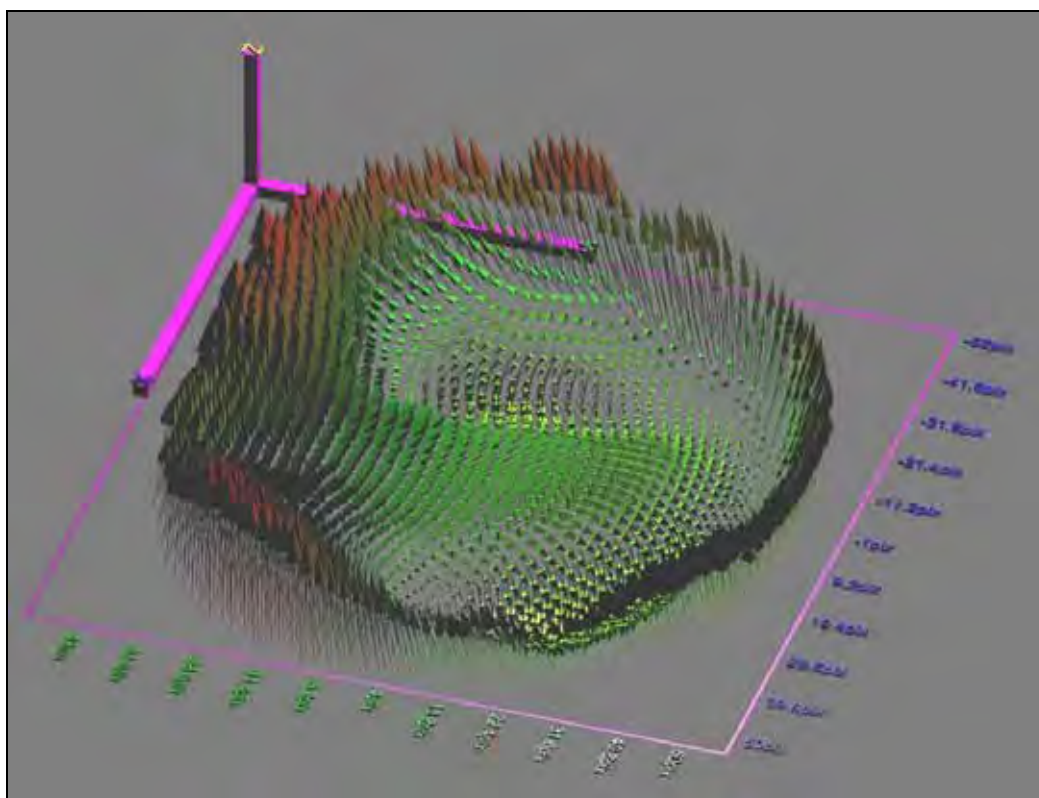


Figura 35 - Campo de velocidade médio do escoamento nos planos X, Y e Z.

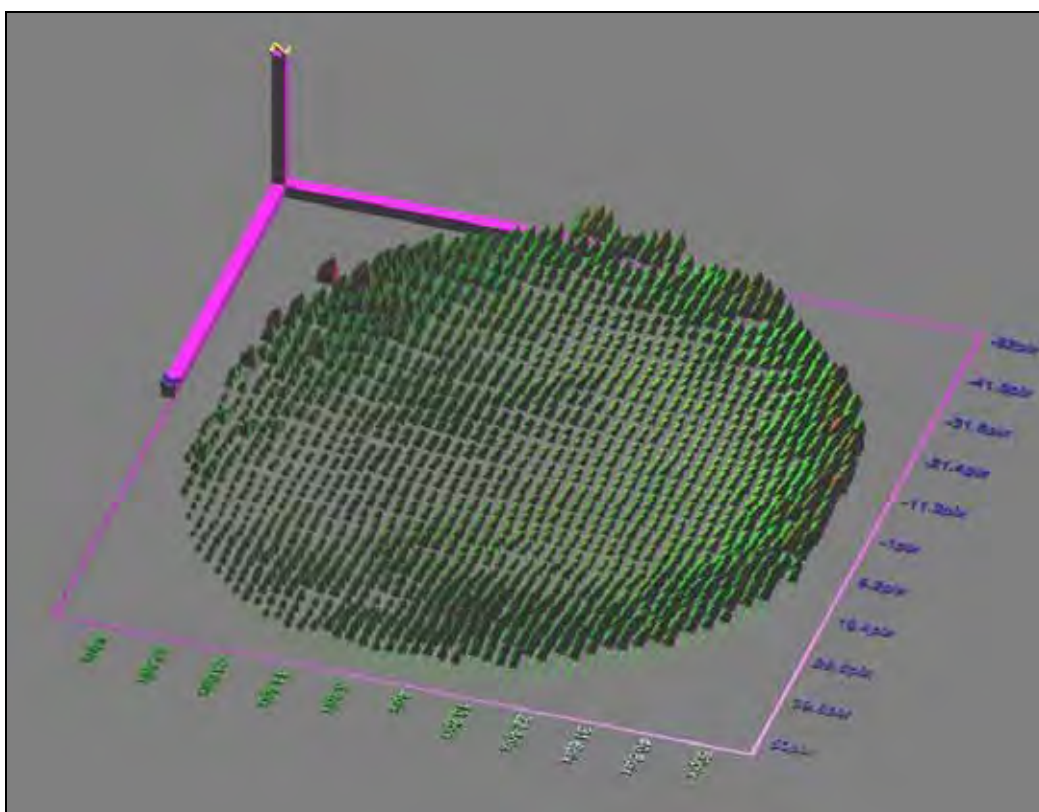


Figura 36 - Velocidade RMS do escoamento nos planos X, Y e Z.

As tabelas e figuras obtidas nos ensaios de “swirl” apresentadas a seguir foram obtidas em conformidade com as condições apresentadas no Capítulo 4. Elas apresentam o comportamento do fluxo nas direções X, Y e Z com diferentes aberturas de válvula de admissão e a 0,25D, 0,5D e 1D de distância do cabeçote avaliado. O número de “swirl” obtido é calculado pela Equação (23) apresentada na seção 2.6.

A localização das válvulas de admissão e de escape, bem como a posição das velas é fundamental para análise dos resultados de “swirl”, “tumble” e “cross-tumble”. As Figuras 37 e 38 apresentam o experimento com o plano de medição para a obtenção do “swirl”. Na Figura 37 pode-se ver somente uma das velas, pois a outra se encontra localizada simetricamente a primeira considerando-se o plano transversal da figura. A Figura 38 apresenta a projeção das velas e válvulas de admissão e escape no plano de medição do “swirl”.

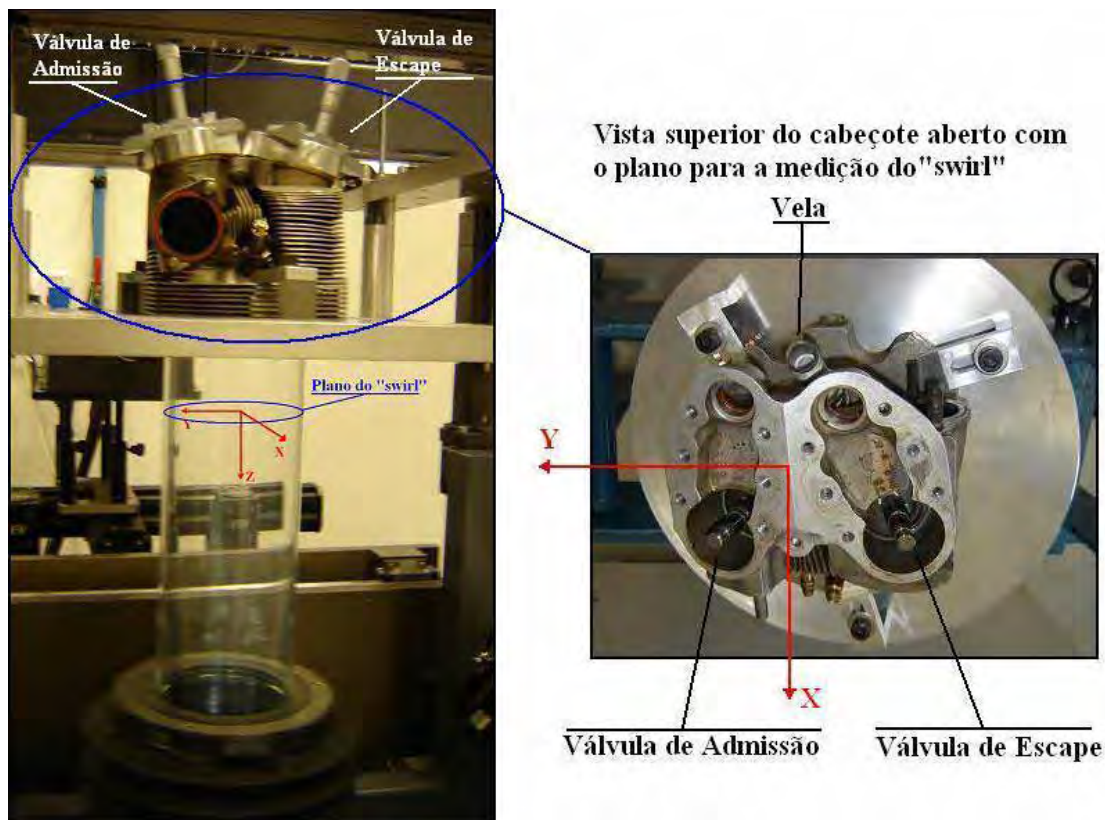


Figura 37 - Localização das velas de ignição e das válvulas de admissão e escape no plano de medição do “swirl”.

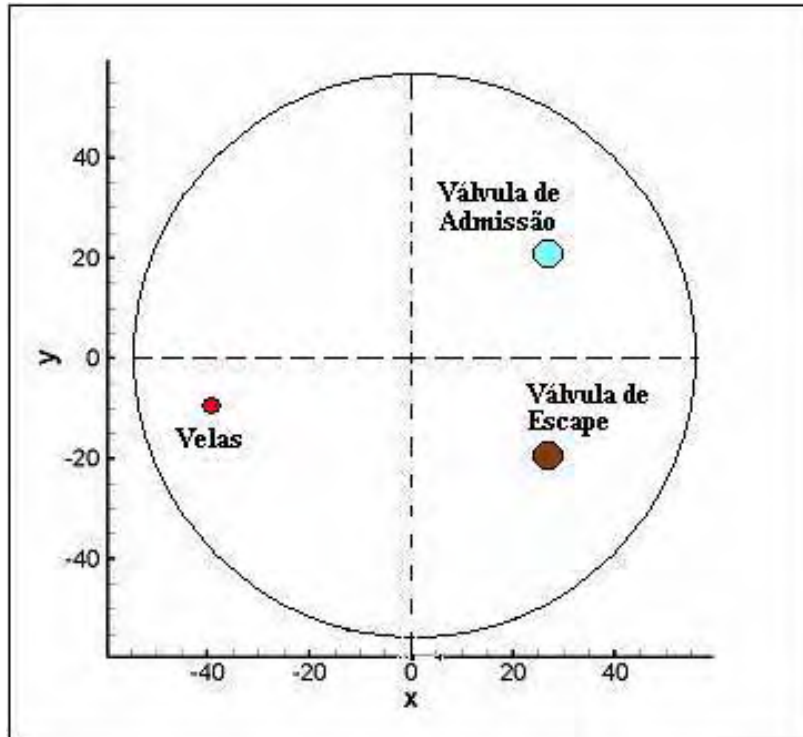


Figura 38 - Velas e válvulas de admissão e escape projetos no plano de medição do “swirl”.

A velocidade absoluta representa o vetor velocidade considerando a influência de cada uma das componentes X, Y e Z do mesmo. A Figura 39 mostra as velocidades V_x , V_y e V_z (u, v e w, respectivamente) projetadas no plano XY. Pela Figura 39 é possível observar a formação de dois vórtices na direção do eixo do cilindro, o que caracteriza o “swirl”. Esses vórtices possuem núcleos de “swirl” bem definidos com sentidos opostos que diminuem o número de “swirl” calculado devido a esta característica. Contudo, eles aumentam a probabilidade de sucesso da ignição e melhoram a propagação da chama dentro do cilindro devido à colisão das partículas. Os núcleos de “swirl” estão localizados próximos à posição zero do eixo y.

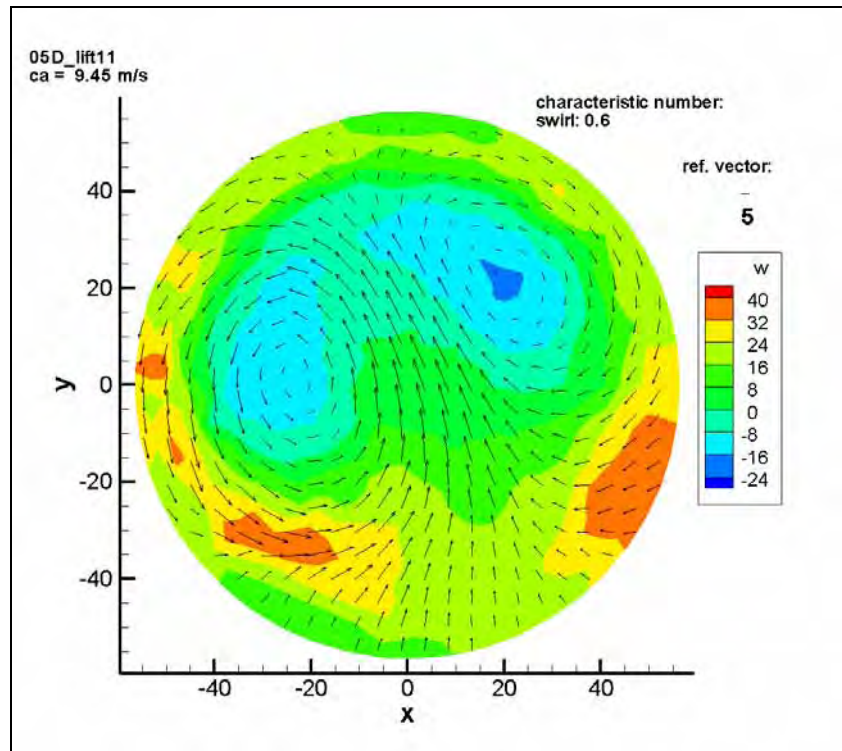


Figura 39 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 0.5D e com 11mm de abertura de válvula de admissão.

Comparando as Figura 40 e 41, é possível observar o efeito da abertura da válvula de admissão nos vetores de velocidade do escoamento. Há um aumento da componente Z de velocidade do fluxo de ar admitido para dentro do pistão. Observa-se que, para uma abertura de válvula de admissão 11 mm, velocidades da ordem de 24 m/s são alcançadas, o que não ocorre para uma abertura de 1 mm. As figuras representam as condições extremas de abertura da válvula de admissão no mesmo ponto de medição. Não são observadas variações significativas na direção e sentido dos vetores, já que a figura geométrica formada pelo escoamento não sofre alterações significativas. Isso comprova que a influência da geometria do cabeçote, válvulas e pórticos são os fatores determinantes para a formação de “swirl” no escoamento.

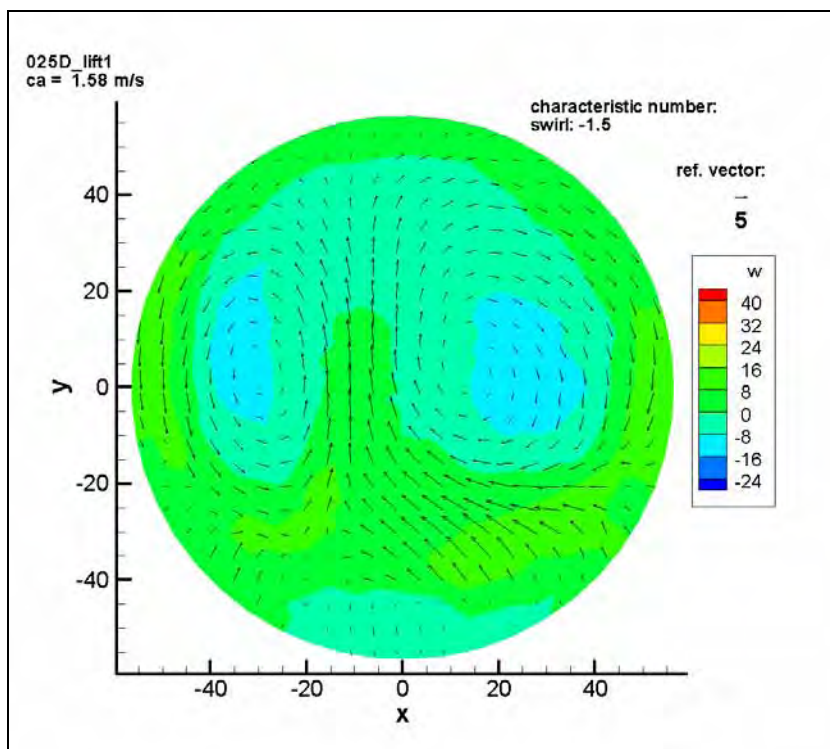


Figura 40 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 0.25D e com 1mm de abertura de válvula de admissão.

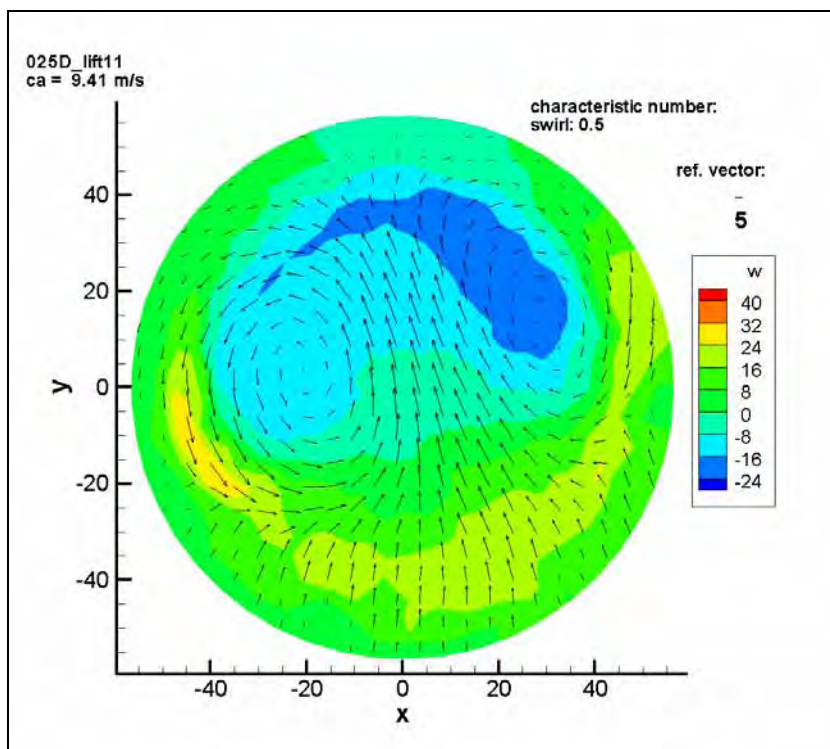


Figura 41 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 0.25D e com 11mm de abertura de válvula de admissão.

Analisando as Figuras 41 e 42, apresenta a seguir, é possível concluir que à medida que o ponto de medição se afasta da válvula de admissão o escoamento se desenvolve deslocando as regiões com maiores valores de V_w do setor positivo do eixo Y para seu setor negativo. Outra conclusão importante é que a região de maiores velocidades na direção Z encontra-se no mesmo quadrante das velas de ignição conforme pode ser visto a se comparar as Figuras 38 e 41, facilitando o início da combustão e a propagação da chama.

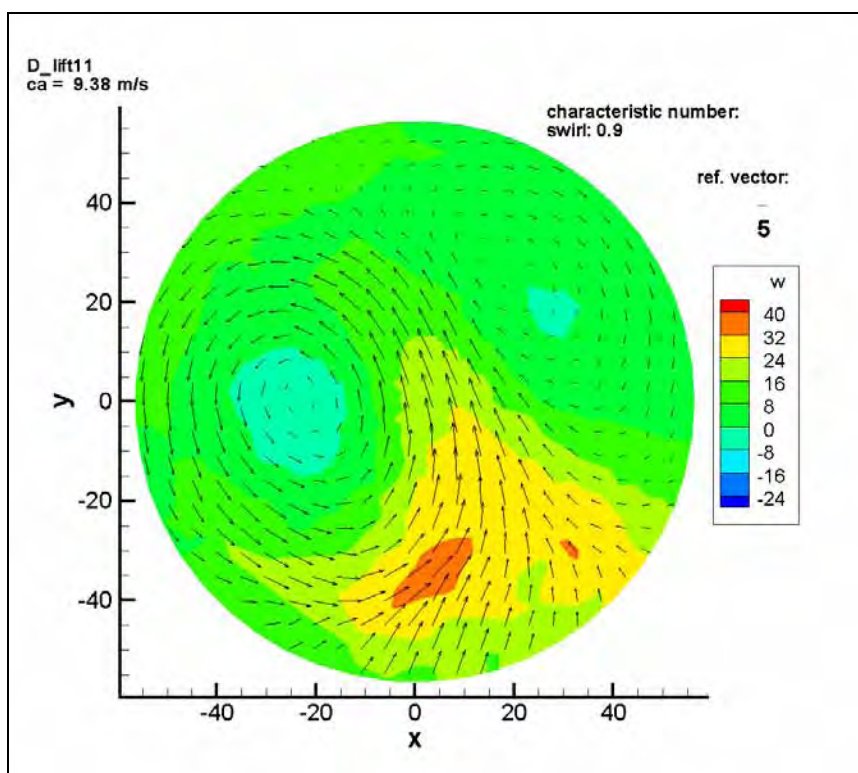


Figura 42 - Velocidade absoluta projetada no plano XY, medida a 1D e com 11mm de abertura de válvula de admissão.

As mesmas medições foram realizadas em diferentes distâncias em relação à válvula de admissão de forma a possibilitar a análise da variação do escoamento ao longo do cilindro e, conseqüentemente, a criação de modelos que representem o desenvolvimento do escoamento de maneira a subsidiar projetos futuros. Estas medições estão no Apêndice A.

Na Tabela 18 são apresentadas as velocidades médias, os números de “tumble”, “swirl” e “cross-tumble” medidos nos ensaios para diferentes aberturas da válvula de admissão. Esses números são calculados pela razão entre o momento angular e o momento axial do fluxo conforme apresentado na seção 2.6. O número de “swirl”, chamado de FlowRigSwirl que aparece na Tabela

18, corresponde ao “swirl” obtido através da técnica “paddle wheel”. Ele é um valor calculado pelo programa “FlowRigSwirl” e é dado por: $\text{FlowRigSwirl} = 0.61 \times \text{“swirl”}$. Os gráficos da variação das velocidades V_x , V_y e V_z estão nas Figuras 43, 44 e 45.

Tabela 18 - Velocidades médias e indicadores de turbulência em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.

D	Abertura Admissão (mm)	avgV _x (m/s)	avgV _y (m/s)	avgV _z (m/s)	“tumble”	“swirl”	“cross-tumble”	FlowRigSwirl
0,25	1	-0,6	0,8	0,7	-0,5	-1,5	-3,4	-0,9
	3	-0,6	0,8	0,7	-0,2	-0,6	-1,4	-0,4
	5	0,1	2,9	-2,4	0,3	0,3	-2,8	0,2
	7	0,5	3,7	1,4	0,7	0,5	-2,4	0,3
	9	-0,8	3,5	1,5	0,5	0,4	-1,8	0,3
	11	-1,1	4,0	1,8	-0,4	0,5	-2,6	0,3
0,5	1	0,1	0,5	1,9	0,3	-1,3	-1,5	-0,8
	3	-0,2	0,2	3,1	-1,0	0,1	-3,1	0,1
	5	0,1	1,1	7,9	-0,1	0,1	-2,2	0,1
	7	0,0	0,9	9,5	0,7	0,2	-1,5	0,1
	9	-0,7	0,9	10,7	0,6	0,3	-1,3	0,2
	11	-1,2	2,2	10,4	-0,4	0,6	-2,0	0,4
1	1	-0,4	0,5	1,8	-1,6	-1,7	-3,4	-1,0
	3	-0,4	1,0	6,3	0,3	0,1	-4,2	0,0
	5	-0,5	1,5	8,1	-1,5	0,4	-1,8	0,2
	7	-0,1	2,5	9,8	0,2	0,6	-2,1	0,3
	9	0,2	2,3	11,0	-0,1	0,7	-2,0	0,5
	11	0,2	2,4	11,7	-0,7	0,9	-1,8	0,6

Analisando as Figuras 43, 44 e 45, observa-se que a variação da velocidade média na direção X é a menor das três velocidades. A uma distância de 1D, V_x permanece em torno de zero, independentemente da abertura da válvula. Para as medições realizadas mais próximas da válvula de admissão, é possível observar uma maior influência da válvula de admissão, da geometria do cabeçote e dos pórtricos nas variações de velocidade, devido as variações mais abruptas das curvas apresentadas nas Figuras 43, 44 e 45. As velocidades médias em Y e Z aumentam com a abertura da válvula devido à maior vazão mássica do sistema. A velocidade na direção Z é a que sofre maior influência da abertura da válvula, conforme pode ser observado na Figura 45, por estar no mesmo sentido do escoamento.

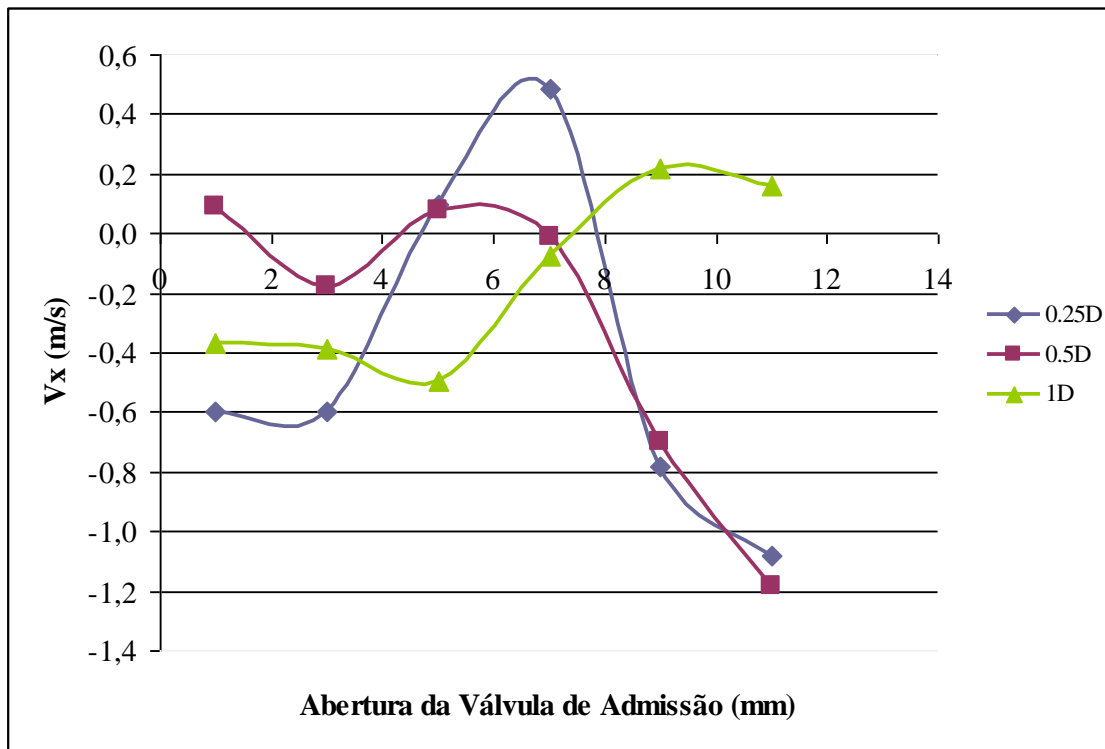


Figura 43 - V_x em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.

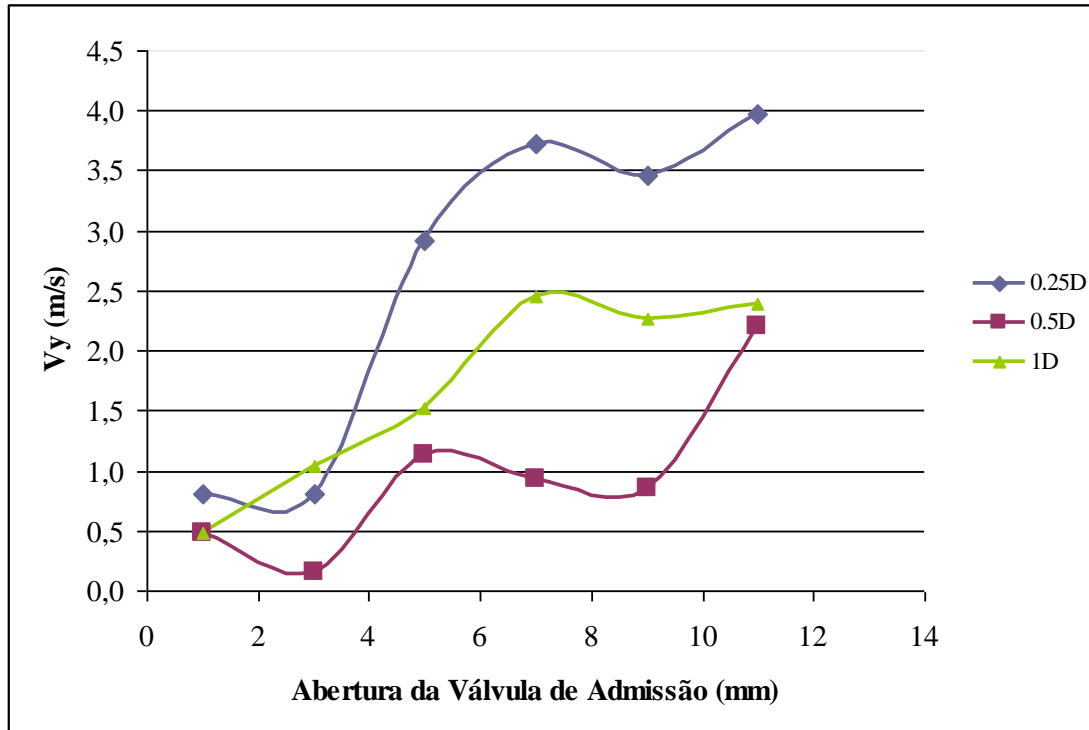


Figura 44 - V_y em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.

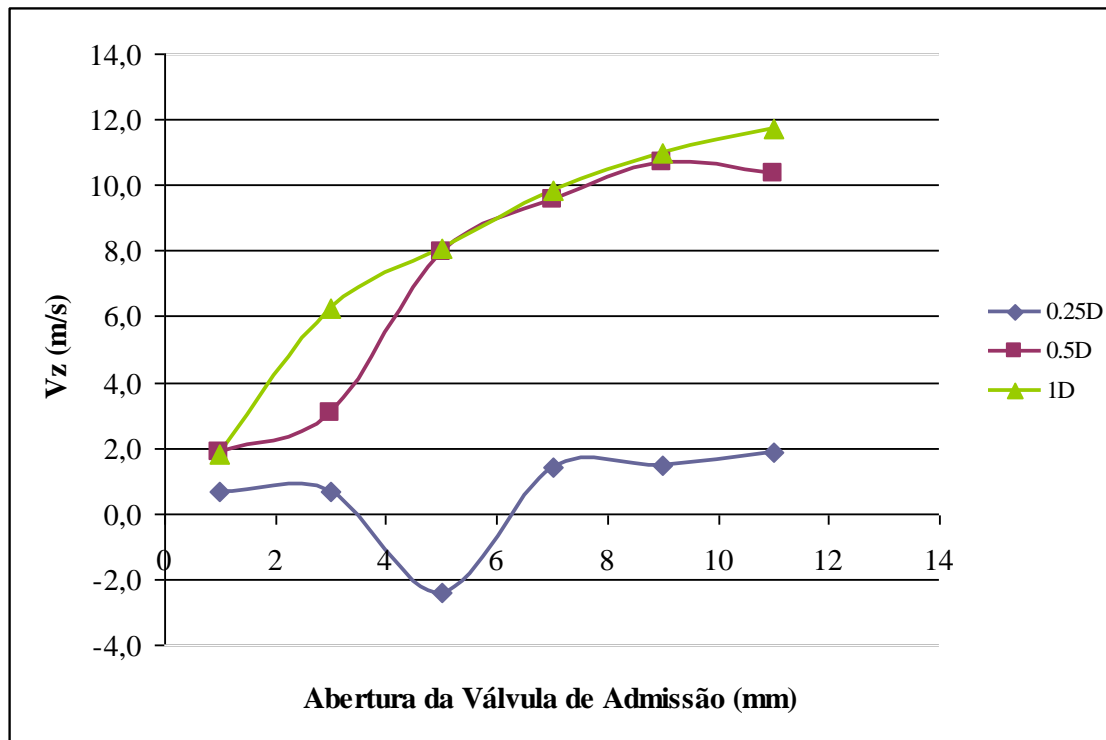


Figura 45 - V_z em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.

A Figura 46 apresenta o número de “swirl” em relação à abertura da válvula de admissão e a distância da medida em relação ao cabeçote. O “swirl” aumenta com a abertura da válvula devido ao aumento de V_y ocasionado pelo maior quantidade de ar admitido. Quanto maior o fluxo de ar admitido, mais turbulento o escoamento e maior a influência da geometria das válvulas e dos pórticos. Pela Figura 46 é possível observar que o “swirl” sofre maior influência da geometria do sistema do que da posição da medida, visto que em posições de medida mais distantes da válvula de admissão o “swirl” tendeu a se estabilizar mais rapidamente.

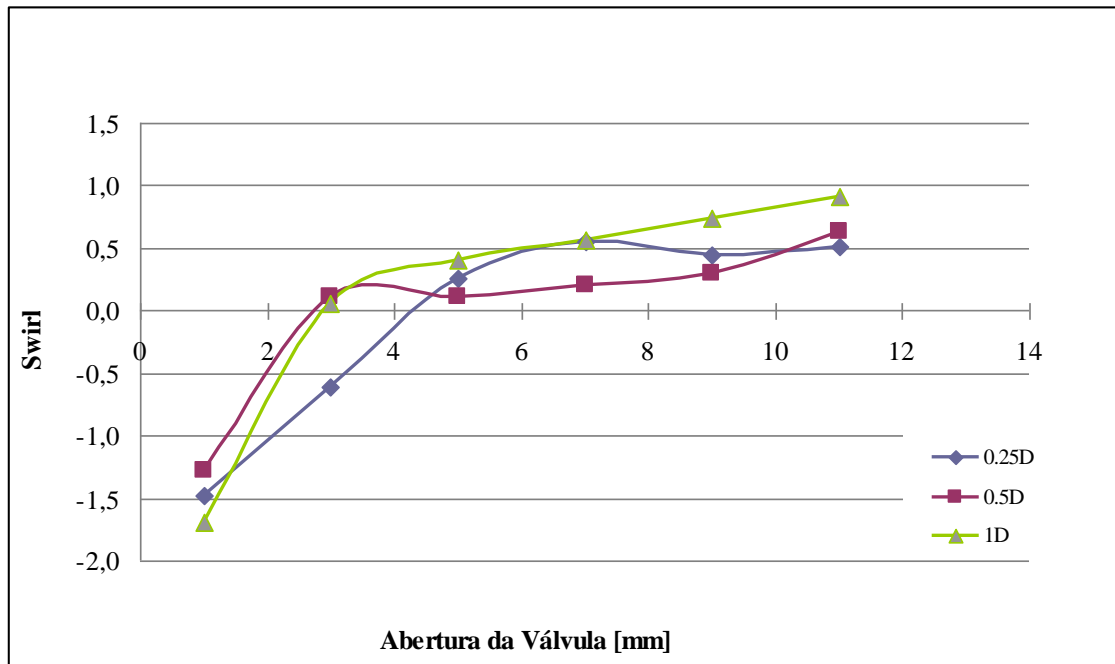


Figura 46 - Número de “swirl” em função da abertura da válvula de admissão e da distância do cabeçote.

5.1.3 - Medição do número de “tumble”

A medição do “tumble” foi realizada somente à distância de 0,25D do limite do cabeçote com o cilindro, isso porque esta é a região que apresenta o “tumble” mais representativo. A abertura da válvula foi variada visando mapear a influência da mesma na turbulência do fluido. As Figuras 47 e 48 apresentam imagens de uma medição de “tumble”.

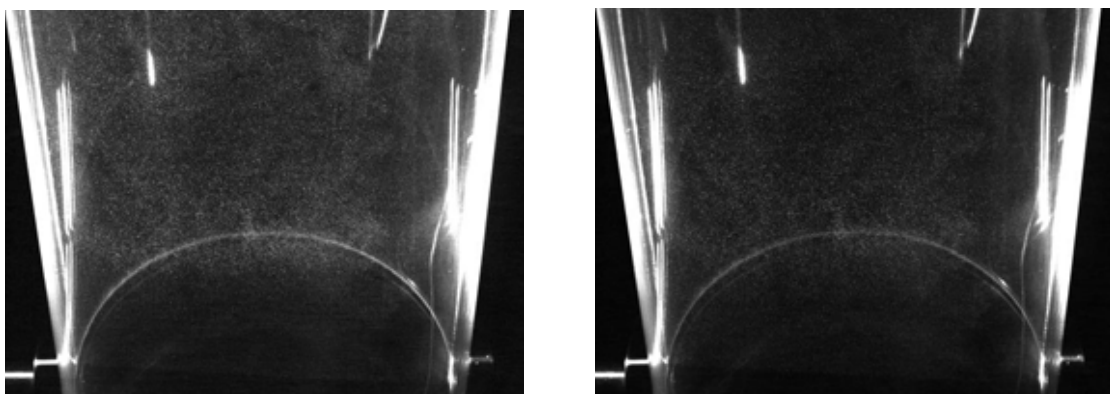


Figura 47 - Imagens de medição de “tumble” da câmera 1.

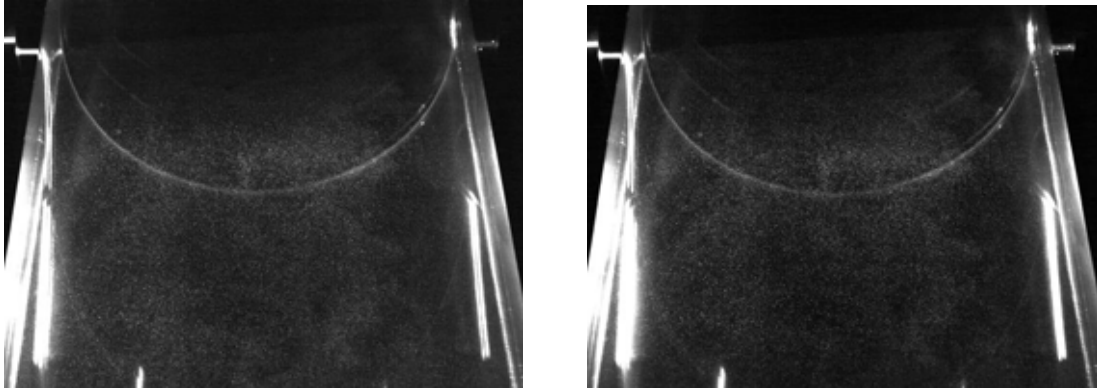


Figura 48 - Imagens de medição de “tumble” da câmera 2.

Assim como para o “swirl” para cada medição foram coletados 100 pares de imagens de maneira a se obter valores representativos. Na Figura 49 é apresentado um exemplo de campo de velocidades médio no plano tridimensional do escoamento estudado. Já na Figura 50, observa-se o resultado da mesma medida em valores RMS.

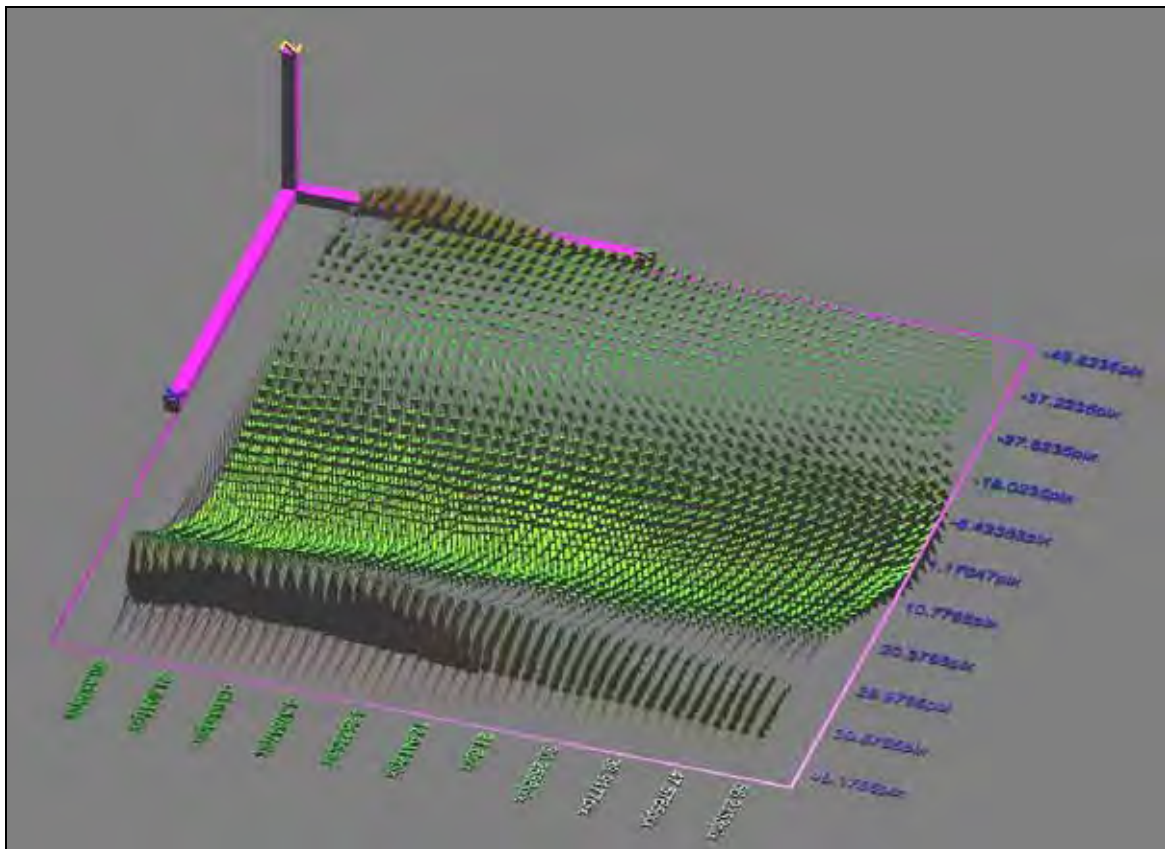


Figura 49 - Campo de velocidade médio do escoamento nos planos X, Y e Z.

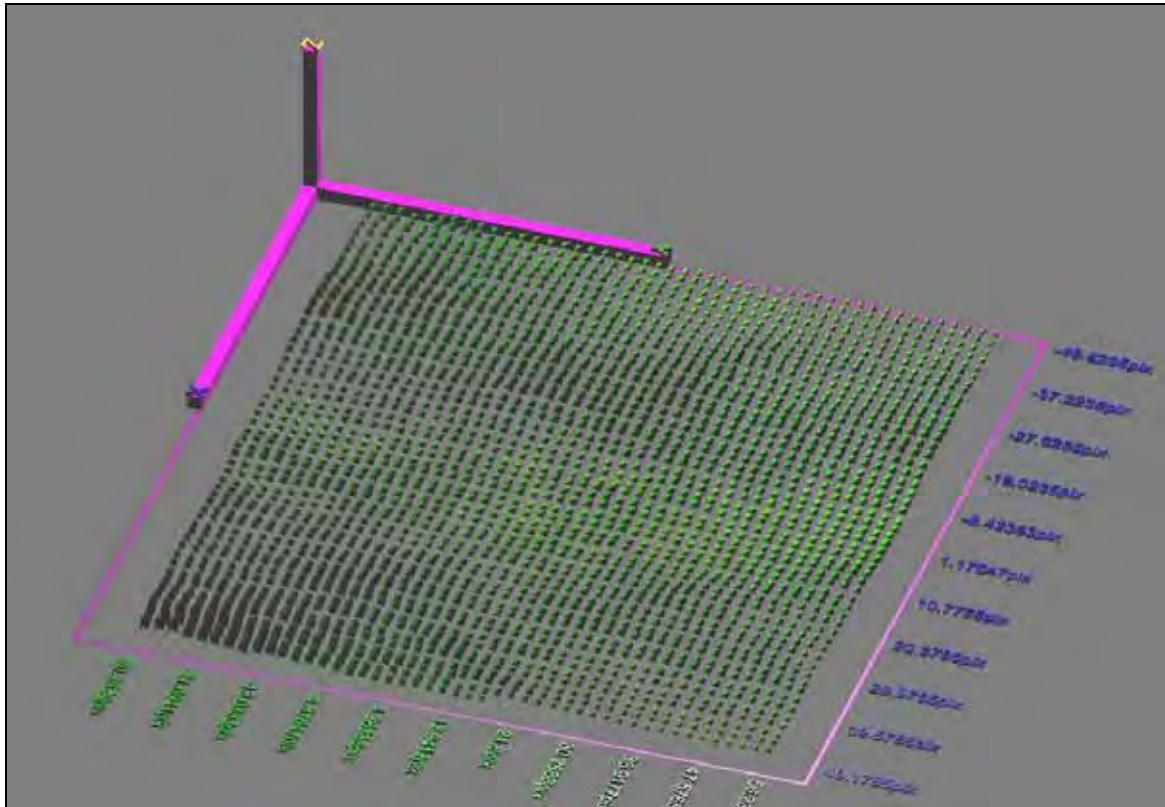


Figura 50 - Velocidade RMS do escoamento nos planos X, Y e Z.

As Figuras 51 e 52 apresentam a posição das válvulas de admissão e de escape e das velas no plano de medição do “tumble”. Na Figura 52 é possível observar a projeção destes componentes do cabeçote no plano de medição do “tumble”, adquirido pelo PIV. As coordenadas cartesianas da válvula de admissão e de escape encontram-se nas regiões do plano $(-x, -y, +z)$ e $(-x, -y, -z)$ respectivamente. Não é possível observar as velas na Figura 51 por estarem atrás da imagem apresentada do cabeçote. As velas de ignição encontram-se no plano $(x, -y, -z)$.

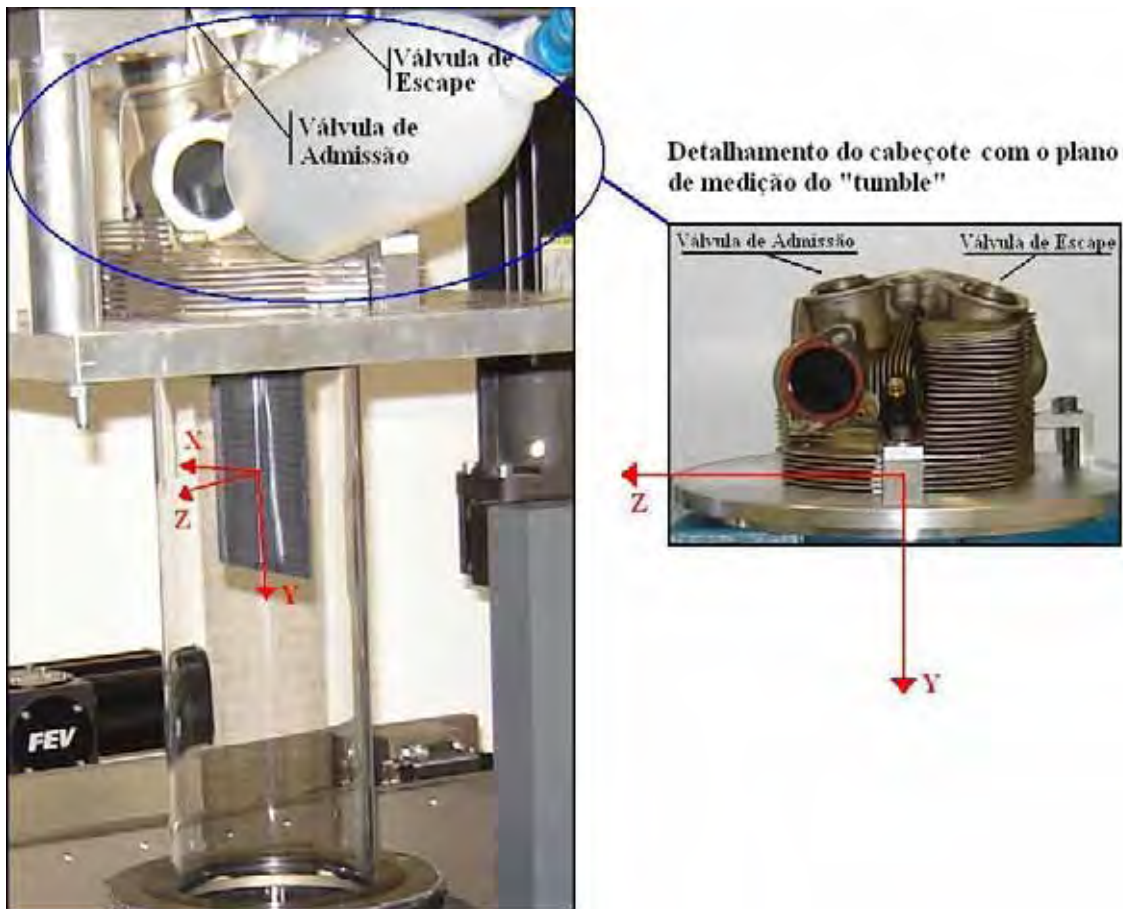


Figura 51 - Localização das válvulas de admissão e escape no plano de medição do “tumble”.

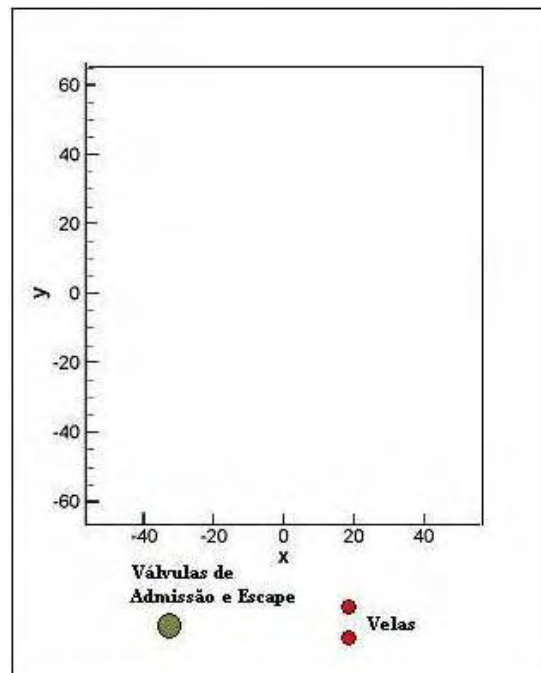


Figura 52 - Velas e válvulas de admissão e escape projetos no plano de medição do “tumble”.

A Figura 53 fornece os vetores velocidade medidos, projetados no plano de “tumble” e a distribuição de V_z . Da Figura 53 é possível concluir-se que:

- a posição geométrica da válvula de admissão provoca um turbilhonamento em torno do eixo Z, caracterizando o “tumble”;
- quando são realizadas as medições de “tumble”, a direção y passa a ser o sentido do escoamento e consequentemente maiores aberturas de válvula de admissão implicam em maiores valores de V_y ;
- à medida que a válvula de admissão é aberta aparece um movimento de “tumble” no quadrante (x, y) com sentido contrário ao produzido no plano (-x,-y). Este efeito proporciona uma diminuição do número de “tumble”;
- maiores valores da componente de velocidade em Z são obtidos próximos às velas de ignição para facilitar o início da combustão.

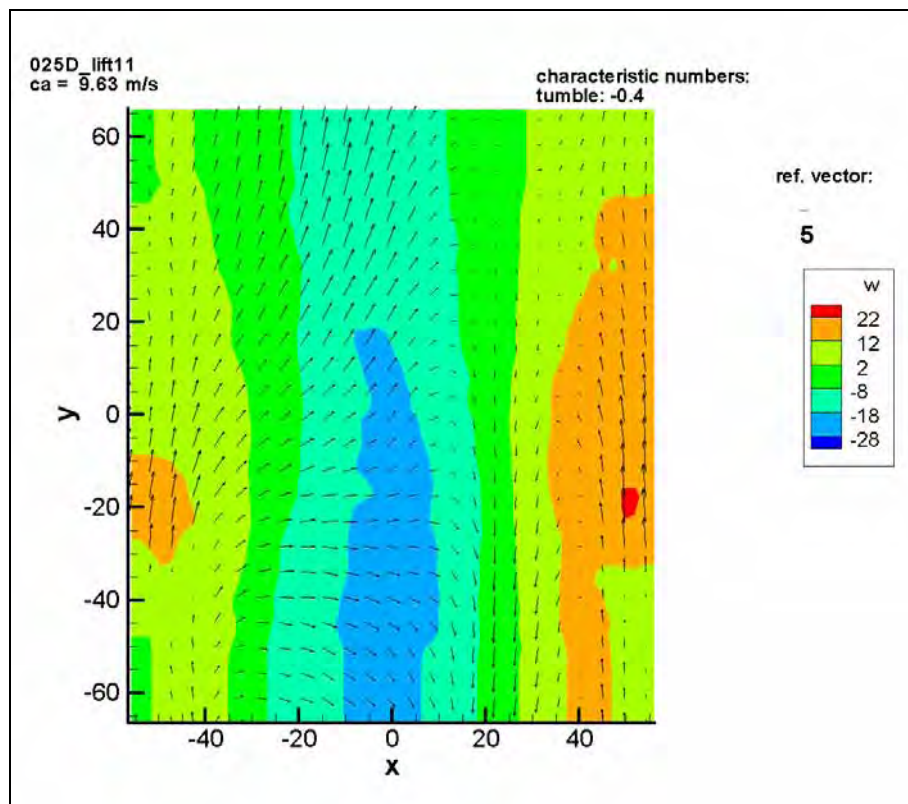


Figura 53 - Velocidades médias para “tumble” com 11mm de abertura de válvula.

A Tabela 19 apresenta os valores obtidos nos ensaios para a obtenção do comportamento do “tumble”. As demais imagens obtidas nas medições de “tumble” encontram-se no Apêndice B.

Tabela 19 - Velocidades médias, momento de inércia e número de “tumble” experimentais.

D	Abertura da Válvula de Admissão (mm)	avgVx	avgVy	avgVz	Iz	Iz(-y)	“tumble”
0,25	1	2,8	2,5	0,7	-69411	4323	-1,0
	3	1,8	0,9	-2,2	-56913	9734	-0,5
	5	-1,2	0,6	-3,5	-75208	-57893	-0,4
	7	0,6	0,8	-4,1	53186	55716	0,2
	9	2,5	2,0	-3,9	2082	68035	0,0
	11	3,8	3,6	-3,5	-107969	29423	-0,4

As medições de “tumble” foram realizadas somente para a distância 0,25D do término do cabeçote que representa o escoamento completamente desenvolvido. Desta forma, é possível avaliar a influência da abertura da válvula nas componentes V_x , V_y e V_z das velocidades médias e a variação do número de “tumble”. A Figura 54 mostra componentes de velocidade V_y e V_z crescem com o aumento da abertura da válvula de admissão, o que demonstra coerência, visto que é aumentada a quantidade de ar admitido.

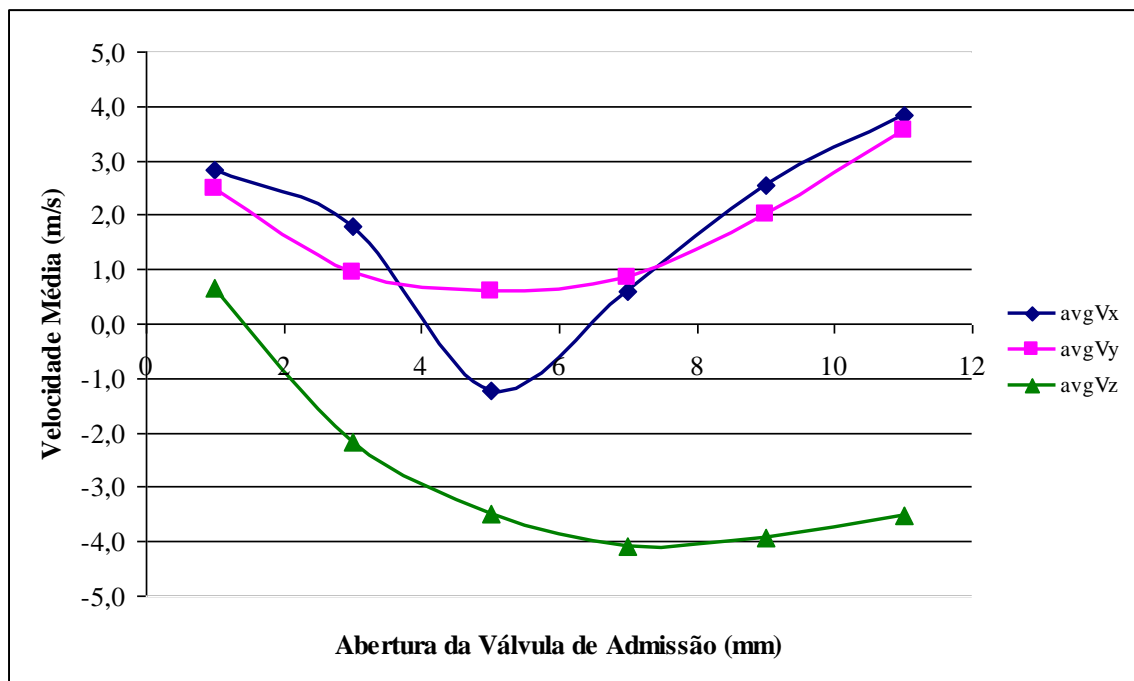


Figura 54 - Variação das velocidades médias para os ensaios de “tumble” com a abertura da válvula de admissão.

Na Figura 55, o número de “tumble” aumenta com a abertura da válvula, atinge um valor máximo e volta a diminuir. O “tumble” passou por um mínimo próximo a abertura de válvula de admissão de 7 mm e para maiores valores de abertura o mesmo voltou a crescer. Este comportamento está intrinsecamente ligado ao projeto do cabeçote, pórticos e válvulas de admissão e escape.

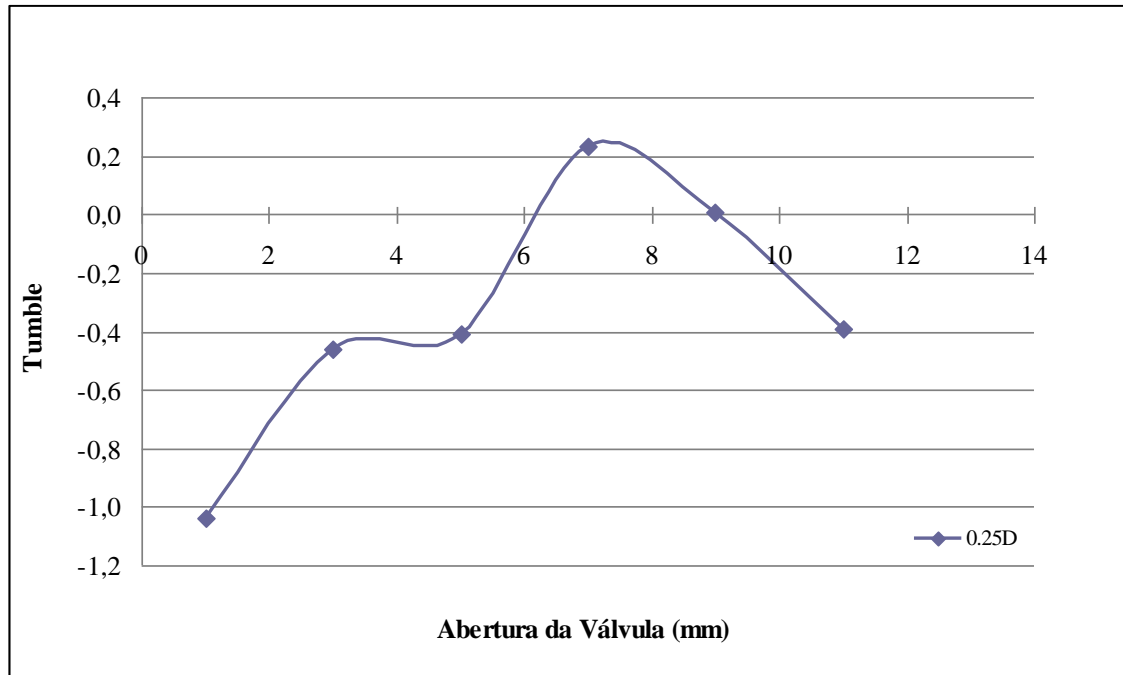


Figura 55 - Variação do “tumble” com a abertura da válvula de admissão.

Assim se encerra a análise referente à turbulência no interior do cilindro do motor. A caracterização da turbulência dentro do cilindro poderá subsidiar o desenvolvimento do motor flex aeronáutico através de análises comparativas dos resultados. Com isso será possível se aperfeiçoar o projeto e aumentar a eficiência do processo de combustão, reduzindo a emissão de poluentes na atmosfera. No próximo tópico serão apresentadas as análises de desempenho do motor operando com misturas gasolina-etanol.

5.2 - Ensaios Reativos

5.2.1 - Análises de Desempenho

Entre as maiores fontes de emissão de poluentes estão os gases resultantes de dispositivos que aproveitam a energia térmica liberada pelas reações de combustão (CARVALHO JR e LACAVAL, 2003). É sempre necessário a quantificação do custo, sejam eles financeiros, logísticos ou ambientais, na obtenção de um determinado tipo de energia. Neste trabalho, foram avaliados os custos ambientais da utilização do motor aeronáutico da aeronave T-25 quando operado somente com gasolina de aviação, somente com etanol ou com uma combinação de ambos. Além da emissão de poluentes, foram verificados os parâmetros relativos ao desempenho do motor quando operado com bi-combustível. As condições analisadas foram decolagem, cruzeiro e marcha lenta. Estas condições são representativas para a avaliação posterior do desempenho da aeronave. Todas as condições foram analisadas com o uso de uma servo de gasolina, ou seja, a medida que a concentração de etanol era aumentada, era necessário que a operação se tornasse cada vez mais rica para que a potência do motor não fosse comprometida. O ponto com 100% de etanol foi repetido com uma servo de etanol para que fossem observadas as variações de desempenho devido à mesma.

As Figuras 56, 57 e 58 apresentam os resultados de desempenho obtidos para a condição de decolagem, ou seja, cerca de 2700 RPM, mistura toda rica, para diferentes concentrações da mistura gasolina de aviação / etanol. A presença da mistura gasolina de aviação e etanol não alterou de maneira significativa a potência necessária para decolagem e o torque, comprovando o que já é sabido, que aeronaves da Neiva são capazes de voar com etanol sem nenhuma alteração no motor. Vale salientar que existem dois pontos para a condição de 100% de etanol na Figura 56, sendo o ponto de potência mais elevada o que foi ensaiado com a servo de etanol. O mesmo ocorre em relação ao torque, na Figura 57. As Figuras 56 e 57 comprovam que o etanol provoca um aumento da potência e do torque gerado no motor. Na Figura 58, observa-se que o consumo específico aumenta à medida que a concentração de etanol cresce na mistura. Este efeito é totalmente coerente com o fato do etanol apresentar um PCI (Poder Calorífico Inferior) menor que o da gasolina (COSTA et al., 2009). Na Figura 57 o ponto com maior valor de consumo específico representa o dado adquirido com a servo injetora de etanol.

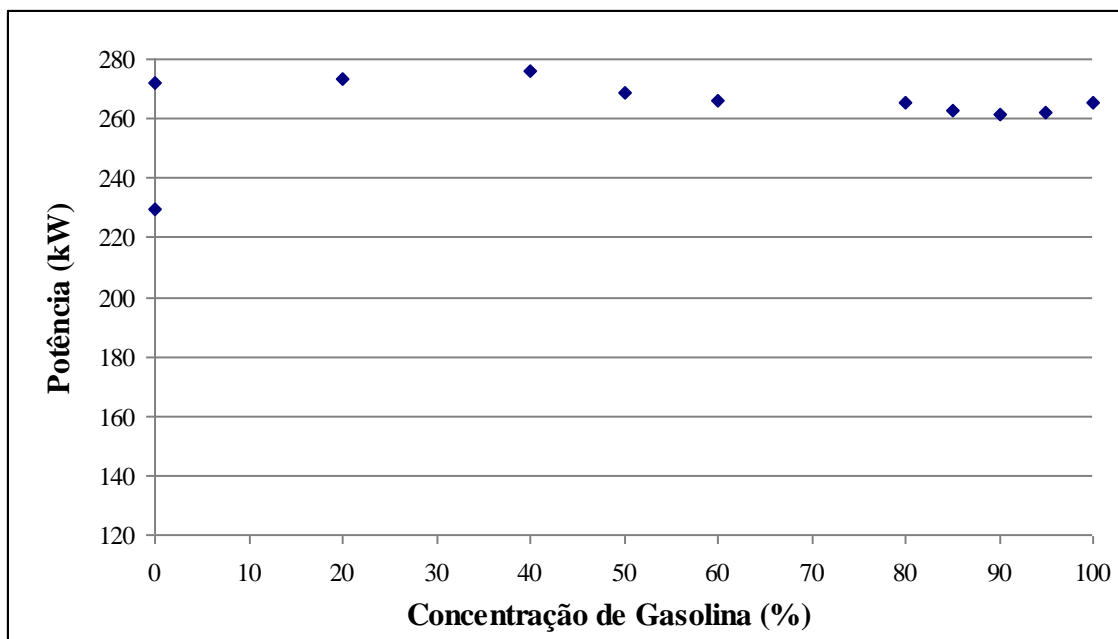


Figura 56 - Potência do motor em função da mistura de combustível na decolagem.

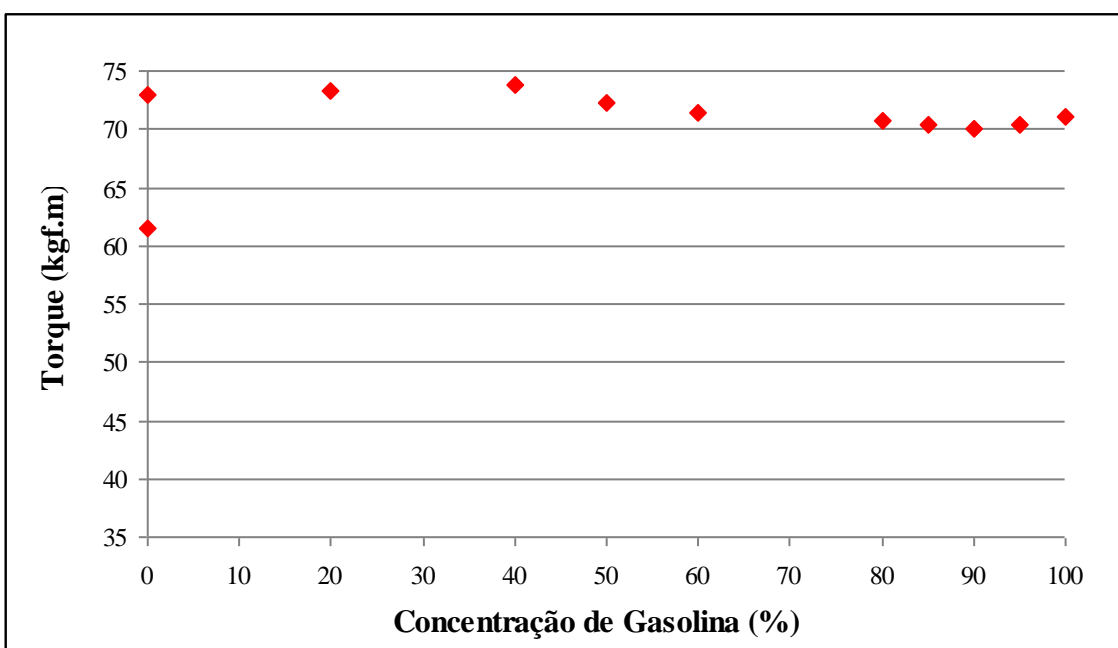


Figura 57 - Torque do motor em função da mistura de combustível na decolagem.

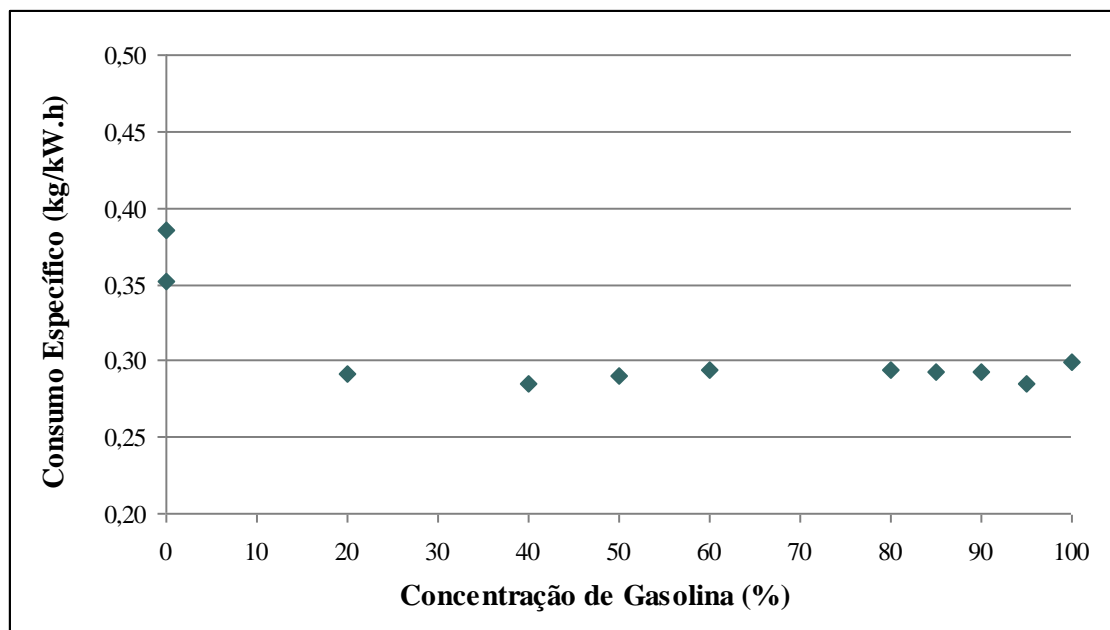


Figura 58 - Consumo específico do motor em função da mistura de combustível na decolagem.

As Figuras 59, 60 e 61 foram obtidas para a condição de cruzeiro da aeronave, ou seja, com rotação em torno de 2450 RPM. Os resultados não apresentaram comportamento diferente do obtido nos ensaios de decolagem.

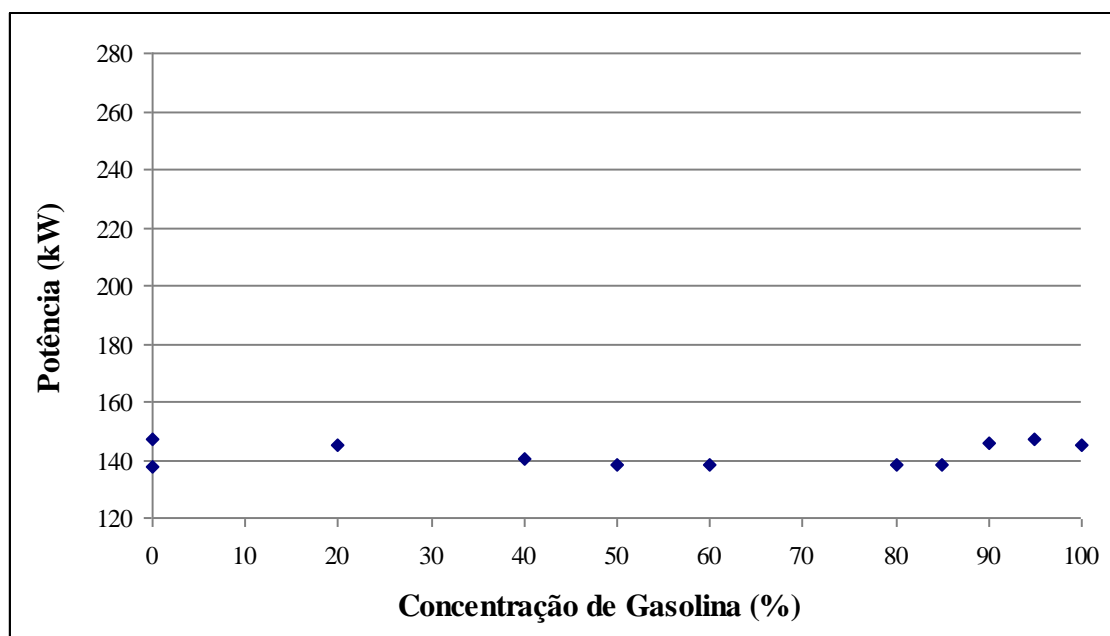


Figura 59 - Potência do motor em função da mistura de combustível no cruzeiro.

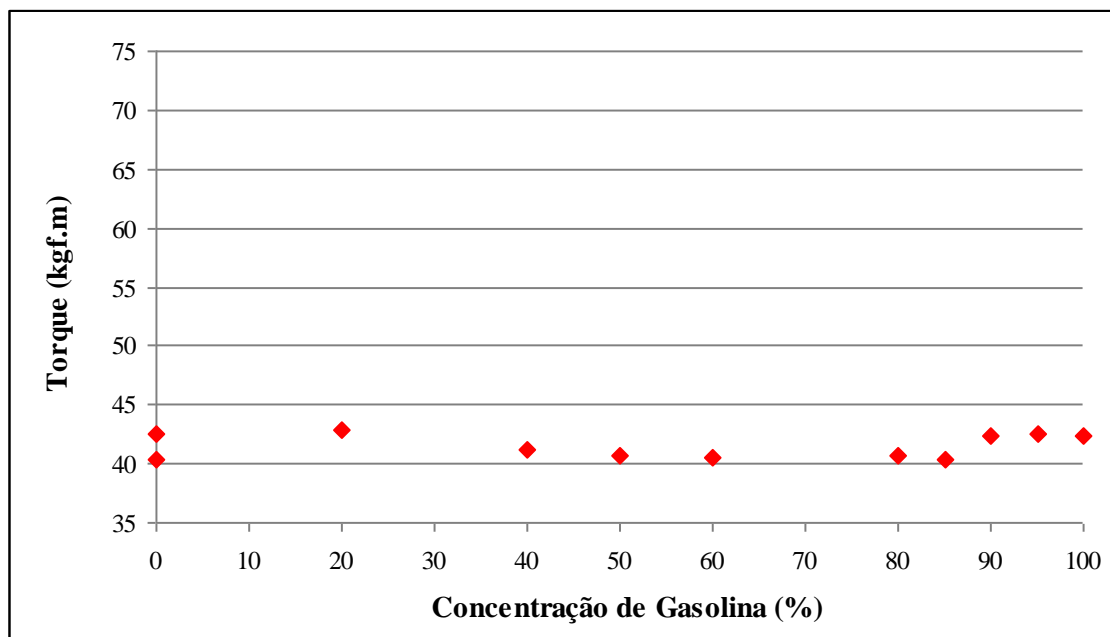


Figura 60 - Torque do motor em função da mistura de combustível no cruzeiro.

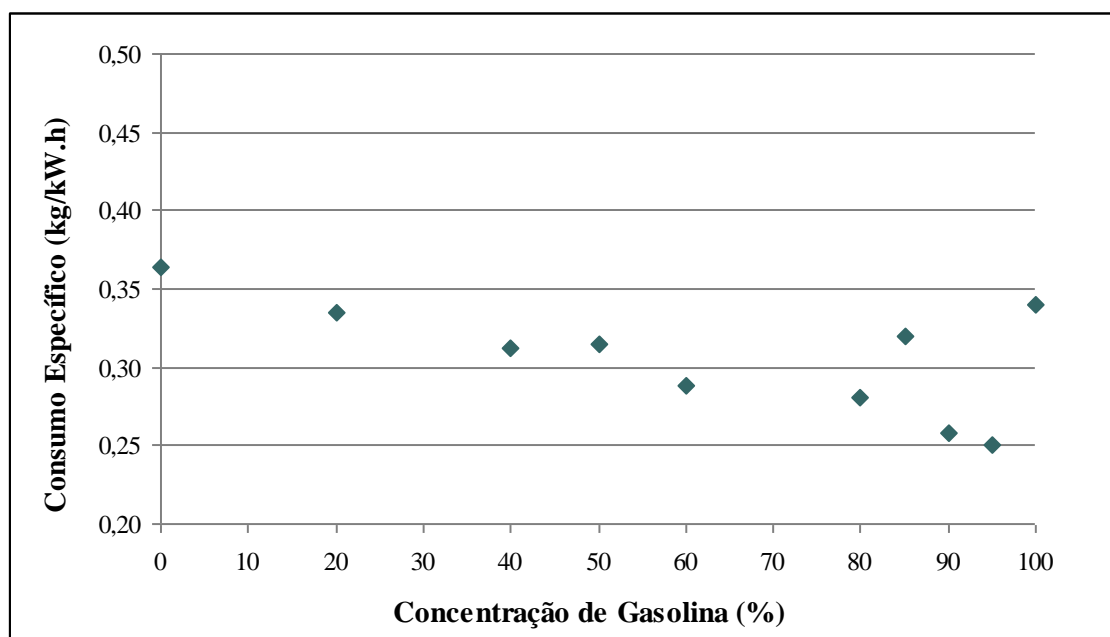


Figura 61 - Consumo específico do motor em função da mistura de combustível no cruzeiro.

Embora tenha sido possível a realização das medidas para a condição marcha lenta, as mesmas não são expressivas para as análises, pois o motor apresentou comportamento demasiadamente instável. Esta condição não é normalmente utilizada na operação da aeronave,

constando no manual de voo somente para testes em solo. Contudo, ela pode ocorrer em voo de maneira indesejada.

5.2.2 - Medições de emissões de poluentes

A medida de concentração dos componentes dos gases de combustão fornece inúmeras informações importantes ao processo, desde o fechamento do balanço de massa, quando não se conhece a vazão de um dos reagentes, até a quantificação dos poluentes que podem ser gerados no processo (CARVALHO JR e LACAVA, 2003).

Para que a queima aconteça nos motores a combustão é necessário que a oxidação do combustível aconteça da forma mais rápida possível. A forma como isso acontece influencia diretamente na velocidade e temperatura da chama da combustão. O controle sobre esses dois fatores é fundamental uma vez que estão diretamente relacionadas à formação dos poluentes emitidos pelos motores (SQUAIELLA, 2010).

A formação de CO ocorre principalmente pela combustão incompleta dos hidrocarbonetos na fase intermediária, causada por dois motivos. O primeiro é a falta de oxidantes que reduz a razão de equivalência e outro motivo são as baixas temperaturas de chama (JACOBS et al., 2003). A razão de equivalência é o indicativo de combustão. Ele relaciona a razão ar-combustível estequiométrica com a medida.

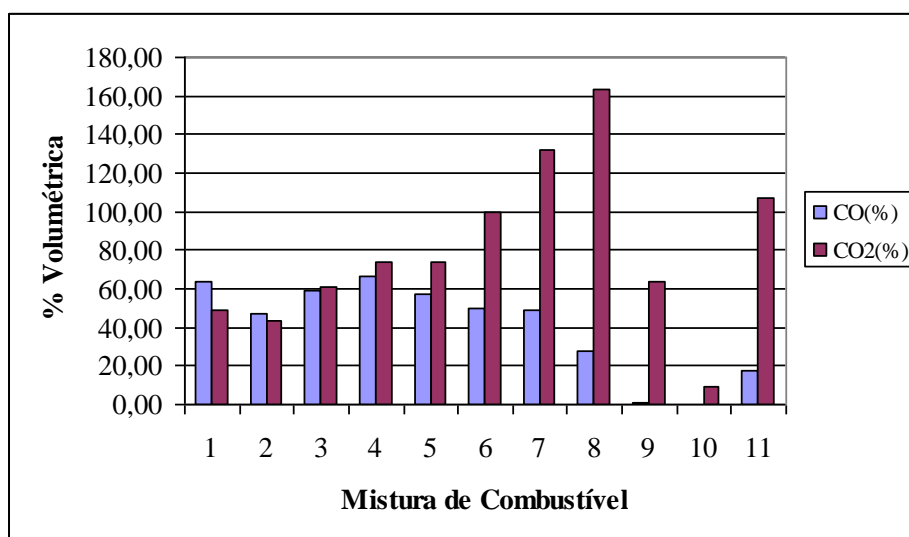
A denominação NO_x refere-se a ($\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$), óxido nítrico, NO, e o dióxido de nitrogênio, NO_2 . O NO_x emitido durante a combustão depende da composição do combustível, do modo de operação e do projeto dos queimadores e da câmara de combustão. Cada um desses parâmetros é significativo em relação ao nível final de NO_x emitido (CARVALHO JR e LACAVA, 2003).

Neste experimento foram medidos os níveis de concentração de CO, CO_2 , O_2 e HC, em base seca, presentes nos gases de escape para as diferentes misturas de gasolina de aviação/etanol apresentadas na Tabela 20.

Tabela 20 - Concentração da mistura utilizada na medição de emissões de CO₂, CO, O₂ e HC.

Mistura	Servo	% Avgas	% Etanol
1	Gasolina	100	0
2	Gasolina	95	5
3	Gasolina	90	10
4	Gasolina	85	15
5	Gasolina	80	20
6	Gasolina	60	40
7	Gasolina	50	50
8	Gasolina	40	60
9	Gasolina	20	80
10	Gasolina	0	100
11	Etanol	0	100

A Figura 62 apresenta a emissão de CO e CO₂ em % volumétrica normalizado para 3% de O₂. A geração de CO e de CO₂ apresenta curvas com derivada contrária, como esperado. Com o aumento da concentração de etanol, é diminuída a concentração de CO emitido com consequente aumento da concentração de CO₂. Sodré (2006) apresenta resultados similares. O mesmo comportamento não pode ser observado de maneira tão clara na Figura 63, que representa a condição de cruzeiro, devido ao fato de que nesta condição há um ajuste da mistura de maneira que seja mantida a rotação de 2450 RPM e a temperatura dos gases de exaustão, de acordo com as condições do manual de voo da aeronave.

Figura 62 - Emissões de CO e CO₂ na condição decolagem normalizado para 3% de O₂.

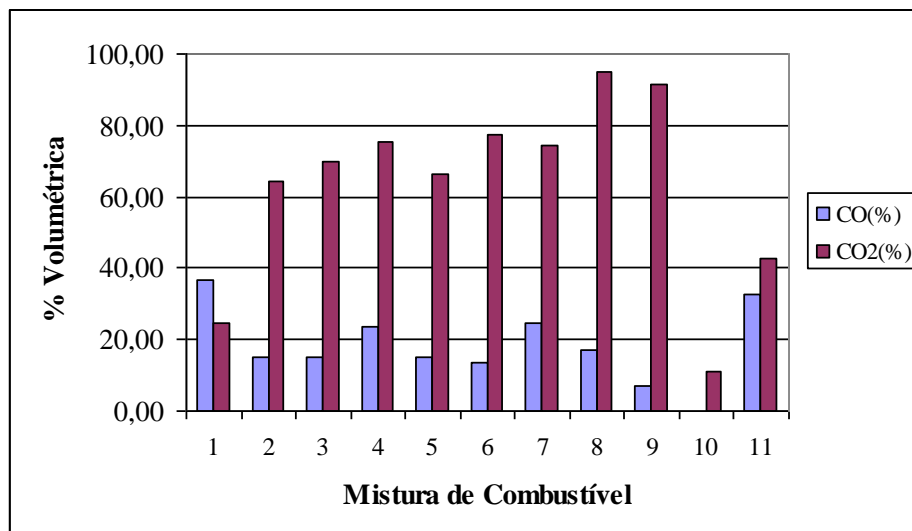


Figura 63 - Emissões de CO e CO₂ na condição de cruzeiro normalizado para 3% de O₂.

A Figura 64 mostra que a concentração específica de CO diminui à medida que a mistura aumenta a concentração de etanol. Isto ocorre devido ao fato da produção de CO ser diretamente proporcional à razão de equivalência da mistura. À medida que é aumentada a concentração de etanol na mistura do combustível utilizado, sem alteração da servo injetora, a mistura automaticamente fica menos rica devido à característica física da servo. Com 100% de etanol, a servo injetora de gasolina opera com a razão de equivalência mínima necessária para manter o motor funcionando. A Figura 65 mostra que o CO₂ específico começa a diminuir mais significativamente para concentrações de etanol superiores a 40%. O ponto com menor CO₂ específico para 100% de etanol foi obtido com a servo injetora de etanol.

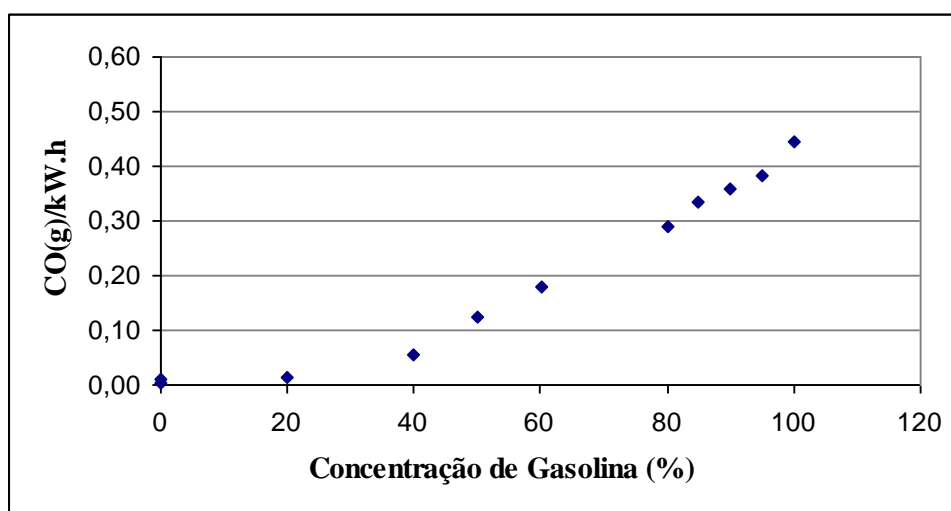


Figura 64 - CO específico para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem.

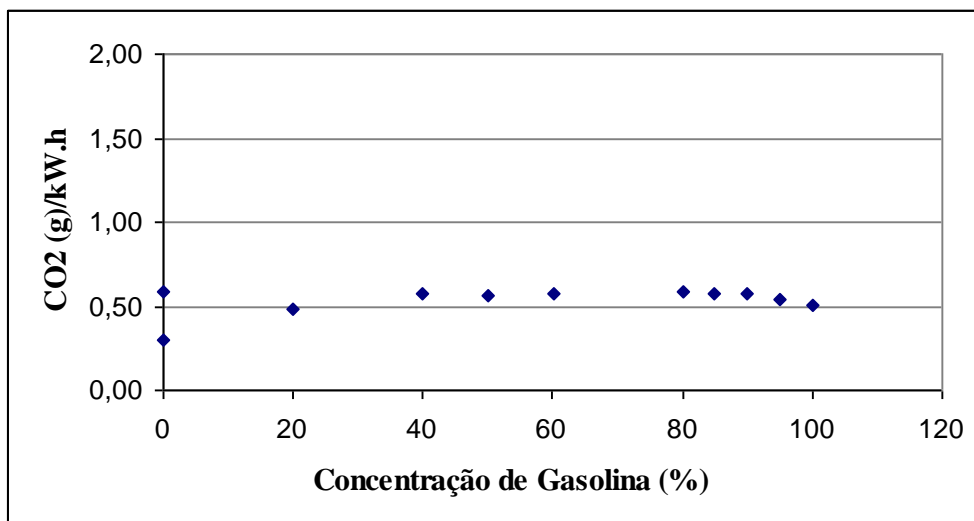


Figura 65 - CO₂ específico para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem.

A produção de hidrocarbonetos é diretamente proporcional à quantidade de gasolina presente na mistura, ou seja, o etanol é melhor sobre o aspecto ecológico (WALNNER e MIERS, 2008). Assim como o CO, a emissão de hidrocarbonetos não queimados está diretamente ligada à razão de equivalência da mistura e por isso apresenta comportamento semelhante ao do CO, conforme mostra a Figura 66. O HC foi medido em ppm devido à sua baixa concentração e normalizado para 3% de O₂.

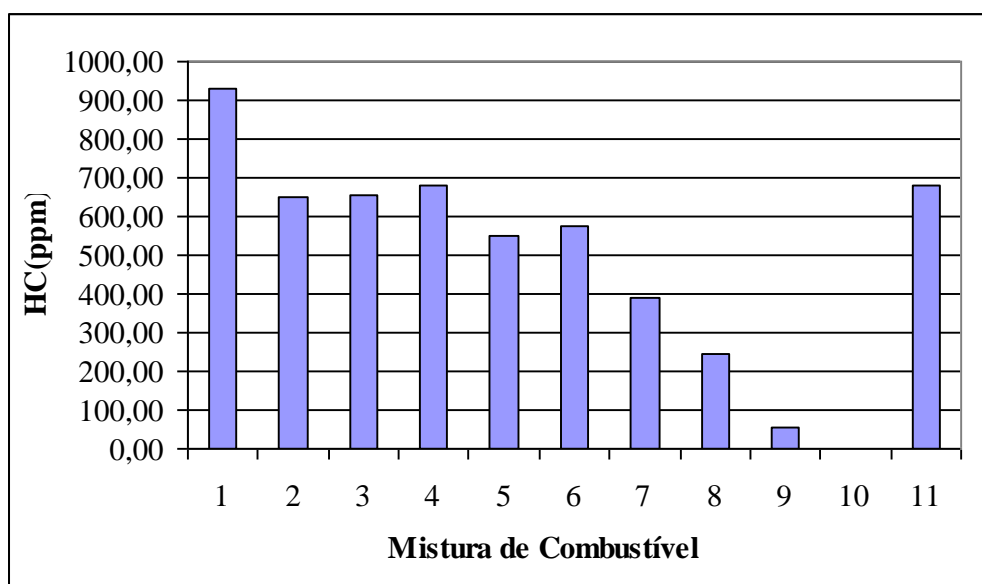


Figura 66 - Emissões de HC para diferentes misturas de Avgas e etanol na decolagem normalizado para 3% de O₂.

As Tabelas 21 e 22 apresentam os dados experimentais obtidos nos ensaios de decolagem e cruzeiro. Já os dados apresentados na Tabela 23 não foram utilizados como dados comparativos porque os mesmos foram obtidos na condição de operação de marcha lenta. Esta condição não representa uma condição de operação normal do motor e o mesmo apresentou um comportamento muito instável na mesma, o que se diminui a confiabilidade dos resultados.

Tabela 21 - Emissões medidas para diferentes misturas de Avgas e etanol na decolagem.

Mistura	% Gas.	Φ	CO (%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO ₂ (mol)	CO (mol)	CO ₂ (g)/kW.h	CO (g)/kW.h
1	100	1,46	10,21	150	7,96	0,66	3,03	4,21	0,50	0,44
2	95	1,41	9,35	128	8,50	0,76	3,20	3,59	0,54	0,38
3	90	1,44	8,73	96	8,92	0,62	3,41	3,34	0,57	0,36
4	85	1,39	8,30	85	9,22	0,56	3,41	3,14	0,57	0,34
5	80	1,42	7,60	73	9,74	0,58	3,53	2,75	0,58	0,29
6	60	1,39	5,55	64	11,06	0,52	3,49	1,72	0,58	0,18
7	50	1,33	4,35	35	11,84	0,46	3,47	1,20	0,57	0,13
8	40	1,27	2,28	20	13,48	0,44	3,59	0,55	0,57	0,06
9	20	1,14	0,30	12	14,36	0,84	3,00	0,15	0,48	0,02
10	0	0,93	0,14	2,0	12,26	4,00	3,05	0,04	0,31	0,04
11	0	1,21	2,25	85	13,42	0,56	1,88	0,09	0,30	0,01

Tabela 22 - Emissões medidas para diferentes misturas de Avgas e etanol no cruzeiro.

Amostra	% Gas.	Φ	CO (%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO ₂ (mol)	CO (mol)	CO ₂ (g)/kW.h	CO (g)/kW.h
1	100	1,51	10,85	193	7,26	1,04	3,11	4,24	0,94	0,82
2	95	1,12	2,94	48	12,69	0,76	5,72	1,36	1,71	0,26
3	90	1,17	2,79	36	12,8	0,72	5,16	1,66	1,56	0,32
4	85	1,37	3,77	41	12,14	0,66	4,96	1,59	1,58	0,32
5	80	1,20	2,90	31	12,64	0,74	5,05	1,23	1,60	0,25
6	60	1,22	2,30	26	13,04	0,68	4,38	0,83	1,39	0,17
7	50	1,29	3,95	39	12,02	0,66	3,45	1,22	1,10	0,25
8	40	1,22	2,37	22	13,3	0,60	3,49	0,65	1,10	0,13
9	20	1,21	1,10	7	14,12	0,64	3,05	0,025	0,85	0,05
10	0	0,94	0,10	2	12,68	3,48	1,55	0,18	0,46	0,03
11	0	1,47	7,60	163	9,94	0,86	1,16	0,84	0,37	0,17

Tabela 23 - Emissões medidas para diferentes misturas de Avgas e etanol em marcha lenta

Amostra	Servo	% Gasolina	CO(%)	HC(ppm)	CO2(%)	O2 (%)
1	GASOLINA	100	9,18	1980	4,98	5,32
2	GASOLINA	95	8,74	2600	4,80	6,04
3	GASOLINA	90	8,00	2880	4,82	6,22
4	GASOLINA	85	4,62	830	7,18	6,46
5	GASOLINA	80	8,70	1485	5,26	4,86
6	GASOLINA	60	8,62	1426	5,62	5,1
7	GASOLINA	50	8,50	528	6,58	3,96
8	GASOLINA	40	6,00	209	8,28	4,32
9	GASOLINA	20	3,42	100	9,04	5,26
10	GASOLINA	0	0,12	420	10,8	6,04
11	ETANOL	0	0,40	57	11,26	5,16

As Figuras 67 e 68 apresentam a concentração específica de CO e CO₂ para a condição de cruzeiro. Embora o comportamento de diminuição do CO com o aumento da concentração de etanol seja menos evidente devido aos ajustes da razão de equivalência da reação, este ainda pode ser observado. A mesma explicação vale para o comportamento do CO₂ específico e para a concentração de HC apresentado na Figura 69.

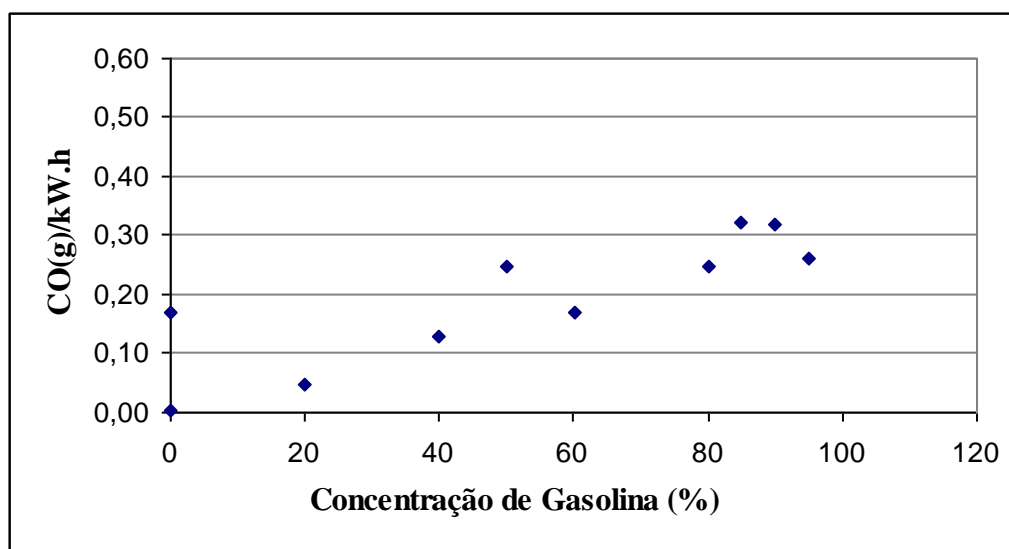


Figura 67 - Emissões específicas de CO para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro.

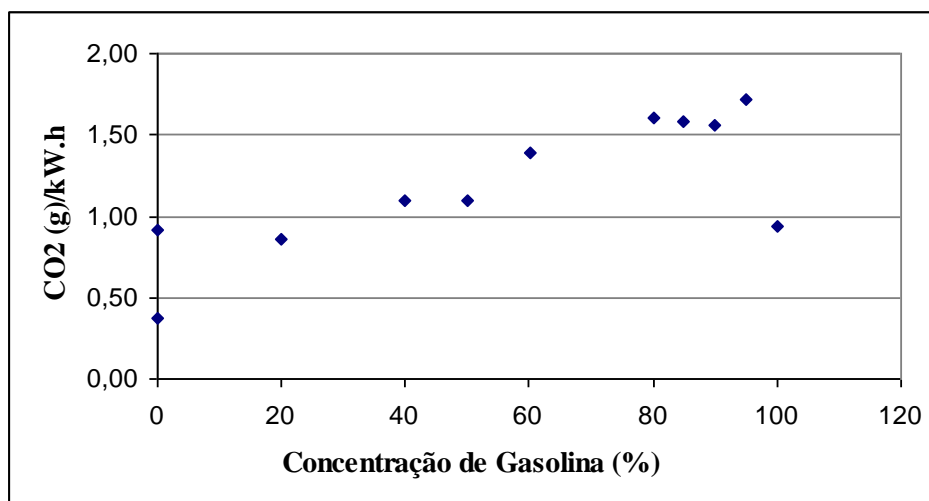


Figura 68 - Emissões específicas de CO₂ para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro.

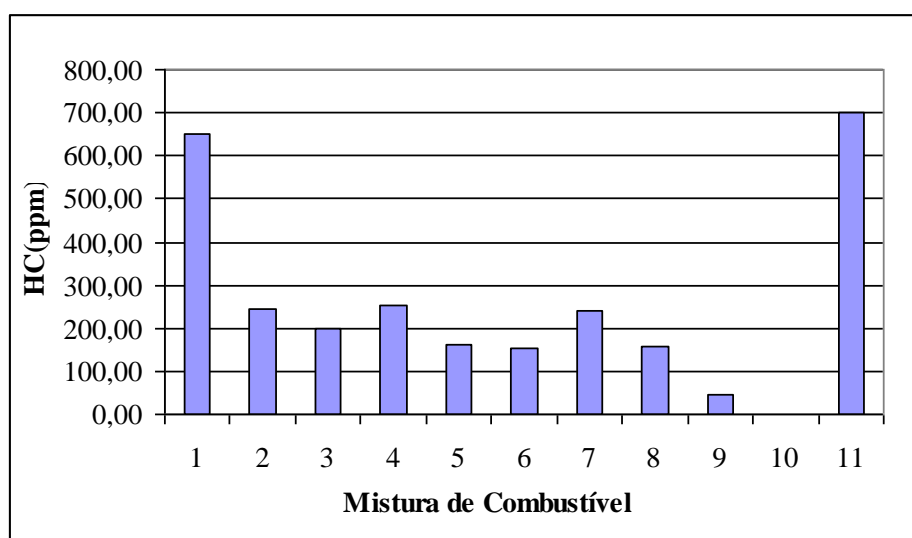


Figura 69 - Emissões de HC para diferentes misturas de Avgas e etanol no cruzeiro normalizado para 3% de O₂.

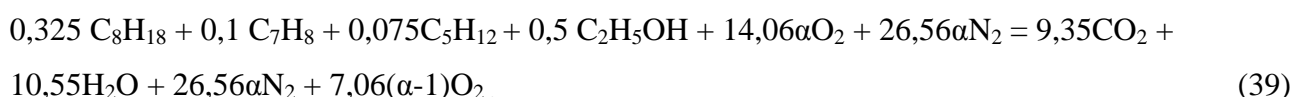
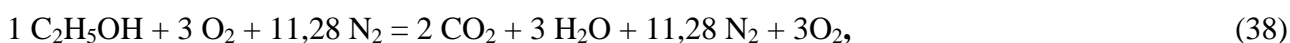
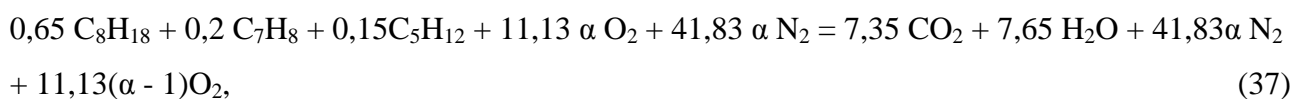
5.2.3 - Cálculo da Eficiência Ecológica

Agora são apresentados os resultados e discussões envolvendo cada uma das configurações testadas no que tange à eficiência ecológica. Foram utilizadas as Equações (32) e (33), apresentadas no Capítulo 3 para a realização dos cálculos de eficiência ecológica.

Para determinação da eficiência ecológica do sistema, foi necessário o cálculo da equação estequiométrica e a relação ar-combustível de cada uma das misturas utilizadas. Foi realizada a

medição da vazão mássica de ar e de combustível de cada configuração proposta. Com isso foi possível determinar a condição a razão de equivalência da reação (Φ). Também foram medidas as emissões de CO, CO₂, O₂ e HC em % volumétrica e vazão mássica de ar. Conhecendo-se a razão de equivalência utilizada e a estequiométrica foi possível calcular o número de mols e a massa de cada componente presente nos gases de exaustão. Embora a medição de NO_x seja importante para a obtenção da eficiência ecológica, não foi possível medi-lo por indisponibilidade de equipamento. A emissão de NO_x é diretamente proporcional à temperatura na câmara de combustão e inversamente proporcional ao número de “swirl”. Assim sendo, é esperado que, à medida que a concentração de etanol na mistura do combustível aumenta, a emissão de NO_x seja reduzida, visto que o motor opera com temperaturas mais baixas.

Para a determinação da eficiência ecológica, foram utilizados os dados de NO_x, SO₂ e MP fornecidos por Patrakhaltsev et al. (1994). Os demais dados necessários obtidos experimentalmente. O MP emitido por motores de combustão interna a gasolina é 1,44 kg/m³ (CARVALHO JR e MCQUAY, 2007). As equações estequiométricas para a gasolina de aviação, para o etanol e para mistura de 50% são Equações 37, 38 e 39 respectivamente:



As Figuras 70 e 71 mostram o comportamento da eficiência ecológica e termodinâmica para diferentes misturas de gasolina de aviação e etanol nas condições de decolagem e cruzeiro, respectivamente. Os valores das densidades da gasolina e do etanol medidos e utilizados nos cálculos foram 729,8 kg/m³ e 791,5 kg/m³ respectivamente. É possível observar que as curvas apresentam comportamentos similares, ou seja, à medida que aumenta a concentração de etanol na mistura, as eficiências ecológica e termodinâmica aumentam. Isso ocorre porque se há um aumento da eficiência termodinâmica, há uma melhor combustão e, conseqüentemente, há uma diminuição na emissão de poluentes.

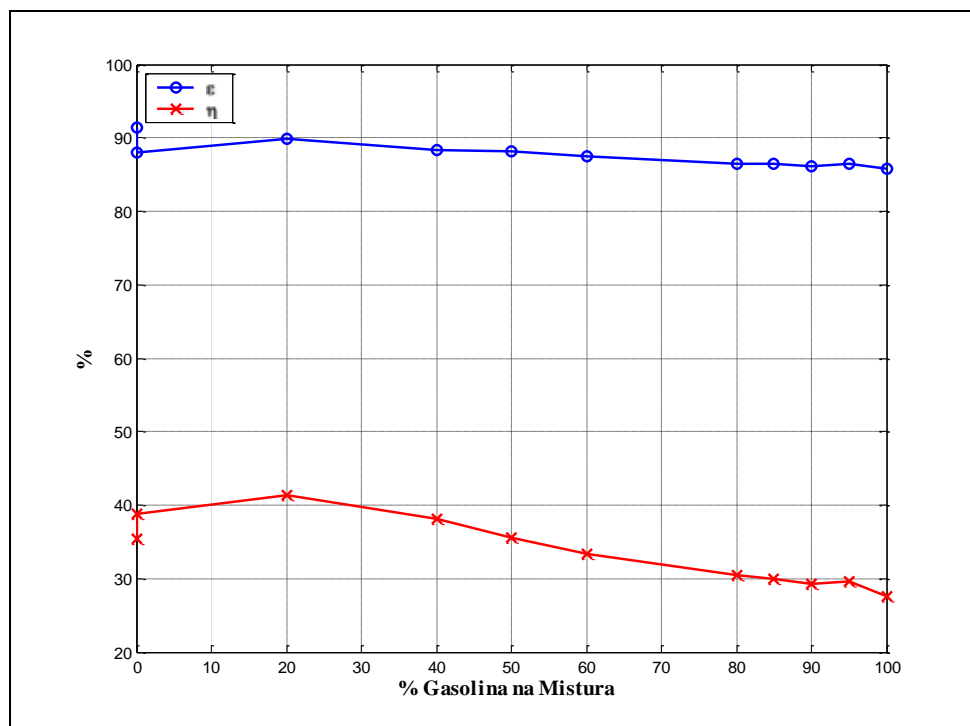


Figura 70 - Comportamento da eficiência ecológica e termodinâmica na decolagem em função da mistura Avgas e etanol.

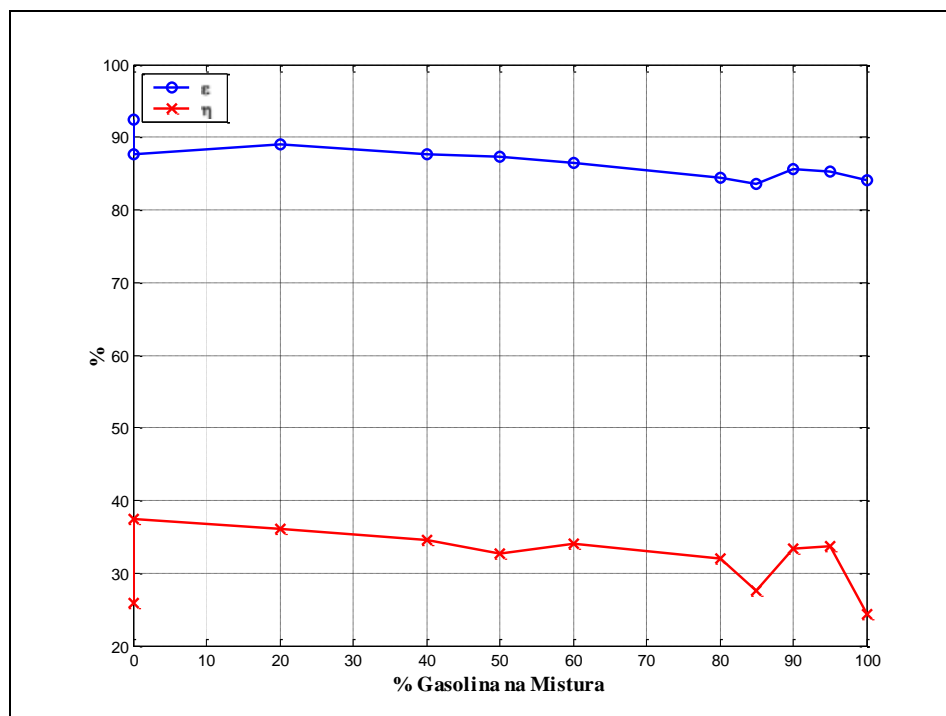


Figura 71 - Comportamento da eficiência ecológica e termodinâmica no cruzeiro em função da mistura Avgas e etanol.

A Figura 72 apresenta a eficiência ecológica para diferentes misturas de gasolina de aviação etanol na condição de decolagem. Para as menores concentrações de etanol não há alterações significativas na eficiência ecológica. À medida que aumenta a concentração de etanol há um aumento da eficiência ecológica, até que é atingido o limite físico de operação da servo injetora de gasolina. Ao substituir a servo de gasolina pela de etanol, o sistema volta a ter condições de aumentar a quantidade de combustível na mistura devido as características da servo para operar com etanol. Isso permite que seja feito um ajuste mais adequado da nova razão de equivalência da reação, para a condição de 100% de etanol.

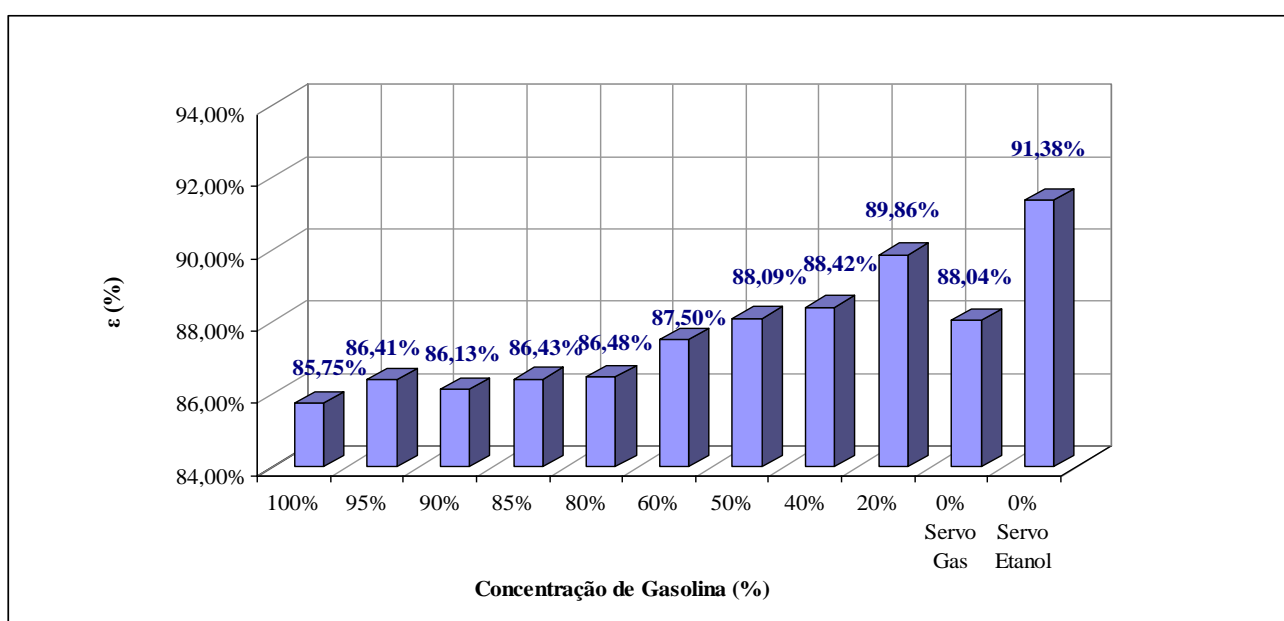


Figura 72 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem sem considerar o ciclo de vida do carbono.

A Figura 73 apresenta a eficiência ecológica para diferentes misturas de gasolina de aviação etanol na condição de cruzeiro. Assim como para a condição de decolagem, é possível observar um aumento da eficiência ecológica com altas concentrações de etanol mesmo com a servo de gasolina até atingir o limite físico da servo. Com a substituição da servo injetora de gasolina pela de etanol a eficiência ecológica volta crescer, conforme esperado devido a possibilidade de melhor ajuste da razão de equivalência da mistura.

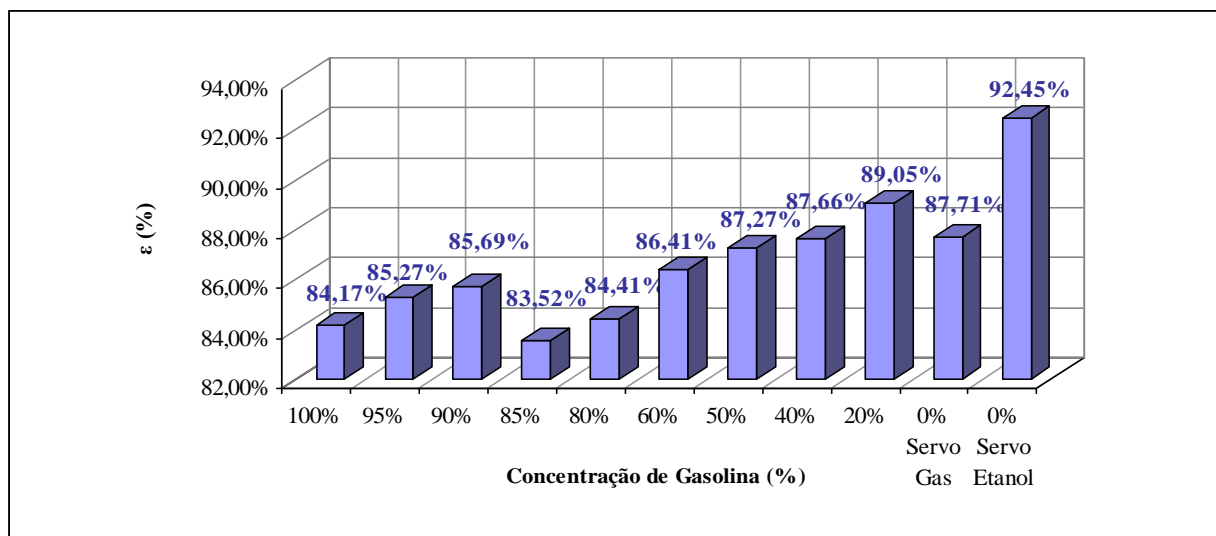


Figura 73 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro sem considerar o ciclo de vida do carbono.

Se for considerado o ciclo de carbono nos cálculos da eficiência ecológica há um aumento da mesma conforme apresentado nas Figuras 74 e 75. Isso ocorre porque o carbono tem um ciclo de vida negativo, isto é, absorve mais CO₂ da atmosfera do que emite se for considerado deste o plantio da cana-de-açúcar até a produção do etanol. O ciclo de carbono negativo não inclui a queima do etanol. Por este motivo, é possível se obter valores de eficiência ecológica iguais a 1 conforme apresentado na Figura 75.

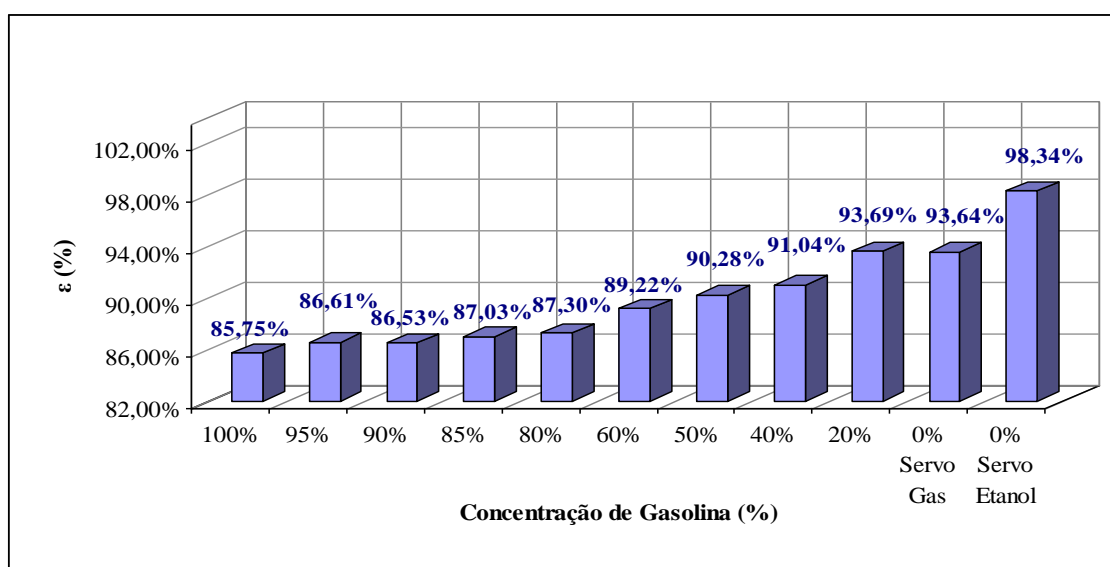


Figura 74 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol na decolagem considerando o ciclo de vida do carbono.

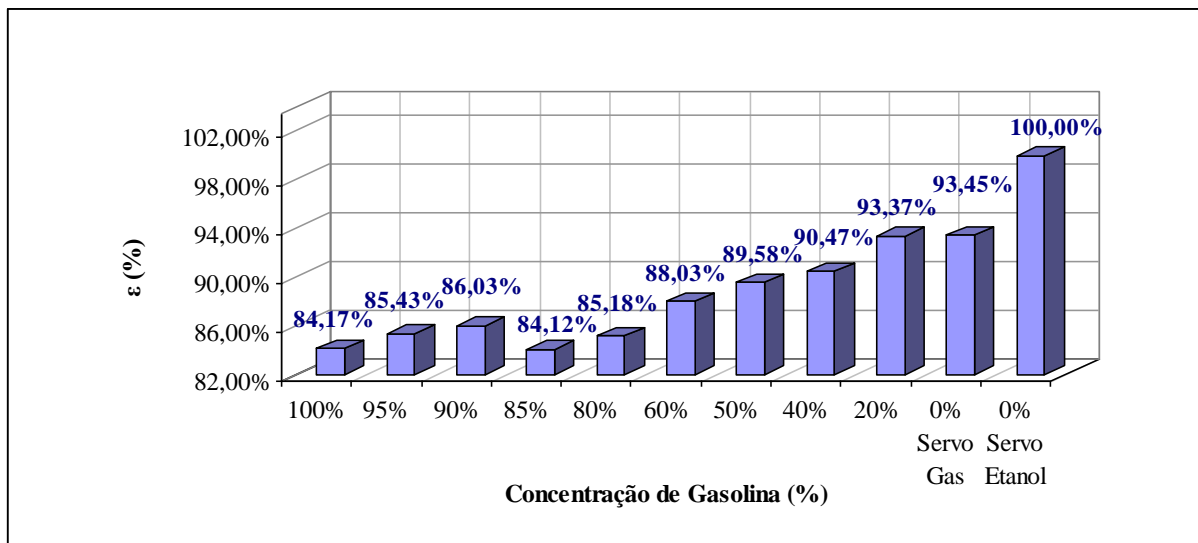


Figura 75 - Eficiência ecológica para diferentes misturas Avgas e etanol no cruzeiro considerando o ciclo de vida do carbono.

Na Tabela 24 são apresentados os valores de $(CO_2)_e$ para as diferentes concentrações de misturas gasolina-etanol ensaiadas. A tabela apresenta os resultados sem considerar o ciclo do carbono e considerando o mesmo.

Tabela 24 - $(CO_2)_e$ para diferentes misturas de Avgas e etanol

Sem o Ciclo de Vida do Carbono		Com o Ciclo de Vida do Carbono	
Decolagem	Cruzeiro a 10 000 ft	Decolagem	Cruzeiro a 10 000 ft
$(CO_2)_e$ kg/kg comb	$(CO_2)_e$ kg/kg comb	$(CO_2)_e$ kg/kg comb	$(CO_2)_e$ kg/kg comb
4,33	4,37	4,33	4,37
4,29	5,40	4,22	5,32
4,28	5,07	4,13	4,92
4,18	4,90	3,95	4,67
4,14	4,86	3,83	4,56
3,76	4,25	3,15	3,63
3,59	3,58	2,83	2,82
3,54	3,48	2,62	2,56
2,95	2,81	1,73	1,59
2,97	2,97	1,44	1,44
1,85	1,17	0,32	-0,36

Finaliza-se, assim, a apresentação dos resultados obtidos nos ensaios de turbulência da mistura ar-combustível dentro do cilindro do motor e nos ensaios baseados nos aspectos ecológicos determinando as emissões de poluentes e a eficiência ecológica do motor.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

Os ensaios para a substituição da gasolina de aviação por etanol em motores aeronáuticos a pistão do tipo Lycoming IO-540-K1D5, mostrou-se bastante vantajosa sobre os aspectos termodinâmicos e ecológicos. O estudo do comportamento do escoamento no interior do cilindro poderá subsidiar o desenvolvimento do motor aeronáutico bi-combustível, uma vez que o mesmo influencia o processo de combustão e, consequentemente, o desempenho e emissão de poluentes.

Este trabalho utilizou o motor Lycoming IO-540-K1D5 que equipa as aeronaves T-25 “Universal” da Força Aérea Brasileira para a realização dos ensaios. Os dois focos de análise foram: a caracterização experimental da turbulência dentro do cilindro do motor utilizando PIV e a determinação da eficiência ecológica variando-se a mistura Avgas / etanol.

Da caracterização experimental do motor utilizando PIV concluiu-se que:

- O coeficiente de fluxo aumenta com a abertura da válvula, comprovando que a limitação do fluxo é dada pela geometria do pórtilo, válvulas e cabeçote. Os gráficos obtidos nos ensaios para determinação do α -k apresentam uma tendência assíntota horizontal;
- Existem dois núcleos de “swirl” bem definidos com sentidos opostos. Estes núcleos diminuem o número de “swirl” calculado devido ao fato de terem sentidos opostos. Contudo eles aumentam a probabilidade de sucesso da ignição devido à colisão das partículas;
- As velas de ignição localizam-se próximas aos pontos de maior turbulência da mistura ar-combustível admitida no cilindro, facilitando o início da combustão;
- O “swirl” e o “tumble” são mais influenciados pela geometria das válvulas e pórticos do que pela posição da medida;
- A posição geométrica da válvula de admissão provoca um turbilhonamento na direção perpendicular à direção do escoamento o que caracteriza o “tumble”.

Dos estudos preliminares sobre a utilização da mistura gasolina de aviação e etanol em motores de combustão interna aeronáutico foi concluído que:

- O consumo específico do motor aumenta à medida que a concentração de etanol aumenta na mistura devido a seu menor poder calorífico;
- É possível que aeronaves equipadas com motores do tipo Lycoming IO-540 projetadas para gasolina de aviação voem com etanol sem que seja feita nenhuma alteração no

sistema. Para isso basta que o sistema opere com a mistura na condição de manete de mistura na posição máxima (totalmente rica) independente do regime da aeronave.

- Quando a servo injetora de gasolina é substituída pela servo de etanol há um aumento da potência e torque gerados e da eficiência ecológica;
- O etanol produz menos emissões de poluentes e, conseqüentemente, agride menos o meio ambiente.
- A emissão de CO diminui com o aumento da concentração de etanol.
- Em termos de eficiência ecológica, de acordo com os combustíveis analisados, para gasolina e etanol os valores extremos são respectivamente 85,75 % e 91,38 % para a condição de decolagem, que representa a condição de combustão mais crítica (manete de mistura na posição de máxima razão de equivalência possível). Estes valores não consideram o ciclo de vida do carbono. Se o ciclo de vida do carbono for considerado, a eficiência ecológica para o uso de 100 % etanol, com a servo injetora de etanol, aumenta para 98,34 %. Os estudos mostram que o etanol pode ser utilizado como uma alternativa de combustível do ponto de vista ecológico uma vez que tem maior eficiência ecológica que a gasolina.

Como trabalhos futuros são sugeridos:

- A repetição do ensaio de emissões com diferentes misturas de gasolina de aviação e etanol com um medidor de emissões que seja capaz de medir NO_x melhorando a precisão na determinação das emissões e eficiência ecológica;
- A repetição do ensaio de emissões com diferentes misturas de gasolina de aviação e etanol com o motor flex desenvolvido pelo IAE e Magnetti Marelli;
- Estudo da viabilidade econômica da utilização do etanol como combustível de aviação;
- Estudo de viabilidade da utilização do motor Lycoming IO-540 como gerador de energia estacionário após seu término de vida útil aeronáutica;
- Variação da taxa de compressão do motor de modo a estudar a influência para diversas misturas gasolina de aviação-etanol.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANAC; Agencia Nacional de Aviação Civil; RAB – REGISTRO AERONÁUTICO BRASILEIRO. disponível em <<http://www2.anac.gov.br/rab/>>. Acessado em 12 de agosto de 2010a.

ANAC; Agencia Nacional de Aviação Civil; RBHA - REGULAMENTO BRASILEIRO DE HOMOLOGAÇÃO AERONÁUTICA - Nº 61, **Regulamento, Requisitos para Concessão de Licenças de Voo**, ANAC, 2006. Disponível em: <<http://www.anac.gov.br/biblioteca/rbha/rbha061.pdf>>. Acessado em 12 de outubro 2010b.

ARCOUMANIS, C.; NOURI, J.; XU, H. M. ; STONE, R. ; **Analysis of the Steady Flow Characteristics of Tumble Generating Four-valve Cylinder Heads**, Optical Diagnostics in Engineering, Vol. 2(2), 71-83, 1997. Disponível em <www.odeweb.demon.co.uk/PAPERS/XU1.pdf>. Acessado em 15 maio de 2010.

AEROMOT; O.T 1T-25-1 -**Manual de Vôo da Aeronave T-25 “Universal”**, Porto Alegre, 1984.

BAILIE, R. C.; Energy Conversion Engineering. Reading, Mass.: Addison Wesley Publishing Company, 1978.

BORTHOLIN E.; GUEDES, B. D.; **Efeito Estufa**; Universidade de São Paulo. Disponível em <www.educar.sc.usp.br/licenciatura/2003/ee/Efeito_Estufa.html>. Acessado em 15 abril de 2010.

CADDET Centre for Renewable Energy; **Ethanol as an Aviation Fuel**; Technical Brochure No.51; 1997.

CAMPOS, C.E.G.: **Motores Turbo**. 2008. Disponível em: <<http://euamovoar.com.br/site/br/artigos/motores-turbo.html>>. Acessado em 16 fevereiro de 2010.

CARDU, M.; BAICA. M.; **A Seismic Vision Regarding a Methodology to Estimate Globally the Energy-ecologic Efficiency of Thermopower Plants (TPPs)**. Energy Conversion and Management 42 (2001) pp. 1317-1325.

CARDU, M.; BAICA. M.; **Regarding a Global Methodology to Estimate the Energy-Ecologic Efficiency of Thermopower Plants**, Energy Conversion and Management, v.40, p. 71-87, 1999a.

CARDU, M.; BAICA. M.; **Regarding a New Variant Methodology to Estimate Globally the Ecologic Impact of Thermopower Plants**, Energy Conversion and Management, v.40, p. 1569 - 1575, 1999b.

CARVALHO JR., J. A.; LACAVA, P. T.; **Emissões em processos de combustão**, Editora Unesp, São Paulo, 2003.

CARVALHO JR., J. A.; MCQUAY, M. Q; 2007. **Principles of Applied Combustion**. UFSCP Ed., São Paulo. (In Portuguese).

CHALLEN, B.; BARANESCU, R.; **Diesel Engine Reference book**, 2nd edition, SAE, 1999.

COSTA, A. A. S.; MARTINS, C. A.; EWALD, P. S.; VASCONCELLOS, C. A. S.; SILVEIRA, J. L.; **Determinação da Eficiência Ecológica de um Motor de Combustão Interna Aeronáutico usando Etanol e Gasolina de Aviação como Combustível**. The 8th Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission - CLAGTEE, 2009.

COSTA, A. A. S.; MARTINS, C. A.; EWALD, P. S.; RODRIGUEZ, C. J. C.; SILVEIRA, J. L.; **Experimental Investigation of Sprays Characteristics using Gasoline-Ethanol Blends as Fuel for Aeronautical Engines**. 2nd International Congress University-Industry Cooperation, Perugia - Itália, 2007.

DANTEC DYNAMICS; Stereoscopic PIV. Disponível em: http://www.dantecdynamics.com/Stereoscopic_PIV_edu_slide_show>. Acessado em 15 maio de 2010.

DEFESANET; 19/10/2004. Disponível em www.defesenet.com.br>. Acessado em 15 outubro de 2009.

DIRETO DA PISTA; 21/05/2008. Disponível em <http://diretodapista.blogspot.com/>>. Acessado em 12 novembro de 2009.

DLR INSTITUT FUR AERODYNAMIK UND STROMUNGSTECHNIK; **Principles: Calibration, Mapping and Stereo Reconstruction**. PIV Course, 2010.

D'OLIVEIRA, R C D; **Avaliação do Sistema Bi-Combustível para uma Aeronave de até 150 Passageiros**; Dissertação de Mestrado; Instituto Tecnológico de Aeronáutica; 2007.

FERNANDES, C.; **Estudo de Chama Pulasante de GLP por Espectroscopia de Emissão de Radicais e PIV**. Dissertação (Mestrado), Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2008.

FEV **Manual 3D-PIV Test Rig**. Dec 2008.

FIAT; **Motores de Combustão Interna**. Treinamento da Rede Diretoria Comercial. 2ª Edição. 2006.

FUCHS, T. R.; RUTLAND, C. J.; **Intake Flow Effects on Combustion and Emissions in a Diesel Engine**. SAE paper 980508. 1998.

FUNKEN, B; SCHIMMEL, D.; KALLWEIT, S; BOHM, M; **Manual da Bancada 3D-PIV-Test Rig**. FEV, 2008.

GAPLAN AERONAUTICA. Empresa Gaplan Aeronáutica, disponível em: <http://www.gaplanaeronautica.com.br>>. Acessado em 10 outubro de 2010.

GOMES, V. A.; BRANCO, G. A. D.; CRUZ, R. V.; EWALD, P. S.; MAKITA, R. K., **Motores Aeronáuticos - Asas Rotativas – Teoria Aplicada**, 2005.

HEYWOOD J. B.; **“Internal combustion engine Fundamentals”**: McGraw-Hill. Inc. New York USA; 1988.

HORIBA; **Automotive Emission Analyser MEXA-1300M Instruction Manual**, 2008.

IPAM - INSTITUTO DE PESQUISA AMBIENTAL DA AMAZÔNIA; Disponível em <<http://www.ipam.org.br/saiba-mais/glossariotermino/CO2-equivalente-CO2e-15>>. Acessado em 10 de fevereiro de 2011.

JACOBS, T.; ASSANIS, D., FILIPI, Z., **The Impact of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine**, Automotive Research Center, The University of Michigan, SAE Paper 2003-01-1068, 2003.

KIM, J. N.; KIM, H. Y., YOON, S. S.; SA, S. D.; **Effect of Intake Valve Swirl on Fuel-gas Mixing and Subsequent Combustion in a CAI Engine**, International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, nº 6, pp. 649-657 (2008).

LACAVA, P. T.; MARTINS, C. A.; **Métodos Experimentais de Análise Aplicados à Combustão**. 01. ed. Taubaté: Editora Papel Brasil, 2010.

LAPENDA, P; **O Futuro das Gasolinas na Aviação**; Clube Esportivo do Céu; Disponível em <http://www.clubeceu.com.br/informativos/artigo_lapenda_4.htm>. Acessado em 25 maio de 2010.

LARAMEE, R. S.; WEISKOPF, D.; SCHNEIDER, J.; HAUSER, H.; **Investigation Swirl and Tumble Flow with a Comparison of Visualization Techniques**. IEEE Visualization. Austin, Texas, USA, 2004.

LIZARRAGA, J. M. S., 1994. **Cogeneración - Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos Cogeneration – Thermodynamics, technological and economics aspects**). Edit. Universidad del Pais Vasco, Bilbao. (In Spanish).

LIVENGOOD, J. C.; TAYLOR, C. F.; TSAI, D. H.; Dynamics in the inlet system of four-stroke single engine, 1955, Transaction of ASME, 1133-1145.

LYCOMING DATA SHEET; Disponível em <<http://www.lycoming.textron.com/engines/series/540-series-engines.jsp>>. Acessado em 05 abril de 2007.

MARINS, L. P. M; **Caracterização Experimental do Escoamento no Interior de um Hidrociclone sem Núcleo Gasoso**. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal do Rio de Janeiro, COOPE. 2007.

MARTINELLI JR, L. C.; **“Sistema de Ar Condicionado por Absorção para o Ônibus”** Tese de Doutorado - Universidade Estadual Paulista – Campus de Guaratinguetá, 2008.

MARTINS, C.A.; **Apostila de Combustão**. Curso de Engenharia Aeronáutica. Instituto de Tecnologia Aeroespacial, 2009.

MASCARENHAS, R. C.; **Energias Renováveis na Petrobrás**. 2007 Disponível em: <http://www.institutobrasil.com/site_antigo/web/seminario/Renovaveis_PB_2007_05_28.ppt> Acessado em 1 agosto de 2009.

MELLING, A; Tracer particles and seeding for particle image velocimetry; Measurement Science Technology 8 1406-1416; 1997. Disponível em: <http://www.iop.org/EJ/abstract/0957-0233/8/12/005>.

MIRANDA, M. A. C.; **Utilização de Velocimentria por Imagem de Partícula na Visualização e Caracterização de Escoamento Bifásico**. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

MONAGHAN, M. L.; PETTIFER, H. F.; **Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions**, SAE paper 810255, 1981.

MOREAU J.; CHARNAY G.; BORÉE J; **Experimental study of mixing and transport in a compressed vortex using PLIF and PIV**; 12th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluids Mechanics, Lisboa, Portugal, 2004.

NAKAURA, M. T.; **Programa de Equilíbrio Químico para Combustão Rica de Combustível Genérico**, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2006.

NEIVA. Empresa Neiva, disponível em <<http://www.aeroneiva.com.br>> Acessado em 10 outubro de 2010.

PATRAKHALTSEV, N., GORBUNOV, V., and KAMYCHNIKOV, O. 1994. **Toxicidad en Motores de Combustión Interna (Toxicity in internal combustion engines)**. Universidad Rusa de la Amistad de los Pueblos, Moscow. (in Spanish).

PETROBRÁS, 2007. **Ecological Efficiency** (online). Disponível em: <<http://www2.petrobras.com.br>> Acessado em 25 de agosto 2007.

PONTOPPIDAN, M; BONFIGLIOLI, S; MONTANARI, G; DAMASCENO, F; BUCCI, A; EWALD, P; **Description of preliminary Study for Technology Transfer of an Ethanol Mixture Preparation System from Automotive Application to a 4-Cylinder 5.9 liter Aircraft Engine**; SAE-Brazil paper 2006-01-2878.

PRASAD, A. K.; **Particle Image Velocimetry**. Current Science, v. 79, n.1, p. 51-60, julho 2000.

RAFFEL, M. ; WILLERT, C. ; KOMPENHANS, J. ; **Particle Image Velocimetry: A Pratical Guide**, Springer, 1998.

RODRIGUEZ, C. J. C.; CARVALHO JR, J. A.; YOSHIOKA, J. T.; SILVEIRA, J. L.; **Ecological Efficiency In Internal Combustion Engines, A Biodiesel Case**. In Press. 2008.

SILVA, C. M. Z; ROSA, P. V; REIS, G. A.; NETO, J. A; RIBEIRO, R. P.; CASSARO JR. A. C.; **Introdução do Etanol em Motores Aeronáuticos da Aviação Geral Brasileira**, 2010, 92f. Trabalho de Conclusão de Curso, Programa de Especialização em Segurança de Aviação e Aeronavegabilidade Continuada – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2010.

SILVEIRA, J. L.; BRAGA, L. B.; SOUZA, A. C. C; ANTUNES, J. S.; ZANZI R.; The benefits of ethanol use for hydrogen production in urban transportation. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Volume 13, Issue 9, December 2009, pp. 2525-2534.

SIMÕES A. F.; **O Transporte Aéreo Brasileiro no Contexto de Mudanças Climáticas: Emissões de CO₂ e Alternativas de Mitigação**, 2003. 288f. Tese (Doutorado), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.

SODRÉ, J. R.; **Caracterização de Performance e Emissões de um Motor para Concentrações Variáveis de Gasolina e Etanol Hidratado**. XV Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade - SAE BRASIL, São Paulo, Brasil, 2006.

SOMAVILA, C; GOMES NETO, E; **Célula a Combustível: Gás Natural & Etanol; H₂ Fuel Cell Energy**; Brasil; Paraná; 2003. Disponível em: <<http://www.celulaacombustivel.com.br>> Acessado em 03 março de 2010.

SQUAIELLA, L. L. F.; **Efeitos do Sistema de Recirculação dos Gases de Escape no Controle de Emissões de NO_x em Motores a Diesel**. 2010. 150f. Dissertação (Mestrado), Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, 2010.

STONE, C. R.; LADOMMATOS, N.; **The measurement and analysis of swirl in steady flow**, SAE paper 921642, 1992.

VILLELA, I. A. C., **Desenvolvimento de um Modelo Termoeconômico que Considera os Impactos Ambientais**, 2007. 145f. Tese (Doutorado), Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

VILLELA, I. A. C.; SILVEIRA, J. L.; **Ecological efficiency in thermoelectric power plants**. Applied Thermal Engineering 27 (2007) pp. 840-847.

TURNES, S. R.; **An Introduction to Combustion – Concepts and Applications**. New Your: Mac Graw-Hill, 2000

UFMG; **Gasolina para Aviação (Avgas)**. Disponível em: <www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/liquidos/gasolina/avgas.htm>. Acessado em 25 maio de 2010.

URICH M.; FISCHER B.; **Holley, Carburetors, Manifolds & Fuel Injection**, 4th Edição, HPBooks, New York, 1994.

XU, H; **Some Critical Technical Issues on the Steady Flow Testing of Cylinder Heads**. SAE Technical Paper Series 2001-01-1308. 2001.

WALLNER, T.; MIERS, S. A.; **Combustion Behavior of Gasoline and Gasoline/Ethanol Blends in a Modern Direct-Injection 4-Cylinder Engine**. SAE International, Detroit, EUA, 2008

WIKIPEDIA; Air flow bench, Disponível em <http://en.wikipedia.org/wiki/Air_flow_bench> Acessado em 12 dezembro de 2009.

APÊNDICE A - RESULTADOS DOS TESTES PARA OBTENÇÃO DO “SWIRL”

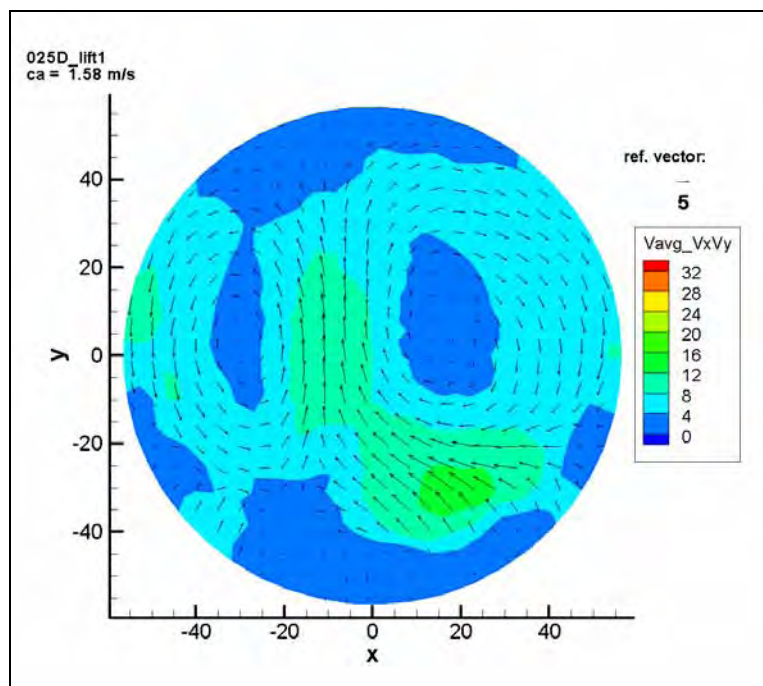


Figura 76 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.25D (“swirl”)

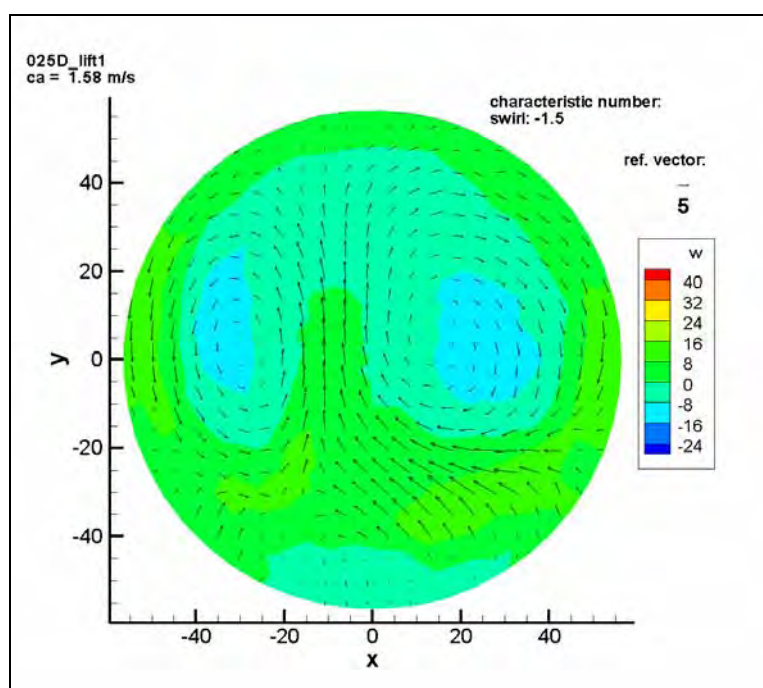


Figura 77 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.25D (“swirl”)

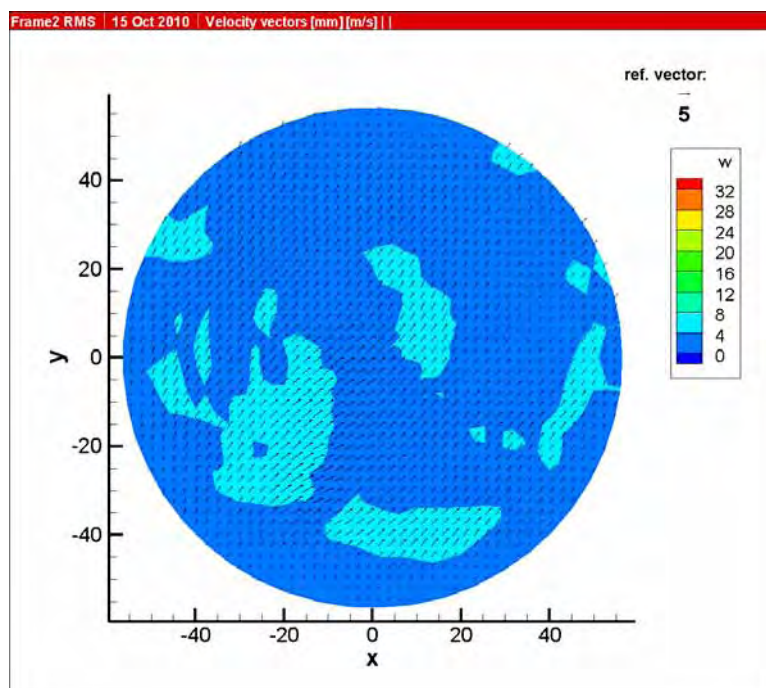


Figura 78 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.25D (“swirl”)

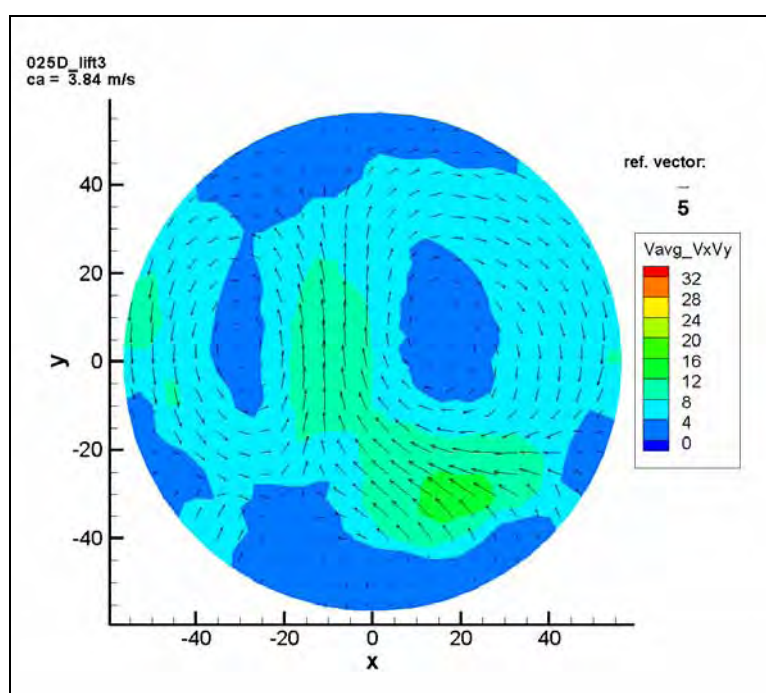


Figura 79 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.25D (“swirl”)

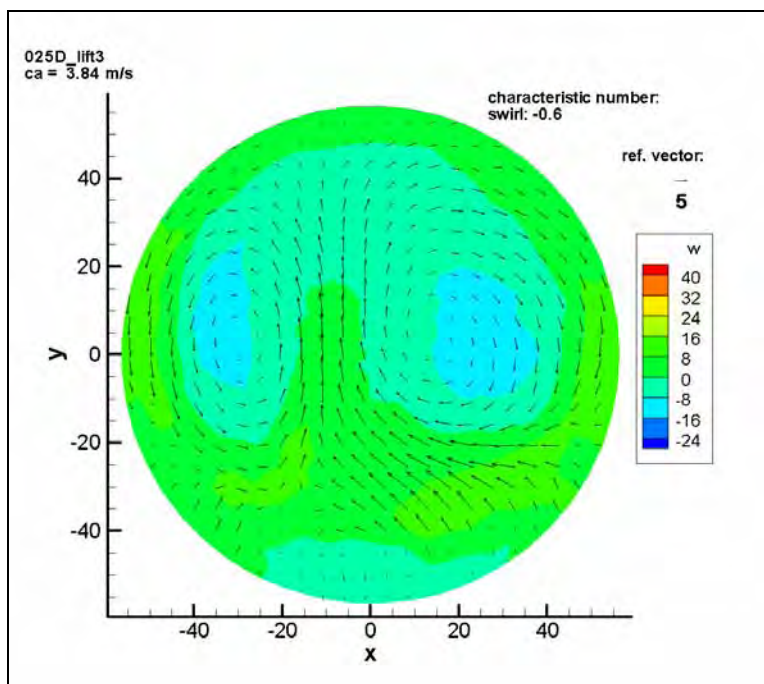


Figura 80 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.25D (“swirl”)

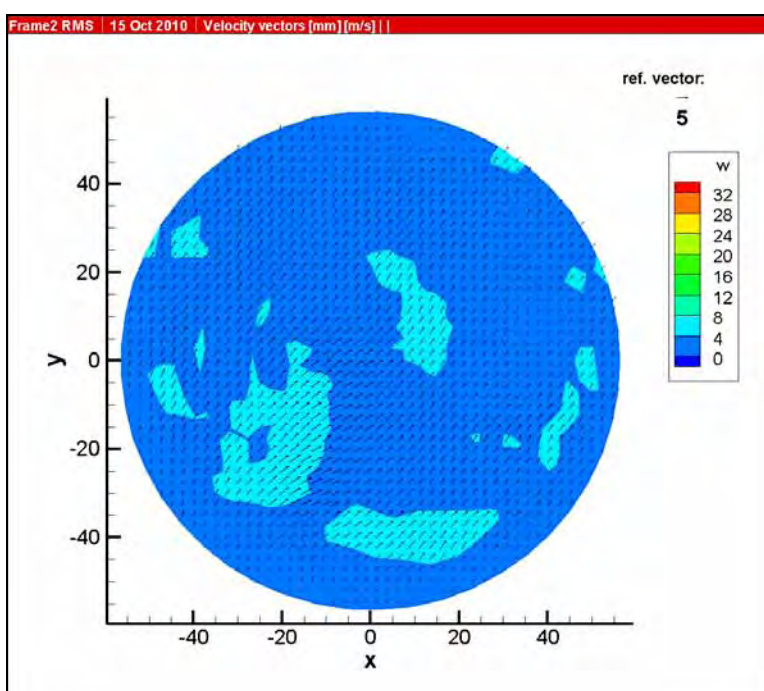


Figura 81 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.25D (“swirl”)

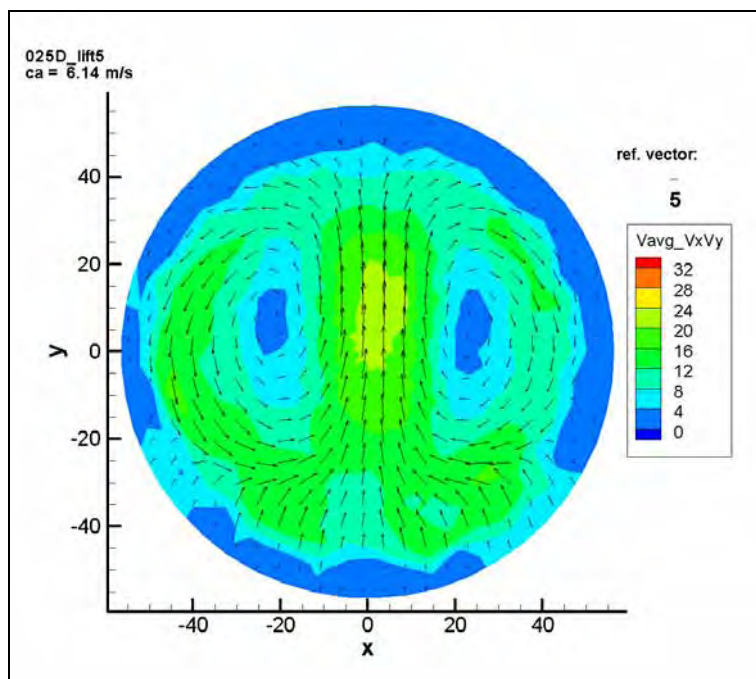


Figura 82 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.25D (“swirl”)

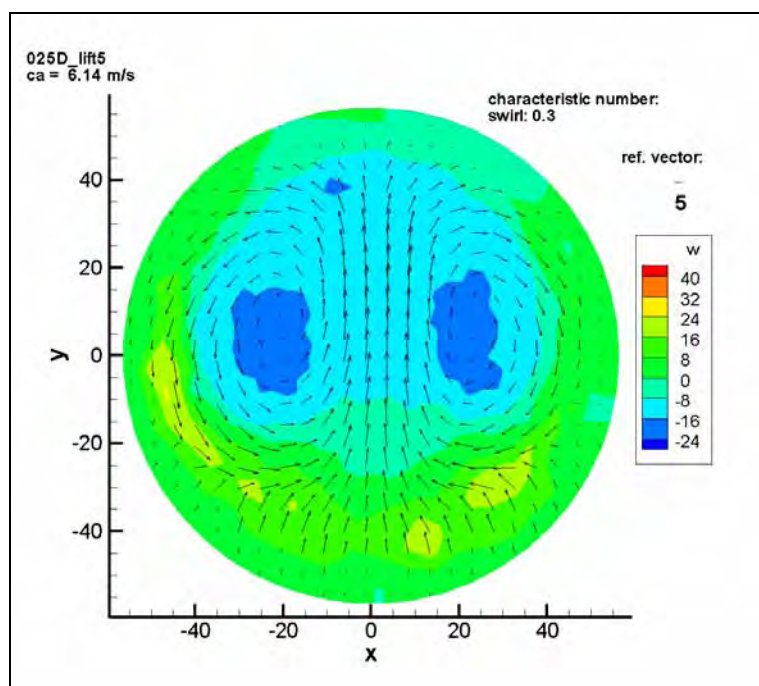


Figura 83 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.25D (“swirl”)

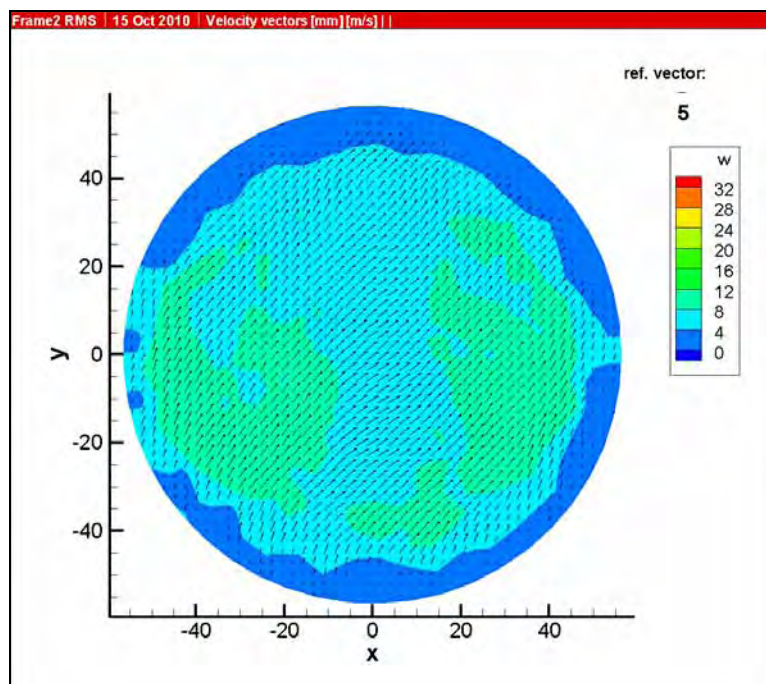


Figura 84 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.25D (“swirl”)

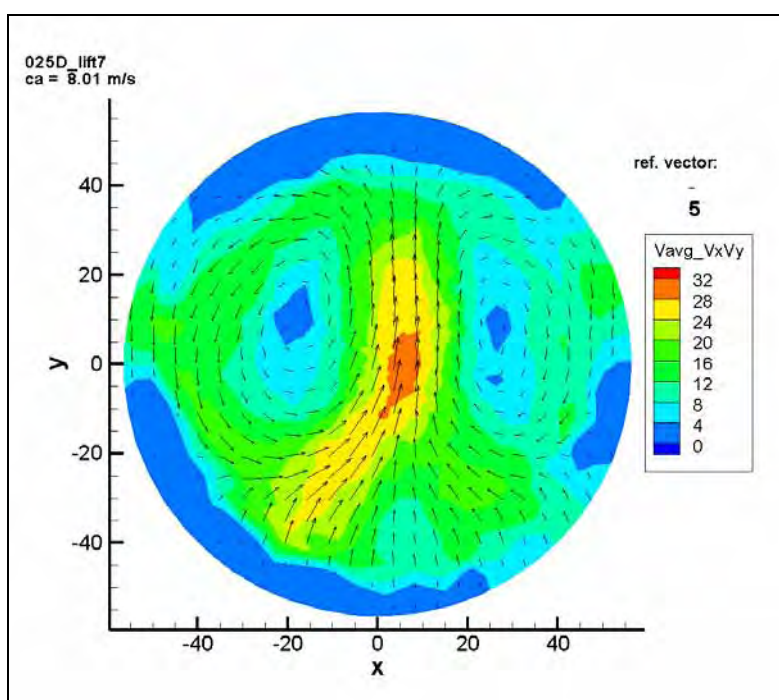


Figura 85 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.25D (“swirl”)

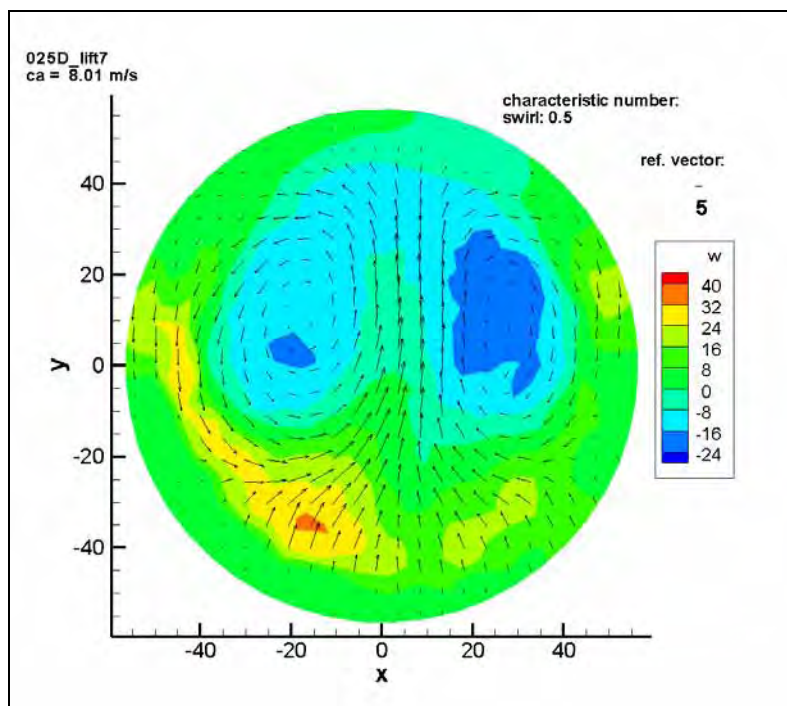


Figura 86 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.25D (“swirl”)

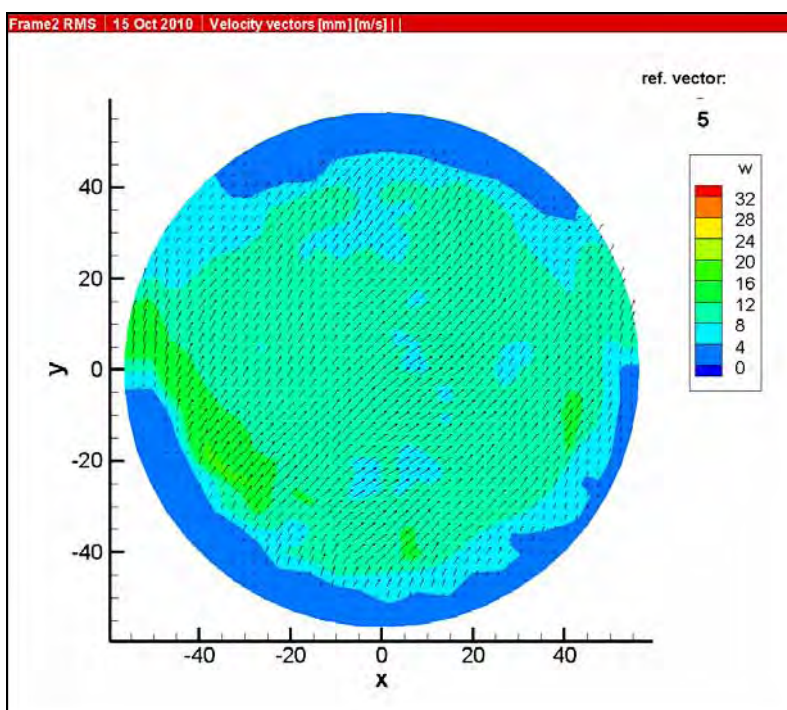


Figura 87 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.25D (“swirl”)

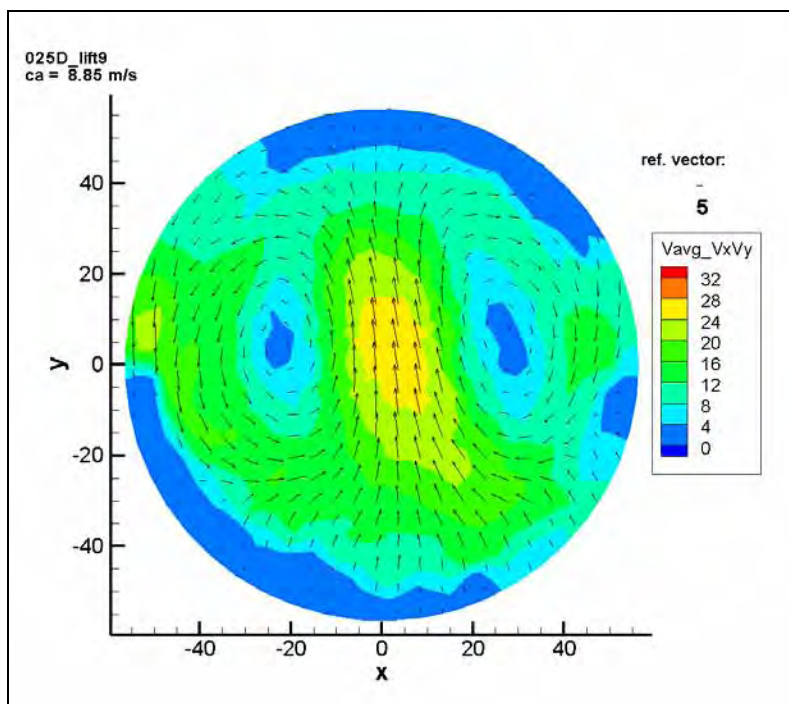


Figura 88 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.25D (“swirl”)

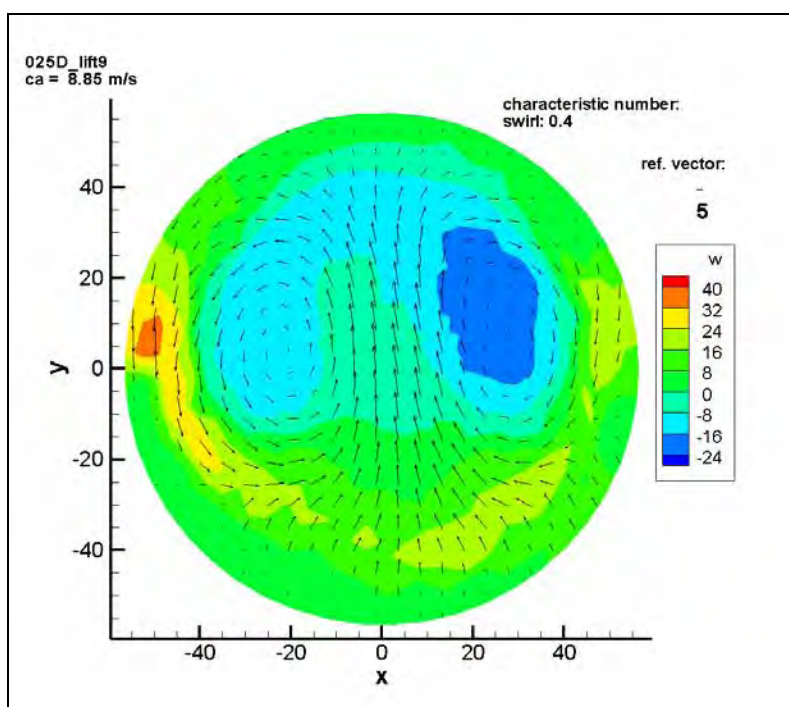


Figura 89 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.25D (“swirl”)

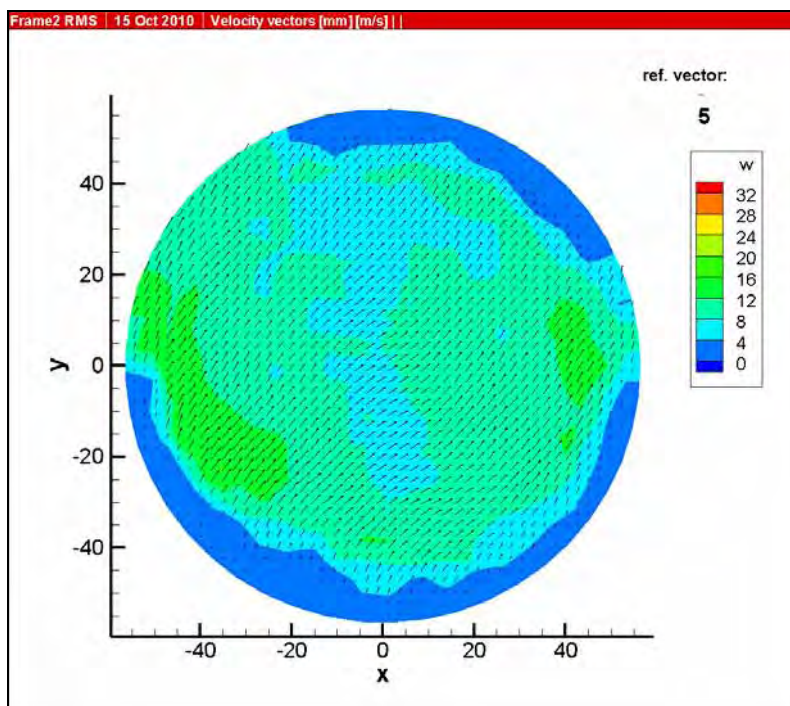


Figura 90 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.25D (“swirl”)

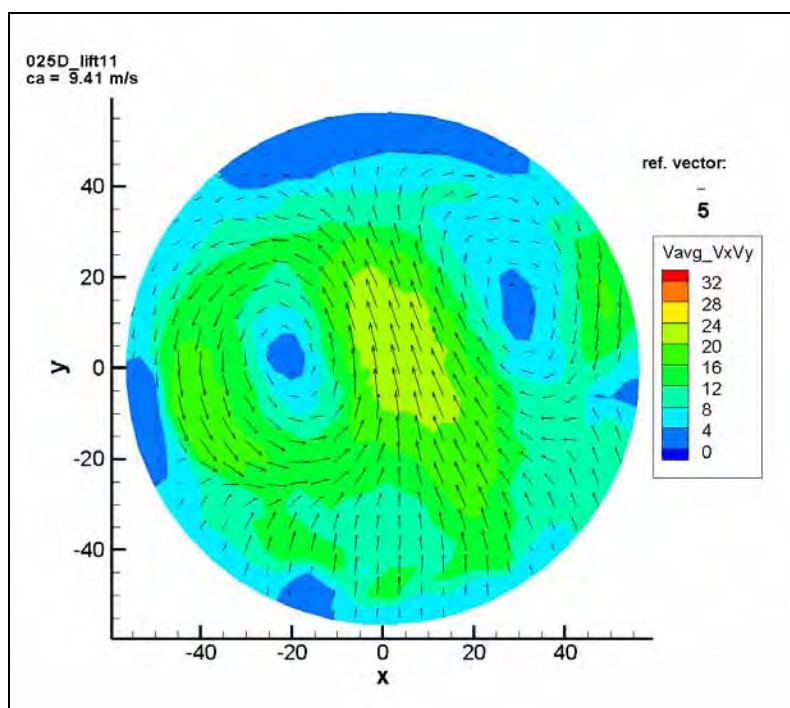


Figura 91 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.25D (“swirl”)

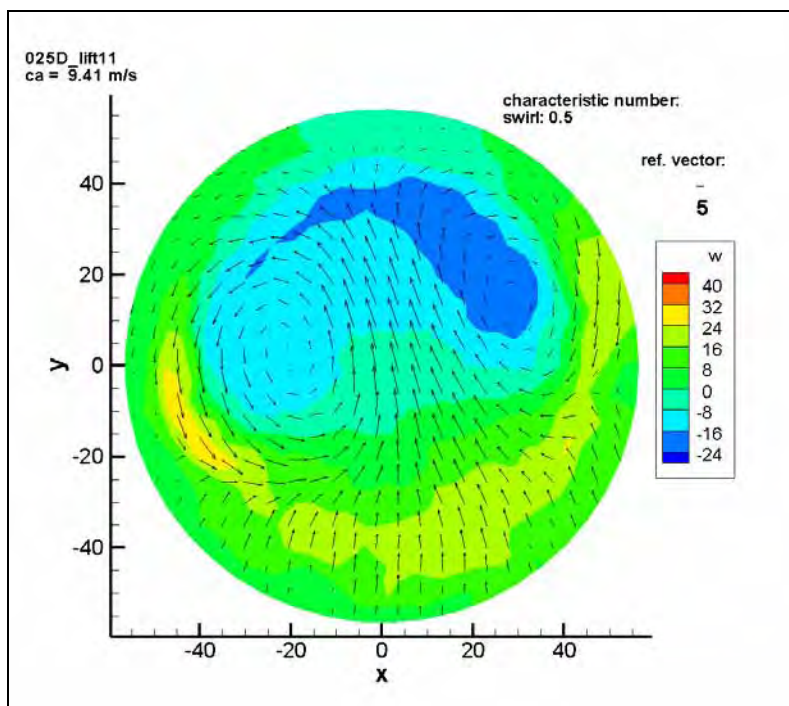


Figura 92 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.25D (“swirl”)

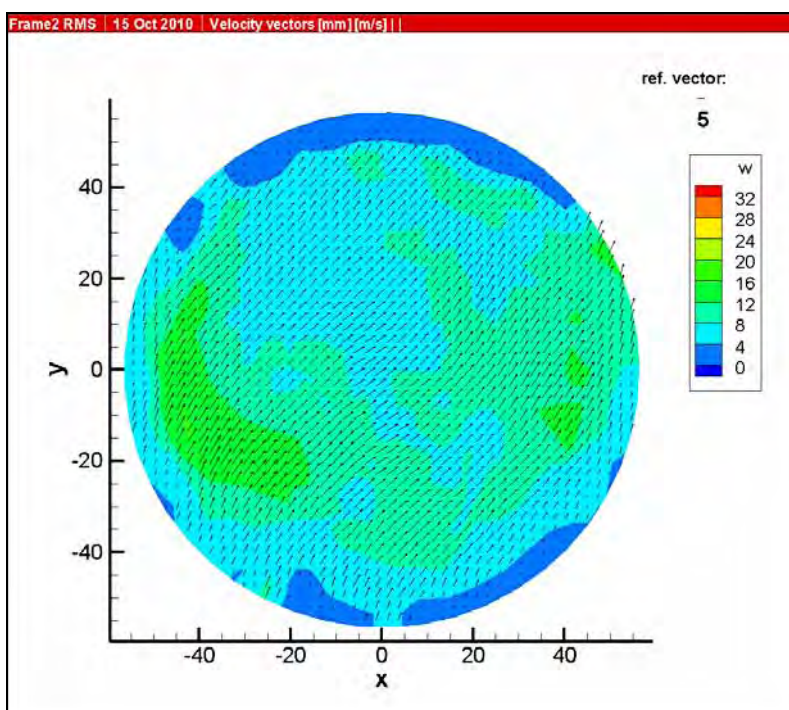


Figura 93 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.25D (“swirl”)

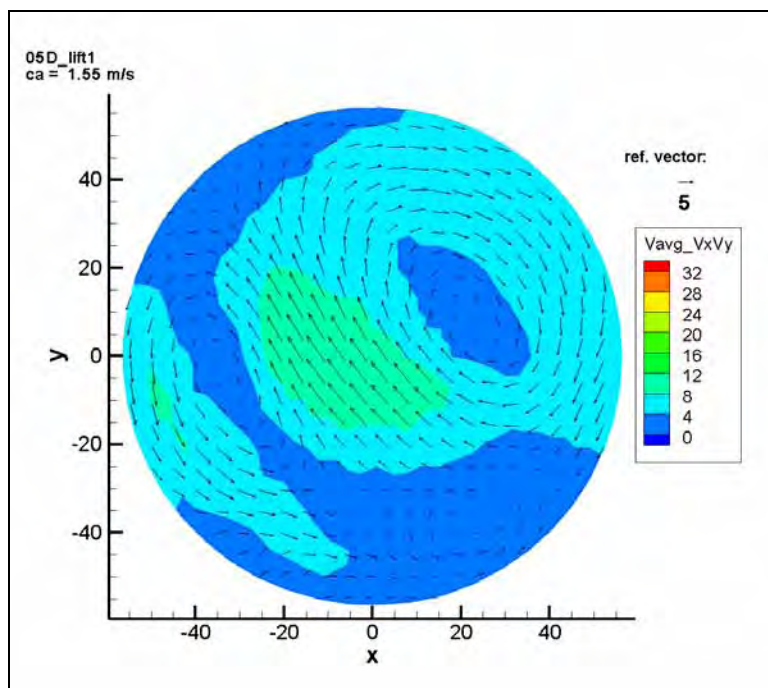


Figura 94 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.5D (“swirl”)

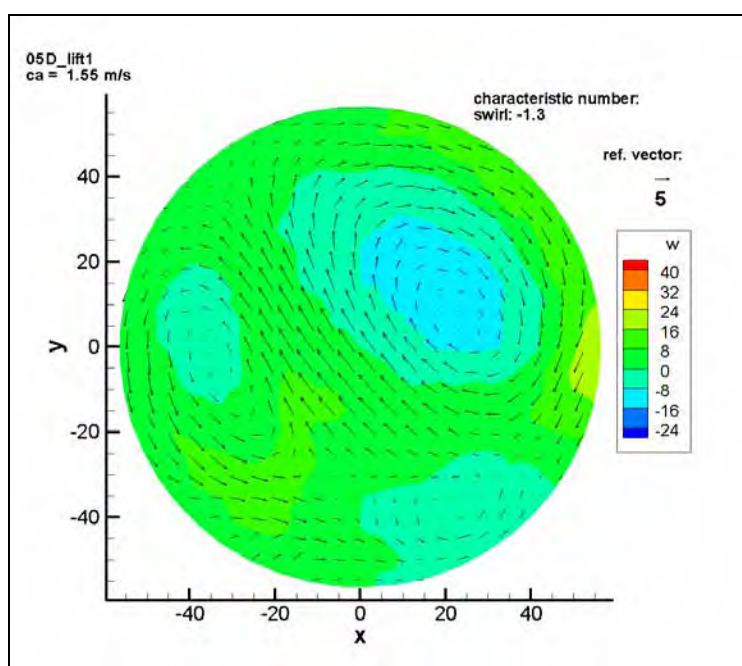


Figura 95 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.5D (“swirl”)

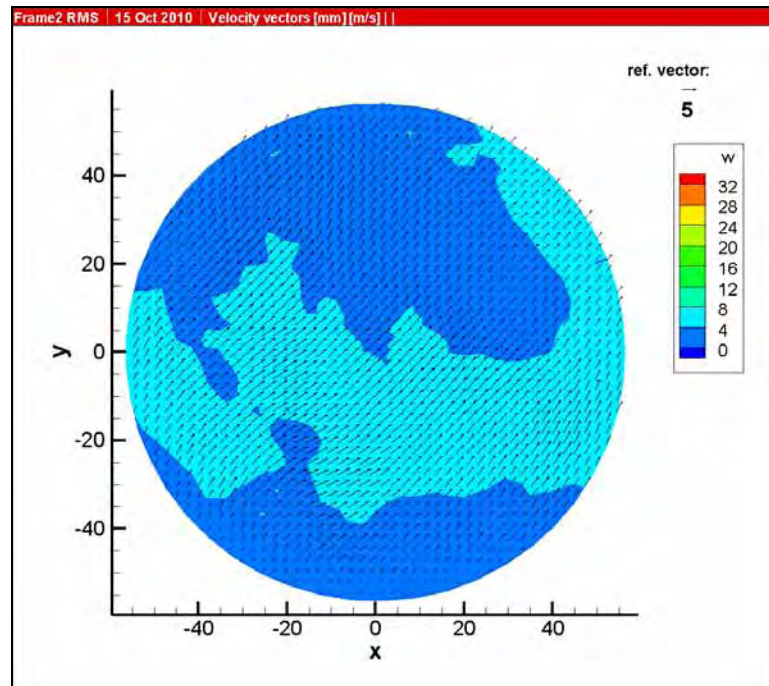


Figura 96 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0.5D ("swirl")

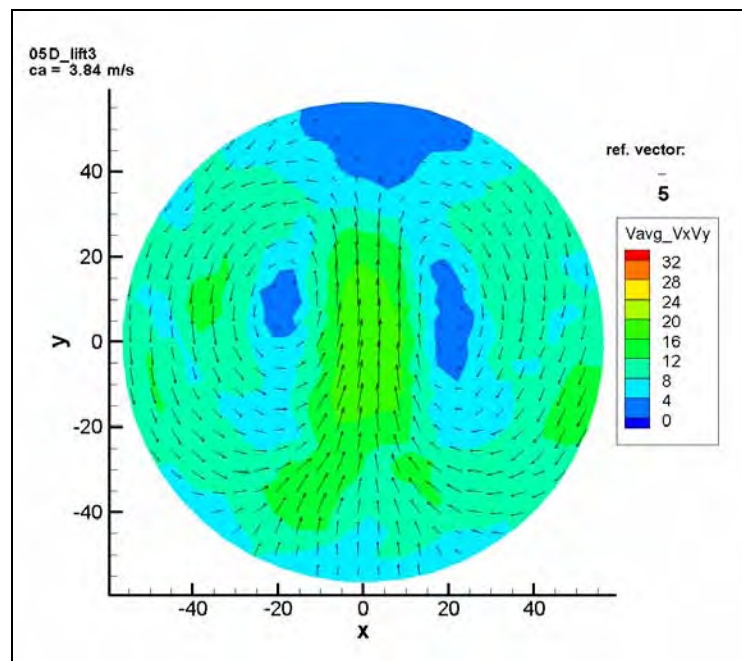


Figura 97 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.5D ("swirl")

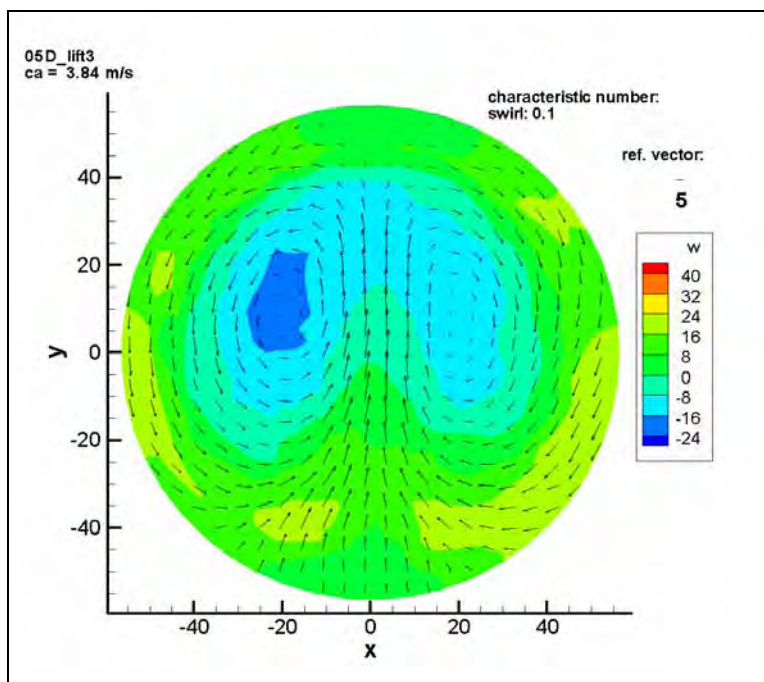


Figura 98 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.5D (“swirl”)

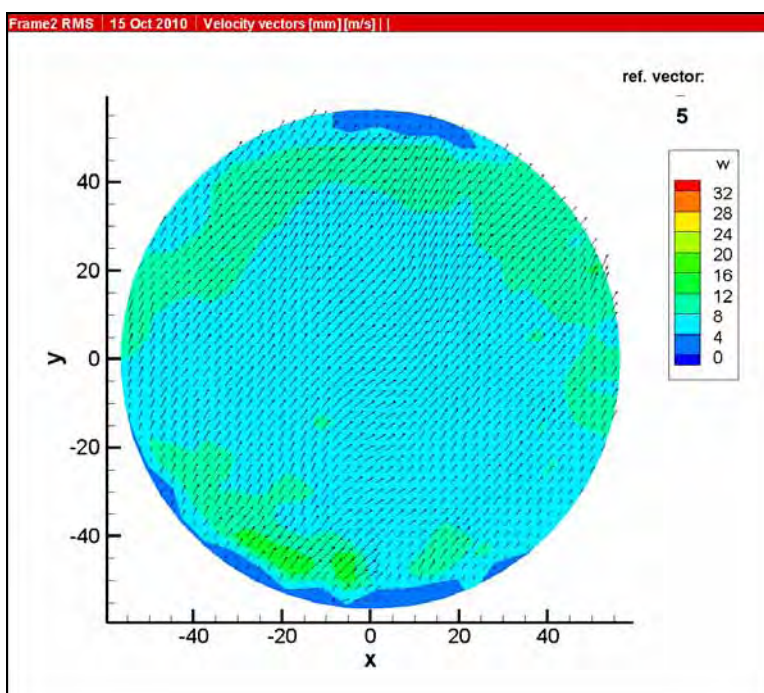


Figura 99 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0.5D (“swirl”)

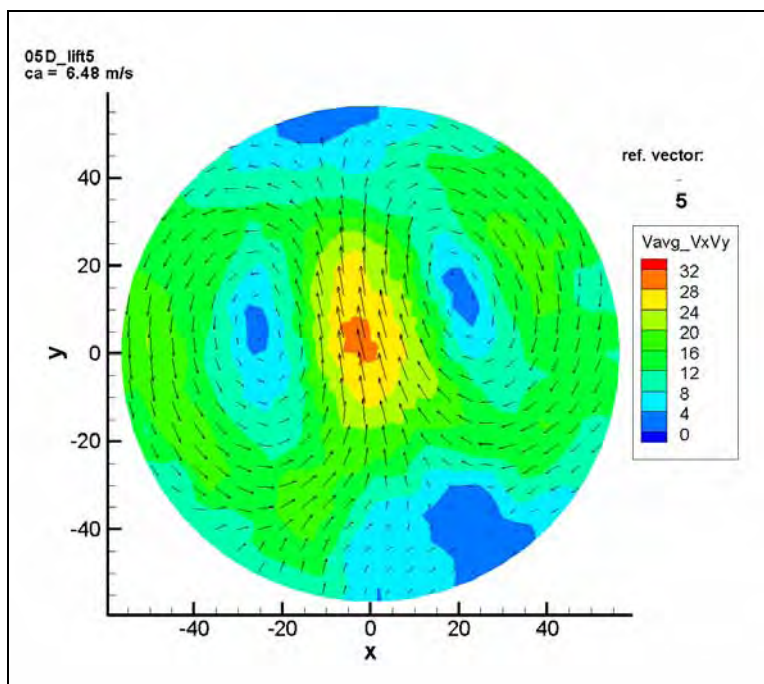


Figura 100 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.5D (“swirl”)

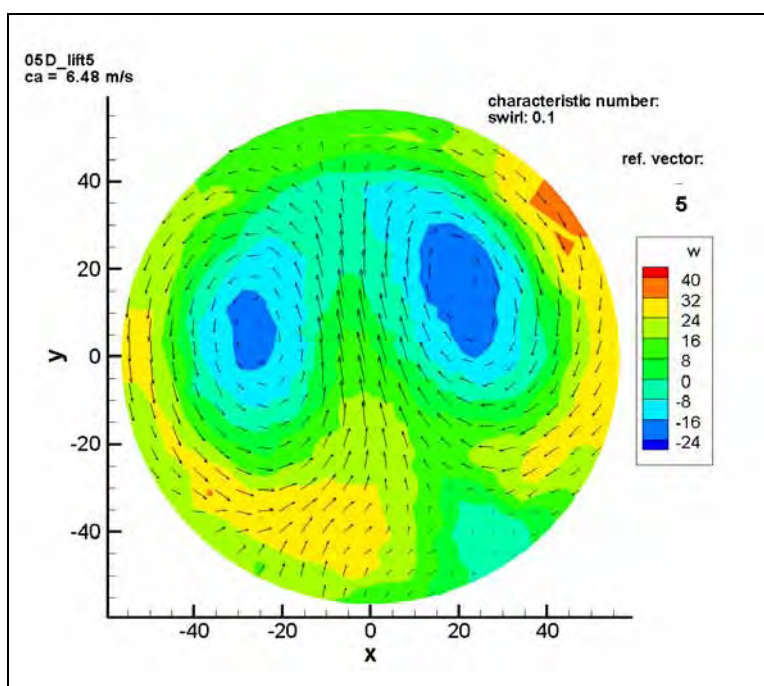


Figura 101 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.5D (“swirl”)

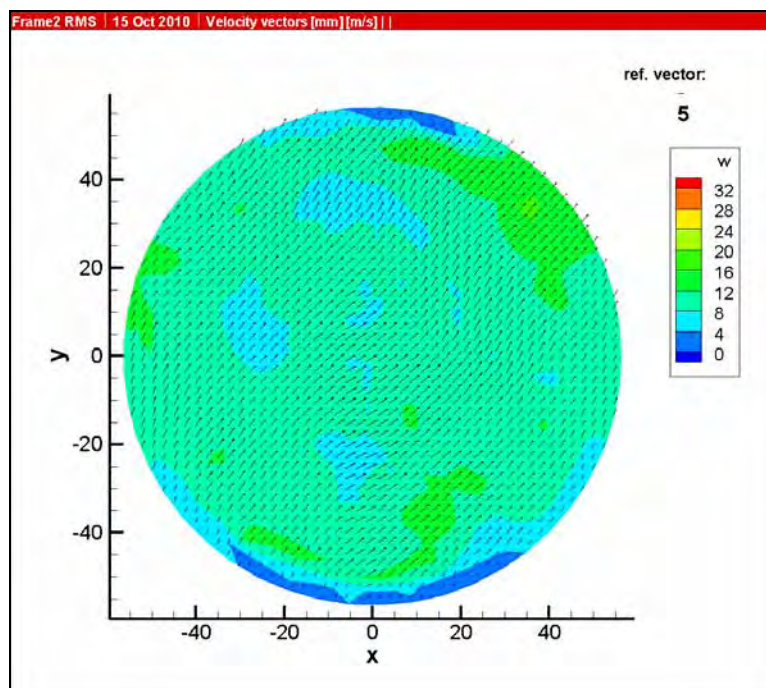


Figura 102 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0.5D (“swirl”)

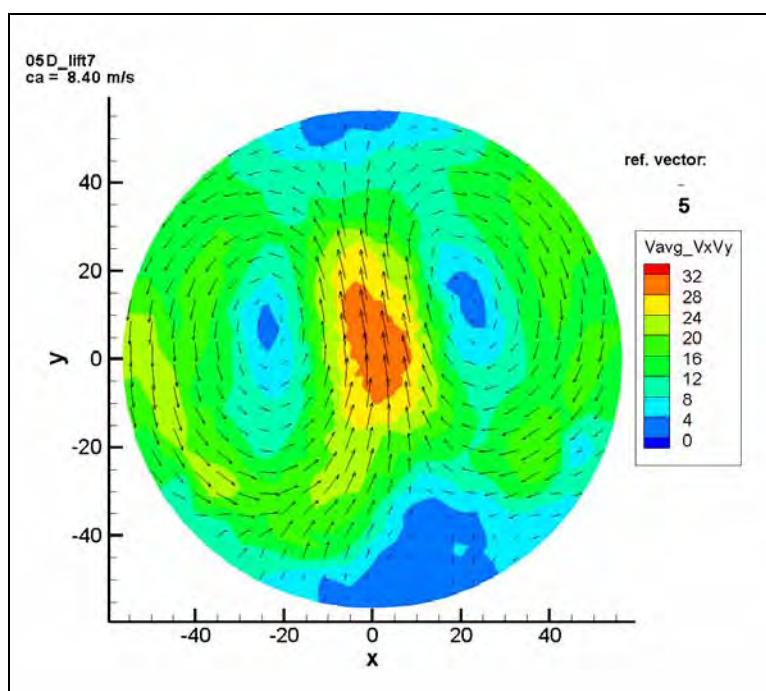


Figura 103 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.5D (“swirl”)

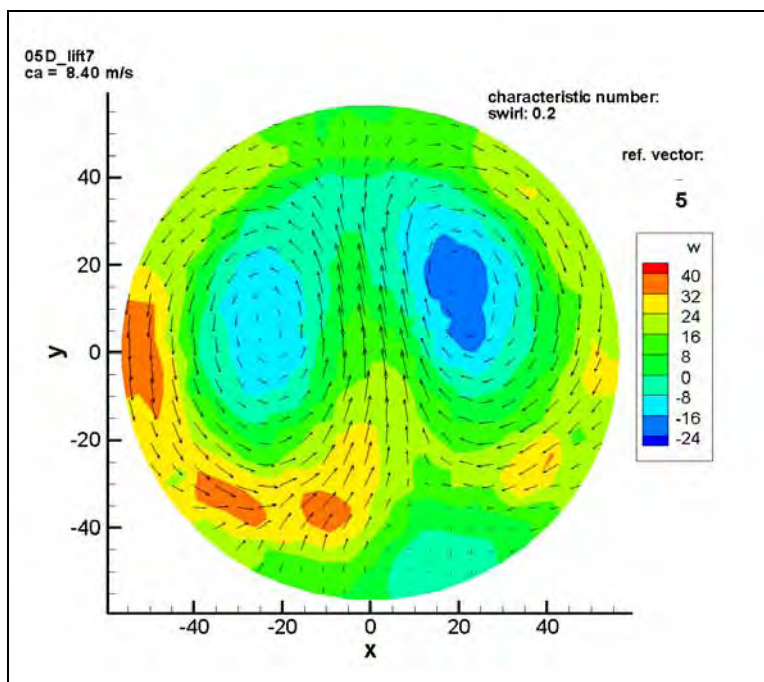


Figura 104 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.5D (“swirl”)

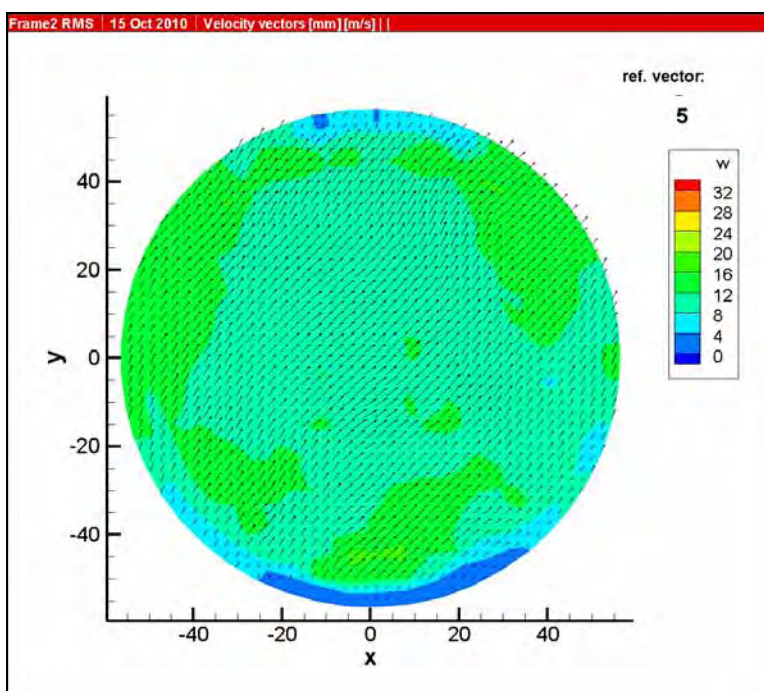


Figura 105 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0.5D (“swirl”)

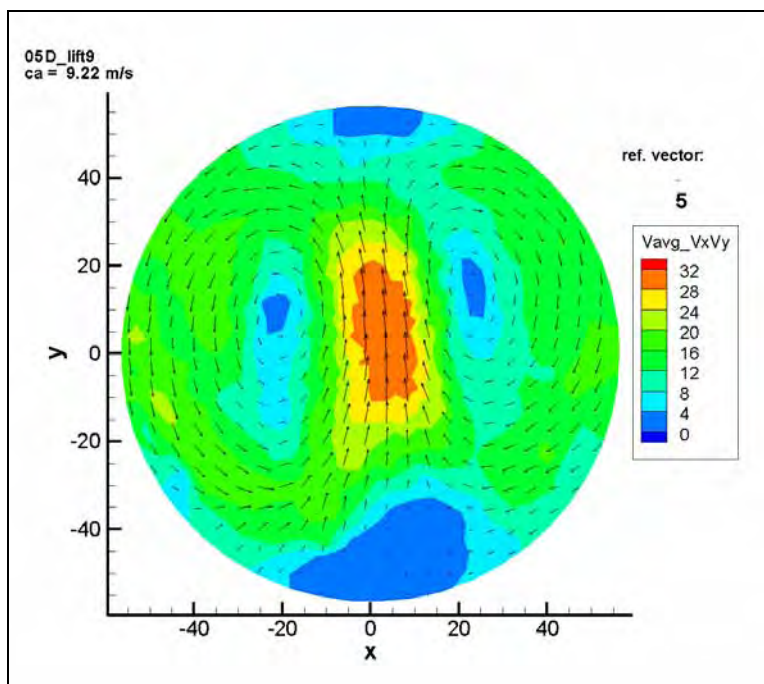


Figura 106 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.5D (“swirl”)

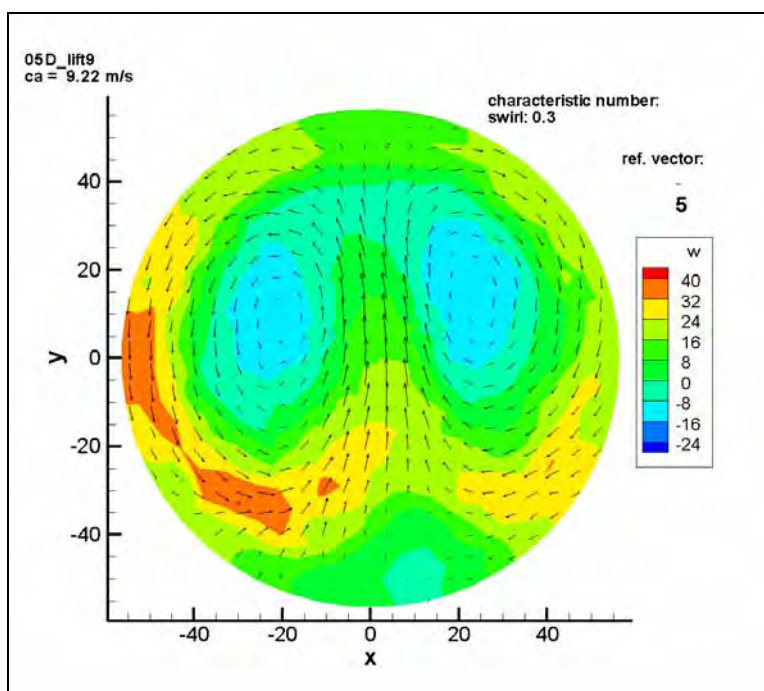


Figura 107 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.5D (“swirl”)

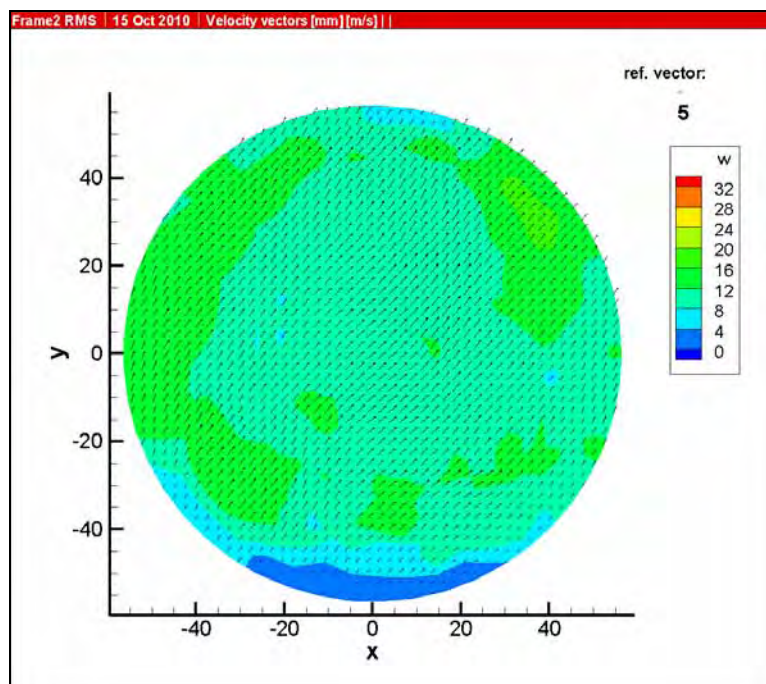


Figura 108 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0.5D (“swirl”)

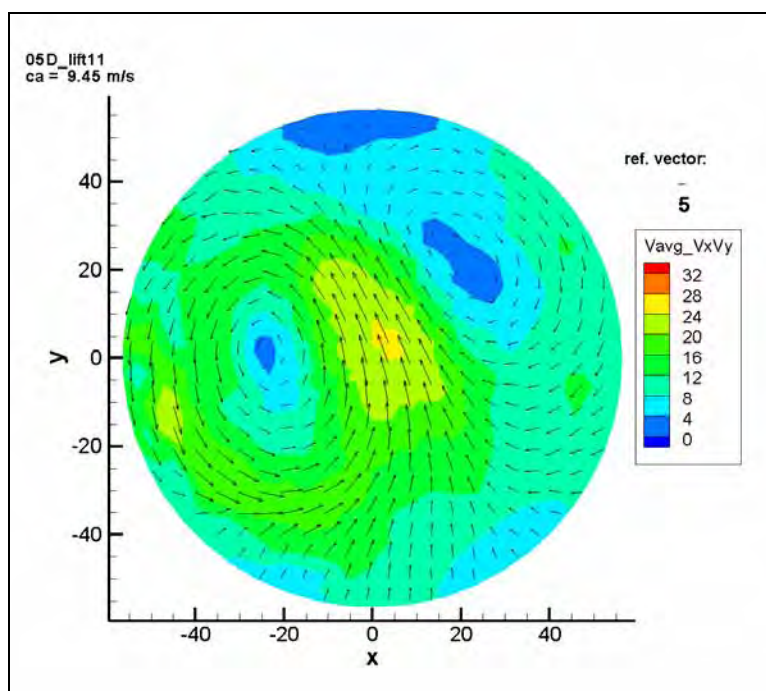


Figura 109 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.5D (“swirl”)

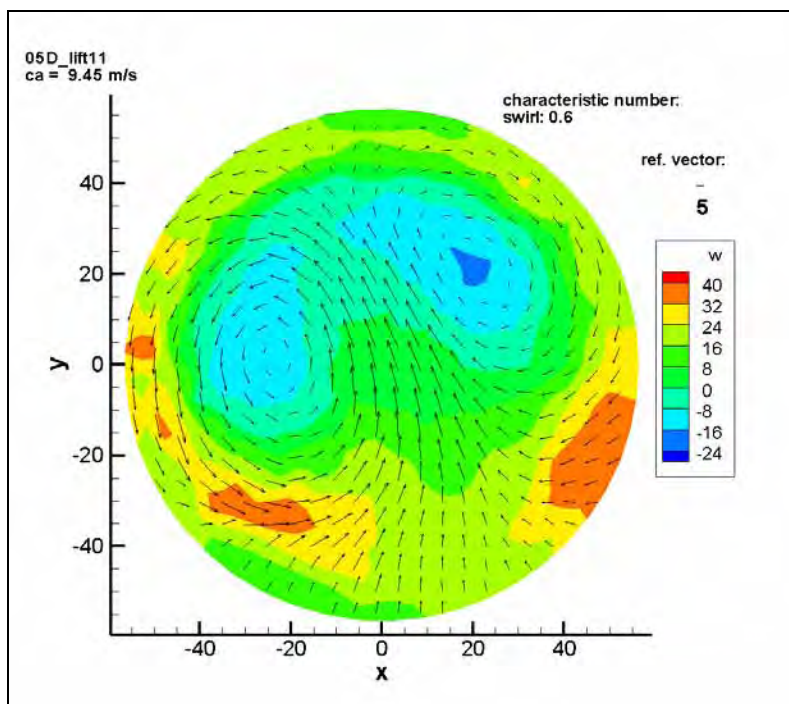


Figura 110 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.5D (“swirl”)

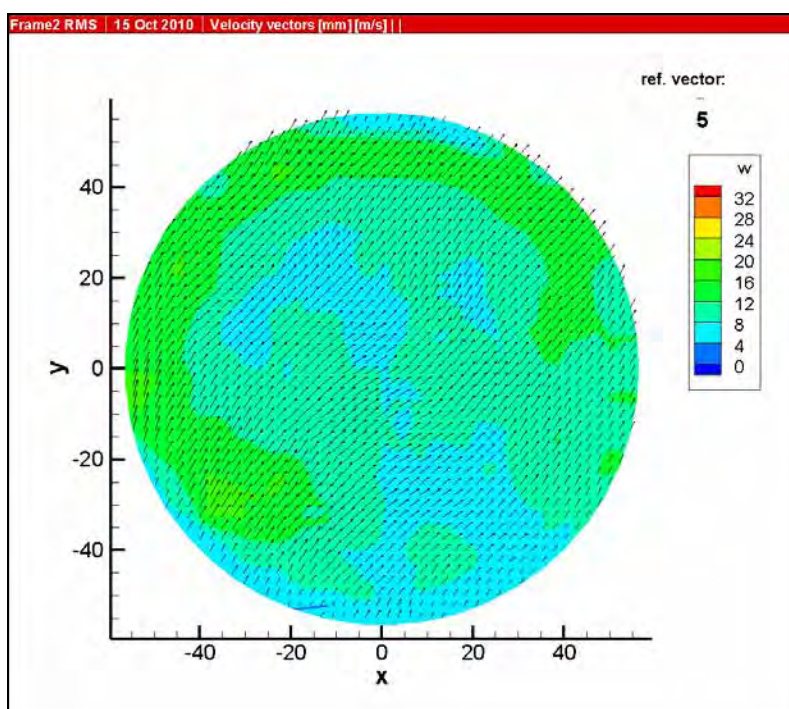


Figura 111 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0.5D (“swirl”)

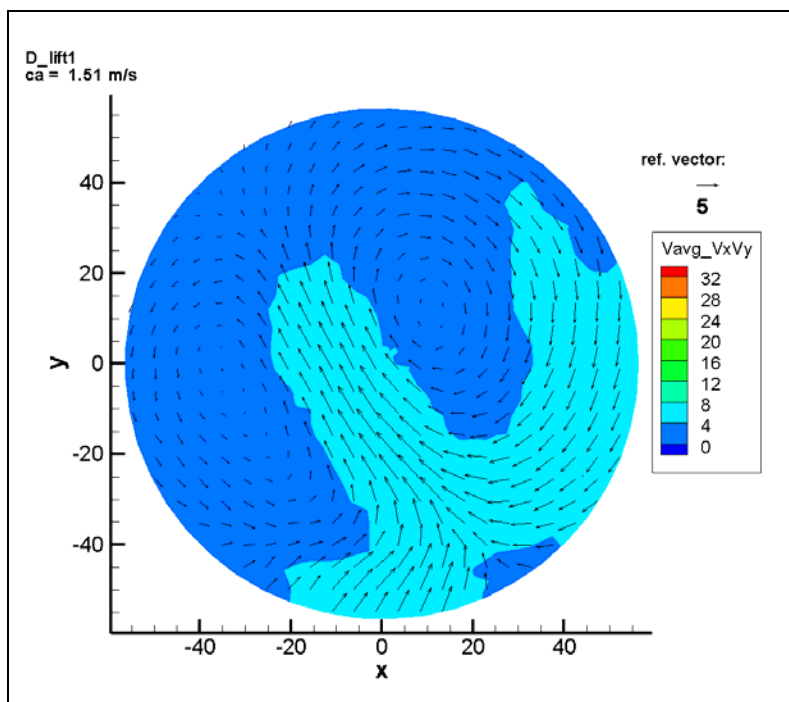


Figura 112 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 1D (“swirl”)

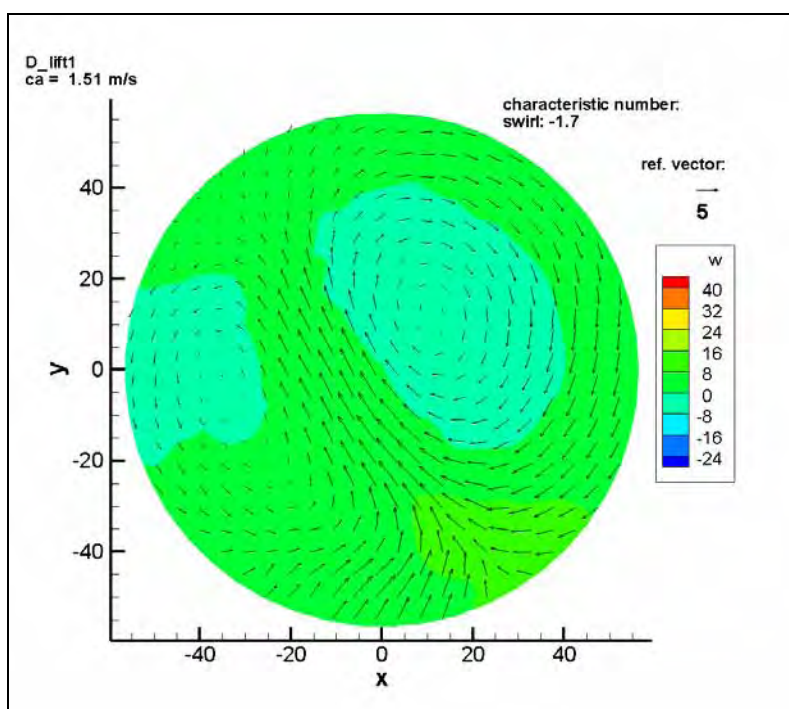


Figura 113 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 1D (“swirl”)

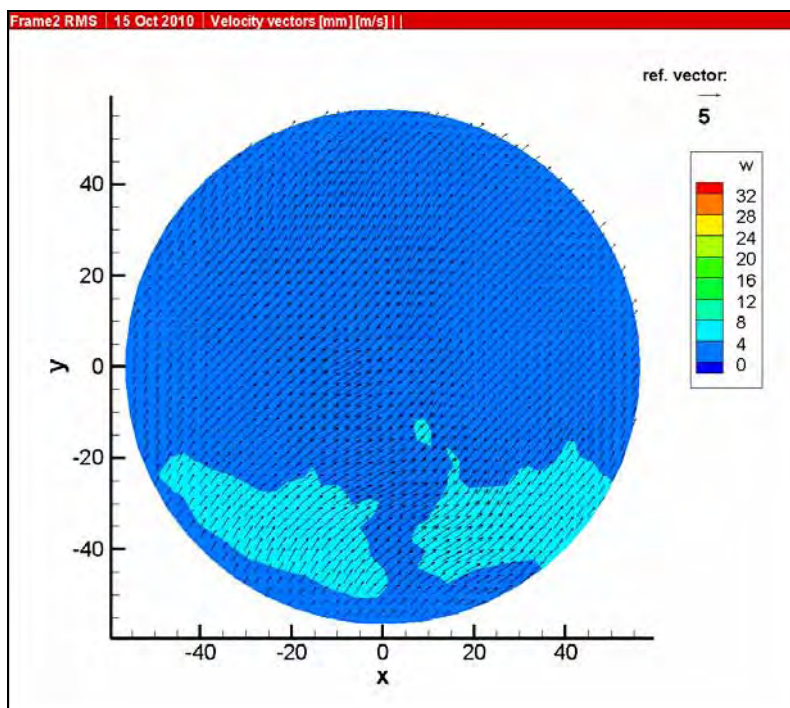


Figura 114 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 1D (“swirl”)

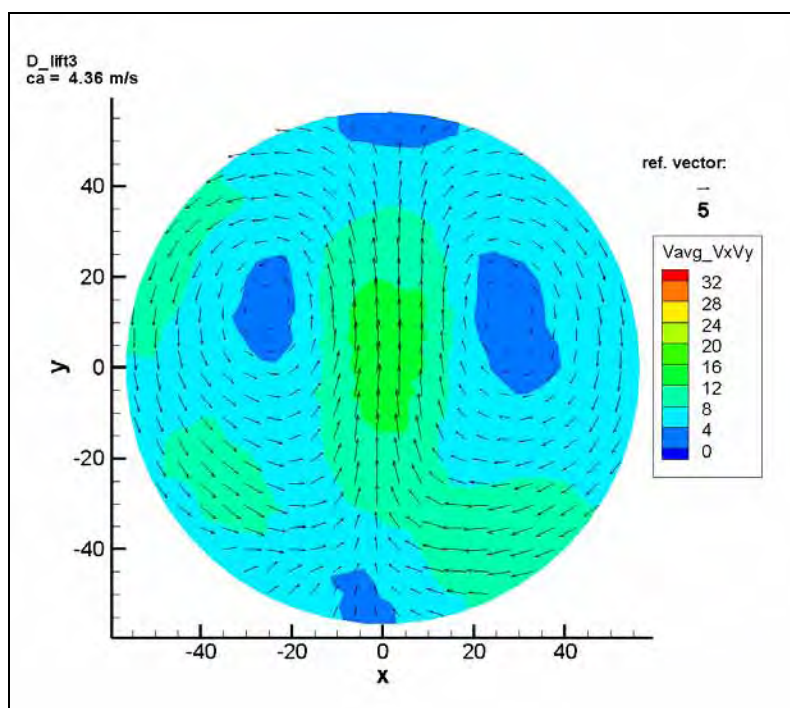


Figura 115 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 1D (“swirl”)

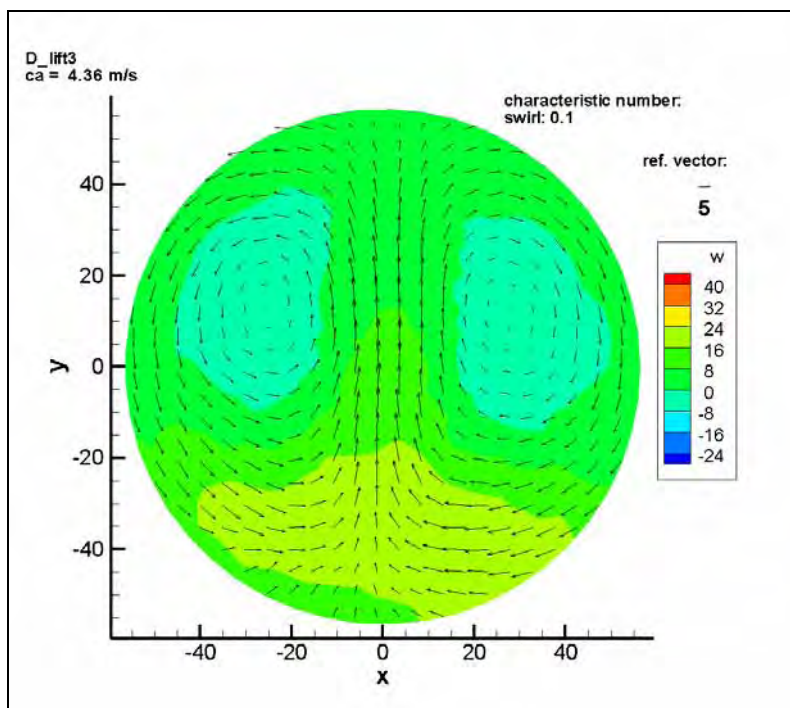


Figura 116 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 1D (“swirl”)

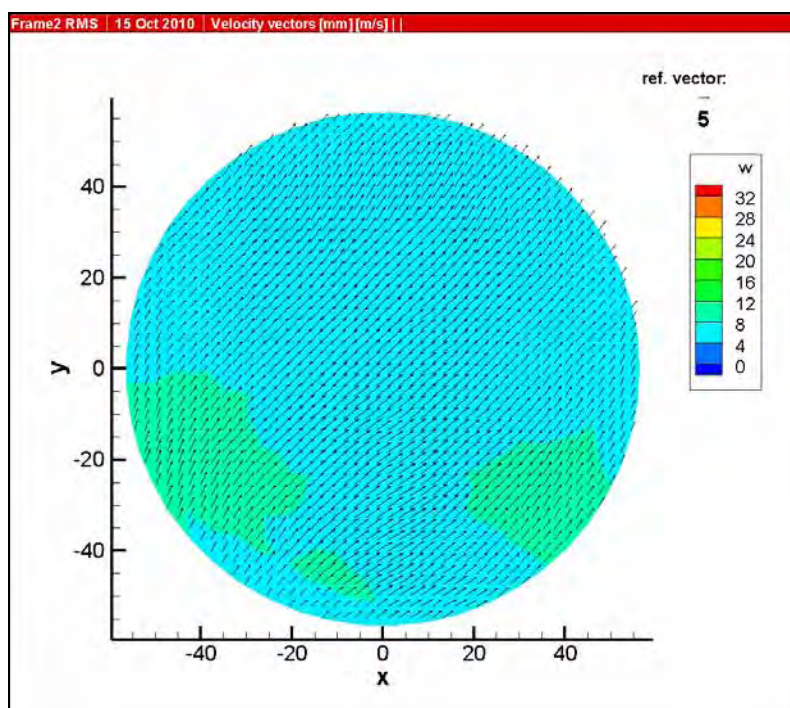


Figura 117 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 1D (“swirl”)

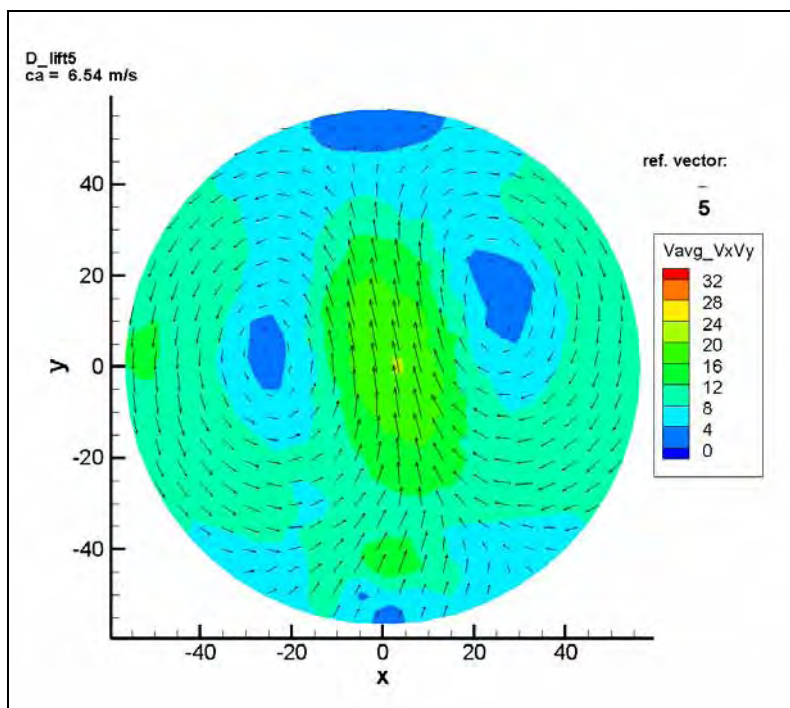


Figura 118 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 1D (“swirl”)

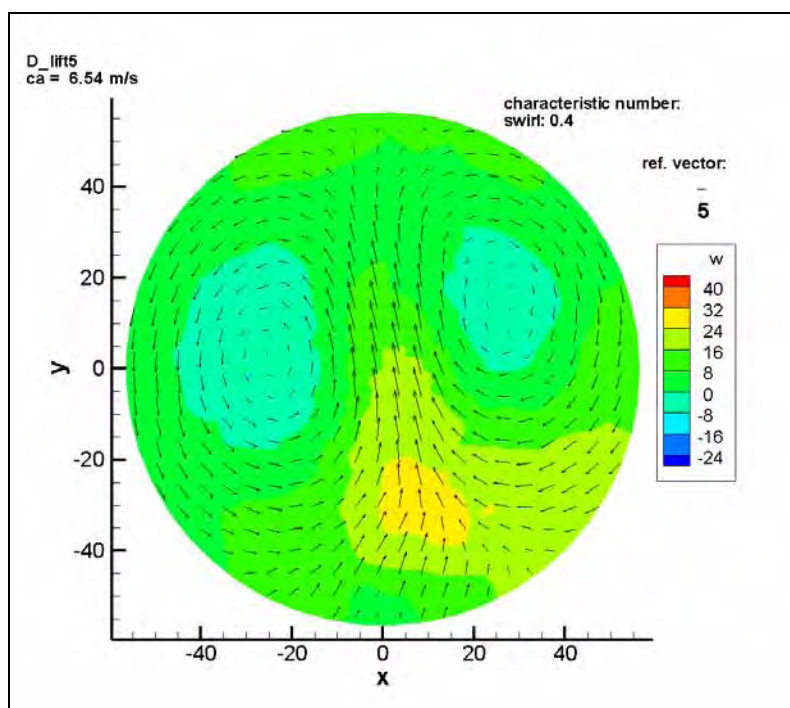


Figura 119 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 1D (“swirl”)

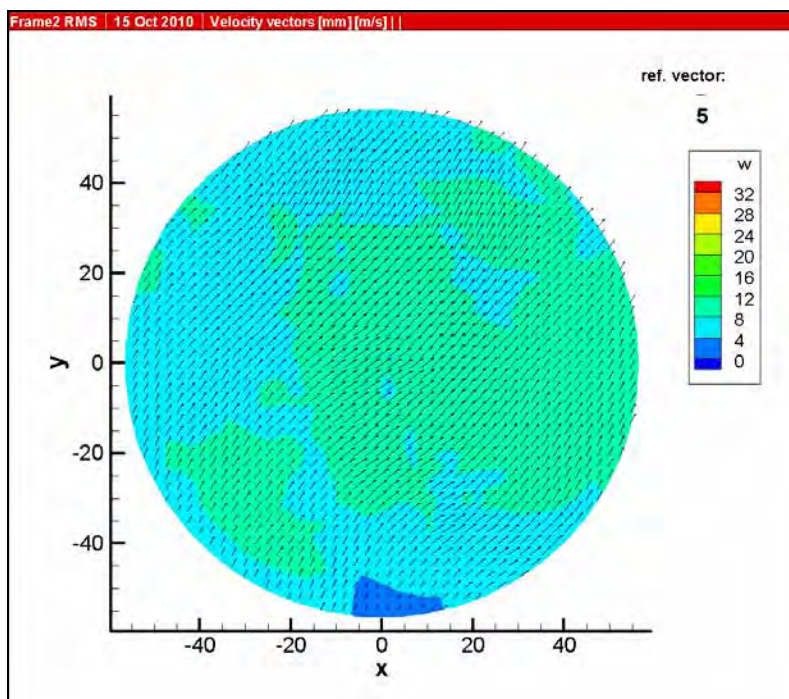


Figura 120 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 1D (“swirl”)

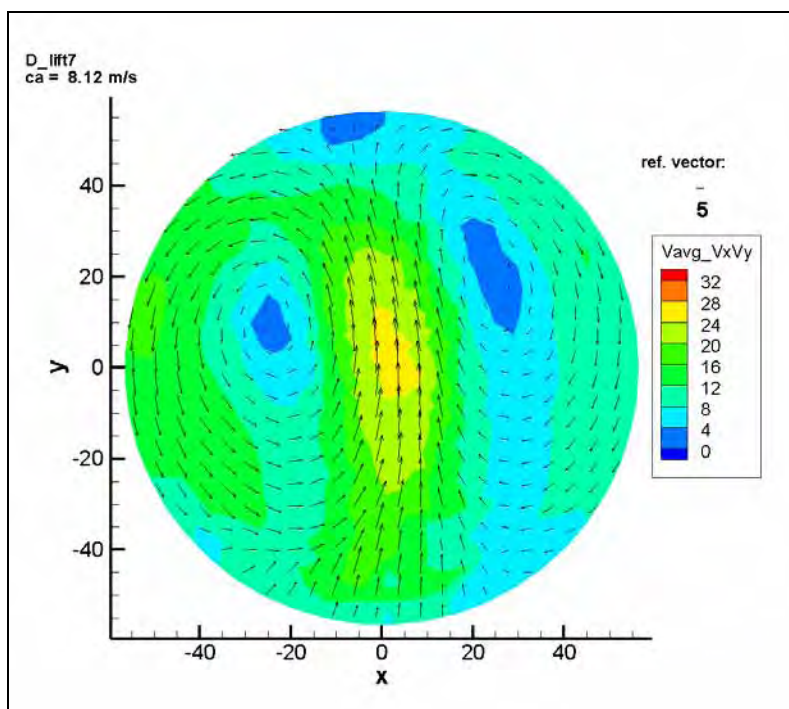


Figura 121 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 1D (“swirl”)

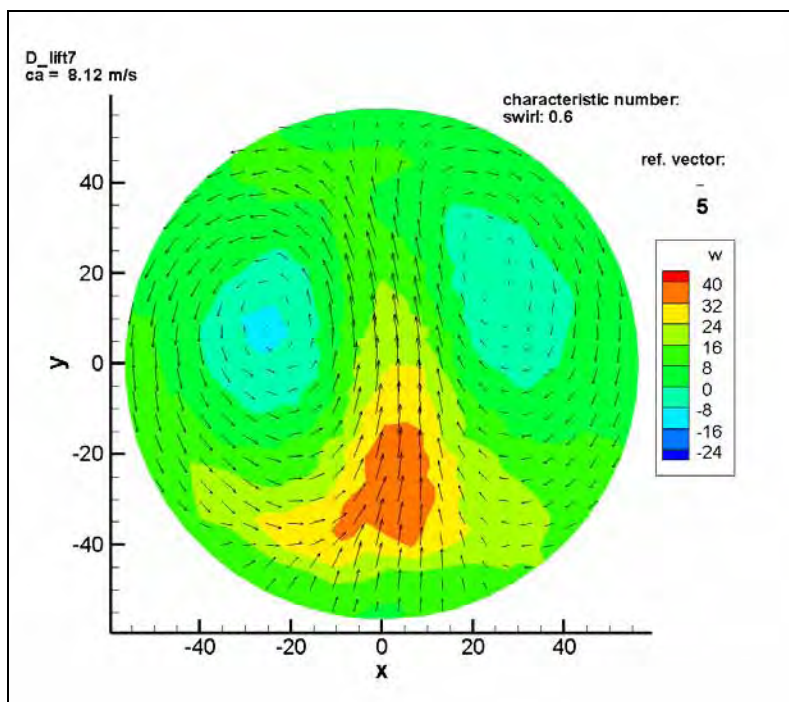


Figura 122 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 1D ("swirl")

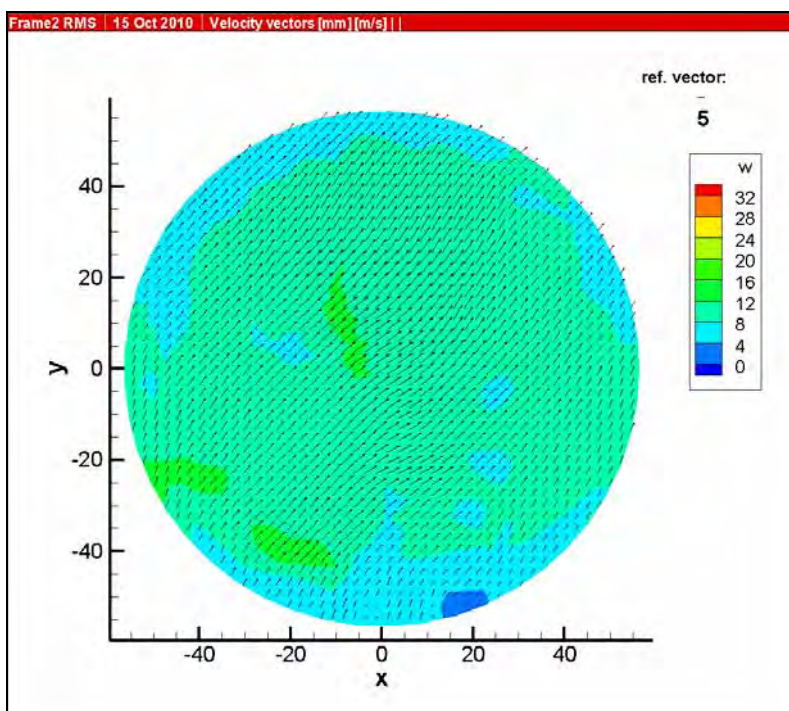


Figura 123 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 1D ("swirl")

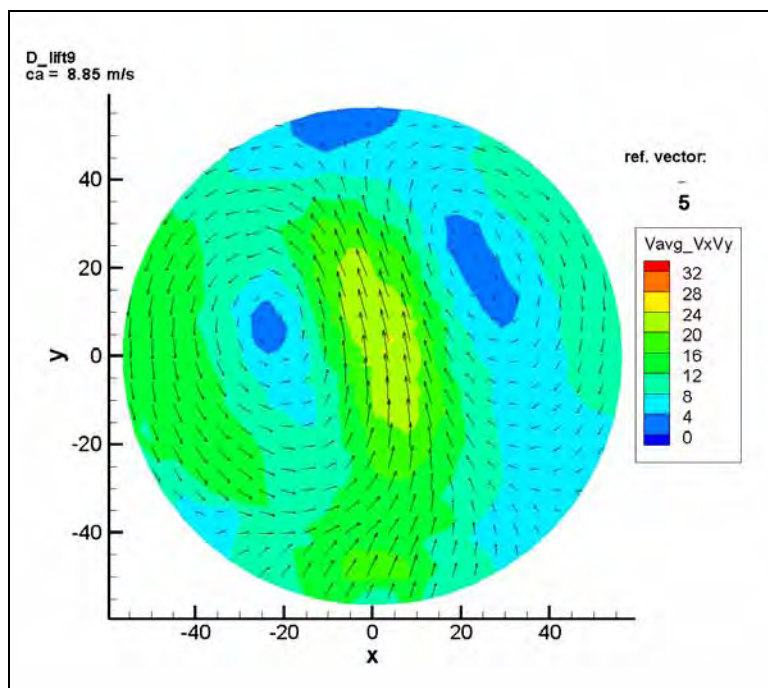


Figura 124 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 1D (“swirl”)

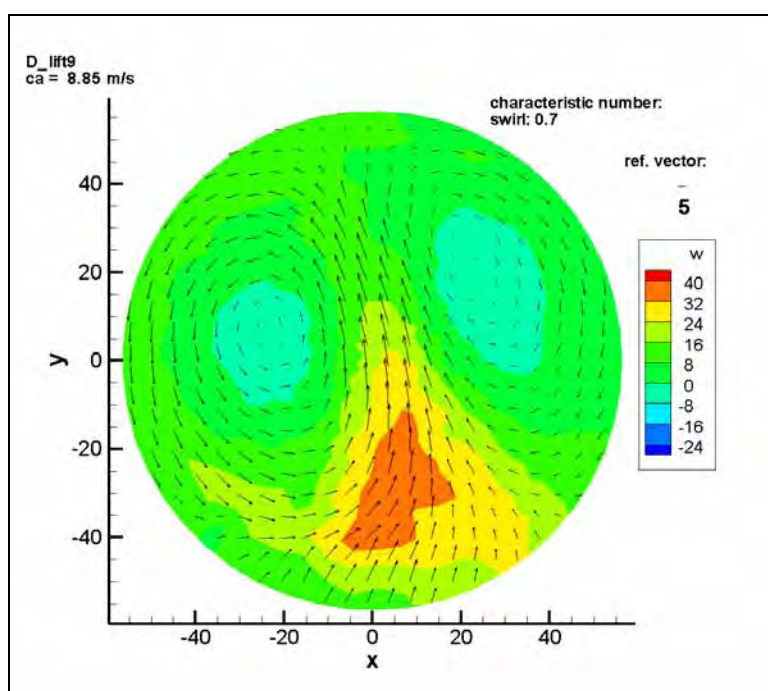


Figura 125 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 1D (“swirl”)

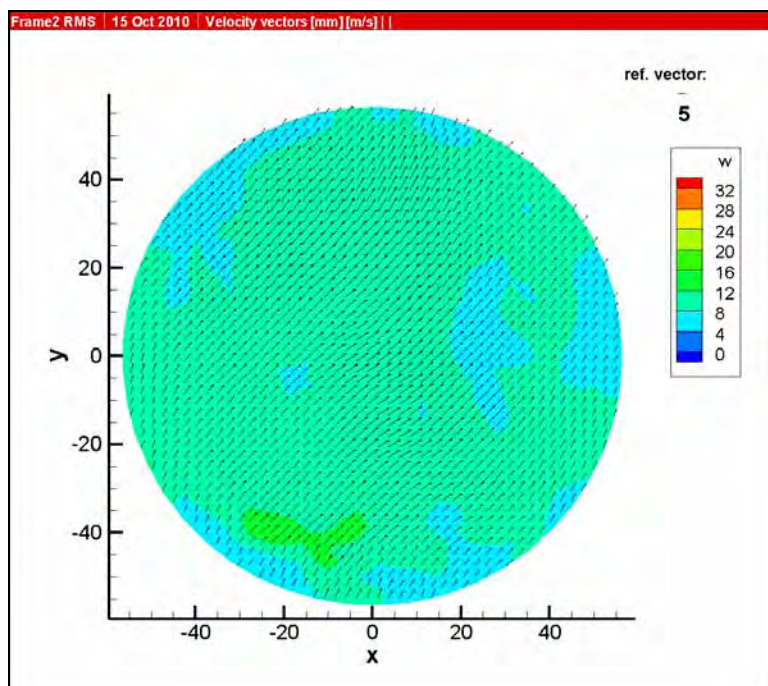


Figura 126 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 1D (“swirl”)

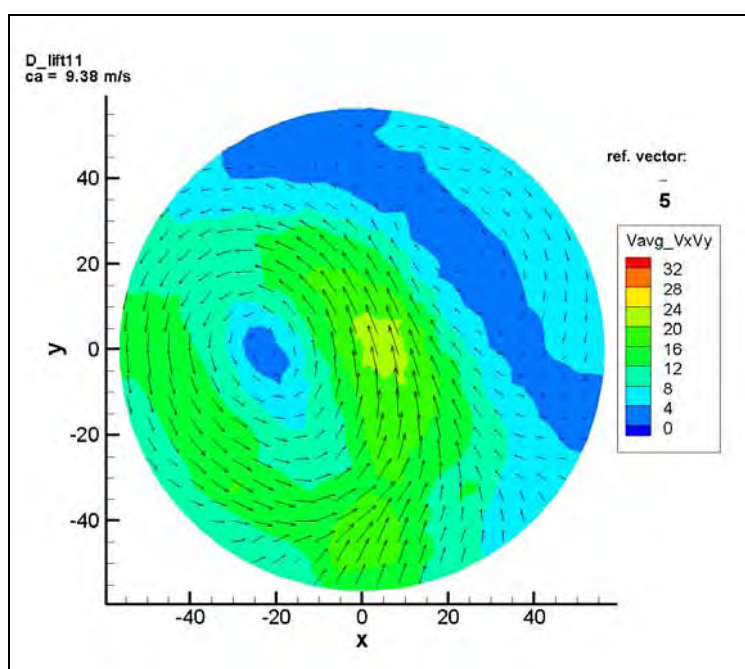


Figura 127 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 1D (“swirl”)

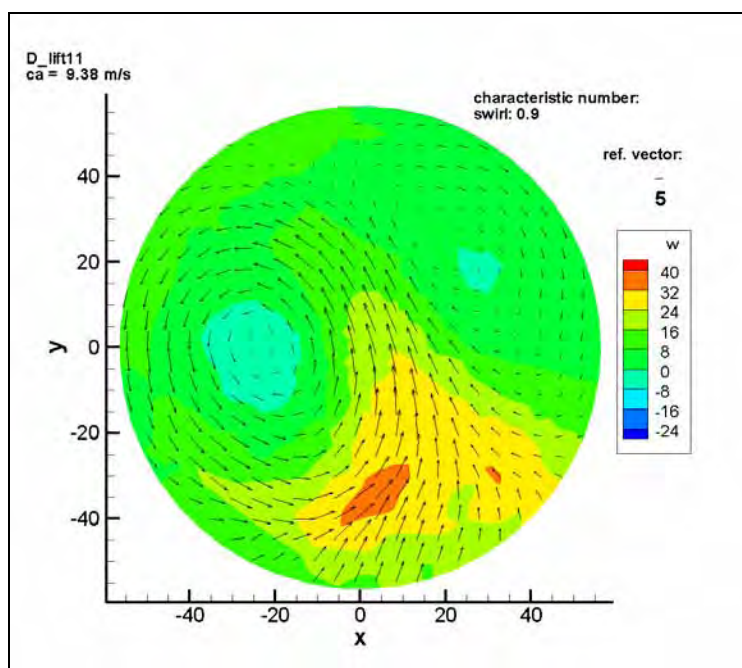


Figura 128 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 1D ("swirl")

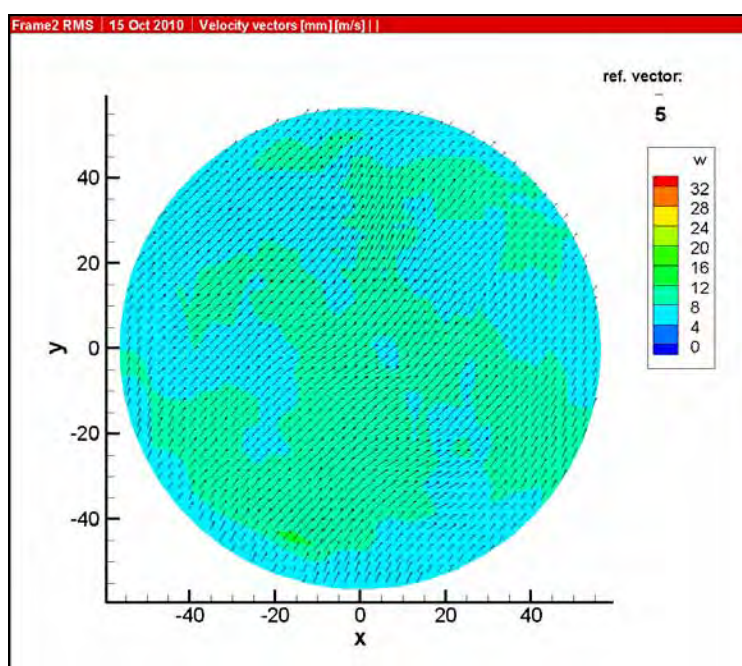


Figura 129 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 1D ("swirl")

APÊNDICE B - RESULTADOS DOS TESTES PARA OBTENÇÃO DO “TUMBLE”

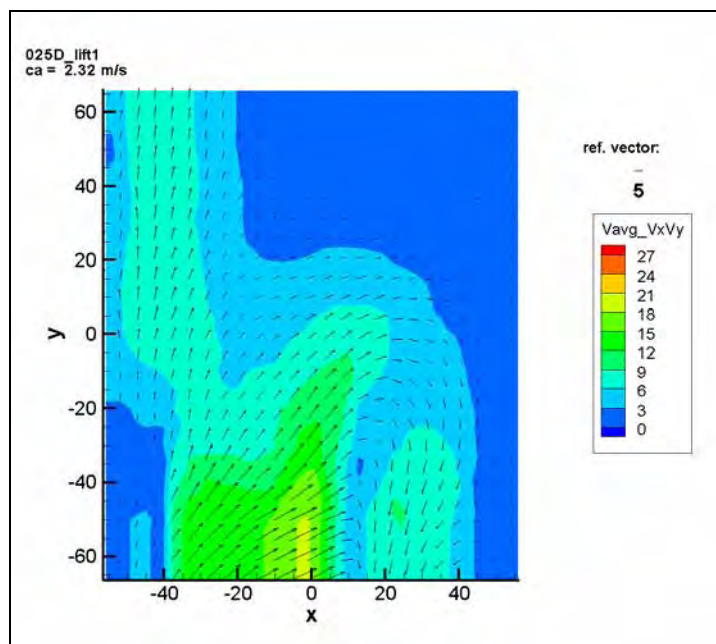


Figura 130 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0,25D (“tumble”)

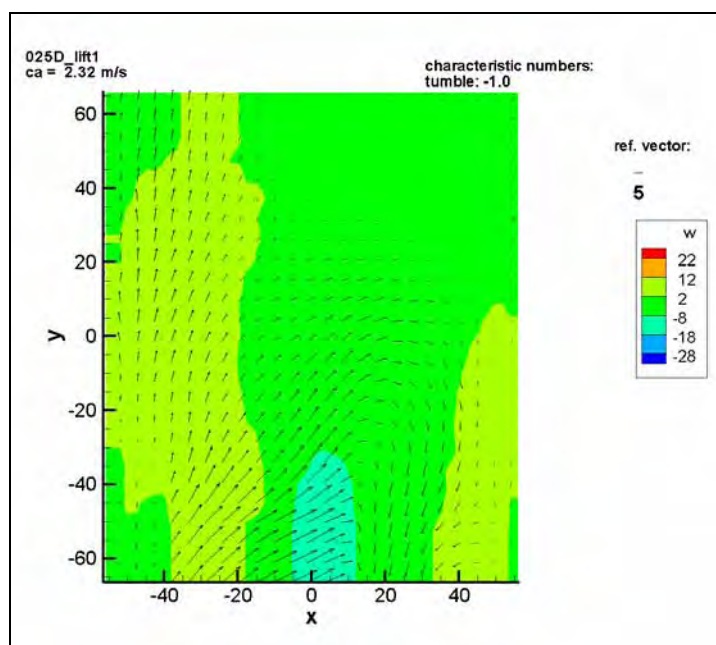


Figura 131 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0,25D (“tumble”)

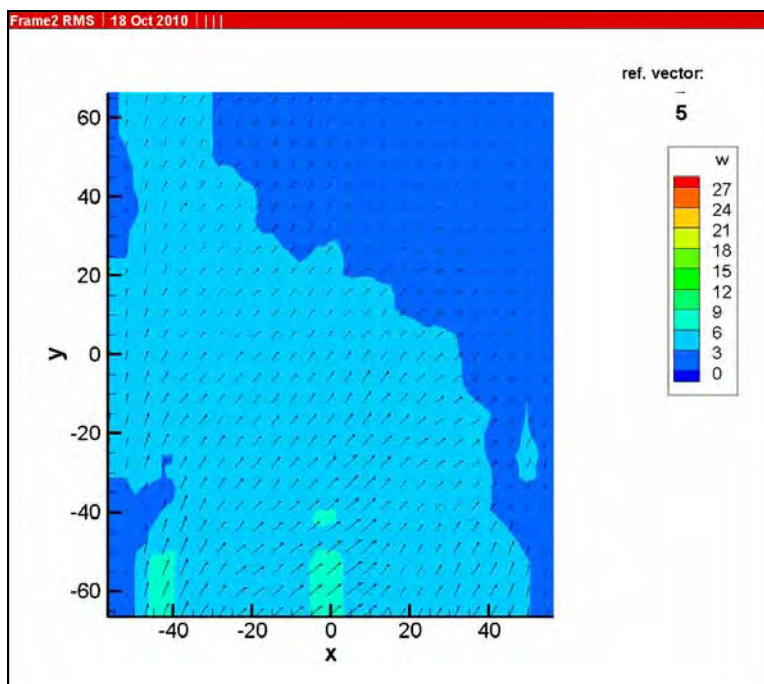


Figura 132 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 1 mm a 0,25D (“tumble”)

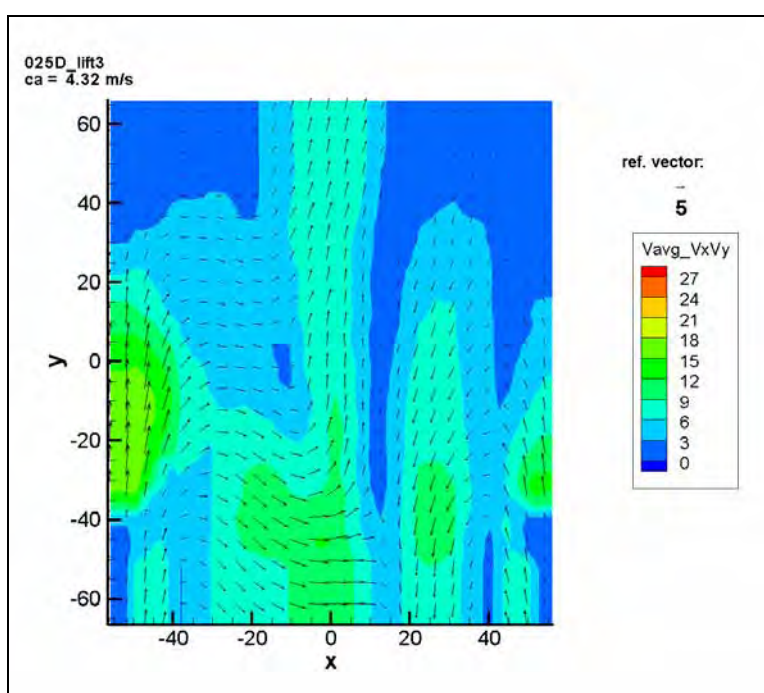


Figura 133 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0,25D (“tumble”)

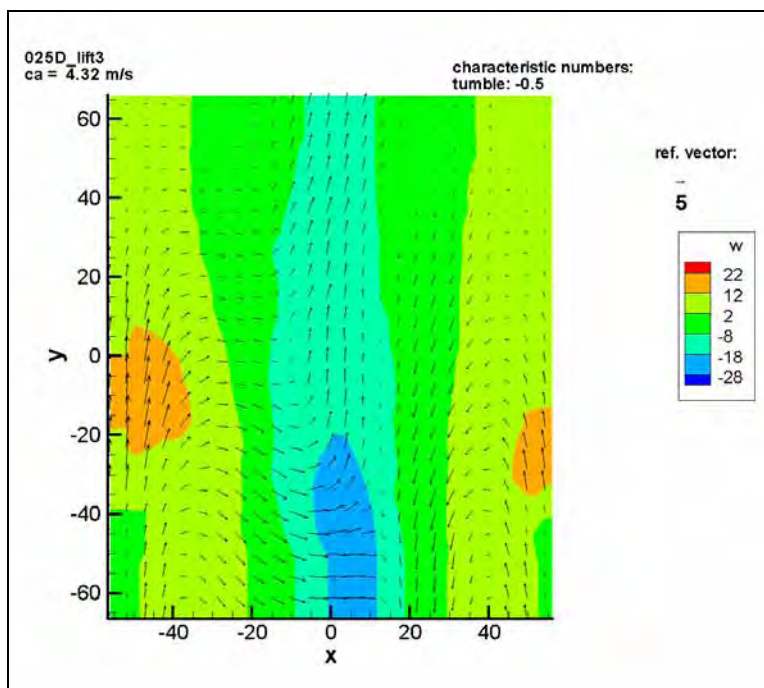


Figura 134 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0,25D (“tumble”)

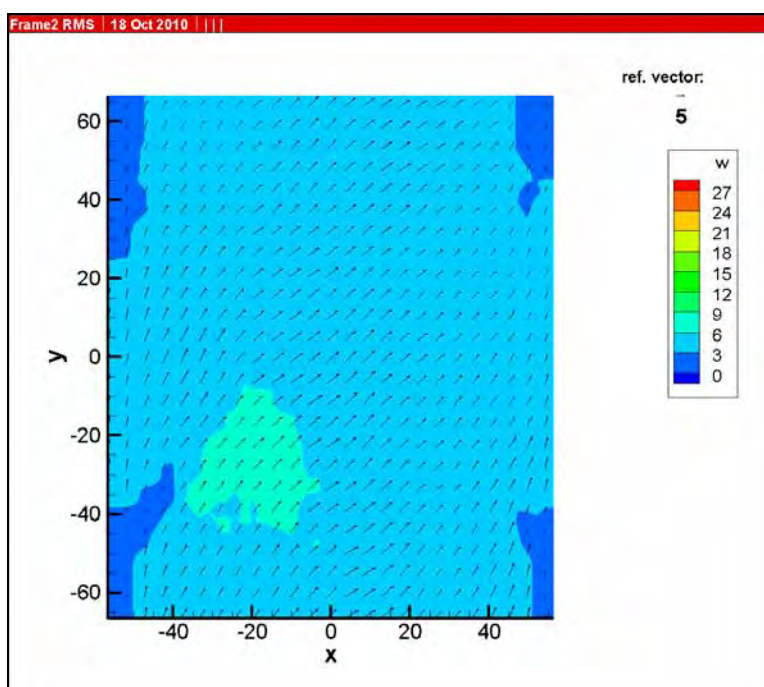


Figura 135 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 3 mm a 0,25D (“tumble”)

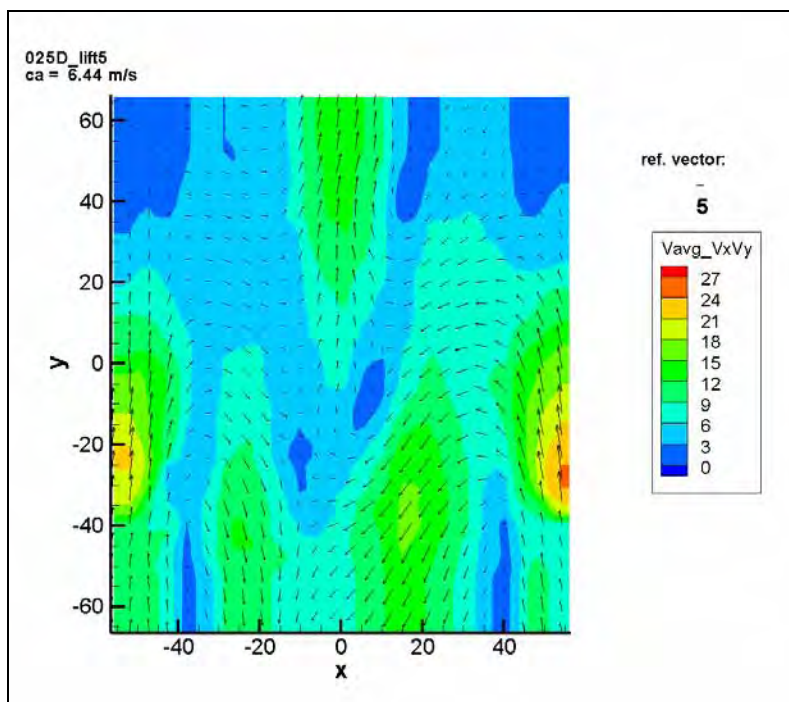


Figura 136 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0,25D (“tumble”)

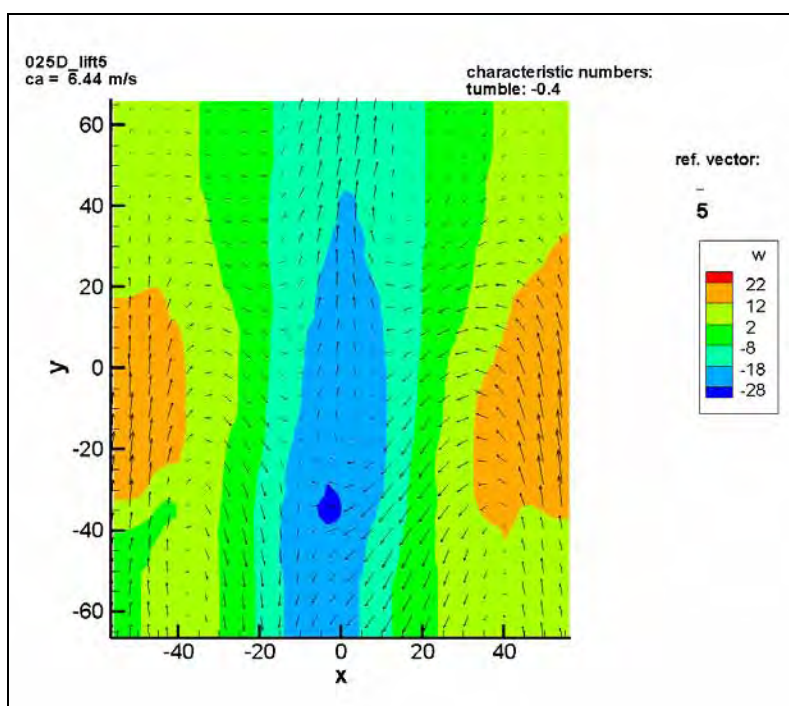


Figura 137 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0,25D (“tumble”)

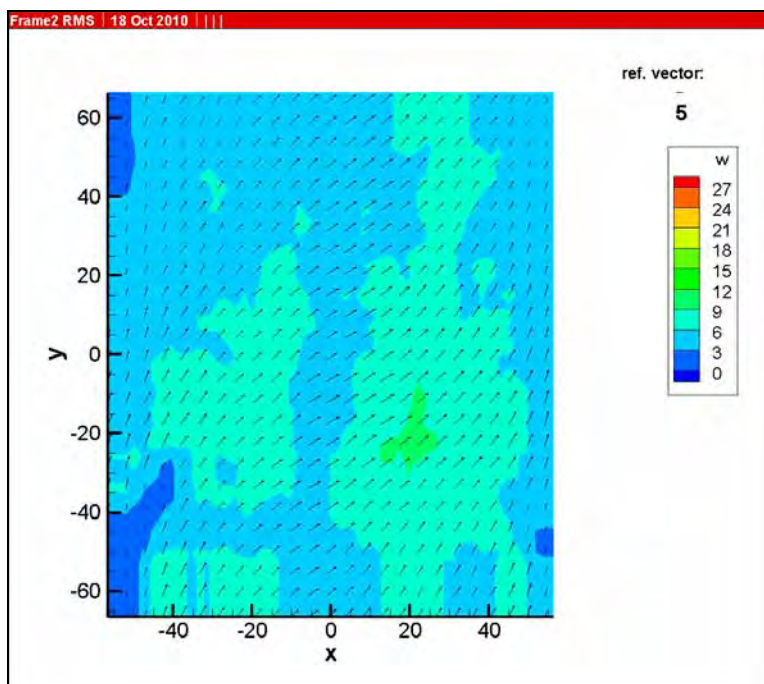


Figura 138 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 5 mm a 0,25D (“tumble”)

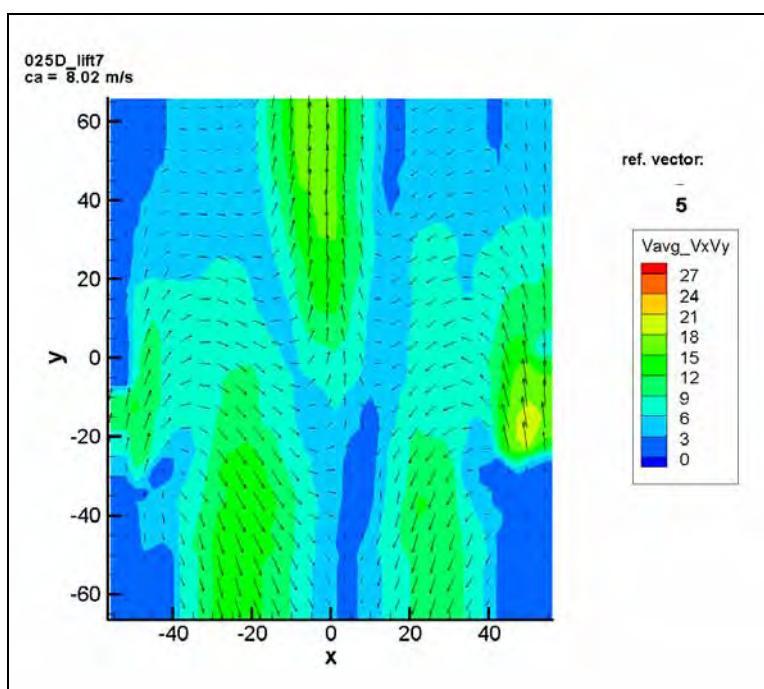


Figura 139 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0,25D (“tumble”)

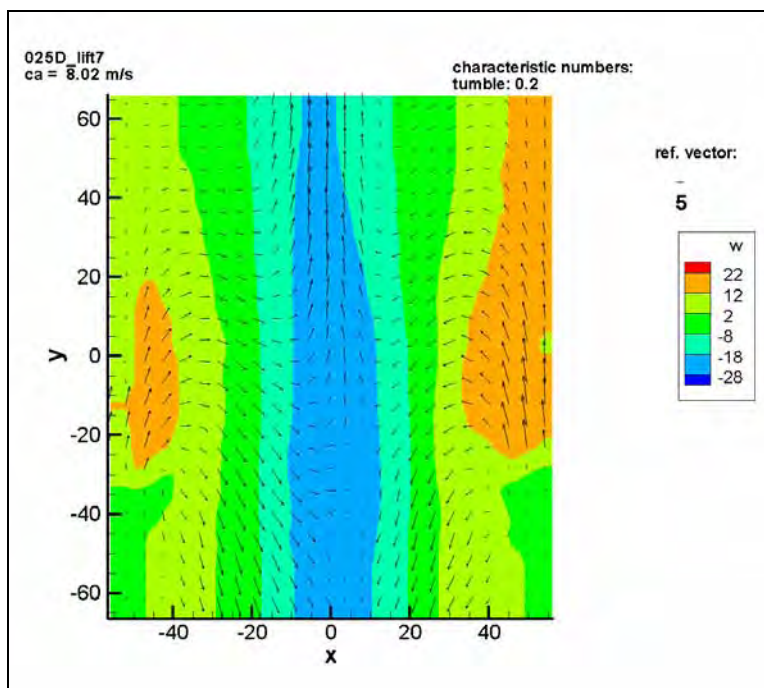


Figura 140 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0,25D (“tumble”)

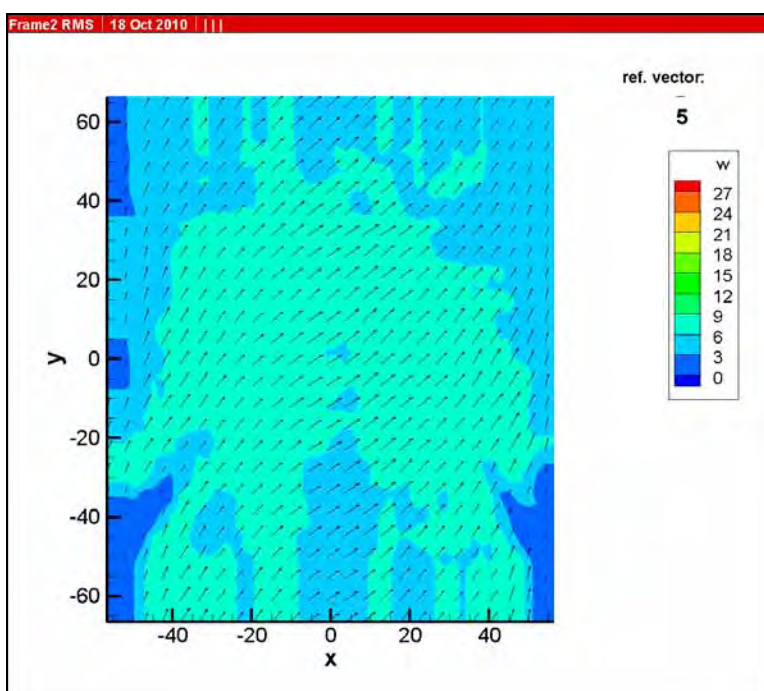


Figura 141 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 7 mm a 0,25D (“tumble”)

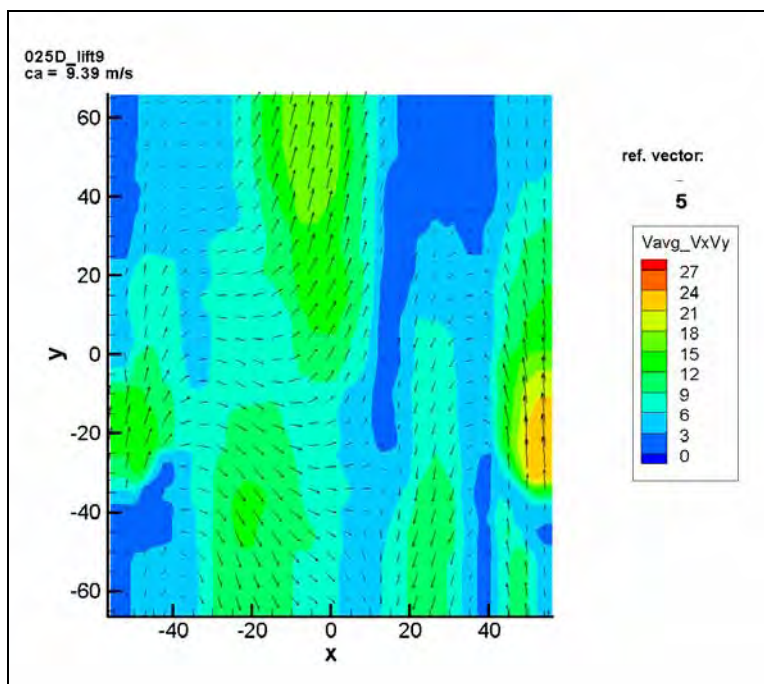


Figura 142 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0,25D (“tumble”)

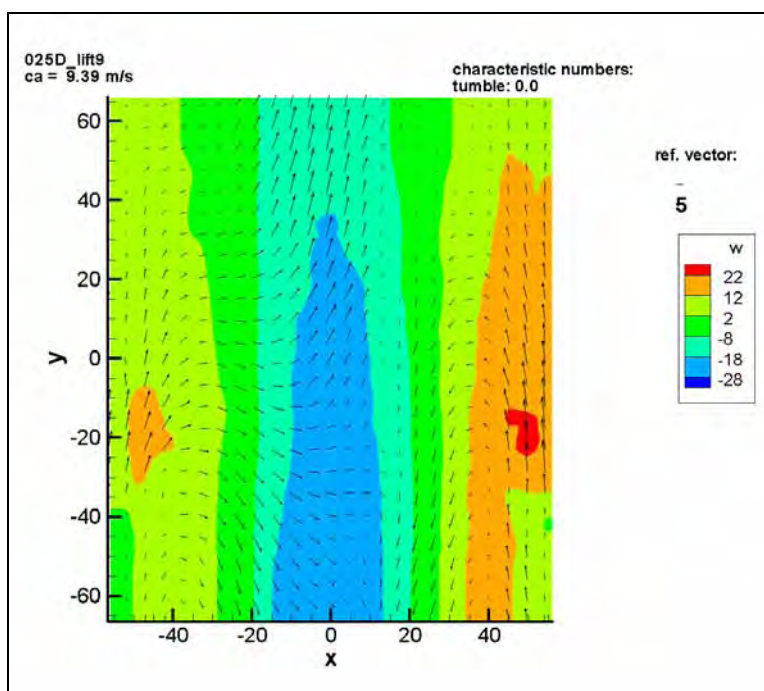


Figura 143 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0,25D (“tumble”)

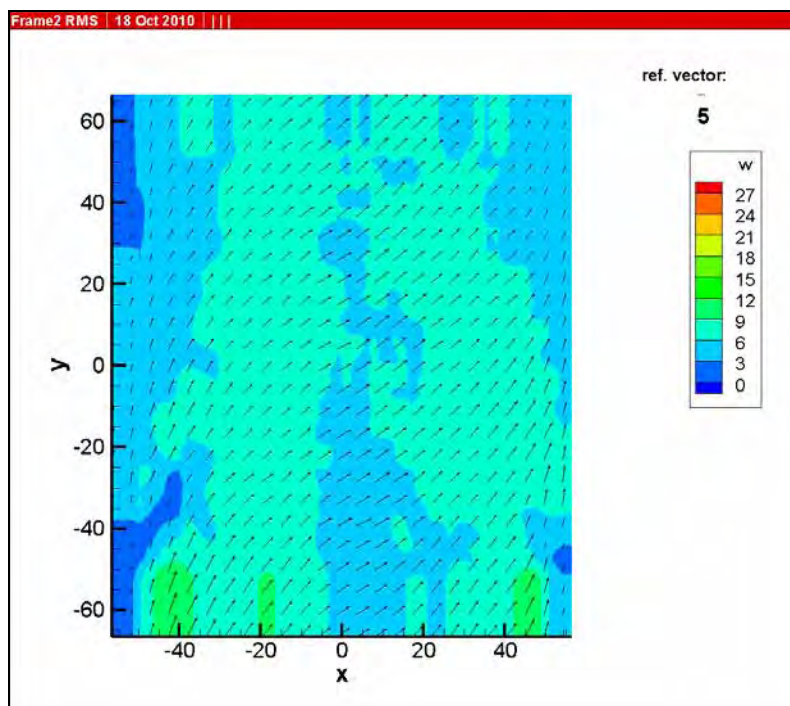


Figura 144 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 9 mm a 0,25D (“tumble”)

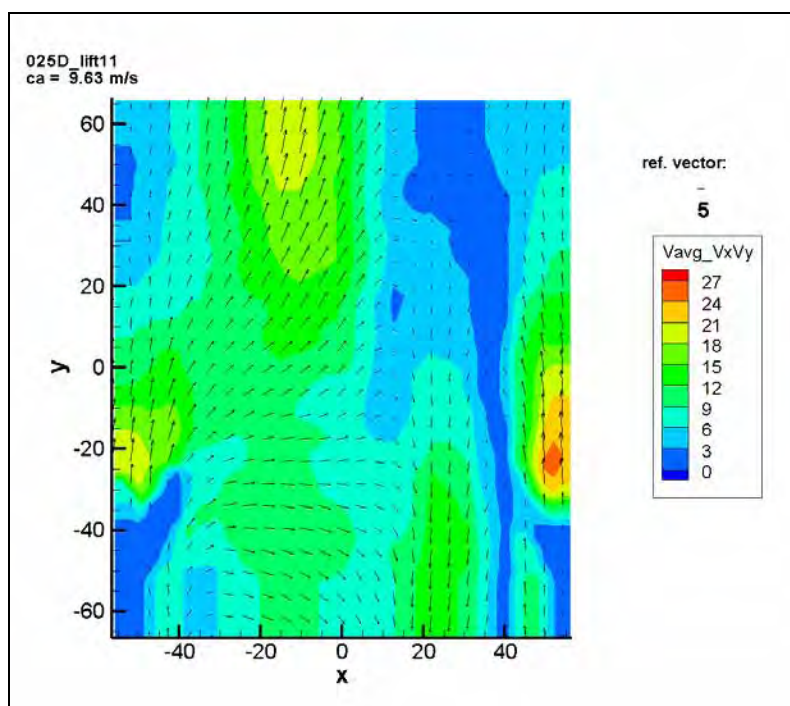


Figura 145 - V_x , V_y e c_a para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0,25D (“tumble”)

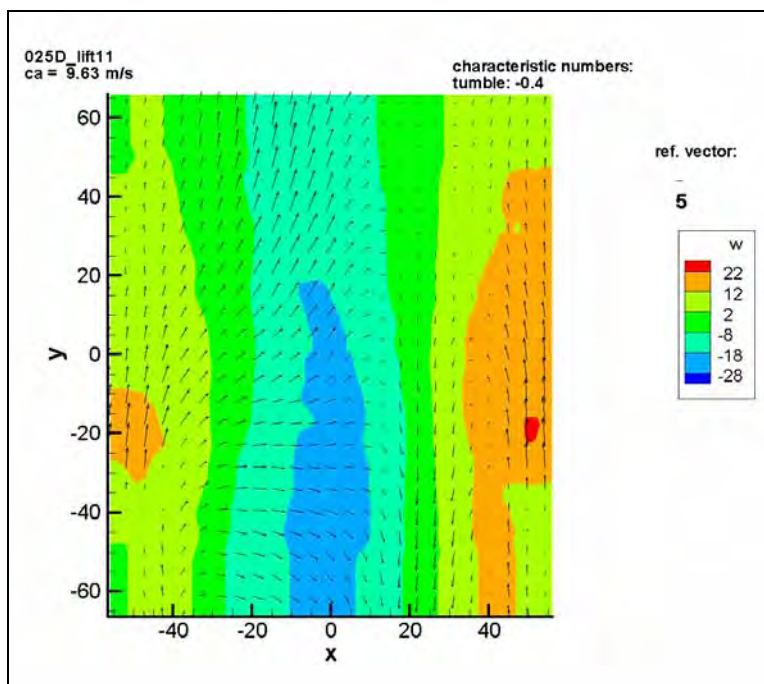


Figura 146 - V_x , V_y e V_z para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0,25D (“tumble”)

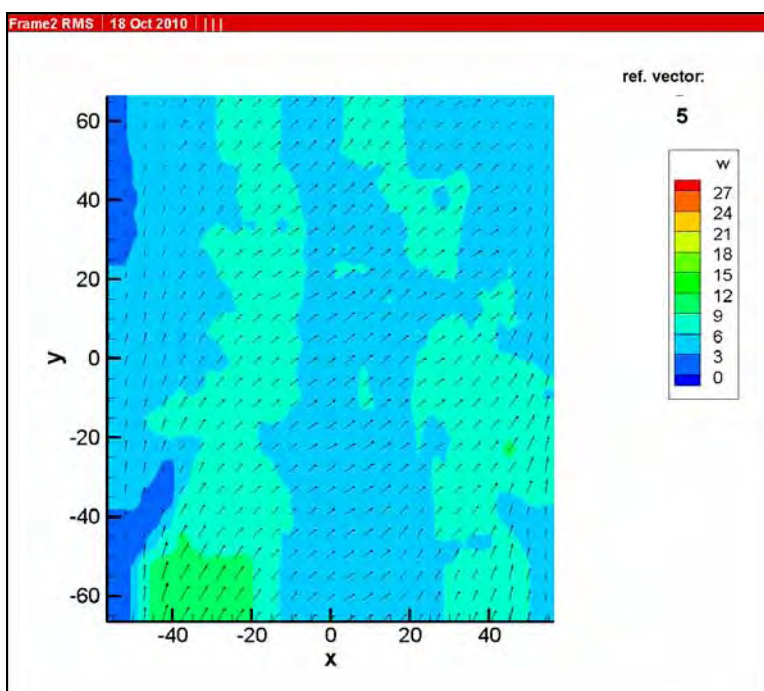


Figura 147 - V_{RMS} para abertura de válvula de admissão de 11 mm a 0,25D (“tumble”)

ANEXO A - PROCEDIMENTO PARA OPERAÇÃO MEXA-1300 (HORIBA, 2008)

- Conectar o cilindro de N₂ industrial na entrada de ar de purga (shop air)
- Conectar o cilindro de N₂ laboratorial (gás de calibração)
- Conectar as entradas de span (fundo de escala). Um cilindro é de O₂ e o outro contém uma mistura de CO, CO₂, HC, C₃H₈
- Verificar se os filtros estão limpos de acordo com o manual
- Ligar o disjuntor principal que se encontra na parte traseira do equipamento
- Ligar o interruptor **ON/OFF** frontal
- A lâmpada reset se ilumina.
- Tecla A se ilumina
- Aguardar 5 minutos de aquecimento
- Ajustar as pressões de trabalho conforme indicado na Tabela 25.

Tabela 25 - Ajustes das pressões dos gases

Componente	Pressão (PSI)	Pressão (bar)	Fluxo l/min
Gases de Calibração	15 PSI	1,03 bar	3
Amostra	-	-	3
Shop Air	7,5 a 14,5 PSI	0,5 a 1 bar	3

Entrando com os dados de calibração:

- Pressionar a tecla F no painel de operação (embaixo da tampa, ao lado display)
- Navegar até a opção 1 Gas Set
- Pressionar a tecla M (equivale ao enter)
- Colocar o valor do gás conforme o escrito no cilindro
- Pressionar a tecla M (equivale ao enter)
- Pressionar a tecla F para mudar o menu.
- Repetir o procedimento para todos os gases.
- Terminado o processo selecionar a opção 99 DONE e pressionar M para finalizar.
- Este procedimento só deve ser repetido quando um ou mais cilindros de gases de calibração for trocado e tiver concentração diferente da anterior.

- Aguardar mais 25 minutos para o término do warming up.
- Pressionar a tecla **PURGE** antes de iniciar a calibração;
- Pressionar a tecla **RESET** para interromper o processo de purga.

Executando a Calibração:

- No painel de operação pressionar a tecla **ZERO**;
- Certifique-se o fluxo indicado é 3 l/min;
- Pressionar **CAL** para finalizar a calibração do **ZERO**;
- Pressionar a tecla **SPAN** (HC, CO, CO₂);
- Certifique-se que o fluxo indicado está em 3 l/min;
- Pressionar **CAL** para finalizar a calibração
- Para calibrar o O₂ pressionar O₂ em seguida **SPAN** e **CAL**;
- Após calibrar todos os gases pressionar **RESET**.

Executando a Medição

- No painel de operação pressionar a tecla **DISP** do painel de funções;
- Introduzir a sonda no tubo de coleta de gases a serem medidos;
- Pressionar a tecla **MEAS** no painel de comandos;
- Após o término da medição pressionar a tecla **RESET**.
- Executar um processo de purga após cada série de medições.

ANEXO B - CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DA PLACA DE ORÍFICIO

IPT

Instituto de Pesquisas Tecnológicas

Laboratório de Vazão de Gás/CMF

Laboratório de Calibração Acreditado pela Cgcre/Inmetro sob o n° 162

1/1

Anexo A do Certificado de Calibração 68 996-101

Anexo A – Polinômio estimador de vazão em função da pressão diferencial indicada.

Polinômio estimador da vazão:

$$Q (p\acute{e}^3 / \text{min}) = c_1 \Delta P + c_2 \Delta P^2$$

onde:

ΔP = Pressão diferencial (por H₂O)

c_0 = 0,00000E+00

c_1 = 1,24886E+02

c_2 = 4,80907E-01

Incertezas

A incerteza expandida associada à vazão estimada por meio do polinômio estimador é de 1,40 % do valor estimado a qual está baseada em sua respectiva incerteza padrão combinada, multiplicada pelo fator de abrangência $k = 2,02$, fornecendo um nível de confiança de aproximadamente 95 %.

A melhor capacidade de medição com o procedimento utilizado é de 0,17 %. Nesta calibração a incerteza na determinação do volume verdadeiro convencional considerada para o cálculo das incertezas foi de 0,32 %.

Os resultados apresentados neste documento têm significação restrita e se aplicam somente ao item ensaiado ou calibrado. Este documento não dá direito ao uso do nome ou da marca IPT, para quaisquer fins, sob pena de indenização. A reprodução deste documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.

Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A. - IPT
Av. Prof. Almeida Prado, 532 - Cidade Universitária - Butantã - 05508-901 - São Paulo - SP - Tel: (11) 3767-4000 - www.ipt.br
Serviço de Atendimento ao Cliente - SAC - Tel: (11) 3767-4126, 3767-4458 e 3767-4744 - Fax: (11) 3767-4002 - sac@ipt.br

Form 1067

File No. D9DP:470-1(Sheet 1 of 2)-1

MERIAM LAMINAR FLOW ELEMENT
 AIR OR GAS PRESSURE CONVERSION MULTIPLICATION FACTOR
 BASE PRESSURE (ASSIGNED STANDARD) 29.92 INCHES MERCURY ABSOLUTE

LAMINAR INLET PRESS. INCHES HG. ABS. C.F.		LAMINAR INLET PRESS. INCHES HG. ABS. C.F.		LAMINAR INLET PRESS. INCHES HG. ABS. C.F.		LAMINAR INLET PRESS. INCHES HG. ABS. C.F.	
26.00	.8689	28.20	.9425	30.35	1.0143	32.55	1.0879
26.05	.8706	28.25	.9441	30.40	1.0160	32.60	1.0895
26.10	.8723	28.30	.9458	30.45	1.0177	32.65	1.0912
26.15	.8739	28.35	.9475	30.50	1.0193	32.70	1.0929
26.20	.8756	28.40	.9491	30.55	1.0210	32.75	1.0945
26.25	.8773	28.45	.9508	30.60	1.0227	32.80	1.0962
26.30	.8790	28.50	.9525	30.65	1.0243	32.85	1.0979
26.35	.8806	28.55	.9542	30.70	1.0260	32.90	1.0995
26.40	.8823	28.60	.9558	30.75	1.0277	32.95	1.1012
26.45	.8840	28.65	.9575	30.80	1.0294	33.00	1.1029
26.50	.8856	28.70	.9592	30.85	1.0310	33.05	1.1046
26.55	.8873	28.75	.9608	30.90	1.0327	33.10	1.1062
26.60	.8890	28.80	.9625	30.95	1.0344	33.15	1.1079
26.65	.8907	28.85	.9642	31.00	1.0360	33.20	1.1096
26.70	.8923	28.90	.9659	31.05	1.0377	33.25	1.1112
26.75	.8940	28.95	.9675	31.10	1.0394	33.30	1.1129
26.80	.8957	29.00	.9692	31.15	1.0411	33.35	1.1146
26.85	.8973	29.05	.9709	31.20	1.0427	33.40	1.1163
26.90	.8990	29.10	.9725	31.25	1.0444	33.45	1.1179
26.95	.9007	29.15	.9742	31.30	1.0461	33.50	1.1196
27.00	.9024	29.20	.9759	31.35	1.0477	33.55	1.1213
27.05	.9040	29.25	.9776	31.40	1.0494	33.60	1.1229
27.10	.9057	29.30	.9792	31.45	1.0511	33.65	1.1246
27.15	.9074	29.35	.9809	31.50	1.0528	33.70	1.1263
27.20	.9090	29.40	.9826	31.55	1.0544	33.75	1.1280
27.25	.9107	29.45	.9842	31.60	1.0561	33.80	1.1296
27.30	.9124	29.50	.9859	31.65	1.0578	33.85	1.1313
27.35	.9141	29.55	.9876	31.70	1.0594	33.90	1.1330
27.40	.9157	29.60	.9893	31.75	1.0611	33.95	1.1346
27.45	.9174	29.65	.9909	31.80	1.0628	34.00	1.1363
27.50	.9191	29.70	.9926	31.85	1.0645	34.05	1.1380
27.55	.9207	29.75	.9943	31.90	1.0661	34.10	1.1397
27.60	.9224	29.80	.9959	31.95	1.0678	34.15	1.1413
27.65	.9241	29.85	.9976	32.00	1.0695	34.20	1.1430
27.70	.9258	29.90	.9993	32.05	1.0711	34.25	1.1447
27.75	.9274	29.92	1.0000	32.10	1.0728	34.30	1.1463
27.80	.9291	29.95	1.0010	32.15	1.0745	34.35	1.1480
27.85	.9308	30.00	1.0026	32.20	1.0762	34.40	1.1497
27.90	.9324	30.05	1.0043	32.25	1.0778	34.45	1.1514
27.95	.9341	30.10	1.0060	32.30	1.0795	34.50	1.1530
28.00	.9358	30.15	1.0076	32.35	1.0812	34.55	1.1547
28.05	.9375	30.20	1.0093	32.40	1.0828	34.60	1.1564
28.10	.9391	30.25	1.0110	32.45	1.0845	34.65	1.1580
28.15	.9408	30.30	1.0127	32.50	1.0862	34.70	1.1597

THE MERIAM INSTRUMENT COMPANY
 10920 Madison Avenue
 Cleveland, Ohio 44102

SHEET 1 OF 2

A-31031

File No. 090P:470-1(Sheet 2 of 2)-1

MERIAM LAMINAR FLOW ELEMENT
AIR OR GAS PRESSURE CONVERSION MULTIPLICATION FACTOR
BASE PRESSURE (ASSIGNED STANDARD) 29.92 INCHES MERCURY ABSOLUTE

LAMINAR INLET PRESS. INCHES		LAMINAR INLET PRESS. INCHES		LAMINAR INLET PRESS. INCHES		LAMINAR INLET PRESS. INCHES	
HG. ABS.	C.F.	HG. ABS.	C.F.	HG. ABS.	C.F.	HG. ABS.	C.F.
34.75	1.1614	35.10	1.1731	35.45	1.1848	35.80	1.1965
34.80	1.1631	35.15	1.1747	35.50	1.1864	35.85	1.1981
34.85	1.1647	35.20	1.1764	35.55	1.1881	35.90	1.1998
34.90	1.1664	35.25	1.1781	35.60	1.1898	35.95	1.2015
34.95	1.1681	35.30	1.1798	35.65	1.1915	36.00	1.2032
35.00	1.1697	35.35	1.1814	35.70	1.1931		
35.05	1.1714	35.40	1.1831	35.75	1.1948		

For values not shown in table, interpolate or use equation.

$$C.F. = \frac{P_{\text{flow}}}{P_{\text{base}}} = \frac{P_{\text{flow}}}{29.92}$$

$$C.F. = \text{Pressure Conversion Factor}$$

base = Assigned Base Pressure of 29.92 inches mercury absolute

flow = Laminar Inlet Pressure, inches mercury absolute

above equation can be used up to and including two atmospheres absolute. It will be necessary to calibrate laminars for pressure exceeding above.

Use: Take the flow value from the flow vs differential pressure curve and multiply by the pressure conversion multiplication in the table above. This gives the flow in standard cubic feet per minute referenced to a pressure base of 29.92 inches mercury absolute.

THE MERIAM INSTRUMENT COMPANY
10920 Madison Avenue
Cleveland, Ohio 44102

SHEET 2 OF 2

A-31031

TEMP. °F.	+0	+1	+2	+3	+4	+5	+6	+7	+8	+9
50	1.0704	1.0667	1.0630	1.0594	1.0557	1.0521	1.0485	1.0449	1.0414	1.0378
60	1.0343	1.0308	1.0273	1.0238	1.0204	1.0169	1.0135	1.0101	1.0067	1.0034
70	1.0000	.9967	.9933	.9900	.9868	.9835	.9802	.9769	.9738	.9706
80	.9674	.9642	.9610	.9579	.9547	.9517	.9486	.9454	.9424	.9393
90	.9363	.9333	.9302	.9273	.9243	.9213	.9184	.9154	.9126	.9096
100	.9067	.9038	.9010	.8981	.8953	.8925	.8896	.8868	.8840	.8813
110	.8785	.8758	.8731	.8703	.8676	.8649	.8622	.8595	.8569	.8543
120	.8516	.8490	.8464	.8438	.8412	.8386	.8361	.8335	.8310	.8285
130	.8260	.8235	.8210	.8185	.8160	.8135	.8111	.8087	.8063	.8039
140	.8014	.7990	.7967	.7943	.7920	.7896	.7872	.7849	.7826	.7803
150	.7780	.7757	.7734	.7711	.7689	.7666	.7644	.7622	.7600	.7577

4-62

A-31882

ANEXO C - EXPLICAÇÃO DA MODELAGEM MATEMÁTICA FEITA POR CARDU E BAICA PARA A OBTENÇÃO DA EFICIÊNCIA ECOLÓGICA GLOBAL.

No artigo, intitulado “Regarding a global methodology to estimate the energy-ecologic efficiency of thermopower plants”, publicado na Energy Conversion & Management, Cardu e Baica analisaram o impacto ambiental de plantas termoelétricas de forma integral. Neste trabalho, eles introduziram os conceitos de dióxido de carbono equivalente, de indicador de poluição e de eficiência ecológica, apresentados nas Equações (40), (41) e (42) respectivamente:

$$(CO_2)_e = CO_2 + 700 (SO_2) + 1000 (NO_x), \quad (40)$$

$$\Pi_g = \frac{(CO_2)_e}{Q_i}, \quad (41)$$

onde:

$(CO_2)_e$ = Dióxido de carbono equivalente (kg/kg_{comb});

Q_i = Poder calorífico inferior do combustível (MJ/kg_{comb});

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{2\Pi_g}{\eta}}, \quad (42)$$

onde:

ε = Eficiência ecológica (%);

η = Eficiência termodinâmica da planta termelétrica (-);

Π_g = Indicador de poluição (kg/MJ).

A Equação (42) foi obtida empiricamente. Foram levantadas curvas da função $\varepsilon = (\pi_g, \eta)$ para diferentes combustíveis utilizados em plantas termelétricas. Contudo, esta metodologia para a determinação de ε e para comparação de resultados entre diferentes combustíveis apresentava a desvantagem de envolver análises gráficas, sendo estas complicadas neste caso pelo fato do grande espalhamento entre as curvas. Motivados por este fato, Cardu e Baica desenvolveram uma nova

metodologia para a determinação de ε considerando as condições de contorno para os combustíveis hipotéticos (hidrogênio e enxofre) e para a queima de carvão marrom Rovinari e gás natural.

Os indicadores de poluição para o hidrogênio e enxofre são $\Pi_g = 0$ ($\varepsilon = 1$) e $\Pi_g = 134$ kg/MJ ($\varepsilon = 0$), respectivamente. Os dois combustíveis hipotéticos são comparados, respectivamente, com o gás natural (melhor combustível real sobre o ponto de vista ecológico) e com o carvão de Rovinari (pior combustível considerado na modelagem). O indicador de poluição do gás natural foi $\Pi_g = 0,154$ e para o carvão de Rovinari foi de $\Pi_g = 2,045$. A nova função para eficiência ecológica também deveria englobar os combustíveis virtuais, casos extremos. A primeira aproximação obtida é dada pela Equação (43):

$$\varepsilon = [c \cdot \varphi(\eta) \cdot \Psi(\Pi_g)]^n, \quad (43)$$

onde c é uma constante de ajuste da função.

A equação (43) deve satisfazer as seguintes condições de contorno:

1. Para $\Pi_g = 0$ (hidrogênio queimando), $\varepsilon = 1$ para qualquer valor de η ;
2. Para $\Pi_g = 2,045$ (carvão Rovinari queimando), η entre 0,3 e 0,4, ε entre 0,3 e 0,4;
3. Para $\Pi_g = 134$ (enxofre queimando), $\varepsilon = 0$ para qualquer valor de η ;

Sabendo-se que uma grande variação de Π_g (0 a 134 kg/MJ, casos extremos) corresponde uma pequena variação de ε (entre 0 e 1) e que a função que relaciona Π_g com ε deve ser logarítmica, tem-se:

$$\psi(\Pi_g) = \ln(K \pm \pi_g), \quad (44)$$

onde K é uma constante.

Ao mesmo tempo a função $\varphi(\eta)$ deve ser função de ε e ser diretamente proporcional a η . Logo, φ deve ser escrito em função de η e de Π_g , ou seja, $\varphi(\eta, \Pi_g)$. A Equação (45) apresenta $\varphi(\eta, \Pi_g)$:

$$\varphi(\eta, \pi_g) = \frac{\eta}{\eta + \pi_g}, \quad (45)$$

Da condição de contorno 3, tem-se $\Pi_g = 134$. Para que ε seja zero nesta condição, a Equação (43) precisa ter um termo zerado. ϕ não é zero. Portanto ψ deve ser zero. Aplicando-se esta condição na Equação 44 tem-se que $K=135$. Substituindo-se as Equações (44) e (45) em (43) tem-se:

$$\varepsilon = \left[c \frac{\eta}{\eta + \pi_g} \ln(135 - \pi_g) \right]^n. \quad (46)$$

Aplicando-se a condição contorno 1 na Equação 46, obtem-se $c = 0,204$. Para a determinação do expoente da Equação (46) aplicou-se a condição de contorno 2 na mesma. Os valores obtidos para n foram 0,445 e 0,664. O n escolhido foi 0,5 ($0,445 < n < 0,664$). Substituindo-se os valores das constantes calculadas para o modelo tem-se finalmente a Equação (47):

$$\varepsilon = \left[\frac{0,204 \cdot \eta}{\eta + \pi_g} \ln(135 - \pi_g) \right]^{0,5} \quad (47)$$

Com isso, tem-se a explicação do modelo matemático desenvolvido por Cardu e Baica para a determinação da equação empírica da eficiência ecológica global em plantas termoeletricas, que pode ser aplicada nesta tese para motores de combustão interna.

ANEXO D - ARTIGO PUBLICADO NO CLAGTEE 2009

Determinação da Eficiência Ecológica em um Motor de Combustão Interna Aeronáutico Usando Etanol e Gasolina de Aviação Como Combustível

A. S. Costa, MSc, UNESP, C. A. Martins, PhD, Instituto de Aeronáutica e Espaço, P. S. Ewald, Pesquisador, e C. A. S. Vasconcellos, Tecnologista, Comando Geral de Tecnologia Aeroespacial e J. L. Silveira, PhD, UNESP

Resumo – Atualmente, o mundo está percebendo a importância do problema do aquecimento global e mais pessoas estão trabalhando com o objetivo de reduzir a emissão de poluentes no meio ambiente. Hoje em dia é necessário conseguir-se novas fontes de energia que sejam menos poluentes tais como o etanol. No Brasil o etanol é um combustível alternativo realístico devido ao fato de que ele é mais barato que a gasolina e que o Brasil é um grande produtor de etanol. Além das vantagens financeiras que podem ser verificadas, através de receitas positivas, há vantagens técnicas e estratégicas. O objetivo deste trabalho é apresentar uma proposta de investigação experimental de desempenho para motores de combustão interna aeronáuticos usando etanol e gasolina como combustível com a finalidade de reduzir os custos operacionais com a aviação e os danos ao meio ambiente. Este trabalho dará suporte técnico para as pesquisas do motor aeronáutico bi-combustível. O conceito de eficiência ecológica será utilizado como parâmetro de comparação. Idealmente ele fornecerá entendimento para a melhoria do projeto do motor bi-combustível.

Palavras Chave: Motor de Combustão Interna Aeronáutico, Combustão Limpa, Desempenho, Eficiência Ecológica, Etanol.

Introdução

Um dos grandes motivadores para o estudo de combustíveis alternativos é a crescente preocupação com as consequências do aquecimento global que vem alterando as condições climáticas na Terra. A cada dia mais e mais pessoas estão trabalhando para reduzir de emissão de poluentes na tentativa de reverter a atual situação mundial. A ciência vem buscando incessantemente fontes de energia renováveis mais “limpas”, isto é, com menores taxas de emissões de poluentes. O etanol é produzido a partir de fontes naturais tais como a cana-de-açúcar no Brasil e o milho nos Estados Unidos. Ele tem sido usado como combustível para carros no Brasil desde 1977. Em Outubro de 2004 a primeira aeronave equipada com um motor Lycoming convertido para etanol obteve certificação. Contudo, até agora, não há nenhuma aeronave bi-combustível no mundo. Este trabalho apresenta uma proposta de investigação experimental das características de desempenho para motores de

combustão interna aeronáutico usando etanol e gasolina e propõe uma investigação futura para misturas etanol-gasolina de aviação. O intuito é reduzir os custos operacionais da aviação e os danos ao meio ambiente.

Quando ocorre a combustão de combustíveis com carbono ocorre à produção de CO₂ em quantidades proporcionais ao combustível queimado. Se o combustível for fóssil o dióxido de carbono liberado na queima será adicionado à atmosfera contribuindo para o aumento do efeito estufa e produzindo o que é chamado de ciclo de carbono positivo. Por outro lado, se o combustível for de origem vegetal, como o etanol, por exemplo, o CO₂ liberado é igual ao usado pelas plantas para a fotossíntese e este será reabsorvido tornando o ciclo de carbono nulo o que evita o aumento do efeito estufa. Além do mais o etanol produz menos CO, HC e NO_x do que a gasolina de aviação quando queimado. O etanol não produz chama de detonação devido a sua alta octanagem, o que aumenta a eficiência do motor, visto que, é possível aumentar-se as taxas de compressão no interior do cilindro, injetando-se mais combustível e aumentando a potência de saída [1].

Neste trabalho foi utilizado um motor Lycoming IO-540 convertido que é capaz de operar tanto com etanol quanto com combustível mantendo a mesma configuração. Deve-se salientar que a capacidade de operar aeronaves militares com bi-combustível apresenta um aspecto estratégico muito importante, pois aumenta a autonomia do país em relação a defesa nacional. Este trabalho dá suporte as pesquisas de desenvolvimento do motor

bi-combustível tanto no aspecto de desempenho quanto no de eficiência ecológica.

Características do Motor de Combustão Interna

A série de motores Lycoming IO-540 possui seis cilindros horizontalmente opostos, com acionamento direto da hélice, sem redução, refrigerados a ar. Os cilindros são de fabricação convencional com cabeças feitas de liga de alumínio fundido e uma câmara de combustão completa. A Tabela I apresenta as características do motor.

TABELA I
CARACTERÍSTICAS DO MOTOR [2]

Tipo	4 Tempos, Ignição por Centelha
Numero de Cilindros	6 opostos
Taxa de Compressão	8.7:1
Curso do Pistão (polegadas)	4.375
Diâmetro do Cilindro (polegadas)	5.125
Deslocamento volumétrico em polegadas cúbicas	541
Potência nominal	300 hp @ 2700 rpm

A idéia inicial é manter as características mecânicas do motor. Isto significa utilizar a mesma configuração original incluindo a taxa de compressão. Para auxiliar a partida do motor com etanol em dias frios é utilizado o mesmo conceito dos automóveis, ou seja, um pequeno tanque de gasolina para iniciar o processo.

Descrição do Experimento

A bancada de testes para motores aeronáuticos a pistão é apresentada na Fig.1. Esta bancada possui um motor Lycoming IO-540-K1D5, idêntico ao que equipa a aeronave NEIVA T-25 'UNIVERSAL' de dotação da Força Aérea Brasileira.



Fig. 1. Visão geral da bancada de testes- motor Lycoming IO-540 (IAE)

Nesta bancada são efetuadas várias medições através de sistemas diversos com o armazenamento imediato das informações no banco de dados eletrônico, permitindo assim a posterior análise do funcionamento do motor, por intermédio do programa FieldChart. Entre essas medições estão:

- as temperaturas nas cabeças e dos gases de exaustão (de escapamento) de cada um dos cilindros;
- a vazão de combustível;
- as temperaturas e pressões do ar de admissão e do óleo;
- a temperatura e pressões do combustível;
- a rotação do motor; e
- a pressão atmosférica;

A experiência consistiu nas medidas de emissões de poluentes e dos parâmetros de desempenho do motor em pontos definidos previamente sob determinadas condições de rotação e fração da mistura ar-combustível. Para cada condição também foram medidos o torque com o medidor de torque da Lebow. Modelo 7541. A emissão de gases foi medida com o analisador de gases Eurotron Greenline 8000. Os pontos de medição da temperatura foram: cabeça do cilindro, óleo, combustível e escapamento. Além desses parâmetros também foi medido o fluxo de combustível, pressão do óleo, pressão do combustível e pressão de admissão. Os parâmetros de desempenho foram constantemente adquiridos ao longo do experimento através de um sistema de aquisição de dados.

O conjunto de dados obtidos permite uma abordagem e análise bastante ampla. É possível, portanto, detalhar várias características do motor.

Dada a partida no motor, aguardaram-se alguns minutos para o seu aquecimento e correto funcionamento do seu sistema de lubrificação. Após isso, o experimento foi realizado da seguinte maneira:

- Com o comando da mistura em RICA (posição máxima), selecionou-se a rotação de 2.700 rpm através do comando da válvula de entrada de ar. A partir de então, foi-se empobrecendo de 10 em 10% a mistura através de seu comando de combustível e os dados foram sendo adquiridos. O procedimento foi repetido para as rotações de 1800rpm, 2000 rpm, 2200 rpm, 2400 rpm, 2600 rpm e 2.700 rpm.

Este procedimento foi realizado para a condição de 100% de gasolina e 100% de etanol.

Análises Preliminares de Desempenho

Para uma melhor visualização e análise, os resultados são apresentados a seguir em gráficos, mostrando rotação, consumo de combustível, temperatura de cabeça de cilindro e temperatura de escapamento, em função da pressão de admissão. Também é apresentado o gráfico de potência em função da rotação que foi obtido através da medição do torque.

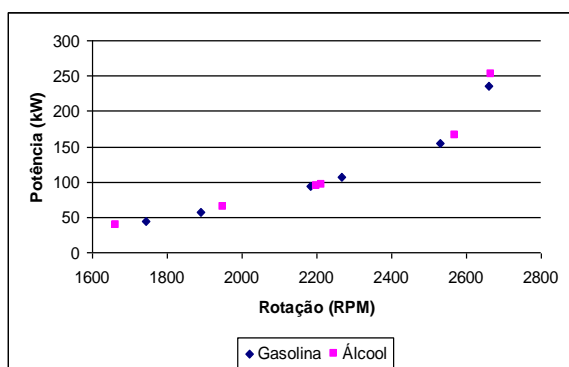


Fig. 2 - Potência x Rotação

Na Fig 2 é possível observar que o etanol fornece uma potência ligeiramente superior a da gasolina. Já a Fig. 3 mostra as curvas de consumo dos dois combustíveis; como era de se esperar, devido ao menor poder calorífico do etanol, o motor a etanol apresenta consumo maior que a gasolina.

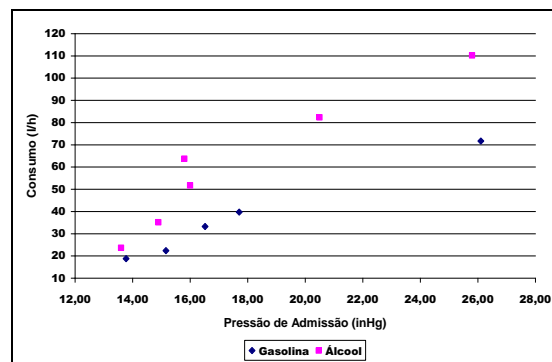


Fig. 3 – Consumo de Combustível x Pressão de Admissão

Apesar do etanol, por unidade de massa ou volume, ter poder calorífico bem inferior ao da gasolina - cerca de 40% menos, quando se considera a razão estequiométrica da combustão tem-se que o poder calorífico da mistura ar-etanol é apenas 10% inferior ao da mistura ar-gasolina, o que já diminui a diferença. Além disso, ao misturar com o ar e evaporar, o etanol retira o dobro da quantidade de calor do ar do que é retirado pela gasolina, e isto aumenta a densidade do ar que entra no cilindro. Como a potência de um motor é proporcional à quantidade de ar que se pode por dentro do cilindro e o etanol queima mais lentamente no interior do cilindro do que a gasolina, o que aumenta o tempo em que a pressão da combustão atua sobre o pistão o motor a etanol acaba por fornecer mais potência que o motor a gasolina. Como o etanol fornece potência maior, o rendimento do etanol é maior ainda em relação à gasolina.

A Fig. 4 mostra as temperaturas de cabeça do cilindro mais crítico, no caso o cilindro 5; por ele nota-se que o motor opera bem mais frio quando opera com etanol, pelo menos 40 °C. Esse fato

indica que o etanol provoca menor estresse térmico no motor do que a gasolina.

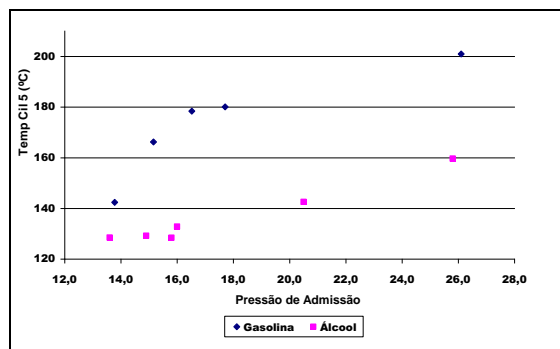


Fig. 4 – Temperatura na Cabeça do Cilindro x Pressão de Admissão

Na Fig. 5 são apresentadas as temperaturas do escapamento do cilindro mais crítico, no caso o cilindro 5. Observa-se que o motor opera bem mais frio quando opera com etanol, por volta de 30 °C. Esse fato indica que o etanol provoca menor estresse térmico no motor do que a gasolina.

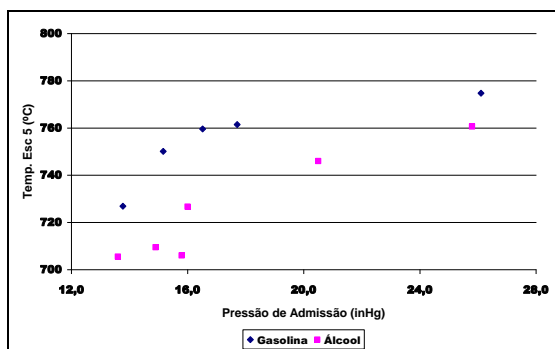


Fig. 5 – Temperatura de Escapamento x Pressão de Admissão

Durante esta etapa, para cada determinada posição da borboleta (i.e. para cada diferente vazão de ar) foi ajustada a entrada de combustível, variando desde mistura rica, com excesso de combustível, passando pela estequiométrica, até à mistura

pobre. Observou-se em todas as situações analisadas que o ponto de relação estequiométrica é caracterizado por um aumento súbito, porém sutil, na rotação e no torque. A Fig. 6 ilustra o que foi dito anteriormente.

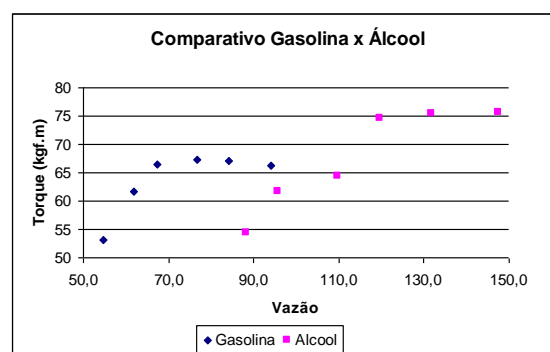


Fig. 6 – Vazão x Torque e Potência (@ 2700RPM)

Eficiência Ecológica

Em 1999, Cardu e Baica introduziram o conceito de Dióxido de Carbono Equivalente ($(CO_2)_e$). Baseando-se na concentração máxima permitida para o CO_2 , que é 10.000 mg/m³, determinam-se os coeficientes equivalentes para alguns poluentes.

As concentrações máximas admissíveis para alguns gases nocivos na atmosfera de um ambiente de trabalho segundo (Cardu e Baica, 1999) [3] são apresentadas na Tabela II.

TABELA II – CONCENTRAÇÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL
PARA GASES NO AMBIENTE DE TRABALHO.

Gás	Concentração Média (mg/m ³)	Máxima Concentração Admissível (mg/m ³)
(CO ₂)	7.000	10.000
(SO ₂)	10	15
(NO _x)	0	10

A World Health Organization [4] apresenta valores específicos para concentração máxima admitida para exposição de uma hora, conforme apresentado na Tabela III.

TABELA III – PADRÕES DE QUALIDADE DO AR PARA 01
HORA.

Gás	Concentração Máxima 01 hora (mg/m ³)
SO ₂	125
NO _x	200

O limite de materiais particulados emitidos por um processo de combustão é especificado pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), por meio de sua Resolução nº 03, de 28 de Junho de 1990. Esta resolução considera para Padrões Secundários de Qualidade do Ar uma concentração média de 24 horas de 150 mg/m³ de materiais particulados, que não deve ser excedida mais de uma vez no ano [5].

Para o cálculo do coeficiente de dióxido de carbono equivalente, divide-se o máxima concentração de CO₂ permitida pelo padrão de qualidade de ar prevista pelo WHO para NO_x, SO₂ e MP em uma hora [4]. A expressão para (CO₂)_e é:

$$(CO_2)_e = (CO_2) + 80(SO_2) + 50(NO_x) + 67(MP) \quad (1)$$

Na Equação 1, (SO₂)_e = 80(SO₂) é o dióxido de enxofre equivalente em (CO₂), (NO_x)_e = 50(NO_x) é o dióxido de nitrogênio equivalente em (CO₂) e o material particulado equivalente em (CO₂) é (PM)_e = 67(PM). O melhor combustível sob o ponto de vista ecológico é o que apresenta um quantidade mínima de dióxido de carbono equivalente (CO₂)_e proveniente da combustão. Para quantificar o impacto ambiental Cardu e Baica propõem um indicador, definido como a diferença entre o Dióxido de Carbono Equivalente do combustível e seu Poder Calorífico Inferior (PCI). A este indicador deu-se o nome de “Indicador de Poluição”, representado por Π_g, equação (2).

$$\Pi_g = \frac{(CO_2)_e}{Q_i} \quad (2)$$

Onde:

(CO₂)_e – Dióxido de Carbono Equivalente (kg/kgcomb)

PCI – Poder Calorífico Inferior do Combustível (MJ/kgcomb)

Π_g – Indicador de Poluição (kg/MJ)

A eficiência ecológica é um indicador adimensional que permite avaliar o impacto ambiental das emissões gasosas de uma planta termelétrica, mediante uma comparação entre emissões poluentes integrados hipoteticamente (emissões equivalente de CO₂) com os padrões existentes de qualidade do ar. Considera-se também a eficiência de conversão como um fator determinante sobre as emissões específicas, expresso por um número fracionário (3).

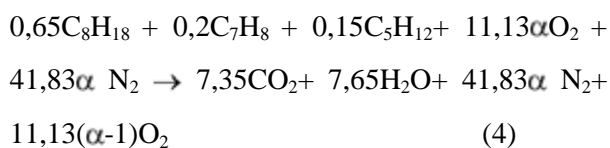
$$\varepsilon = \left[\frac{0,204\eta}{\eta + \Pi_g} \ln(135 - \Pi_g) \right]^{0,5} \quad (3)$$

Onde ε integra num só coeficiente os aspectos que definem a intensidade do impacto ambiental de uma unidade termelétrica: a composição do combustível, a tecnologia de combustão, o indicador de poluição e a eficiência de conversão. O valor de ε varia (entre 0 e 1), é diretamente proporcional ao valor do indicador de poluição (Π_g). Do ponto de vista ecológico, um valor mínimo admissível para a eficiência ecológica seria igual a 0,5 que seria chamado "Valor Crítico de Eficiência Ecológica" sendo que o valor $\varepsilon = 0$ considera-se situação insatisfatória (muito poluidor), mas $\varepsilon = 1$ indica uma situação ideal (poluição zero) [4].

Gasolina e Etanol

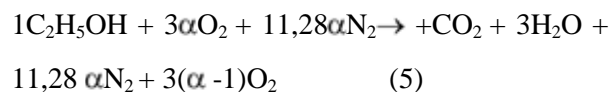
A gasolina é um combustível constituído basicamente por hidrocarbonetos. Estes hidrocarbonetos são, em geral, menos pesados que aqueles pertencentes ao diesel (normalmente tem de 5 a 8 moléculas de carbono). Além dos hidrocarbonetos, a gasolina contém compostos metálicos tais como o chumbo tetraetila e o dibrometo de etileno [6].

A formula química da gasolina de aviação usada neste trabalho é de aproximadamente 65% de iso-octano, 15% de iso-pentano e 20% de tolueno; com densidade de 740 kg/m^3 [7]. A equação normalizada para excesso de ar α segue:



Adotando-se que a gasolina seja queimada na mistura com 30% de excesso de ar, depois do balanço estequiométrico a percentagem em massa de cada componente resultante da reação é: 15,48% CO_2 , 6,51% H_2O , 72,90% N_2 e 5,11% O_2 .

A fórmula química do etanol etílico é $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ e sua densidade é de 790 kg/m^3 , para sua reação de combustão estequiométrica o resultado é: 88g CO_2 para 46g etanol, conseqüentemente: 1.511 ton de CO_2 por m^3 de etanol.



Adotando-se que o etanol seja queimado na mistura com 30% de excesso de ar, depois do balanço estequiométrico a percentagem em massa de cada componente resultante da reação é: 15,14% CO_2 , 9,29% H_2O , 70,62% N_2 e 4,95% O_2 .

Toxidade em Motores de Combustão Interna usando Gasolina e Etanol

As substâncias que compõe os gases de exaustão podem ser classificadas em vários grupos: nitrogênios, oxigênios, hidrôgenios, vapor e dióxido de carbono pertencentes ao grupo não tóxico; e monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (C_xH_y), aldeídos (R_xCHO), fuligem, dióxido de enxofre (SO_2), ácido sulfúrico e material particulado pertencentes ao grupo tóxico. Os hidrocarbonetos

poliaromáticos (PAH) são substâncias cancerígenas e formam um grupo especial [8].

Em geral, quando 1kg de gasolina é queimada, ela libera de 300 a 310g de componentes tóxicos, especificamente: 225g de CO, 55g NO_x, 20g de HC, 1,5 a 2g de SO, 0,8 a 1g de aldeídos, 1 a 1,5g de fuligem [9]. O MP emitido por motores de combustão interna a gasolina é 1,44 kg/m³[10]. Em um motor de combustão interna operando com etanol puro elimina-se a emissão de enxofre, o que representa uma vantagem sobre a gasolina. Por outro lado, o uso de etanol gera uma quantidade de material particulado insignificante que é desprezado para efeito de cálculos. Finalmente as emissões de NO_x de acordo com a CETESB (Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental) são de aproximadamente 0,8 kg/m³.

Cálculo da Eficiência Ecológica

A Tabela IV apresenta uma comparação teórica entre as emissões da gasolina e do etanol quando utilizados em um motor de combustão interna. A Fig. 7 apresenta os valores da eficiência ecológica calculado para os dois combustíveis analisados e finalmente na Fig. 8 são apresentados os valores da eficiência ecológica em função do desempenho do motor em função da eficiência do motor.

TABELA IV – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICOS DE EMISSÕES DE POLUENTES ENTRE OS COMBUSTÍVEIS ANALISADOS EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Emissão de Poluente Kg/kg de comb.	Gasolina de Aviação	Etanol	Gasolina/ Etanol
CO _{2e}	6,1710	1,9688	3,13 vezes
PM	1,945.10 ⁻³	-	-
NO _x	55.10 ⁻³	1,1163.10 ⁻³	49,27 vezes
SO ₂	2.10 ⁻³	-	-
CO ₂	3,1306	1,9130	1,63 vez
Total (kg/kg de combustível.)	3,1876	1,9141	1,66 vez
Eficiência Ecol.(%)	82,43	89,51	-

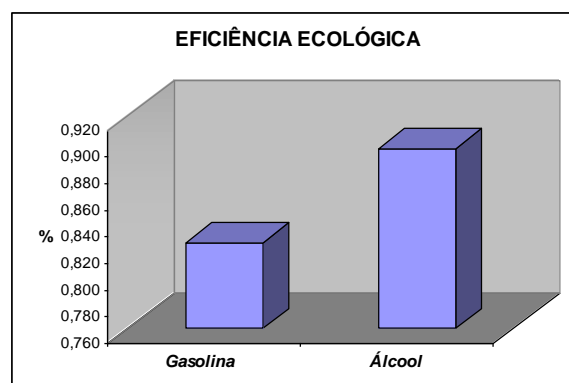


Fig. 7 - Eficiência Ecológica da Gasolina e do Etanol

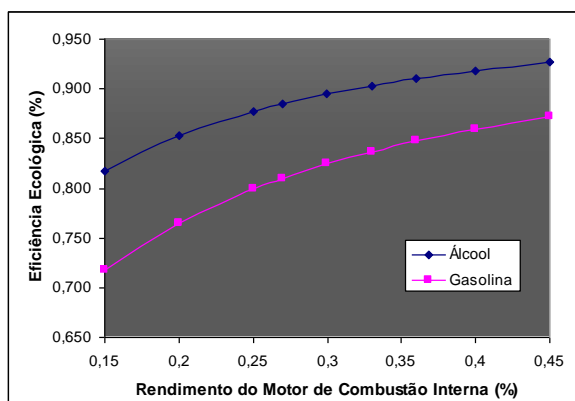


Fig. 8 – Variação da Eficiência Ecológica em função da Eficiência do Motor de Combustão Interna

A Tabela V apresenta a comparação de emissões de poluentes de motores de combustão interna utilizando diferentes combustíveis.

TABELA V – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DE EMISSÕES DE POLUENTES ENTRE OS COMBUSTÍVEIS ANALISADOS EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA [11]

Emissão Poluente kg/kg de comb.	Gás Natural	Diesel	Gas.*	Biodiesel B20	Biodiesel B100	Diesel/ B100
CO _{2e}	2,727	8,529	5,891	7,502	3,423	2,5
PM	1,7.10 ⁻³	1,5.10 ⁻²	1,9.10 ⁻³	14,2.10 ⁻³	9,9.10 ⁻³	1,5
NO _x	4,4.10 ⁻⁴	4.10 ⁻²	5,5.10 ⁻²	4,04.10 ⁻²	4,2.10 ⁻²	0,9
SO ₂	1,2.10 ⁻⁶	3.10 ⁻²	2.10 ⁻³	2,4.10 ⁻²	-	-
CO ₂	2,704	3,106	2,853	2,61	0,658	4,7
Total (kg/kg de comb.)	2,7042	3,161	2,912	2,689	0,71	4,4
ε (%)	91,95	77,34	82,52	78,94	87,58	

*Gas. Gasolina com 20% de Etanol

Comparando-se o etanol com a Tabela V observa-se que ele apresenta uma eficiência ecológica excelente (89.51%), ficando abaixo somente do gás natural. É importante salientar que a eficiência

ecológica calculada não considera o ciclo de carbono do etanol o que significa que seu valor é maior do que o apresentado.

Influência da Mistura na Emissão de Poluentes

Esta parte do trabalho avaliou a influência da relação ar-combustível em relação a emissão de poluentes. O experimento foi realizado iniciando em 1800rpm mistura totalmente rica, e a partir daí foi-se empobrecendo a mesma até que o motor começasse a apresentar falha. Este procedimento foi repetido para 2000rpm, 2200rpm, 2400rpm, 2600rpm e 2700rpm.

As emissões de CO₂ são dadas em porcentagem de volume, as de CO e NO_x em ppm. O termo ppm denota partes por milhão em base volumétrica, cm³/m³ ou mmol/mol [12]. A conversão de ppm para %vol é feita multiplicando-se o valor em ppm por 10⁻⁶.

Observou-se que a rotação não influenciou nas características dos gráficos obtidos para CO, CO₂ e NO_x, influenciando apenas nos valores. Nas Fig. 9, 10 e 11 são apresentados os gráficos de CO, CO₂ e NO_x, respectivamente para a rotação de 2000rpm.

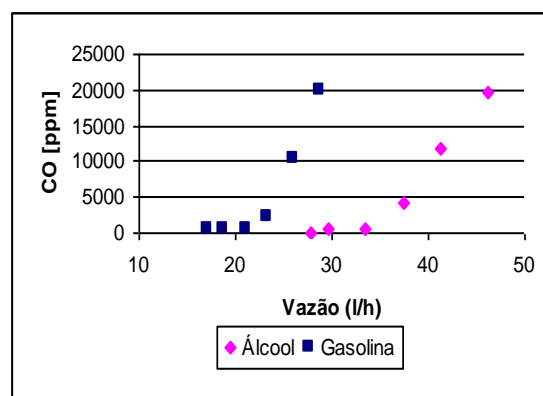
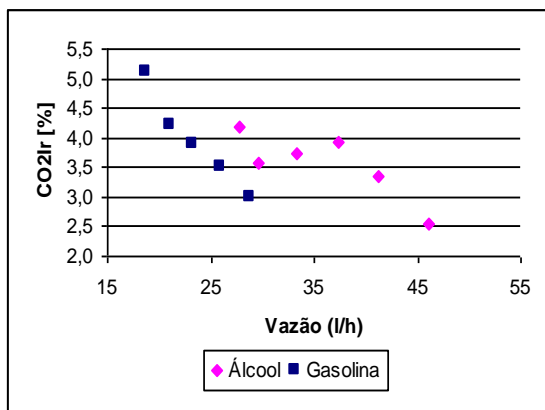
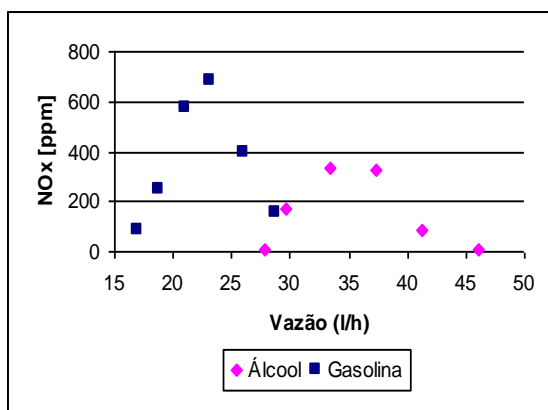


Fig. 9 – Emissão de CO para 2000 rpm

Fig. 10 – Emissão de CO₂ para 2000 rpmFig. 11 – Variação de NO_x para 2000 rpm

Observa-se que o CO é diretamente proporcional a uma reação com mais combustível e que o CO₂ é inversamente proporcional. Esta conclusão é coerente, pois uma reação com excesso de ar gera mais CO₂ do que uma com falta de ar. A geração de CO e de CO₂ apresentam curvas com derivada contrária. Como estes poluentes são produtos da reação significa dizer que quando um aumenta o outro diminui de maneira a manter-se a reação química.

Quanto ao NO_x, sua emissão é diretamente proporcional à temperatura na câmara de

combustão. Assim, a temperatura é menor com baixas vazões de combustível (mistura pobre), aumenta até atingir o máximo perto da relação estequiométrica e novamente cai com excesso de combustível (mistura rica).

Conclusões

Os estudos preliminares mostraram que há muitas vantagens em se utilizar etanol como combustível em motores de combustão interna. Estas vantagens suportam as pesquisas com os motores aeronáuticos bi-combustível. Elas são:

- Os motores podem operar em temperaturas mais baixas dos seus limites o que reduz o desgaste das cabeças de cilindro. A temperatura na cabeça de cilindro é um parâmetro crítico para este tipo de motor.
- O etanol produz menos emissões de poluentes e conseqüentemente agride menos o meio ambiente.
- Em termos de eficiência ecológica, de acordo com os combustíveis analisados; para gasolina e etanol os valores são respectivamente 82,43 % e 89,51 %. Os estudos mostram que o etanol pode ser utilizado como uma alternativa de combustível do ponto de vista ecológico uma vez que tem maior eficiência ecológica que a gasolina.

Este trabalho faz parte do programa de pesquisa e desenvolvimento motor de combustão interna aeronáutico bi-combustível brasileiro e suportará a tomada de decisões no estudo de viabilidade econômica e ambiental do mesmo.

Referencias

Periódicos:

- [1] M. Pontopiddan, S. Bonfiglioli, G. Montanari, F. Damasceno, A. Bucci, P. S. Ewald, "Description of preliminary Study for Technology Transfer of an Ethanol Mixture Preparation System from Automotive Application to a 4-Cylinder 5.9 liter Aircraft Engine"; SAE-Brazil paper 2006-01-2878, 2006
- [2] Lycoming Data Sheet, <http://www.lycoming.textron.com/engines/series/540-series-engines.jsp>, consulted in April, 2007.
- [3] M. Cardu, M. Baica, "Regarding a Global Methodology to Estimate the Energy-Ecologic Efficiency of Thermopower Plants", Energy Conversion and Management, v.40, p. 71-87, 1999.
- [4] A. C. Villela, "Desenvolvimento de um Modelo Termodinâmico que Considera os Impactos Ambientais", 2007. 145f. Tese (Doutorado), Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.
- [5] Ministério do Meio Ambiente (MMA), Resolução CONAMA N°3. Disponível em: www.mma.gov.br/port/conama/res/res90/res0390.html
- [6] Brazilian Petrol S/A – PETROBRAS, 2007. Ecological Efficiency (online). Available from: <http://www2.petrobras.com.br> (Accessed 1 August 2007).
- [7] Brazil, 2006. Brazilian Energetic Balance: Executive Resume. Energy and Mines Ministry – Brazil.
- [8] Lizarraga, J. M. S., 1994. Cogeneración - Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos Cogeneration – Thermodynamics, technological and economics aspects). Edit. Universidad del Pais Vasco, Bilbao. (In Spanish)
- [9] Patrakhaltsev, N., Gorbunov, V., and Kamychnikov, O., 1994. Toxicidad en Motores de Combustión Interna (Toxicity in internal combustion engines). Universidad Rusa de la Amistad de los Pueblos, Moscow. (in Spanish).
- [10] Carvalho, J. A., McQuay. M. Q, 2007. Principles of Applied Combustion. UFSCP Ed., Sao Paulo. (In Portuguese)
- [11] Coronado C. R., Carvalho Jr, J. A., Yoshioka J. T., Silveira J. L, " Determination of Ecological Efficiency in Internal Combustion Engines: The use of Biodiesel" Applied Thermal Engineering, 2009.
- [12] SILVA, R. E. P. Utilização de biodiesel animal em turbinas a gás. 2009. 154 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.
- [13]

Biografias

Adriana Aparecida dos Santos Costa – Possui graduação em Engenharia Elétrica pela Universidade Estadual Paulista – Campus de Guaratinguetá, mestrado em Engenharia Mecânica na Área de Transmissão e Conversão de Energia na mesma universidade. Atualmente desenvolve seu programa de Doutorado em um trabalho

conjunto entre UNESP e o Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA). Possui experiência em conservação de energia, cogeração, instrumentação eletrônica e sistemas embarcados.

Cristiane Aparecida Martins – Possui graduação em Engenharia Química pela Faculdade de Engenharia Química de Lorena (1995), mestrado em Engenharia e Tecnologia Espaciais pelo Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (1998) e doutorado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica pelo Instituto Tecnológico de Aeronáutica (2003). Atualmente é Professora Adjunto II do Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Engenharia Térmica, atuando principalmente nos seguintes temas: medidas e diagnóstico em chamas, turbina, motor a pistão e chamas pulsantes.

Paulo Sérgio Ewald – Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Itajubá (1978). Atualmente é Pesquisador Titular do IAE e Chefe da Subdivisão de Motor a Pistão da Divisão de Propulsão Aeronáutica do IAE/CTA. Tem experiência em combustíveis alternativos para motores de combustão interna e é investigador de acidentes aeronáuticos (Elemento Credenciado – Fator Material (ênfase propulsão)).

Carlos Alberto dos Santos Vasconcellos - Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Brás Cubas (1988). Atualmente é Tecnologista Senior do IAE e Engenheiro de Ensaio da Subdivisão de Motor a Pistão da Divisão de Propulsão Aeronáutica do IAE/CTA.

Tem experiência em combustíveis alternativos para motores de combustão interna e é investigador de acidentes aeronáuticos (Elemento Credenciado – Fator Material (ênfase propulsão)).

José Luz Silveira - Possui graduação pela Universidade Federal de Itajubá (1986), graduação em Matemática pela Fundação de Ensino e Pesquisa de Itajubá Faculdade de Filosofia Ciências e (1985), mestrado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Itajubá (1990) e doutorado em Engenharia Mecânica pela Faculdade de Engenharia Mecânica (1994). Atualmente é Professor Doutor Adjunto da Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Fenômenos de Transporte. Atuando principalmente nos seguintes temas: Sistemas Energético.