

ESTUDO DO PROCESSO DE RENOVAÇÃO DA CARGA ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA NUM MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR CENTELHA A ETANOL.

José Antônio da Silva

Universidade Federal de São João Del - Rei – UFSJ
Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos - DCTEF
Pça. Frei Orlando, 170, São João del Rei, M.G.
Tel. (032) 3379 2619 jant@ufs.edu.br

Antônio Moreira dos Santos

Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP
Tel. (016) 273 9414 asantos@sc.usp.br

Luben Cabezas Gomes

Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP
Tel. (016) 273 8229 lubencg@sc.usp.br

Resumo

Estudou-se o comportamento hidrodinâmico dos gases na admissão de um motor de ignição por centelha movido a etanol, multi - cilíndrico, para dois tipos distintos de geometria de coletor de admissão. A simulação computacional utilizou técnicas CFD (Computacional Fluid Dynamics) através do pacote CFX que permite calcular o campo de velocidade, pressão, vazão e temperatura do escoamento no coletor. Os dados encontrados são comparados com ensaios experimentais obtidos em bancada de ensaio e mostraram-se satisfatórios, as análises foram feitas para o regime de plena carga.

Palavras Chave: motor combustão interna, simulação, hidrodinâmica.

1. Introdução

Na engenharia, a modelagem de processos tem se tornado uma importante ferramenta que utiliza uma combinação apropriada de considerações e equações que permitam avaliar o processo a ser analisado. Cada modelo dependendo da estratégia adotada assume um caráter generalista ou detalhista dependendo do estágio de desenvolvimento do mesmo. Um modelo que pretenda prever o comportamento de um motor de combustão interna em toda a sua faixa de operação, torna-se bastante complexo em função da natureza dos fenômenos físicos e químicos que acontecem durante o funcionamento do motor. Um modelo estará pronto para uma nova etapa de desenvolvimento, somente depois de vários testes de validação e interpretação dos resultados proporcionados resultando na precisão com que ele prevê um processo real. Tomando como foco somente uma etapa do ciclo do motor, que é o processo de admissão, já deparamos com um grau de complexidade grande por se tratar de um escoamento multidimensional, bifásico, estratificado, com evaporação e condensação em tubos ramificados e não ramificados onde o regime de operação ora é permanente ora é transiente. Este artigo apresenta o estudo feito da simulação desse processo para um motor de ignição por centelha, comparando os resultados com dados obtidos em ensaios dinamométricos.

2. Caracterização do problema

Nos últimos anos uma forte concentração de esforços tem sido direcionada na economia de combustível e redução dos índices de emissões dos motores a combustão interna. Esse enfoque está relacionado com o aumento da taxa de fluxo mássico a plena carga, com o processo de renovação da carga, redução do trabalho de bombeamento e fração de gases residuais. Benson et al (1982), estudaram esse processo de trocas gasosas e estabeleceram uma ênfase predominantemente de análise matemática tornando-a bastante simplificada. No caso de um motor de quatro cilindros, uma análise simplificada fica prejudicada em função da complexidade dos sistemas de admissão e exaustão, da diversidade de geometria, forma e design dos coletores além da larga faixa de operação entre cargas parciais e regime de plena carga, altas e baixas rotações. Diante desse quadro e com o desenvolvimento das novas técnicas e softwares de simulação numérica este trabalho descreve o estudo feito na simulação do escoamento em dois coletores de admissão de geometrias distintas usados em um motor.

3. Simulação Numérica

O software usado foi o CFX 5.6 da AEA Technology, que utiliza técnicas de CFD (Computational Fluid Dynamics). Esse código resolve o conjunto das equações do escoamento baseado no princípio da conservação da massa, momentum e energia por métodos discretos que identificam a região de interesse, dividindo esse domínio em volumes através da criação de uma malha resolvendo para cada elemento dessa malha as equações fortemente não lineares de maneira acoplada com técnicas de elementos e volumes finitos. O usuário estabelece as condições iniciais e de contorno de como o escoamento está acontecendo (condições operacionais) sob a forma de entrada para o pacote, para o devido processamento. Com os dados obtidos, ele permite com o pós-processamento a visualização do campo de velocidades, pressão, temperatura e densidade nas regiões de interesse. O conjunto de equações envolvidas no estudo do problema, em sua forma conservativa são:

Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

Equação do Momentum:

$$\frac{\partial(\mathbf{ru})}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\mathbf{ru} \vec{V} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{t}_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{t}_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{t}_{zx}}{\partial z} + \mathbf{r}f_x \quad (2.a)$$

$$\frac{\partial(\mathbf{rv})}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\mathbf{rv} \vec{V} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{t}_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{t}_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{t}_{zy}}{\partial z} + \mathbf{r}f_y \quad (2.b)$$

$$\frac{\partial(\mathbf{rw})}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\mathbf{rw} \vec{V} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \mathbf{t}_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{t}_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{t}_{zz}}{\partial z} + \mathbf{r}f_z \quad (2.c)$$

Equação da Energia:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\mathbf{r} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\mathbf{r} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \mathbf{r} \cdot \mathbf{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ - \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \frac{\partial(ut_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(ut_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(ut_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(vt_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(vt_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(vt_{zy})}{\partial z} \\ + \frac{\partial(wt_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(wt_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(wt_{zz})}{\partial z} + \mathbf{r} \cdot \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (3)$$

Com essas equações formamos um sistema de cinco equações e seis variáveis (ρ , p , u , v , w , e). Como o nosso escoamento é de ar assumiremos gás perfeito (forças intermoleculares desprezíveis), então poderemos usar mais uma equação:

$$p = \mathbf{r}RT \quad (4)$$

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

$$e = e(T, p) \quad (5)$$

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

$e = c_v T$, onde c_v é o calor específico a volume constante.

A bibliografia aberta tem mostrado alguns artigos, Takizawa et al (1982), Brehm & Whitelaw (1999), Fujimoto et al (1995), Nagumo & Hara (1994), Lax & Wendroff (1960), onde os autores resolveram problemas semelhantes fazendo simplificações bastante fortes (escoamento unidimensional, sem troca de calor, laminar, pressão constante no coletor, entre outras), chegando a resultados ditos satisfatórios.

4. Metodologia

A simulação desse trabalho foi realizada para um ciclo motor completo, para a condição de 4000 rpm, borboleta totalmente aberta, regime transiente, escoamento turbulento modelo $k-\epsilon$, compressível, sem troca de calor nas paredes. O domínio do escoamento, bem como a geometria e malha usada no problema é mostrado pela fig. (1).

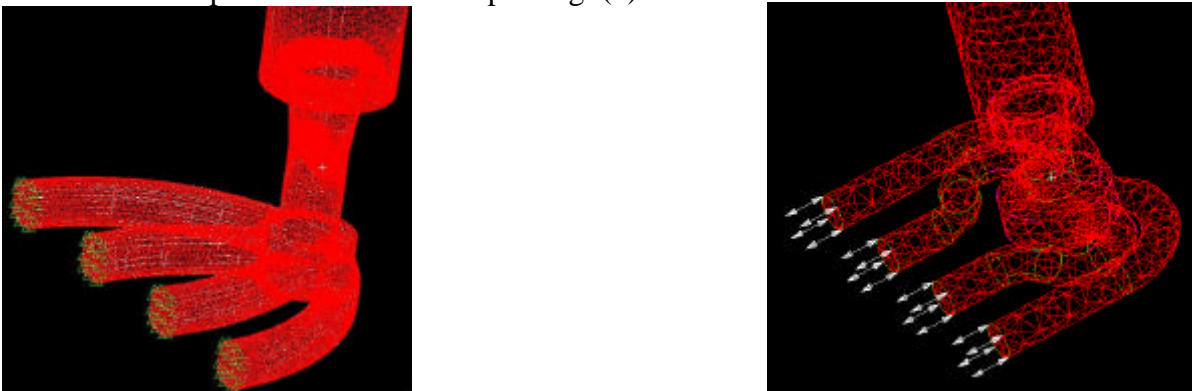


Figura 1. Esquema da malha e geometria dos coletores estudados

Aparato Experimental

Utilizou-se para a realização dos ensaios dinamométricos: um motor 1,998 litros, com taxa de compressão 12:1, quatro cilindros, injeção eletrônica de combustível mono-ponto e combustível álcool. Todas as variáveis significativas para o estudo foram medidas e coletadas por sistema de aquisição de dados conforme esquema da fig. (2).

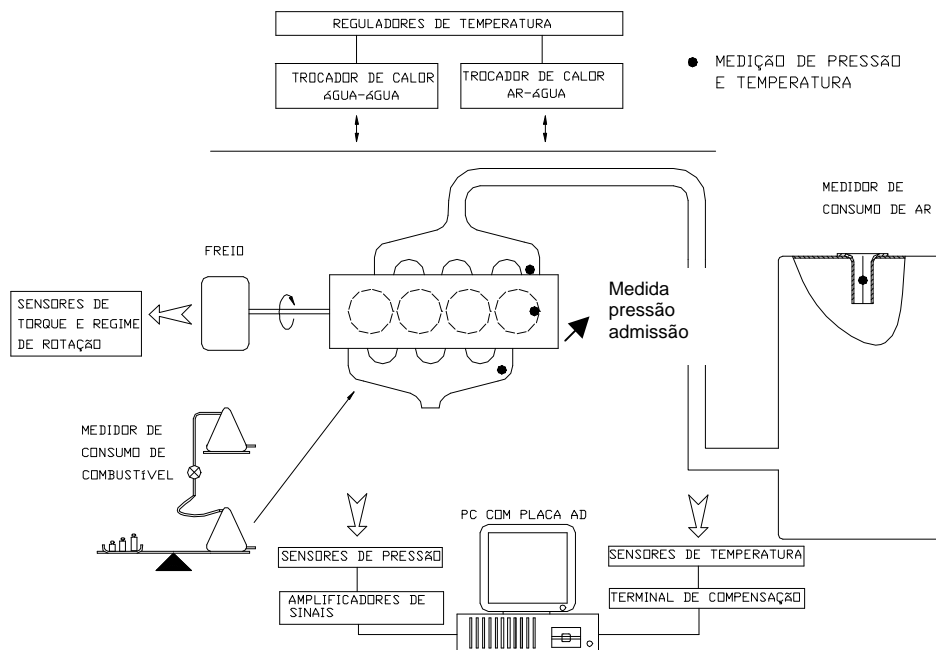


Figura 2. Esquema da bancada de teste do motor e instrumentação

5. Resultados e discussão

Os resultados obtidos com esta simulação, permitem inferir a tendência do comportamento das principais propriedades termodinâmicas e variáveis do escoamento nos coletores estudados. Com o propósito de mostrar que a simulação desenvolvida está qualitativamente correta, apresenta-se inicialmente o gráfico da fig. (3), onde são mostrados os dados de pressão medida e calculada pelo modelo matemático proposto. O ponto de instalação do sensor de pressão para tomada desta pressão foi a 100 mm do cilindro 1, na respectiva ramificação dos coletores de admissão estudados. Nesta figura, observa-se que os dados foram compatíveis em sua ordem de grandeza, apresentando um desvio máximo de 2,5% no coletor 31 S10 e de 1,5% no coletor 33 normal, entre os valores medidos e calculados.

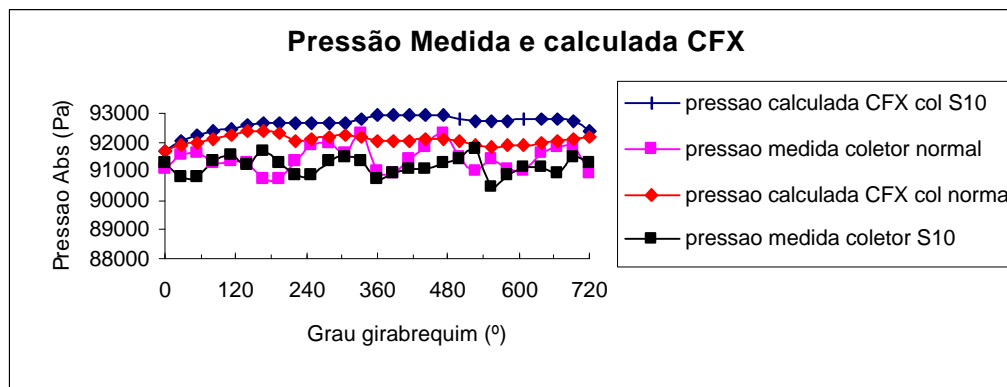


Figura 3. Comparação entre os dados de pressão do modelo e os medidos

Na Figura (3), nota-se que o modelo nas condições de simulação não conseguiu captar precisamente as flutuações da pressão percebidas nas medições realizadas, apesar de apresentar

compatibilidade em sua ordem de grandeza nos dois casos. Esse efeito pode estar relacionado ao intervalo de tempo de discretização (time step) escolhido na simulação, o qual pode não ter sido suficientemente pequeno para captar as flutuações medidas experimentalmente. Outro aspecto que pode ter influenciado está relacionado ao número de ciclos simulados, o qual foi pequeno devido às limitações de máquina. A escolha de número de ciclos e time step, foi feita em função do tempo de simulação empregado em cada caso, chegando até 13 dias no mais crítico. Além disso, soma-se que durante o processo de simulação foi necessário testar o modelo matemático e várias configurações geométricas para obtenção de resultados razoáveis.

A análise apresentada a seguir compara a tendência do comportamento hidrodinâmico dos dois casos estudados sob as mesmas condições operacionais e de simulação. Os valores absolutos apresentados podem ser considerados satisfatórios para esta análise inicial e indicam consistência física do problema, entretanto mais simulações são necessárias para obter dados completamente confiáveis.

Inicia-se apresentando a figura (4), que mostra planos em corte longitudinal evidenciando o comportamento da velocidade e pressão antes (lado esquerdo das figuras (a)) e depois do fechamento de todas as válvulas (lado direito das figuras (b)).

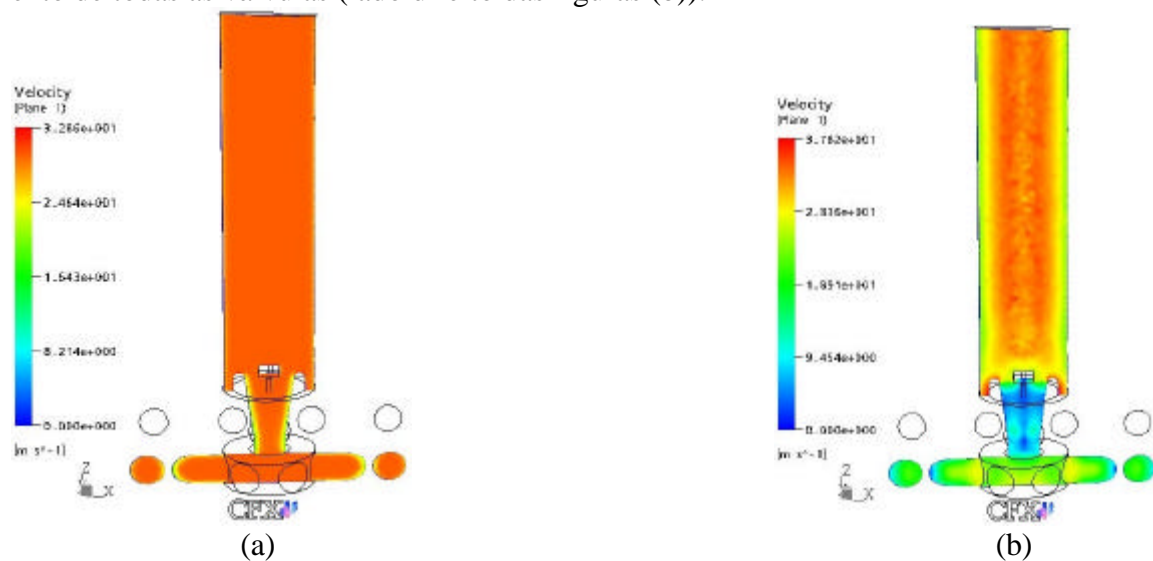


Figura 4. Velocidade plano corte longitudinal antes (a) e depois fechamento válvulas (b).

Na figura (4), observa-se claramente a desaceleração do escoamento junto às paredes e maior aceleração dentro da veia fluida. Na fig. (4-b), pode-se perceber o efeito da queda de velocidade no coletor provocado pelo fechamento das válvulas, propagando-se ao longo do conjunto no sentido da saída das ramificações para a entrada do duto principal de adução. Chama-se especial atenção para a região do venturi onde o efeito da proximidade das paredes (borboleta, venturi, e suporte do bico injetor) somado à onda de contra pressão, provocou os menores valores de velocidades, nesse instante e plano. Percebe-se ainda na fig. (4-b), a formação de uma esteira a montante do suporte do bico injetor, região de menor velocidade, decorrente da resistência oferecida ao escoamento, pelo suporte do bico injetor.

Para justificar o comportamento da velocidade comentado anteriormente, mostra-se o comportamento da pressão relativa nesse mesmo plano e instantes, na fig. (5).

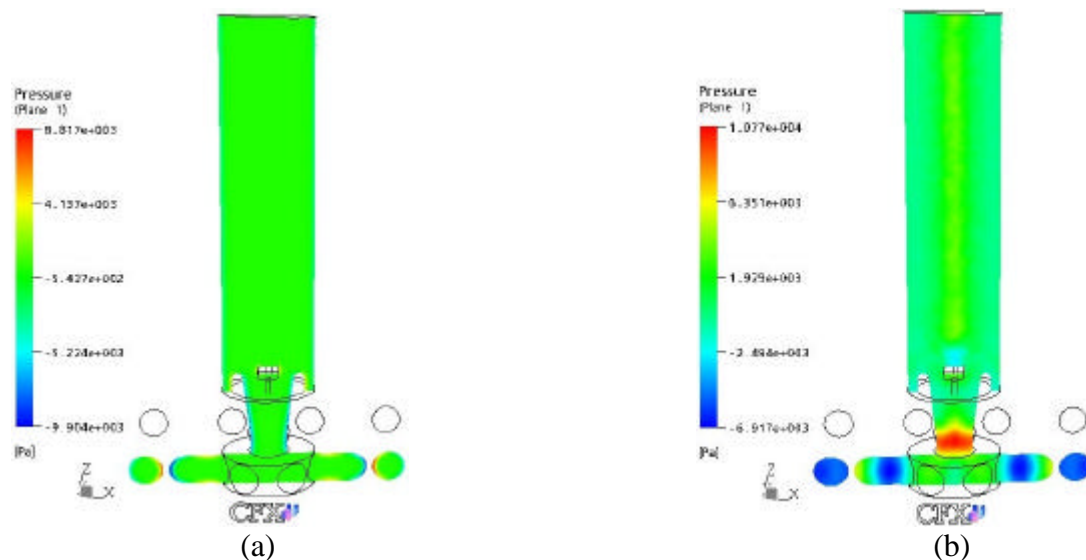


Figura 5. Pressão relativa, plano corte longitudinal antes (a) e depois fechamento das válvulas (b).

Analisando a figura (5-a), percebe-se regiões de níveis com menores pressões concordando com as de níveis com maiores velocidades da fig. (4-a). Na fig. (5-b), observa-se uma onda de contra pressão, por efeito de balanço energético e de movimento, que navega no sentido contrário ao do escoamento, sentindo-se o maior nível de pressão na garganta do venturi.

Um corte transversal em uma secção do coletor também é mostrado para se fazer o mesmo tipo de comparação anterior, na fig. (6).

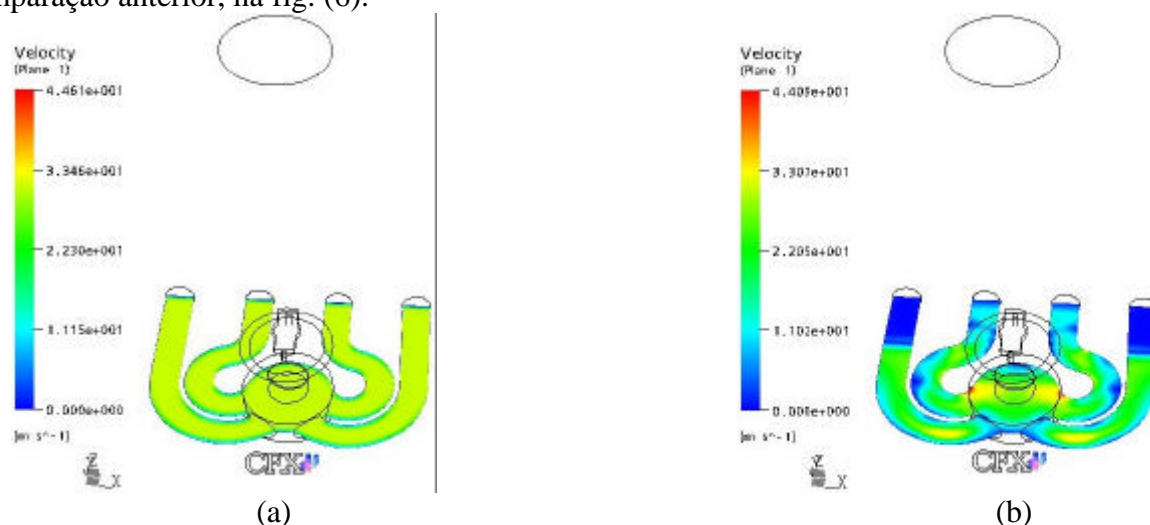


Figura 6. Velocidade corte transversal coletor antes (a) e depois fechamento válvulas (b).

Nesta figura, pode-se avaliar a velocidade nas ramificações do coletor, sendo perceptível, como esperado, os maiores níveis de velocidades nas regiões centrais, e os menores nas paredes principalmente, nas regiões curvas e sinuosas. Na fig. (6-a), não se observa grandes variações dos níveis de velocidade entre cada ramificação, excetuando-se uma maior desaceleração nas paredes das derivações internas, explicadas pela geometria em forma de “S”. Na fig. (6-b), nota-se valores nulos de velocidade, sobretudo próximos às válvulas. Nesse caso observa-se nas ramificações externas a transição de uma região com velocidade nula e outra com velocidade entre 20 e 30 m/s. Nas ramificações internas esse efeito se propaga gradual e amortecidamente ao longo do coletor no sentido contrário ao do escoamento.

O campo de pressões correspondente à figura anterior apresenta-se na fig. (7). Com isso pretende-se avaliar a coerência dos resultados obtidos. Os valores encontrados dos níveis de pressão, em todo o plano corroboram com os níveis de velocidades mostrados na fig. (6-a). Avaliando a fig. (7-b), constata-se que com o fechamento das válvulas o aumento da pressão foi

notório junto as mesmas propagando-se na veia fluida de maneira gradativa e suavizada ao longo das ramificações. Nas ramificações internas verificou-se um aumento de pressão localizado no início do “S”, paredes internas, resultado da forma geométrica. Nessa mesma posição na fig. (6-b), nota-se uma diminuição da velocidade.

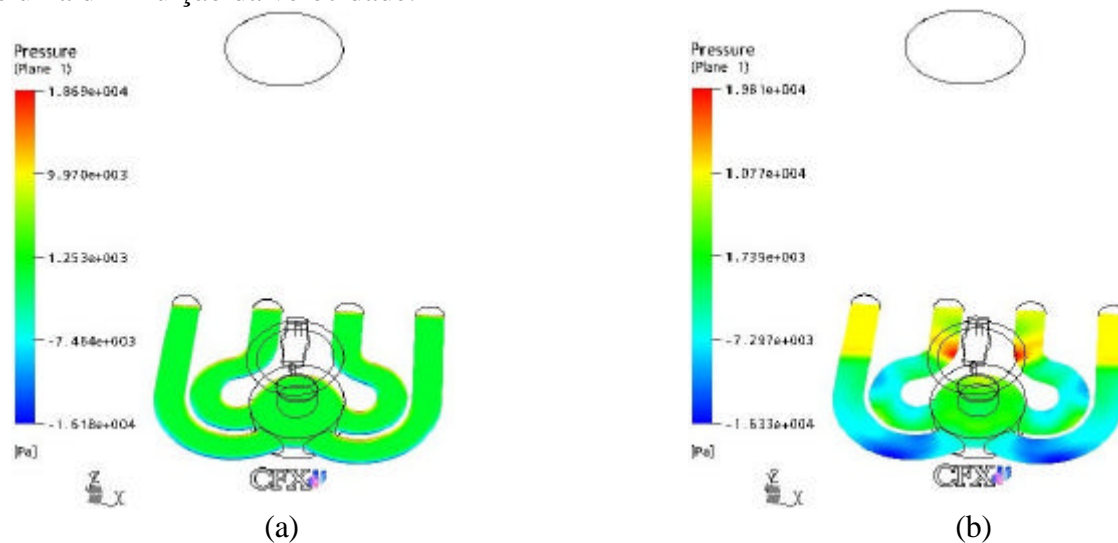


Figura 7. Pressão relativa corte transversal coletor antes (a) e depois do fechamento válvulas(b).

A seguir apresenta-se uma análise comparativa entre os dois coletores estudados, evidenciando as diferenças encontradas na dinâmica do escoamento simulado. Em todas as figuras seguintes tem-se à esquerda o coletor 33 (a), e à direita o coletor 31 (b). Da análise da fig. (8), constata-se que não houve grandes diferenças no campo de velocidades entre os dois casos, para o plano e instante analisados. Sendo coincidentes inclusive os valores absolutos das velocidades, na faixa de 20 a 33 m/s para ambos os coletores. Nota-se, como esperado, menores valores de velocidade nas regiões próximas às paredes e maiores nas outras regiões.

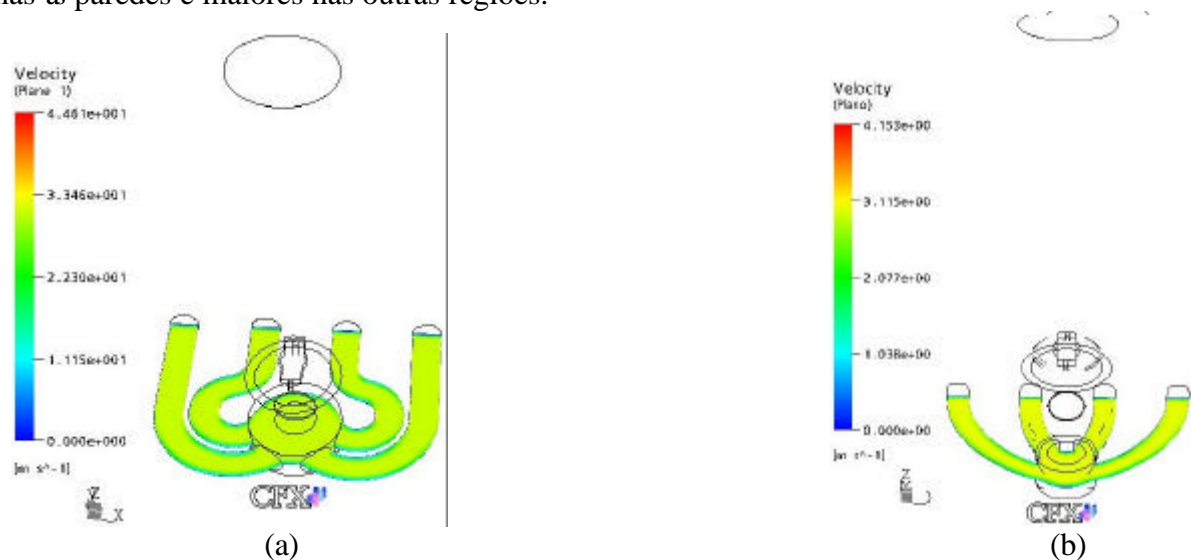


Figura 8. Velocidades no plano de corte transversal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), antes do fechamento das válvulas.

Finalmente, na figura (9), nota-se claramente as diferenças bem marcantes resultantes da forma geométrica de cada coletor. Percebem-se valores de maior velocidade nas regiões mais distantes das válvulas, final de cada ramificação (nos dois casos). No coletor 33 (a), as regiões de maior velocidade situam-se quase à entrada do cilindro de onde saem as ramificações. No coletor 31 (b), estas regiões localizam-se antes desse cilindro, ainda nas ramificações, atingindo-se valores absolutos de velocidade maiores que no outro coletor. Isso pode ser explicado pelo menor comprimento e diâmetro desse conjunto (coletor 31).

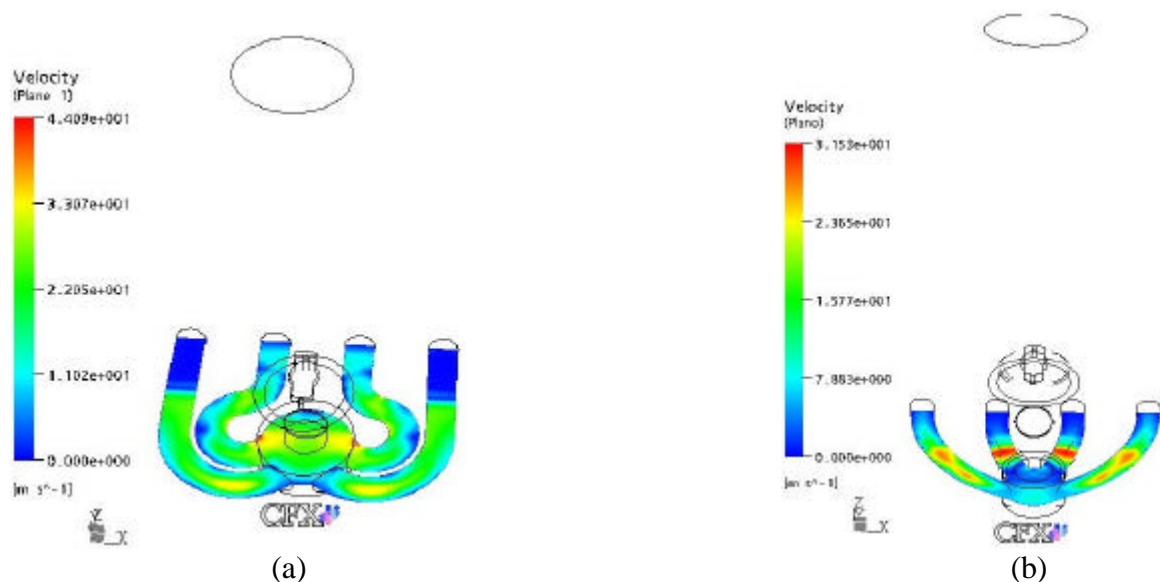


Figura 9. Velocidades no plano de corte transversal no coletor 33 (a) e coletor 31 (b), depois do fechamento das válvulas.

6. Conclusão

A modelagem e os resultados da simulação numérica apresentaram dados iniciais coerentes, mas necessitam de maior tempo de simulação e comprovação do mesmo comportamento para um número maior de ciclos a ser simulado. Quanto maior o número de ciclos simulados melhor será sua resposta da influência do transiente provocado de ciclo para ciclo. Uma necessidade de diminuição do “time step” também foi comprovada, para conseguir captar as flutuações de pressão no coletor com maior precisão.

Outros parâmetros que também poderiam contribuir para dar maior confiabilidade nos resultados numéricos, seriam fazer uma otimização e refinamento das malhas adotadas e/ou testar outros modelos de turbulência que também estão disponíveis no pacote.

Os resultados da simulação numérica demonstraram que a geometria e a discretização espacial exercem uma grande influência sobre o comportamento do escoamento. Ressalta-se a importância desse tipo de estudo, que permite efetuar uma análise mais detalhada do fluxo ao longo dos coletores, permitindo inclusive comparar diferentes projetos de coletores.

7. Agradecimentos

À Fundação de Amparo à pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP, pelo apoio ao projeto individual de pesquisa N° 00/05188-8.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pela bolsa concedida no programa PICD, e apoio através do projeto N° 460283/01-4.

Ao pessoal da ESSS- Engineering Simulation and Scientific Software pelo apoio na correção das superfícies geométricas quando na geração do domínio de escoamento para a simulação.

8. Referências

BENSON, R.S. The Thermodynamics and gas dynamics of I.C.E . v I ,II Oxford University Press, 1982.

BREHM, C., WHITELOW, J.,H.(1999). Air and Fuel characteristics in the Intake Port of a SI Engine. SAE paper 991491, pp. 1-13.

FUJIMOTO, H., NAKAGAWA, T., KUDO, H., WAKISAKA, T., SHIMAMOTO, Y. (1995). A Study on the Formation of Vertical Vortex in the Cylinder of an I.C. Engine Using CFD: Effect of Intake Valve Closing Timing. JSAE paper 9537916. pp. 349-355.

LAX, P. D., WENDROFF, B. (1960). Systems of Conservation Laws, Communications on Pure and Applied Mathematics, Vol. 13, pp. 217-237.

NAGUMO, S., HARA, S. (1995). Study of Fuel Economy Improvement Through Control of Intake Valve Closing Timing: Cause of Combustion Deterioration and Improvement. JSAE paper 9439311. pp. 13-19.

TAKIZAWA, M., UNO, T., OUE, T., YURA, T. (1982). A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine. SAE paper 820410, pp.1-14.

PROCESS STUDY OFF CHARGE RENEWAL IN SPARK IGNITION ENGINE POWERED ETHANOL USING NUMERICAL SIMULATION

José Antônio da Silva

Universidade Federal de São João Del - Rei – UFSJ
Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos - DCTEF
Pça. Frei Orlando, 170, São João del Rei, M.G.
Tel. (032) 3379 2619 jant@ufsj.edu.br

Antônio Moreira dos Santos

Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP
Tel. (016) 273 9414 asantos@sc.usp.br

Luben Cabezas Gomes

Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP
Tel. (016) 273 8229 lubencg@sc.usp.br

Abstract

It was studied the hydrodynamic behaviour of the gases in the intake of a spark ignition multicylinder engine powered ethanol, for two different types geometry manifold. The numerical simulation used Computational Fluid Dynamics technique through the package CFX that allows calculates the mass flow, speed and pressure of the flow in the manifold. The found data are compared with experimental values obtained in engine test bed and they were shown satisfactory. The analyses were made for full load regime.

Keyword: internal combustion engine, simulation, hydrodynamic, intake manifold.