

SIMULAÇÃO NUMÉRICA MULTIDIMENSIONAL DA ADMISSÃO E COMPRESSÃO EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Yesid Ortiz Sánchez Ms.C.¹, Leonel Rincón Cancino,
Dr. Eng.² Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.³

1-Universidade Federal de Santa Catarina,
Rua Eng. Agrônomo Andrei Cristian Ferreira, Florianópolis, Brasil.
yosanchez@utp.edu.co
Universidad Tecnológica de Pereira, Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia
yosanchez@utp.edu.co

2-Universidade Federal de Santa Catarina,
Rua Dr. João Colin, Joinville, Brasil.
l.r.cancino@ufsc.br

3-Universidade Federal de Santa Catarina,
Rua Eng. Agrônomo Andrei Cristian Ferreira, Florianópolis, Brasil.
amir.oliveira@gmail.com

Palavras-chave: Motor a combustão interna de ignição por compressão, modelagem multidimensional, admissão, compressão, coeficiente de descarga, razão de *swirl*, razão de *tumble*, modelo RANS, k-RNG.

Resumo

No presente trabalho os processos de admissão e compressão para um motor a combustão interna monocilíndrico de ignição por compressão, foram simulados usando a geometria real do motor em 3D, em regime transiente. Foi analisado o coeficiente de descarga da válvula na admissão, o desenvolvimento do campo de velocidades e pressão no interior do cilindro em função de ângulo de manivela, e a eficiência volumétrica. Também foram levados em conta na análise, parâmetros dinâmicos do escoamento no cilindro como o movimento rotacional em torno dos eixos do cilindro quantificados pela razão de *Swirl* e razão de *Tumble*, para observar sua evolução desde a admissão até o final da compressão, onde é relevante este tipo de características do escoamento. Foram obtidos os campos de velocidade, pressão e temperatura do escoamento no duto de admissão e no cilindro. A simulação foi feita para um motor naturalmente aspirado com uma razão de compressão de 17,3:1 para 1800 rpm e 2100 rpm, com o software de simulação *Converge CFD*, usando o modelo de turbulência RANS k- ϵ RNG. A geometria e tamanho do motor é a mesma do motor diesel real que se encontra na bancada experimental no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos – LABCET da Universidade Federal de Santa Catarina. Esta simulação é feita como uma etapa inicial no estudo de spray e combustão de óleo diesel e óleo vegetal *in natura* de soja, para obter os campos de escoamento de forma adequada antes de iniciar a injeção de combustível. A pressão no interior do cilindro é comparada com medições experimentais que foram feitas no motor quando operado com óleo diesel como combustível. São mostrados como resultados da simulação, os campos das variáveis que descrevem o escoamento no duto de admissão e no interior do cilindro. Foi encontrado que para o pistão usado no motor, a forma da câmara de combustão não

tem muita importância na geração de *Swirl* e *Tumble* no curso de admissão, mas ao final da compressão sim é muito importante, já que são gerados grandes valores de *Swirl*.

1. Introdução

Os motores de combustão interna são hoje em dia a maior fonte de potência disponível em aplicações que cobrem, desde aplicações de transporte, até a geração de eletricidade e potência para uso industrial. O adequado desempenho do motor é fortemente dependente do projeto dos sistemas de admissão, exaustão, câmara de combustão, válvulas, injeção e das condições de operação. Nos motores de ignição por compressão as condições do escoamento ao final da compressão, quando é feita a injeção de combustível, são muito importantes para a formação de mistura combustível-ar e combustão, e estas condições do escoamento são geradas em uma maior parte pela entrada de ar através das válvulas para o interior do cilindro no curso de admissão, e depois pelo curso de compressão. As características de formação de mistura combustível-ar têm muita importância para a combustão, formação de fuligem e formação de material particulado. O sistema de admissão é importante na geração de condições no escoamento ao interior do cilindro que melhorem a combustão, principalmente devido a que neste sistema são criadas ondas de pressão que se movimentam ao longo do duto desde o cilindro, e são refletidas de volta para o cilindro, levando a que as ondas sejam reforçadas ou canceladas dependendo de se elas estão dentro o fora de fase. Num motor de combustão interna a determinação das variáveis que definem o escoamento no interior do cilindro pode ser feita de forma experimental ou via simulação numérica. Uma das técnicas para medição do campo de velocidades em regime permanente é *Laser doppler velocimetry - LDV* a qual fornece resultados de alta qualidade, tendo como limitante a sua implementação e principalmente o acesso óptico à câmara de combustão, além de ser uma metodologia de medição de médio / alto custo. Do ponto de vista numérico, uma forma de caracterizar o movimento do escoamento no cilindro do motor é a simulação usando Dinâmica de Fluidos Computacional a qual, desde que bem especificados os diferentes modelos para representar bem a fenomenologia envolvida, produz resultados comparáveis aos dados experimentais via solução das equações governantes do escoamento. O movimento do gás no interior do cilindro é um fator importante na combustão do motor diesel, pois do mesmo depende a resposta fluidodinâmica da interação do spray com o ar na câmara de combustão, assim como o processo de mistura combustível-ar. De esta forma, é claro que a fluidodinâmica dos cursos de admissão e compressão e a sua resposta em termos de turbulência são importantes na correta operação do motor.

Nos processos de admissão e compressão há diferentes parâmetros que permitem quantificar os diferentes fenômenos fluidodinâmicos que ocorrem durante a operação do motor. Um parâmetro global usado para quantificar os efeitos viscosos no sistema de válvulas é o coeficiente de descarga instantâneo (C_{Di}) que é a relação entre a vazão real de ar que passa através da válvula de admissão (\dot{m}) e a vazão ideal obtida para uma expansão isentrópica através da mesma área de passagem, dado pela equação 1 [1]:

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

onde, p_T é a pressão de saída do ar, p_o é a pressão de estagnação na entrada de ar, A_R é área característica da válvula, T_o é temperatura de ar na entrada, γ relação de calores específicos a pressão e a volume constante.

O escoamento no interior do cilindro é normalmente caracterizado de forma global pelos coeficientes de *swirl* e *tumble*. O *swirl* é o movimento rotacional do gás entorno do eixo do cilindro (z) que contribui para melhorar a mistura combustível-ar. É quantificado pela razão de *swirl* (R_s), calculado com a equação 2 [2], [3]:

$$R_s = \frac{\Omega_{esc}}{\Omega_{maniv}} = \frac{\sum_{cel} \rho_i v_i [(x_i - x_m)v_i - (y_i - y_m)u_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{cel} \rho_i v_i [(y_i - y_m)^2 + (x_i - x_m)^2]} \quad (2)$$

onde, Ω_{esc} é a velocidade de rotação do escoamento e Ω_{maniv} é a velocidade de rotação da manivela em (rad/s). No motor que tem a câmara de combustão perto da linha central do cilindro, quando o pistão aproxima-se ao Ponto Morto Superior (PMS) na compressão, é gerado no interior do cilindro um movimento radial chamado de *squish* e o movimento de *Squish* gera um escoamento rotacional secundário chamado *tumble*, quantificado pela razão de *tumble* (R_t). A razão de *tumble* em x é definido como a razão entre a velocidade de rotação do escoamento em torno do eixo x e a velocidade de rotação da manivela, e a razão de *tumble* em y é definido como a razão entre a velocidade de rotação do escoamento em torno do eixo y e a velocidade de rotação da manivela.

No presente estudo é realizada a simulação numérica da admissão e exaustão, em regime de escoamento turbulento em motor de ignição por compressão, no software *Converge CFD*, considerando escoamento compressível, usando a metodologia das equações médias de Reynolds (RANS), com o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ *RNG*. Da simulação são obtidos valores médios das diferentes variáveis do escoamento e campo das variáveis do escoamento, usando software *EnSight 10.0* para o pós-processamento de dados. Finalmente, os resultados da simulação numérica são confrontados com dados de estudos similares no intuito de validar as simulações numéricas.

2. Antecedentes de simulação numérica

O efeito da forma do pistão no movimento e turbulência do escoamento no interior do cilindro num motor diesel foi analisado no trabalho de Sushma e Jagadeesha [4], simulando em Fluent com o modelo $k - \varepsilon$ *RNG* para três configurações de pistão, concluindo que o pistão com a configuração de taça gera alto swirl ao final da compressão e tem alta eficiência volumétrica quando comparado com outras configurações. As características acústicas e a continuidade do escoamento no coletor de admissão de um motor diesel são mostradas de forma experimental para dois coletores de admissão, concluindo que estes parâmetros têm influencia no torque do motor e que o comportamento dinâmico na admissão do motor tem relação com a propagação de ondas de pressão no coletor de admissão, segundo Cavaglieri e coautores [5]. Testes experimentais da influência do duto de admissão na eficiência volumétrica de um motor de um cilindro sem combustão foram feitas por Radivoje e coautores [6], concluindo que o aumento da velocidade no coletor de admissão aumenta a amplitude da oscilação de pressão, e para aumentar a eficiência

volumétrica é necessário que o movimento de fechamento da válvula esteja sincronizado com a oscilação de pressão.

O coletor de admissão de um motor foi simulado em regime permanente por Karthikeyan e coautores [7], e a pressão dentro do duto comparada com dados experimentais, obtendo a pressão em função do ângulo de manivela e estes dados foram usados para obter as características do escoamento em CFX[®]. A simulação numérica de um motor diesel de injeção direta foi feita por Fernández e Marcos [8], usando Fluent[®] e o modelo $k - \varepsilon$, junto à análise experimental, para obter campos de pressão, temperatura, velocidade e intensidade turbulenta com duas câmaras de combustão diferentes. O curso de admissão e compressão para um motor de injeção direta foi simulado por Jayashankara e Ganesan [9] em STAR-CD[®] usando o modelo $k - \varepsilon$ *RNG*, comparando razão de swirl, velocidade radial e intensidade turbulenta no interior do cilindro com dados medidos usando *LDV*.

Um motor de combustão interna diesel foi simulado em diferentes posições de elevação da válvula de admissão por Rech [10] usando modelos RANS $k - \varepsilon$ e $k - \varepsilon$ *RNG* no software Fluent[®], e verificou-se que o coeficiente de descarga aumenta com a elevação da válvula, foi observada uma recirculação no lado oposto da válvula de admissão devido à interação do escoamento com a parede do cilindro. Usando o software Star-CD[®] com os modelos de turbulência $k - \varepsilon$ e $k - \omega$ *SST*, foi simulado um motor diesel de características similares as anteriores por Vanderlei [11], onde foram obtidos o campo de velocidade, pressão e energia cinética turbulenta no processo de admissão de ar, observando que a geometria do motor simulada favorece o *Squish* na compressão, e que o coletor de admissão helicoidal força o fluido a rotacionar (*Swirl*), comparando os resultados com dados experimentais e não foram observadas diferenças significativas.

Os cursos de admissão e compressão foram simulados para um motor diesel de um cilindro de injeção direta com diferentes câmaras de combustão por Payri e coautores [12], e foi observado que o pistão que tem a forma da taça é o mais importante na geração de *swirl* ao final do curso de compressão pela forma da câmara de combustão, comparando os resultados da simulação com dados experimentais obtidos com *LDV* para os diferentes pistões.

3. Revisão teórica

A modelagem dos processos de admissão e compressão num motor de combustão interna consiste num conjunto de equações governantes que devem ser resolvidas com parâmetros de entrada, condições iniciais e de contorno. Para a obtenção dos campos de velocidade, temperatura e pressão num escoamento compressível é necessário solucionar a equação de conservação de massa, de quantidade de movimento, de energia e equação de estado (Equações 4, 5, 6, e 3 respetivamente [2]). Para a equação de estado é usada a equação de Redlich-Kwong.

$$\frac{p}{\rho} = Z \frac{R}{W} T \quad (3)$$

onde, R é a constante do gás, W é o peso molecular e Z é o fator de compressibilidade (1.0 para gás ideal). Para a equação de estado de Redlich-Kwong, Z é função de volume específico reduzido v_r , e temperatura reduzida T_r .

3.1. Modelagem e solução numérica de escoamento turbulento

As equações de Navier-Stokes descrevem o escoamento turbulento em regime não estacionário e tridimensional, as quais precisam da solução em escalas pequenas de tempo e espaço para obter a descrição do escoamento. As metodologias de solução numérica de escoamento turbulento são simulação numérica direta (*Direct Numerical Simulation- DNS*), simulação de grandes escalas (*Large Eddy Simulation- LES*) e modelos de médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes (*Reynolds Averaged Navier-Stokes- RANS*). A simulação DNS precisa de recurso computacional grande pelos níveis de discretização espacial e temporais muito pequenos, sendo limitada a certos números de Reynolds e tamanho do domínio computacional [13]. Na Simulação LES, é onde o movimento das grandes escalas é resolvido na forma de um escoamento tridimensional e transiente e para as escalas pequenas o tratamento é feito com modelos algébricos.

A modelagem usando RANS, é baseada na decomposição das equações de Navier-Stokes quando é substituída em elas a velocidade instantânea como uma média somada a uma flutuação, Bejan [14]. Para escoamentos compressíveis, a média de Favre expressa qualquer propriedade do escoamento como o soma de uma quantidade média e uma flutuação, ponderadas pela massa específica, por exemplo, a velocidade u_i pode ser escrita como a soma de um valor médio \tilde{u}_i e uma flutuação u_i'' [15], [16] ($u_i = \tilde{u}_i + u_i''$). As equações de conservação da massa, de quantidade de movimento e de energia em termos de média de Favre são [2]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{\rho} \tilde{u}_i'' u_j'' \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{u}_j \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial x_j} = -p \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} D \sum_m \tilde{h}_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (6)$$

onde, Y_m é a fração de massa da espécie m , D é difusibilidade de massa, K é a condutividade térmica, e é a energia interna específica, h_m é a entalpia da espécie m , S é o termo fonte e σ é o tensor de tensão. Nestas equações é obtido um termo adicional chamado de Tensor de Reynolds ($R_{ij} = -\bar{\rho} \tilde{u}_i'' u_j''$), composto por seis incógnitas escalares que gera um problema para o fechamento do sistema de equações que pode ser resolvido usando a equação de transporte para o tensor de Reynolds.

3.2. Modelos RANS

A solução do sistema usando RANS pode ser feita de duas formas: com modelos de equação de transporte para cada um dos termos de $R_{i,j}$ (*Reynolds Stress Models - RSM*), ou usando modelos de viscosidade turbulenta baseado na hipótese de Boussinesq para expressar o tensor de Reynolds, o qual em termos de média de Favre, é dado pela equação 7.

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i'' u_j''} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

Modelo $k - \varepsilon$. É um modelo semi-empírico baseado nas equações de transporte para energia cinética turbulenta (k), equação 9, e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (ε), equação 10. A viscosidade turbulenta é modelada mediante a equação 8 [15].

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j k}{\partial x_j} = R_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + S_k \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} + \left(C_{\varepsilon 1} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} R_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + c_k S_k \right) \frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R \quad (10)$$

onde, (C_μ) é uma constante de turbulência do modelo, Pr_k e Pr_ε são números de Prandtl turbulento, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ são coeficientes do modelo, S_k é o termo fonte que representa as iterações com a fase discreta (spray), S é termo fonte fornecido pelo usuário. Em este modelo na equação 10, $R = 0$.

Modelo $k - \varepsilon$ RNG. É uma variante do modelo $k - \varepsilon$, e tem a vantagem que tanto a constante como as funções empregadas são obtidas teoricamente e não empiricamente como no modelo $k - \varepsilon$. As equações para k e ε são as equações 9 e 10, e a variável R da equação 10 é dada pela equação 11.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad (11)$$

onde, $\eta = k / \varepsilon \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$, S_{ij} é o tensor de tensão médio

($S_{ij} = 1/2 (\partial \tilde{u}_i / \partial x_j + \partial \tilde{u}_j / \partial x_i)$), η_0 e β são coeficientes empíricos do modelo [17].

Modelo $k - \omega$. O modelo $k - \omega$ apresenta mais eficiência em relação ao modelo $k - \varepsilon$ na reprodução dos fenômenos próximos a parede, onde há separação de escoamento e gradiente de pressão adverso. O modelo usa a equação de transporte da taxa de dissipação de energia em unidade de volume e tempo (ω). A formulação do modelo para a viscosidade turbulenta é dado pela equação 12.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (12)$$

3.3. Condições de contorno

Para o motor são consideradas as fronteiras de entrada e saída de escoamento e de parede. A fronteira de parede pode ser fixa ou móvel, no caso do motor de combustão interna as fronteiras móveis são o pistão e as válvulas de admissão e exaustão. Em escoamento turbulento a região próxima à parede sólida é dividida em três sub-regiões que são subcamada viscosa, camada de amortecimento e região turbulenta. Para altos números de Reynolds não é possível resolver o escoamento baixo a subcamada viscosa o qual é necessário para uma solução correta. Nos modelos de turbulência são usadas funções de parede para representar a distribuição de velocidade, temperatura, energia, etc., dentro da camada limite e a lei da parede é uma função logarítmica da camada limite turbulenta. Considerando $E=9.8$ como uma constante empírica e $\kappa=0.4187$ como a constante de Von Karman, a lei da parede padrão é dada por:

$$u^* = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) & y^+ > 11.2 \\ y^+ & y^+ \leq 11.2 \end{cases} \quad (13)$$

A condição de contorno de pressão na parede, de energia cinética turbulenta, de taxa de dissipação de energia cinética turbulenta é de valor específico de zero para a primeira derivada e para espécies é um valor de gradiente zero.

4. Modelagem e metodologia de solução

Para a solução numérica das equações governantes do escoamento turbulento é usado o modelo RANS $k - \varepsilon$ *RNG* com o método de volumes finitos em *Converge CFD*, o qual é um programa de dinâmica de fluidos computacional com geração de malha ortogonal estruturada em tempo real baseada em parâmetros dados pelo usuário.

O motor simulado é um motor diesel monocilíndrico de 4 tempos, marca Yanmar Modelo YT22E de injeção direta e controle mecânico com uma relação de compressão 17,3. No cilindro do motor tem se instalado um sensor piezelétrico para a medição de pressão em diferentes regimes de operação. A geometria do motor é tridimensional (Figura 1), com câmara de combustão na cabeça do pistão. Para a válvula de admissão e exaustão foi obtida a abertura de cada uma de elas em função do ângulo de manivela como pode ver se na Figura 2a, e esta função foi inserida no software de simulação.

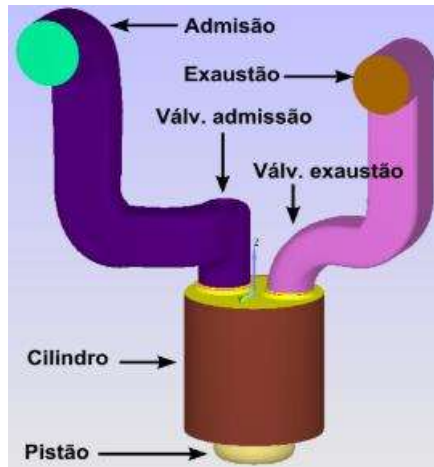


Figura 1. Geometria tridimensional para simulação. (Fonte: Autor)

4.1 Características do método numérico

A simulação é feita para 1800 rpm e 2100 rpm, e inicia em -640° de ângulo de manivela (antes da exaustão) para evoluir até o curso de admissão (-360° até -180°), e termina ao final do curso de compressão em -20° . Levando em conta que a simulação é transiente, a função de interpolação no tempo é feita com uma formulação totalmente implícita. Para o acoplamento pressão-velocidade foi usado o algoritmo PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) [18], e para a solução da pressão é usado o método de *multigrid*.

É definida uma malha base de 4 mm para todos os eixos usando refinamento de malha *Adaptive Mesh Refinement (AMR)* baseado na velocidade e temperatura em toda a geometria, nas válvulas de admissão e exaustão assim como na região do cilindro é feito um refino de malha usando *fixed embedding*.

4.2 Condições de contorno e iniciais do modelo

Para cada uma das paredes que formam as fronteiras do sistema, a temperatura que foi usada como condição de contorno corresponde à temperatura média da parede sólida obtida da simulação de transferência de calor no motor para uma geometria usando paredes sólidas e sem dutos de água de arrefecimento, em *Converge CFD* no modelo de transferência de calor conjugado (*Conjugate Heat Transfer*), para 25 ciclos do motor. Na entrada de escoamento ao motor, foram usados dados experimentais de pressão, medida em função do ângulo de manivela e as espécies correspondem aos componentes do ar. Na saída, as condições de temperatura e espécies são dadas pelas medições experimentais na exaustão do motor e tomadas de [19], e a pressão é a pressão atmosférica medida no barômetro de LABTERMO (Laboratório de Ciências Térmicas) da UFSC.

A geometria do motor é dividida em três regiões que são cilindro, duto de admissão e duto de exaustão. Para os gases no cilindro no estado inicial a pressão foi medida experimentalmente no motor, a temperatura é obtida de forma teórica com os dados experimentais de pressão e as espécies são medidas experimentalmente na exaustão [20].

No duto de admissão e exaustão como condição inicial é considerado a temperatura meia dos gases obtida da simulação de transferência de calor, a pressão como a atmosférica e as espécies que formam o ar (admissão) e as medidas experimentalmente na exaustão [20].

5. Resultados e análise

Os resultados são analisados para os diferentes fenômenos e parâmetros presentes no motor, entre os que se encontram a eficiência volumétrica, coeficiente de descarga, estrutura do escoamento, campo de pressão, de temperatura, de velocidade entre outros. As variáveis aqui relacionadas correspondem a valores médios nas diferentes regiões da geometria do motor.

5.1. Coeficiente de descarga na admissão C_{Di} e eficiência volumétrica η_v

Para o cálculo do coeficiente de descarga instantâneo (C_{Di}), foi utilizada a Equação 1. A Figura 2a mostra os valores obtidos do coeficiente de descarga na admissão, C_{Di} , via simulação numérica. O calculo da vazão de massa foi feito via pos-processamento de dados das simulações.

Para o motor a 1800 rpm o coeficiente de descarga global (C_D) é de 0,51 e para 2100 rpm o C_D é de 0,55. Na Figura 2b e 2c se podem observar as diferenças entre os dos modelos de cálculo da vazão de massa, onde ao inicio da admissão no modelo numérico antes que o pistão chegar ao PMS (-360°) a válvula de admissão esta aberta e então há saída de produtos de combustão para o duto de admissão o qual é normal pela sobreposição de válvulas [3], e quando o pistão inicia o curso de admissão, pelos efeitos da inércia, continua até 3° depois do PMS para 1800 rpm e 6° depois do PMS para 2100 rpm. Quando o pistão chega ate o PMI (-180°) a válvula de admissão ainda esta aberta, e no inicio do curso de compressão quando o pistão começa a subir, o gás continua entrando ao cilindro durante 30° depois do PMI, pela inércia dos gases, para 1800 rpm e durante 35° depois de PMI para 2100 rpm, e depois deste ponto antes de seu fechamento sai gás do cilindro para o duto de admissão.

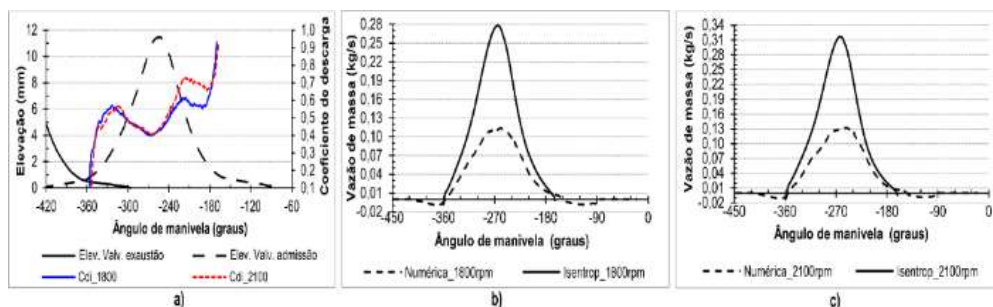


Figura 2. a) C_{Di} na admissão, b) \dot{m} na admissão a 1800 rpm, c) \dot{m} na admissão a 2100 rpm. (Fonte: Autor)

A massa máxima de gás ocorre quando o pistão está perto do PMI ao final do curso de admissão, mas depois de este ponto devido a que a válvula de admissão ainda não fecha,

ocorre massa de gás em reverso desde o cilindro para o coletor de admissão ficando ao final uma massa no cilindro menor à massa máxima. Na Tabela 1 estão relacionadas as massas de gás no interior do cilindro, onde para o motor a 1800 rpm é obtida a maior percentagem de massa que retorna ao coletor de admissão antes de que a válvula de admissão feche (3,4 %).

Tabela 1: Massa de gás no cilindro por ciclo. (Fonte: Autor)

Item	1800 rpm	2100 rpm
Massa residual (<i>kg</i>)	3,460E-5	3,322E-5
Massa máxima (<i>kg</i>)	1,128E-3	1,115E-3
Massa de reverso (<i>kg</i>)	3,737E-5	3,060E-5
Massa total admitida (<i>kg</i>)	1,093E-3	1,082E-3
Massa final no cilindro (<i>kg</i>)	1,091E-3	1,084E-3
Percentagem massa de reverso (%)	3,4	2,8

Em teoria a massa de ar que entra no cilindro do motor é igual ao produto da densidade do ar as condições de temperatura e pressão no exterior do motor, e o volume deslocado pelo pistão. Na realidade isto não ocorre pelo pouco tempo em cada ciclo, pelas restrições no duto de admissão, as válvulas, e então entra menos massa de ar no cilindro que a quantidade ideal. A eficiência volumétrica do motor em 1800 rpm é 78,7 e em 2100 rpm é 77,2. Estes valores de eficiência volumétrica para a configuração do pistão do motor estão de acordo com os valores obtidos por Sushma e Jagadeesha [4] onde são feitas as simulações para três configurações de pistão.

5.2. Estrutura do escoamento

Na análise da estrutura do escoamento no curso de admissão e de compressão, são usados os campos de velocidade, pressão, temperatura, energia cinética turbulenta e dissipação de energia cinética turbulenta.

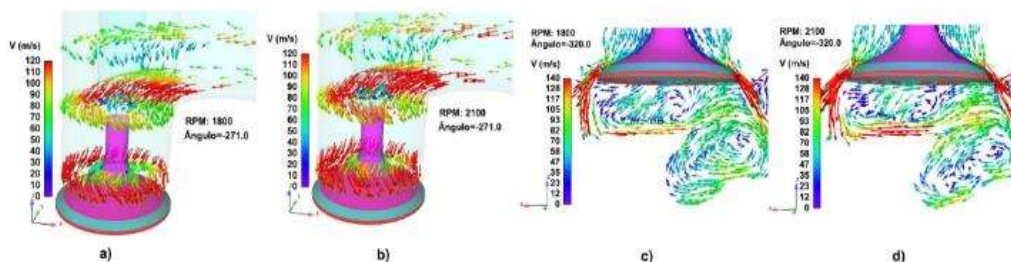


Figura 3. Velocidade na admissão. a) antes da válvula a 1800 rpm, b) antes da válvula a 2100 rpm, c) depois da válvula a 1800 rpm, c) depois da válvula a 2100 rpm (Fonte: Autor)

No duto de admissão a velocidade do escoamento no contorno da haste da válvula é alta e pela forma do duto de admissão nesta secção gera uma rotação do escoamento como pode observar-se na Figura 3a e 3b para elevação da válvula de 10 mm. Na passagem pela válvula de admissão são geradas velocidades perto de 140 m/s devido à restrição, e é formado um jato anular cônico onde o escoamento alcança altos números de Reynolds, com a consequência que o jato atinge a cabeça do pistão e as paredes do cilindro formando vórtices pela interação com estas superfícies, como pode observar-se nas Figuras 3c e 3d ao início da admissão com 3 mm de elevação da válvula. Nestas figuras é possível ver que quando o motor está na velocidade de 2100 rpm, as velocidades do escoamento na admissão são maiores (linhas vermelhas), comparado com o motor a 1800 rpm.

Na admissão quando a válvula fecha as ondas de pressão permanecem com efeitos negativos ou positivos para o seguinte processo de admissão. As amplitudes das oscilações de pressão dependem do comprimento do duto de admissão, sendo menores nos pontos mais longe da válvula (linha vermelha da Figura 4a para 1800 rpm), e maiores no ponto mais perto da válvula (linha azul).

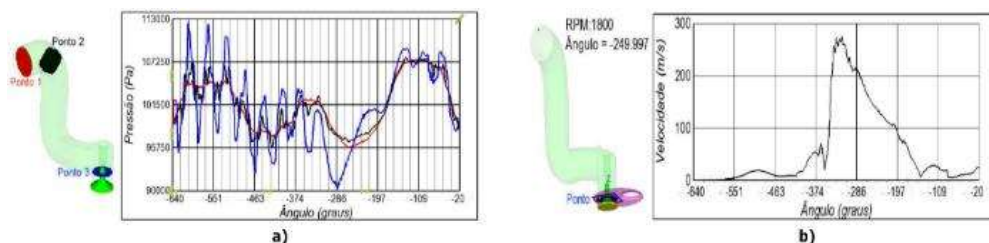


Figura 4. a) Oscilações da pressão no duto de admissão, b) Velocidade do escoamento na válvula de admissão. (Fonte: Autor)

A velocidade do escoamento na admissão depende da área de passagem pela válvula, da diferença de pressão entre o escoamento a montante e a jusante da válvula e da velocidade do pistão. A Figura 4b mostra a velocidade máxima do escoamento na passagem pela válvula para o motor a 1800 rpm, em função do ângulo de manivela com velocidade máxima de aproximadamente 280 m/s, na primeira metade do curso de admissão o qual também é descrito por Heywood [1].

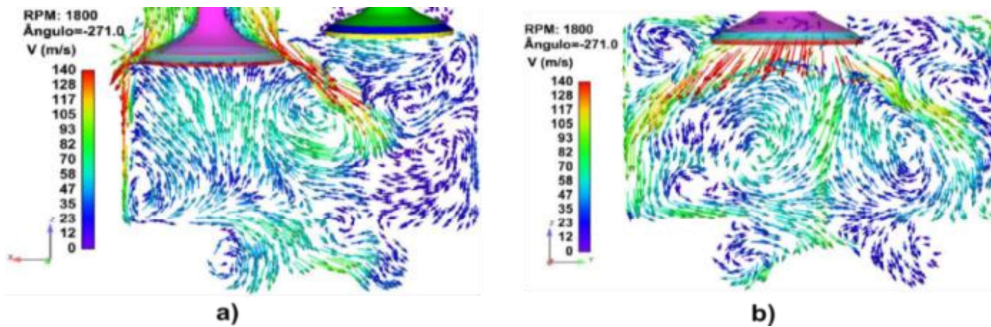


Figura 5. Velocidade do escoamento no cilindro. a) plano xz , b) plano yz . (Fonte: Autor)

A turbulência no cilindro é alta durante a admissão e diminui quando a vazão de massa é baixa, perto do PMI, e na compressão de novo aumenta como swirl e tumble, perto do PMS. No interior do cilindro, o movimento de massa é rotacional, gerado principalmente pela geometria da admissão, a válvula e pela geometria do pistão. Na secção central do cilindro no plano xz , é formado um vórtice maior devido a não se ter a válvula de admissão centralizada no cilindro, e vórtices menores são gerados pelo primeiro vórtice, como se pode ver na Figura 5a para a metade do curso de admissão. Na Figura 5b na secção central do cilindro no plano yz observa-se dois vórtices maiores de recirculação oposta, baixo a válvula devido à forma da admissão, e outros vórtices são gerados por os maiores.

5.3. Swirl e Tumble

A razão de Swirl (R_s) no início da admissão tem um valor negativo numa faixa de aproximadamente 80° , e é alta na segunda metade da admissão, diminuindo um pouco durante o início da compressão pelos efeitos do arrasto viscoso com as paredes do cilindro e o pistão, e aumenta de novo muito ao final da compressão por o desenho adequado da câmara de combustão, como pode verse na Figura 6a.

A mudança dos valores de Swirl negativos para valores positivos pode verse na sequencia das Figuras 7a e 7b para o motor em 1800 rpm, e Figuras 7c e 7d para o motor em 2100 rpm. Nas figuras 7 pode se ver que ao início da admissão (-320°) a velocidade do ar no cilindro esta em sentido não horário em varias zonas do cilindro como consequência da fase de exaustão, e no final da admissão (-230°) a velocidade no interior do cilindro esta em sentido horário quase na totalidade do volume gerando um vórtice maior no centro e dois vórtices menores, gerados por o ar que vem da admissão. O vórtice maior tem um eixo de rotação que não coincide exatamente como o eixo do cilindro, o que é normal segundo Heywood [1]. No motor de injeção direta o Swirl é usado para obter mistura rápida de combustível-ar devido a que quando o pistão na compressão esta próximo ao PMS o Swirl aumenta pela forma do pistão, que funciona como câmara de combustão no centro do cilindro, onde é forçado o ar a entrar e por isto a razão de Swirl aumenta.

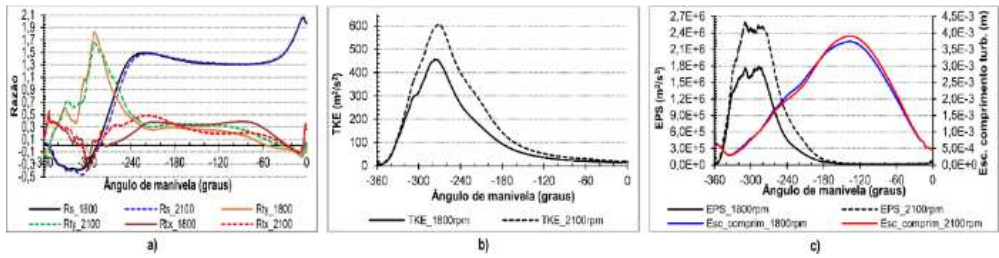


Figura 6. a) Razão de swirl e tumble, b) Energia cinética turbulenta (TKE), c) dissipação de energia cinética turbulenta (ESP). (Fonte: Autor)

O movimento de rotação do escoamento no eixo x é dado pela razão de tumble em x (R_{tx}). A R_{tx} aumenta pouco ao início da admissão e diminui rapidamente numa faixa de 60°, Figura 6a. Na metade do curso de admissão o jato anular de escoamento na admissão gerado pela válvula, forma dois vórtices maiores de rotação oposta nos lados do cilindro e vórtices menores nos cantos superiores e na câmara de combustão como pode verse na figura 5b.

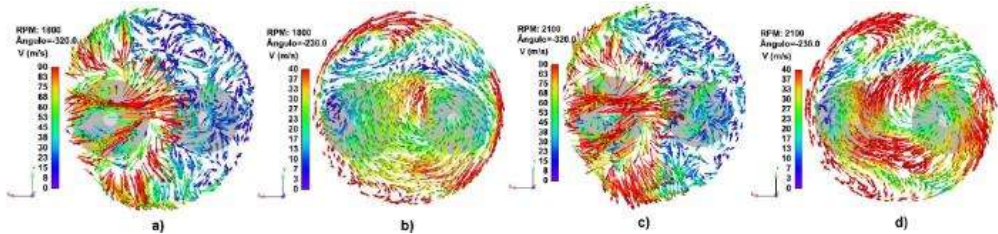


Figura 7. Vetores de velocidade no cilindro em torno do eixo z . (Fonte: Autor)

A razão de tumble em y (R_{ty}), quantifica o movimento de rotação do escoamento no eixo y do cilindro. R_{ty} aumenta rápido ao início da admissão numa faixa de 70° e depois diminui rápido, Figura 6a, mantendo-se constante até a primeira metade do curso de compressão. Na Figura 5a, na válvula de admissão é gerado um jato anular o qual produz no centro do cilindro um vórtice maior no sentido horário no plano xz , e este vórtice produz vários vórtices secundários.

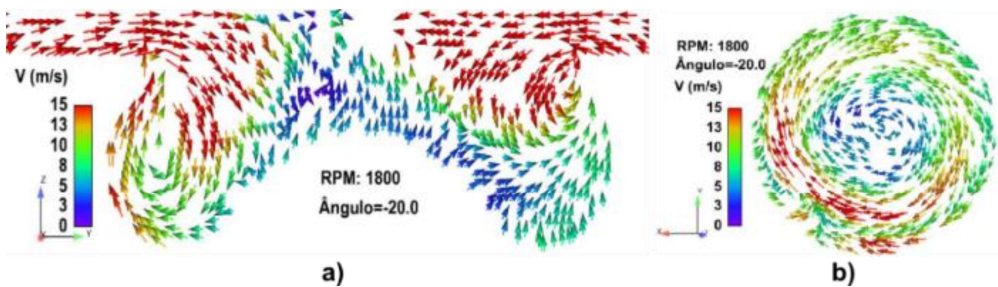


Figura 8. Vetores de velocidade na compressão, 20° antes do PMS. a) plano yz , b) plano xy . (Fonte: Autor)

O máximo valor de Swirl na admissão é obtido 40° antes do PMI, depois de que o pistão obtém a máxima velocidade (perto da metade do curso). Na compressão, perto do PMS (-20°), na câmara de combustão para o plano yz são formados dois vórtices opostos como pode ver-se na Figura 8a, o qual concorda com a modelagem feita por Payri e coautores [12] e com o descrito em Heywood [1]. Também é possível ver que neste ângulo da compressão de acordo com a Figura 8b, é gerada uma alta rotação do escoamento no eixo z ao interior da câmara de combustão, concordando como o alto valor de *Swirl* da Figura 6a.

5.4. Energia cinética turbulenta (k) e dissipação de energia cinética turbulenta (ε)

A energia cinética turbulenta no interior do cilindro ao início da admissão é pequena e atinge a um valor máximo em aproximadamente -270° , como pode ver-se na Figura 6b, e depois deste ponto diminui voltando para valores perto de zero ao final da compressão. A formação e a destruição de k estão ligadas à taxa de dissipação de energia cinética turbulenta e nas figuras pode observar-se que a k é grande onde ε é grande. O valor de ε depende da escala de comprimento turbulento, e com o incremento da escala de comprimento turbulento então ε diminui rápido. A escala de comprimento turbulento tem um incremento grande na admissão na fase de maior enchimento do cilindro e onde o Swirl tem o maior incremento.

As maiores flutuações de velocidade no cilindro estão onde é obtida a maior k , neste caso na metade do curso de admissão, o qual concorda com os resultados obtidos por Payri e coautores [12], onde é concluído que nos cursos de admissão e compressão k não depende da forma do pistão.

5.5. Pressão e temperatura

No curso de admissão, no interior do cilindro é gerada uma zona de baixa pressão, quando comparada com a pressão no duto de admissão. As maiores variações de pressão são geradas na sede da válvula e no ângulo de cone, onde são obtidas as maiores velocidades do escoamento. Para uma elevação da válvula de aproximadamente 10 mm, a pressão no cilindro para o motor em 2100 rpm é menor que a pressão para o motor em 1800 rpm, e as zonas de menores pressões no interior do cilindro estão nos pontos onde são gerados vórtices no escoamento como pode verse na Figura 9a, ao ser comparada como a figura de vetores de velocidade no mesmo plano xz , Figura 5a.

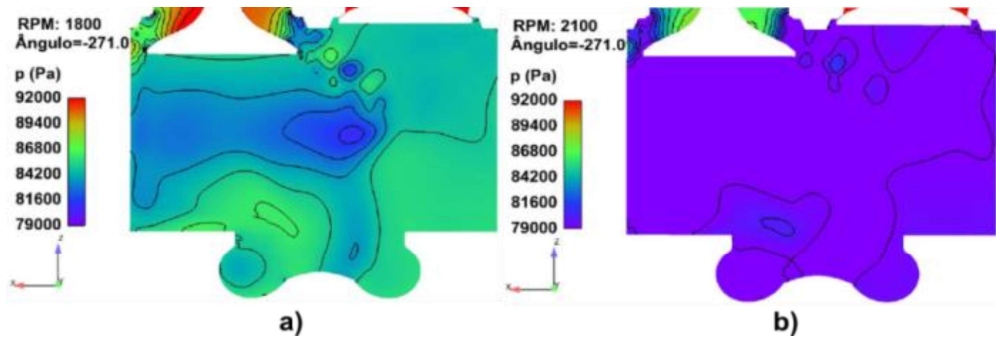


Figura 9. Contornos de pressão no cilindro em elevação de válvula de 10mm.
a) 1800 rpm, b) 2100 rpm. (Fonte: Autor)

A pressão atinge a um valor máximo no PMS ao final da compressão, como visto na Figura 10a, mantendo uma pressão mínima no curso de admissão e aumentando de forma rápida depois da primeira metade do curso de compressão. No início da combustão a inclinação da linha de pressão muda para aumentar mais rápido. Em esta figura, é possível ver que as pressões medidas experimentalmente no motor no final da compressão (últimos 60 graus), são maiores que as pressões obtidas de forma numérica, onde para 1800 rpm a diferença média entre a experimental e a predição numérica é de 13%, e para 2100 rpm a diferença média é de 14%.

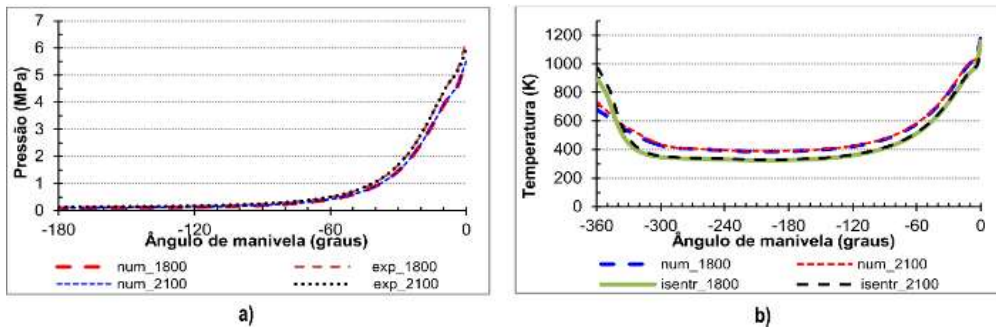


Figura 10. a) Pressão, b) Temperatura no cilindro. (Fonte: Autor)

O campo de temperatura no cilindro na admissão, com elevação da válvula de admissão de aproximadamente 10 mm, é mostrado nas Figuras 11, onde as menores temperaturas estão no coletor de admissão para o ar a condições ambiente, e as maiores temperaturas estão no lado da válvula de exaustão onde se tem gás residual quente no interior do cilindro. Com a admissão de ar e a expansão no interior do cilindro, a temperatura diminui e por a recirculação no interior do cilindro os gradientes de temperatura vai diminuindo.

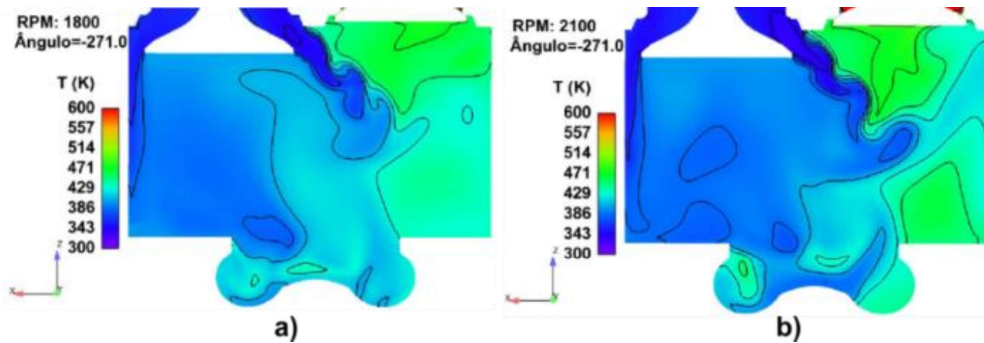


Figura 11. Contornos de temperatura no cilindro em elevação de válvula de 10mm.
a) 1800 rpm, b) 2100 rpm. (Fonte: Autor)

Na Figura 10b pode ver-se a temperatura no cilindro calculado com o modelo 0-dimensional e a temperatura numérica obtida. Para o motor não foram medidos dados de temperatura de forma experimental pela complexidade do procedimento. A temperatura numérica apresenta maiores valores na maior parte da fase de admissão e compressão, e são aproximadamente iguais depois de iniciar a combustão. A inclinação da linha de temperatura muda para aumentar rapidamente a temperatura depois da combustão.

6. Conclusões

Em geral, a simulação de admissão e compressão no motor diesel de injeção direta mostra que os campos no escoamento no cilindro são razoavelmente corretos ao ser comparados com os dados experimentais de pressão e outros estudos feitos, o qual fornece um conhecimento do comportamento do escoamento no motor. A configuração do pistão do motor simulado, contribui a aumentar o Swirl no final da compressão o que contribui à formação de mistura combustível-ar. Este aumento no Swirl quando o pistão está perto do PMS na compressão, é logrado com a câmara de combustão na coroa do pistão no centro do cilindro com entradas pronunciadas no pistão. A simulação destes cursos do motor garante que a nova fase da simulação que corresponde a spray de combustível e combustão no motor sejam corretas igualmente, já que os resultados aqui obtidos são importantes no desenvolvimento de spray e combustão as quais serão abordadas em trabalhos posteriores.

A vazão de massa pela válvula de admissão aumenta com o aumento da elevação da válvula e com o aumento da diferença de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro. No curso de admissão, o escoamento é de forma pulsada e são criadas ondas de pressão que se deslocam ao longo do duto de admissão, e o comprimento de onda depende da frequência do pulso e da vazão de massa. Se o comprimento da admissão e a vazão de massa de ar é tal que as ondas reforçam-se no ponto onde o ar entra no cilindro através das válvulas, a pressão puxando o ar poderá ser mais alta ligeiramente e mais ar poderá entrar no cilindro. Se isto ocorre o sistema é chamado de *tuned* ou sincronizado e a eficiência volumétrica é aumentada. No motor, quando o pistão aproxima-se ao PMS na compressão, o volume em torno dos outros eixos da câmara de combustão é reduzido a um valor muito pequeno, e então o gás é forçado radialmente ao interior da câmara e este movimento radial é chamado de Squish. Com o pistão perto do PMS o movimento de Squish

gera um escoamento rotacional secundário chamado Tumble, perto do eixo externo da coroa do pistão o qual é desejável para espalhar a chama de combustão mais rápido.

7. Referências

- [1] John B. Heywood, "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", Ed. McGraw-Hill, 1988.
- [2] Richards, K. J., Senecal, P. K., Pomraning, E. "*Converge v2.2 manual*", Ed. Madison, 2016.
- [3] Willard W. Pulkkrabek, "*Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*", Ed. Prentice Hall, 1997.
- [4] H. Sushma, Jagadeesha K.B., "*CFD Modeling of the in-cylinder flow in Direct-injection Diesel engine*", *International Journal of Scientific and Research Publications*, 3: 1-7, 2013.
- [5] M. R. Cavaglieri, T. M. Moura, R. Gonçalves dos Santos, "*An experimental approach for intake manifold tuning for internal combustion engines*", *22nd International Congress of Mechanical Engineering*, 7521-7531, 2013.
- [6] Radivoje B. P., Aleksandar Lj. D., Snezana D. P., Dragan S. T., Danijela M. M., "*Aspects of volumetric efficiency measurement for reciprocating engines*", *Thermal Science*, 17: 35-48, 2013.
- [7] S. Karthikeyan, R. Hariganesh, M. Sathyanadan, S. Krishnan, "*Computational analysis of intake manifold design and experimental investigation on diesel engine for LCV*", *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3: 2359-2367, 2011.
- [8] J. Fernández, A. Marcos, "*Simulación del flujo de aire en un motor diesel*", *XIV International Congress on Project Engineering*, 2262-2272, 2010.
- [9] B. Jayashankara, V. Ganesan, "*Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine- A parametric study using CFD*", *Energy Conversion and Management*, 51: 1835-1848, 2010.
- [10] Ch. Rech, "*Análise numérica e experimental do escoamento em motores de combustão interna*", *Universidade Federal do Rio Grande do Sul*, 2010.
- [11] F. Vanderlei, "*Simulação numérica de escoamento turbulento em motores a combustão interna*", *Universidade Federal do Rio Grande do Sul*, 2010.
- [12] [12] F. Payri, J. Benajes, X. Margot, A. Gil, "*CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines*", *Computers & Fluids*, 33: 995-1021, 2004.
- [13] Crowe C. T., Schwarzkopf J. D., Sommerfeld M., Tsuji Y., "*Multiphase Flows with Droplets and Particles*", Ed. Taylor & Francis Group, 2012.
- [14] Bejan A., "*Convection Heat Transfer*", Ed. Wiley, 2013
- [15] Wilcox D. C., "*Turbulence Modeling for CFD*", DCW Industries Inc, 1993.
- [16] Kuo K. K., Acharya R., "*Fundamentals of Turbulent and Multiphase Combustion*", Ed. Wiley, 2012.
- [17] Cebeci T., "*Analysis of Turbulent Flows*", Ed. Elsevier, 2004.
- [18] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, "*An introduction to computational fluid dynamics*", Ed. John Wiley and Sons Inc, 1995.
- [19] N. A. Nieto., "*Análise experimental e exérgica da operação de um motor diesel com óleo vegetal*", *Universidade Federal de Santa Catarina*, 2012.