

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

**MODELO SIMPLIFICADO DE UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO
COM ETANOL**

Delso Antonio Zanata Filho

São Paulo

2008

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

MODELO SIMPLIFICADO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM ETANOL

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Graduação em Engenharia

Delso Antonio Zanata Filho

Orientador: Guenther Carlos Krieger Filho

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Zanata Filho, Delso Antonio

Modelo simplificado de um motor de ignição por compressão operando com etanol / D.A. Zanata Filho. -- São Paulo, 2008. p.54

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Simulação 2. Métodos numéricos. 3. Motor de combustão interna I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Guenther, por toda orientação e trabalho.

Á Equipe ThundeRatz, pelo incentivo e apoio.

Á minha família, pelo carinho e preocupação.

Á Isabela, por trabalhar arduamente comigo durante todo tempo deste projeto.

RESUMO

Com o aumento das pressões pela utilização de combustíveis ecologicamente corretos, o uso da biomassa torna-se cada vez mais importante, sendo o Brasil, através da produção do álcool da cana de açúcar, um exemplo mundial em utilização de uma fonte renovável de energia em automóveis.

O presente trabalho tem como objetivo simular um motor de ignição por compressão operando com o álcool combustível.

Inicialmente apresenta-se o funcionamento básico de um motor operando segundo o ciclo Otto e segundo o ciclo Diesel.

Também são mostradas algumas metodologias de cálculo utilizadas por códigos de CFD (Computational Fluid Dynamics), tais como os métodos k- ϵ e RSM.

Como gerador de malhas utilizou-se o software comercial Ansys ICEM e para sua simulação, o software FLUENT.

Foi aplicado o método de malhas móveis (Dynamic Layering Method), que também está descrito neste trabalho.

Os resultados das simulações realizadas em 2D e 3D são mostrados neste relatório.

ABSTRACT

The preoccupation with environment is stimulating the use and development of ecological fuel, increasing the use of biomass. Brazil, through the ethanol production from sugar cane, is a world reference by using a renewable source of energy in automotive industry.

This work aims to simulate a compression ignition engine working on ethanol fuel.

Formerly the basics concepts of Otto and Diesel cycles are described.

Besides, some calculations methodology used by CFD (Computational Fluid Dynamics) codes, such as $k-\epsilon$ e RSM methods, are presented.

The commercial software Ansys ICEM is used in order to generate meshes. The simulations are executed making use of another software, FLUENT.

The Dynamic Layering Method is studied and applied in this report.

In addition, some results of the 2D and 3D simulations are described.

Conteúdo

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	2
3. REVISÃO DE MATERIAL TÉCNICO	3
3.1. Referências para este trabalho	3
3.2. Comparações Álcool-Diesel.....	8
3.3. Os alcoóis	8
3.4. Ciclo Otto Real.....	9
3.5. Ciclo Diesel Real	10
3.6. Vantagens do Álcool	12
4. METODOLOGIA	14
4.1. Modelos de Turbulência	14
4.1.1. Modelo k- ϵ	14
4.1.2. Modelo da Equação do Tensor de Reynolds (RSM).....	19
4.2. Malhas Dinâmicas.....	23
4.2.1. Smoothing	25
4.2.2. Dynamic Layering.....	27
4.2.3. Remeshing.....	27
4.3. Discrete Phase Models	28
4.4. Grid Interfaces.....	29
4.5. Escoamento de Ar	30
4.6. Simulação com Etanol.....	36
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	38

6. CONCLUSÕES	42
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Ficha técnica do motor.....	3
Tabela 3.2: Geometria e condições de operação gerais do motor.....	7
Tabela 3.3: Comparação do Diesel e do Etanol.....	8
Tabela 4.1: <i>Events</i>	35

LISTA DE FIGURAS

Fig. 3.1: <i>Swirl</i> produzido pelos dutos de admissão à esquerda e cabeçote do motor à direita.....	4
Fig. 3.2: Ciclo Otto real.....	9
Fig. 3.3: Ciclo Diesel real.....	10
Fig. 4.1: Painel de parâmetros da malha dinâmica no Fluent.....	25
Fig. 4.2: Painel do <i>Discrete Phase Model</i> no Fluent.....	29
Fig. 4.3: Painel do <i>Grid Interfaces</i> no Fluent.....	30
Fig. 4.4: Temperaturas em um cilindro 3D com malhas dinâmicas.....	30
Fig. 4.5: Geometria utilizada nas simulações.....	31
Fig. 4.6: Geometria utilizada na simulação do escoamento de ar 3D.....	31
Fig. 4.7: Painel <i>Dynamic Mesh Parameters</i> e Subpainel <i>Smoothing</i>	33
Fig.4.8: Painel <i>Dynamic Mesh Parameters</i> e Subpainel <i>Layering</i>	34
Fig.4.9: Painel <i>Dynamic Mesh Parameters</i> e Subpainel <i>Remeshing</i>	34
Fig.4.10: Painel <i>Dynamic Mesh Parameters</i> e Subpainel <i>In-Cylinder</i>	35
Fig.4.11: Geometria utilizada na simulação do motor à combustão interna utilizando como combustível o etanol.....	36
Fig. 5.1: Perfil de velocidades na geometria simulado.....	38
Fig. 5.2: Simulação de escoamento de ar na fase de admissão.....	39
Fig. 5.3: Simulação de escoamento de ar na fase de compressão.....	39
Fig. 5.4: Simulação de escoamento de ar na fase de expansão.....	39
Fig. 5.5: Simulação de escoamento de ar na fase de exaustão.....	40
Fig. 5.6: Contorno de velocidade da injeção de etanol visto dos dois planos gerados.....	40
Fig. 5.7: Contorno de velocidade da exaustão visto dos dois planos gerados.....	41

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
h_{\min}	Menor altura para a célula na camada j	[m]
h_{idea}	Tamanho ideal da célula	[m]
α_s	Fator de divisão	[adimensional]
α_c	Fator de colapso	[adimensional]
μ	Viscosidade	[Pa.s]
ρ	Densidade	[Kg/m ³]
p	Pressão	[Pa]
u	Vetor velocidade com componente em x	[m/s]
v	Vetor velocidade com componente em y	[m/s]
w	Vetor velocidade com componente em z	[m/s]
x	Coordenada cartesiana	[adimensional]
y	Coordenada cartesiana	[adimensional]
z	Coordenada cartesiana	[adimensional]
p'	Componente flutuante da pressão	[Pa]
L	Escala de comprimento	[m]
l	Diâmetro do tubo	[m]
u'	Componente flutuante do vetor velocidade (x)	[m/s]
v'	Componente flutuante do vetor velocidade (y)	[m/s]
w'	Componente flutuante do vetor velocidade (z)	[m/s]
$\bar{u} = U$	Velocidade média	[m/s]
$\bar{v} = V$	Velocidade média	[m/s]
$\bar{w} = W$	Velocidade média	[m/s]
$\bar{p} = P$	Pressão média	[Pa]
t	Tempo	[s]
C_1	Constante	[adimensional]
C_2	Constante	[adimensional]
C_μ	Constante	[adimensional]

1. INTRODUÇÃO

Essa discussão é de grande importância atualmente devido à preocupação ambiental relacionada à redução de emissões de poluentes e também devido à necessidade de uso de combustíveis alternativos aos derivados de petróleo.

No Brasil essa discussão se torna ainda mais interessante tendo em vista a possibilidade de produção em grande escala do álcool combustível (etanol) através da cana-de-açúcar, sendo assim considerada uma energia renovável.

2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo mostrar os métodos e condições na simulação, através de métodos numéricos, de um motor a combustão interna de ignição por compressão, que passa a utilizar álcool combustível ao invés de óleo Diesel.

3. REVISÃO DE MATERIAL TÉCNICO

3.1. Referências para este trabalho

Esforços foram concentrados no estudo do trabalho de Jean Amadeo Brambila, Estudo Experimental e Simulação Termodinâmica de Desempenho em um Motor de Combustão Interna Operando com Óleo Diesel e Etanol.

Ao estudo realizado no trabalho acima, será dada continuidade, mas desta vez utilizando-se simulação através do código comercial Fluent.

O motor utilizado no trabalho de Jean Brambila foi um MWM Sprint, cedido pela MWM Motores Diesel.

Os principais dados deste motor seguem na tabela abaixo:

Tabela 3.1: Ficha técnica do motor

MWM Sprint – Ficha técnica		
Modelo		4.07 TCA
Aspiração		Turbo <i>Aftercooler</i>
Disposição / Cilindros		Linha 4
Diâmetro x Curso	mm x mm	93 x 103
Cilindrada Total	Litros	2.8
Razão de compressão		19:01
Potência máxima	kW(cv)	97(132)
Rotação potência máxima	Rpm	3 600
Torque máximo	Nm	333
Rotação torque máximo	Rpm	1 800
Norma de Emissões		EURO 2
Peso Seco	Kg	198

Este motor que será estudado neste presente trabalho é de alta rotação, sendo utilizado em pick-ups e vans comerciais leves. Seu cabeçote possui o sistema conhecido como *crossflow* e cada cilindro possui três válvulas, totalizando doze válvulas.

Os dutos de admissão deste motor são projetados para produzir o *swirl* (turbilhamento) no interior da câmara de combustão, melhorando o rendimento do motor devido à melhoria na combustão.

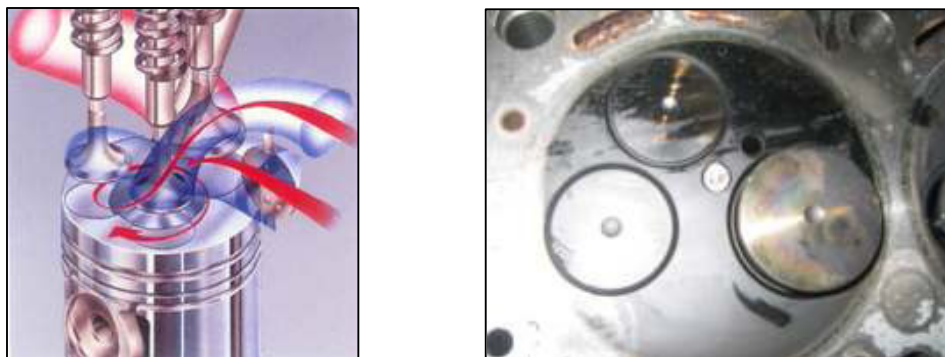


Fig. 3.1: *Swirl* produzido pelos dutos de admissão à esquerda e cabeçote do motor à direita

No trabalho desenvolvido por Bertoldi, Dalton [2], dá-se atenção aos fenômenos físicos e químicos associados à dinâmica do escoamento, a combustão e a transferência de calor no interior do cilindro de um motor de combustão interna de quatro tempos a gás natural, naturalmente aspirado e com injeção direta.

Os resultados obtidos visavam analisar os mecanismos que afetam o desempenho do motor. As propriedades que se destacaram nesse aspecto foram pressão, temperatura, fluxos de massa, taxas de combustão e de transferência de calor além do campo de velocidades e da intensidade da turbulência.

As simulações foram realizadas utilizando-se o código computacional de volumes finitos Fluent, 2006. Optou-se por uma formulação bidimensional axissimétrica do problema, na qual a câmara de combustão tem seu volume variando de acordo com a posição dos pistões desde o ponto morto superior até o ponto morto inferior (de 0° até o ângulo igual a 180° e assim por diante até o ângulo de 720°).

É utilizada uma mistura inicial de ar e metano. Para a região das paredes, foram utilizadas funções de parede.

Como condições de contorno têm-se:

Pressão de admissão= 101,32 kPa (absoluta)

Pressão de exaustão= 102,12 kPa (absoluta)

Temperatura de entrada (sistema de admissão) = 298 K

Temperatura de saída (sistema de exaustão) = 523 K

Temperatura da câmara de combustão= 700 K

Intensidade Turbulenta= 3%

São consideradas superfícies adiabáticas as paredes dos sistemas de exaustão, de admissão e o corpo da válvula. O cilindro, o pistão, o cabeçote e a cabeça da válvula são considerados superfícies a temperatura constante.

O motor opera com uma velocidade de 4500 RPM e a abertura e fechamento da válvula de admissão ocorre em 0 e 224 ° respectivamente e da válvula de exaustão, os valores são 496 (abertura) e 720 ° (fechamento).

A ignição ocorre durante 10^{-4} s, com uma deposição de energia de 100 mJ, 200 mJ ou 300 mJ, variando com a mistura.

Para que seja atingido o regime periódico de funcionamento, são necessários de 5 a 6 ciclos completos.

Para a solução das equações, é utilizado o método de Gauss-Seidel com auxílio de um procedimento Multigrid, para as interpolações nas faces, o upwind (de segunda ordem) e o Power-law (de primeira ordem), e para o acoplamento pressão velocidade é utilizado o método PISO.

No trabalho de Dalton, foi utilizada a metodologia conhecida como Dynamic Layering Method, que é facilmente utilizada em malhas quadrangulares e em problemas bidimensionais.

As expressões abaixo são utilizadas para definição do tamanho das células das malhas móveis. Para o aumento da célula, temos:

$$h_{\min} > (1 + \alpha_s) h_{ideal} \quad (3.1)$$

h_{\min} = menor altura para a célula na camada j.

h_{ideal} = tamanho ideal da célula.

α_s = fator de divisão e utilizado igual a 0,4.

Quando a condição da equação acima é atingida, as células são divididas.

No caso de compressão das células, temos a expressão:

$$h_{\min} < \alpha_c h_{ideal} \quad (3.2)$$

Onde:

α_c = Fator de colapso, utilizado igual a 0,04.

Quando a condição desta expressão é atingida, as células da camada em questão (j) são ligadas às células da camada i.

Segundo Dalton [2], no entanto, se a metodologia de malhas móveis é aplicada para camadas de células adjacentes a uma superfície móvel que não se estende de uma fronteira a outra do domínio, há a necessidade de separar as regiões onde ocorrem as deformações da malha das demais regiões onde isto não ocorre. Esta condição é atingida com a criação de subdomínios, estacionários e móveis, divididos por interfaces deslizantes.

As magnitudes das velocidades radiais e axiais são inicializadas com valores próximos a 0,1 m/s. Os campos de energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação turbulenta são também assumidos uniformes e com valores iguais a $0,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ e $0,14 \text{ m}^2/\text{s}^3$, respectivamente.

Foram assumidos valores manométricos de pressão iguais a 0 Pa para o sistema de admissão e de 800 Pa para o sistema de exaustão e para a câmara de combustão.

O passo de tempo foi definido como 10^{-5} segundos e, conseqüentemente, o número de avanços no tempo foi ajustado de acordo com a velocidade de rotação do motor. Como o motor é simulado para uma velocidade de rotação igual a 4500 RPM, cada ciclo possui 2667 passos de tempo.

Visto que a simulação total leva de 5 a 6 ciclos para ser concluída, são necessários cerca de 16000 passos de tempo para a simulação total de um caso.

Todas as equações adotaram como critério de convergência um resíduo menor do que 10^{-3} , exceto para a equação da energia, cujo critério de convergência foi satisfeito no caso de o resíduo ser menor do que 10^{-6} .

A convergência para estes critérios pode não ser alcançada em todos os passos de tempo, devido a dificuldades de convergência em alguns momentos da simulação. Nesses casos, o procedimento avança para o próximo passo de tempo quando são atingidas 100 iterações.

A abertura máxima da válvula (lift) foi regulada em 1/3 do valor de seu diâmetro.

O motor opera na ausência de cruzamento de válvula, com 44° de retardo de fechamento da válvula de admissão e 44° de avanço de abertura da válvula de exaustão. Este tem injeção indireta de gás natural no coletor de admissão e a mistura é admitida no cilindro já perfeitamente pré-misturada com ar seco padrão, avanço de ignição de 48° , temperatura de parede igual a 403 K e relação de equivalência igual a 1.

A razão de compressão foi uma média dos valores encontrados desde 8,5:1; 9,2: 1; 10,5:1, até 12:1, chegando-se ao valor de 10:1.

A malha no interior do cilindro é construída com base em um volume inicial, próximo a parede, com dimensão especificada. A partir desse volume são então gerados os demais volumes com base em uma taxa de crescimento, permitindo um aumento nas dimensões dos volumes à medida que estes se distanciam da parede. O primeiro volume próximo a parede para a malha menos refinada (malha 1) foi definido com uma largura de 0,1 mm. Já para as malhas 2 e 3 as larguras do primeiro volume foram de 0,075 mm e 0,05 mm, respectivamente. O maior volume no interior do cilindro para a malha 1 alcançou uma largura igual a 0,5 mm, enquanto para as malhas 2 e 3, as maiores dimensões foram de 0,4 mm e 0,3 mm, respectivamente.

Segue abaixo uma tabela com as dimensões e características do motor estudado por Dalton.

Tabela 3.2: Geometria e condições de operação gerais do motor

Número de cilindros	1
Diâmetro do cilindro [mm]	79,5
Curso do pistão [mm]	80,5
Comprimento da biela [mm]	129,025
Comprimento do braço da manivela [mm]	40,25
Diâmetro de ambas as válvulas [mm]	30
Abertura máxima para ambas as válvulas [mm]	10
Razão de compressão	10:1
Ângulo de abertura da válvula de admissão	0°
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	224°
Ângulo de abertura da válvula de descarga	496°
Ângulo de fechamento da válvula de descarga	720°
Pressão de admissão [kPa]	101,32
Temperatura de admissão [K]	298
Pressão de exaustão [kPa]	102,12

3.2. Comparações Álcool-Diesel

Tabela 3.3: Comparação do Diesel e do Etanol

Propriedade (valores médios)	Óleo Diesel	Etanol hidratado
Densidade [kg/l]	0,84	0,81
P.C.I.[kcal/kg]	10200	5970
Temperatura de auto-ignição [°C]	250	420
Ponto de ebulição [°C]	180 a 360	78
Número de cetanas	50	8

3.3. Os alcoóis

Os alcoóis possuem uma fórmula básica igual a dos hidrocarbonetos, porém o hidrogênio é substituído por um ou mais radicais hidroxilas (OH), e estes são mais reativos que os hidrocarbonetos.

Os alcoóis mais importantes para serem utilizados como combustíveis são o metanol ($\text{CH}_3\text{-OH}$) e o etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{-OH}$).

O metanol pode ser obtido através do gás natural ou da destilação de madeiras. Foi utilizado como combustível no Brasil durante algum tempo, em substituição ao etanol, porque este estava em falta. Como é extremamente tóxico e produz uma chama invisível não é mais utilizado como combustível no Brasil. Em território nacional o metanol é utilizado como solvente e em processos industriais.

O etanol é amplamente utilizado como combustível automotivo no Brasil, principalmente por questões econômicas. Ele é obtido através da fermentação de açúcares, no Brasil é feito a partir da cana-de-açúcar, sendo caracterizado então como um combustível renovável.

O uso de etanol se dá normalmente em motores que operam segundo o ciclo padrão Otto, ponto no qual este trabalho difere, já que as simulações a serem realizadas consideram o álcool trabalhando com o ciclo Diesel.

3.4. Ciclo Otto Real

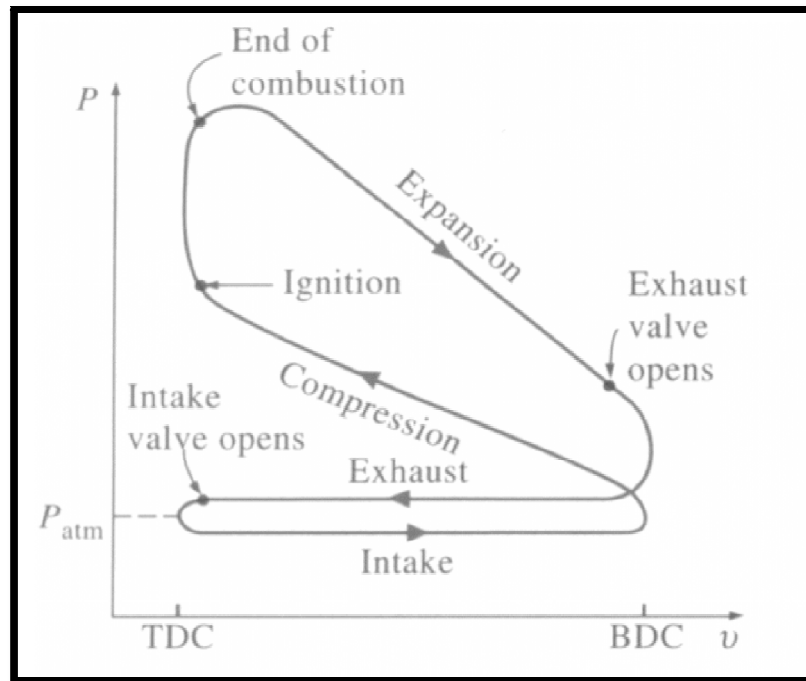


Fig. 3.2: Ciclo Otto real

A figura 7 representa o ciclo real para um motor de quatro tempos de ignição por faísca.

Neste ciclo, podemos notar as seguintes etapas:

1) Admissão (*Intake*): Ao deslocar-se o pistão do PMS ao PMI, observa-se que devido à válvula de admissão estar aberta, a pressão mantém-se constante.

2) Compressão (*Compression*): Dessa vez, há um deslocamento do pistão do PMI ao PMS, com ambas as válvulas fechadas, havendo assim um aumento na pressão interna e redução no volume do fluido ativo, até a ocorrência da ignição (*Ignition*), quando haverá uma mudança na curva devido a um novo gradiente de pressão estabelecido devido ao salto da faísca, que fará com a pressão cresça bruscamente devido à combustão.

3) Expansão (*Expansion*): Nesta etapa, o pistão vai do PMS ao PMI, devido à pressão dos gases da combustão, permitindo que estes se expandam (aumento de volume, com queda de pressão) e fornecendo trabalho positivo.

4) **Escape (*Exhaust*):** No ponto indicado no ciclo de abertura da válvula de escape (*exhaust valve opens*), os gases à alta pressão escapam, o pistão atinge o PMS, expulsando quase a totalidade dos gases e o ciclo se reinicia.

Podemos observar que as áreas abaixo dos processos no diagrama P-V são proporcionais ao trabalho, assim podemos otimizar esta pelos instantes de salto da faísca e abertura das válvulas.

3.5. Ciclo Diesel Real

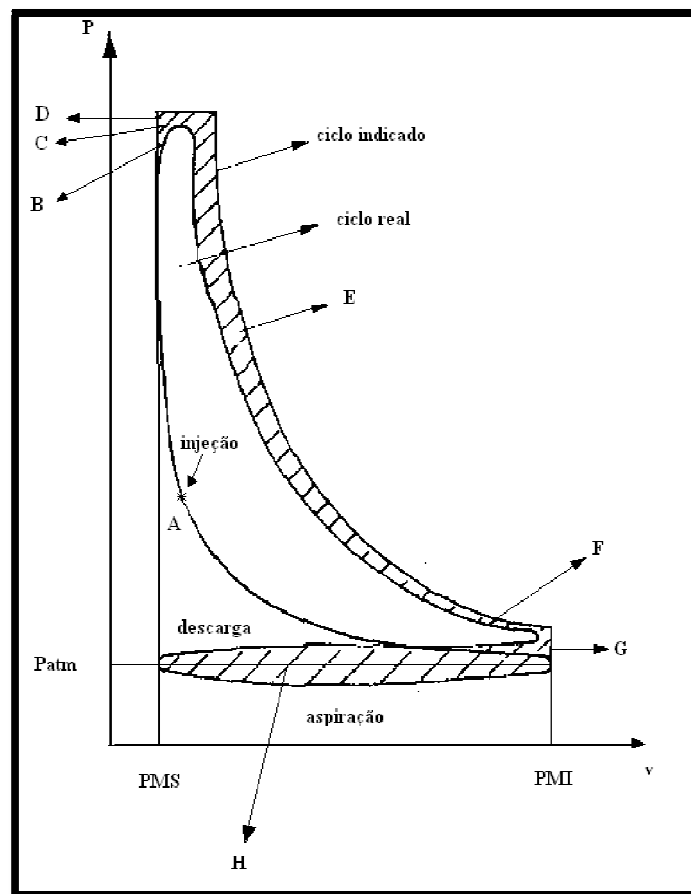


Fig. 3.3: Ciclo Diesel real

1) **Admissão:** A diferença neste motor para o de ciclo Otto, é que teremos somente ar como fluido admitido, e temos que nesta etapa, como no outro ciclo, a

pressão mantém-se constante, havendo apenas um aumento no volume devido ao deslocamento do pistão do PMS ao PMI.

2) Compressão: A única diferença para o motor de ciclo Otto é que as pressões finais devem ser maiores. Pelo ciclo podemos observar que o Ponto A é onde ocorre o início da injeção de combustível antes de se alcançar o PMS.

3) Expansão: Com o combustível sendo injetado aos poucos, a pressão que deveria aumentar com a combustão, mantém se praticamente constante devido à expansão, o que na prática não ocorre muito visivelmente.

4) Escape: Ocorre igualmente ao escape do ciclo Otto.

No ciclo temos:

A- Injeção.

B- Perdas devido ao retardo da combustão- No ciclo teórico o calor é introduzido instantaneamente e a pressão constante, enquanto que no real isto não ocorre.

C- Perdas devido à dissociação do combustível- No ciclo teórico não existe dissociação do combustível, enquanto que no real ele se dissocia em elementos tais como CO_2 , H_2 , O , CO e outros compostos, absorvendo calor.

D- Perdas devido à combustão não instantânea.

E- Perdas devido à troca de calor com o meio ambiente- Na teoria, as perdas de calor são nulas enquanto que no real elas são sensíveis, devido à necessidade de refrigeração dos cilindros.

F- Abertura da válvula de descarga.

G- Perdas devido à abertura antecipada da válvula de descarga- Na teoria a abertura da válvula de descarga é considerada instantânea, enquanto que no real ela se abre antes do pistão atingir o PMI.

H- Perdas por bombeamento- No ciclo teórico a aspiração e descarga são feitas à pressão constante, enquanto que no ciclo real isto não acontece.

Também pode haver perdas devido à variação dos calores específicos do fluido. Os calores específicos à pressão constante (C_p) e a volume constante (C_v) de um gás

real aumentam com a Temperatura, mas a sua diferença é sempre constante, isto é $C_p - C_v = R$. Porém a relação $K = C_p / C_v$ diminui com o aumento da temperatura. Portanto o valor da pressão e temperatura máxima obtida no ciclo é inferior à obtida quando os calores específicos são constantes com a variação da temperatura.

3.6. Vantagens do Álcool

Para resolver o problema da poluição em grandes cidades, como São Paulo, uma solução viável é a utilização do álcool como combustível de automóveis, ônibus e caminhões. É, portanto, possível reduzir a fortíssima emissão, por ônibus e caminhões que utilizam Diesel, de partículas sólidas e demais gases poluentes.

Além de poluir menos, o álcool apresenta outras vantagens:

- É um combustível que não acabará quando se esgotarem as jazidas de petróleo;
- Por poder ser produzido em usinas espalhadas pelo país, não exigirá grandes distâncias de transporte, como ocorre com a gasolina;
- É um combustível mais limpo, deteriorando menos o motor;
- O custo do álcool, por quilômetro rodado, é inferior ao da gasolina;
- Menor consumo de lubrificante;
- O BAGAÇO DE CANA e o VINHOTO, subprodutos da produção do álcool, são integralmente utilizáveis: o primeiro como combustível para geração de eletricidade ou como matéria-prima de vários derivados; o segundo é usado na irrigação dos canaviais, restituindo ao solo parte dos compostos químicos que o crescimento da cana retira dele;
- O gás de escape de um motor a álcool contém, além de vapor de água, apenas óxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NOx). O dos motores a gasolina e a óleo diesel contém também, óxidos de enxofre (SOx) e micro-partículas sólidas de carbono;
- A produção de cana consome gás carbônico e libera oxigênio,

colaborando para diminuir a emissão desse gás.

- Reduz as emissões de poluentes como monóxido de carbono na atmosfera.
- Reduz o uso de antidetonantes a base de chumbo, necessário na gasolina.

4. METODOLOGIA

4.1. Modelos de Turbulência

Nenhum modelo de turbulência é aceito como superior para todos os tipos de problemas. A escolha do modelo de turbulência depende de vários fatores, como:

- Física do problema
- Prática adquirida para solução do tipo de problema
- Nível de precisão requerido
- Recursos computacionais disponíveis
- Tempo disponível para a simulação

Os principais modelos clássicos de turbulência são: modelo Mixing Length, modelo k-ε, modelo Reynold Stress Equation (modelo da Equação do Tensor de Reynolds (RSM)), modelo Algebraic Stress Equation.

O modelo da Equação do Tensor de Reynolds é o mais complexo dos modelos clássicos de turbulência, sendo fisicamente o modelo mais balanceado. Assim, devido à importância deste modelo, ele está descrito nos itens que se seguem.

Além do modelo Reynold Stress Equation, outro importante modelo disponível no Fluent é o modelo k-ε, um modelo computacionalmente estável e aplicável a muitos tipos de problemas de escoamento. Assim este modelo também segue descrito nos próximos itens.

4.1.1. Modelo k-ε

Temos que:

$$\frac{L}{l} \gg Re^{\frac{3}{4}} \quad (4.1)$$

Sendo:

L= Escala de comprimento

l = Diâmetro do tubo.

Velocidades e pressão instantâneas na turbulência:

$$\begin{aligned}u(x,t) &= \bar{u}(x,t) + u'(x,t) \\v(x,t) &= \bar{v}(x,t) + v'(x,t) \\w(x,t) &= \bar{w}(x,t) + w'(x,t) \\p(x,t) &= \bar{p}(x,t) + p'(x,t)\end{aligned}\tag{4.2}$$

Equação de Reynolds:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)\tag{4.3}$$

Onde:

$$u_i = U_i + u'_i \qquad p = P + p'$$

Equação de Reynolds e de Navier-Stokes:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right)\tag{4.4}$$

Onde:

$$\begin{aligned}
\bar{u} &= U \\
\bar{v} &= V \\
\bar{w} &= W \\
\bar{p} &= P
\end{aligned}
\tag{4.5}$$

Da Equação da Continuidade, temos que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0
\tag{4.6}$$

Para um fluido Incompressível, caso analisado, temos então:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0
\tag{4.7}$$

Tensões Laminares:

$$\sigma_{ij} = -\delta_{ij} p + \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial U_k}{\partial x_k}
\tag{4.8}$$

Onde $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$.

O tensor de Reynolds para o caso turbulento é dado por:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = -\delta_{ij} \rho \frac{2}{3} k + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k}
\tag{4.9}$$

Onde k é a energia cinética da turbulência e é dada por:

$$k = \frac{\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}}{2}
\tag{4.10}$$

Para fluidos incompressíveis, temos que:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = -\delta_{ij} \rho \frac{2}{3} k + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.11)$$

Assim, da equação de Navier-Stokes resulta:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \left(P + \rho \frac{2}{3} k \right)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] \quad (4.12)$$

A equação do Transporte de k é mostrada abaixo.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{\overline{u_i' u_i' u_j'}}{2} - \frac{\overline{u_j' p'}}{\rho} \right) - \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} \quad (4.13)$$

Onde:

$$P_k = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (4.14)$$

Termo relativo á produção de k

$$\mathcal{E} = \nu \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_j} \quad (4.15)$$

Termo relativo á dissipação de k

A equação para k fica então:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho P_k - \rho \varepsilon \quad (4.16)$$

Com σ_k sendo uma constante.

A equação para ε é:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 \frac{\varepsilon}{k} P_k - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.17)$$

Onde σ_ε , C_1 e C_2 são constantes.

A viscosidade turbulenta é dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.18)$$

Com C_μ sendo uma constante, de medições obtemos que $C_\mu=0,09$.

Desconsiderando-se os efeitos de turbulência e os efeitos difusivos, temos:

$$U \frac{\partial k}{\partial x} = -\varepsilon \quad (4.19)$$

$$U \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = -C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.20)$$

Medidas realizadas sugerem que $C_2=2$.

Na condição de a produção de turbulência ser igual à dissipação, temos que:

$$k = \frac{U^{*2}}{\sqrt{C_\mu}} \quad (4.21)$$

Ainda na condição de equilíbrio local na camada logarítmica, obtemos:

$$\varepsilon = \frac{U^{*3}}{\chi y} \quad (4.22)$$

Deste modo, considerando o transporte convectivo e a difusão longitudinal desprezíveis, obtemos finalmente:

$$C_1 = C_2 - \frac{\chi^2}{\sqrt{C_\mu} \sigma_\varepsilon} \quad (4.23)$$

Deve-se lembrar que o nó mais próximo da parede deve estar dentro da camada logarítmica.

4.1.2. Modelo da Equação do Tensor de Reynolds (RSM)

Este se trata de outro importante modelo utilizado em códigos de CFD para solução de escoamentos envolvendo efeitos de turbulência.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = 2\mu_t E_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.24)$$

Esta equação acima, Equação de Boussinesq estendida, que é usada para o cálculo do tensor de Reynolds no modelo k-ε, representa pobremente escoamentos com campos de tensão complexos ou com forças de corpo significantes.

A equação exata do transporte de Reynolds leva em consideração os efeitos direcionais do campo de tensões de Reynolds.

Sendo $R_{ij} = -\frac{\tau_{ij}}{\rho} = \overline{u_i' u_j'}$ o tensor de Reynolds, temos que o termo relativo à energia cinética deveria ser mais preciso.

A equação exata para o transporte de R_{ij} é:

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} - \epsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (4.25)$$

Taxa de transformação de $R_{ij} = \overline{u_i' u_j'}$	+	Transporte de R_{ij} por convecção	=	Taxa de produção de R_{ij}	+	Transporte de R_{ij} por difusão	-	Taxa de dissipação de R_{ij}	+	Transporte de R_{ij} devido à turbulência	+	Transporte de R_{ij} devido á rotação
----------------------------------------------------------	---	--------------------------------------	---	------------------------------	---	------------------------------------	---	--------------------------------	---	---------------------------------------------	---	-----------------------------------------

Códigos usando CFD com a equação do Transporte de Reynolds mantêm o termo de produção em sua forma exata, mostrado abaixo:

$$P_{ij} = - \left(R_{im} \frac{\partial U_j}{\partial x_m} + R_{jm} \frac{\partial U_i}{\partial x_m} \right) \quad (4.26)$$

Para obter uma forma da equação 2 que possa ser resolvida, são necessários modelos para difusão, taxa de dissipação e termos de correlação de pressão-deformação do lado direito desta equação.

O termo de difusão D_{ij} pode ser modelado considerando-se que a taxa de transporte do tensor de Reynolds por difusão é proporcional aos gradientes de tensões de Reynolds.

Os códigos comerciais de CFD utilizam a forma simplificada mostrada abaixo:

$$D_{ij} = \frac{\partial \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_m} \right)}{\partial x_m} - \text{div} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \text{grad}(R_{ij}) \right) \quad (4.27)$$

$$\text{Com } v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}; C_\mu = 0,09 \text{ e } \sigma_k = 1,0$$

A taxa de dissipação de ε_{ij} é modelada é modelada assumindo-se isotropia dos pequenos vórtices de dissipação.

Esta afeta somente as tensões normais de Reynolds ($i=j$) em igual intensidade, assim:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (4.28)$$

Onde ε é a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta definida por:

$$\varepsilon = \overline{2v e'_{ij} \cdot e'_{ij}} \quad (4.29)$$

e'_{ij} = raiz das taxas de deformação flutuantes

O delta de Kronecker, δ_{ij} é dado por $\delta_{ij} = 1$ se $i=j$ e $\delta_{ij} = 0$ se $i \neq j$.

As interações pressão-deformação representam o termo mais difícil de ser obtido, ao mesmo tempo em que o mais importante para a acurácia do modelo. Seus efeitos no tensor de Reynolds são causados por diferentes processos físicos: flutuações de pressão devido a interação de dois vórtices e flutuações de pressão devido a interação de um vórtice com a região do escoamento de diferente velocidade média.

O efeito do termo da pressão-deformação é de redistribuir energia entre as tensões normais de Reynolds ($i=j$) tanto como tornar estas tensões mais isotrópicas e para reduzir as tensões de cisalhamento de Reynolds ($i \neq j$).

São necessárias correções, devido à influência da proximidade da parede, nos termos de pressão-deformação. Estas correções são diferentes em natureza das

funções de amortecimento de parede encontradas no modelo k-ε e precisam ser aplicadas independentemente do valor do número de Reynolds da média do escoamento.

Medidas indicam que os efeitos de parede aumentam a anisotropia das tensões normais de Reynolds por amortecer as flutuações na direção normal à parede e diminuem a magnitude da tensão de cisalhamento de Reynolds.

Alguns códigos comerciais utilizam um modelo mais simples que levam em conta esses efeitos dado por:

$$\Pi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(R_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) \quad (4.30)$$

Com $C_1=1,8$ e $C_2=0,6$

O termo rotacional é dado por:

$$\Omega_{ij} = -2\omega_k (R_{jm} e_{ikm} + R_{im} e_{jkm}) \quad (4.31)$$

Sendo ω_k e $ijk=-1$ se i, j e k forem diferentes e em ordem anti-cíclica, e $ijk=0$ se algum dos índices é igual.

A energia cinética turbulenta k é necessária na formulação abaixo e pode ser encontrada colocando-se as três tensões normais juntas:

$$k = \frac{1}{2} (R_{11} + R_{22} + R_{33}) = \frac{1}{2} \left(\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right) \quad (4.32)$$

As seis equações para o transporte do tensor de Reynolds são resolvidas pelo modelo da taxa de dissipação escalar de ε . Normalmente uma forma mais exata pode ser encontrada, porém, abaixo segue uma forma simplificada que é utilizada no modelo k-ε de códigos comerciais de CFD.

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \text{div} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2v_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.33)$$

$$\begin{array}{ccccccccc} \text{Taxa de} & & \text{Transporte de} & & \text{Transporte} & & \text{Taxa de} & & \text{Taxa de} \\ \text{transformação} & + & \varepsilon \text{ por} & = & \text{de } \varepsilon \text{ por} & + & \text{produção} & - & \text{destruição} \\ \text{de } \varepsilon & & \text{convecção} & & \text{difusão} & & \text{de } \varepsilon & & \text{de } \varepsilon \end{array}$$

As condições de contorno usuais para escoamentos elípticos são necessárias para a solução da equação do transporte de Reynolds.

- Entrada: Distribuição específica de R_{ij} e de ε .
- Saída e Simetria: $\frac{\partial R_{ij}}{\partial n} = 0$ e $\frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0$
- Jato Livre: $R_{ij}=0$ e $\varepsilon=0$
- Parede sólida: funções de parede.

Na ausência de informações, distribuições aproximadas na entrada para R_{ij} podem ser calculadas da intensidade de turbulência T_i e de um comprimento específico L do equipamento por meio das relações:

$$k = \frac{3}{2} (U_{ref} T_i)^2 \quad (4.34) \quad \varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (4.35) \quad l = 0,07L \quad (4.36)$$

$$\overline{u_1'^2} = k \quad (4.37)$$

$$\overline{u_2'^2} = \overline{u_3'^2} = \frac{1}{2}k \quad (4.38) \quad \overline{u_i' u_j'} = 0 \quad (i \neq j) \quad (4.39)$$

4.2. Malhas Dinâmicas

O modelo da malha dinâmica usa o *solver* do FLUENT para mover os contornos e/ou objetos e para ajustar a malha adequadamente. Este método é usado quando os contornos movem-se rigidamente um em relação ao outro e pode ser

utilizado onde o formato do domínio está mudando com o tempo devido ao movimento dos contornos deste domínio. Para utilizá-lo, é necessária uma malha volumétrica inicial e uma descrição do movimento de cada zona móvel do modelo. O FLUENT permite a descrição do movimento através do uso de perfis de contorno, funções definidas pelo usuário (UDFs), ou pelo método de solução de seis graus de liberdade (6DOFs).

Se o modelo tiver partes móveis e não móveis, é necessário identificar estas diferentes regiões na malha volumétrica inicial. O contorno entre as várias regiões não precisa ser da mesma forma. O FLUENT tem a capacidade de conectar diferentes zonas no modelo final.

O principais métodos de malhas dinâmicas são:

- *Smoothing (Spring Based, Laplacian, Boundary Layer, Skewness-based)*
- *Dynamic Layering*
- *Remeshing*

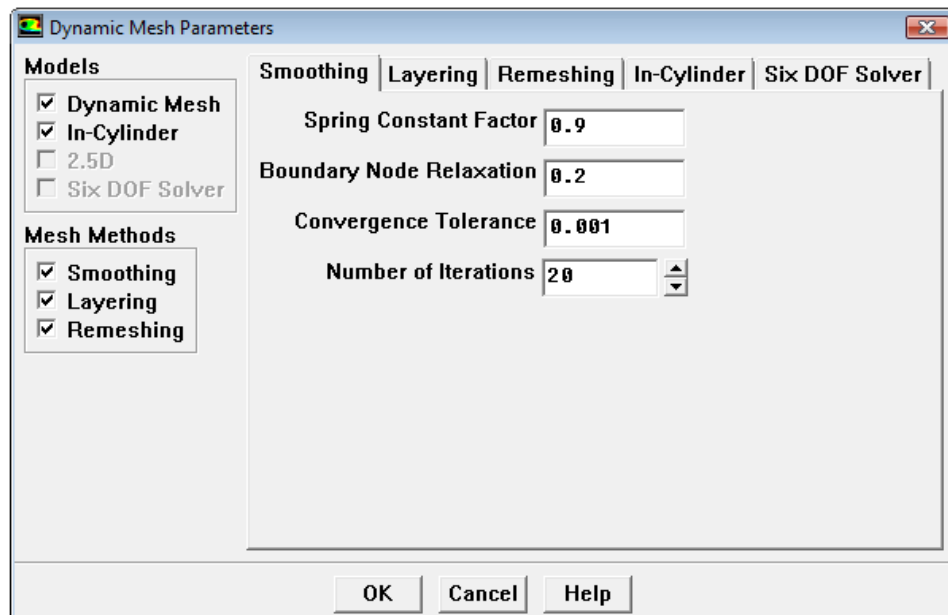


Fig. 4.1: Pannel de parâmetros da malha dinâmica no Fluent

4.2.1. Smoothing

No método *spring-based smoothing*, as linhas entre cada dois nós da malha são idealizadas como molas interconectadas, assim, a força gerada pelos deslocamentos é proporcional a estes.

Este método pode ser utilizado em qualquer células ou face móvel ou deformável.

Para as áreas de células não tetraédricas, no caso 3D, e não triangulares para o caso 2D, este método somente é recomendado quando as regiões se movem em uma direção e o movimento é predominantemente normal à área de contorno.

Laplacian smoothing é o método mais usado e o mais simples dos métodos de *smoothing*.

Quando se utiliza o *Laplacian smoothing*, um operador laplaciano é aplicado para reposicionar os nós da malha desestruturada. A nova posição dos nós é a média da posição dos nós vizinhos.

É um método computacionalmente barato, mas que não garante melhoras na qualidade da malha, pois o vértice alocado por este método pode resultar elementos de pouca qualidade. Para amenizar este problema, o FLUENT aloca os vértices no centro dos vértices vizinhos somente se este fato for melhorar a qualidade da malha. Pode ser aplicado a todas as malhas, mas é recomendado para utilização em malhas quadrilaterais e hexaédricas.

O fator de relaxação (com valor entre 0 e 1) multiplica o incremento da posição computada de cada nó. Um valor de zero resulta em nenhum movimento do nó e um valor de uma unidade resulta no movimento equivalente a todo incremento computado.

Este reposicionamento estratégico melhora o alinhamento da malha, mas relaxa a forma com que os nós são colocados juntos. Em casos extremos, esta operação pode criar linhas na malha que cruzam os contornos, criando células com volume negativo. Isto normalmente ocorre próximo a cantos vivos ou de malha grosseira, especialmente se forem utilizadas várias vezes a operação de *smoothing* com um grande fator de relaxação.

Os parâmetros padrões de smoothing tem como função melhorar a qualidade da malha com o mínimo de efeitos adversos, no entanto é importante salvar o arquivo antes de realizar esta operação. Se aplicado um fator de relaxação conservador em uma malha inicial de qualidade boa, a frequência de falhas devido ao *smoothing* é extremamente baixa em duas dimensões. Entretanto, a corrupção de malhas ocorre muito mais freqüentemente em três dimensões, particularmente com a utilização de malhas tetraédricas.

O smoothing pode ser aplicado repetidas vezes, no entanto conforme o número de aplicações aumenta, os nós têm a tendência de saírem dos contornos e a malha tende a perder sua característica de “enclausurada”.

O método *boundary layer smoothing* é usado para deformar as camadas de contorno durante a simulação de movimento-deformação da malha. Para casos em que a UDF é aplicada á uma zona de face com camadas de contorno adjacentes, a camada de contorno deformará de acordo com a UDF. Este método preserva a alta qualidade de cada camada de contorno e pode ser aplicado ás zonas de camadas de contorno de todos os tipos de malhas com cunhas ou hexaedros, em 3D, e quadrilaterais em 2D).

Quando se utiliza o Skewness-Based Smoothing, que é recomendado para malhas triangulares e tetraédricas, o Fluent aplica um operador de smoothing que reposiciona o interior dos nós de forma a reduzir o desvio máximo da malha. O Fluent tentará mover o interior dos nós para melhorar o desvio das células com desvio maior do que o mínimo. Este processo pode consumir muito tempo e por isso este método de smoothing deve ser utilizado somente em células com alto desvio.

Um melhor resultado pode ser obtido com a aplicação do smoothing por vezes repetidas. Há vários processos de checagem que previnem um nó de se mover se este movimento causa um aumento no desvio máximo, no entanto é comum o desvio de algumas células aumentar quando uma célula com desvio maior está sendo melhorada. Assim, a média de desvios aumenta enquanto o desvio máximo diminui.

Deve-se considerar cuidadosamente quando a melhora da malha devido à redução do desvio máximo é pior do que o aumento no desvio médio. Utilizando-se este método somente em células com um desvio muito grande pode reduzir os efeitos adversos no desvio médio.

4.2.2. Dynamic Layering

O método *dynamic layering*, que pode ser utilizado em zonas prismáticas, adiciona e remove camadas de células adjacentes a um contorno móvel, baseado na máxima altura da camada adjacente á que está se movimentado. Este modelo permite a especificação de um tamanho de camada ideal em cada contorno móvel, fazendo com que as células possam ser esticadas ou unidas sempre levando em conta o fator de colapso da camada.

Este método pode ser aplicado quando:

- i) As células adjacentes á face móvel são em cunha ou hexaédricas (quadrilaterais em 2D).
- ii) As camadas de células precisam ser completamente contornadas por uma zona de face, exceto quando interfaces deslizantes são utilizadas.
- iii) Se as zonas de face de contorno são paredes de dois lados, é necessário separar a parede e utilizar a opção de interface deslizante acoplada para acoplar as zonas de células adjacentes.
- iv) Este método não pode ser utilizado juntamente com método de *hanging node adaption*.

4.2.3. Remeshing

O FLUENT possui vários métodos de *remeshing* entre os quais está o *local remeshing*, *local face remeshing*, *face region remeshing*, e o *2.5D surface remeshing*.

No método *local remeshing*, são refeitas as malhas que são demasiadamente tortas, pequenas ou grandes, de acordo com as escalas definidas.

O método *face region remeshing*, pode ser utilizado em regiões de células tetraédricas ou triangulares, e permite que malhas sejam refeitas nas faces móveis. Este método seleciona as faces dos contornos deformáveis, baseado em quão tortas estas estão e assim pode refazer a malha no localmente. Para isso as faces devem ser triangulares e não atravessar zonas de células.

O último método citado, *2.5D surface remeshing*, só pode ser aplicado á geometrias 3D extrudadas e é similar ao *local remeshing* bidimensional em uma

malha de superfície triangular. Este método é utilizado para faces triangulares que têm a malha refeita e para prismas extrudados, que tiveram a malha refeita a partir de faces triangulares.

4.3. Discrete Phase Models

O Discrete Phase Models pode ser utilizado a partir da definição de uma posição inicial, velocidade, tamanho e temperatura de cada partícula. Estas condições iniciais são utilizadas para definir a trajetória e o transporte de calor e massa para início dos cálculos. Estes cálculos são baseados no balanço de forças, nas partículas e na transferência de calor e massa convectivo-radiativa das partículas, usando as condições locais de fase contínua quando as partículas se movem no escoamento. As trajetórias previstas e a transferência de calor e massa podem ser visualizadas graficamente ou alfanumericamente.

Na figura 4 pode-se ver o painel de *Discrete Phase Model* do Fluent.

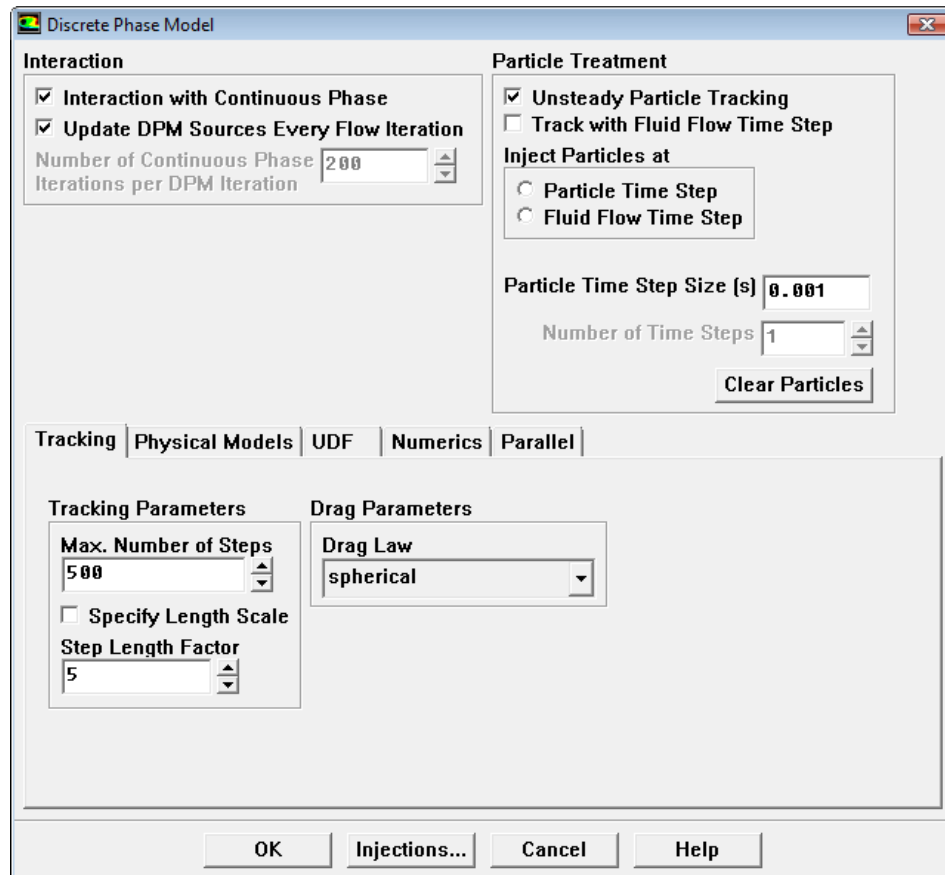


Fig. 4.2: Painel do *Discrete Phase Model* no Fluent

4.4. Grid Interfaces

O *Grid Interfaces* permite que se definam interfaces para utilização em malhas móveis. Assim, através deste painel, escolhe-se um nome para uma interface e seleccionam-se as áreas que farão esta interface.

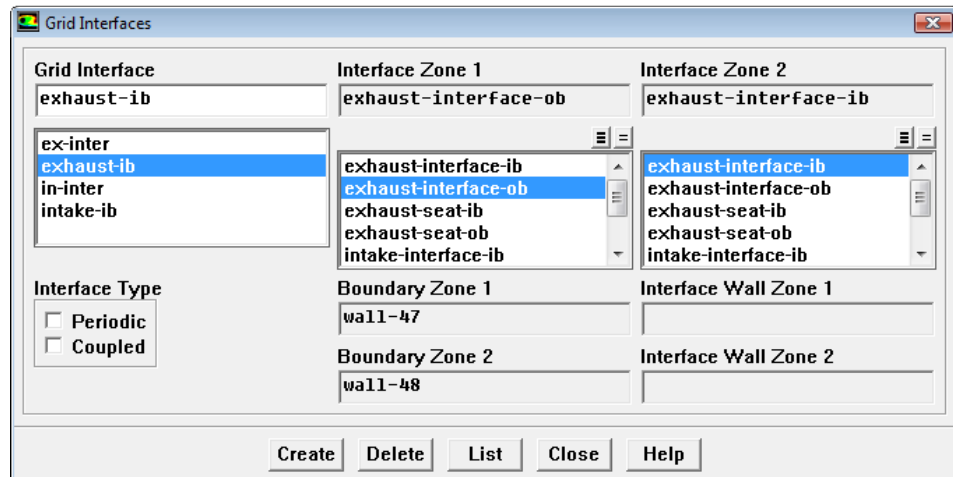


Fig. 4.3: Painel do *Grid Interfaces* no Fluent

4.5. Escoamento de Ar

Anteriormente às simulações, para o aprendizado da utilização do método Dynamic Layering, foi realizado a criação e extinção de camadas de células em um cilindro.

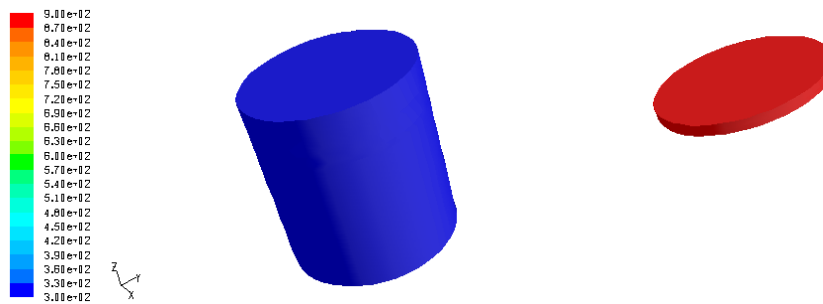


Fig. 4.4: Temperaturas em um cilindro 3D com malhas dinâmicas

As simulações realizadas inicialmente basearam-se em uma geometria modelo do Fluent que pode ser visualizada na figura 4.5.

Esta malha tem como características principais os elementos triangulares na região abaixo das válvulas, malha que passará pelo processo de *remeshing* e *smoothing*. Nas regiões acima das válvulas e imediatamente acima do pistão, podem

ser observados elementos quadriláteros. Nestas regiões será utilizado o método *Dynamic Layering*.

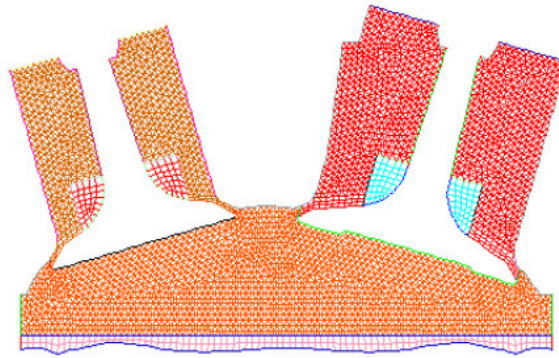


Fig. 4.5: Geometria utilizada nas simulações

Foi realizada a simulação do escoamento de ar na câmara de combustão. Foram feitos tubos nas entradas e saídas do motor para tentar aproximar ao máximo do escoamento em um motor real. Também foram feitas superfícies esféricas no interior dos tubos na junção com a câmara de combustão, para que o ar entrasse e saísse da câmara de combustão por uma área anular, diminuindo assim a área de entrada e saída e aproximando a geometria de um motor real contendo as válvulas. A geometria utilizada pode ser observada na figura 4.6.

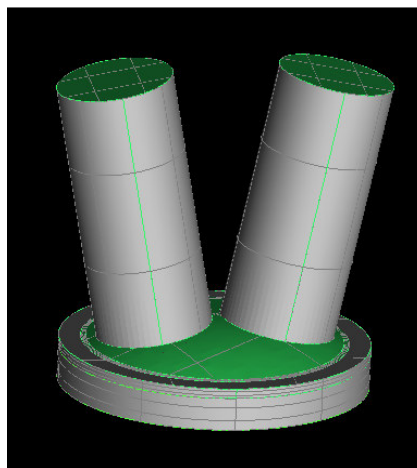


Fig. 4.6: Geometria utilizada na simulação do escoamento de ar 3D

A seguir são apresentados os principais passos seguidos para a configuração da simulação do escoamento de ar 3D. O símbolo “→” indica os passos a serem selecionados após um passo anterior na seleção dos painéis

- *Grid* → *Scale*

Neste painel são colocadas as dimensões da malha que devem ser conferidas checando-se se a escala está correta.

- *Surface* → *Plane...*

Painel para a criação de um plano de corte, para visualização do interior da câmara de combustão do motor durante a simulação.

- *Display* → *Contours*

Painel no qual se visualiza o plano criado e configura-se a imagem em uma posição adequada para ser visualizada durante toda simulação. Durante toda a simulação, foram plotados os contornos de velocidade.

- *Display* → *Grid*

Neste painel observa-se a malha de qualquer parte da geometria através da seleção das diversas partes na lista “Surfaces” disponível. Selecionando-se o ícone “Colors...”, abre-se um sub-painel no qual se opta pela opção “Color by ID”.

- *Define* → *Models* → *Solver...*

Na lista “Time” deste painel, seleciona-se a opção “Unsteady” que permitirá o uso do modelo In Cylinder. O restante das configurações foram mantidas como padrão.

- *Define* → *Models* → *Viscous...*

Seleciona-se “k-epsilon (2 eqn)” mantendo o padrão para o restante dos parâmetros.

- *Define* → *Models* → *Energy...*

Painel para habilitar a Equação de Energia.

- *Define* → *Materials...*

O fluido utilizado nas simulações foi o ar, considerado como gás ideal.

- *Define* → *Boundary Conditions...*

No painel referente às condições de contorno, a saída e entrada dos dutos são inicialmente colocadas como “*pressure-outlet*” e “*pressure-inlet*” respectivamente. Já a saída e entrada da câmara de combustão são colocadas como “*interior*”. São

colocadas como “*interface*” as superfícies que fazem a junção das malhas da parte superior e do pistão (malha tetraédrica e hexaédrica).

Tanto nas condições de “*pressure-outlet*” e “*pressure-inlet*” é utilizada uma intensidade turbulenta de 1% e um diâmetro hidráulico de 0.035m. No quadro “*Thermal*”, também de entrada e saída do tubo, é utilizada uma temperatura de 318 K.

Os anéis na entrada e saída da câmara de combustão, que são utilizados para reduzir as áreas, são colocados como “*wall*”, assim como todas as paredes da geometria.

O interior da câmara é colocado como “*interior*” e como “*fluid*”.

- *Define* → *Grid Interfaces...*

Cria-se a interface entre as malhas tetraédrica e hexaédrica.

- *Define* → *Dynamic Mesh* → *Parameters...*

Neste painel devem ser habilitadas as funções “*Dynamic Mesh*” e “*In Cylinder*” além dos métodos “*Smoothing*”, “*Layering*” e “*Remeshing*”. As configurações dos sub-painéis são mostradas nas figuras 4.7 a 4.10.

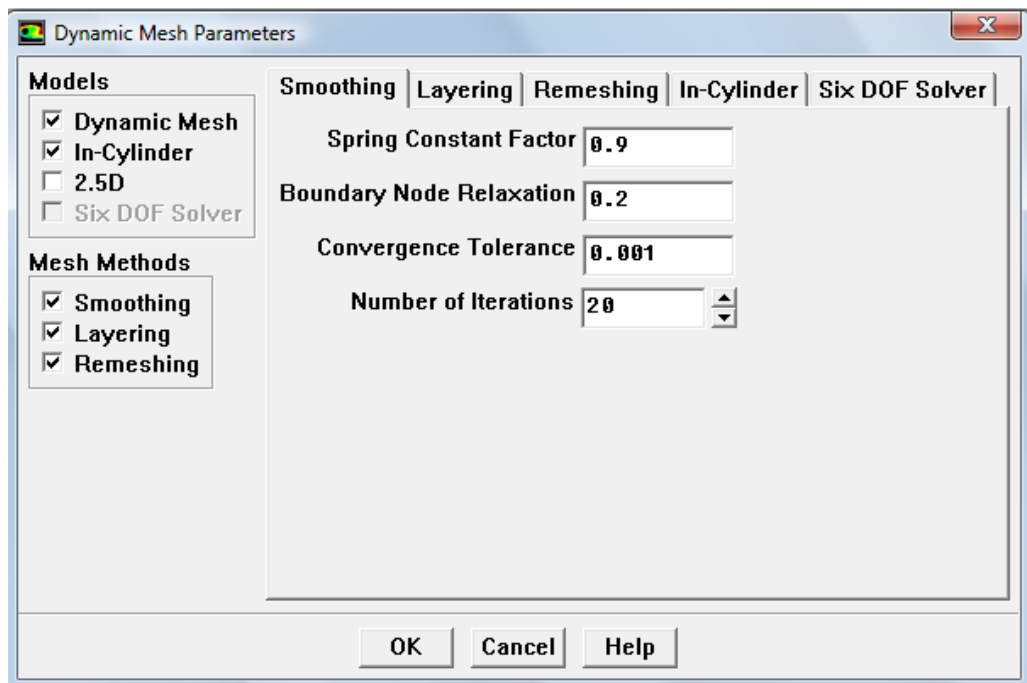


Fig. 4.7: Painel *Dynamic Mesh Parameters* e Subpainel *Smoothing*

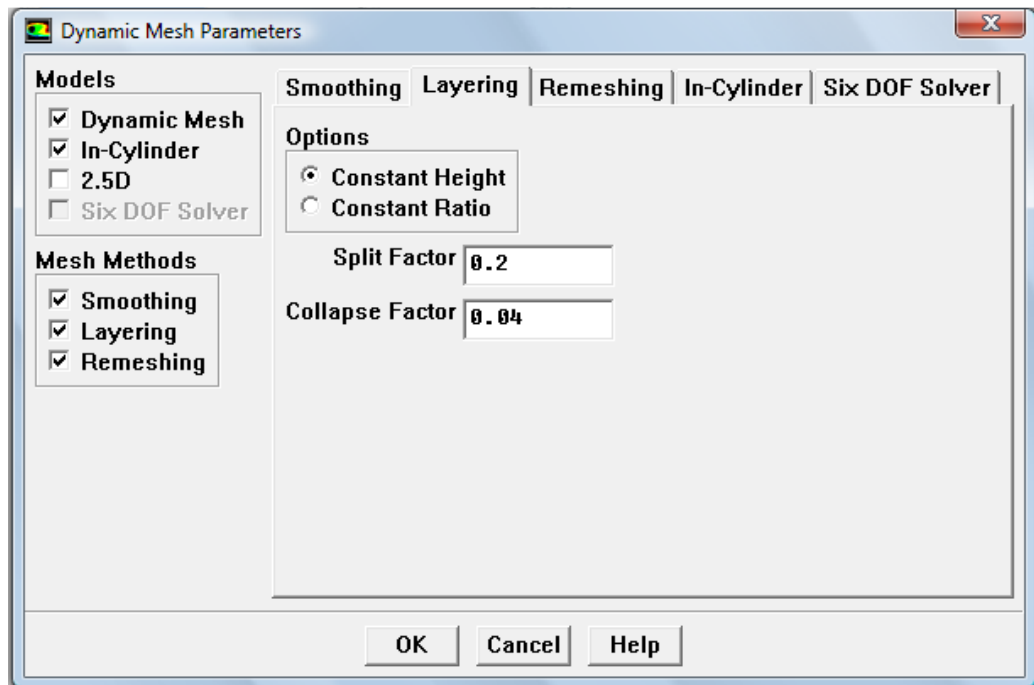


Fig.4.8: Painel *Dynamic Mesh Parameters* e Subpainel *Layering*

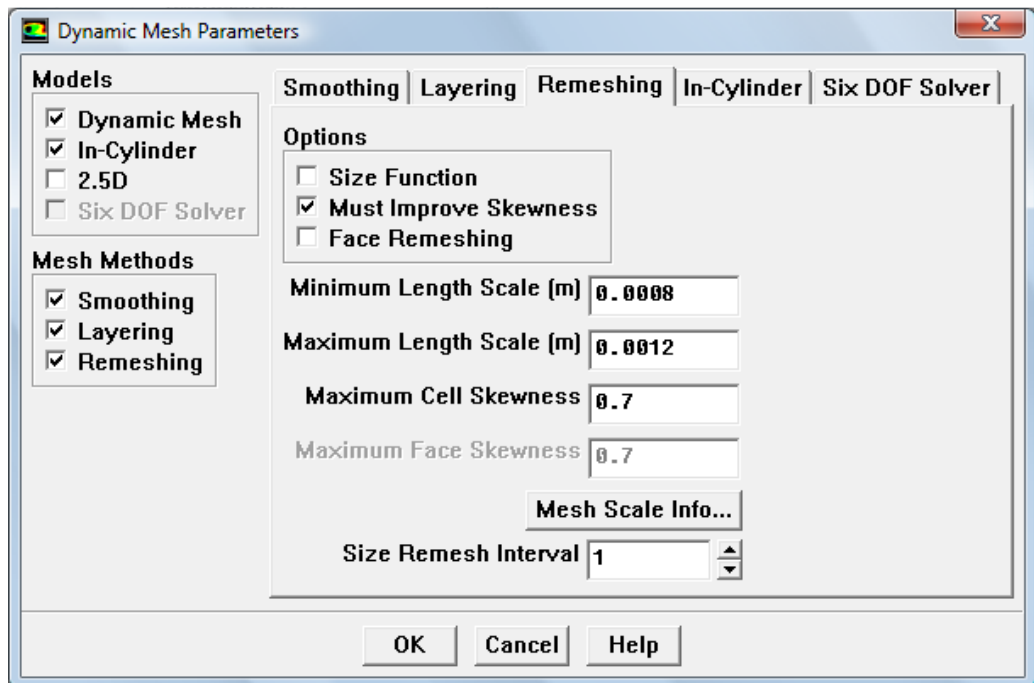


Fig.4.9: Painel *Dynamic Mesh Parameters* e Subpainel *Remeshing*

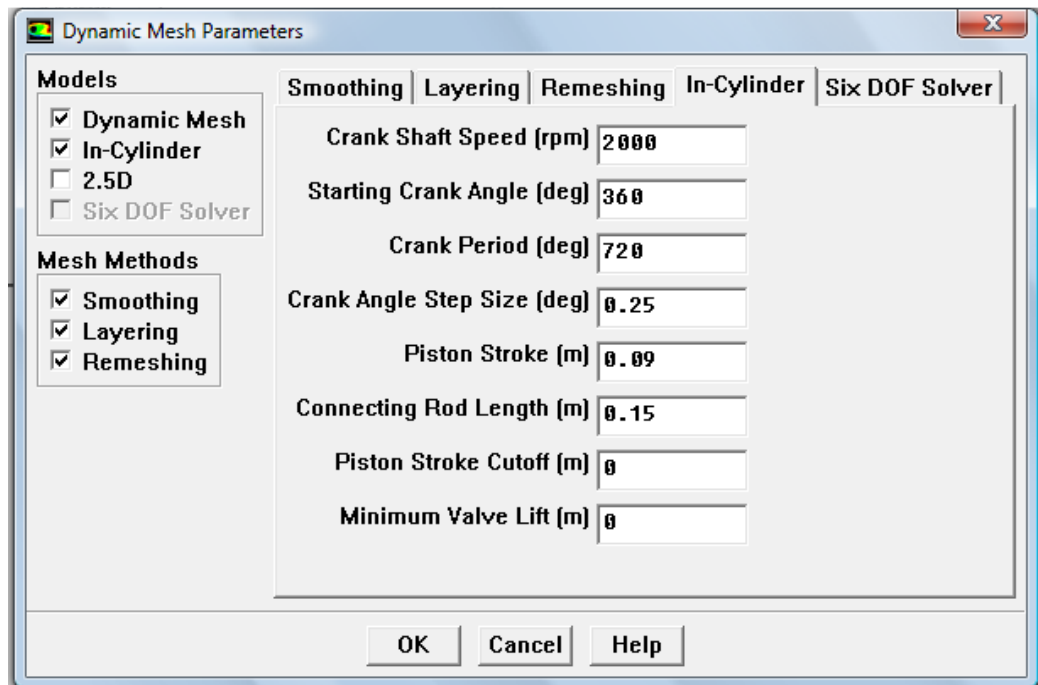


Fig.4.10: Painei Dynamic Mesh Parameters e Subpainei In-Cylinder

- Define → Dynamic Mesh → Events...

Os eventos que ocorrem durante a simulaçaõ devem ser detalhados através do ângulo *Crank Angle*.

Os eventos seguem detalhados na tabela 4.1:

Tabela 4.1: Events

<i>Crank Angle</i>	Evento	Detalhamento
360°	Admissão	A saída é colocada com “wall” e a entrada como “interior”
540°	Compressão	A saída e a entrada são colocadas como “wall”
720°	Expansão	Novamente a saída e a entrada são colocadas como “wall”
900°	Exaustão	A entrada é colocada com “wall” e a saída como “interior”

- *Define* → *Dynamic Mesh* → *Zones...*

Neste painel é especificada a direção do movimento do pistão, que é a única região que se move nesta simulação. Além disso, é colocado o tamanho de cada nova camada de células a ser gerada pelo processo de “*Layering*”.

- *Solve* → *Initialize* → *Initialize...*

A Energia cinética turbulenta foi iniciada com um valor de $0.01 \text{ m}^2/\text{s}^2$. A taxa de dissipação turbulenta com o valor de $0.01 \text{ m}^2/\text{s}^3$ e a temperatura em 318 K. As velocidades foram mantidas nulas.

- *Solve* → *Monitors* → *Volume...*

Através deste painel, registram-se os dados de pressão e temperatura no interior da câmara de combustão.

4.6. Simulação com Etanol

Para a simulação com etanol, uma nova geometria e malha foram geradas, de forma que pudesse ser inserido um orifício para injeção de combustível. A região de entrada e saída da câmara de combustão continuou a ser anular, exceto para o orifício de injeção de etanol. A malha não apresentava boa qualidade (poucos elementos) visando diminuição do tempo computacional.

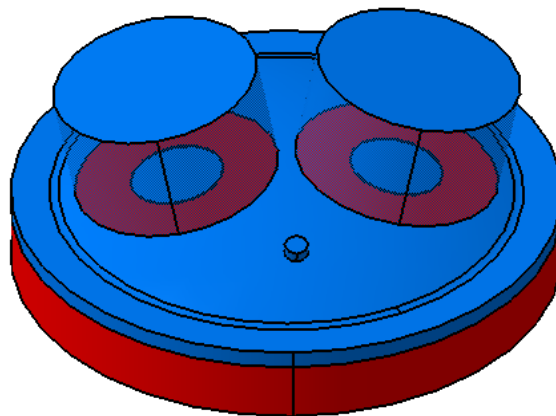


Fig.4.11: Geometria utilizada na simulação do motor à combustão interna utilizando como combustível o etanol

Esta simulação não teve uma configuração padrão, já que muitas foram testadas e em nenhuma delas foi obtido o resultado esperado.

Transitou-se entre o uso do *Solver Pressure Based* e do *Solver Density Based*. Para o acoplamento de Pressão-Velocidade foi utilizado o método SIMPLE.

O método k-epsilon utilizado foi o *standard* e todas as equações adotaram como critério de convergência um resíduo menor do que 10^{-3} .

Foi utilizado o modelo de *Species Transport* e para a Interação *Turbulence-Chemistry* foi utilizado o modelo Eddy Dissipation, considerando a mistura de C_2H_5OH e ar como gás ideal.

As células criadas pelo método Dynamic Layering possuíam dimensão de 1 mm.

A admissão de combustível inicia-se no *crank angle* de 350° e é finalizada no *crank angle* de 384° .

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A figura 5.1 mostra uma simulação realizada sem a injeção de partículas e sem combustão, ou seja, somente o escoamento de ar em uma geometria 2D. Pode-se observar o perfil de velocidades, indicado pelas diferentes cores e para o qual a escala de cores encontra-se à esquerda na figura. A escala vai de 0 a 100 m/s.

Esta simulação apresentou problemas e não há garantias da convergência dos resultados.

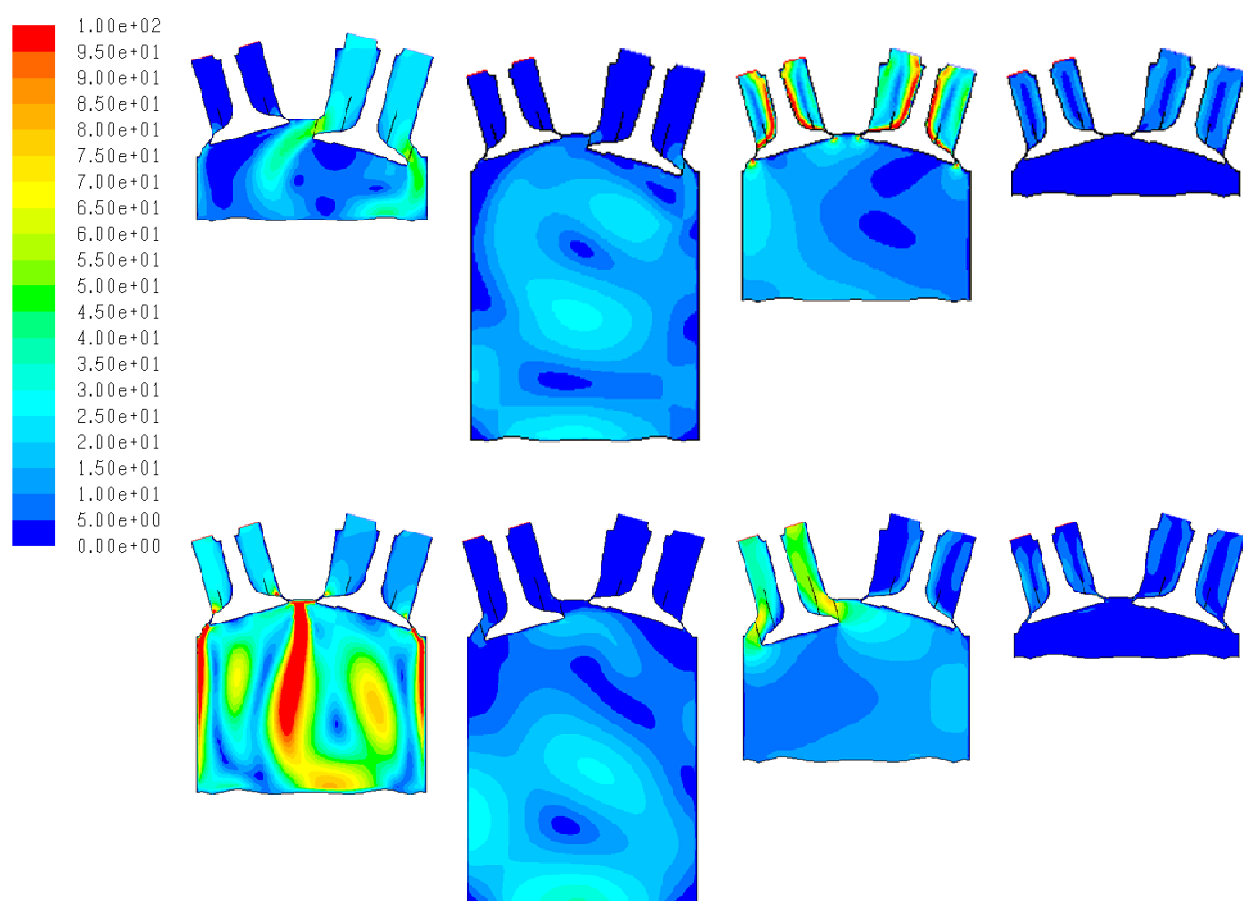


Fig. 5.1: Perfil de velocidades na geometria simulada

As figuras 5.2 a 5.5 referem-se ao escoamento de ar tridimensional, sendo que é mostrado um plano de corte para a melhor visualização dos resultados. A escala de velocidades utilizada é de 0 a 100 m/s e não há certeza da convergência dos

resultados além de ter sido utilizada uma malha com poucos elementos para diminuição do tempo computacional.

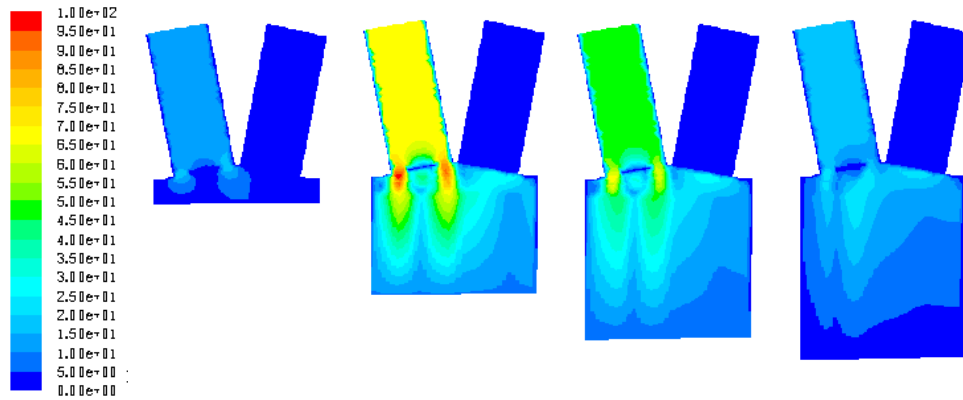


Fig. 5.2: Simulação de escoamento de ar na fase de admissão

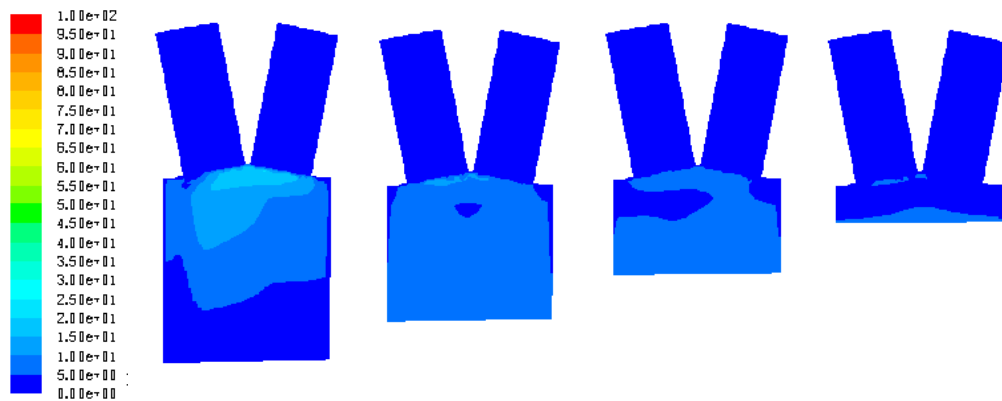


Fig. 5.3: Simulação de escoamento de ar na fase de compressão

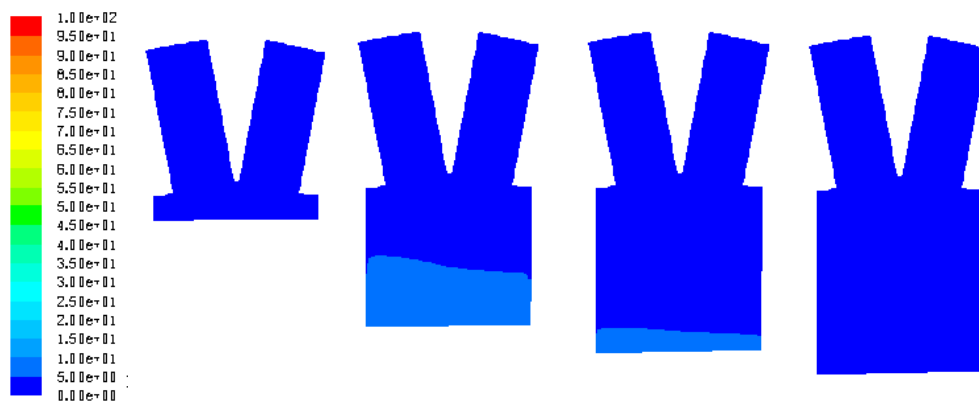


Fig. 5.4: Simulação de escoamento de ar na fase de expansão

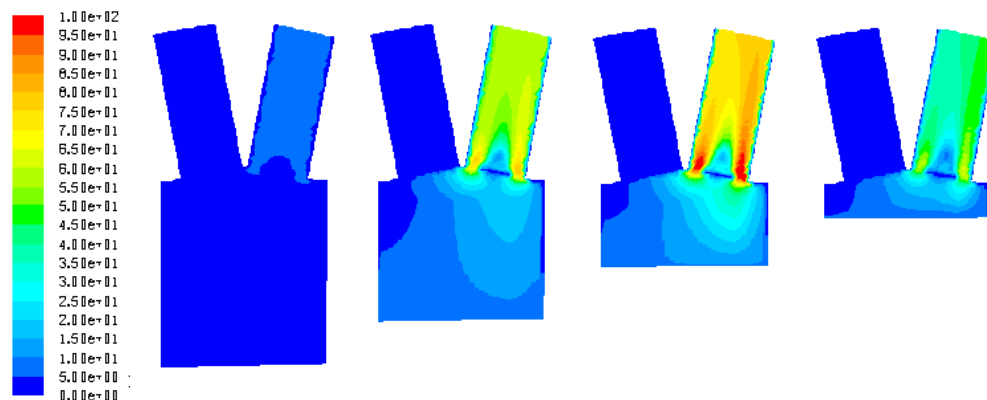


Fig. 5.5: Simulação de escoamento de ar na fase de exaustão

As figuras 5.6 e 5.7 são referentes às tentativas de simulação com combustível.

A figura 5.6 mostra a injeção de etanol em nos dois planos utilizados para visualização durante esta simulação. Apesar dos escoamentos de combustível parecerem condizentes, não houve reação. Os parâmetros necessários não foram encontrados e assim observaram-se somente os escoamentos. A escala de velocidades é de 0 a 150 m/s.

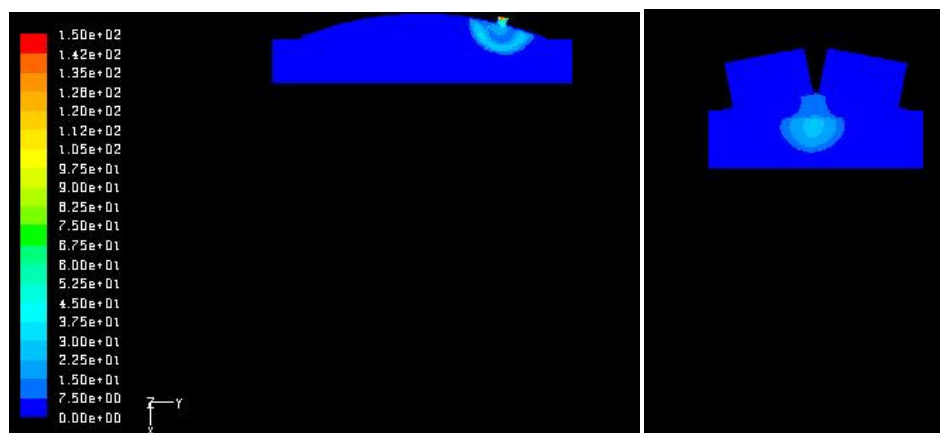
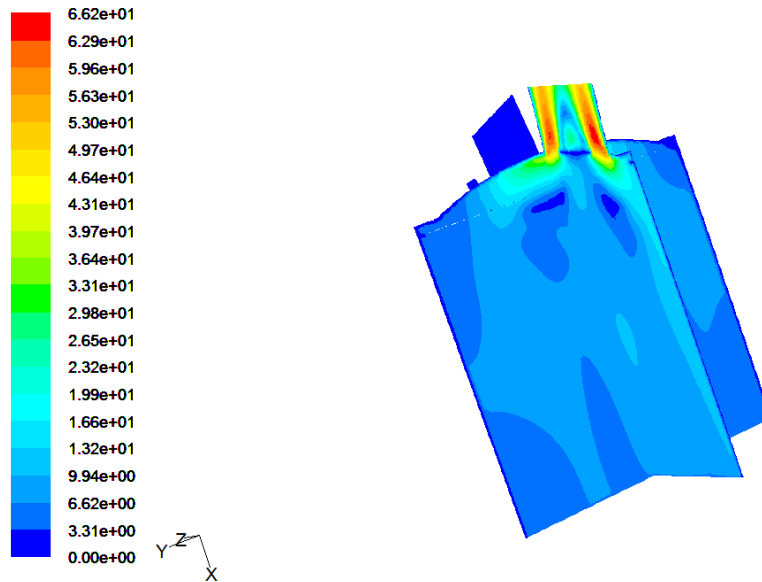


Fig. 5.6: Contorno de velocidade da injeção de etanol visto dos dois planos gerados

A figura 5.7 mostra os dois planos utilizados na simulação com etanol na fase de exaustão. Pode-se observar o perfil de velocidades na câmara de combustão e no tubo de saída da mistura, já que o duto de admissão de ar e de combustível estão fechados nesse *crank angle*. A escala de velocidades é de 0 a 66,2 m/s.



Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=6.2708e-02)
Crank Angle=4183.90(deg)

Jan 27, 2009
FLUENT 6.3 (3d, pbns, dynamesh, spe, ske, unsteady)

Fig. 5.7: Contorno de velocidade da exaustão visto dos dois planos gerados

6. CONCLUSÕES

Hoje em dia sabe-se a grande importância das fontes renováveis de combustível e a grande projeção que estas fontes deverão ter cada vez mais, buscando-se uma energia mais limpa.

Ferramentas como CFD tornam-se importantes no desenvolvimento de motores que possam utilizar o álcool como combustível, mesmo em motores de ignição por compressão, substituindo assim os derivados de petróleo por uma fonte de energia proveniente de biomassa.

Através de métodos como o das malhas móveis é possível simular esses motores. No entanto, neste trabalho as constantes e condições corretas para a simulação não foram encontradas e não se conseguiu fazer com que houvesse reação. Deste modo, não foi possível simular a combustão.

Apesar dos poucos resultados na parte de combustão, toda utilização das malhas móveis e simulação de escoamento de ar foram condizentes e mostraram bons resultados apesar de não poder-se garantir a convergência destes.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Brambila, Jean Amadeo; Estudo experimental e simulação termodinâmica de desempenho em um motor de combustão interna operando com óleo diesel e etanol / J.A. Brambila. -- ed.rev. --São Paulo, 2006.
- [2] Bertoldi, Dalton; Simulação numérica em motores a combustão interna a gás natural. Universidade Federal de Santa Catarina- Santa Catarina, 2007.
- [2] Mauro, B.R. Contani, E.A.R.-Estudo da emissão de poluentes em motor bi-combustível álcool-gasolina- EPUSP-2004.
- [3] Brunetti, F, Gracia, O.-Motores de Combustão Interna-1989.
- [4] Obert,E.F.-Motores de Combustão Interna-Editora Globo-1971.
- [5] Wylen, Van; SONNTAG; BORGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo, SP: 1998. 537p
- [6] INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transmissão de calor e de massa. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2002. 5ª edição 698p.
- [7] Gray,C. & Webster,G- A Study of DME as na Alternative Fuel- Publication T.C. G.C. Canadá.
- [8] www.ipen.br/scs/noticias/midia/2006. Acesso em junho de 2008
- [9] [www.ecowood.com.br/evento/palestras/07-08-Pedro Villalobos-Petrobrás](http://www.ecowood.com.br/evento/palestras/07-08-Pedro_Villalobos-Petrobrás). Acesso em julho de 2008
- [10] <http://www.fluentusers.com/fluent/doc/ori/pdf/ug/chp11.pdf> . Acesso em maio de 2008