

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Simulação do escoamento de ar no compartimento do motor

**Luis Felipe Viliotti
Raphael de Almeida Barbosa**

Orientador: Júlio R. Meneghini

**São Paulo
2003**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Simulação do escoamento de ar no compartimento do motor

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

**Luis Felipe Viliotti
Raphael de Almeida Barbosa**

Orientador: Júlio R. Meneghini

**Área de Concentração:
Mecânica dos Fluidos**

**São Paulo
2003**



ÍNDICE DE PÁGINAS

1	INTRODUÇÃO	7
2	DESCRIÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO	9
2.1	Aspectos Técnicos dos Sistemas de Arrefecimento	9
2.2	Sistema de Resfriamento à Ar	13
2.3	Objetivos do Trabalho e Modelo Físico	18
3	METODOLOGIA DE ANÁLISE	20
4	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	21
5	ERROS NUMÉRICOS E QUALIDADE DA MALHA COMPUTACIONAL	26
5.1	Node density	26
5.2	Smoothness	27
5.3	Skewness	27
5.4	Aspect ratio	28
5.5	Difusão numérica	28
6	DESCRIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	30
6.1	Simetria (Symmetry Boundary Condition)	30
6.2	Parede (Wall Boundary Condition)	32
6.3	Entrada de velocidade (Velocity Inlet Boundary Condition)	35
6.4	Saída de Pressão (Pressure Outlet Boundary Conditions)	38
6.5	Zona Porosa (Porous Media Conditions)	39
7	MODELO DE TURBULÊNCIA	47
7.1	Introdução	47
7.2	Modelos de Turbulência	47
7.3	Formulação do Modelo k- ϵ Padrão	50
7.4	Formulação do Modelo k- ϵ RNG	51
7.5	Formulação do Modelo k- ϵ Realizable	54
		1



7.6	Modelando a produção de turbulência	57
8	EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	58
9	MODELO BIDIMENSIONAL	59
9.1	Hipóteses Adotadas para o Modelo Bidimensional	59
9.2	Geração da Malha Bidimensional	59
9.3	Condições de Contorno	62
9.4	Resultados da Simulação	64
9.5	Conclusões Referentes ao Modelo Bidimensional	66
10	MODELO TRIDIMENSIONAL	68
10.1	Hipóteses Adotadas	68
10.2	Geração da Malha	69
10.3	Condições de Contorno	72
10.4	Simulação do escoamento de ar a 20 km/h	74
10.5	Simulação do escoamento de ar a 80 km/h	78
10.6	Conclusões Referentes ao Modelo Tridimensional	82
11	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84



INDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1 – Escoamento interno do veículo em altas velocidades.</i>	15
<i>Figura 2 – Escoamento interno do ar para condições desfavoráveis (recirculações internas e externas)</i>	16
<i>Figura 3 – Influência da heterogeneidade na transferência de calor e no escoamento do fluido refrigerante.</i>	17
<i>Figura 4 – Distribuição das velocidades de ar sem o auxílio de ventiladores</i>	18
<i>Figura 5 – Distribuição da velocidade do ar com o auxílio do ventilador</i>	18
<i>Figura 6 – Detalhe do fron-end do veículo estudado</i>	19
<i>Figura 7 – Esquema de armazenamento no volume de controle.</i>	22
<i>Figura 8 – Esquema dos volumes de controle para discretização.</i>	24
<i>Figura 9 – Exemplos do uso correto da condição de simetria</i>	30
<i>Figura 10 – Uso inadequado da condição de simetria</i>	31
<i>Figura 11 – Plano de simetria do veículo</i>	60
<i>Figura 12 – Malha computacional utilizada na simulação</i>	61
<i>Figura 13 – Detalhe na região do Condensador e do Radiador</i>	61
<i>Figura 14 – Vista geral da malha e as dimensões utilizadas</i>	62
<i>Figura 15 – Condições de contorno aplicadas às fronteiras da malha</i>	63
<i>Figura 16 – Condições de contorno aplicadas ao CRFM</i>	64
<i>Figura 17 – Vetores de Velocidade</i>	65
<i>Figura 18 – Detalhe dos vetores de velocidade entrando pela upper grille e pela lower grille</i>	66
<i>Figura 19 – Detalhe dos vetores de velocidade no front end</i>	66
<i>Figura 20 – Detalhe da malha no compartimento do motor e detalhe do CRFM</i>	69
<i>Figura 21 – Malha do CRFM e do CAC (somente elementos quadrangulares)</i>	70
<i>Figura 22 – Volume de controle onde o escoamento será simulado</i>	71
<i>Figura 23 – Resíduos para a simulação sem o ventilador (esquerda) e com o ventilador (direita)</i>	75
<i>Figura 24 – Vetores de velocidade em $y = 0$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	76
<i>Figura 25 – Vetores de velocidade em $y = 0.1$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	76
<i>Figura 26 – Vetores de velocidade em $y = 0.2$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	76
<i>Figura 27 – Vetores de velocidade em $y = 0.3$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	77



<i>Figura 28 – Vetores de velocidade em $y = 0.4$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	<i>77</i>
<i>Figura 29 – Contorno de velocidade no radiador sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	<i>77</i>
<i>Figura 30 – Contorno pressão estática sem (esquerda) e com ventilador (direita)</i>	<i>78</i>
<i>Figura 31 – Vetores de velocidade no plano xz (deslocado 0 mm no eixo lateral)</i>	<i>79</i>
<i>Figura 32 – Contornos de velocidade no plano xz (deslocado 0 mm no eixo lateral)</i>	<i>80</i>
<i>Figura 33 – Contornos de velocidade no plano xz (deslocado 0.1 e 0.2 mm no eixo lateral)</i>	<i>80</i>
<i>Figura 34 – Contornos de velocidade no plano xz (deslocado 0.3 e 0.4 mm no eixo lateral)</i>	<i>81</i>
<i>Figura 35 – Contornos de velocidade no CAC e CRFM (à esquerda) e detalhe do CRFM (à direita)</i>	<i>81</i>
<i>Figura 34 – Contornos de pressão estática (à esquerda) e pressão dinâmica (à direita)</i>	<i>82</i>



LISTA DE SÍMBOLOS

- A – área da seção transversal
 L – comprimento de um volume de controle
 u – velocidade do escoamento na direção x
 v – velocidade do escoamento na direção y
 w – velocidade do escoamento na direção w
 V – volume
 x, y, z – sistema de coordenadas
 Γ – circulação
 ϕ – propriedade de estudo
 μ – viscosidade do fluido
 ρ – densidade do fluido
 k_{eff} – condutibilidade efetiva
 Y_j – fração parcial da espécie j
 T – temperatura
 μ – viscosidade dinâmica
 $\Delta n_x, \Delta n_y$ e Δn_z – espessuras nas direções x, y e z
 p – pressão
 τ – tensão de cisalhamento
 γ – porosidade do meio
 α – permeabilidade do meio



SUMÁRIO

O objetivo deste trabalho de formatura é estudar o sistema de arrefecimento do motor de um veículo. A ferramenta escolhida para realizar esta análise foi o CFD ("Computational Fluid Dynamics"). Em uma primeira etapa do trabalho modelos bidimensionais simplificados foram gerados e as primeiras simulações foram realizadas. Os resultados obtidos foram comparados com valores de campo de prova para que a metodologia de análise fosse validada. A segunda etapa do trabalho consistiu na elaboração do modelo tridimensional. A construção da malha computacional consumiu grande parte do tempo utilizado nesta etapa (muitas iterações foram realizadas de maneira a se obter uma malha com uma qualidade suficiente para garantir convergência). Aplicando as mesmas condições de contorno e modelo de turbulência obtidos na simulação bidimensional e utilizando curvas características dos ventiladores presentes no radiador e no condensador, foi possível avaliar de maneira global o escoamento de ar ao redor dos componentes que fazem parte do compartimento do motor. A última etapa deste trabalho consistiu na aplicação do modelo térmico (transferência de calor entre os componentes) para obtermos o ATB do conjunto.



1 INTRODUÇÃO

A utilização do CFD nos mais variados campos de estudos se faz de grande importância devido à sua agilidade, baixo custo e confiabilidade de resultados. Atualmente, as técnicas de CFD tem sido utilizadas como ferramenta complementar aos testes de túnel de vento e de pista, mas num futuro tende a realizar as tarefas de desenvolvimento transferindo os testes físicos para a validação dos resultados. Em situações onde protótipos são muito mais caros, o CFD têm se mostrado extremamente útil. Aplicada à engenharia automotiva, esta ferramenta exerce um papel importante na análise de diversos problemas. Entre eles, podemos destacar:

- Aerodinâmica de um veículo (escoamento externo);
- Escoamento de ar internamente aos componentes dos veículos (motor, sistemas de alimentação e etc.);
- Escoamento de ar interno ao veículo (escoamento pelo compartimento do motor).

Uma área onde podemos aplicar os métodos numéricos com grande sucesso é o escoamento de ar no compartimento do motor e sua influência no sistema de arrefecimento do veículo. Além de ser uma metodologia de análise muito ágil, ela nos permite visualizar os resultados de uma maneira muito proveitosa. Podemos notar regiões de estagnação e agir de maneira corretiva apenas naquele ponto de maneira a adequar o fluxo de ar para otimizarmos o sistema. Este tipo de avaliação não seria possível em testes físicos, além de demandar muito mais tempo e recursos.

Este problema de engenharia se torna um objeto de estudo interessante, já que com a constante busca por motores com maiores potências, melhores rendimentos e mais econômicos esbarram na redução de arrasto aerodinâmico e maiores taxas de arrefecimentos no motor.

Entretanto, com o intuito de reduzir o arrasto aerodinâmico, a frente do carro é projetada para que o ponto de estagnação fique localizado o mais baixo possível, prejudicando as entradas de ar para resfriamento do motor. Logo, um ponto ideal entre o posicionamento



do ponto de estagnação e taxa de arrefecimento do motor deve ser encontrado para um máximo da performance do motor.

Contudo, não será objetivo deste trabalho à análise da economia, performance e aerodinâmica de um carro de passeio, e sim um estudo sobre o escoamento no compartimento do motor, com uma análise posterior de algumas modificações e disposições dos equipamentos para uma melhora no arrefecimento do motor.

Para a realização destes estudos, o problema será dividido em duas etapas. A primeira etapa consiste em simplificar o estudo em um caso bidimensional, sem troca térmica. Esta simplificação será útil à adequação e definição de modelos de simulação e condições de contorno. A segunda etapa consiste em construir as malhas tridimensionais e suas respectivas simulações (escoamento de ar e troca de calor).

Deve ser ressaltado que, em ambos os casos, bidimensional e tridimensional, o estudo de princípios que norteiam a teoria do CFD se fez constante, como por exemplo: estudo dos métodos dos volumes finitos, métodos numéricos de simulação, modelos de turbulência e, por fim, a teoria da troca de térmica com ênfase em veículos automotivos.



2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO

2.1 Aspectos Técnicos dos Sistemas de Arrefecimento

Requerimentos Funcionais

O objetivo básico de um sistema de resfriamento é garantir que os componentes do motor estejam resfriados adequadamente dentro de todas as condições de operação do veículo. No caso convencional do resfriamento à água, o cuidado que deve ser observado é o não aquecimento a temperaturas que excedam o limite de evaporação do fluido, causando assim uma pressão limite no sistema de resfriamento.

Temperaturas máximas em componentes adjacentes às câmaras de combustão do motor são normalmente alcançadas quando o motor desenvolve sua potência máxima, ou seja, quando o veículo está desenvolvendo sua velocidade máxima.

Outra situação que deve ser salientada é quando o veículo, carregado de sua capacidade máxima, é submetido à tarefa de ascender um auge. Embora os componentes adjacentes do motor não alcancem temperaturas operacionais muito altas, as taxas de operação do radiador e ventilador devem ser controladas para que não haja um superaquecimento.

Tipos de Sistemas de Arrefecimento

É convencional a utilização de dois tipos de sistemas de arrefecimento de motor em veículos de passeio:

- Sistema de Resfriamento à Ar
- Sistema de Resfriamento à Água

Como o presente trabalho está focado em resfriamento devido aos sistemas com a



utilização de ar, não será detalhado o sistema de resfriamento à água.

Se um motor é refrigerado a ar, o calor do componente a ser resfriado é transferido diretamente ao ar que o circunda. O baixo fator de transferência de calor do ar deve ser compensado pelo aumento de áreas de superfície. Motores de veículos de passeio comerciais e de passageiros devem utilizar um sistema de ventilador adicional no sistema de resfriamento.

Princípios de Troca de Calor

Em termodinâmica, o termo 'troca de calor' descreve todos os fenômenos que ocorrem durante o fluxo de calor de um ponto no espaço para outro. Em um sistema de resfriamento de um motor à combustão interna, calor é transferido do gás de combustão para o ar ambiente. No entanto, esta transferência de calor segue etapas que podem ser simplificadas como: Condução do calor, transferência do calor e radiação.

A troca de calor é uma troca de calor entre partículas sólidas, líquidas e gasosas adjacentes. Uma forma especial de troca de calor ocorre quando uma mudança nas condições que agregam o fluido em contato com o sólido ocorre, em outras palavras, quando o fluido absorve calor e então evapora, posteriormente, condensando liberando, assim, o calor absorvido.

Transferência de Calor e Radiação

Dentre os mais importantes termos em transmissões de calor é o coeficiente de troca de calor, h . Ele indica o fluxo de calor através de uma superfície de troca de 1 m^2 de área a uma variação de temperatura de 1 K , entre um corpo e o fluxo de resfriamento.

Se o fenômeno da radiação é considerado relevante, a influencia de sua proporção no coeficiente de troca de calor h é também é levada em conta. Definida uma diferença de temperatura do componente e o fluido, o fluxo de calor através da superfície de troca A pode ser computada como se segue:



$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T$$

De um modo geral, o coeficiente de troca de calor é determinado experimentalmente. Usando uma similaridade entre as leis de transferência de calor e dinâmica dos fluidos, essas informações podem ser aplicadas para resolver problemas. Os números não-dimensionais para a transferência de calor são:

$$\text{Número de Nusselt} \rightarrow Nu = h \cdot \frac{1}{\lambda}$$

$$\text{Número de Reynolds} \rightarrow Re = v \cdot \frac{1}{\nu}$$

$$\text{Número de Prandtl} \rightarrow Pr = \nu \cdot \rho \cdot \frac{c_p}{\lambda}$$

$$\text{Número de Grashof} \rightarrow Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu^2}$$

Condução de Calor nos Componentes

Em qualquer corpo em que o gradiente de temperatura está presente, o fluxo de calor é em direção a zona de temperatura mais baixa.

O fluxo de calor nos componentes de um motor de combustão interna é normalmente transiente e de caráter tridimensional, o que pode ser descrito pela lei de Fourier para condução de calor:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

Nenhuma das soluções exatas existentes da equação acima se aproxima das condições que representam os fenômenos do motor de combustão interna. Em casos de mudanças finitas na magnitude apesar das infinitesimais mudanças são introduzidas nas equações diferenciais para conduções de calor, resultando em 'equações diferenciais' para a condução de calor. O componente para que a computação é conduzida é dividido em



pequenas camadas finitas de espessuras Δx , Δy e Δz nas coordenadas espaciais. De um jeito similar, um período inteiro de tempo pode ser examinado se dividido em estágios Δt menores de tempo.

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um outro meio de se alcançar uma solução para a solução da equação diferencial acima. O conceito básico do MEF é que o corpo sob investigação é dividido em um número finito de elementos e locais com funções definidas fisicamente com valores e condições aplicados para cada elemento de um modo individual.

Combinando-se essas formulas e levando-se em conta as informações das equações diferenciais, o sistema de equações obtido, quando resolvido, resulta nos valores físicos desejados dos valores dos pontos nodais. Este método é mais flexível que o método das 'equações diferenciais' quando comparado em termos de geometria; contudo, o tempo de computação é muito maior.

Modelos Computacionais

Com a ajuda do transiente multidimensional de equações diferenciais para a condução de calor, as várias equações de transferência de calor podem ser combinadas para formar modelos de fluxo de calor. As equações diferenciais para computar as zonas de temperaturas nas paredes da câmara de combustão, paredes do cilindro, e nas paredes do bloco do motor devem ser resolvidas por métodos de aproximação. O método de elemento finito ou o procedimento de diferenças finitas são particularmente adequados para este propósito.

Os pontos de operação do motor resultam em séries de dados de entrada para o modelo de simulação. Computando o ciclo termodinâmico, pressão e temperatura nas câmaras de combustão são obtidas. Além disto, a geometria do motor, propriedades dos materiais componentes e para o fluido refrigerante, o volume, e a temperatura ambiente deve ser incorporada no modelo numérico.



2.2 Sistema de Resfriamento à Ar

Aspectos de Projeto

O caminho interno do escoamento do ar de refrigeração – do ponto em que o ar entra na frente do carro do veículo até onde ele deixa o carro – é considerado como modulo do sistema de ar condicionado. O escoamento do ar, sua distribuição e sua perda de pressão no plano do radiador são computados, e o volume de ar através do radiador é determinado.

Existem testes que permitem a determinação da perda de pressão total do ar refrigerante que entra e sai do sistema. Um mesmo procedimento resulta em dados da velocidade de face na frente do radiador, que é principalmente dependente da geometria, velocidade do ventilador e velocidade simulada na rodovia. O coeficiente de perda de pressão do radiador do lado do ar, com um fluxo homogêneo através do mesmo é perfeitamente conhecido.

Sabendo-se o perfil da velocidade de face, a média da perda de pressão através do radiador, estes dados podem ser usados para determinar a perda de pressão do ar refrigerante que remanescente, o qual depende do volume do fluxo de ar, mas ao da distribuição de velocidades no plano do radiador. Assim como o ar passa através do veículo e é aquecido pelo condensador até que aquele seja expelido para baixo do veículo.

A media de temperaturas do fluxo de ar pode ser controlada usando-se os dados de perda de pressão total assumida pelo escoamento de massa de ar para cada coeficiente de perda de pressão. Das características do ventilador e sua velocidade, o aumento de pressão desejada no ventilador pode ser determinado a partir do seu volume de escoamento de ar.

O aumento total de pressão no duto de ar do sistema de refrigeração como um todo pode ser computado como o aumento de pressão no ventilador e a diferença de pressão entre o local de entrada de ar e sua saída. Depois de interações computacionais de fluxo de



massa de ar como valor alvo, isto deve corresponder como a queda total de pressão do sistema de ar de refrigeração. Após a determinação do volume do fluxo de ar, a precisa distribuição de velocidades no plano do radiador é também conhecida.

Escoamento Interno ao Sistema de Arrefecimento

O mais freqüente layout é com o motor na frente do carro; motor e sistema de refrigeração são localizados na parte dianteira do veículo. Além disto, praticamente todos os carros de passageiros são equipados com motores de resfriamento a água. O sistema de refrigeração transfere o calor aplicado do motor ao escoar o fluxo de ar através do radiador.

A tarefa do sistema de refrigeração é permitir que uma certa quantidade de fluido de refrigeração seja disponível em pontos de operação do veículo. É uma prática comum permitir que a entrada deste fluido ocorra no ponto de pressão estática prevaleça, e que o fluxo de ar para fora do veículo ocorra onde haja ponto de pressão baixa. Por estas razões, as entradas de ar 1 e 2 são diretamente acima e abaixo do pára-choque.

Para que haja uma distribuição no fluxo na frente da matriz do radiador mais uniforme possível, a melhor prática é utilizar o ventilador como montante em relação ao radiador. O ventilador deve também operar na maior área da matriz do radiador possível.

Aspectos na Aerodinâmica do Veículo

Na maioria dos veículos, o fluxo de ar que deixa o sistema de refrigeração emerge de baixo do veículo sem qualquer tipo de guia para seu escoamento.

Devido ao sistema de refrigeração do veículo, o arrasto de veículo aumenta. Este aumento de arrasto ocorre devido a dois componentes que são difíceis de serem separados. O primeiro é devido à perda de pressão no duto do fluxo do ar de refrigeração. O outro é devido ao aumento do arrasto que pode ser relacionado com a mudança do padrão do escoamento ao redor do veículo, o que comumente é chamado de interferência do arrasto.



Aparte da influência do fluxo de ar de refrigeração no arrasto, o fluxo interno também tem um efeito no coeficiente de sustentação do veículo.

Aerodinâmica do Escoamento Interno

O ar de refrigeração dentro do compartimento do motor é dirigido pela diferença de pressão entre a entrada de ar e a saída (conhecido com "ram effect") e também pelo ventilador integrado ao sistema de refrigeração. A velocidade do veículo na estrada também é uma variável importante para o suprimento de ar ao sistema. A uma baixa velocidade do veículo, algo em torno de 20 km/h, o ventilador desempenha a maior parte do suprimento de ar; influencia que diminui para o aumento da velocidade. Com velocidades muito altas, a contribuição do ventilador pode ser considerada desprezível, ou até, pode ser uma barreira para o escoamento.

Duas típicas condições de operações do veículo devem ser distinguidas: Fig. 03 é uma visão esquemática de como é o padrão de entrada de ar com altas velocidades do veículo. A Fig. 04 mostra o padrão de ar que é determinado pela performance do ventilador.

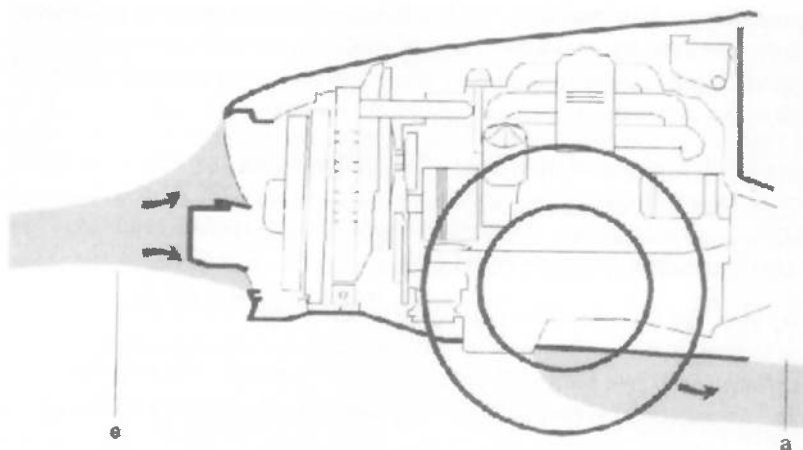


Figura 1 – Escoamento interno do veículo em altas velocidades.

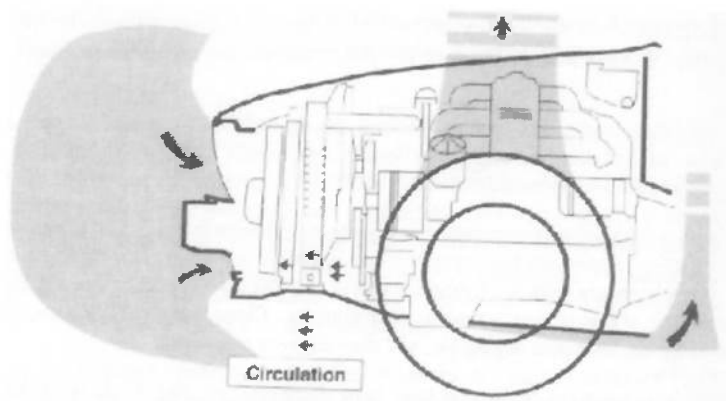


Figura 2 – Escoamento interno do ar para condições desfavoráveis (recirculações internas e externas)

Condições particularmente desfavoráveis estão presentes se um fraco escoamento de ar ao redor da viagem, em velocidades baixas do veículo. Na área ocupada pelos trocadores de calor, escoamento para trás podem ocorrer se o ventilador é localizado na frente da matriz do radiador, ou se existir um escoamento paralelo – por exemplo, escoamento através do radiador.

Para prevenir estas recirculações de ar, algumas medidas podem ser adotadas. Uma das mais comuns é a abertura de orifícios na dianteira do veículo de maneira a permitir que o ar recirculante saia do compartimento do motor.

Distribuição de Velocidades no Plano do Radiador

A distribuição de velocidade na frente do radiador (e condensador) deve ser o mais uniforme possível. Um fluxo homogêneo de ar que entra no radiador pode ser obtido se uma larga área de entrada de ar refrigerante é provida. Contudo, desde que as entradas de entrada de ar são freqüentemente desenhadas de acordo com as demandas de estilo em detrimento dos princípios de aerodinâmica, e desde que é necessária a instalação de elementos obstrutivos como buzinas e outros equipamentos; o fluxo de ar no trocador de calor se torna extremamente heterogêneo. Esta heterogeneidade implica em uma redução na performance do radiador de forma drástica.

A Fig. 05 mostra a relação entre a heterogeneidade do escoamento, fluxo da massa de ar,



e a performance do trocador de calor em cada caso referenciando os seus valores máximos. Em veículos atuais, a heterogeneidade de ordem de $i=50$ é freqüente. Como resultado disto, o escoamento de ar refrigerante decresce 6% e a transferência de calor cai em 11%.

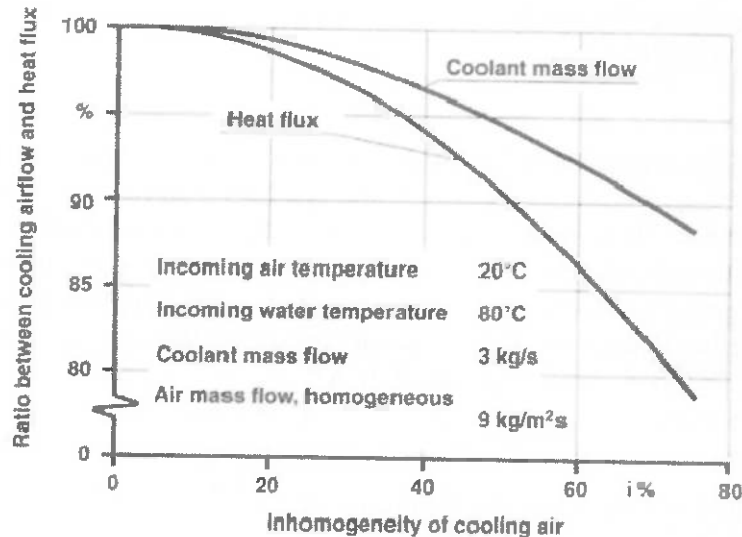


Figura 3 – Influência da heterogeneidade na transferência de calor e no escoamento do fluido refrigerante.

As Figs. 06 e 07 mostram três localizações de pontos de medidas em que o período total de tempo para cada escoamento de velocidades V_a que ocorrem para diferentes velocidades do veículo. A velocidade do veículo V_d é plotada no eixo x, a velocidade do escoamento V_a no eixo y, e o tempo em que a velocidade V_a ocorre combinada com a velocidade V_d está no eixo z. Ligando estes pontos com a maior proporção de tempo resulta nas relações da velocidade do veículo V_d e a velocidade do escoamento V_a . Esta proporção normalmente é uma razão quase constante de V_d/V_s . A súbita mudança no gradiente de desta constante pode ser observada em velocidades próximas de 126 km/h. A causa de evento é a mudança na separação e rearranjo do escoamento nas seções de entrada de ar. Com a otimização da entrada de ar e a localização dos trocadores de calor, é possível alcançar um fluxo homogêneo de ar no radiador e conseqüente máxima troca de fluxo de calor no radiador.

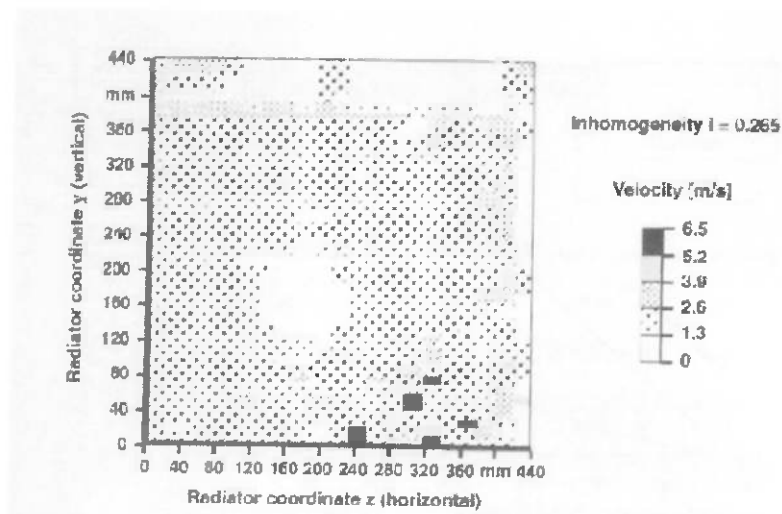


Figura 4 – Distribuição das velocidades de ar sem o auxílio de ventiladores

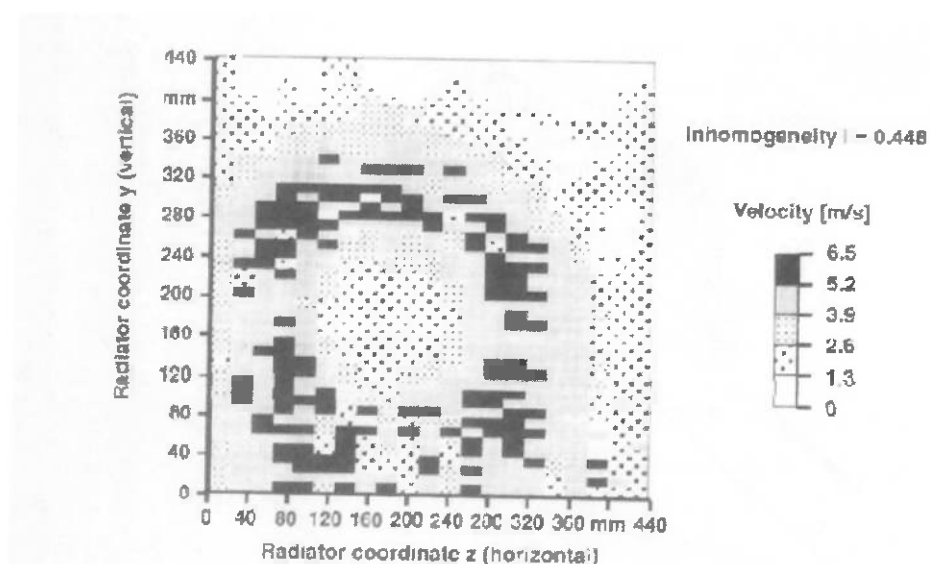


Figura 5 – Distribuição da velocidade do ar com o auxílio do ventilador

2.3 Objetivos do Trabalho e Modelo Físico

O problema físico que se deseja estudar é o escoamento do ar em uma geometria bidimensional de um veículo de médio porte. Os principais componentes que interferem de maneira significativa no escoamento (componentes à montante dos elementos de estudo –



o radiador e o condensador) são as grelhas superior e inferior, pois é através delas que o fluido de arrefecimento entra no compartimento.

Do mesmo modo, à jusante, temos o motor e os contornos dos painéis internos do veículo que restringem o escoamento, fazendo com que este seja desviado e, em algumas regiões, haja recirculação.

Na figura abaixo podemos notar os contornos externos do veículo e o bloco do motor que fazem o papel de paredes que limitam o escoamento. Na parte frontal também podemos notar a grade ("grille", seu correspondente em inglês) que permite a entrada de ar no compartimento do motor.

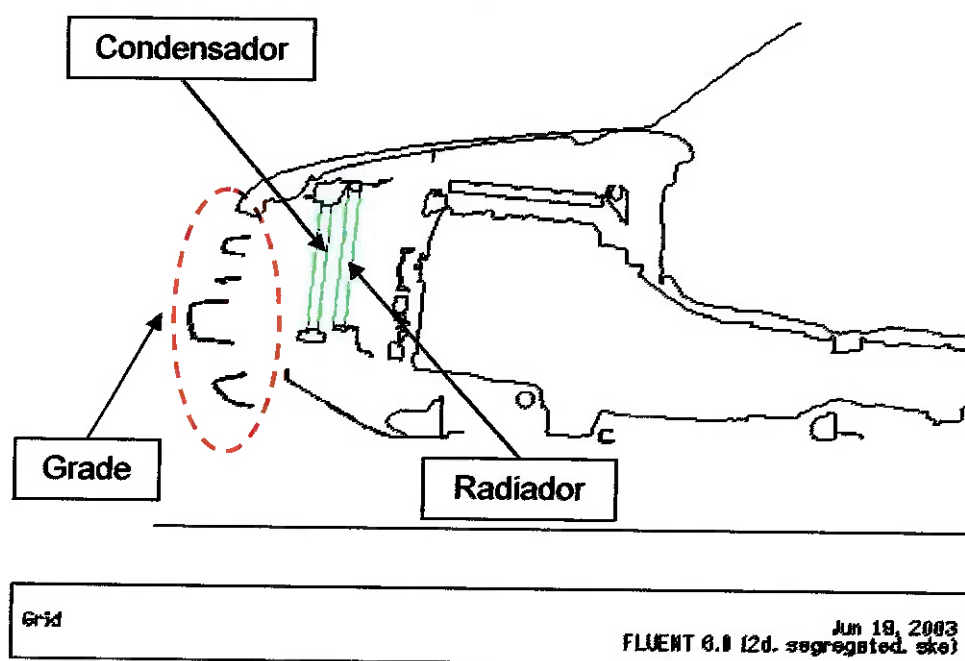


Figura 6 – Detalhe do front-end do veículo estudado



3 METODOLOGIA DE ANÁLISE

Como dito anteriormente, o objetivo deste trabalho é o estudo do escoamento 2D e 3D no compartimento do motor de um veículo de médio porte. Contudo, a estruturação do estudo, assim como seu desenvolvimento são similares para ambos os casos. Apenas o grau de complexidade será diferente em cada caso.

Assim sendo, o desenvolvimento do projeto pode ser estruturado em 3 partes distintas, descritas abaixo:

1 – Pré-processamento: engloba a formulação do modelo matemático a partir da modelagem individual de cada componente que interfere no resfriamento do motor. A geometria das peças será obtida diretamente do programa de CAD Unigraphics (UG). Em seguida, utilizando-se de um software de construção de malha computacional (neste caso foi utilizado o Hypermesh) o modelo é fechado em um volume de controle adequado. É nesta etapa que devemos gerar as malhas individuais para cada um dos componentes que será relevante ao nosso estudo (e, portanto, realizar as simplificações no modelo que se julgarem necessárias). Em seguida, onde fisicamente se encontra o ar, o volume de controle é gerado.

2 – Simulação: etapa em que a simulação propriamente dita do escoamento de ar ao redor do compartimento do motor é realizada. É neste momento que devemos acertar as condições de contorno adequadas ao problema para a obtenção de uma solução satisfatória. O software utilizado para a simulação será o FLUENT.

3 – Pós-processamento: neste momento comparamos os valores obtidos na solução numérica com ensaios realizadas em campo de prova, validando ou não as simplificações e o modelo matemático adotados (novamente utilizaremos o Hypermesh e o FLUENT para visualizarmos os resultados obtidos na 2ª fase do projeto).



4 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

Este capítulo será dedicado a uma revisão sobre o Método dos Volumes Finitos utilizado neste trabalho de formatura, através de uma pesquisa na literatura relacionada aos métodos numéricos utilizados para a solução de escoamentos fluidos. Também foi realizada uma busca de referências para escoamentos em aplicações automotivas, entrando no contexto do compartimento do motor e dos componentes que se situam abaixo do capô de um veículo automotivo. Para mais detalhes, consultar a bibliografia deste trabalho, apresentada em uma seção posterior.

Apesar de existirem inúmeros métodos para a solução das equações de Navier-Stokes, o Método dos Volumes Finitos terá uma maior ênfase neste estudo, pois este tem se mostrado o mais adequado para estes tipos de análise de CFD. A tendência atual é a de utilizar malhas não-estruturadas, que são mais flexíveis para modelar geometrias mais complexas.

O MVF foi desenvolvido para a análise de problemas complexos de Mecânica dos Fluidos. As equações são obtidas através da realização de balanços da propriedade em questão (seja ela massa, quantidade de movimento, entalpia, etc.) nos volumes elementares, ou volumes finitos, ou então; integrando sobre um volume elementar, no espaço e no tempo.

Uma importante evolução presente no MVF é a utilização de sistemas de coordenadas generalizadas coincidentes com a fronteira do domínio. Esta formulação possibilitou a resolução de problemas de fluidos em geometrias complexas.

O fato das equações aproximadas representarem a conservação ao nível de volumes elementares vem do fato que a solução da equação diferencial (por exemplo: Equação de Navier-Stokes) representa a conservação da propriedade ao nível de ponto (infinitesimal).



Outra importante evolução introduzida pelo MVF é que como os balanços de conservação são satisfeitos ao nível de volumes elementares, para qualquer tamanho de malha, por mais grosseira que ela seja, os princípios de conservação podem ser checados.

A técnica se divide em três passos principais:

- Divisão do domínio contínuo em volumes de controles discretos através de uma malha;
- Integrar as equações aproximadas para cada volume de controle individual para se construir as equações algébricas para as variáveis desconhecidas;
- Resolver numericamente as equações algébricas.

A técnica de volume de controle consiste em integrar as equações diferenciais nos volumes elementares, levando-se as equações de diferenças finitas para que conservem as quantidades (movimento, massa, etc.) numa base de volume de controle.

Os volumes de controle são definidos usando-se um esquema de armazenamento como mostrado na figura abaixo. Desse modo todas as variáveis são armazenadas no centro da célula do volume de controle, e o mesmo volume de controle é utilizado para a integração de todas as equações de conservação.

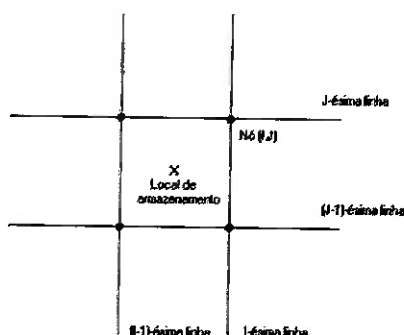


Figura 7 – Esquema de armazenamento no volume de controle.

A integração das equações diferenciais será mostrada para um conjunto de equações unidimensionais, sendo que estas podem ser facilmente estendidas para o caso bidimensional ou tridimensional. Sejam as equações diferenciais para continuidade, a



quantidade de movimento e quantidade escalar ϕ :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u \cdot u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + F \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u \cdot \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} + S_\phi \quad (3)$$

Essas equações podem ser integradas em relação ao volume de controle empregando o Teorema da Divergência:

$$\int_{\text{volum}, y} \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) dV = \int_A \rho \cdot u \cdot dA \quad (4)$$

A integração das equações (1), (2) e (3) nos dá os seguintes resultados:

$$J_e - J_w = 0 \quad (5)$$

$$J_e \cdot u_e - J_w \cdot u_w = -(p_e - p_w)A + \left[\frac{\mu_e}{\Delta x_e} (\mu_e - \mu_p) - \frac{\mu_w}{\Delta x_w} (\mu_p - \mu_w) \right] A + S \quad (6)$$

$$J_e \cdot \phi_e - J_w \cdot \phi_w = \left(\Gamma_e \frac{\phi_e - \phi_p}{\Delta x_e} - \Gamma_w \frac{\phi_p - \phi_w}{\Delta x_w} \right) A + S_\phi \cdot \Delta V \quad (7)$$

As equações (5), (6) e (7) obtidas são equações algébricas e, portanto, podem ser resolvidas dado que as variáveis indeterminadas (u , p e ϕ) são interpoladas de uma maneira que relaciona seus valores nas faces do volume de controle aos valores no centro do volume de controle. O Procedimento de discretização se baseia no esquema ilustrado na figura abaixo.

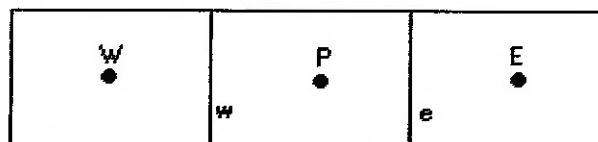


Figura 8 – Esquema dos volumes de controle para discretização.

A solução das equações expressa acima requerem: o cálculo da pressão nas faces do volume de controle (p_e , p_w), que se determine o fluxo nas faces (J_e , J_w), e a interpolação para relacionar os valores nas faces com os valores das incógnitas (u e ϕ) com os valores nos centros dos volumes de controle.

Os fluxos nas faces são obtidos de tal forma que as velocidades nas faces obedecem a um balanço médio do momento. Já as pressões nas faces são obtidas de tal forma que as velocidades armazenadas no centro da célula obedece ao balanço de massa.

Existem vários métodos de interpolação para se calcular os valores das incógnitas nas faces, sendo que abaixo será descrito o método “power law”, um dos métodos utilizados pelo Fluent 6.0.18:

Método Power Law: O valor da face de uma variável, ϕ , é interpolado usando a exata solução de uma equação unidimensional convectiva-difusiva, que descreve o fluxo de ϕ como:

$$\frac{\partial}{\partial x} = (\rho \cdot u \cdot \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (8)$$

Sendo que Γ e ρu são constantes durante o intervalo dx . Integrando-se a equação acima, chega-se a seguinte relação entre ϕ e x :



$$\frac{\phi(x) - \phi_0}{\phi_L - \phi_0} = \frac{\exp(Pe \cdot \frac{x}{L}) - 1}{\exp(Pe) - 1} \quad (8)$$

Onde:

$$\phi_0 = \phi \quad p/x = 0;$$

$$\phi_L = \phi \quad p/x = L.$$

E Pe é o número de Peclet, dado por:

$$Pe = \frac{\rho \cdot L \cdot u}{\Gamma} \quad (9)$$

Após a aproximação numérica, chega-se a uma matriz de coeficientes que geralmente apresenta alto índice de esparsidade, torna-se então fundamental escolher apropriadamente o método de solução do sistema linear, para que essa solução não demande um tempo exagerado de convergência. Quando se utilizam malhas não estruturadas, como no caso em questão, cada volume pode ter um número diferente de vizinhos, o que origina matrizes com uma banda diagonal variável, e não matrizes-tri, penta ou heptagonais quando se utilizam malhas estruturadas. Isto torna os métodos de soluções para sistemas lineares mais elaborados.



5 ERROS NUMÉRICOS E QUALIDADE DA MALHA COMPUTACIONAL

A qualidade da malha tem um papel significativo na precisão e na estabilidade de soluções numéricas. Os tópicos relacionados à qualidade da malha são conhecidos como “node point distribution”, “smoothness”, “skewness” e “aspect ratio”.

5.1 Node density

Como estamos definindo de maneira discreta um domínio contínuo, o grau de dependência das propriedades físicas está extremamente relacionado com a maneira com qual os nós são distribuídos no domínio, assim como qual a densidade nodal utilizada. Em muitos casos, se a distribuição dos nós for feita sem critério em regiões consideradas críticas podemos alterar dramaticamente as características do escoamento. Como exemplo podemos citar a previsão do descolamento da camada limite devido à gradientes adversos de pressão, que é altamente dependente da resolução da camada limite à montante do ponto de descolamento.

A resolução da camada limite (isto é, o espaço entre os elementos e a parede da malha) também desempenha papel importante na precisão das tensões de cisalhamento da parede e do coeficiente de transferência de calor. Isto é verdade em escoamentos laminares onde a malha adjacente às paredes deve obedecer a seguinte relação:

$$y_p \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu x}} \leq 1$$

y_p = distância da parede até o centróide do elemento adjacente

u_∞ = velocidade do escoamento ao longe

ν = viscosidade dinâmica do fluido

x = comprimento da camada limite medido na parede



A resolução adequada da malha em problemas que envolvam escoamento turbulento também é muito importante. Devido à grande dependência existente entre o escoamento e a turbulência, os resultados numéricos para escoamentos turbulentos são mais dependentes da malha do que escoamentos laminares. Em regiões próximas das paredes, resoluções diferentes de malha são necessárias dependendo do tipo de condição de contorno de parede utilizado.

Em geral, nenhuma passagem de fluido deve ser representada por menos de 5 elementos. A maioria dos casos irá necessitar de muito mais elementos para resolver de maneira adequada essas passagens. Em regiões com gradientes elevados a malha deve ser refinada o suficiente para minimizar as diferenças entre os valores numéricos das variáveis de elemento para elemento. Infelizmente é muito difícil determinar de maneira prévia os locais onde esses gradientes podem ocorrer.

Além disso, a resolução da malha nos problemas tridimensionais mais complexos é normalmente limitada pelos recursos computacionais disponíveis (tais como memória de processamento e espaço físico em disco). Apesar da precisão aumentar com a utilização de um maior número de nós, a necessidade de memória computacional para calcular a solução e pós-processar o resultado também aumenta.

5.2 Smoothness

Mudanças muito acentuadas no volume de um elemento em elementos adjacentes podem levar a erros de truncamento (altos gradientes no volume dos elementos de uma malha). Erro de truncamento é definido como sendo a diferença entre as derivadas parciais nas equações governantes e a solução numérica nas equações discretas.

5.3 Skewness

Podemos definir "skewness" como a diferença entre a forma de um elemento qualquer com a forma de um elemento equilátero de mesmo volume interno. Elementos com valor de



“skewness” muito elevados podem diminuir a precisão numérica e desestabilizar a solução. Por exemplo, uma malha ótima de quadriláteros terá os ângulos dos vértices muito próximos dos 90 graus, enquanto que malhas triangulares devem ter ângulos preferencialmente próximos dos 60 graus e inferiores a 90 graus.

5.4 Aspect ratio

“Aspect ratio” é uma medida do esticamento dos elementos. Para escoamentos anisotrópicos, elementos com “aspect ratio” elevados pode levar a resultados precisos com um baixo número de elementos. Entretanto, como regra geral, devemos evitar elementos com “aspect ratio” maiores de que 5:1 em uma malha.

Os efeitos da resolução da malha, “smoothness” e o formato do elemento na precisão e estabilidade da solução é altamente dependente do escoamento que está sendo simulado. Por exemplo, elementos com alto valor de “skewness” podem ser toleradas em regiões onde o gradiente das propriedades é baixo, apesar de ser extremamente prejudicial em locais onde o gradiente é elevado.

Como não podemos determinar a priori os locais onde o gradiente do escoamento será elevado, devemos sempre visar obter malhas com alta qualidade em todo o domínio.

5.5 Difusão numérica

Uma fonte dominante de erros em problemas multidimensionais é a difusão numérica, também conhecida como falsa difusão (o termo falsa difusão é utilizado porque a difusão não é um fenômeno real, apesar da influência provocada no cálculo do escoamento ser análoga àquela provocada pelo aumento do coeficiente de difusão real).

Os seguintes pontos podem ser destacados sobre a difusão numérica:



- O efeito da difusão numérica é mais notado quando a difusão real é pequena, ou seja, em situações em que o termo convectivo é dominante.
- Praticamente todas as soluções numéricas para a solução de escoamentos de fluidos possui uma parcela de difusão numérica. Isso se deve devido ao fato da difusão numérica surgir de erros de truncamento que é uma consequência da representação das equações de escoamento em sua forma discreta.
- A parcela da difusão numérica em um escoamento qualquer é inversamente proporcional à resolução da malha. Portanto, uma maneira de reduzir os efeitos da difusão numérica é refinar a malha.
- A difusão numérica é menor quando o sentido do escoamento está alinhado com a malha.

O último ponto a se considerar é a escolha dos elementos da malha. Podemos notar que quando utilizamos malhas com elementos triangulares ou tetraedros, o sentido do escoamento nunca será coincidente com o sentido da malha. Pelo outro lado, se utilizarmos quadriláteros ou hexaedros, este alinhamento pode ocorrer, exceto para escoamentos complexos. É somente em escoamentos simples, como o fluxo de um fluido qualquer através de um duto longo, que é possível a geração de uma malha com elementos quadriláteros ou hexaedros de maneira a diminuir a difusão numérica. Nestas situações podemos perceber alguma vantagem na utilização desses tipos de elementos, já que iremos obter uma solução mais confiável com um menor número de elementos (comparando com uma malha com elementos triangulares ou tetraédricos).



6 DESCRIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO

Nesta seção iremos fazer uma descrição detalhada das condições de contorno que foram utilizadas nas simulações realizadas (tanto no caso bi-dimensional como no caso tri-dimensional).

6.1 Simetria (Symmetry Boundary Condition)

Este tipo de condição de contorno é usado quando a propriedade física de interesse (velocidade, pressão, etc.) e o padrão da solução esperada (seja o escoamento de um fluido ou a distribuição de temperaturas sobre uma determinada superfície) podem ser espelhados. Podemos utilizar também para modelar paredes com tensão de cisalhamento nulo em escoamentos viscosos (paredes muito lisas, onde o atrito existente entre o fluido e a parede pode ser desprezado).

A condição de contorno de simetria é muito utilizada para reduzir o tamanho do modelo computacional (volume de controle) em problemas que apresentam as características descritas acima. As figuras abaixo exemplificam modelos em que podemos utilizar este tipo de modelagem.

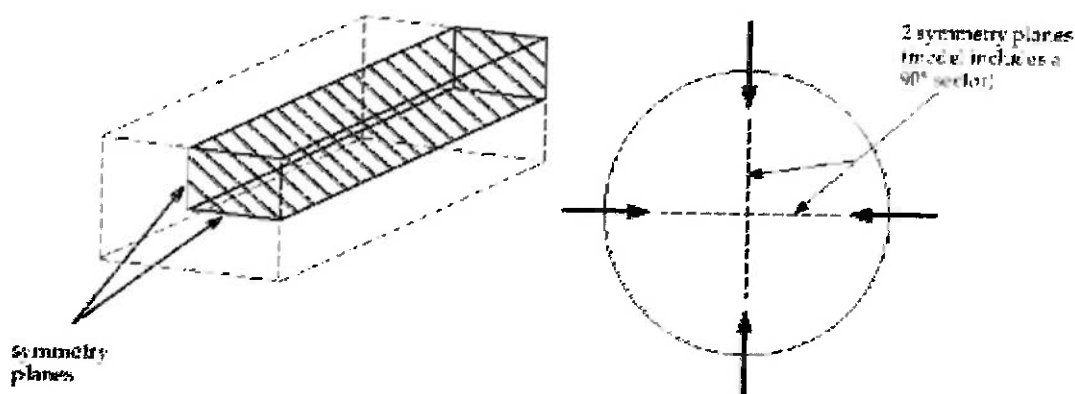


Figura 9 – Exemplos do uso correto da condição de simetria



A figura abaixo apresenta dois exemplos em que o uso da simetria é inadequado. Ambos os casos apresentam simetria geométrica, mas o fluxo propriamente dito não apresenta as características que definem essa condição de contorno. No primeiro caso, o gradiente de temperaturas faz com que o fluxo seja assimétrico. No segundo, a rotação no fluido faz com que exista um fluxo normal àquilo que poderia ser considerado um plano de simetria.

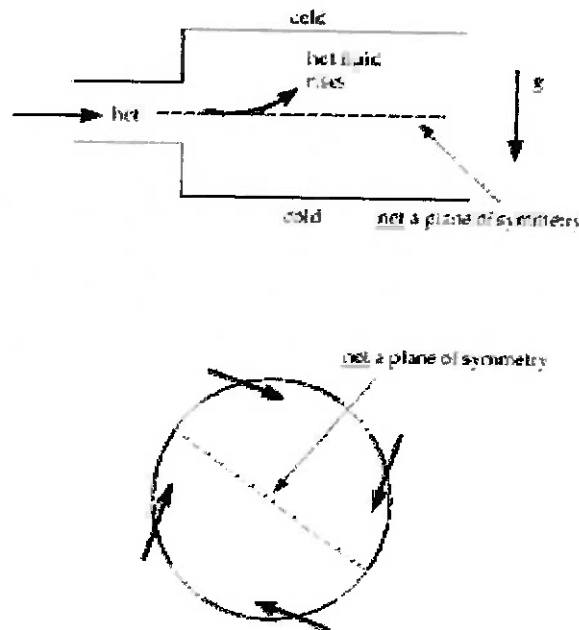


Figura 10 – Uso inadequado da condição de simetria

Quando esta condição de contorno for admitida, o FLUENT assume que o fluxo de todas as propriedades através da superfície de simetria é zero: a componente normal da velocidade no plano de simetria é, portanto, zero. Não existe difusão através do plano de simetria: o gradiente normal de todas as variáveis do escoamento é, portanto, zero. Podemos resumir as propriedades da condição de simetria da seguinte maneira:

- Velocidade normal ao plano de simetria igual a zero
- Gradiente de todas as variáveis do escoamento igual a zero no plano de simetria

Como mencionado anteriormente, estas condições impõem que o fluxo de qualquer propriedade seja zero no plano de simetria. Além disso, como a tensão de cisalhamento é zero no plano de simetria, podemos interpretar que esta condição de contorno pode ser utilizada para modelar uma parede extremamente lisa em um escoamentos viscosos.



6.2 Parede (Wall Boundary Condition)

Condição de contorno de parede é usada para delimitar a interface entre um sólido e um fluido qualquer. Para escoamentos viscosos, a condição de absorção completa na parede (velocidade tangencial e normal do fluido na parede é igual a zero) é satisfeita. Entretanto, podemos especificar uma velocidade tangencial do fluido em termos de translação ou de rotação. Também podemos especificar a tensão de cisalhamento na parede, de maneira a deixá-la escorregadia o suficiente para que não influa no escoamento (também podemos utilizar a condição de simetria para modelarmos este efeito, mas ao utilizarmos esta condição de contorno estaremos aplicando a condição de simetria para todas as equações).

A tensão de cisalhamento e a transferência de calor entre o fluido e a parede são computados baseados em detalhes do campo de escoamento local.

Modelagem de troca térmica em paredes

Quando estivermos resolvendo a equação de energia, será necessário definirmos as condições de troca de calor na superfície da parede. A equação da energia pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{v}) \right) + S_h$$

Na equação acima os primeiros três termos à direita representam a transferência de energia devido à condução, difusão e dissipação viscosa. O último termo, S_h , representa o calor de reação entre as espécies ou outras fontes de calor pré-definidas. Ainda na equação acima, definimos E por:



$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}$$

A entalpia, h , para gases perfeitos é dada por:

$$h = \sum_j Y_j h_j$$

Onde Y_j é a fração parcial da espécie j e h_j é dado por:

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT$$

Onde $T_{ref} = 298,15$ K.

O FLUENT nos permite escolher dentre as seguintes condições:

- Fluxo de calor constante na parede
- Temperatura constante na parede
- Transferência de calor por convecção
- Transferência de calor por radiação de uma fonte externa
- Transferência de calor combinada – radiação e convecção

Se uma parede tem espessura diferente de zero, devemos fornecer os parâmetros para o cálculo da resistência térmica da parede e da geração de calor interna. É possível modelar a condução de calor dentro do modelo (considerando inclusive a presença de paredes que façam parte do modelo e não somente delimitando a região externa). Este tipo de modelo de condução de calor é conhecido como “condução em cascas” e é muito conveniente em modelos em que a espessura das paredes pode ser considerada desprezível frente ao tamanho da geometria total do problema (como exemplo, podemos citar a condução de calor nas paredes de um radiador ou nas superfícies de metal que compõem o compartimento do motor de um automóvel). Fazer a malha dessas paredes com elementos



sólidos poderia levar a malhas com alta razão de aspecto e aumentar de maneira significativa o número total de elementos.

Modelagem de movimento de parede

As paredes podem estar em dois estados: em movimento ou em repouso. A condição estacionária especifica uma parede fixa, enquanto que a condição de movimento pode ser usada para especificar a velocidade de translação ou de rotação.

Modelagem da tensão de cisalhamento em paredes

No FLUENT podemos optar por três tipos de tensão de cisalhamento na parede:

- Sem escorregamento (aderência completa)
- Tensão especificada pelo usuário
- Tensões de Marangoni

Note que todas as paredes que possuam movimento (translação ou rotação) são definidas como sem escorregamento; os outros métodos somente são relevantes quando a parede estiver estacionária.

A condição de aderência completa indica que o fluido fica preso à parede e se move com a mesma velocidade que a parede, caso esteja em movimento. As tensões especificadas pelo usuário e as tensões de Marangoni são úteis quando estamos modelando situações em que a tensão de cisalhamento é conhecida.

Este tipo de condição de contorno nos permite especificar os componentes em x , y e z da tensão de cisalhamento como valores constantes. A condição de contorno da tensão de Marangoni nos permite atribuir um gradiente da tensão superficial com relação à temperatura desta mesma superfície. A tensão de cisalhamento é calculada com base no gradiente da tensão superficial especificada e no gradiente de temperatura da superfície.

A condição de contorno da tensão de Marangoni somente pode ser utilizada quando



estamos resolvendo a equação da energia. A tensão de cisalhamento aplicada na parede é dada por:

$$\tau = \frac{d\sigma}{dT} \nabla_s T$$

Onde:

$\frac{d\sigma}{dT}$ é o gradiente da tensão superficial com respeito à temperatura

$\nabla_s T$ é o gradiente da superfície

Esta tensão de cisalhamento calculada é, então, aplicada à equação da quantidade de movimento. A equação da conservação da quantidade de movimento para um referencial inercial (sem aceleração) é apresentada abaixo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F}$$

Onde p é a pressão estática, $\bar{\bar{\tau}}$ é o tensor de tensões (mostrado abaixo) e $\rho \vec{g}$ e \vec{F} são as forças gravitacionais e externas que agem sobre o fluido. O tensor de tensões é dado por:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right]$$

Onde μ é viscosidade molecular, I é o tensor unitário e o segundo termo à direita é o efeito da dilatação de volume.

6.3 Entrada de velocidade (Velocity Inlet Boundary Condition)



Este tipo de condição de contorno é utilizada para definir a velocidade do fluido em todas as entradas de fluido, através da atribuição de valores para todas as propriedades escalares do escoamento. As propriedades totais (ou de estagnação) do escoamento não são grandezas fixas, portanto, elas irão de ajustar para qualquer valor necessário para fornecer a distribuição de velocidades especificadas.

Esta condição de contorno foi formulada para ser utilizada com fluidos incompressíveis e seu uso em escoamentos compressíveis leva a resultados fisicamente incorretos (já que permite que as condições de estagnação flutuem em qualquer patamar). Devemos ser cuidadosos para não utilizarmos esta condição de contorno em regiões muito próximas de obstruções, que fariam com que as propriedades de estagnação do fluido se tornassem altamente não uniformes.

Em circunstâncias especiais, podemos utilizar a condição de entrada de velocidade para definir a velocidade do escoamento em regiões de saída de fluxo. Nestes casos, devemos garantir que a continuidade global seja mantida no domínio.

As propriedades que devem ser fornecidas são as seguintes (não necessariamente precisamos utilizar todas elas de maneira simultânea):

- Magnitude da velocidade ou seus componentes
- Velocidade de rotação (em problemas bidimensionais com rotação)
- Temperatura (para cálculo de energia)
- Pressão manométrica de saída do fluxo (para solução acoplada)
- Parâmetros de turbulência (quando o escoamento for turbulento)
- Parâmetros de radiação térmica (modelo P1, DTRM, ou DO)
- Fração em massa das espécies químicas (em cálculos de reação química)
- Fração da mistura e variância (para cálculos de combustão pré-misturada ou não)
- Progresso da reação (para cálculos de combustão pré-misturada ou não)
- Condições de contorno para mistura de fases discretas

Os parâmetros fornecidos são utilizados para o cálculo da vazão em massa do



escoamento para o interior do domínio através da entrada e para computar o fluxo de momento, energia e espécies químicas pela seção de entrada.

Tratamento da velocidade de entrada em seções de entrada do escoamento

Quando os parâmetros fornecidos definem a entrada do escoamento no domínio físico do modelo, tanto os componentes da velocidade como as quantidades escalares definidas são utilizadas para computar o fluxo de massa, o fluxo de momento e os fluxos de energia e de espécies químicas.

O fluxo mássico que entra em um elemento adjacente à região definida como entrada é calculado do seguinte modo:

$$\dot{m} = \int \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Note que apenas o componente normal da velocidade ao volume de controle contribui para o valor do fluxo de massa.

Tratamento da velocidade de entrada em seções de saída do escoamento

Algumas vezes podemos utilizar esta condição de contorno para representar a saída de fluxo do domínio. Este procedimento pode ser utilizado quando o fluxo através e uma saída do domínio é conhecida ou deve ser imposta pelo modelo.

Nestes casos devemos ter certeza que a equação da continuidade é satisfeita no domínio.

Cálculo da densidade

A densidade no plano de entrada é constante ou é calculada como sendo uma função da temperatura, pressão e/ou frações mássicas das espécies (quando especificados na entrada).



6.4 Saída de Pressão (Pressure Outlet Boundary Conditions)

Este tipo de condição de contorno necessita a especificação da pressão estática (manométrica) na região de saída. O valor da pressão estática somente é utilizado enquanto o escoamento for subsônico. Assim que o escoamento se tornar localmente supersônico, a pressão especificada não é mais usada e como alternativa a pressão é extrapolada do escoamento no interior.

Um conjunto de condições de refluxo também deve ser especificada para ser utilizada caso a direção do escoamento seja revertida durante o processo de solução. Quanto mais realistas os valores do refluxo especificados, menores serão as dificuldades de convergência do modelo.

Definição da pressão estática

Para acertar a pressão estática na superfície de saída de fluxo, basta entrar com o valor da pressão manométrica. Este valor será utilizado em escoamentos subsônicos. Quando o escoamento se tornar localmente supersônico, a pressão especificada não é mais usada e como alternativa a pressão é extrapolada do escoamento no interior.

O valor da pressão estática é relativo à pressão que for especificada como sendo a pressão de operação.

Definindo condições de refluxo

A propriedade de refluxo consistente ao modelo que está sendo utilizado deve ser especificada. As propriedades são:

- A temperatura total de refluxo deve ser especificada para problemas que envolvem a equação da energia
- Quando a direção do fluxo que está reentrando no domínio for conhecida, podemos



especificar esta direção. As opções disponíveis são: normal à fronteira, segundo um vetor (que deve ser especificado pelo usuário) ou considerando-se o elemento adjacente (a direção do refluxo é determinada a partir da direção do fluxo nos elementos adjacentes à saída de pressão).

- Para cálculos de turbulência existem inúmeras maneiras de se definir os parâmetros necessários e serão discutidos posteriormente.
- Se o refluxo ocorrer, a pressão especificada como pressão manométrica será usada como pressão total. Portanto não necessitamos especificar um valor explícito para a pressão de refluxo. A direção do refluxo neste caso será normal à fronteira.

Mesmo que não se espere que ocorra o refluxo, devemos sempre acertar valores realistas para minimizar as dificuldades de convergência no caso de ocorrer refluxo durante o processo de solução.

6.5 Zona Porosa (Porous Media Conditions)

O modelo de zona porosa pode ser usado em uma enorme variedade de problemas, incluindo escoamentos através de filtros de papel, placas perfuradas, distribuidores de fluxo e um conjunto de tubos. Quando utilizamos este modelo definimos uma região de elementos em que o modelo de zona porosa é aplicado e a queda de pressão no escoamento é determinada pelo usuário. A transferência de calor através do meio também pode ser representada através do equilíbrio térmico entre o meio e o fluxo de fluido.

Uma simplificação unidimensional do modelo de porosidade pode ser utilizada para modelar uma membrana fina com a queda de velocidade ou de pressão conhecidas. Este modelo é aplicado à uma face e não à uma região de elementos, e deve ser utilizada (ao invés do modelo completo de porosidade) sempre que possível devido à sua maior robustez e maior facilidade de convergência.

Limitações do modelo



O modelo de região porosa incorpora uma resistência ao fluxo determinada empiricamente. O modelo de porosidade não é nada mais que a adição de uma queda no momento nas equações de momento do escoamento. Portanto, este modelo tem as seguintes limitações:

- Como o bloqueio do fluxo não está fisicamente representado no modelo o FLUENT utiliza e reporta a velocidade superficial dentro a zona porosa com base na vazão volumétrica para garantir a continuidade dos vetores de velocidade através da região porosa. Como alternativa (para obtermos resultados mais precisos) podemos utilizar a velocidade real (física) dentro da zona porosa.
- O efeito da região porosa no campo de turbulência é apenas aproximado
- Quando aplicamos o modelo de porosidade em um referencial em movimento, devemos utilizar o referencial relativo ao invés do referencial absoluto para obtermos os termos fonte corretos.

Equações do Momento para regiões porosas

Regiões porosas são modeladas pela adição de um termo de momento nas equações padrão de escoamento. O termo fonte é composto de duas parcelas: um termo relacionado à perda viscosa (Darcy, o primeiro termo no lado direito da equação abaixo) e a outro termo relacionado à perda inercial (o segundo termo do lado direito da equação abaixo).

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_j \right)$$

Onde S_i é termo fonte para a componente i do escoamento (x , y ou z) na equação de momento e D e C são matrizes prescritas. Esta queda no momento contribui para o gradiente de pressão nos elementos porosos criando uma queda de pressão que é proporcional à velocidade do fluido (ou ao quadrado da velocidade) no elemento.

Para um caso de uma simples região homogênea:



$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_i \right)$$

Onde α é a permeabilidade e C_2 é o fator de resistência inercial. Especifique as matrizes D e C como sendo matrizes diagonais com os valores de α^{-1} e C_2 , respectivamente, na diagonal (e zero para todos os outros elementos).

Também podemos modelar o termo fonte por um polinômio da seguinte maneira:

$$S_i = -C_0 |v|^{C_1} = -C_0 |v|^{(C_1-1)} v_i$$

Onde C_0 e C_1 são coeficientes empíricos definidos pelo usuário.

No modelo polinomial a queda de pressão é isotrópica e a unidade do coeficiente C_0 está no Sistema Internacional(SI).

Lei de Darcy em regiões porosas

Em escoamentos laminares através de regiões porosas, a queda de pressão é tipicamente proporcional à velocidade e a constante C_2 pode ser considerada igual a zero. Ignorando a aceleração do termo convectivo e a difusão o modelo de região porosa pode ser reduzido à Lei de Darcy:

$$\nabla p = - \frac{\mu}{\alpha} \vec{v}$$

A queda de pressão que é computada em cada uma das três direções (x , y ou z) dentro da região porosa é, portanto:

$$\Delta p_x = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} v_j \Delta n_x$$



$$\Delta p_y = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{y,j}} v_j \Delta n_y$$

$$\Delta p_z = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{z,j}} v_j \Delta n_z$$

Onde α_{ij}^{-1} são as entradas da matrix D na equação do termo fonte, v_j são as componentes da velocidade nas direções x , y e z e Δn_x , Δn_y e Δn_z são as espessuras do meio nas direções x , y e z .

Aqui, a espessura do meio (Δn_x , Δn_y e Δn_z) é a espessura atual da região porosa do modelo. Caso a espessura do modelo seja diferente da espessura atual, devemos fazer os ajustes necessários na entrada para α_{ij}^{-1} .

Perdas Inerciais em Regiões Porosas

Em escoamentos com altas velocidades, a constante C_2 na equação do termo fonte fornece a correção para as perdas inerciais na região porosa. Esta constante pode ser interpretada como o coeficiente de perda por unidade de comprimento na direção do escoamento.

Se estivermos modelando uma placa perfurada ou um conjunto de tubos, podemos eliminar o termo de permeabilidade e utilizar o termo de perda inercial sozinho, levando à seguinte forma simplificada da equação para a região porosa:

$$\nabla p = - \sum_{j=1}^3 C_{2,j} \left(\frac{1}{2} \rho v_j v_{mag} \right)$$

Ou em termos da queda de pressão em cada uma das direções x , y ou z :



$$\Delta p_x \approx \sum_{j=1}^3 C_{2_{xj}} \Delta n_x \frac{1}{2} \rho v_j v_{mag}$$

$$\Delta p_y \approx \sum_{j=1}^3 C_{2_{yj}} \Delta n_y \frac{1}{2} \rho v_j v_{mag}$$

$$\Delta p_z \approx \sum_{j=1}^3 C_{2_{zj}} \Delta n_z \frac{1}{2} \rho v_j v_{mag}$$

Onde, novamente, a espessura do meio (Δn_x , Δn_y e Δn_z) é a espessura que foi definida previamente no modelo.

Tratamento da Equação da Energia

A equação da energia é resolvida em regiões porosas com modificações nos termos referentes ao fluxo de condução e ao regime transitório. Na região porosa, o fluxo de condução utiliza uma condutividade efetiva e o termo do transiente inclui a inércia térmica da região sólida do meio:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma \rho_f E_f + (1-\gamma) \rho_s E_s) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho_f E_f + p)) = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \left(\sum_i h_i J_i \right) + (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \right] + S_f^h$$

Onde:

E_f = Energia total do fluido

E_s = Energia total do meio sólido

γ = Porosidade do meio

k_{eff} = Condutibilidade térmica efetiva do meio

S_f^h = Entalpia do termo fonte do fluido



Condutividade Efetiva em um Meio Poroso

A condutividade térmica efetiva em um meio poroso, k_{eff} , é computada como sendo a média volumétrica da condutividade do fluido e do sólido:

$$k_{eff} = \gamma k_f + (1 - \gamma) k_s$$

Onde:

γ = Porosidade do meio

k_f = Condutibilidade térmica da fase fluida (incluindo a contribuição da turbulência)

k_s = Condutividade térmica do meio sólido

A condutividade térmica do fluido, k_f , e a condutividade térmica do sólido, k_s , podem ser computadas através de funções definidas pelo usuário.

A condutividade térmica anisotrópica pode ser especificada via funções pré definidas pelo usuário. Neste caso, a contribuição isotrópica do fluido, γk_f , é adicionada aos elementos da diagonal da matriz de condutividade térmica do sólido.

Tratamento da Turbulência em Regiões Porosas

As equações padrão de conservação serão resolvidas em regiões porosas considerando-se a turbulência. Neste tipo de aproximação, a turbulência no meio é tratada como se o meio sólido não tivesse efeito nenhum na geração ou dissipação da turbulência. Esta hipótese é razoável se a permeabilidade do meio grande e a escala geométrica do meio não interage com as grandezas da turbulência. Em outros casos, podemos simplesmente querer omitir o efeito da turbulência no meio.

Se estivermos utilizando um dos modelos de turbulência k-e, k-w ou Sparlet-Allmaras, podemos omitir o efeito da turbulência em uma região porosa acertando a contribuição da



turbulência para a viscosidade, μ_t , igual a zero. Quando optarmos por este modelo, o FLUENT irá transportar as quantidades de turbulência através do meio, mas o seu efeito no mistura e no momento do fluido serão ignorados. Além disso, a geração de turbulência será definida como sendo zero no meio. Este tipo de modelagem é utilizado em problemas com escoamento laminar (deste modo, o valor de μ_t será igual zero e a geração de turbulência será igual a zero na região porosa. Quando o escoamento não tiver essas características (escoamento padrão) a turbulência será computada da mesma maneira que no restante da região do escoamento.

Modelando a Porosidade Baseada na Velocidade Física

A velocidade superficial nas equações governantes do escoamento é calculada por:

$$\vec{v}_{\text{superficial}} = \gamma \vec{v}_{\text{physical}}$$

Onde γ é a porosidade do meio definida como a razão do volume ocupado pelo fluido pelo volume total do meio.

O valor da velocidade superficial dentro do meio continua a mesma que aquela fora da região porosa. Isso limita a precisão do modelo onde acontece um acréscimo local de velocidade no interior meio poroso. Para simulações mais precisas do meio poroso, é necessário resolver para a velocidade real (ou seja, a velocidade física através do campo de escoamento) ao invés da velocidade superficial.

Usando a formulação de velocidade física e assumindo um escalar ϕ , a equação para um meio poroso isotrópico fica:

$$\frac{\partial(\gamma \rho \phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\gamma \rho \vec{v} \phi) = \nabla \cdot (\gamma \Gamma \nabla \phi) + \gamma S_\phi$$

Assumindo porosidade isotrópica e escoamento de passagem única, as equações de conservação de massa e de momento ficam da seguinte forma:



$$\frac{\partial(\gamma\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\gamma\rho\vec{v}) = 0$$

$$\frac{\partial(\gamma\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\gamma\rho\vec{v}\vec{v}) = -\gamma\nabla p + \nabla \cdot (\gamma\vec{\tau}) + \gamma\vec{B}_f - \left(\frac{\mu}{\alpha} + \frac{C_2\rho}{2}|\vec{v}| \right) \vec{v}$$

O último termo da equação acima representa as forças de arrasto viscosa e inercial impostas pela parede porosa do modelo.

Note que mesmo quando resolvemos a velocidade física na equação da conservação do momento, os dois coeficientes de resistência podem continuar sendo derivados da velocidade superficial. Assumimos que as entradas para estes coeficientes de resistência são baseados em correlações empíricas muito bem estabelecidas, usualmente baseados na velocidade superficial. Portanto, automaticamente convertemos as entradas dos coeficientes de resistência naqueles compatíveis com a formulação de velocidade física.

Note que o fluxo de massa de entrada de fluido também é calculado através da velocidade superficial. Portanto, para o mesmo fluxo de massa na entrada e os mesmos coeficientes de resistência, para a formulação da velocidade física ou superficial, devemos obter os mesmos valores de queda de pressão através da região porosa.



7 MODELO DE TURBULÊNCIA

7.1 Introdução

Escoamentos turbulentos são caracterizados pela flutuação dos campos de velocidade. Essas flutuações afetam as quantidades transportadas como momento, energia e concentração das espécies, causando a sua flutuação. Quando essas flutuações são de pequena escala e alta frequência, torna-se muito custoso do ponto de vista computacional sua simulação direta. Como alternativa a equação exata que regula o fenômeno pode ser resolvida em um tempo médio ou manipulada de maneira a suprimir os termos de pequenas escala. Estes artifícios fazem resultar um conjunto modificado de equações que são mais simplesmente resolvidas do ponto de vista computacional. Entretanto, essas novas equações possuem variáveis desconhecidas adicionais, e os modelos de turbulência são necessários para determinarmos essas variáveis em função de grandezas conhecidas.

7.2 Modelos de Turbulência

Modelo $k-\varepsilon$ padrão

O mais simples dos modelos de turbulência é um modelo que utiliza duas equações. A solução separada das duas equações de transporte permite que a velocidade turbulenta e os fatores de escala seja determinados de maneira independente.

O modelo **$k-\varepsilon$ padrão** pode ser adequado na descrição acima e por isso se tornou o modelo mais utilizado em problemas de engenharia que envolvem equações dependentes do tempo. Robustez, economia e uma precisão razoável em uma grande variedade de problemas explicam porque este modelo se tornou tão popular em escoamentos industriais e simulações de transferência de calor.



Este modelo é semi-empírico e as derivações das equações deste modelo se baseiam em considerações feitas a partir da observação empírica do fenômeno.

Como os pontos fortes e fraquezas do modelo ***k-ε padrão*** foram apresentados, melhorias foram realizadas de maneira a aumentar sua performance. Duas variantes ao modelo ***k-ε padrão*** se tornaram bastante populares: ***k-ε RNG*** e ***k-ε realizable***.

Modelo *k-ε RNG*

O modelo ***k-ε RNG*** foi obtido a partir de uma rigorosa técnica estatística (chamada de teoria de renormalização de grupo). É similar em forma ao modelo ***k-ε padrão*** mas inclui os seguintes refinamentos:

- O modelo RNG tem um termo adicional na equação do ε que aumenta significativamente a precisão para escoamentos forçados;
- O efeito da rotação na turbulência é incluído no modelo RNG, aumentando a precisão para escoamentos com termos de rotação;
- A teoria RNG fornece uma fórmula analítica para números de Prandtl turbulentos, enquanto que no modelo ***k-ε padrão*** utiliza valores constantes especificados pelo usuário;
- Enquanto o modelo ***k-ε padrão*** é um modelo para altos números de Reynolds, a teoria RNG fornece uma fórmula obtida analiticamente para o efeito da viscosidade que predomina em escoamentos com baixo número de Reynolds (o uso adequado desta característica depende do tratamento de parede utilizado no modelo global).

Modelo *k-ε realizable*

O modelo ***k-ε realizable*** é um desenvolvimento relativamente recente e difere do modelo ***k-ε padrão*** em dois pontos importantes:

- O modelo ***k-ε realizable*** possui uma nova formulação para a viscosidade turbulenta;



- Uma nova equação para o termo de dissipação foi desenvolvida a partir de uma equação exata de transporte da velocidade média quadrática da flutuação dos vórtices.

O termo “realizable” significa que o modelo satisfaz certas vinculações matemáticas nas tensões de Reynolds, consistentes com a física dos escoamentos turbulentos. Os modelos ***k-ε padrão*** e ***k-ε RNG*** não satisfazem essas vinculações.

Um benefício imediato deste modelo é que ele consegue prever de maneira mais precisa taxas de espalhamento em jatos planar e circulares. Também fornece melhores resultados em escoamentos com termos de rotação, camada limite submetida a gradientes adversos de pressão, separação e recirculação.

Ambos os modelos “***realizable***” como ***RNG*** mostraram ganhos em relação ao modelo ***k-ε padrão***. Como este modelo é muito novo ainda não está claro em quais circunstâncias o modelo “***realizable***” supera o modelo ***RNG***. Entretanto, estudos iniciais mostraram que o modelo “***realizable***” tem uma melhor performance para todas as versões do modelo ***k-ε*** em inúmeras situações onde ocorrem escoamento com separação ou com características secundárias complexas.

Uma limitação do modelo ***k-ε realizable*** é que produz viscosidades turbulentas não físicas em situações onde o domínio computacional contém regiões estacionárias e rotacionais.

Resumindo, todos os três modelos de turbulência têm formulação similar, com equações de transporte para ***k*** e ***ε***. As grandes diferenças entre estes modelos são as seguintes:

- Método de cálculo para a viscosidade turbulenta
- Número de Prandtl turbulento governando a difusão turbulenta de ***k*** e ***ε***
- Geração e destruição dos termos na equação de ***ε***



7.3 Formulação do Modelo k - ϵ Padrão

O modelo **k - ϵ padrão** é um modelo semi empírico baseado em equações de transporte para a energia cinética turbulenta (k) e sua taxa de dissipação (ϵ). As equações de transporte para k são derivadas da equação exata, enquanto que a equação de transporte para ϵ é obtida usando argumentos físicos.

Na obtenção do modelo **k - ϵ** assumimos que o escoamento é completamente turbulento e os efeitos da viscosidade molecular podem ser desprezados. O modelo **k - ϵ padrão** é, portanto, válido apenas para escoamentos turbulentos.

Equações de transporte

A energia cinética turbulenta (k) e a taxa de dissipação (ϵ), são obtidas das seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

Nestas equações G_k representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média. A geração de energia cinética devido à flutuação é representado por G_b . Já Y_m representa os efeitos da dilatação na flutuação em escoamentos compressíveis considerando o total da taxa de dissipação. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ e $C_{3\epsilon}$ são constantes, σ_k e σ_ϵ são os valores do número de Prandtl turbulentos para k e ϵ , respectivamente, e S_k e S_ϵ são termos fonte.

Modelando a viscosidade turbulenta



A viscosidade turbulenta μ_t é computada combinando-se k e ε :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

onde C_μ é uma constante.

Constantes do modelo

Os valores das constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, σ_k e σ_ε são os seguintes:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Estes valores são obtidos experimentalmente em escoamentos envolvendo água e ar. Estas constantes são consistentes para uma grande variedade de escoamentos internos e com tensão de cisalhamento nula.

7.4 Formulação do Modelo k - ε RNG

O modelo de turbulência k - ε **RNG** é derivado das equações de Navier-Stokes utilizando uma técnica matemática conhecida como método de renormalização de grupo (RNG). A derivação analítica resulta em um modelo com constantes diferentes daquelas obtidas no k - ε **padrão** e termos adicionais nas equações de transporte para k e ε .

Equações de transporte

O modelo k - ε **RNG** tem uma forma similar ao modelo k - ε **padrão**:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon$$

Nestas equações G_k representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média. A geração de energia cinética devido à flutuação é representado por G_b . Já Y_m representa os efeitos da dilatação na flutuação em escoamentos compressíveis considerando o total da taxa de dissipação. As grandezas α_k e α_ϵ são os inversos do número de Prandtl efetivos para k e ϵ , respectivamente, e S_k e S_ϵ são termos fonte.

Modelando a viscosidade efetiva

A utilização do método RNG resulta da seguinte equação para a viscosidade turbulenta:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} d\hat{\nu}$$

Onde:

$$\hat{\nu} = \mu_{\text{eff}} / \mu$$

$$C_\nu \approx 100$$

A equação acima é integrada para obter uma descrição precisa de como turbulência efetiva varia com o número de Reynolds efetivo, permitindo ao modelo melhores resultados para problemas com baixos números de Reynolds e próximos à parede. Para altos números de Reynolds a equação acima fica:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Com $C_\mu = 0.0845$, obtido pela teoria RNG. É interessante notar que o valor de C_μ é muito



próximo daquele obtido empiricamente ($C_\mu = 0.09$) utilizado no modelo ***k-ε padrão***.

Cálculo do inverso do número de Prandtl

O inverso do número de Prandtl efetivo, α_k e α_ϵ , são computados utilizando a seguinte equação, obtida analiticamente da teoria RNG:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}}$$

Onde $\alpha_0 = 1.0$. Para altos números de Reynolds:

$$\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$$

E, portanto:

$$\alpha_k = \alpha_\epsilon \approx 1.393$$

Termo R_ϵ na equação do ϵ

Uma das grandes diferenças entre o modelo RNG e o ***k-ε padrão*** é o termo adicional na equação de ϵ , dado por:

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}$$

Onde

$$\eta \equiv Sk/\epsilon$$

$$\eta_0 = 4.38$$



$$\beta = 0.012$$

O efeito desse termo adicional pode ser percebido rearranjando a equação da dissipação de energia cinética:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

Onde:

$$C_{2\epsilon}^* \equiv C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3}$$

O modelo RNG é mais robusto para os efeitos de restrições súbitas e curvaturas nas linhas de corrente do escoamento que o modelo ***k-ε padrão***. Isso explica o desempenho superior do modelo RNG em algumas classes de escoamentos.

Constantes do modelo

As constantes do modelo, $C_{1\epsilon}$ e $C_{2\epsilon}$, são obtidos analiticamente da teoria RNG. Os valores obtidos são:

$$C_{1\epsilon} = 1.42, \quad C_{2\epsilon} = 1.68$$

7.5 Formulação do Modelo k-ε Realizable

O termo realizable significa que o modelo satisfaz certas vinculações matemáticas nas tensões normais, consistentes com a física dos escoamentos turbulentos. Outra fraqueza dos modelos tradicionais ***k-ε*** é a modelagem da dissipação da energia cinética (ϵ).



O modelo ***k-ε realizable*** foi proposto para corrigir essas deficiências dos modelos anteriores pela adoção do seguinte:

- Uma nova formula para a viscosidade envolvendo a variável C_μ , originalmente proposta por Reynolds
- Um novo modelo para a equação da dissipação da energia cinética baseada na equação dinâmica de velocidade média quadrática da flutuação dos vórtices

Equações de transporte

As equações de transporte para o modelo ***k-ε realizable*** são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon$$

Onde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon}$$

Nestas equações G_k representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média. A geração de energia cinética devido à flutuação é representado por G_b . Já Y_m representa os efeitos da dilatação na flutuação em escoamentos compressíveis considerando o total da taxa de dissipação. C_1 e C_2 são constantes e as grandezas σ_k e σ_ϵ são os números de Prandtl turbulentos os termos de k e ϵ , respectivamente, e S_k e S_ϵ são termos fonte.

Note que a equação do k é a mesma que a utilizada no modelo ***k-ε padrão*** e ***k-ε RNG***, exceto pelas constantes. Entretanto, a forma da equação de ϵ é ligeiramente diferente



daquela dos outros modelos.

Modelagem da viscosidade turbulenta

Como nos outros modelos k - ϵ a viscosidade é computada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

A diferença entre o modelo realizável e o modelo padrão e RNG é que C_μ é não mais constante e é computada por:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}}$$

Onde:

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \epsilon_{ijk}\omega_k$$

Onde $\overline{\Omega_{ij}}$ é a taxa média de rotação do tensor visto a partir de um referencial com velocidade angular ω_k . As constantes do modelo são:

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$



Podemos notar que C_m é função da tensão média e da taxa de rotação, velocidade angular do sistema e campos de turbulência (k e ϵ). A constante C_μ , admitindo referencial inercial em uma camada limite em equilíbrio, apresenta o valor de 0.09 (mesmo valor obtido experimentalmente para o modelo k - ϵ padrão e RNG).

Constantes do modelo

As constantes do modelo C_2 , σ_k e σ_ϵ foram estabelecidas para garantir bons desempenhos para escoamentos canônicos. As constantes são:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.2$$

7.6 Modelando a produção de turbulência

O termo G_k , representando a produção de energia cinética de turbulência, é modelado de maneira idêntica para os modelos padrão, RNG e realizable. Da equação exata de transporte de k este termo pode ser definido como:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

Para avaliar G_k de maneira consistente com a hipótese de Boussinesq:

$$G_k = \mu_t S^2$$

Onde S é o módulo da taxa média de deformação do tensor de deformações, definido por:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$



8 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

As simulações numéricas realizadas neste trabalho foram realizadas no laboratório de CFD da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, (EPUSP). O software comercial de CFD utilizado foi o FLUENT. Os seguintes equipamentos, sob a coordenação do Prof. Dr. Júlio Romano Meneghini, foram utilizados:

- SPARCstation 4, da SUN Microsystems, com sistema operacional UNIX System V Release 4.0 e ambiente gráfico Solaris 3.4 (SunOS 5.4);
- SPARCstation 5, da SUN Microsystems, com sistema operacional UNIX System V Release 4.0 e ambiente gráfico Solaris 3.4 (SunOS 5.4);
- SPARCstation 20, da SUN Microsystems, com sistema operacional UNIX System V Release 4.0 e ambiente gráfico Solaris 3.4 (SunOS 5.4).
- Estações de trabalho Digital Alpha DS20.

É interessante destacar que simulações realizadas em servidores diferentes podem apresentar resultados numéricos diferentes. Isso é decorrente de erros de aproximação em cada iteração no cálculo das propriedades de estudo, fenômeno também conhecido como difusão numérica.



9 MODELO BIDIMENSIONAL

Nesta seção estão descritas todas as etapas realizadas para a simulação de um modelo bidimensional de um veículo de médio porte, segundo a metodologia de análise apresentada anteriormente.

9.1 Hipóteses Adotadas para o Modelo Bidimensional

As hipóteses adotadas no modelo bidimensional foram as seguintes:

- Regime Permanente
- Escoamento Turbulento – a velocidade do escoamento ao longe foi admitida como sendo de 30 m/s (aproximadamente 108 km/h)
- O condensador e do radiador podem ser simplificados por uma malha estruturada e classificadas como regiões porosas e, conseqüentemente, associadas a uma resistência inercial e a uma resistência viscosa (obtidas a partir de um gráfico de perda de carga em função da vazão de ar)
- Sem modelo de ventilador no radiador (o que faz aumentar consideravelmente o fluxo de ar nos dois componentes de interesse)

9.2 Geração da Malha Bidimensional

A primeira etapa consiste em se determinar qual deve ser o plano de estudo no veículo. Neste caso, é o plano de simetria (também conhecido como plano central), ou seja, é o plano XZ do modelo matemático que representa todo o conjunto.

O programa de CAD que originou os modelos geométricos utilizado pela GM é o



Unigraphics® (mais conhecido como UG). Este programa é um aglomerado de módulos integrados de CAD / CAM / CAE e uma variedade de conversores de arquivos.

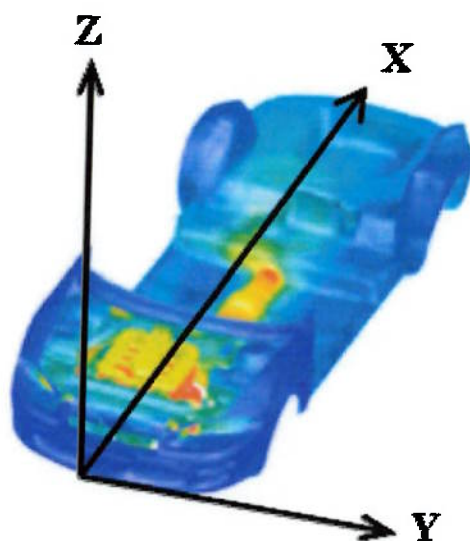


Figura 11 – Plano de simetria do veículo

Antes de serem obtidos os arquivos que serão utilizados para a elaboração da malha, a partir dos desenhos de CAD, a integridade nos mesmos são verificadas no programa Unigraphics®. Geralmente os modelos de CAD são mais detalhados do que o necessário, o que implica em uma adaptação das superfícies antes de se iniciar o processo de geração de malhas. Em CFD muitas vezes não necessitamos de detalhes superficiais como ranhuras ou nervuras, devendo nos concentrar apenas na forma geométrica das peças como um todo. Entretanto, em alguns casos devemos modelar as peças com mais detalhes pois pode ocorrer, na região onde está posicionada, recirculação de fluido devido à detalhes de sua superfície. Cabe ao engenheiro responsável pela análise decidir quais fatores devem ser levados em consideração quando se gera a malha e quais podem ser desprezados.

Extraído o plano de simetria do veículo foi possível, através do HYPERMESH 5.1, gerar uma malha computacional não estruturada, pois é praticamente impossível a construção de uma malha estruturada devido à complexidade da geometria. O tamanho dos elementos



é variado (desde 150 mm até 7 mm), pois assim, podemos diminuir de maneira considerável o número de elementos (conseqüentemente, o tempo computacional também diminui). Apenas na região onde se tem interesse em estudar o escoamento é que devemos ter os elementos refinados.

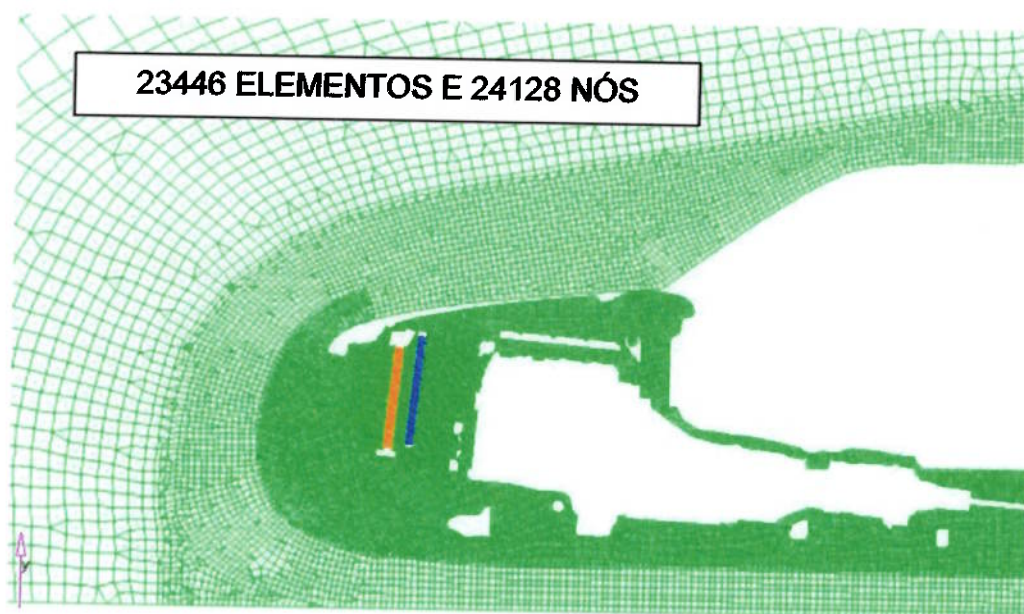


Figura 12 – Malha computacional utilizada na simulação

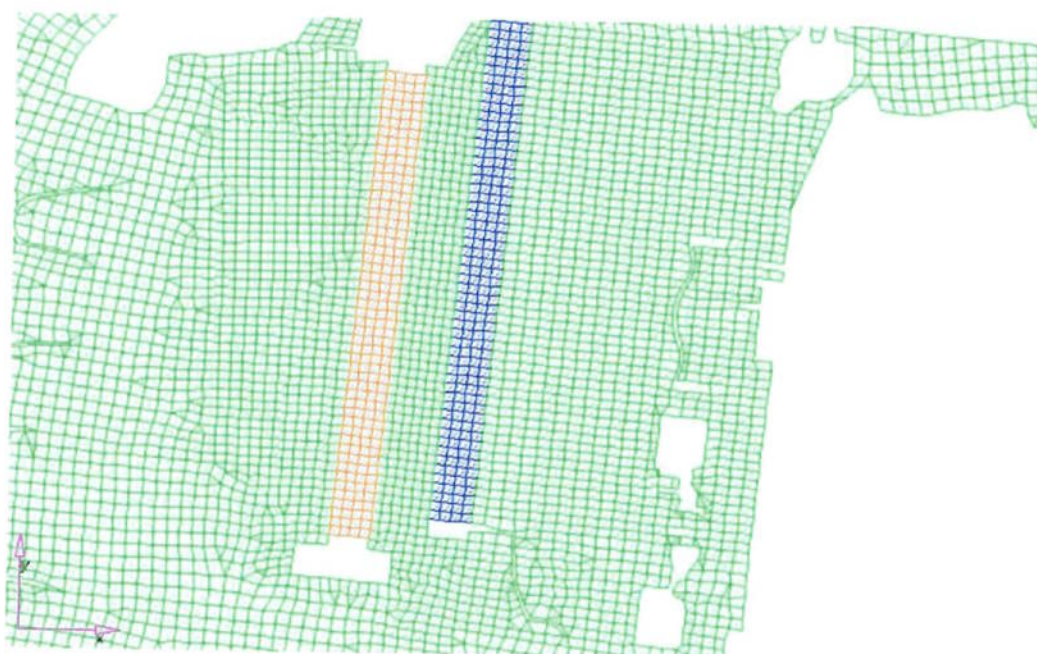


Figura 13 – Detalhe na região do Condensador e do Radiador



Para garantir a convergência do modelo uma boa medida é de se aplicar as condições de contorno na região onde temos pouco gradiente nas propriedades do escoamento. Desse modo, a região de fluido foi estendida antes e após a geometria do veículo visando melhores resultados, segundo a figura 4. Para se determinar os valores de afastamento, foram realizadas algumas simulações até o ponto onde as vazões nos elementos do CRFM (neste caso o condensador e o radiador) não variavam mais quando se mudava o tamanho da malha.

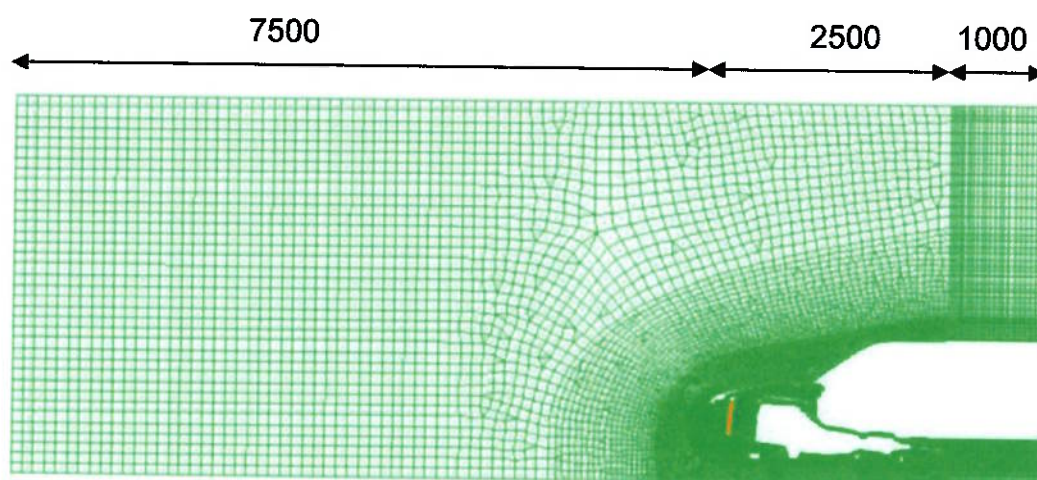


Figura 14 – Vista geral da malha e as dimensões utilizadas

9.3 Condições de Contorno

Com a malha pronta, o passo seguinte consiste na definição das condições de contorno que devem ser aplicadas ao problema. No caso estudado foram utilizados os seguintes parâmetros:

- Parede (“Wall Boundary Condition”) – toda a região onde não se deve ter passagem de fluido; esta condição foi utilizada para toda a geometria de carro e a região superior e inferior do volume de controle (representando o teto e chão), assim como as partes superiores e inferiores do CRFM.



- Entrada de Velocidade ("Velocity Inlet Boundary Condition") – fronteira onde o fluido utilizado recebe uma velocidade definida pelo usuário, simulando a região de entrada do escoamento; na simulação apresentada foi utilizado o valor de 30 m/s.
- Saída de Pressão ("Pressure Outlet Boundary Condition") – fronteira por onde o fluido utilizado deve deixar o volume de controle; na simulação apresentada foi utilizado o valor da pressão atmosférica local.
- Região Porosa ("Porous Zone Condition") – condição de contorno utilizada em trocadores de calor de modo que sua modelagem pode ser extremamente simplificada; para definirmos os parâmetros dessa região utilizamos uma curva que apresenta a queda de pressão em função da vazão de ar no componente (no caso da simulação apresentada, este parâmetro foi definido para o condensador e para o radiador).

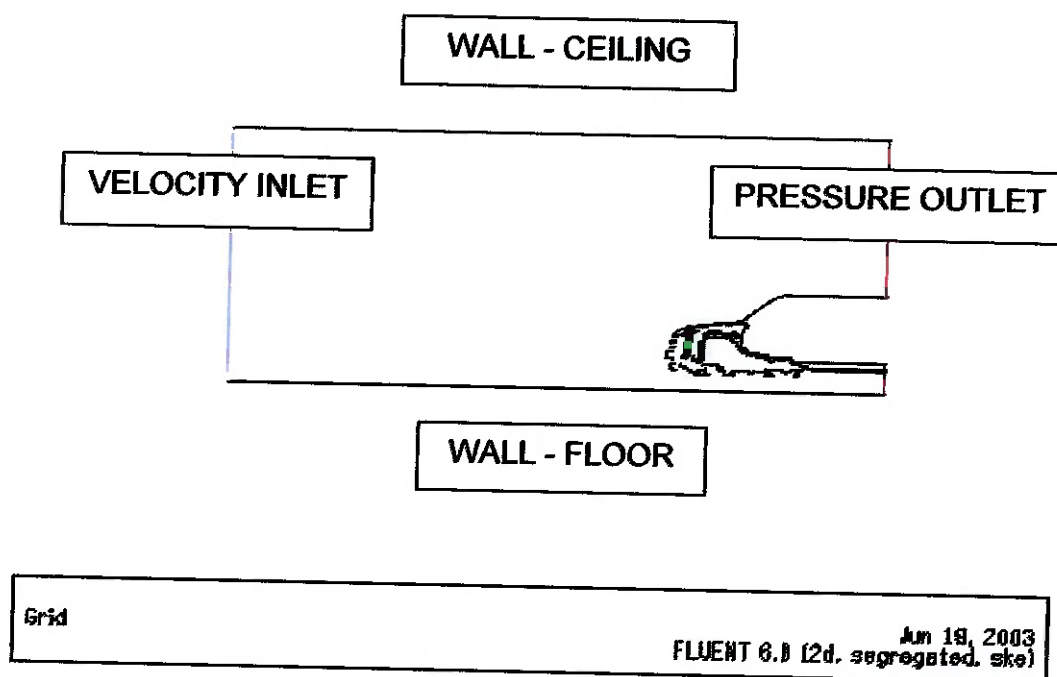


Figura 15 – Condições de contorno aplicadas às fronteiras da malha

O modelo de turbulência escolhido foi o $k-\varepsilon$ por ser o mais difundido entre todos os métodos disponíveis. Além disso, na indústria automobilística este é o modelo utilizado quando se realizam análises muito similares a essa. Para as seções de entrada e de saída



devemos especificar o modelo de turbulência como sendo "Intensity and Length Scale". Entretanto, testes experimentais mostram que os coeficientes da intensidade da turbulência (Turbulence Intensity) da escala (Turbulence Length Scale) devem ser alterados para 0.6 e 0.1 respectivamente.

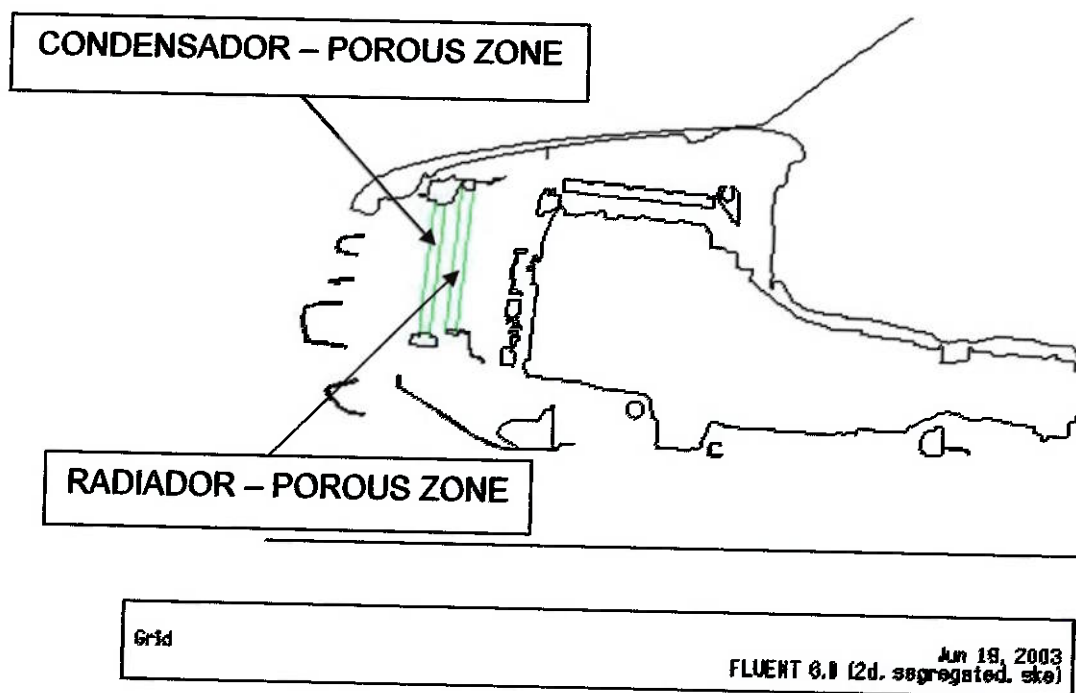


Figura 16 – Condições de contorno aplicadas ao CRFM

9.4 Resultados da Simulação

Os resultados obtidos na simulação, segundo as condições de contorno especificadas na seção anterior, foram os seguintes:

- VAZÃO DE AR NO CONDENSADOR: 0.8017 kg/s
- VAZÃO DE AR NO RADIADOR: 0.6263 kg/s

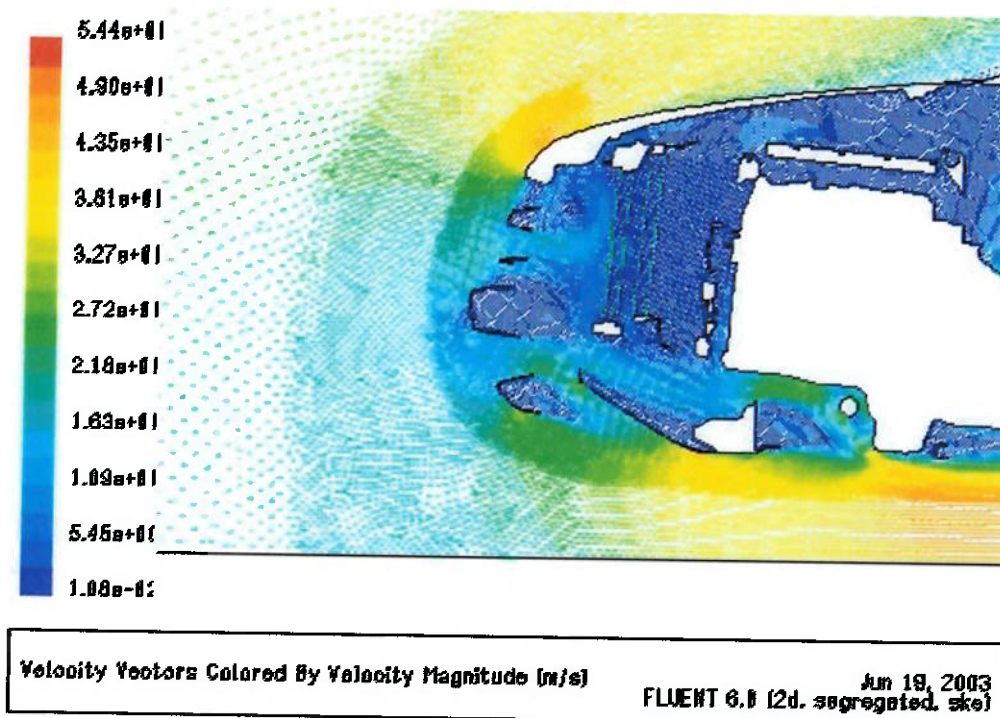


Figura 17 – Vetores de Velocidade

É possível se notar a resistência ao escoamento oferecida pelo conjunto do CRFM (devido ao modelo de porosidade acertado, onde a resistência inercial dos componentes é muito menor quando comparados à resistência viscosa).

Vale a pena ressaltar que as resistências são calibradas a partir de ensaios experimentais onde se obtém curvas de queda de pressão em função da vazão mássica do ar. Neste tipo de modelagem também é necessário que se obtenha as normais dos dois componentes em questão com relação a um sistema de coordenadas globais.

Nas figuras abaixo podemos notar que grande parte do escoamento de ar entra no compartimento do capô pela parte inferior da grelha devido a uma certa recirculação interna na parte superior do capô.

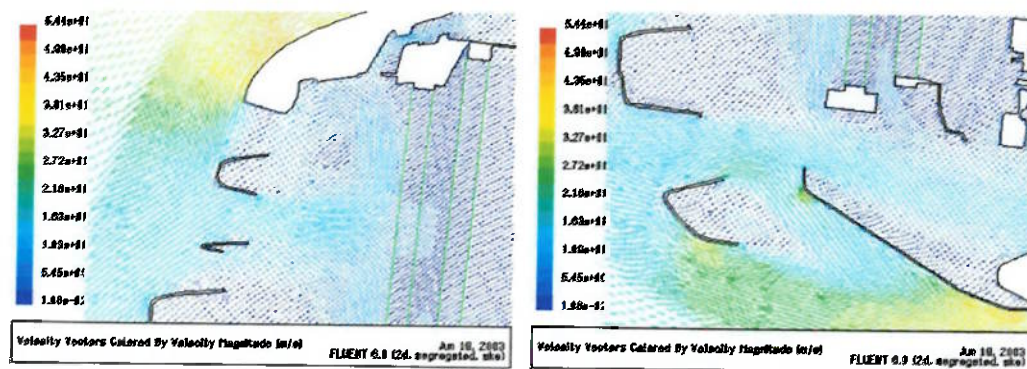


Figura 18 – Detalhe dos vetores de velocidade entrando pela upper grille e pela lower grille

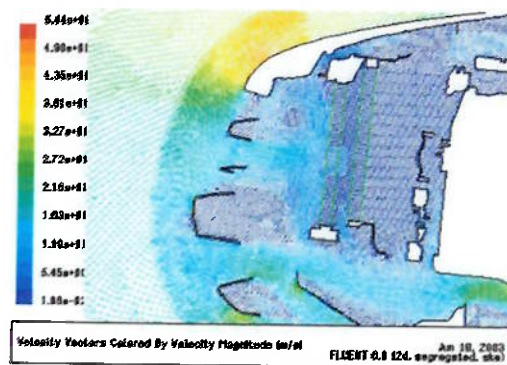


Figura 19 – Detalhe dos vetores de velocidade no front end

9.5 Conclusões Referentes ao Modelo Bidimensional

Comparando os fluxos obtidos com dados experimentais vemos que a metodologia utilizada foi validada. A variação entre os resultados (simulação e dados experimentais) é pouco superior à 10 %.

Pela análise do fluxo de ar no “front end” notamos que a “upper grille” está sendo muito mal utilizada pois quase não existe entrada de ar neste local. Isso se deve à recirculação do ar quente em uma cavidade posterior à entrada. A adição de um defletor nesta região poderia fazer com que o fluxo de ar quente fosse desviado para cima, permitindo a entrada mais ar frio e, conseqüentemente, aumentar a eficiência do ciclo de refrigeração do veículo.



Também podemos notar a forte resistência à passagem de ar oferecida pelos elementos do CRFM. O fluxo de ar encontra uma barreira e praticamente se desvia para cima e para baixo. Convém lembrar que a resistência inercial e viscosa desses componentes foi definida quando se configurou esta região como zona porosa a partir do gráfico de perda de carga em função da vazão para os componentes.

A principal conclusão a partir desses resultados é que alterações ou no formato do grelha na geometria interna do compartimento do motor (adição do defletor) poderiam aumentar de maneira significativa a entrada de ar na região estudada. Isso faria com que a temperatura da água de arrefecimento do motor fosse um pouco mais baixa, aumentando o rendimento térmico do motor.

Desse modo, podemos notar como a análise de problemas de escoamento de ar bidimensional no plano central do veículo utilizando ferramentas de CFD pode colaborar no projeto de um veículo automotivo.



10 MODELO TRIDIMENSIONAL

Para calcularmos a transferência de calor no nosso modelo devemos utilizar um modelo tridimensional. Como previsto, a maior parte do tempo desta etapa foi consumido durante a geração da malha computacional para garantir uma qualidade adequada (com o intuito de garantir convergência).

10.1 Hipóteses Adotadas

Algumas das hipóteses adotadas no modelo bidimensional foram validadas e, portanto, serão novamente utilizadas. Entretanto, novas simplificações se fazem necessárias graças à nova configuração do problema. As hipóteses adotadas no modelo tridimensional foram:

- Regime Permanente – as parcelas referentes ao transitório foram desconsideradas na simulação
- Escoamento Turbulento – a velocidade do escoamento ao longe foi admitida como sendo de 22.22 m/s (aproximadamente 80 km/h)
- O condensador e do radiador podem ser simplificados por uma malha estruturada e classificadas como regiões porosas e, conseqüentemente, associadas a uma resistência inercial e a uma resistência viscosa (obtidas a partir de um gráfico de perda de carga em função da vazão de ar)
- O “intercooler” (CAC) também pode ser tratado com zona porosa e ser associado à uma resistência viscosa e inercial
- Dois casos foram considerados: com o ventilador desligado e com o ventilador ligado (que faz aumentar consideravelmente o fluxo de ar nos dois componentes de interesse quando estamos em baixas velocidades)
- Propriedades dos elementos praticamente constante ao longo do escoamento – com exceção do ar, cuja densidade muda em função da temperatura



Adotados essas hipóteses podemos gerar a malha computacional e rodar a simulação de interesse. É importante ressaltar a importância da adoção dessas hipóteses para que o modelo possa ser simplificado e estudado adequadamente. O modelo tridimensional já é extremamente grande (aproximadamente 1.5 milhão de elementos) e seria praticamente impossível modelar cada componente presente no compartimento do motor de maneira detalhada e individual.

10.2 Geração da Malha

A malha computacional utilizada na simulação tridimensional pode ser considerada como a parte mais trabalhosa de todo o trabalho. Considerando-se análises de CFD a qualidade da malha tem uma relação muito próxima com a convergência da solução. Deste modo, a malha computacional foi gerada tendo em mente que quanto maior sua qualidade, melhores resultados seriam obtidos.

A partir das superfícies dos componentes presentes no compartimento do motor foram geradas as malhas individuais (somente as cascas) de maneira que os nós nas interfaces estivessem equivalenciados. Foram utilizados aproximadamente 200 componentes para representar de maneira adequada o compartimento do motor. A figura abaixo mostra detalhes da malha no compartimento do motor e no CRFM.

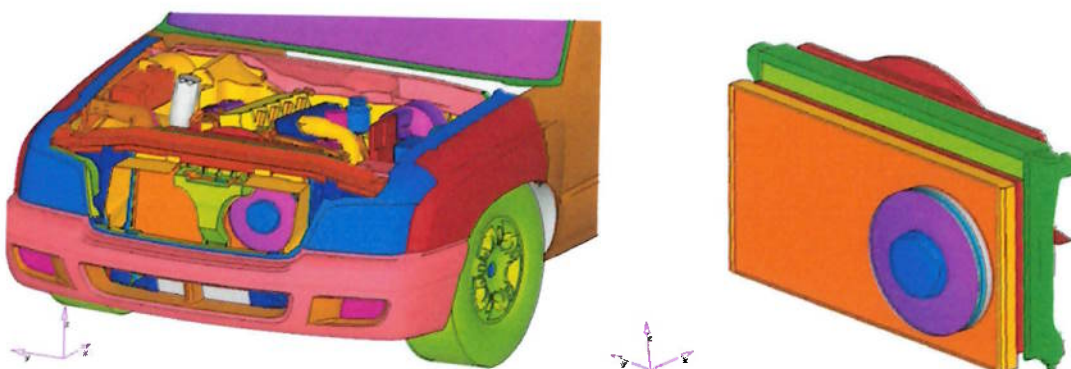


Figura 20 – Detalhe da malha no compartimento do motor e detalhe do CRFM



Vale a pena ressaltar que neste ponto a qualidade da malha já deve ser inspecionada de maneira constante. Mesmo lidando apenas com cascas dos componentes, será a partir desses elementos que iremos gerar a malha tridimensional. Todos os elementos utilizados nas cascas são do tipo triangulares (deste modo devemos estar atentos para que os ângulos internos do triângulo não sejam muito menores que 20° ou muito maiores que 120°) e a razão de aspecto mínima foi mantida sempre acima de 5:1.

Com a malha dos componentes individuais pronta, devemos fazer, também, uma malha que represente os trocadores de calor (CAC e CRFM) e a extensão. Esta malha, diferentemente da malha que representa o fluido ao redor do veículo, é feita apenas com elementos quadrangulares (conforme a figura abaixo). Isto é feito para se obter melhores resultados nessa região do escoamento.

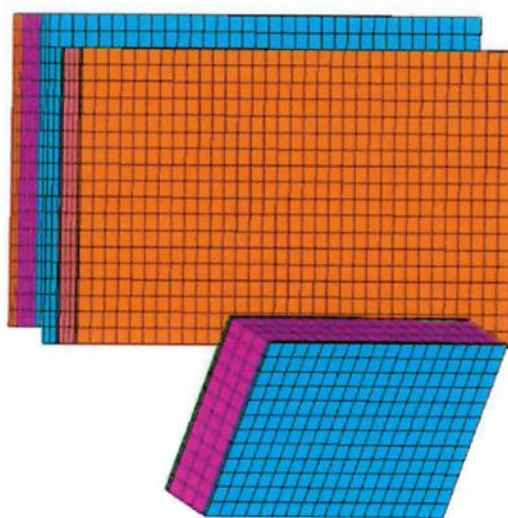


Figura 21 – Malha do CRFM e do CAC (somente elementos quadrangulares)

Utilizando o programa gerador de malha t-grid, importamos a malha dos componentes em casca e geramos a malha dentro do volume. Apenas nos interessa a região representada pelo fluido (o gerador malha preenche com elementos tetragonais todas as cavidades que encontrar) e, portanto, devemos desprezar muitas das regiões de elementos criados por ele (como exemplo podemos citar o preenchimento da cavidade interna do farol dianteiro que, obviamente, não faz parte da região de interesse). Também devemos desprezar a



malha gerada na região do CAC e do HVAV já que importaremos a malha composta por elementos quadrangulares no lugar da malha gerada pelo t-grid (elementos tetraédricos).

Com a malha de fluido pronta, devemos checar a qualidade dos elementos gerados. Para se garantir boa convergência no FLUENT o “volume skewness” de todos os elementos deve ser inferior a 0.94 (quanto mais baixo o valor do “volume skewness”, teremos elementos mais próximos de tetraedros com arestas de tamanhos idênticos).

Caso não tenhamos um malha com qualidade elevada, devemos acertar as regiões onde o valor de “volume skewness” mínimo não foi atingido. Para isso importamos a malha de fluido e a malha de cascas no HYPERMESH. Deste modo podemos avaliar quais elementos na malha de cascas deve ser alterado para se atingir menores valores de “volume skewness”.

Para a malha utilizada na simulação deste problema foram necessárias 14 iterações até que se obtivesse uma malha com o grau de qualidade desejado.

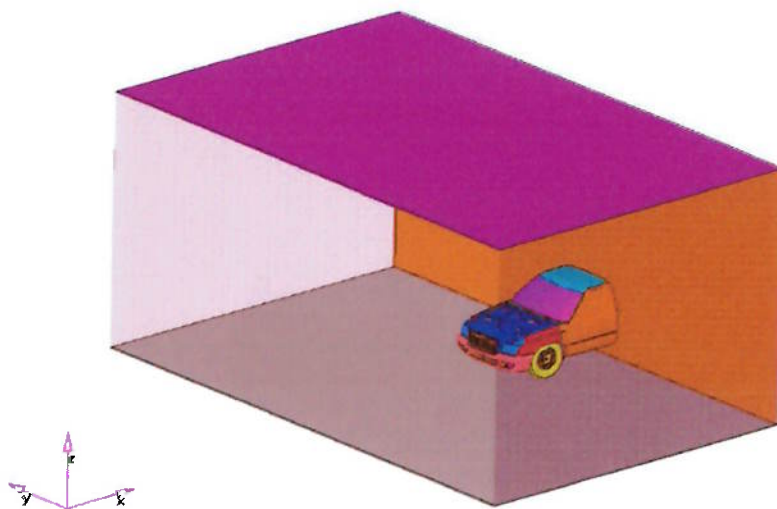


Figura 22 – Volume de controle onde o escoamento será simulado

Com a qualidade da malha superior ao limite estabelecido (nenhum elemento com “volume skewness” inferior a 0.94), importamos a malha referente ao CRFM e à extensão (ambas formadas exclusivamente por elementos quadrangulares). Os nós nas interfaces são



equivalenciados de maneira a se obter uma malha única, prontas para ser utilizada no FLUENT. O volume de controle é similar à figura 22, apresentada acima.

10.3 Condições de Contorno

Com a malha apresentando uma qualidade adequada, o passo seguinte consiste na definição das condições de contorno que devem ser aplicadas ao problema. No caso estudado foram utilizados os seguintes parâmetros:

- Parede ("Wall Boundary Condition") – toda a região onde não se deve ter passagem de fluido; esta condição foi utilizada para toda a geometria de carro e nas partes superiores e inferiores do CRFM e CAC; também foi utilizada no chão do modelo (a condição de deslizamento foi utilizada com uma velocidade igual à velocidade do escoamento do fluido de maneira a representar o veículo em movimento sobre uma superfície qualquer (note que se o chão estiver parado estamos representando um caso em que este se encontra em um túnel de vento))
- Simetria (Symmetry Boundary Condition) – a condição de simetria foi utilizada nas paredes externas do volume de controle (teto e laterais); preferimos utilizar este tipo de condição de contorno ao invés de parede (como feito no caso dimensional) pois estamos querendo simular o veículo em movimento e não no interior de um túnel de vento; outra vantagem em se utilizar simetria é que nesta região podemos garantir que o gradiente das propriedades (como o fluxo de massa e o gradiente de velocidades) no plano de simetria é zero e que não existe velocidade normal ao plano de simetria (de maneira a acelerar a convergência do modelo) – a condição de parede também poderia ter sido utilizada, entretanto, mais tempo computacional seria utilizado
- Entrada de Velocidade ("Velocity Inlet Boundary Condition") – fronteira onde o fluido utilizado recebe uma velocidade definida pelo usuário, simulando a região de entrada do escoamento; na simulação apresentada foi utilizado o valor de



22.2 m/s; novamente é importante ressaltar que desejamos simular uma condição do veículo em movimento e não no interior de um túnel de vento

- Saída de Pressão ("Pressure Outlet Boundary Condition") – fronteira por onde o fluido utilizado deve deixar o volume de controle; na simulação apresentada foi utilizado o valor da pressão atmosférica local; para garantir uma melhor convergência dos resultados uma região estruturada após a malha do problema foi adicionada (de maneira similar ao problema bidimensional) – a face de saída de pressão foi acertada como sendo a face posterior à essa extensão
- Região Porosa ("Porous Zone Condition") – condição de contorno utilizada em trocadores de calor de modo que sua modelagem pode ser extremamente simplificada; para definirmos os parâmetros dessa região utilizamos uma curva que apresenta a queda de pressão em função da vazão de ar no componente (no caso da simulação apresentada, este parâmetro foi definido para o condensador, o radiador e para o CAC).
- Ventilador ("Fan Boundary Condition") – para escoamentos em baixas velocidades (por exemplo, 20 km/h) o efeito do ventilador no fluxo de ar que passa pelo CRFM é determinante. Para representarmos este efeito, a região onde se encontram os ventiladores (um antes e outro depois do CRFM, conhecidos como "pusher" e "puller" respectivamente) foi acertada de maneira a fornecer a curva característica do ventilador (obtida a partir de dados experimentais); quando este elemento foi considerado na simulação a sua velocidade de rotação foi de 3000 rpm.

O modelo de turbulência utilizado foi o modelo k - ϵ padrão (o mesmo utilizado na simulação bidimensional), pois além de ter apresentado resultados satisfatórios no caso anterior, quando analisamos o tempo computacional necessário para a convergência, esse modelo foi o que se mostrou mais ágil. Não devemos nos esquecer que estamos lidando com um modelo extremamente grande e devemos adotar todas as simplificações de maneira a diminuir esse tempo, obviamente sem comprometer o resultado obtido.

Além disso, conforme discutido em seções posteriores, o modelo k - ϵ **RNG** oferece resultados mais precisos para problemas com baixos números de Reynolds e com situação



sonde o fluido apresenta componentes de rotação. Já o modelo ***k-ε realizable*** é adequado para problemas que apresentem jatos, rotação ou em que a camada limite deve apresentar descolamento ou está submetida a gradientes adversos de pressão.

O número de Reynolds para o problema estudado é da ordem de 10^6 , caracterizando o escoamento com completamente turbulento. Como não existem parcelas referentes à rotação, o modelo RNG pode ser descartado.

Com relação ao modelo “realizable”, não existem jatos ou gradientes de pressão adversos a priori. Não estamos interessados em detalhes do comportamento da camada limite, apenas nos interessamos de maneira global (ou seja, como a camada limite pode influenciar no perfil do escoamento como um todo). Além disso, testes realizados no modelo bidimensional mostraram que o tempo requerido é pelo menos três vezes maior quando utilizamos este tipo de formulação. Note que caso estivéssemos considerando um modelo do carro inteiro (para cálculo do coeficiente de arrasto ou mesmo para problemas envolvendo escoamento de ar no compartimento do motor) teríamos descolamento do escoamento e gradientes de pressão adversos à jusante (devido à geometria do veículo) e, neste caso, o modelo ***k-ε realizable*** seria adequado.

Deste modo, o modelo ***k-ε padrão*** se torna a escolha mais adequada aos nossos objetivos (modelo extremamente ágil e que, pela sua formulação nas equações de transportes, não prejudica de maneira significativa o comportamento global do escoamento).

10.4 Simulação do escoamento de ar a 20 km/h

Para casos de baixa velocidade foram simuladas duas condições: com e sem o ventilador (ventoinha). Cada uma das simulações necessitou de aproximadamente 6 horas de tempo computacional (utilizando quatro processadores) para convergir. Os gráficos dos resíduos são apresentados na figura 23.



Os parâmetros de simulação utilizados foram os seguintes:

- Velocidade de rotação do ventilador: 3000 rpm (quando ligado)
- Velocidade de escoamento do ar: 20 km/h (5.6 m/s)

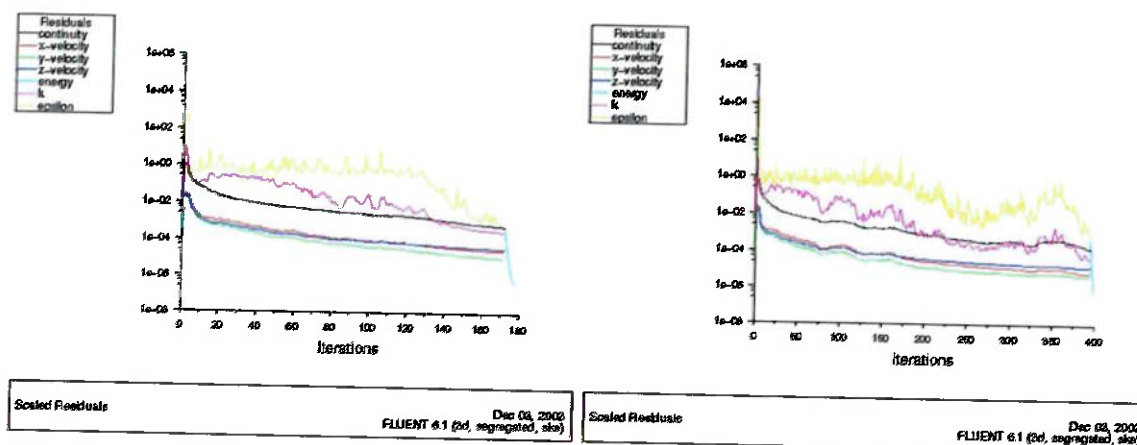


Figura 23 – Resíduos para a simulação sem o ventilador (esquerda) e com o ventilador (direita)

Os principais resultados obtidos nos componentes de estudo foram os seguintes:

	Sem ventilador	Com ventilador
Fluxo de ar no CRFM (kg/s)	0.86	1.05
Fluxo de ar no CAC (kg/s)	0.78	0.47
Temp. de entrada no CRFM (°C)	41	41
Temp. de saída no CRFM (°C)	113	69

Tabela 1 – Resumo dos resultados obtidos

As figuras mostradas abaixo apresentam os resultados obtidos na simulação. Note que o plano central do veículo é o mesmo plano simulado no caso bidimensional (com algumas simplificações como, por exemplo, o CAC).

A observação dos vetores de velocidade evidenciam o funcionamento dos ventiladores ("pusher e puller"). A região a jusante do radiador apresenta um escoamento mais regular e com maior intensidade quando o ventilador está ligado (o radiador não é simétrico).

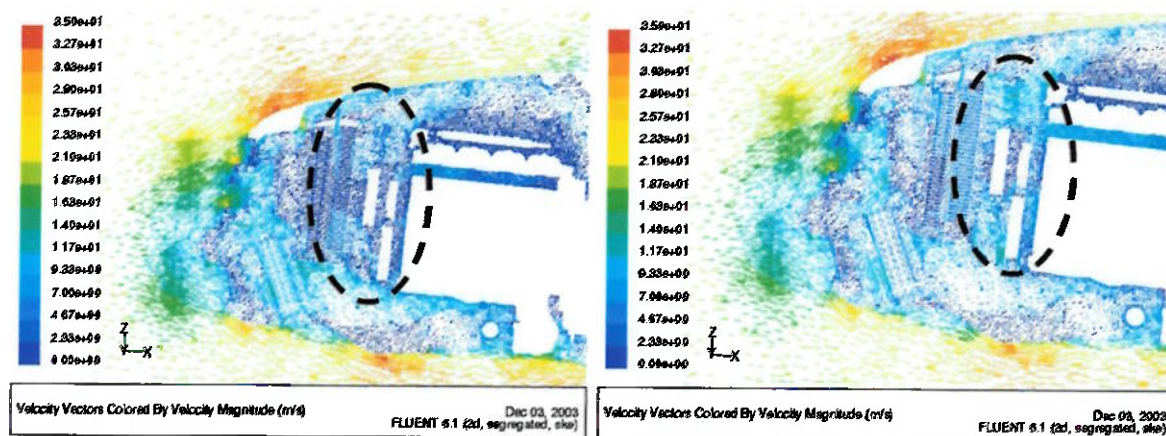


Figura 24 – Vetores de velocidade em $y = 0$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)

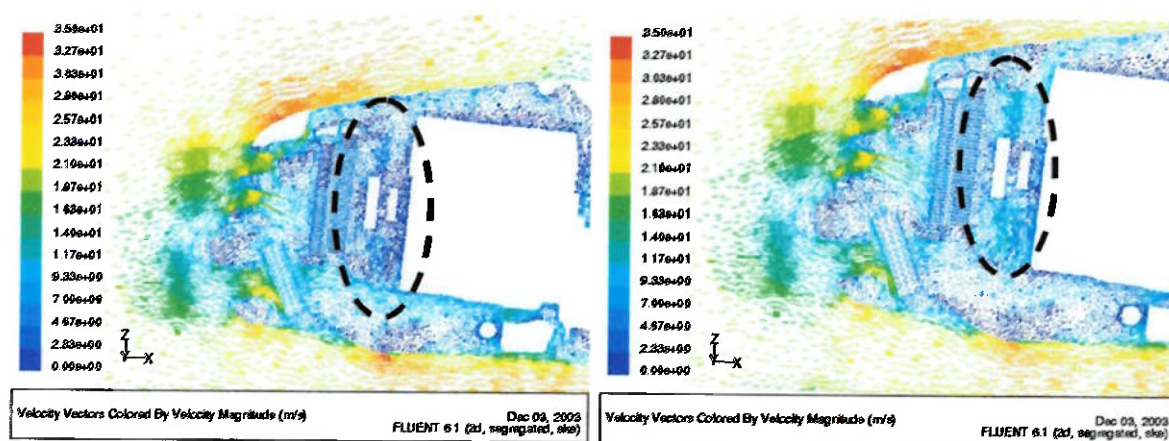


Figura 25 – Vetores de velocidade em $y = 0.1$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)

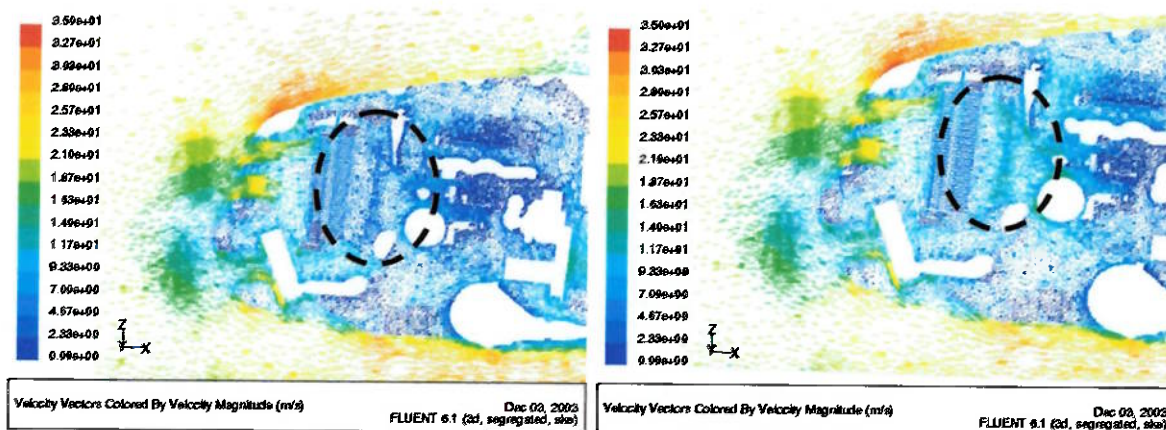


Figura 26 – Vetores de velocidade em $y = 0.2$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)

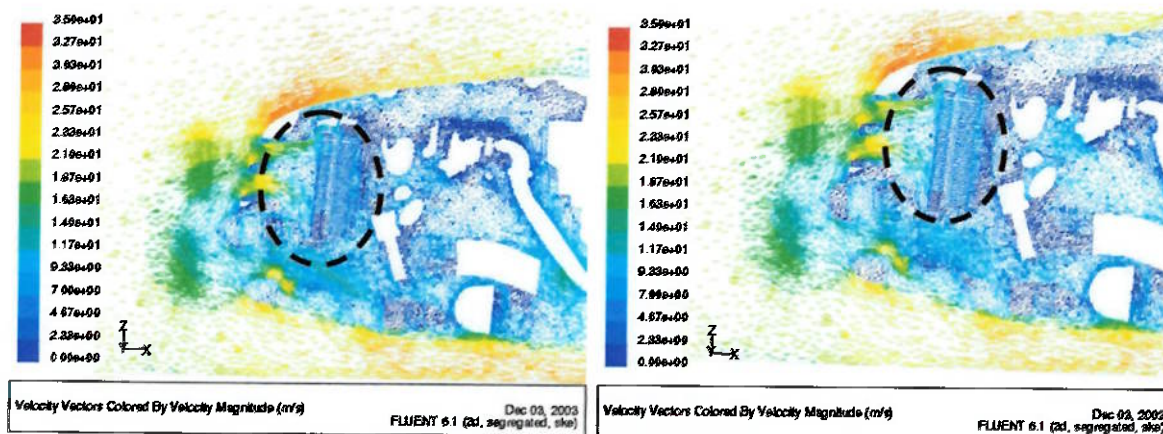


Figura 27 – Vetores de velocidade em $y = 0.3$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)

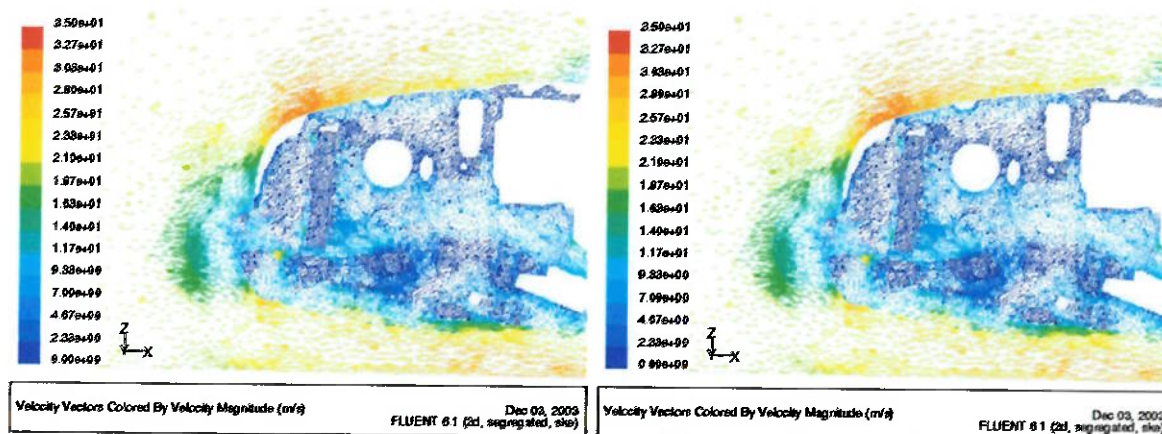


Figura 28 – Vetores de velocidade em $y = 0.4$ sem (esquerda) e com ventilador (direita)

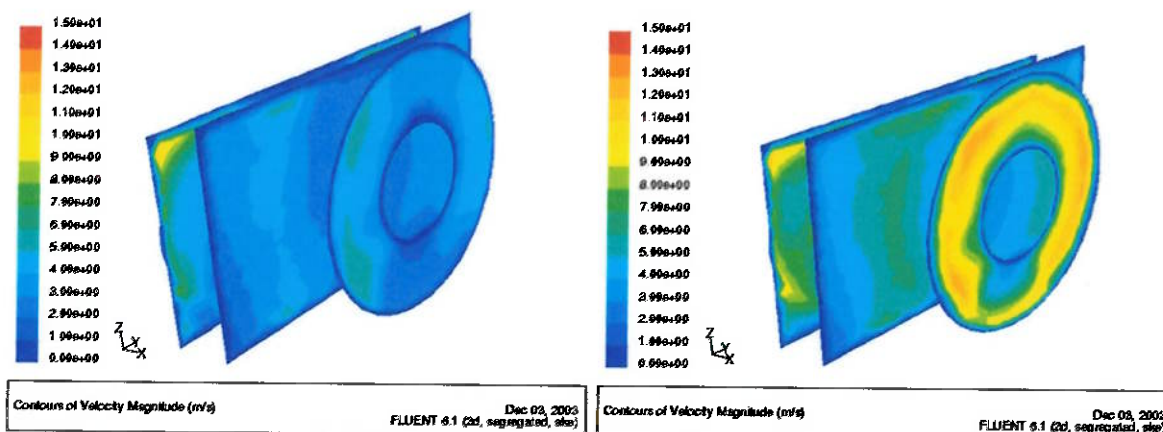


Figura 29 – Contorno de velocidade no radiador sem (esquerda) e com ventilador (direita)



A figura 29 mostra claramente a influência dos ventiladores no escoamento. A diferença de fluxo no CAC (tabela 1) pode ser explicada pelos gradientes de pressão presentes na cavidade. Quando o ventilador está em funcionamento a diferença de pressão entre a região à montante e à jusante é maior e, portanto, a perda de carga no CAC também é maior. Conseqüentemente a velocidade do ar na saída é menor que no caso sem o ventilador, gerando fluxos mais baixos.

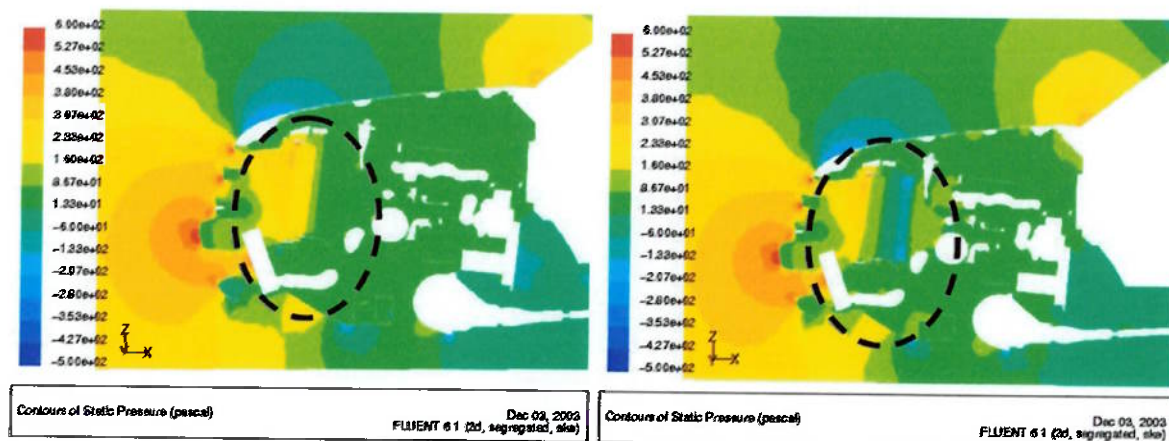


Figura 30 –Contorno pressão estática sem (esquerda) e com ventilador (direita)

Com relação ao radiador, quando o ventilador está ligado o fluxo de ar aumenta em aproximadamente 20%. Esse acréscimo no fluxo de ar, mantendo a taxa de troca de calor por convecção entre o ar e a água constante, faz com que a temperatura do ar na saída seja inferior.

O gráfico da troca de calor fornecido pelos fabricantes desses componentes (CRFM e CAC) varia em função da vazão de ar. Para cada valor de vazão e ar temos um valor correspondente de taxa de traça de calor.

10.5 Simulação do escoamento de ar a 80 km/h

Para efeito de comparação foi simulada uma situação de escoamento em alta velocidade. O tempo necessário para encontrarmos uma solução foi de aproximadamente 7 horas



(utilizando 4 processadores). Apenas foram computados os valores de escoamento de ar (não utilizamos o modelo de troca de calor). Os parâmetros de simulação utilizados foram os seguintes:

- Velocidade de rotação do ventilador: 3000 rpm
- Velocidade de escoamento do ar: 80 km/h (22.2 m/s)

Os fluxos de ar obtidos nos componentes de estudo formam os seguintes:

- Fluxo de ar no CRFM: 1.15 kg/s
- Fluxo de ar no CAC: 0.59 kg/s

A partir das figuras abaixo podemos observar os vetores de velocidade presentes no escoamento em um plano central do veículo (sem deslocamento no eixo lateral). Este plano é o mesmo utilizado na simulação bidimensional (note que não foi considerado o CAC na simulação bidimensional).

A partir da figura abaixo podemos notar que o fluxo de ar no CRFM não é aumentado quando o ventilador está ligado. Basta observar que não existe gradiente nas regiões à montante e jusante do ventilador (ou seja, o ar que entra no compartimento do motor não sofre aumento de velocidade devido ao efeito do ventilador).

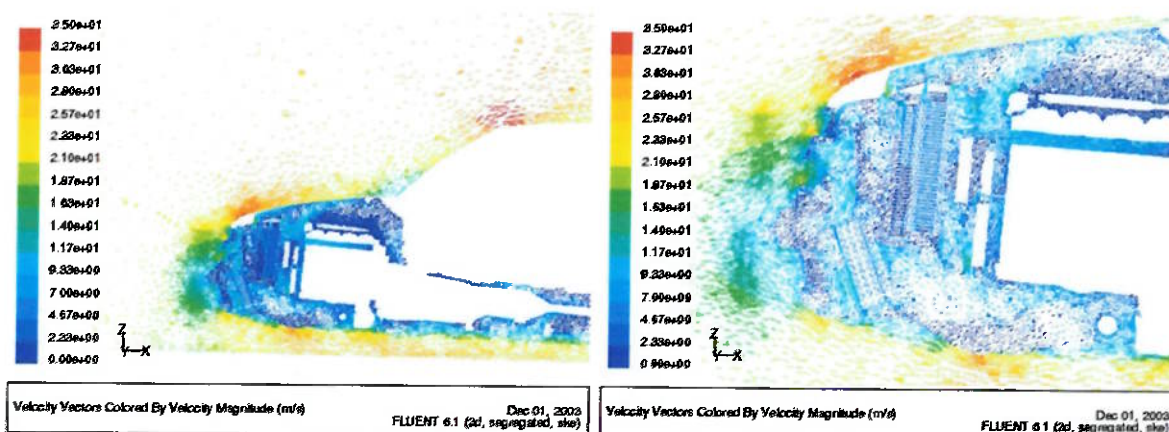


Figura 31 – Vetores de velocidade no plano xz (deslocado 0 mm no eixo lateral)



Observando a figura 32 (contornos de velocidade no plano central do veículo) notamos mais claramente as zonas de estagnação presentes no interior do compartimento do motor. Para aumentarmos o fluxo de ar localmente podemos adicionar um defletor. Para definirmos a forma (geometria) do defletor que faria com que o escoamento aumentasse de maneira significativa devemos observar atentamente as figura de vetores de velocidade.

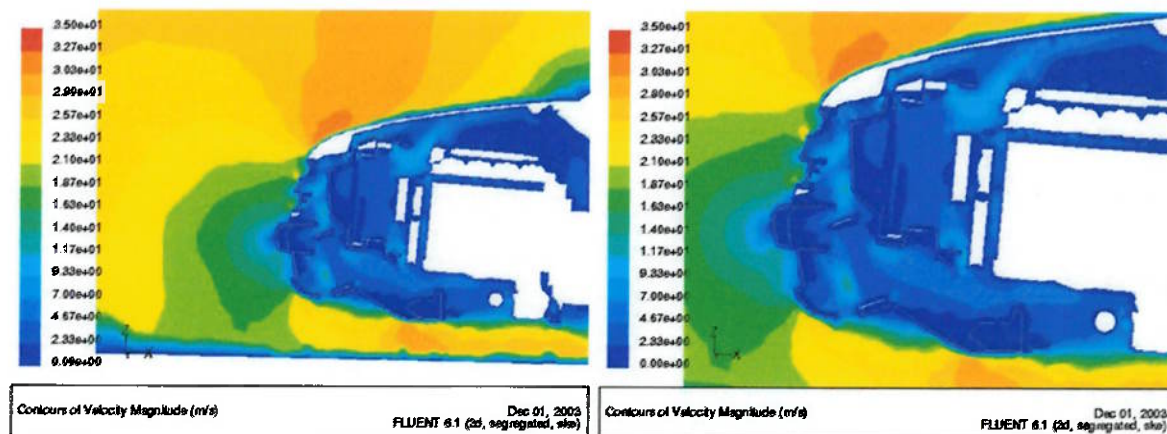


Figura 32 – Contornos de velocidade no plano xz (deslocado 0 mm no eixo lateral)

As figuras 33 e 34 apresentam os contornos de velocidade em cortes distantes 100 mm no eixo lateral do veículo. Desse modo podemos avaliar o comportamento global do escoamento no interior do compartimento. Como o CRFM não é simétrico (ver figura 35) o efeito do ventilador é diferente em cada plano (somente o “pusher” à jusante ou somente o “puller” à montante).

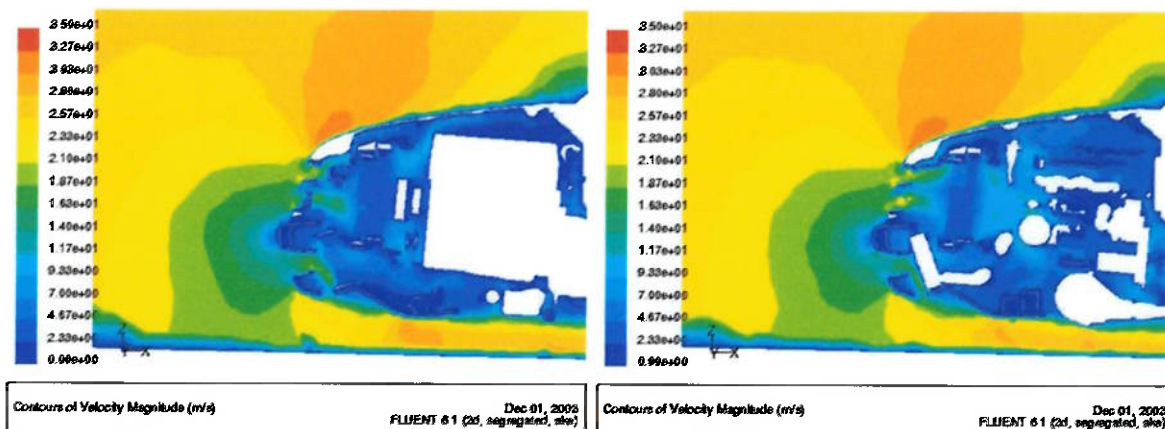


Figura 33 – Contornos de velocidade no plano xz (deslocado 0.1 e 0.2 mm no eixo lateral)

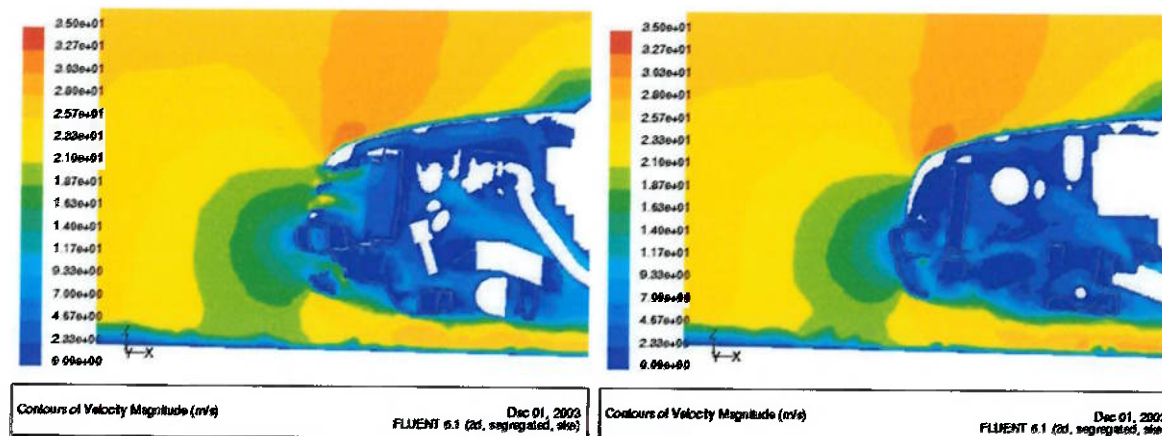


Figura 34 – Contornos de velocidade no plano xz (deslocado 0.3 e 0.4 mm no eixo lateral)

A figura 35 mostra de maneira mais clara a influência do ventilador no escoamento. Comparando com o caso de baixa velocidade, vemos que a distribuição dos contornos de velocidade do escoamento neste caso (alta velocidade) é mais homogêneo. Isso ocorre devido ao fato do gradiente de velocidade ser mais baixo que no caso anterior.

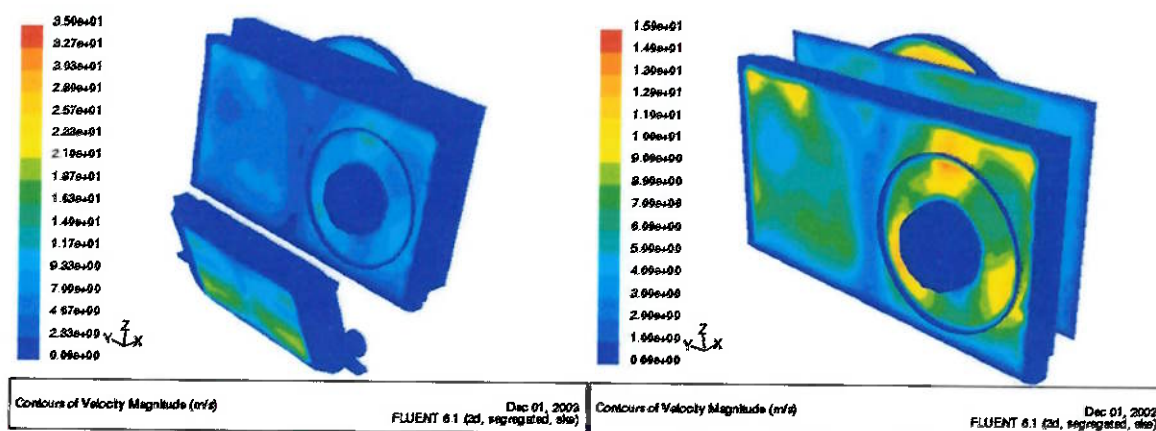


Figura 35 – Contornos de velocidade no CAC e CRFM (à esquerda) e detalhe do CRFM (à direita)

A figura abaixo apresenta os contornos de pressão (estática e dinâmica) que agem sobre a superfície externa do veículo. A análise dessas imagens é importante para descobrirmos qual região na parte dianteira do veículo pode ser alterada para aumentar o fluxo de ar que entra no compartimento do motor. É interessante notar o pico de pressão dinâmica na parte superior do veículo. Isso ocorre graças à aceleração do fluido nessa região (já que os



contornos de pressão estática na mesma região apresentam valores muito baixo comparativamente)

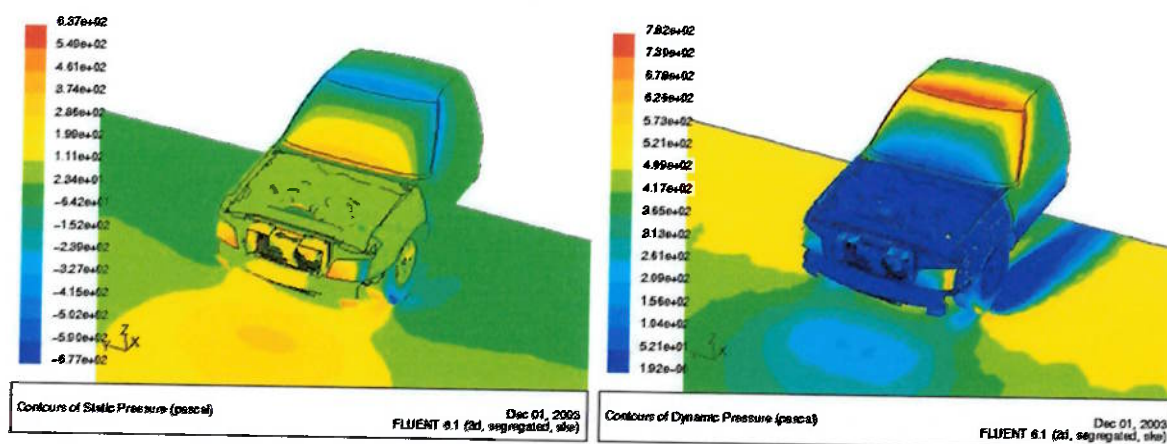


Figura 36 – Contornos de pressão estática (à esquerda) e pressão dinâmica (à direita)

10.6 Conclusões Referentes ao Modelo Tridimensional

O problema tridimensional é muito mais trabalhoso do ponto de vista da modelagem (construção das malhas e adequação das condições de contorno) que o modelo bidimensional. Dependendo da análise que se deseja realizar devemos optar por um modelo ou por outro.

O modelo bidimensional é adequado para o estudo comparativo de uma proposta que envolva a alteração de geometrias na parte dianteira do veículo (facilidade de construção da malha e rapidez na obtenção de resultados). Quando estivermos interessados em resultados que envolvam a troca térmica entre os componentes devemos optar pelo modelo tridimensional.

Também pudemos mostrar a influência dos ventiladores em um escoamento em baixas velocidades. De certo modo, quando o ventilador está ligado é como se o escoamento de ar fosse similar à um caso de alta velocidade (as simulações mostraram fluxos de ar para 20 kph com ventilador e 80 kph muito similares).



A distribuição do fluxo de ar dentro do compartimento do motor também deve ser avaliada a partir do resultado obtido no estudo tridimensional. É desejável que a maior parte do ar que entra no compartimento do motor passe através do CRFM. Deste modo, podemos avaliar quais regiões devemos atuar (adição de defletores) para que possamos maximizar o fluxo de ar no radiador.

Antes mesmo de realizar qualquer alteração na geometria do compartimento do motor devemos fazer uma análise crítica do comportamento do escoamento, lembrando sempre que a parte térmica está envolvida. A partir das figuras de vetores de velocidade vemos que grande parte do fluxo de ar que deixa o CAC é direcionado para baixo, se afastando do CRFM. O ar que deixa esse componente é indesejável, já que está aquecido pela troca térmica no CAC. Caso esse ar passe pelo CRFM, o desempenho do sistema de arrefecimento irá ser menor. Isso justifica a presença de um defletor direcionando o fluxo que deixa o CAC para baixo.

As simulações realizadas ajudam no entendimento do problema e na busca por eventuais soluções, entretanto, não devemos nos esquecer que sempre devemos avaliar o problema de maneira global.



11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] MALISKA, C. R.; **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 1ª.ed. Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1995.
- [02] **Fluent User's Guide**; Fluent Inc.; 1999.
- [03] **Fluent Tutorial Guide**; Fluent Inc.; 1999.
- [04] **Gambit User's Guide**; Version 1.3, Fluent Inc.; 2000.
- [05] LAWRENCE, Viviam; **Simulação do escoamento de ar através do compartimento do motor de um veículo de passageiros**, Tese de Mestrado, São Paulo 2002.
- [06] ANDRA, R. et al. **The Effect of Boundary and Geometry Simplification on the Numerical Simulation of Front-end Cooling**. SAE Paper, SAE 980395, 1998.
- [07] ASHMAWEY, M et. al. **A Numerical Evaluation of the Thermal Effects on the new V6 Engine on the Underhood Environment of the 1993 Opel Vectra**. SAE Paper, SAE 930295, 1993
- [08] BAUER, W; EHRENREICH, H; REISTER, H. **Design of Cooling Systems with Computer Simulation and Underhood Flow Analysis using CFD**. SAE Paper, SAE 954061, 1995.
- [09] ECER, A. et. al. **Air Flow and Heat Transfer Analysis of an Automotive Engine Radiator to Calculate Air-to-Boil Temperature**. SAE Paper, SAE 951015, 1995.
- [10] FERZIGER, J. H; PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 2 ed. Germany, Springer, 1999.



- [11] HABHI, S. D. **Airflow and Thermal Analysis of Underhood Engine Enclosures.** SAE Paper, SAE 940316, 1994.
- [12] HAN, T; SKYNAR, M. **Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of Front end Air Flow for a Simplified Engine Compartment.** SAE Paper, SAE 921091, 1992.
- [13] HSU, I. F.; SCHWARTZ, W. S. **Simulation of the Thermal Enviroment Surrounding an Underbody Fuel Tank in a Passenger Vehicle Using Orthogonally Structured and Bosy-Fitted Unstructured CFD Codes is Series.** SAE Paper, SAE 950616, 1995.
- [14] HUCHO, W. H. (Ed.) **Aerodynamics of Road Vehicles.** 4 ed. Warrendale, SAE International, 1998.
- [15] **HYPERMESH 5.1 User's Manual.** Altair Computing, Ins., 1997.
- [16] JOHANNESSEN, K. et. al. **Experimental Assessment of CFD Predictions of Fascia Performance.** SAE Paper, SAE 2002-01-0570, 2002.
- [17] JURNG, J. **Analysis of Engine Cooling System for a Passenger Vehicle.** SAE Paper, SAE 912505, 1991.
- [18] LI, P. et. al. **A Flow Network Approach to Vehicle Underhood Heat Transfer Problem.** SAE Paper, SAE 931073, 1993.
- [19] MARTIN, W.; GILLIÉRON, P. **Integration of Fluid Flow Modelling in the Vehicles Renault Development Process.** SAE Paper, SAE 2001-01-0700, 2001.
- [20] NOBEL, T. P.; JAIN, S. K. **A Multi-Dimensional Approach to Truck Underhood Thermal Management.** SAR Paper, SAE 2001-01-2785, 2001.
- [21] NOBEL, T. P.; JAIN, S. K. **Improving Truck Underhood Thermal Management Through CFD.** SAE Paper, SAE 2001-01-1027, 2002.



- [22] ONO, K. et. al. **Simultaneous Computation of the External Flow around a Car Body and the Internal Flow Through its Engine Compartment**. SAE Paper, SAE 920342, 2002.
- [23] PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New Yorkm Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [24] SCHLICHTING, H. **Boundary-Layer Theory**. 6. ed. New York, McGraw-Hill, 1968.
- [25] UHL, B. et. al. **Development of Engine Cooling Systems by coupling CFD Simulation and Heat Exchanger Analysis Programs**. SAE Paper, SAE 2001-01-1695, 2001.
- [26] WILLIAMS, J.; KARANTH, D.; OLER, W. **Cooling Inlet Aerodynamic Performance and Systm Resistance**. SAE Paper, SAE 2002-01-0256, 2002.
- [27] WHITE, F. M. **Viscous Fluid Flow**. 2. ed. New York, McGraw-Hill, 1991.
- [28] YANG, Z.; BOZEMAN, J.; SHEN, F. Z. **Thermal-velocity Coupling in Vehicle Thermal System Calculations**. SAE Paper, SAE 2002-01-1204, 2002.