

OK

CONSULTA
FD-3381

São Paulo
2003

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR ATRAVÉS DO COMPARTIMENTO
DO MOTOR DE UM VEÍCULO DE PASSEIO

VIVIAM LAWRENCE

VIVIAM LAWRENCE

SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR ATRAVÉS DO COMPARTIMENTO
DO MOTOR DE UM VEÍCULO DE PASSAIO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.
Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Livre Docente
Julio R. Meneghini

São Paulo
2003

Aos meus pais Wadim e Ana Cristina,
que sempre me incentivaram e
apoiaram.

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Julio R. Meneghini pelas diretrizes sensatas e objetivas e pelo constante incentivo.

À *GENERAL MOTORS DO BRASIL*, representada pelo seu Gerente de CAD/CAE da Engenharia do Produto, Eng. Dr. Gabriel F. Gueler, e pelo seu Líder de CAE da Engenharia do Produto, Eng. Roberto P. Ramos, pela oportunidade de desenvolver um trabalho de pesquisa relacionado aos assuntos da empresa, e pelo apoio que me possibilitou concluir o mestrado paralelamente às atividades da empresa.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

No presente trabalho foi desenvolvida uma metodologia de simulação numérica para calcular o escoamento de ar pelo compartimento do motor de um veículo de passeio. O programa comercial de CFD *STAR-CD*® foi utilizado para realizar as simulações, a partir de malhas computacionais construídas para toda a região de interesse: o escoamento de ar externo ao veículo, o escoamento de ar interno pelo compartimento do motor, e o escoamento de ar pela região abaixo do assoalho do veículo. As simulações foram baseadas em testes físicos que fazem parte do desenvolvimento e projeto de automóveis, com condições de operação que representam situações críticas integrantes da vida operacional de um veículo. As condições de contorno aplicadas nos modelos foram baseadas nestas condições de operação, incluindo o funcionamento de trocadores de calor e ventiladores instalados no compartimento do motor. No trabalho foi descrita com detalhes a metodologia de simulação, incluindo a abordagem do problema físico, o método numérico empregado, o processo de geração das malhas e a aplicação das condições de contorno. As simulações foram aplicadas no estudo de um veículo de passeio, equipado com motor diesel, turbo compressor, ar condicionado e três trocadores de calor. Foi escolhido um veículo em que a melhoria do escoamento de ar pelo compartimento do motor era necessária. Quatro modelos foram construídos, o primeiro representando a configuração inicial, cujos resultados foram comparados com dados experimentais de teste realizado em túnel de vento, e três diferentes alternativas de modificação visando melhorar o escoamento de ar (modificações no “design” externo, inclusão de defletores de ar e modificações nos trocadores de calor e ventiladores). Duas condições de operação distintas foram consideradas, em alta e baixa velocidade. Os resultados obtidos das simulações foram vazões de ar pelos trocadores de calor e visualizações do escoamento. A comparação dos resultados de simulação com os de túnel de vento mostrou diferenças de até 6% entre os resultados de vazão pelos trocadores de calor obtidos pela simulação e por teste. A visualização dos resultados na forma de vetores de velocidade, trajetórias de traçadores e contornos de pressão se mostrou coerente com o comportamento físico esperado do escoamento de ar para as situações simuladas. Tendo como base de comparação a vazão de ar medida nos trocadores de calor as três alternativas de modificação foram avaliadas, e indicaram melhorias no escoamento de ar pelos trocadores de calor a partir das mudanças implementadas. A metodologia de simulação mostrou-se uma ferramenta útil durante o desenvolvimento do projeto, complementando os testes físicos necessários para a avaliação dos sistemas do veículo.

RESUMO

ABSTRACT

In the present work a numerical simulation methodology was developed to calculate the underhood air flow of a passenger vehicle. The commercial CFD software *STAR-CD*® was employed to perform the simulations, using computational meshes built for all the regions of interest: the air flow outside the vehicle, the underhood and underbody air flow. The simulations were based on physical tests that are part of the development of vehicles, with operating conditions representing critical situations experienced by a vehicle in its operating life. The boundary conditions applied in the models were based on these operating conditions, including the operation of heat exchangers and fans located inside the underhood. In this work it was described in detail the simulation methodology, including the physical problem approach, the numerical method, the mesh generation process and the application of boundary conditions. The simulations were used for the study of a passenger vehicle, equipped with a diesel engine, turbocharger, air conditioning and three heat exchangers. It was chosen a vehicle in which the underhood air flow should be improved. Four models were built, the first one representing the initial configuration, whose results were compared to experimental data from wind tunnel test, and three different alternatives for modification aiming to improve the air flow (modifications in the external design, addition of air deflectors and modifications in the heat exchangers and fans). Two different operating conditions were considered, at high and low speed. The results obtained from the simulations were air flow rates through the heat exchangers and flow visualization. A comparison between simulation and wind tunnel results showed differences within 6% in the air flow rates through the heat exchangers. The visualization of results in the form of velocity vectors, particle tracks and pressure contours was consistent with the expected air flow physical behaviour in the simulated situations. With the air flow rate through the heat exchangers as a basis of comparison the three alternatives for modification were evaluated, and indicated improvements in the air flow through the heat exchangers with the implementation of these modifications. The methodology of simulation appeared to be a useful tool during the project development, complementing the physical tests that are necessary for the vehicle systems evaluation.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	INTRODUÇÃO	1
1.1	OBJETIVOS E MOTIVAÇÃO	1
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	3
1.3	DESCRIÇÃO DO TEMA	4
1.3.1	<i>Escocamento de ar pelo compartimento do motor</i>	5
CAPÍTULO 2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	INTRODUÇÃO AO TEMA	15
2.2	REFERÊNCIAS A TRABALHOS DE SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO NO	
	COMPARTIMENTO DO MOTOR DE VEÍCULOS	20
CAPÍTULO 3	MÉTODO NUMÉRICO	34
3.1	EQUAÇÕES DE TRANSPORTE	34
3.2	DISCRETIZAÇÃO PELO MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	39
3.3	SOLUÇÃO NUMÉRICA	44
CAPÍTULO 4	GERAÇÃO DAS MALHAS COMPUTACIONAIS E	48
	CONDIÇÕES DE CONTORNO	
4.1	GERAÇÃO DAS MALHAS COMPUTACIONAIS	48
4.1.1	<i>Geometria</i>	48
4.1.2	<i>Definição da malha</i>	51
4.1.2.1	Trocadores de calor	52
4.1.2.2	Ventiladores	55
4.1.3	<i>Geração da malha</i>	57
4.1.3.1	Modelos de CAD	58
4.1.3.2	Malha superficial (2D)	58
4.1.3.3	Malha volumétrica (3D)	64
4.2	CONDIÇÕES DE CONTORNO	68
4.2.1	<i>Entrada do túnel</i>	69

4.2.2	Saída do túnel.....	70
4.2.3	Teto e paredes do túnel.....	71
4.2.4	Piso do túnel.....	72
4.2.5	Superfícies do veículo.....	72
CAPÍTULO 5 RESULTADOS		
76		

5.1	SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO BASE.....	78
5.2	ALTERAÇÃO NA GEOMETRIA DO "DESIGN" EXTERNO FRONTAL.....	88
5.3	INCLUSÃO DE DEFLTORES DE AR PARA O CRFM.....	98
5.4	ALTERAÇÃO NA GEOMETRIA DO CRFM.....	106
CAPÍTULO 6 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES		
116		

6.1	CONCLUSÃO.....	116
6.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES.....	119
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		
121		

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Desenho esquemático do compartimento do motor (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).....	6
Figura 1.2: Comportamento típico do escoamento de ar pelo compartimento do motor em altas velocidades (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).....	7
Figura 1.3: Comportamento típico do escoamento de ar pelo compartimento do motor em baixas velocidades (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).....	8
Figura 1.4: Representação em rede simplificada do escoamento de ar pelo compartimento do motor (HOOVER ¹ , 1998).....	10
Figura 1.5: Curva de resistência do sistema para um veículo parado (HOOVER, 2001).....	11
Figura 1.6: Diferenças de pressão medidas entre os componentes do sistema com o ventilador em 2400 rpm (WILLIAMS; KARANTH; OLER, 2002).....	12
Figura 1.7: Curvas de resistência do sistema para velocidades diferentes (HOOVER ³ , 2001).....	13
Figura 1.8: Curvas de resistência do sistema de um veículo para duas velocidades (HOOVER ³ , 2001).....	13
Figura 2.1: Hierarquia dos modelos de turbulência (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).....	19
Figura 3.1: Desenho esquemático de uma célula computacional com centro P e sua vizinha ao norte com centro N	40
Figura 3.2: Nomenclatura dos elementos das células computacionais utilizada na formulação.....	42
Figura 3.3: Esquema de discretização no tempo totalmente implícito.....	43
Figura 4.1: Desenho esquemático do compartimento do motor (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).....	48

49	Figura 4.2: Superfícies externas.....
50	Figura 4.3: Superfícies internas (várias vistas).....
51	Figura 4.4: Veículo posicionado no túnel de vento.....
54	Figura 4.5: Exemplo de curva de perda de carga externa de um trocador de calor.....
56	Figura 4.6: Exemplo de curva característica de um ventilador automotivo.....
60	Figura 4.7: O ângulo de "skew" é 90° - (o menor dos α encontrado)......
62	Figura 4.8: Malha tetraédrica de um ventilador.....
62	Figura 4.9: Malha hexaédrica gerada para cada trocador de calor.....
64	Figura 4.10: Malha hexaédrica gerada para o CRFM.....
64	Figura 4.11: Malha triangular do CRFM.....
66	Figura 4.12: Exemplos de tetraedros com "skewness" 0 e 1.....
68	Figura 4.13: Localização das condições de contorno do túnel de vento.....
71	Figura 4.14: Extensão da malha tetraédrica.....
75	Figura 4.15: Desenho esquemático das células adjacentes à parede.....
76	Figura 5.1: Malha superficial triangular (vista interna do compartimento do motor).....
77	Figura 5.2: Procedimento de simulação.....
78	Figura 5.3: Configuração do modelo base (vista em corte na seção $Y=0$).....
79	Figura 5.4: Configuração do CRFM.....
82	Figura 5.5: Vetores de velocidade na seção $Y=-150$ (Ventiladores desligados x ligados).....
84	Figura 5.6: Contornos de pressão na seção $Y=-150$ (Ventiladores desligados x ligados).....
86	Figura 5.7: Distribuição de velocidades na face de entrada do condensador e do CAC.....
89	Figura 5.8: Configuração da PROPOSTA-1 (vista em corte na seção $Y=0$).....
89	Figura 5.9: Remoção do suporte superior do CRFM e nova grade do radiador.....
91	Figura 5.10: Vetores de velocidade na seção $Y=0$ (modelo base x PROPOSTA-1, 34 km/h).....

114	PROPOSTA-3, 34 km/h)	114
	Figura 5.22: Vetores de velocidade na seção Z=700 (modelo base x	
113	PROPOSTA-3, 34 km/h)	113
	Figura 5.21: Vetores de velocidade na seção Z=800 (modelo base x	
111	PROPOSTA-3, 34 km/h)	111
	Figura 5.20: Vetores de velocidade na seção Y=-200 (modelo base x	
109	PROPOSTA-3, 34 km/h)	109
	Figura 5.19: Vetores de velocidade na seção Y=0 (modelo base x	
106	Figura 5.18: Alteração na geometria do CRFM.	106
105	km/h)	105
	Figura 5.17: Trajetórias de tráfegadores (PROPOSTA-1 x PROPOSTA-2, 34	
103	PROPOSTA-2, 34 km/h)	103
	Figura 5.16: Vetores de velocidade na seção Y=+150 (PROPOSTA-1 x	
100	PROPOSTA-2, 34 km/h)	100
	Figura 5.15: Vetores de velocidade na seção Y=0 (PROPOSTA-1 x	
98	PROPOSTA-2	98
	Figura 5.14: Diferença geométrica entre os modelos PROPOSTA-1 e	
97	km/h)	97
	Figura 5.13: Trajetórias de tráfegadores (modelo base x PROPOSTA-1, 34	
95	PROPOSTA-1, 34 km/h)	95
	Figura 5.12: Vetores de velocidade na seção Z=+890 (modelo base x	
93	PROPOSTA-1, 34 km/h)	93
	Figura 5.11: Vetores de velocidade na seção Y=+150 (modelo base x	

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - MÉTODOS NUMÉRICOS PARA A SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).....	17
TABELA 3.1 - VALORES DOS COEFICIENTES DO MODELO K-ε DE TURBULÊNCIA.....	38
TABELA 3.2 - FATORES DE NORMALIZAÇÃO.....	46
TABELA 5.1 - COMPONENTES DO CRFM DO MODELO BASE.....	78
TABELA 5.2 - INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO TESTADO NO TÚNEL DE VENTO.....	80
TABELA 5.3 - RESULTADOS DE VAZÃO DE AR PELOS TROCADORES DE CALOR.....	81
TABELA 5.4 - RESULTADOS DO TESTE DE ARREFECIMENTO DO MOTOR EM TÚNEL DE VENTO.....	88
TABELA 5.5 - RESULTADOS DE VAZÃO DA PROPOSTA-1 X MODELO BASE.....	90
TABELA 5.6 - RESULTADOS DE VAZÃO DA PROPOSTA-2 X PROPOSTA-1.....	99
TABELA 5.7 - COMPONENTES DO CRFM DA PROPOSTA-3.....	107
TABELA 5.8 - RESULTADOS DE VAZÃO DA PROPOSTA-3 X MODELO BASE.....	107

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2D	Duas Dimensões
3D	Três Dimensões
A/C	Ar Condicionado
AMG	Algebraic Multigrid
CAC	Charge Air Cooler
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAM	Computer Aided Manufacturing
CFD	Computational Fluid Dynamics
CG	Conjugate Gradient
CGS	Conjugate Gradient Squared
CGSTAB	CGS Stabilized
CRFM	Condenser-Radiator-Fan Module
DNS	Direct Numerical Simulation
GM	General Motors
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
LDA	Laser Doppler Anemometry
LES	Large Eddy Simulation
MVF	Método dos Volumes Finitos
NS	Navier-Stokes
PISO	Pressure Implicit with Split Operator
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for the Pressure-Linked Equation
UD	Upwind Differencing

LISTA DE SÍMBOLOS

A_k	valor da área de uma região K do trocador de calor [m^2]
C_j	termo convectivo da equação de transporte generalizada na forma integral
CL	perda de pressão do condensador [Pa]
cp^a	calor específico do ar [$J/(kgK)$]
cp_f	calor específico do fluido interno ao trocador de calor [$J/(kgK)$]
Cp^{rec}	razão de recuperação da pressão dinâmica
C_{e1}	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
C_{e2}	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
C_{e3}	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
C_{e4}	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
C_μ	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
D_j	termo difusivo da equação de transporte generalizada na forma integral
\bar{d}_{PN}	distância entre P e N
E	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
f_j	fator geométrico
F_j	fluxo de massa pela face j [kg/s]
f_μ	coeficiente empírico do modelo k - ϵ de turbulência
g	aceleração da gravidade [m/s^2]
g_i	componente do campo gravitacional na direção x_i [m/s^2]
g_m	componentes do campo gravitacional [m/s^2]
k	energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
K_i	permeabilidade na direção ξ_i [(Pa.s)/ m^2]
I	intensidade de turbulência [%]
i	corrente [A]
$IECL$	perda de pressão da entrada e do compartimento do motor [Pa]

h_n	índice que mede o grau de homogeneidade da velocidade do ar na face de um trocador de calor
L	comprimento característico do domínio do escoamento [m]
l	medida da escala de turbulência [m]
m^{ar}	vazão mássica de ar externo ao trocador de calor [kg/s]
m_f	vazão mássica do fluido interno ao trocador de calor [kg/s]
m_i	fluxo de massa total na fronteira i [kg/s]
m_K	vazão mássica de ar para uma região K do trocador de calor [kg/s]
m^{tot}	vazão mássica de ar total do trocador de calor [kg/s]
M_ϕ	fator de normalização do resíduo absoluto da variável ϕ
N	centro do elemento computacional vizinho a P
n	instante novo de tempo [s]
N_f	número de faces do elemento computacional
o	instante de tempo anterior [s]
P	centro do elemento computacional
p	pressão piezométrica [Pa]
p'	flutuação da pressão [Pa]
\bar{p}	pressão média [Pa]
P_1	pressão na entrada [Pa]
P_2	pressão na saída [Pa]
PF	aumento de pressão do ventilador [Pa]
p_s	pressão estática [Pa]
\bar{Q}	vazão volumétrica [m ³ /s]
q	calor trocado pelo trocador de calor [W]
R	resistência elétrica [Ω]
R_1	coeficiente de resistência ao escoamento [(Pa·s)/m ³]
R_2	coeficiente de resistência ao escoamento [(Pa·s)/m ³]
R_{eq}	resistência ao escoamento equivalente [(Pa·s)/m ³]
RL	perda de pressão do radiador [Pa]
R_ϕ	resíduo absoluto normalizado da variável ϕ

r_ϕ	resíduo da variável ϕ para uma célula computacional
S	superfície do elemento computacional [m ²]
\vec{S}	vetor normal à superfície S
SHS	perda de pressão do "shroud" [Pa]
s_i	fontes de quantidade de movimento [Pa/m]
s_{ij}	tensor taxa de deformação [1/s]
S_j	superfícies do elemento computacional [m ²]
SL	perda de pressão do sistema [Pa]
s_m	fontes de massa [kg/(m ³ s)]
s_ϕ	termo de fonte
t	tempo [s]
T_1	termo temporal da equação de transporte generalizada na forma integral
t_1	instante de tempo inicial [s]
T_2	termos convectivo e difusivo da equação de transporte generalizada na forma integral
t_2	instante de tempo final [s]
T_3	termo de fonte da equação de transporte generalizada na forma integral
T_E^{ar}	temperatura média de entrada do ar externo ao trocador de calor [K]
T_S^{ar}	temperatura média de saída do ar externo ao trocador de calor [K]
T_E^f	temperatura de entrada do fluido interno ao trocador de calor [K]
T_S^f	temperatura de saída do fluido interno ao trocador de calor [K]
T_o	temperatura do ar durante a operação do ventilador instalado no veículo [K]
T_i	temperatura do ar durante o teste de levantamento da curva característica de um ventilador [K]
U	módulo da velocidade média de entrada [m/s]
n	velocidade tangencial do fluido empregada no cálculo da camada limite pelo método da "função de parede" [m/s]

n Flutuação da velocidade [m/s]

n_{cj} componente da velocidade absoluta do centro do sistema de

coordenadas móvel na direção x_j [m/s]

n_i componente da velocidade absoluta na direção x_i [m/s]

n'_i Flutuação da velocidade [m/s]

\bar{n}_i velocidade média [m/s]

n_j componente da velocidade absoluta na direção x_j [m/s]

\tilde{n}_j velocidade relativa do fluido em relação a um sistema de coordenadas

móvel com velocidade n_{cj} [m/s]

\tilde{n}_i velocidade relativa entre o fluido e a velocidade do sistema de

coordenadas [m/s]

n^w velocidade da parede [m/s]

V tensão elétrica [V]

V^{nom} velocidade de entrada principal [m/s]

V^∞ velocidade do escoamento ao longe [m/s]

x_i coordenada cartesiana ($i=1, 2, 3$) [m]

x_j coordenada cartesiana ($j=1, 2, 3$) [m]

x_m coordenadas onde ρ^0 é definida [m]

γ medida de distância em relação à parede empregada no cálculo da

camada limite pelo método da "função de parede" [m]

Simbolos Gregos

α_i coeficiente do modelo de meio poroso

β_i coeficiente do modelo de meio poroso

Δp diferença de pressão [Pa]

δt intervalo de tempo [s]

ε dissipação da energia cinética turbulenta [m²/s³]

ϕ grandeza escalar

ϕ flutuação da grandeza escalar

$\bar{\phi}$ média da grandeza escalar

ϕ_i	valor médio de ϕ na fronteira i
ϕ_j	valor médio da variável dependente na face j
Γ	coeficiente de difusão
Γ_ϕ	coeficiente de difusão
Γ_{ϕ_j}	difusividade interpolada na face j
κ	coeficiente empírico do modelo $k-\epsilon$ de turbulência
λ	valor do resíduo absoluto normalizado de convergência
μ_t	viscosidade turbulenta [Pa.s]
ρ	densidade [kg/m ³]
ρ_0	densidade de referência [kg/m ³]
ρ_∞	densidade do escoamento ao longe [kg/m ³]
$Pr_{t,i}$	número de Prandtl turbulento
σ_k	coeficiente empírico do modelo $k-\epsilon$ de turbulência
σ_ϵ	coeficiente empírico do modelo $k-\epsilon$ de turbulência
τ	escala de tempo turbulenta [s]
τ_{ij}	componentes do tensor das tensões [Pa]
τ_w	tensão de cisalhamento na parede [Pa]
ξ_i	direções mutuamente ortogonais

INTRODUÇÃO

CAPÍTULO I

1.1 Objetivos e Motivação

No projeto de um veículo, a preocupação em proporcionar um volume de ar adequado no compartimento do motor para o sistema de arrefecimento e para manter temperaturas adequadas dos componentes é cada vez maior. O aumento da potência dos motores, com o consequente aumento do calor gerado, eleva a necessidade de volume de ar para o seu resfriamento. O tamanho das entradas de ar foram reduzidas pelas novas tendências de “*design*” e requisitos de aerodinâmica. A passagem de ar é dificultada pelos compartimentos do motor cada vez mais compactos, e pela presença de vigas e estruturas que com o objetivo de melhorar a segurança, ocupam espaços maiores.

O escoamento de ar pelo compartimento do motor tornou-se importante no desenvolvimento de um veículo, e atualmente é objeto de estudo na indústria automobilística. Além dos testes em pista e túnel de vento, simulações feitas em computador auxiliam o entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem no compartimento do motor quando o veículo está em funcionamento.

Também com a necessidade de se agilizar o desenvolvimento e de se ter melhoria da qualidade houve o surgimento de ferramentas alternativas para atingir estes objetivos, especialmente nas fases iniciais de projeto, onde os protótipos são muito mais caros. A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) é uma das ferramentas para estudar os fenômenos fluido-dinâmicos nos automóveis. O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia de simulação utilizando um código comercial de CFD para estudar o escoamento de ar pelo compartimento do motor.

A simulação deverá fornecer como resultado valores de vazão de ar pelos trocadores de calor e visualizações do escoamento para condições de teste específicas.

A metodologia será aplicada para o estudo de um veículo, visando otimizar o escoamento de ar pelo compartimento do motor. Para isso, será utilizada uma configuração crítica de veículo em relação ao sistema de arrefecimento do motor, que requer um maior volume de ar para os trocadores de calor desempenharem suas funções adequadamente.

O veículo será equipado com motor diesel, turbo compressor e ar condicionado. Neste caso, três trocadores de calor instalados no compartimento do motor exercem a função de rejeitar calor para o ambiente proveniente dos sistemas de arrefecimento do motor (radiador), ar condicionado (condensador) e admissão de ar para o motor (“*charge air cooler*” ou CAC).

Uma medição de temperatura nos circuitos de arrefecimento e admissão de ar para o motor realizada durante um teste em túnel de vento mostrou que esta configuração de veículo não apresenta um escoamento de ar adequado no compartimento do motor, e que melhorias devem ser feitas para que os requisitos de projeto sejam atendidos.

A simulação será utilizada para avaliar o escoamento de ar no compartimento do motor deste veículo, com a configuração testada no túnel de vento, para indicar as regiões que poderiam ser otimizadas.

Diferentes alternativas de modificação serão apresentadas e simuladas, propondo a utilização desta metodologia de simulação para otimizar o escoamento de ar no compartimento do motor.

1.2 Estrutura da dissertação

No capítulo introdutório será apresentado o assunto a ser abordado durante o desenvolvimento deste trabalho, i.e. o estudo do escoamento de ar pelo compartimento do motor.

No segundo capítulo será feita uma revisão bibliográfica deste assunto, buscando informações de trabalhos recentes de simulação por CFD do escoamento de ar pelo compartimento do motor, como simuladores utilizados, metodologias de análise e os principais resultados. Também será feito um breve histórico do uso de CFD e metodologias de análise para o estudo do escoamento de ar para esta aplicação em veículos.

O terceiro capítulo apresentará o método numérico para a solução do escoamento, empregado pelo simulador de CFD utilizado durante o desenvolvimento deste trabalho. A formulação matemática será descrita de acordo com as hipóteses e estratégias de solução definidas para esta aplicação.

O processo de geração da malha e aplicação das condições de contorno serão abordados no quarto capítulo. Uma descrição detalhada da malha será feita, assim como todas as etapas de sua criação. Serão descritas todas as condições de contorno aplicadas no modelo, e as principais características de cada uma delas.

No quinto capítulo serão apresentados os resultados das simulações. A metodologia de simulação será aplicada a um exemplo prático de um veículo em que se deseja estudar o escoamento de ar pelo compartimento do motor, comparando os resultados de simulação com resultados de teste, e avaliando diferentes propostas que possam melhorar e otimizar o escoamento de ar.

O último capítulo trará as principais conclusões deste trabalho baseadas nos resultados obtidos, avaliando a aplicabilidade desta metodologia de simulação e as principais contribuições que este tipo de análise pode trazer no desenvolvimento de um projeto. Serão também apresentadas sugestões de novas pesquisas que possam melhorar e complementar a metodologia apresentada neste trabalho.

1.3 Descrição do tema

A aerodinâmica de veículos exerce um papel importante em vários aspectos de sua operação. O escoamento externo afeta o consumo de combustível, nível de emissões, estabilidade direcional e ruído induzido pelo escoamento. O escoamento interno é importante para o bom desempenho do sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC), para proporcionar condições de operação adequadas aos componentes através da troca de calor, e para o sistema de refrigeração do motor.

Mas diferentemente da indústria aeronáutica, a aerodinâmica não é o foco principal da indústria automotiva. No projeto do veículo outros requisitos podem ser mais importantes para a definição da sua concepção, como por exemplo funcionalidade, segurança, estética e custo.

Um veículo em operação está sujeito a três tipos de escoamento:

- Escoamento de ar ao redor do veículo (Aerodinâmica Externa),
- Escoamento de ar interno ao veículo (Escoamento pelo Compartimento do Motor e do Passageiro),
- Escoamento no interior dos componentes do veículo (Motor, transmissão e outros sistemas).

Os dois primeiros tipos de escoamento estão diretamente relacionados. O escoamento pelo compartimento do motor é dependente do escoamento ao redor do veículo e vice-versa, ambos devem ser considerados juntos. Já o terceiro grupo não tem relação direta com os dois primeiros.

1.3.1 Escocamento de ar pelo compartimento do motor

Segundo SFBEBE et al. (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998, Cap. 11), para o melhor aproveitamento do escoamento de ar gerado naturalmente pela movimentação do veículo, a entrada de ar para o compartimento do motor deve ficar numa zona de alta pressão estática, perto do ponto de estagnação na frente do veículo. Nos dias atuais, com o objetivo de reduzir o arrasto aerodinâmico, a frente do carro é projetada para que o ponto de estagnação fique localizado o mais baixo possível, e como consequência a entrada de ar para o compartimento do motor também está sendo localizada cada vez mais embaixo. O que se observa nos veículos atuais é que a entrada de ar localizada no para-choque, perto do ponto de estagnação, conduz o escoamento de ar para os trocadores de calor, de baixo para cima. Pela sua localização, a grade superior não contribui tanto para o escoamento de ar pelo radiador quanto a grade inferior, tendo outras funções como a de suprimento de ar para o motor.

Na maior parte dos veículos de passeio o motor está localizado na frente do veículo, juntamente com o sistema de arrefecimento que opera com água. O motor transfere o calor gerado para a água que circula pelas suas paredes, e a água transfere calor para o ar que escoa pelo compartimento do motor através do radiador. O radiador, juntamente com o condensador do ar condicionado ficam localizados logo após as aberturas da frente do carro. A Fig. 1.1 a seguir mostra um desenho esquemático do compartimento do motor.

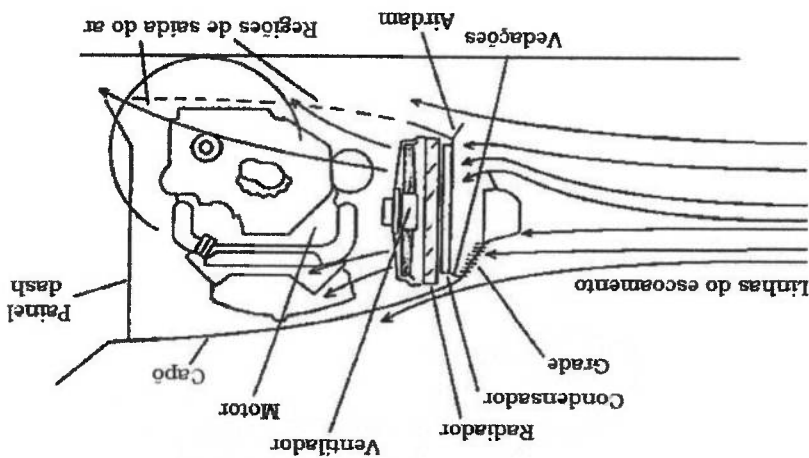


Figura 1.1: Desenho esquemático do compartimento do motor (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).

A figura mostra a localização das entradas e saídas de ar. As entradas ficam acima e abaixo do para-choque, região de pressão estática elevada. As saídas se localizam na região mais baixa do compartimento do motor, onde as pressões são menores.

Após passar pelas aberturas em direção ao compartimento do motor, o escoamento de ar perde velocidade devido ao aumento da área de passagem. Se este aumento for brusco, ocorre separação do escoamento, fazendo com que energia seja perdida e a velocidade não seja uniforme na face de entrada dos trocadores de calor. A não-uniformidade da velocidade do ar na entrada do radiador pode reduzir o seu desempenho drasticamente. Isso é muito comum de acontecer, já que por falta de espaço é difícil proporcionar um aumento da área de passagem do escoamento gradual.

O escoamento de ar pelo compartimento do motor é movido pela diferença de pressão entre a entrada e a saída (efeito "ram"). Quando o efeito "ram" não é suficiente, ventiladores auxiliam para aumentar a vazão de ar pelos trocadores de calor. Dependendo da velocidade do veículo, o efeito dos ventiladores no escoamento de ar pelo compartimento do motor pode ser maior ou menor. Em baixas velocidades, pode-se dizer que o efeito dos ventiladores é predominante, enquanto que em altas velocidades o efeito "ram" predomina.

A Fig. 1.2 a seguir mostra o comportamento típico do escoamento de ar em altas velocidades.

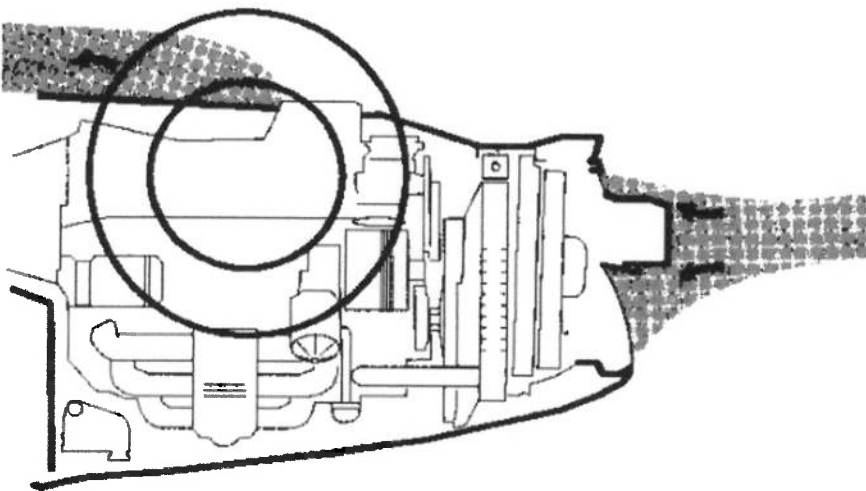


Figura 1.2: Comportamento típico do escoamento de ar pelo compartimento do motor em altas velocidades (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).

O ar fresco entra pelas aberturas frontais em direção aos trocadores de calor, e sai por baixo do veículo após receber calor dos trocadores de calor e dos componentes quentes localizados no compartimento do motor. Quanto mais alta a velocidade do veículo, menor a influência do ventilador e maior é o efeito "ram". As linhas de corrente na frente do veículo divergem, e o escoamento desacelera. A pressão aumenta na entrada e a montante dos trocadores de calor, e se existem folgas ao redor dos trocadores de calor, o escoamento flui por estas passagens de ar em direção ao compartimento do motor. Geralmente os trocadores de calor estão posicionados muito próximos à grade e ao para-choque, não permitindo que ocorra recuperação da pressão. Conseqüentemente a distribuição de velocidade é não-uniforme, aumentando a resistência dos trocadores de calor.

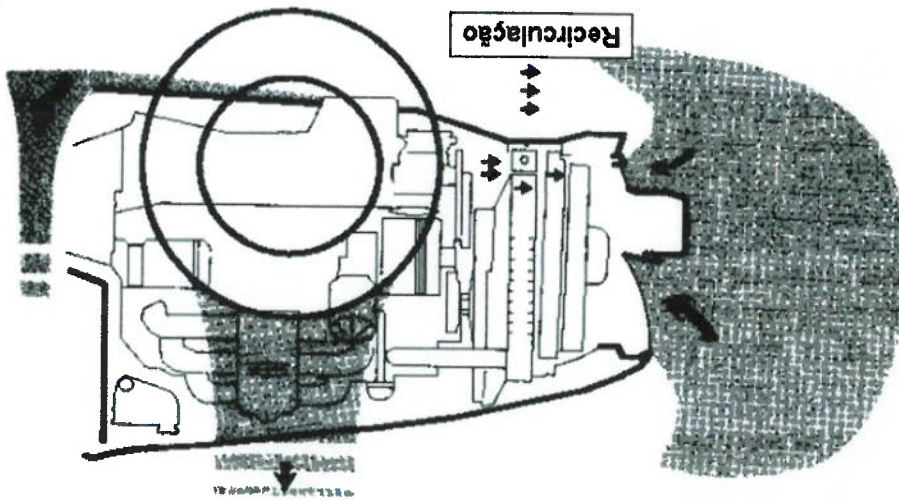
A Fig. 1.3 mostra o comportamento típico do escoamento de ar em baixas velocidades.

Quando o veículo está em movimento situações intermediárias a estas duas são presenciadas. O ideal é que o ventilador tenha que funcionar o menor tempo possível em movimento situações intermediárias a estas duas situações.

recirculações diminuem. sistema de arrefecimento. À medida que a velocidade do veículo aumenta, as aumentado a temperatura do ar, e consequentemente reduzindo o desempenho do O ar quente a jusante dos trocadores de calor retorna para a frente dos mesmos diminuição da pressão na entrada, efeito indesejável para o sistema de arrefecimento. presença de recirculações de ar dentro do compartimento do motor devido à O efeito "ram" é ausente e a pressão diminui. Pode-se ver na Fig. 1.3 a condensador.

veículo se contraem e o escoamento acelera ao passar pelas aberturas em direção ao motor. Devido ao funcionamento do ventilador, as linhas de corrente na frente do 1.3), todo o ar na frente do veículo é aspirado para dentro do compartimento do restante escoar por fora contornando as superfícies externas. No segundo caso (Fig. 1.2), parte do ar na frente do veículo entra pelas aberturas enquanto que o e 1.3 em relação ao escoamento de ar a montante das aberturas. No primeiro caso ventiladores e pela convecção natural. Pode-se notar uma diferença entre as Fig. 1.2 "idle" (veículo parado em marcha-lenta). Neste caso o escoamento é movido pelos A figura mostra o escoamento de ar quando o veículo está na condição de

Figura 1.3: Comportamento típico do escoamento de ar pelo compartimento do motor em baixas velocidades (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).



possível, aproveitando ao máximo o efeito “ram”, já que seu funcionamento causa ruído e consome potência do motor.

Uma das maneiras de se representar o escoamento de ar pelo compartimento do motor é através de uma curva de resistência do sistema. Esta curva relaciona vazão de ar e pressão e caracteriza o desempenho do “design” externo frontal do veículo e do compartimento do motor em relação ao escoamento de ar.

Segundo HOOVER¹ (1998), uma analogia elétrica pode ser utilizada para representar a perda e aumento de pressão dos componentes que constituem o sistema. Pela lei de Ohm:

$$V = i \cdot R$$

sendo V – tensão
 i – corrente
 R – resistência

(1.1)

No escoamento de fluidos, a tensão V é análoga à diferença de pressão Δp , a corrente i é análoga à vazão volumétrica \bar{Q} e a resistência elétrica é equivalente à resistência ao escoamento do sistema. Entretanto, na dinâmica dos fluidos a relação entre diferença de pressão e vazão não é linear, e pode ser modelada utilizando uma relação quadrática:

$$\Delta p = R_1 \bar{Q}^2 + R_2 \bar{Q} + R_3 = \bar{Q} R_{eq}$$

sendo Δp – diferença de pressão
 R_1 e R_2 – coeficientes de resistência
 R_{eq} – resistência equivalente
 \bar{Q} – vazão volumétrica

(1.2)

A Fig. 1.4 ilustra uma representação em rede simplificada do escoamento de ar pelo compartimento do motor.

¹ HOOVER, P. (GENERAL MOTORS, Warren, Michigan, EUA) A System Resistance Model for Vehicle Front End Airflow and Engine Cooling. (Trabalho apresentado em conferência interna da GENERAL MOTORS em Pontiac, Michigan, EUA em 1998).

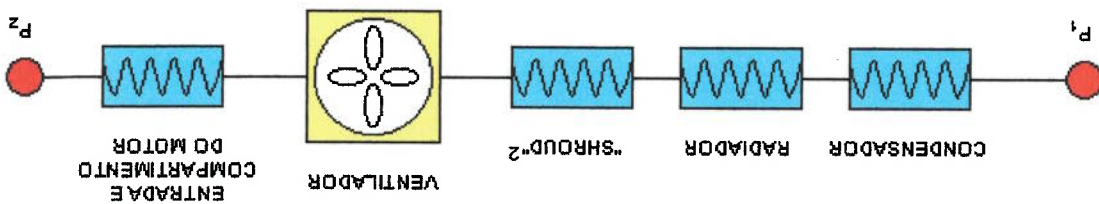


Figura 1.4: Representação em rede simplificada do escoamento de ar pelo compartimento do motor (HOOVER¹, 1998).

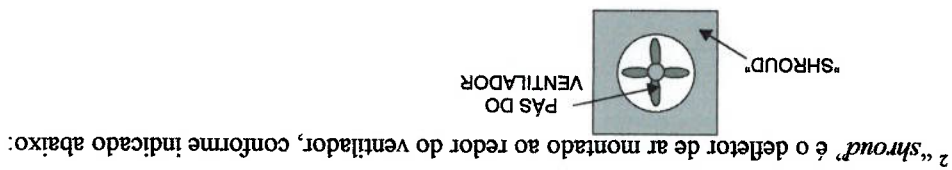
Esta rede pode ser representada matematicamente pela seguinte equação:

$$SL = CL + RL + SHL + IECL = PF + (P_1 - P_2) \quad (1.3)$$

- sendo
- SL - Perda de pressão do sistema
 - CL - Perda de pressão do condensador
 - RL - Perda de pressão do radiador
 - SHL - Perda de pressão do "shroud"
 - IECL - Perda de pressão da entrada e do compartimento do motor
 - PF - Aumento de pressão do ventilador
 - P₁ - Pressão na entrada
 - P₂ - Pressão na saída

A capacidade do veículo de converter a pressão dinâmica do escoamento natural gerado pela movimentação do veículo em um diferencial de pressão ao longo do sistema define o "ram pressure offset" (P₁ - P₂). A razão entre o "ram pressure offset" e a pressão dinâmica do escoamento ao longe é definida como a razão de recuperação da pressão dinâmica ("dynamic pressure recovery ratio"):

$$Cp_{rec} = \frac{P_1 - P_2}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} V_{\infty}^2} \quad (1.4)$$



sendo P_1 e P_2 - pressão de entrada e saída

ρ_∞ - densidade do escoamento ao longe

V_∞ - velocidade do escoamento ao longe

Esta razão é uma normalização do “*ram pressure offset*”. Na prática ela varia de 0,4 a 1,2, dependendo do tipo de veículo. Em geral, veículos com razão de recuperação entre 0,7 e 1 possuem um bom desempenho do “*design*” externo frontal e do compartimento do motor em relação ao escoamento de ar.

A Fig. 1.5 mostra um exemplo de curva de resistência do sistema para um veículo parado.

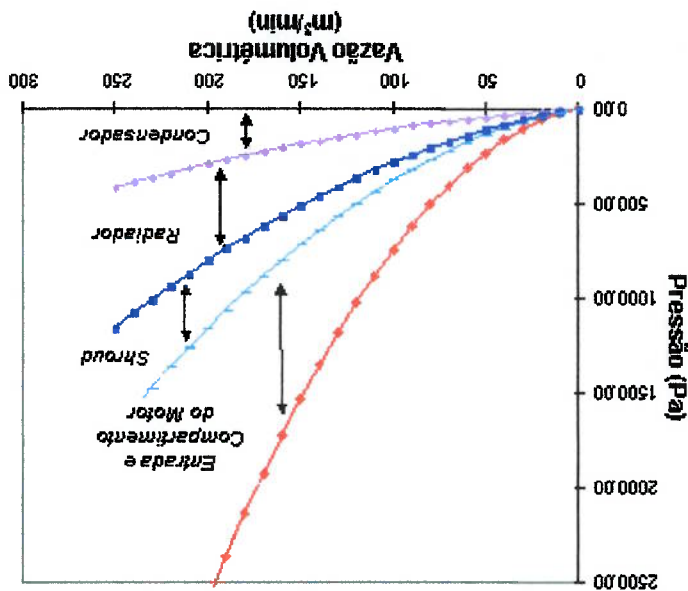


Figura 1.5: Curva de resistência do sistema para um veículo parado (HOOVER³, 2001).

O gráfico mostra a curva de resistência do sistema completo (curva vermelha) composta pelas resistências individuais de cada componente: condensador, radiador, “*shroud*”, entrada e compartimento do motor.

A Fig. 1.6 ilustra um exemplo de um trabalho desenvolvido por WILLIAMS; KARANTH; OLER (2002) mostrando as diferenças de pressão medidas entre os

³ HOOVER, P. (GENERAL MOTORS, Warren, Michigan, EUA). Material de cursos internos ministrados na GENERAL MOTORS em Michigan, EUA, 2001.

componentes do sistema para duas velocidades de veículo diferentes, com o ventilador funcionando na mesma velocidade.

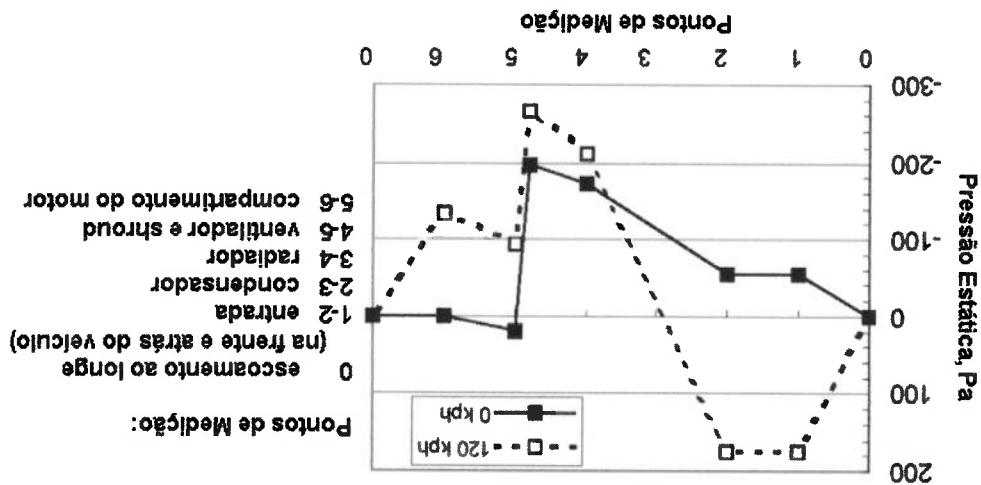
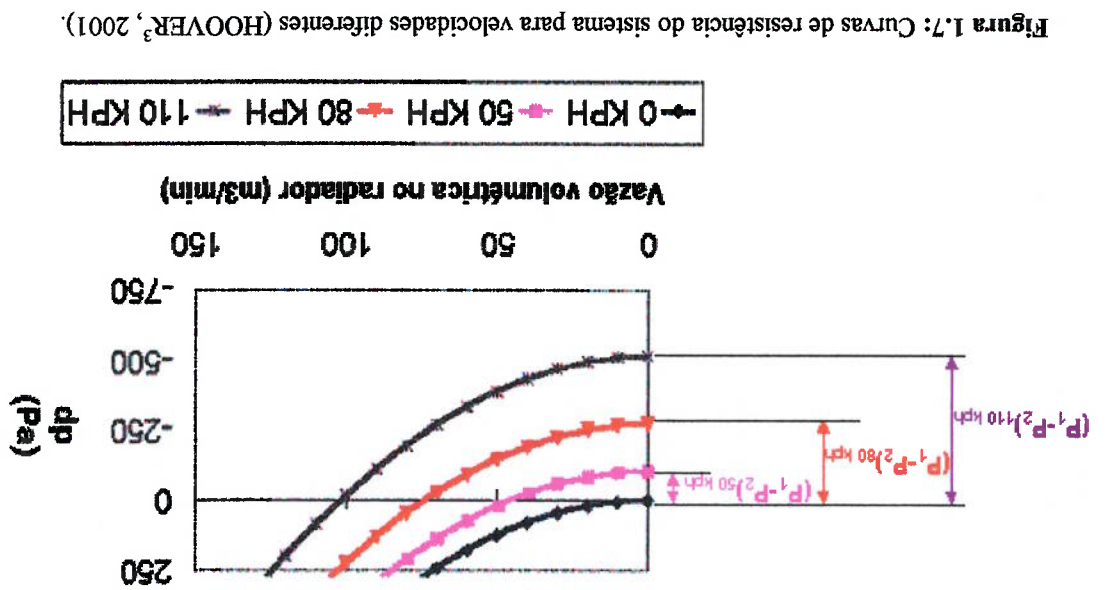


Figura 1.6: Diferenças de pressão medidas entre os componentes do sistema com o ventilador em 2400 rpm (WILLIAMS, KARANTH, OLER, 2002).

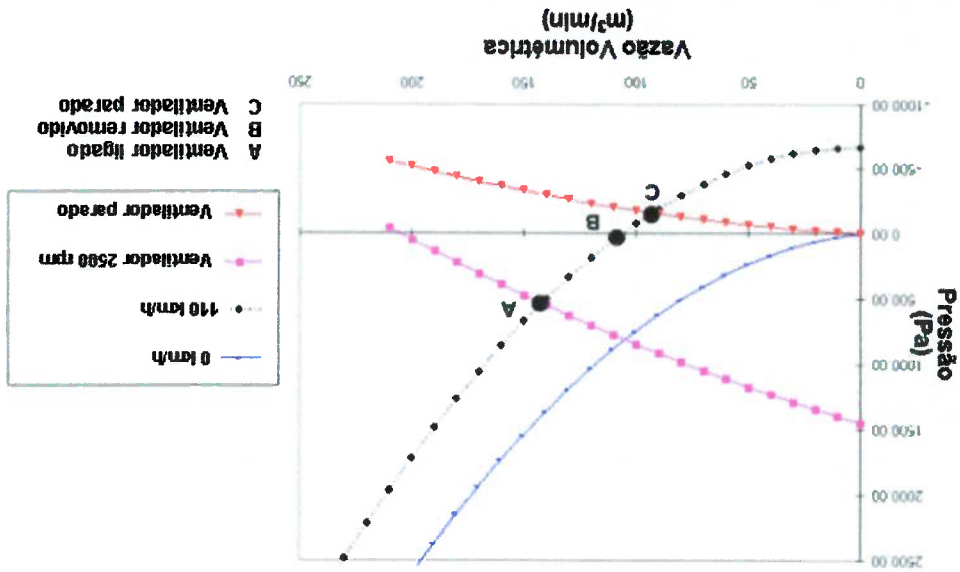
O primeiro e último pontos representam as condições ambientes na frente e atrás do veículo, assim não existe diferença de pressão entre estes dois pontos. Em 0 km/h o escoamento é movido pela ação do ventilador. Em 120 km/h o diferencial de pressão causado pelo efeito “ram” auxilia o ventilador a mover o escoamento. Pode-se ver que neste caso o aumento de pressão ao passar pelo ventilador é menor que no caso do veículo parado, e que também quanto maior a vazão, maior a perda de carga pelos trocadores de calor.

Para cada velocidade do veículo, obtêm-se uma curva de resistência do sistema diferente. A Fig. 1.7 ilustra alguns exemplos de curva de resistência para um determinado veículo.



No gráfico estão indicados os “ram pressure offsets” para cada velocidade ($P_1 - P_2$). Em 0 km/h o escoamento é movido somente pela ação do ventilador, e as vazões de ar são menores. À medida que a velocidade do veículo aumenta, o “ram pressure offset” aumenta, solicitando menos o ventilador para se obter a mesma vazão.

A Fig. 1.8 ilustra as curvas de resistência do sistema de um veículo para duas velocidades, juntamente com curvas do ventilador.



As curvas do sistema são plotadas juntamente com as curvas do ventilador para duas condições distintas: ventilador a 2500 rpm e ventilador parado. A intersecção de uma curva de resistência do sistema com uma do ventilador define o ponto de operação. A figura mostra três pontos de operação caracterizados pela vazão de ar no radiador e pressão do ventilador: uma condição com o ventilador funcionando a 2500 rpm, uma com o ventilador removido, e outra com o ventilador parado.

Através destas curvas, é possível verificar se para uma certa condição de teste a vazão de ar pelo trocador de calor é suficiente, e qual a rotação do ventilador necessária para atingir os objetivos. Também é possível estudar as perdas de pressão do sistema para otimizar o projeto externo do carro, visando aproveitar ao máximo o “ram pressure offset”, ou seja, aumentando a razão de recuperação da pressão dinâmica.

Uma boa referência para se obter informações gerais sobre aerodinâmica externa e escoamentos internos em veículos é o livro AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES (1998), coletânea de artigos escritos por diversos autores. Este livro trata de diversos assuntos, a maior parte deles relacionada à aerodinâmica externa (fundamentos, aplicações em veículos de passeio, comerciais, motos e veículos de alta "performance", ruído e estabilidade direcional). Além de aerodinâmica, estão também contidas muitas informações a respeito de outras aplicações, como resfriamento de motores e escoamento através do compartimento do motor, sistemas de HVAC ("Heating, Ventilating and Air Conditioning") e escoamento pelo compartimento do passageiro, e métodos de avaliação de todos estes tipos de

2.1 Introdução ao Tema

Neste capítulo será feita uma revisão bibliográfica sobre o tema deste trabalho, através de uma pesquisa na literatura relacionada ao assunto métodos numéricos para a solução de escoamentos em aplicações automotivas, mais especificamente o escoamento através do compartimento do motor. O assunto será abordado com informações de trabalhos sobre o uso de CFD na indústria automotiva, o estudo do escoamento de ar no compartimento do motor, a evolução e os progressos da metodologia de simulação numérica para este tipo de aplicação, os programas computacionais utilizados, os tipos de malha, os métodos e parâmetros numéricos, os modelos de turbulência, os tipos de resultados que se obtêm e os próximos passos para o desenvolvimento e aperfeiçoamento destes métodos.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

CAPÍTULO 2

escoramento, incluindo túneis de vento e técnicas de teste e medição, além de métodos numéricos em dinâmica dos fluidos computacional (CFD).

Cada um destes assuntos foi descrito por um autor diferente, e cada um deles traz além dos fundamentos, exemplos de aplicações e referências a trabalhos que podem trazer informações adicionais. Assim, é um bom ponto de partida para quem deseja iniciar algum estudo sobre qualquer um destes temas.

Em AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES (1998), AHMED, S. R. escreveu uma boa revisão sobre CFD e suas aplicações na indústria automotiva. Ele salienta que a CFD tem se tornado uma ferramenta importante na indústria, que está cada vez mais buscando gerar produtos de boa qualidade e num período mais curto de tempo. No presente tem sido utilizada como uma ferramenta complementar aos testes de túnel de vento e de pista, mas que no futuro tende a realizar as tarefas de desenvolvimento transferindo os teste físicos para a validação.

O autor descreve as etapas básicas de uma análise de CFD, incluindo a geração da malha (pré-processamento), a obtenção da solução (processamento) e a análise dos resultados (pós-processamento).

Em relação à geração de malhas, são descritos os vários tipos de malha que se utiliza numa análise de CFD (estruturada, não-estruturada), as técnicas de geração e os principais fatores que devem ser levados em consideração para se definir a malha mais apropriada para cada tipo de problema, como a complexidade da geometria, os recursos computacionais e o tempo disponível. Obter uma previsão de como será a solução também ajuda para saber que tipo de malha é mais apropriado para se obter a solução mais precisa. Uma malha inadequada pode afetar negativamente os resultados da análise, a estabilidade dos cálculos e o tempo de processamento. É ressaltado também o refinamento adaptativo da malha em função da solução, técnica que vem sendo cada vez mais aplicada com o objetivo de reduzir os erros numéricos devido à discretização inadequada do domínio.

Também foram descritos neste trabalho os métodos de CFD existentes para resolver as equações de Navier-Stokes, em função da complexidade e das hipóteses adotadas. Estes métodos encontram-se na Tabela 2.1 a seguir.

TABELA 2.1 - MÉTODOS NUMÉRICOS PARA A SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).

Método	Painéis/"Vortex lattice"	Euler	RANS	LES/DNS
Hipótese simplificador	escoamento incompressível, inviscido e irrotacional	escoamento inviscido	Modelagem hipotética da turbulência	LES: Modelagem dos pequenos turbilhões DNS: Nenhuma
Equações resultantes	Equação linear de Laplace	Equações diferenciais parciais de primeira ordem (equações de Euler)	Equações diferenciais parciais de segunda ordem (RANS)	Veja método RANS
Método de solução	Superposição de soluções analíticas básicas como fontes, sorvedouros, dipolos e vórtices. Solução numérica iterativa do sistema resultante de equações lineares algébricas.	Solução das equações de Euler juntamente com a continuidade (eventualmente da energia). Solução iterativa da equação discretizada resultante com técnicas de volumes finitos ou Elementos Finitos.	Solução das equações RANS ("Reynolds Averaged Navier-Stokes"), da continuidade e equações do modelo de turbulência com técnicas de volumes finitos ou Elementos Finitos.	Solução das equações de Navier-Stokes e da continuidade. Veja técnicas de Euler e RANS.
Geração da malha	Discretização da superfície somente	Discretização da superfície e do domínio computacional	Veja método de Euler	Veja método de Euler

Os métodos dos Painéis e "Vortex lattice" podem somente simular escoamentos inviscidos e irrotacionais, significando que separações do escoamento não podem ser consideradas. Mas apesar de suas limitações, estes métodos são ainda largamente utilizados na indústria, principalmente na aeronáutica. O autor cita alguns exemplos de simulação de aerodinâmica externa de veículos utilizando estes métodos, incluindo um descritivo da metodologia utilizada e os principais resultados. É concluído que estes métodos ainda necessitam de técnicas de modelagem adicionais para considerar fenômenos importantes do escoamento ao redor do veículo, como a esteira e a formação e desprendimento de vórtices.

Estes métodos são lineares, e somente a discretização da superfície é necessária. O método de Euler também considera escoamento inviscido, mas elimina a hipótese de escoamento irrotacional, introduzindo portanto não-linearidades às equações. Por ser um método não-linear, a discretização do domínio torna-se também necessária, aumentando a necessidade de recursos computacionais.

O autor cita os três métodos de solução possíveis para a resolução das equações não-lineares de Euler e também das equações RANS e dos métodos LES e DNS. Um deles é o Diferenças Finitas, o primeiro a ser desenvolvido. Esta técnica não é muito utilizada em aplicações para veículos, pois impõe fortes restrições à

complexidade da geometria. Neste método as equações diferenciais são aproximadas por equações algébricas calculadas nos nós da malha. Transformações matemáticas são necessárias para mapear a malha real numa malha computacional.

O método dos Volumes Finitos utiliza as equações de transporte na sua forma integral, que são aplicadas nos pontos nodais de cada célula ou elemento do domínio. Neste método, transformações matemáticas não são mais necessárias para mapear a malha real numa malha computacional, e a dificuldade de se resolver análises envolvendo geometrias complexas é menor que no método anterior. Esta é a técnica mais adotada nos programas de CFD atuais.

O método dos Elementos Finitos para CFD não é tão utilizado, e assim como o Volumes Finitos, o procedimento de solução é independente da malha. A diferença entre estes dois métodos está nas técnicas de solução adotadas. As variáveis do escoamento são calculadas nos vértices das células pelo método “*weighted residuals*”.

No passado o método de Euler acoplado com cálculos de camada limite foi utilizado para simular escoamentos internos e externos em veículos (aerodinâmica e escoamento no compartimento do passageiro para conforto térmico) (STRICKER; DICK, 1988 apud AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998), mas com o avanço tecnológico da computação, o método RANS se tornou o mais utilizado nos dias atuais.

A consideração das forças viscosas é importante para calcular o escoamento de ar em veículos o mais próximo do real. Assim, o método mais utilizado para aplicações em automóveis é resolvendo as equações de Navier-Stokes completas, que consideram escoamento viscoso. O escoamento para estas aplicações é turbulento, e atualmente o método mais empregado para a simulação da turbulência é o RANS (“*Reynolds Averaged Navier-Stokes*”).

Neste método, o escoamento é dividido em duas partes: o escoamento médio e as flutuações. Um modelo de turbulência é empregado para determinar as variáveis adicionais que surgem nestas equações, as chamadas tensões de Reynolds nas três direções ortogonais, e o realismo da simulação é bastante dependente do modelo de turbulência empregado.

O autor apresenta um esquema contendo a hierarquia dos modelos de turbulência, proposta por VANDROMME (1995) apud AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES (1998). Este esquema está ilustrado abaixo:

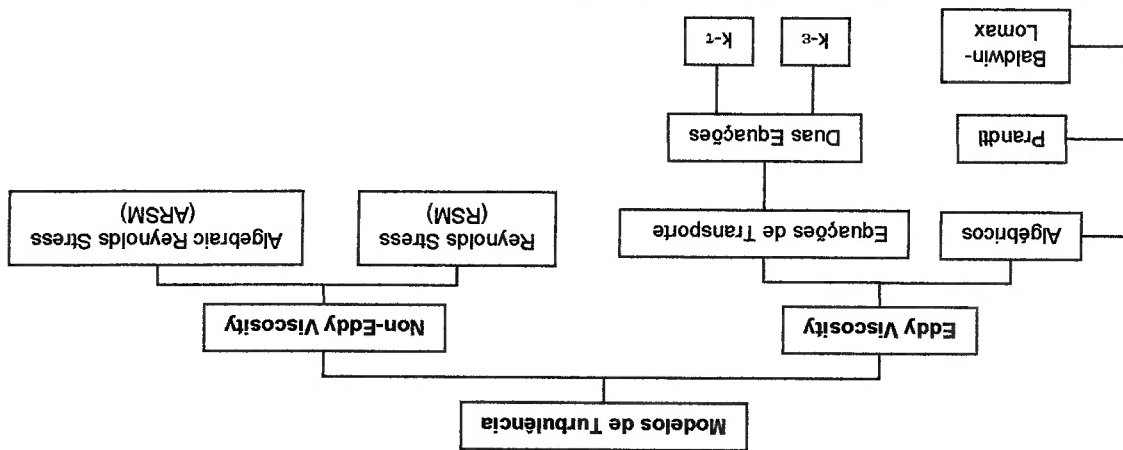


Figura 2.1: Hierarquia dos modelos de turbulência (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).

A diferença entre os conceitos “*Eddy Viscosity*” e “*Non-Eddy Viscosity*” é que no primeiro a viscosidade turbulenta é considerada isotrópica, assim como a propriedade física viscosidade. Esta hipótese é válida para escoamentos onde a produção de turbulência está em equilíbrio com a dissipação. Já no segundo, a turbulência é considerada anisotrópica, e pode ser tratada como tensor ao invés de uma grandeza escalar.

Os modelos de turbulência baseados no conceito “*Eddy Viscosity*” se dividem em dois grupos: os modelos algébricos, e os modelos que empregam equações de transporte. O modelo $k-\varepsilon$ resolve uma equação de transporte para k , a energia cinética turbulenta, e outra para ε , a dissipação da energia cinética turbulenta. No modelo $k-\tau$, ao invés da equação de transporte para ε , é resolvida uma equação de transporte para $\tau=k/\varepsilon$, a escala de tempo turbulenta.

Os dois últimos métodos da Tabela 2.1 são mais sofisticados que o RANS. O LES (“*Large Eddy Simulation*”) utiliza as equações completas de NS para calcular o movimento dos grandes turbilhões, enquanto que os pequenos turbilhões são simulados através de modelos. O DNS (“*Direct Numerical Simulation*”) elimina a

necessidade de qualquer modelo, empregando as equações completas de NS para calcular o escoamento turbulento.

Apesar de serem mais robustos e precisos, estes dois últimos métodos requerem muito mais recursos computacionais que o RANS, e nos dias atuais ainda são inviáveis para aplicações na indústria automotiva. Segundo o autor, no DNS é necessário para simular escoamentos turbulentos um número de pontos computacionais que aumenta com a potência de $9/4$ do número de Reynolds, impraticável para aplicações de engenharia. Seu uso ainda é restrito para simulações de escoamento bastante simples. Mesmo assim, alguns trabalhos foram desenvolvidos utilizando DNS em aerodinâmica externa e escoamento interno por pesquisadores japoneses. Uma revisão destes trabalhos desenvolvidos no Japão pode ser encontrada em (LUMLEY, 1992 apud AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).

O LES requer significativamente menos recursos computacionais do que o DNS, mas assim como o RANS, também se depara com alguns problemas de modelagem, a dos pequenos turbilhões. Esta técnica ainda está num estágio inicial de desenvolvimento, e muitos pesquisadores estão apostando nela como a ferramenta a ser utilizada no futuro com o avanço da tecnologia computacional. O autor descreve inúmeros exemplos para aplicações em aerodinâmica externa utilizando RANS e DNS e alguns exemplos em escoamentos no compartimento do passageiro (RANS) e do motor (RANS e DNS). Estes últimos, que são objeto deste estudo, serão descritos com detalhes adiante.

2.2 Referências a Trabalhos de Simulação de Escoamento no Compartimento do Motor de Veículos

Na literatura pode-se encontrar um grande número de trabalhos desenvolvidos sobre simulação do escoamento de ar pelo compartimento do motor. Pelo que foi visto, este tipo de análise já vem sendo utilizado como ferramenta de desenvolvimento de veículos por muitas montadoras, fornecendo resultados

Uma outra simplificação que também era feita é a de utilizar um modelo bi-dimensional. O trabalho de JURNG et al. (1991) ilustra um exemplo. Neste trabalho as equações de Navier-Stokes utilizando o modelo $k-\varepsilon$ de turbulência foram resolvidas para o modelo bi-dimensional, empregando o método dos Volúmenes Finitos. Com este tipo de análise o escoamento no compartimento do motor não pode ser determinado, mas uma estimativa da vazão de ar passando pelo radiador pode ser

Um outro artigo que mostra um exemplo de modelagem uni-dimensional é o de BCER et al. (1995). Neste trabalho o modelo uni-dimensional é empregado para determinar a vazão de ar que passa pelo radiador, a partir das resistências impostas pelos vários componentes do sistema: entradas de ar para o compartimento do motor e grades, trocadores de calor, "shroud" ou defletor do ventilador, e resistência do compartimento do motor, também chamado de "underhood". O programa utilizado para este cálculo foi o *PASSAGE®/sysflow*, desenvolvido pela *TECHNALSIS*.

Impõem ao escoamento. geométrica, mas modeladas matematicamente pela resistência que estas desenvolvidas por HABCHI et al. (1994) onde as entradas de ar não foram modeladas restrigida geométrica por um modelo uni-dimensional, como no trabalho eram feitas, como por exemplo representar a resistência ao escoamento devido a uma Também devido às limitações dos recursos computacionais algumas simplificações domínio, muito menos complexas e detalhadas do que as utilizadas atualmente. Finitos era utilizado, empregavam-se malhas estruturadas para representar o numéricos descritos no começo deste capítulo. Quando o método dos Volúmenes CFD desenvolvidos internamente nas próprias empresas, utilizando os métodos simulação baseado em trabalhos mais antigos. No início eram utilizados códigos de Além dos trabalhos mais recentes, será feito um breve histórico deste tipo de questão, e fornecendo soluções e idéias para o desenvolvimento do presente trabalho. levantar as características principais de cada análise explorando o assunto em CFD. Alguns destes trabalhos serão descritos neste capítulo, buscando ilustrar e metodologia de análise, utilizando na maior parte das vezes programas comerciais de satisfatórios e confiáveis. A maioria dos trabalhos atuais emprega a mesma

obtida de maneira bastante rápida, ajudando a analisar e definir o sistema de arrefecimento do motor.

Um exemplo de um trabalho desenvolvido pela *GENERAL MOTORS* encontra-se no artigo escrito por HAN; SKYNAR (1992). A metodologia utilizada na época é muito mais simples do que a empregada atualmente pela maior parte dos analistas de CFD, mas já indicava que esta simulação tinha potencial para fornecer resultados próximos aos medidos em testes físicos. Para a simulação foi utilizado um código de CFD desenvolvido pela GM chamado *VINE3D*® (HAN, 1988 apud ASHMAWEY et al., 1993) para resolver as equações RANS utilizando o método dos Volumes Finitos, com o modelo de turbulência $k-\epsilon$ e a formulação de meios porosos para representar o radiador e o condensador. O modelo é bastante simplificado, contendo cerca de 74.000 elementos compreendidos entre a seção de entrada (um comprimento de carro à frente do veículo) e a seção de saída (topo do para-brisa). A malha estruturada foi gerada a partir de uma corte da geometria na seção central (no plano de simetria) do veículo, extrudando-o na direção normal a esse plano, numa distância equivalente à largura do radiador. Este método foi utilizado com sucesso para estudar diferentes configurações de defletores e outras formas geométricas, com o objetivo de aumentar a vazão de ar pelos trocadores de calor. Comparações com medições experimentais foram feitas, e mostraram uma boa correlação entre as vazões de ar medidas e calculadas pela simulação.

Este mesmo programa de CFD foi utilizado mais tarde por ASHMAWEY et al. (1993) para calcular os coeficientes de convecção dos componentes do compartimento do motor a fim de determinar a temperatura dos mesmos. O código *VINE3D-H*® foi utilizado para simular o escoamento de ar, enquanto que um outro programa chamado *CINDA*®, desenvolvido pela *CHRYSLEER CORPORATION* e aperfeiçoado pela *HUGHES AIRCRAFT*, resolve o problema térmico que envolve os três modos de transferência de calor: convecção, condução e radiação. Os mecanismos de transferência de calor dentro do compartimento do motor são modelados por uma rede térmica através de resistores-capacitores. O modelo de CFD construído para o *VINE3D-H*® calcular o escoamento contém cerca de 200.000 elementos. A metodologia foi utilizada com sucesso no início de um projeto para

determinar as áreas críticas do compartimento do motor em relação à temperatura e propor soluções antes de os testes físicos serem executados.

LI et al. (1993) também desenvolveram uma metodologia para calcular a temperatura dos componentes do compartimento do motor. O método para calcular a transferência de calor também é por meio de redes térmicas, e para calcular o escoamento de ar os autores também o fazem utilizando um modelo de rede para o escoamento. O domínio que representa o ar é subdividido em volumes de controle que são interconectados por dutos ramificados formando uma rede. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia simplificadas com coeficientes de perda de pressão apropriados são resolvidas nos volumes de controle. Os resultados de vazão são depois utilizados pelo modelo térmico para calcular a temperatura do ar e dos componentes do compartimento do motor.

Um trabalho da mesma época desenvolvido por ONO et al. (1992) apresenta resultados de simulação simultânea de escoamento externo com o interno no compartimento do motor, mas utilizando um código de CFD que emprega o método DNS (HIMENO et al., 1990 apud AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998). O modelo contém quase 2.000.000 de elementos, e o espaçamento mínimo entre eles é de 0,00023 vezes o comprimento do carro (aproximadamente 1 mm). A geometria inclui somente os componentes principais do compartimento do motor: os braços de suspensão inferiores, o conjunto motor/transmissão e o radiador. Uma comparação da vazão de ar pelo radiador obtida da simulação e medida no túnel de vento num protótipo idêntico ao modelo forneceu resultados bons de correlação. Porém o valor da vazão é praticamente o dobro da vazão obtida num veículo real, e os autores concluem que o modelo simplificado não consegue aproximar um veículo real, e que seria então necessário incluir os outros componentes do compartimento do motor, principalmente o ventilador com seu defletor.

O artigo de HSU; SCHWARTZ (1995) descreve uma metodologia para calcular a temperatura de componentes situados no “*underbody*” (região abaixo do assoalho do veículo). Para não ter que construir um modelo detalhado do veículo inteiro para poder calcular o escoamento, a simulação foi realizada em duas etapas. Na primeira delas uma malha estruturada foi utilizada para calcular o escoamento

externo e fornecer as condições de contorno para um modelo localizado da região de interesse. Neste submodelo a geometria foi mais detalhada, utilizando uma malha não-estruturada. Com a aplicação das condições de contorno a partir dos dados fornecidos pela simulação do veículo inteiro, uma análise de transferência de calor foi realizada para calcular a temperatura do tanque de combustível. A utilização de submodelos também era uma prática adotada para simplificar a modelagem e reduzir o tempo e a utilização de recursos computacionais.

As análises mais recentes são mais sofisticadas, principalmente devido ao avanço da tecnologia computacional. Atualmente existem diversos programas comerciais de CFD amplamente utilizados na indústria, como o *STAR-CD*[®] e o *Fluent*[®], que vêm sendo utilizados para simulações de escoamento em veículos. O método dos Volumes Finitos tem se mostrado o mais adequado para estes tipos de análise de CFD. A tendência atual é o uso de malhas não-estruturadas, que são mais flexíveis para modelar geometrias complexas. Alguns exemplos de trabalhos que vêm sendo desenvolvidos nos dias atuais serão descritos a seguir:

JOHANNESSEN et al. (2002) desenvolveram um trabalho envolvendo simulações de CFD e testes em túnel de vento para investigar a influência do “design” do pára-choque dianteiro no desempenho do sistema de arrefecimento do motor. Foram utilizadas 22 configurações de pára-choque, cuja influência no escoamento de ar era avaliada através da vazão mássica de ar no radiador medida no modelo de CFD, e da Dissipação Específica (calor rejeitado pelo radiador dividido pela máxima diferença de temperatura entre os fluidos frio e quente) medida no túnel de vento.

Para a simulação numérica foi criada uma malha não-estruturada no programa *TGrid*[®] contendo de 800.000 a 900.000 tetraedros, representando metade da geometria do carro (da coluna-B para a frente). As condições de contorno foram aplicadas de acordo com os parâmetros do túnel de vento (entrada com velocidade e valores de turbulência medidos no túnel, saída aplicada na seção do corte da coluna-B, o piso como parede estacionária, e o restante das superfícies do túnel como planos de simetria) e o radiador e condensador foram modelados como meios porosos, com valores de resistência obtidos dos fornecedores.

O programa de CFD utilizado foi o *Fluent*® (Volumes Finitos), empregando as equações de RANS juntamente com o modelo “realizable” $k-\varepsilon$ de turbulência com funções de parede de não-equilíbrio para resolver o escoamento. O método SIMPLE para o acoplamento velocidade-pressão foi utilizado, e para a discretização foram empregados os métodos “*upwind*” de 1ª ordem para pressão e quantidade de movimento e “*upwind*” de 2ª ordem para turbulência.

Os autores executaram as 22 simulações e testes e as ordenaram de acordo com o desempenho do sistema de arrefecimento do motor (pela vazão mássica nas simulações e pela dissipação específica nos testes). O objetivo foi obter uma correlação entre a capacidade de classificar diferentes alternativas de “*design*” por meios numéricos e físicos. Dos 22 casos, 14 foram classificados corretamente pela ferramenta de CFD. Em (JOHANNESSEN et al., 2002) podem ser encontrados maiores detalhes sobre o tratamento estatístico utilizado para obter a correlação entre simulação e teste, com gráficos que mostram os principais resultados.

Além destas medições, foram instrumentados três pontos para a medição da velocidade do ar (próximos à saída do radiador). Os respectivos pontos medidos no modelo de CFD apresentaram uma diferença de 5% da velocidade livre (“*freestream*”) em relação às medições experimentais.

Foi também mostrado neste trabalho que os resultados são bastante sensíveis ao nível de detalhamento da geometria ao redor das entradas de ar. Um trabalho similar foi desenvolvido por WILLIAMS; VEMAGANTTI (1998). Foram realizados testes em túnel de vento e simulações de 23 configurações diferentes de para-choque, englobando quatro condições de teste diferentes, todas com o veículo em movimento.

O programa de CFD utilizado chama-se *UHD3D*® (*Under Hood 3-Dimensional*), um simulador utilizado pela *FORD* para este tipo de aplicação. Este programa resolve as equações RANS para fluidos incompressíveis e em regime permanente utilizando o método dos Volumes Finitos, com modelo de turbulência $k-\varepsilon$ padrão e funções de parede. A malha empregada é estruturada, e para a simulação de trocadores de calor e ventiladores o simulador contém embutidos modelos empíricos. Os autores incluem neste trabalho detalhes de como foi feito o

levantamento das curvas de “*performance*” do ventilador e dos trocadores de calor para serem inseridas no programa, e também os trabalhos de validação destes dados. As condições de contorno aplicadas foram velocidade uniforme na seção de entrada, paredes estacionária para o piso do túnel, parede não-estacionária para as paredes laterais e teto, e extrapolação linear da velocidade e pressão com a conservação de massa.

O carro foi cuidadosamente instrumentado e calibrado, nos testes o condensador foi removido e as folgas ao redor do radiador foram vedadas. Foram só considerados os resultados experimentais cujos valores estavam dentro de uma faixa confiável de medição, determinada através da calibração.

Um tratamento estatístico similar ao realizado no trabalho de JOHANNESSEN et al. (2002) foi aplicado para classificar todas as configurações de “*design*” em função da vazão de ar do radiador. Verificou-se existir uma boa correlação entre as simulações e os testes, considerando os erros numéricos de modelagem e também os experimentais. Além da vazão de ar, foram feitas medições da distribuição de pressão no assoalho e também na face de saída do radiador. Nesta última, as correlações obtidas entre simulação e teste foram muito boas. Detalhes da metodologia utilizada e dos principais resultados podem ser vistos em (WILLIAMS; VEMAGANTI, 1998).

UHL et al. (2001) descreveram em seu artigo uma metodologia desenvolvida para projetar sistemas de arrefecimento do motor. Esta metodologia combina três ferramentas diferentes para realizar a simulação numérica. Um modelo de CFD destinado a simular o escoamento de ar pelo compartimento do motor, um simulador uni-dimensional para calcular as condições de contorno do sistema de arrefecimento, e programas de simulação para trocadores de calor.

O programa de CFD utilizado neste trabalho foi o *STAR-CD*[®]. Um modelo de um veículo posicionado no túnel de vento foi construído, considerando a geometria frontal até a coluna-B. Segundo BEIER; SEIDER (1999) apud UHL et al. (2001) o efeito de considerar meio veículo não influencia os resultados. Os trocadores de calor foram modelados como meios porosos, não sendo necessária a modelagem da geometria complexa e detalhada de cada um. Já os ventiladores foram

completamente modelados, utilizando a formulação “Multiple Reference Frame”

para a simulação de seu efeito.

Os programas de simulação para os trocadores de calor foram implementados na forma de sub-rotinas do *STAR-CD*®, que rodam acopladas com o simulador. Em cada iteração estas sub-rotinas leem os valores de densidade, velocidade e temperatura do ar na face de entrada do trocador de calor, e a partir destes valores calculam a temperatura do ar na face de saída. As variáveis correspondentes ao líquido de arrefecimento (no caso do radiador), e ao refrigerante (no caso do condensador), que são necessárias durante estes cálculos, são determinadas por um programa uni-dimENSIONAL de CFD denominado *BISS*® (“Behr Integrated System Simulation”). Este programa simula os circuitos de arrefecimento do motor e do ar condicionado para calcular por exemplo a vazão do líquido do radiador ou a temperatura de entrada do líquido para determinadas condições de operação do motor.

Em (UHL et al., 2001) são apresentados os resultados comparativos entre as simulações e testes em túnel de vento. O primeiro conjunto de simulações foi feito com o ventilador mecanicamente travado, com velocidades de teste variando de 20 a 200 km/h. Os resultados de simulação e teste foram mais próximos em baixas velocidades do que em altas, sendo que a vazão obtida por CFD foi sempre maior do que a medida em teste, com máxima diferença de 13%. Os autores atribuíram parte da discrepância a algumas diferenças geométricas existentes entre o modelo e o carro físico. Após alguns estudos de sensibilidade, onde algumas formas geométricas foram modificadas, foram apresentados resultados que mostram a influência de componentes a montante e a jusante do módulo de arrefecimento, que podem alterar significativamente os resultados. É também mostrado que a distribuição de velocidade do ar nas faces dos trocadores de calor é fortemente influenciada pela montagem dos ventiladores no módulo, pelo “*shroud*” e também pelos motores elétricos.

Um segundo conjunto de simulações foi feito com o ventilador em operação. Neste caso, as maiores discrepâncias se deram nas velocidades mais baixas, onde o ventilador exerce maior influência na vazão de ar que passa pelos trocadores de

radiação. Foram feitas simulações com o modelo $k-\varepsilon$ padrão e também com o “*realizable*” $k-\varepsilon$, em conjunto com as funções de parede. Para o ambiente do “*underhood*”, os dois modelos forneceram resultados equivalentes, enquanto que para o “*underbody*” o “*realizable*” $k-\varepsilon$ forneceu melhores resultados. Os três mecanismos de transferência de calor foram considerados: convecção, condução e

considerado na simulação. escoamento de ar, fazendo com que o efeito da operação dos ventiladores seja quantidade de movimento nas equações de NS para simular o aumento de pressão no líquido de arrefecimento. Para os ventiladores foram consideradas fontes de fontes de calor na equação da energia para simular a troca de calor entre o ar e o considerar o efeito da perda de pressão no escoamento. Também foram consideradas Os trocadores de calor foram representados como meios porosos para temperatura.

400.000 para representar os sólidos dos componentes em que se desejava calcular a milhões de tetraedros foram gerados para representar o fluido, e de 200.000 a veículo foi posicionado num volume que representa um túnel de vento. Cerca de 2 totalizando mais de 100 componentes representados no modelo. O modelo da geometria. Foram incluídos componentes de dimensões maiores que 100 mm, Foi construída uma malha não-estruturada tetraédrica devido à complexidade

STAR-CD® e o *Fluent®*.

realizado por simulação numérica utilizando dois programas comerciais de CFD: o motor (“*underhood*”) e da região abaixo do assoalho (“*underbody*”). O estudo foi densidade devido às diferenças de temperatura no ambiente do compartimento da YANG; BOZEMAN; SHEN (2002) investigaram o efeito da variação da investigação mais apurada deveria ser conduzida.

modelo empregado para simular a operação do ventilador, e sugerem que uma vento. Os autores explicam que a causa para esta discrepância poderia estar no resultados de vazão obtidos por CFD são menores do que os medidos no túnel de calor. Mas diferentemente dos resultados apresentados para o ventilador travado, os

Os autores explicam que o efeito da variação da densidade se manifesta através de duas formas: com as forças de empuxo (“*buoyancy*”) que surgem como fontes nas equações de NS, e através da própria consideração de densidade variável nos termos das equações de transporte. Através de um modelo simplificado, os autores chegaram à conclusão que a máxima velocidade do ar devido às forças de empuxo é de 0,5 m/s, e que estas são significativas apenas quando o veículo está parado e sem o funcionamento do ventilador (condição chamada de “*soak*”).

Simulações foram conduzidas com o veículo em movimento, portanto sem considerar as forças de empuxo. Foram comparados os resultados considerando o acoplamento velocidade-temperatura, isto é, considerando que a densidade varia, e considerando densidade constante. Para um caso específico, chegou-se numa diferença na temperatura do ar que sai do radiador entre os dois casos de 15°C. Esta diferença se deu devido à diferença na vazão de ar do radiador entre a situação acoplada (vazão menor) e a desacoplada (vazão maior).

A metodologia desacoplada é a mais rápida e com menos complicações numéricas para convergir do que a acoplada. Porém, se um grau maior de precisão é requerido em determinadas situações, é recomendável fazer o cálculo da velocidade e temperatura com as equações acopladas, levando em consideração a variação da densidade devido às diferenças de temperatura, que afetam o escoamento de ar.

NOBEL, JAIN (2001, 2002) desenvolveram um método para simular o escoamento pelo compartimento do motor para poder determinar a temperatura dos componentes. Os programas utilizados foram o *Unigraphics*®, para manipular e limpar a geometria de CAD, o *ANSA*® para criar a malha triangular de todas as superfícies do modelo, e o *Fluent*® para resolver o escoamento.

Foram utilizados dentro do próprio *Fluent*® modelos para simular os trocadores de calor (perda de carga do escoamento de ar e troca de calor com o líquido de arrefecimento) e para os ventiladores (“*Multiple Reference Frame*”, modelando também a geometria das pás).

Os autores apresentam alguns resultados na forma de figuras de contorno de temperatura dos componentes e vetores de velocidade. São comparados resultados de simulação e teste de carga pelos trocadores de calor, rejeição térmica do

radiador e temperatura do ar interno do “charge air cooler” (trocador de calor que restringe o ar de admissão do motor). As correlações foram boas, a diferença entre a perda de carga dos trocadores de calor entre simulação e teste foi de cerca de 2%, a diferença entre a rejeição térmica obtida pela simulação e a medida foi de 4%, e a diferença entre a temperatura do ar do “charge air cooler” de simulação e teste foi de 9 graus K (3%). Uma comparação entre a curva de “performance” do ventilador obtida pela simulação e a medida experimentalmente também foi apresentada, fornecendo bons resultados de correlação.

MARTIN; GILLIERON (2001) descrevem em seu artigo as metodologias utilizadas pela *RENAULT* para simular o escoamento de ar em diversas aplicações, como em aerodinâmica, escoamento no compartimento do motor, sistema de ventilação e desembacamento do para-brisa entre outros.

Para o escoamento no compartimento do motor foi construída uma malha tetraédrica (cerca de 3,5 milhões de elementos) somente da parte frontal do veículo (do para-choque dianteiro à coluna central. Os programas utilizados foram o *Euclid*® (CAD), o *ANSA*® (malha triangular superficial), o *TGrid*® (malha tetraédrica) e o *Fluent*® para os cálculos.

Foi utilizado o modelo *k-ε* de turbulência com funções de parede. Neste trabalho os autores apresentam algumas utilidades deste tipo de simulação, como projetar defletores de ar para otimizar o escoamento de ar visando uma maior eficiência dos trocadores de calor e o restrição adequada dos componentes do compartimento do motor.

ANDRA et al. (1998) desenvolveram um trabalho interessante de investigação dos efeitos de simplificações e aplicação das condições de contorno numa análise de CFD do escoamento no compartimento do motor. A análise de sensibilidade se baseou nos resultados de vazão de ar no radiador, para avaliar o efeito das simplificações.

O programa *Fluent/UNS*® foi utilizado para resolver o escoamento. Para todas as simulações foi criada uma malha não-estruturada tetraédrica, utilizando o gerador de malhas *TGrid*®. Um número de tetraedros superior a um milhão foi criado, cerca de 5 vezes maior do que o número de triângulos das superfícies. Foi

utilizado o modelo $k-\varepsilon$ de turbulência com funções de parede, e o escoamento isotérmico foi calculado.

O radiador e o condensador foram tratados como meios porosos nas direções perpendiculares ao escoamento. Na direção do escoamento foi utilizado o modelo chamado no *Fluent*[®] de “*porous jump*”, onde uma queda de pressão é imposta na face do trocador de calor. As curvas de queda de pressão são obtidas experimentalmente. Para o ventilador foi utilizado o modelo de ventilador do *Fluent*[®], onde um aumento de pressão é imposto na face do ventilador através de um polinômio em função da velocidade média. Os coeficientes do polinômio também são obtidos por meio de testes.

A primeira investigação que foi feita foi da independência dos resultados em relação à malha. Para isso, foram feitas simulações com refinamento adaptativo, na maior parte das vezes a partir do gradiente de pressões. O refinamento foi concentrado nas regiões mais importantes para o cálculo da vazão no trocador de calor. A conclusão desta etapa do estudo foi que a malha original, antes de qualquer refinamento, forneceu resultados bastante semelhantes às malhas refinadas, e que os resultados não dependiam mais do número de elementos, já que a malha original foi suficiente para discretizar todo o domínio.

Em seguida foi apresentado um resultado comparativo entre a simulação e o teste em túnel de vento, para três condições de teste distintas. Foi mostrado que a diferença entre os resultados aumenta com a velocidade de teste, chegando a um valor de 10% em 113 km/h. Os autores atribuem esta diferença à curva de “*performance*” do ventilador utilizada na simulação, que foi levantada com o ventilador isolado, ao invés de instalado com os trocadores de calor.

A segunda investigação foi feita para avaliar o efeito do tamanho do túnel de vento. Foram considerados dois túneis de vento, um climático, onde o veículo está bem próximo à seção de entrada do túnel, e um túnel muito maior, a fim de minimizar os efeitos de “*blocking*”. Ambas as simulações consideraram o veículo inteiro. Foram calculadas as vazões no trocador de calor, e a diferença máxima entre os resultados se deu em 113 km/h, com um valor de 4% (no túnel maior as vazões calculadas foram menores). Também foi avaliada a diferença entre se aplicar

velocidade ou pressão constante na seção de entrada do túnel. Não houve diferença nos resultados, e a opção foi utilizar velocidade constante para facilitar a convergência da solução.

A terceira etapa se refere à simplificação da geometria. Foi feita a comparação entre dois modelos, que se diferem somente por algumas simplificações feitas na geometria. Assumindo que a maior perda e ganho de pressão se dá entre as faces externas frontais do veículo e a saída do ventilador, foi decidido simplificar a geometria que se situa depois dos trocadores de calor (motor e componentes do “*underhood*”). Os detalhes foram eliminados, preservando o volume externo e seu posicionamento. Foram apresentadas os resultados para três velocidades diferentes, e a diferença nos resultados entre os dois modelos foi equivalente nas três velocidades. Os autores atribuem a diferença entre os resultados à alteração da resistência ao escoamento devido aos componentes do “*underhood*” e motor, já que não houve alteração no modelo do CRFM (“*Condenser-Radiator-Fan Module*”) no modelo simplificado. Os autores consideram esta solução vantajosa, por simplificar o processo de geração de malhas e diminuir o tempo para concluir a análise.

A última etapa consistiu em investigar a influência da condição de contorno de saída do túnel (pressão constante) nos resultados de vazão. A comparação foi feita entre um veículo inteiro, com a saída posicionada a 5 comprimentos do carro, e um meio-veículo, com a saída posicionada entre a coluna B e a C do carro. As vazões calculadas apresentaram uma excelente correlação, mostrando que meio-veículo pode ser utilizado ao invés do veículo inteiro, sem afetar os resultados. Porém os autores recomendam uma maior investigação de até onde a seção de saída pode ser posicionada para cortar o veículo, sem que haja uma alteração significativa dos resultados.

BAUER, EHRENREICH; REISTER (1995) descrevem uma metodologia para simular o escoamento pelo compartimento do motor utilizando dois programas de simulação: um programa desenvolvido pela *MERCEDES-BENZ* para desenvolver sistemas de arrefecimento do motor (*KUEBER*) e um programa de CFD, o *STAR-CD*.

Uma finalidade um pouco diferente para a simulação do escoamento de ar pelo compartimento do motor pode ser encontrada no trabalho de TAKEUCHI, KAKISHITA, KOHRI (2002). O objetivo dos autores era determinar a “performance” do ciclo de refrigeração em um ar condicionado automotivo utilizando a análise de CFD do compartimento do motor em conjunto com programas específicos de ar condicionado. O artigo inclui detalhes dos modelos matemáticos desenvolvidos para cada componente do sistema de ar condicionado, descrevendo o simulador que determina a “performance” do sistema. O modelo de CFD é destinado a simular o escoamento de ar no compartimento do motor, que influencia diretamente a “performance” do ar condicionado. O programa de CFD utilizado foi o *Fluent*[®], empregando o modelo *k-ε* de turbulência, uma malha completamente tetraédrica e o modelo “*Multiple Reference Frames*” para a simulação dos ventiladores. Foi descrita uma aplicação em que se avaliou o uso de guias para a entrada de ar para os trocadores de calor, calculando a pressão do sistema de ar condicionado e o calor rejeitado pelo radiador. Os resultados de simulação foram comparados com dados de teste, e uma boa correlação foi obtida.

Uma comparação entre os resultados de simulação e medições com LDA realizadas no túnel de vento foi feita, e observou-se um comportamento equivalente da velocidade do ar.

Uma comparação entre os resultados de simulação e medições com LDA isotérmicas. *KUEBER*[®], curvas de “performance” dos ventiladores, e condições adiabáticas e rejeições térmicas do radiador e do condensador (obtidas do programa de simulação e o restante na região externa ao veículo. As condições de contorno da análise são as 520.000 na região do compartimento do motor, 215.000 na região abaixo do assoalho. Cerca de 910.000 células foram utilizadas para representar o ar, com cerca de temperatura é feito considerando as forças de empuxo.

é utilizado juntamente com um esquema de discretização “*upwind*”. O cálculo de Navier-Stokes para um escoamento em regime permanente, compressível e turbulento, empregando o modelo *k-ε* com funções de parede. O algoritmo SIMPLE é desenvolvido para rodar no *STAR-CD*[®] resolve as equações de

MÉTODO NUMÉRICO

CAPÍTULO 3

Em se tratando de um problema típico de dinâmica dos fluidos com geometria relativamente complexa, optou-se por utilizar um programa comercial genérico que vem sendo amplamente empregado para aplicações da indústria automotiva, o *STAR-CD*[®]. Este programa resolve pelo método dos Volumes Finitos (MVF) as equações de transporte que representam o escoamento. Neste capítulo é descrita a formulação matemática do modelo utilizado pelo *STAR-CD*[®] e que foi empregado nas simulações apresentadas nesta dissertação.

3.1 Equações de transporte

As equações gerais de conservação de massa e quantidade de movimento (Navier-Stokes) que regem o escoamento são:

$$(3.1) \quad \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m$$

$$(3.2) \quad \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = -\tau_{ij} - \frac{\partial s_i}{\partial x_j}$$

- sendo t - tempo
 g - aceleração da gravidade
 x_i - coordenada cartesiana ($i=1, 2, 3$)
 u_i - componente da velocidade absoluta na direção x_i
 $\tilde{u}_j - u_j$ - velocidade relativa do fluido em relação a um sistema de coordenadas móvel com velocidade u_{cj}

p - pressão piezométrica = $p_s - \rho^0 g^m x^m$ onde p_s é a pressão

estática, ρ^0 é a densidade de referência, g^m são componentes

do campo gravitacional e x^m são as coordenadas onde p_0 é

definida

ρ - densidade

τ_{ij} - componentes do tensor das tensões

s^m - fontes de massa

s^i - fontes de quantidade de movimento, incluindo forças gravitacionais

= $g^i(\rho - \rho^0)$ e forças rotacionais.

Quando o escoamento é turbulento, o que acontece neste estudo, um

tratamento estatístico é adotado. Os valores de u_i , p e grandezas escalares ϕ são

decompostos em valores médios e flutuações:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.3)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.4)$$

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.5)$$

O valor médio é calculado por uma "ensemble average" (equivalente à média

no tempo para situações de regime permanente):

$$\bar{u}_i = \frac{1}{V} \int_{t_1}^{t_2} u_i' dt \quad (3.6)$$

$$\bar{p} = \frac{1}{V} \int_{t_1}^{t_2} p dt \quad (3.7)$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{V} \int_{t_1}^{t_2} \phi dt \quad (3.8)$$

com o valor de $t_2 - t_1$ sendo grande comparado à escala de tempo do movimento

turbulento, e pequeno comparado à escala de tempo do escoamento médio no caso

transitório.

Substituindo as expressões (3.3) a (3.5) em (3.1) e (3.2), obtêm-se as equações de transporte para o escoamento turbulento médio.

As equações resultantes têm o mesmo formato de (3.1) e (3.2), mas considerando que u_i, p e outras variáveis independentes, incluindo τ_{ij} , assumem seus valores médios.

Para fluidos Newtonianos:

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial x_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial n_i n_j}{\partial x_k} \quad (3.9)$$

onde n_i são as flutuações de velocidade e a barra indica operação de média no tempo. O último termo de (3.9) representa as tensões de Reynolds adicionais que surgem devido ao movimento turbulento. As tensões de Reynolds são determinadas através de um modelo de turbulência.

O tensor taxa de deformação, s_{ij} , é dado por:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.10)$$

O **STAR-CD**® contém alguns modelos de turbulência, e dentre os modelos lineares, os quais utilizam uma relação linear entre as tensões de Reynolds e as deformações, o modelo $k-\varepsilon$ padrão tem sido bastante empregado em aplicações em engenharia mecânica. Neste modelo são resolvidas duas equações de transporte adicionais, uma para a energia cinética turbulenta k e outra para a dissipação da energia cinética turbulenta ε , juntamente com as equações algébricas da “lei da parede” para resolver a camada limite. A vantagem de se utilizar este modelo é que não é necessário se ter uma malha muito refinada nas paredes, o que reduz o tempo de processamento.

Existem algumas relações constitutivas para modelar as tensões de Reynolds, a mais antiga e que é bastante empregada nos modelos de turbulência é a relação de Boussinesq (1877), que numa analogia com as tensões viscosas em escoamentos laminares, assume que as tensões turbulentas são proporcionais aos gradientes da velocidade média:

$$-\overline{\rho u_i' n_j'} = 2\mu_t s_{ij} - \frac{3}{2} \rho k \delta_{ij} \quad (3.11)$$

No **STAR-CD**, para todas as variações do modelo $k-\varepsilon$ (e.g. padrão, RNG, Chen) é assumida uma relação um pouco diferente da relação de Boussinesq:

$$-\overline{\rho u_i' n_j'} = 2\mu_t s_{ij} - \frac{3}{2} \left(\mu_t \frac{\partial n_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (3.12)$$

onde

$$k \equiv \frac{\overline{u_i' n_i'}}{2} \quad (3.13)$$

é a energia cinética turbulenta e μ_t é a viscosidade turbulenta.

A viscosidade turbulenta está relacionada a k e ε por:

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

onde C_μ e f_μ são coeficientes empíricos.

A equação de transporte para k é:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \tilde{u}_j k - \mu_{eff} \frac{\sigma_k}{\rho} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu_t (P + P^B) - \rho \varepsilon - \frac{3}{2} \left(\mu_t \frac{\partial n_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \left(\frac{\partial n_i}{\partial x_i} + P^{Nt} \right) \quad (3.15)$$

onde

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.16)$$

$$P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.17)$$

$$P^B \equiv -\frac{g_i}{\rho} \frac{1}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.18)$$

$$P^{Nt} = \left(-\overline{u_i' n_j'} - 2s_{ij} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.19)$$

$F_{NL} = 0$ para os modelos lineares, $\sigma_{h,i}$ é o número de Prandtl turbulento e σ_k é um coeficiente empírico. O primeiro termo do lado direito da Eq. (3.15) representa a geração de turbulência por tensões de cisalhamento, normais e forças gravitacionais, o segundo devido a dissipação viscosa, e o terceiro a amplificação ou atenuação por efeitos de compressibilidade.

A equação de transporte para a dissipação da energia cinética turbulenta ϵ é:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \tilde{u}_j \epsilon - \frac{\sigma_\epsilon}{\rho} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = C_{\epsilon 1} \frac{k}{\epsilon} \left[\mu'_i (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{3}{2} \left(\mu'_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right]$$

$$C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{k}{\epsilon} P_{NL} \quad (3.20)$$

onde σ_ϵ , $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, $C_{\epsilon 3}$ e $C_{\epsilon 4}$ são coeficientes empíricos. Os termos do lado direito da equação representam efeitos análogos aos descritos acima para a equação de k . A viscosidade turbulenta μ'_i é obtida pela Eq. (3.14) com f'' valendo 1.

A Tabela 3.1 a seguir contém os valores associados a todos estes coeficientes empíricos:

C_{μ}	0.09	$C_{\sigma k}$	1.0	σ_ϵ	1.22	σ_h	0.9	σ_m	0.9	$C_{\epsilon 1}$	1.44	$C_{\epsilon 2}$	1.92	$C_{\epsilon 3}$	0.0 ou 1.0	$C_{\epsilon 4}$	-0.33	k	0.42	E	9.0
-----------	------	----------------	-----	-------------------	------	------------	-----	------------	-----	------------------	------	------------------	------	------------------	------------	------------------	-------	-----	------	-----	-----

TABELA 3.1 - VALORES DOS COEFICIENTES DO MODELO k - ϵ DE TURBULÊNCIA.

Uma boa referência para este assunto é o livro de RODI (2000), que explica os detalhes da teoria dos escoamentos turbulentos e descreve alguns modelos de turbulência.

3.2 Discretização pelo método dos Volumes Finitos

A solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e dissipação é obtida numericamente pelo método dos Volumes Finitos (MVF), que é apresentado a seguir.

No MVF o domínio é subdividido em volumes elementares (células computacionais), para os quais as equações de conservação são integradas no espaço e no tempo. A vantagem deste método é que com a discretização as propriedades de conservação das equações diferenciais são preservadas.

As equações de conservação apresentadas no item anterior podem ser generalizadas da seguinte forma:

$$\frac{1}{\theta} \frac{\partial \phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} \phi) - \Gamma_{\phi} \text{grad}(\phi) = s_{\phi} \quad (3.21)$$

sendo $\mathbf{u}_r = \mathbf{u} - \mathbf{u}_c$ - velocidade relativa entre o fluido e a velocidade do sistema de coordenadas

ϕ - variável dependente (u, k , etc.)

Γ_{ϕ} - coeficiente de difusão

s_{ϕ} - termo de fonte

A forma integral desta equação escrita para um volume V delimitado por uma superfície S é:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S (\rho \mathbf{u}_r \phi - \Gamma_{\phi} \text{grad}(\phi)) \cdot d\bar{S} = \int_V s_{\phi} dV \quad (3.22)$$

sendo \bar{S} - vetor normal à superfície

\mathbf{u}_r - velocidade relativa entre o fluido e a superfície S

Considerando a célula computacional da Fig. 3.1 abaixo com volume V_p e faces $S_j (j=1, N_j)$, a Eq. (3.22) pode ser escrita como:

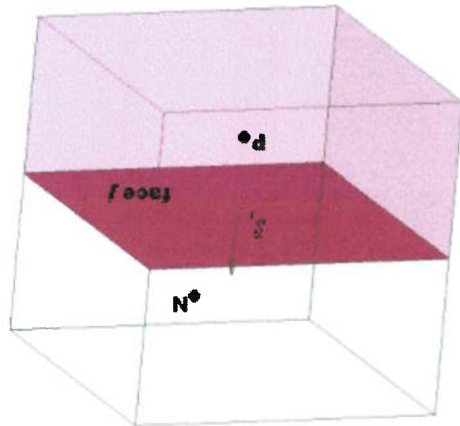


Figura 3.1: Desenho esquemático de uma célula computacional com centro P e sua vizinha ao norte com centro N .

$$(3.23) \quad \frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \sum_j \int_{S_j} (\rho u_j \phi - \Gamma_{grad} \phi) \cdot d\vec{S} = \int_V s_j \rho dV$$

T_1 T_2 T_3

A Eq. (3.23) é então discretizada para um volume de controle ou célula

computacional.

A primeira parcela da equação, o termo temporal T_1 , pode ser aproximado

por

$$(3.24) \quad T_1 \approx \frac{\delta t}{(\rho \phi V)_n^p - (\rho \phi V)_o^p}$$

com n indicando o novo valor no tempo e o o valor anterior, separados por um espaço de tempo δt .

A segunda parcela T_2 representa os termos convectivo e difusivo, que são

denominados C_j e D_j respectivamente. As integrais nas faces do volume de controle podem ser calculadas numericamente pelo método do ponto médio. Esta é uma aproximação de segunda ordem, onde a integral é avaliada pelo produto do integrando no ponto médio da face do volume de controle pela área da superfície.

Desse modo, T_2 fica

$$(3.25) \quad T_2 \approx \sum_j (\rho u_j \phi \cdot \vec{S}_j - \Gamma_{grad} \phi \cdot \vec{S}_j) \equiv \sum_j C_j - \sum_j D_j$$

D_j é aproximado por expressões da forma

$$D_j \approx \Gamma_{\phi,j} \left[f'_j(\phi_N - \phi_P) + \{grad\phi \cdot \bar{S} - f'_j grad\phi \cdot \bar{d}^{PN}\} \right] \quad (3.26)$$

sendo o primeiro termo dentro dos colchetes a difusão normal entre P e N (conforme Fig. 3.1), e o segundo termo é a difusão cruzada. Os f'_j são fatores geométricos, o vetor \bar{d}^{PN} é a distância entre P e N , e $\Gamma_{\phi,j}$ é a difusividade interpolada na face.

Em relação ao termo convectivo, o **STAR-CD**® oferece algumas opções para a discretização. A vantagem de se utilizar esquemas de ordem baixa é a facilidade de solução das equações, porém uma forma de erro de truncamento conhecida como “difusão numérica” é gerada, que pode suavizar os gradientes. Este erro diminui à medida que a malha é refinada.

Os esquemas de ordem mais elevada preservam melhor os gradientes, porém geram equações mais complexas de resolver, podendo ocorrer instabilidades e oscilações espaciais. Este erro é conhecido como “dispersão numérica”, que também pode ser reduzido através do refinamento da malha.

Os termos convectivos C_j da Eq. (3.25) podem ser definidos como

$$C_j \equiv F_j \phi_j \quad (3.27)$$

com

$$F_j \equiv (\rho u_r \cdot \bar{S})_j \quad (3.28)$$

sendo F_j - o fluxo de massa pela face j

ϕ_j - o valor médio da variável dependente na face

O valor médio de ϕ_j na face é obtido por interpolação de acordo com o

esquema escolhido. Os valores médios de ρ e T são obtidos por interpolação linear.

Para este trabalho, optou-se por utilizar um esquema de ordem baixa, devido à complexidade e tamanho da malha, com o objetivo de se obter soluções mais rápidas.

O esquema utilizado foi o “Upwind differencing (UD)”, uma interpolação de primeira ordem que seleciona o valor de ϕ_j do nó vizinho mais próximo a montante do escoamento.

Seja a configuração da Fig. 3.2 abaixo:

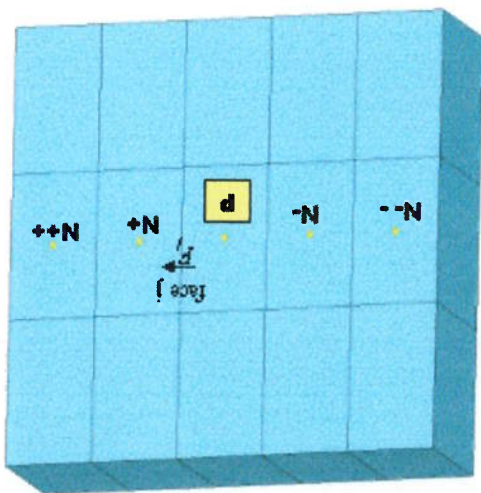


Figura 3.2: Nomenclatura dos elementos das células computacionais utilizada na formulação.

A expressão de C_j com o esquema UD fica então

$$C_j^{UD} \equiv F_j \begin{cases} \phi_{N+}, F_j > 0 \\ \phi_p, F_j \geq 0 \end{cases} \quad (3.29)$$

Agora voltando para a parcela T_3 da Eq. (3.23), que representa as fontes da equação de transporte, a discretização é feita da seguinte forma:

$$T_3 \approx s_1 - s_2 \phi_p \quad (3.30)$$

Para finalizar a discretização pelo MVF, será descrito como que o STAR- CD^{\circledast} faz a discretização temporal. As equações de transporte são resolvidas sobre um intervalo de tempo arbitrário Δt , “varrendo” os instantes de tempo novo (n) e seu antecessor (o).

Como procedimento padrão, o simulador utiliza uma formulação totalmente implícita. A vantagem deste método é que não existe restrição em relação ao tamanho do passo no tempo, o que nas formulações explícitas provoca instabilidades. Em regime permanente o valor de Δt pode ser maior para acelerar a convergência da solução para a resposta em regime permanente.

Nesta formulação, os fluxos no instante atual são calculados a partir dos valores das variáveis no instante futuro. A Fig. 3.3 exemplifica este método.

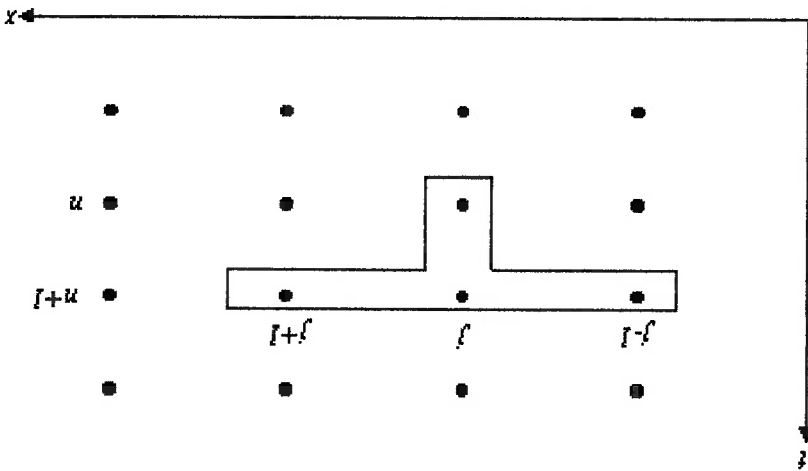


Figura 3.3: Esquema de discretização no tempo totalmente implícito.

Assim, a Eq. (3.27) é calculada por

$$C_j \equiv F_{n+1}^j \phi_{n+1}^j \quad (3.31)$$

Concluindo, a equação de transporte genérica (3.23) discretizada fica:

$$\frac{(\rho V)_p^n - (\rho V)_p^o}{\Delta t} + \sum_j (\rho u_j \cdot \bar{S})_j \phi_j - \sum_j \Gamma_{\phi,j} [f_j'(\phi_N - \phi_p) + \{grad \phi \cdot \bar{S} - f_j' grad \phi \cdot \bar{d}_{PN}\}_j] = s_1 - s_2 \phi_p \quad (3.32)$$

juntamente com a Eq. (3.29) para o cálculo do termo convectivo.

A equação da continuidade pode ser escrita como

$$(\rho V)_p^n - (\rho V)_p^o + \sum F_j = 0 \quad (3.33)$$

Os termos F_j são calculados no instante de tempo $n+1$ pela formulação

totalmente implícita.

A equação na sua forma mais compacta fica

$$A_p \phi_p^n = \sum^m A_m \phi_m^n + s_1 + B_p \phi_p^o \quad (3.34)$$

com

$$A_p \equiv \sum^m A_m + s_2 + B_p \quad (3.35)$$

A_m reúne os efeitos da difusão e convecção, com a somatória envolvendo todos os nós vizinhos utilizados na discretização do fluxo; e

$$B_p \equiv \frac{(\rho V)_p}{g} \quad (3.36)$$

A Eq. (3.34) é então resolvida para cada célula computacional, sendo modificada quando apropriado para incluir as condições de contorno.

O próximo item se refere ao método de solução para resolver estas equações.

3.3 Solução numérica

O *STAR-CD*[®] contém três diferentes métodos implícitos para resolver o conjunto de equações discretizadas: uma variação do método SIMPLE ("Semi-*Implicit Method for the Pressure-Linked Equation*", desenvolvido por PATANKAR; SPALDING (1972) apud MOUKALLEB; DARWISH (2000)) adaptado para malhas não-ortogonais e não-estruturadas; uma variação do método PISO ("Pressure *Implicit with Split Operator*", desenvolvido por ISSA (1982) apud MOUKALLEB; DARWISH (2000)) também adaptado para particularidades do simulador; e o SIMPISO (STAR-CD Version 3.10 User's Manual, 1999), que combina elementos dos dois primeiros.

Cada um destes três algoritmos pode ser empregado para resolver tanto análises em regime permanente quanto em regime transitório. Mas o SIMPLE e o SIMPISO são mais eficientes para análises em regime permanente, enquanto que o PISO é mais eficiente para análises em regime transitório.

Este trabalho envolve análises em regime permanente, nas quais o método SIMPLE foi utilizado.

O SIMPLE utiliza uma estratégia "preditor-corretor", desacoplando temporariamente as equações de transporte, para que estas possam ser resolvidas sequencialmente.

A sequência de cálculo começa com um estágio preditor, onde uma estimativa dos campos de velocidades e pressão é gerada a partir da solução das

equações de conservação da quantidade de movimento. Em seguida, no estágio corretor, estas estimativas são corrigidas para satisfazer simultaneamente às equações da continuidade e da conservação da quantidade de movimento. Uma expressão para a pressão deduzida de uma combinação entre as equações de Navier-Stokes e de conservação de massa é utilizada para forçar a continuidade.

Estes estágios preditor-corrector são repetidos iterativamente até que a solução de regime permanente seja alcançada, empregando algum tipo de sub-relaxação para estabilizar o processo.

Dentro deste processo iterativo, as equações de transporte de escalares como energia cinética turbulenta, dissipação e entalpia também são resolvidas na sequência a cada passo, assim como cálculos de propriedades termodinâmicas, como densidade e calor específico. Estes cálculos podem ser feitos através de uma linearização no passo anterior. No caso do modelo $k-\epsilon$ a ligação entre as equações é forte, feita através da viscosidade turbulenta, o que requer o uso de sub-relaxação.

Na solução em regime permanente, o processo iterativo prossegue até que os resíduos atinjam um valor pequeno especificado pelo usuário.

O resíduo é o desbalançamento da equação de transporte discretizada (3.34) gerado por uma solução incompleta. A expressão escrita para uma célula na iteração j é:

$$r_j^\phi \equiv A_p \phi_j^p - \sum_{m=1}^m A_m \phi_j^m - s_j \quad (3.37)$$

Como critério de convergência é utilizado o resíduo absoluto normalizado definido como

$$R_j^\phi \equiv \frac{\sum |r_j^\phi|}{M_\phi} \quad (3.38)$$

sendo M_ϕ um fator de normalização e a somatória feita para todas as células do domínio.

M_ϕ é a taxa de fluxo de ϕ nas fronteiras de entrada conforme a Tabela 3.2 abaixo:

TABELA 3.2 - FATORES DE NORMALIZAÇÃO.

Equação	Variável ϕ	M_ϕ
Continuidade	P	$M^p \equiv \sum_{i=1}^m m_i$
Quantidade de movimento	n, v, w	$M^{n,v,w} \equiv \sum_{i=1}^m m_i \left(n_i^2 + v_i^2 + w_i^2 \right)^{1/2}$
Energia cinética turbulenta	K	$M^K \equiv \sum_{i=1}^m m_i \left(n_i^2 + v_i^2 + w_i^2 \right)$
Dissipação	ε	$M^\varepsilon \equiv \frac{M^k}{(L/V^{nom})}$

sendo i - subscrito que indica a fronteira i

m_i - fluxo de massa total na fronteira i

$\sum_{i=1}^m$ - somatória em todas as fronteiras de entrada

ϕ_i - valor médio de ϕ na fronteira i

L - comprimento característico do domínio do escoamento

V^{nom} - velocidade de entrada principal

A cada iteração os resíduos de cada variável são plotados, e a simulação

termina quando

$$\max(R_k^\phi) < \lambda \quad (3.39)$$

com λ sendo tipicamente da ordem de 0,001. Além dos resíduos, é recomendável monitorar a mudança no valor das variáveis com o tempo, de modo que estas alterações sejam também suficientemente pequenas.

Com o desacoplamento das equações para cada variável dependente e suas linearizações, são gerados sistemas de equações lineares algébricas para serem resolvidas, conforme já demonstrado. Estes sistemas são resolvidos pelo **STAR-CD®** por métodos do tipo CG ("Conjugate Gradient" - Gradiente Conjugado) empregando técnicas de pré-condicionamento e pelo método AMG ("Algebraic Multigrid").

No simulador o método AMG é utilizado somente para resolver a equação de correção da pressão. É também empregado como pré-condicionador para os métodos do tipo Gradiente Conjugado.

O método Gradiente Conjugado é aplicável somente para sistemas simétricos. Para resolver sistemas de equações que não sejam necessariamente simétricos, como é o caso das equações convectivas/difusivas, é necessário converter o problema assimétrico num problema simétrico. Existem algumas variações do método Gradiente Conjugado para resolver sistemas de equações assimétricos, como o Gradiente Biconjugado ("*Biconjugate Gradients*"), o CGS ("*Conjugate Gradient Squared*"), o CGSTAB ("*CGS stabilized*") e o GMRES. Detalhes sobre o método Gradiente Conjugado podem ser vistos no livro de GOLUB; van LOAN (1990) apud FERZIGER; PERIC (1999).

Detalhes dos métodos "*Multigrid*" podem ser vistos nos livros de HACKBUSCH (1985) e BRANDT (1984) apud FERZIGER; PERIC (1999).

Desta maneira, fica aqui exposto o MVF para a aplicação deste estudo como implementado pelo programa *STAR-CD*® utilizado nas simulações. Os livros de PATANKAR (1980) e FERZIGER; PERIC (1999) são boas referências para este assunto.

CAPÍTULO 4

GERAÇÃO DAS MALHAS COMPUTACIONAIS E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Neste capítulo é descrito o procedimento utilizado para a geração das malhas computacionais e aplicação das condições de contorno.

4.1 Geração das malhas computacionais

4.1.1 Geometria

O objetivo deste trabalho é estudar o escoamento de ar através do compartimento do motor, visando obter um bom desempenho do sistema de arrefecimento do motor e retirar adequadamente o calor dos componentes. O veículo em estudo é um carro de passeio convencional, com motor e sistema de arrefecimento na parte frontal. A Fig. 4.1 abaixo mostra um desenho esquemático do compartimento do motor com os componentes principais para a definição do escoamento.

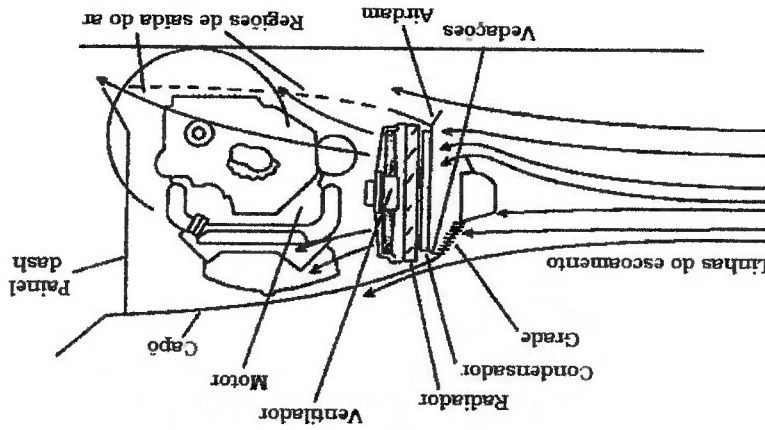


Figura 4.1: Desenho esquemático do compartimento do motor (AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998).

O escoamento no interior do compartimento do motor interage diretamente com o escoamento externo, que é definido pelas superfícies externas do veículo. Assim, o modelo de CFD deve conter todas as superfícies externas que influenciam o escoamento na parte frontal do veículo, indo da frente do carro até a coluna B. A Fig. 4.2 a seguir ilustra a geometria externa a ser considerada.

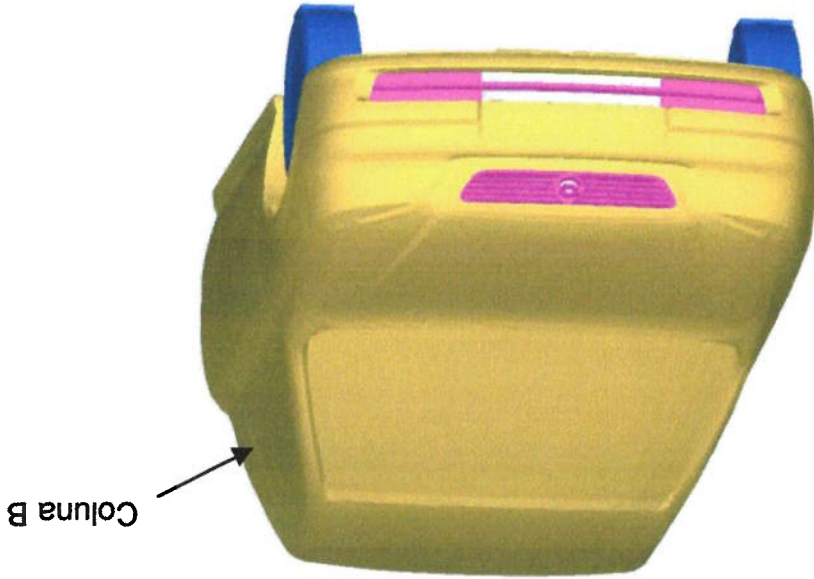


Figura 4.2: Superfícies externas.

O modelo deve representar detalhadamente as regiões de entrada de ar, com suas grades, aletas, logotipos, defletores e outras restrições à passagem do ar.

Em relação aos componentes internos, devem ser incluídos todos que também podem ser importantes para definir o escoamento no compartimento do motor. Como via de regra, não foram considerados componentes de tamanho inferior a 50 mm, como cabos elétricos, braçadeiras, pequenos suportes, etc.

São incluídos no modelo: peças estruturais que definem o volume interno do compartimento do motor (capô, longarinas, travessas, caixas de roda, painéis), componentes de chassis (“*subframe*”, braços de suspensão, eixos, pneus), componentes do motor (motor básico e componentes agregados como alternador, compressor, filtros, polias, motor de arranque, coletores de admissão e escape, tampas), caixa da transmissão, sistema de admissão de ar do motor (dutos e filtro de ar), sistema de escapamento, suportes do motor, componentes do sistema de freios

(módulo ABS, “booster”, reservatórios), componentes elétricos (bateria, módulo de gerenciamento do motor, caixa de relés), reservatórios, protetor de cárter, componentes da direção hidráulica, módulo de HVAC (radiador, condensador, ventiladores, mangueiras) e qualquer defletor que tenha sido projetado para direcionamento do ar ou proteção à intrusão de água.

A Fig. 4.3 ilustra a geometria acima descrita.

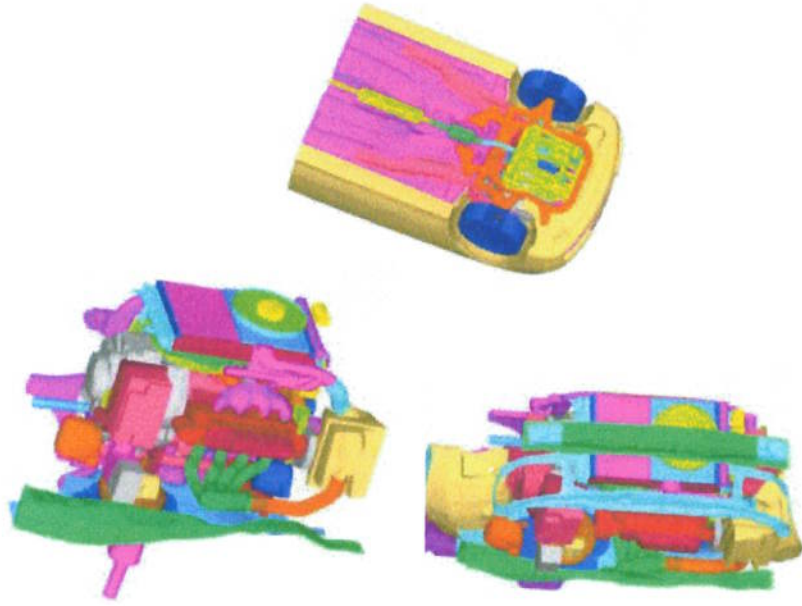


Figura 4.3: Superfícies internas (várias vistas).

A simulação é feita como se o veículo estivesse fazendo um teste num túnel de vento. As dimensões básicas do túnel são:

Comprimento 21,30 m
 Altura 5,40 m
 Largura 10,40 m

O posicionamento do carro no túnel é feito através dos pneus, e como somente a parte frontal do veículo é modelada, o túnel é cortado também na coluna B.

A altura do veículo em relação ao solo é ajustada de acordo com o caso de carregamento especificado em projeto. A Fig. 4.4 abaixo ilustra a geometria do túnel.

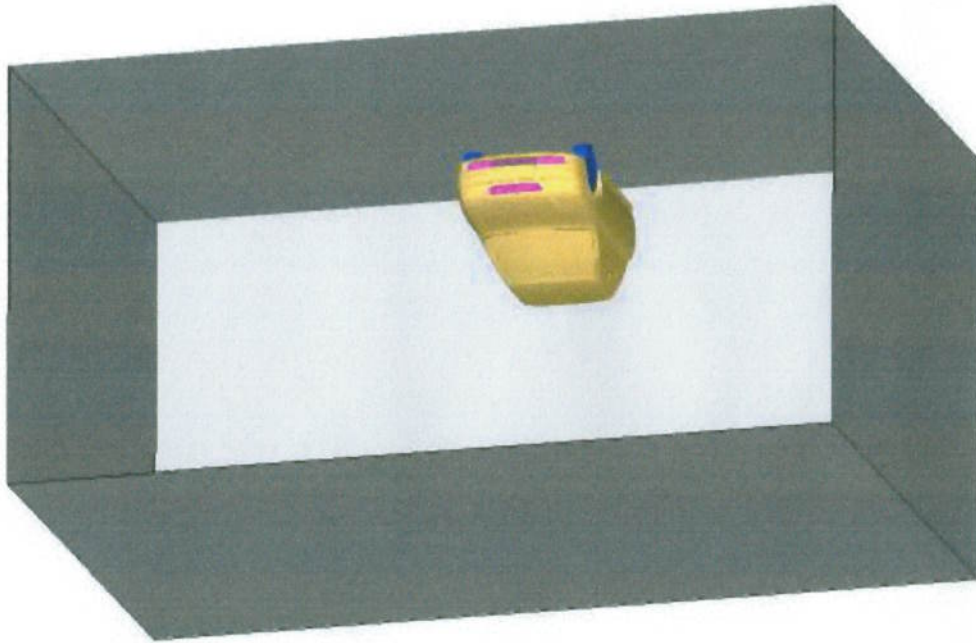


Figura 4.4: Veículo posicionado no túnel de vento.

4.1.2 Definição da malha

A função da malha é preencher todo o espaço ocupado pelo ar (externo e interno ao veículo, com limite nas paredes do túnel de vento) de células computacionais que são utilizadas pelo MVF.

O *STAR-CD*® é bastante flexível em relação à topologia da malha. Ele trabalha com malhas não-estruturadas, que se ajustam a qualquer forma arbitrária de volume. Os elementos podem ser de variadas formas: em 3D - hexaedros, tetraedros, prismas, pirâmides, além de formas polidédricas, e em 2D - triângulos e quadriláteros. Neste tipo de malha não há restrição em relação ao número de elementos ou nós vizinhos. Porém mais informações devem ser armazenadas, e a irregularidade da estrutura de dados adiciona complexidade aos sistemas de equações algébricas do MVF.

Outras características das malhas do *STAR-CD*® são a possibilidade de se fazer refinamento localizado e de se criar acoplamentos entre elementos que não possuem conectividade.

Além das superfícies das fronteiras, no interior da malha também é possível criar condições de contorno “paredes”, o que pode ser utilizado para representar geometrias cuja espessura não é significativa para o estudo. Estes elementos são denominados “*baffles*” pelo simulador.

Devido à grande complexidade da geometria, optou-se por empregar uma malha predominantemente tetraédrica. Este tipo de malha é criado por geradores automáticos, o que facilita o seu processo de construção, reduzindo o tempo de pré-processamento. Além disso, há uma maior flexibilidade para fazer alterações no modelo.

O gerador automático de tetraedros requer que todas as superfícies sejam triangularizadas, formando um volume fechado. Uma particularidade desta simulação são os componentes do CRFM (trocadores de calor e ventiladores), que serão descritos nas seções a seguir.

4.1.2.1 Trocadores de calor

Nos trocadores de calor automotivos o ar escoou por entre os tubos e aletas, sofrendo uma queda de pressão devido à restrição ao escoamento, e trocando calor com o fluido que circula internamente pelos tubos. A geometria dos tubos e aletas é complexa, e de dimensões bastante reduzidas quando comparado ao restante do carro.

A geração de uma malha detalhada de cada trocador de calor traria muita complexidade ao modelo, gerando um número imenso de elementos. Além disso, o interesse da análise não é estudar os detalhes construtivos e operacionais destes componentes, e sim estudar o sistema como um todo.

A alternativa mais adequada para simular o efeito dos trocadores de calor foi empregar um modelo de “Meio Poroso”. Desta forma é possível simular a queda de pressão sofrida pelo ar ao atravessar o trocador de calor, através de um resistência ao escoamento imposta por coeficientes de permeabilidade.

Para isto, é necessário criar uma malha preenchendo o volume correspondente à área útil de troca de calor, e associar um material poroso a estes elementos. A formulação para meios porosos assume um campo de resistência

ortotrópico, ou seja, podem existir valores diferentes de resistência ao escoamento em três direções mutuamente ortogonais. Dentro do volume correspondente ao material poroso, é assumido que existe um balanço entre a pressão e as forças de resistência:

$$-K_i n_i = \frac{\partial p}{\partial \xi_i} \quad (i \text{ representa cada uma das direções mutuamente ortogonais}) \quad (4.1)$$

sendo $\xi_i (i = 1, 2, 3)$ – direções mutuamente ortogonais

K_i – permeabilidade

n_i – velocidade do fluido na direção ξ_i

A permeabilidade K_i é uma função quase-linear do módulo da velocidade do fluido $|\vec{v}|$:

$$K_i = \alpha_i |\vec{v}| + \beta_i \quad (4.2)$$

onde α_i e β_i são os coeficientes definidos pelo usuário. A velocidade do fluido em qualquer seção transversal dentro do meio poroso é calculada pela divisão da vazão volumétrica do fluido pela área total da seção (área ocupada pelo fluido e pelo sólido).

Não é recomendável utilizar $\beta_i = 0$, pois nesse caso $K_i \rightarrow 0$ quando $|\vec{v}| \rightarrow 0$, podendo causar instabilidades.

Inserindo a expressão de K_i (4.2) em (4.1) tem-se

$$\frac{\partial \xi_i}{\partial p} = -(\alpha_i |\vec{v}| + \beta_i) n_i \quad (4.3)$$

que exprime a queda de pressão em função da velocidade.

Para cada trocador de calor os coeficientes α_i e β_i podem ser obtidos experimentalmente através de uma curva de perda de carga externa em função da vazão de ar. O ensaio consiste em medir o diferencial de pressão estática entre as faces frontal e posterior do trocador de calor, numa faixa de velocidades do ar de 0 a

10 m/s. A vazão e temperatura de entrada do líquido refrigerante e a temperatura de entrada do ar são constantes.

Para gerar uma curva de mesmo formato da Eq. (4.3), plotou-se a pressão por unidade de comprimento (razão da pressão em Pa pela espessura do trocador de calor em m) em função da velocidade do ar (razão da vazão volumétrica em m³/s pela área frontal do trocador de calor em m²).

Um polinômio quadrático foi então ajustado à curva (sem o termo de grau zero).

A Fig. 4.5 ilustra um exemplo.

Curva de Perda de Carga Externa (Ar) do Radiador

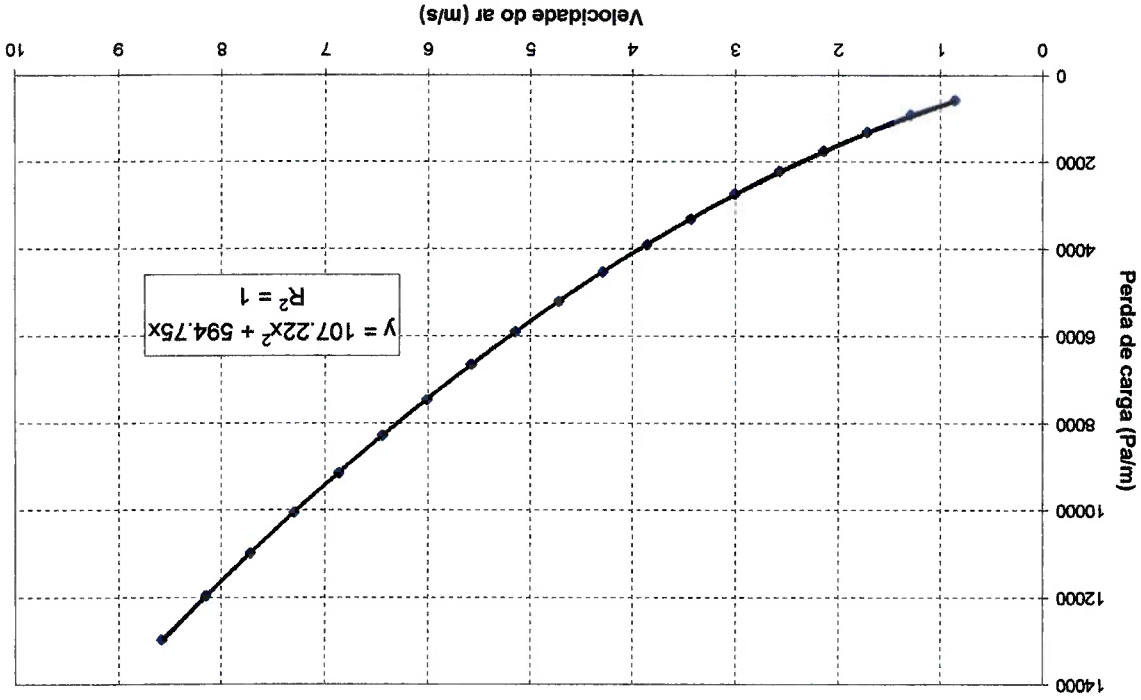


Figura 4.5: Exemplo de curva de perda de carga externa de um trocador de calor.

Esta expressão possui o mesmo formato da equação do meio poroso (4.3), com α_i sendo 107,22 e β_i sendo 594,75.

Assim ficam determinados os valores dos coeficientes de permeabilidade. Estes valores são aplicados na direção do escoamento ao passar entre os tubos, e nas outras duas direções são aplicados coeficientes de ordem de grandeza muito maior (~1000 vezes). Dessa forma, não é permitido o escoamento nestas duas direções,

somente haverá escoamento na direção transversal aos tubos com a resistência imposta por α e β .

4.1.2.2 Ventiladores

Os ventiladores exercem um papel importante no escoamento de ar em baixas velocidades, o que torna necessária a simulação de seu funcionamento nas simulações.

Existem basicamente duas opções para simular os ventiladores no **STAR-CD**[®]. A primeira delas é considerar que a malha do ventilador está girando numa velocidade angular constante sobre determinado eixo, através da técnica “*Rotating Reference Frames*”. Nesta formulação as equações da quantidade de movimento são modificadas para considerar as forças centrífugas e de Coriolis. São adicionados às equações termos de fonte correspondentes a estas forças.

A segunda alternativa para a simulação dos ventiladores é adicionar estas fontes de quantidade de movimento às equações de transporte através de sub-rotinas. Neste caso a malha permanece estática, mas torna-se necessária a obtenção experimental de uma curva de “*performance*” do ventilador. Esta alternativa foi a escolhida para fazer as simulações.

Nesta técnica, a força aerodinâmica que o ventilador exerce sobre o escoamento de ar é representada pelo aumento de pressão através do ventilador. A curva característica ou de “*performance*” do ventilador representa o aumento de pressão em função da vazão volumétrica. A Fig. 4.6 mostra uma curva característica típica de um ventilador.

Curva Característica de um Ventilador Automotivo

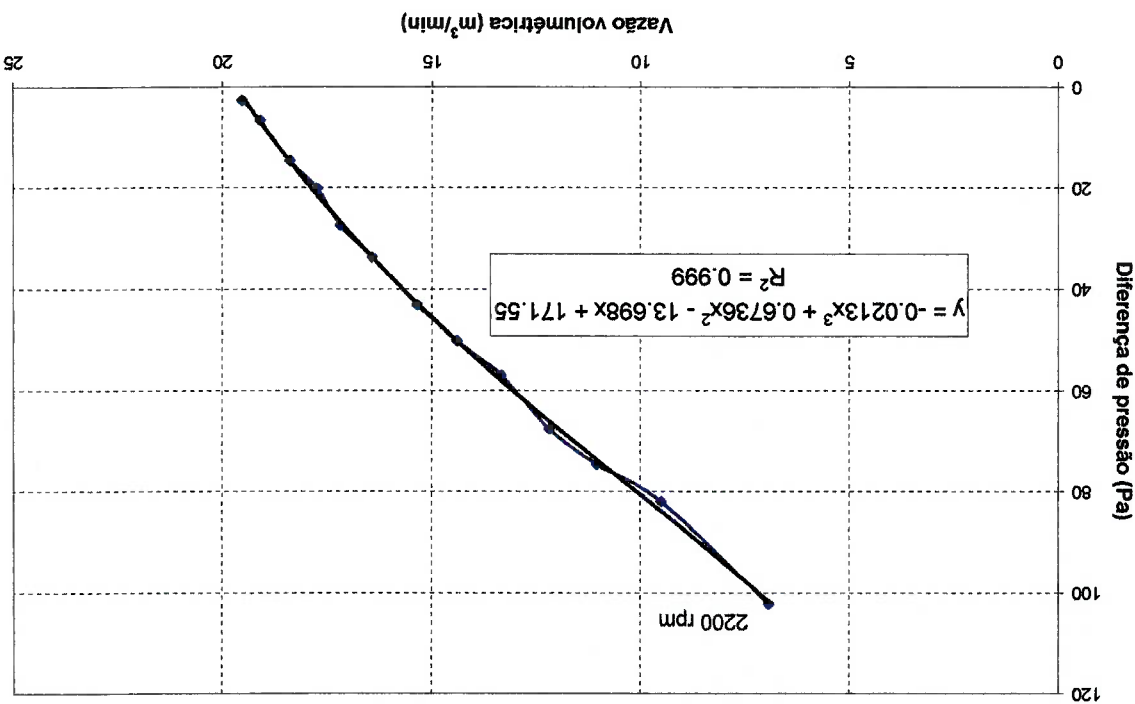


Figura 4.6: Exemplo de curva característica de um ventilador automotivo.

Segundo CHEN⁴ (2000), para uma dada rotação, a curva característica pode ser ajustada por um polinômio do tipo

$$\Delta P = A + B\bar{Q} + C\bar{Q}^2 + D\bar{Q}^3 + \dots \quad (4.4)$$

onde ΔP é o aumento de pressão em (Pa), \bar{Q} é a vazão volumétrica em (m^3/min) e A, B, C, \dots são constantes. Para uma certa vazão de ar, o aumento de pressão do ventilador é determinado pela curva, e a partir deste a força axial resultante pode ser calculada. Esta força é utilizada como fonte de quantidade de movimento para as células que representam o ventilador.

Tipicamente a curva característica de um ventilador é levantada para um número limitado de rotações, que não são necessariamente a rotação de operação a

⁴ CHEN, K.-H. (GENERAL MOTORS, Warren, Michigan, EUA) A momentum source method for automotive fan simulation. Relatório técnico interno da GENERAL MOTORS, 2000.

ser simulada quando o veículo está em funcionamento. Para determinar o aumento de pressão no caso de uma rotação diferente, seria necessário fazer uma aproximação interpolando ou extrapolando os valores existentes. Uma aproximação melhor é conseguida com o uso da “Lei Universal dos Ventiladores”, que pode ser vista com detalhes em (JORGENSEN, 1961 apud CHEN⁴, 2000). Esta lei transforma os valores de pressão e vazão em variáveis adimensionais. Desta forma, obtêm-se uma única curva que contém as curvas características para várias rotações.

Os ventiladores automotivos são geralmente instalados atrás do radiador, operando com o ar quente que acabou de passar pelo trocador de calor. Esta temperatura é diferente da temperatura em que foi levantada a curva característica, portanto torna-se necessário corrigir a diferença de densidade do ar no momento de se determinar o aumento de pressão. A seguinte correção pode ser aplicada, de acordo com a lei do ventilador

$$(\Delta P)_{\text{corrigido}} = \left(\frac{T_0}{T_1} \right) \times \Delta P \quad (4.5)$$

sendo T_1 a temperatura de teste e T_0 a temperatura de operação, que é definida pela média das temperaturas das células na face frontal do ventilador.

O *STAR-CD*[®] não inclui esta formulação para ventiladores, a mesma deve ser programada através de sub-rotinas. Estas sub-rotinas são compiladas juntamente com o código do simulador e resolvidas conjuntamente a cada iteração. As sub-rotinas utilizadas neste trabalho foram desenvolvidas pela *GENERAL MOTORS NORTH AMERICAN OPERATIONS*.

Para cada condição simulada devem ser definidas pelos usuário as seguintes condições de operação para o ventilador: temperatura de operação, rotação e sentido de rotação.

4.1.3 Geração da malha

A partir do que foi descrito nas seções anteriores, o processo de geração da malha consistiu de três etapas:

- Preparação dos modelos de CAD para os programas geradores de malha

- Geração da malha superficial (2D)
- Geração da malha volumétrica (3D)

4.1.3.1 Modelos de CAD

A primeira etapa consistiu em obter os arquivos de CAD de toda a geometria descrita no item 4.1.1. O programa de CAD utilizado pela GM é o *Unigraphics*[®]. Este programa reúne módulos integrados de CAD/CAM/CAE e uma variedade de conversores de arquivos.

Antes de se converter o arquivo de CAD para o formato do gerador de malhas, cada componente foi aberto no *Unigraphics*[®] (componentes individuais ou conjuntos) e foi verificada a sua integridade.

Geralmente o modelo de CAD possui mais detalhes do que os necessários para um modelo de CFD, e o trabalho de geração da malha é facilitado quando é feita uma “limpeza” das superfícies antes de se iniciar o processo de geração.

O *Unigraphics*[®] possui ferramentas para simplificar e extrair superfícies, assim o trabalho de “limpeza” foi iniciado dentro do próprio *Unigraphics*[®]. Desta forma, exportou-se para o gerador de malhas um arquivo IGES contendo somente as informações essenciais para que a malha pudesse ser gerada.

Quando a informação de CAD não estava disponível, foram utilizados modelos de outras áreas do CAE, como os de Análise Estrutural e de “*Crashworthiness*”.

4.1.3.2 Malha superficial (2D)

O programa utilizado para gerar a malha superficial dos modelos deste trabalho foi o *Hypermesh*[®].

Este programa é um pré e pós-processador de CAE. As entidades com as quais ele trabalha são nós, linhas, superfícies, e elementos triangulares, quadrados, hexaédricos e tetraédricos além de outros. Algumas funcionalidades úteis para este trabalho são a “limpeza” de superfícies de CAD e a triangularização das superfícies com uma variedade de opções.

O *Hypermesh*[®] possui alguns algoritmos para a geração de triângulos, o mais utilizado para a geração da malha dos modelos deste trabalho foi o “*Advancing Front*”. Este algoritmo garante uma boa qualidade dos elementos procurando gerar o maior número possível de triângulos equiláteros. É necessário partir de uma

triângulos das superfícies próximas deveriam ser menores que a distância entre elas. Quando dois componentes estão muito próximos, e o espaço entre eles é pequeno, os componentes que estão próximos a ele, para evitar que este problema ocorra. triangular de um componente, deve se ter em mente o tamanho dos triângulos dos vizinhos, para que tetraedros de qualidade ruim não sejam gerados. Ao criar a malha Deve se evitar que ocorram mudanças bruscas no tamanho de triângulos

aproximadamente 5 vezes maior que o de triângulos da malha superficial. exigindo que o tamanho dos triângulos seja maior. O número de tetraedros é número total de células computacionais (tetraedros) do modelo deve ser limitado, capacidade da máquina para o processamento e do tempo de resposta desejado, o também um compromisso em relação ao número de elementos. Dependendo da Além dos requisitos de acurácia na representação da geometria, deve haver

mm. elementos de 25 mm, e nas proximidades do CRFM os triângulos medem cerca de 15 maior parte dos componentes do compartimento do motor foi modelada com superfícies do teto, portas e para-brisa foram modeladas com elementos de 50 mm. A importante para definir o escoamento de ar no compartimento do motor. Já as triângulos de 5 a 10 mm, pelo fato da largura das aletas ser fina, e por ser uma peça Por exemplo, a grade do radiador e do para-choque foram modeladas com refinadas.

importantes para definir o escoamento pelos trocadores de calor devem ser mais podem ocorrer gradientes elevados, separação do escoamento, e aquelas que são de detalhes que se deseja representar e também do escoamento. Regiões em que menores ou maiores depende do tamanho da peça que esta sendo modelada, do nível triângulos, de tamanho variando de 5 a 50 mm. A decisão de se utilizar elementos Para cada componente do modelo foi criada uma malha composta por

superfície para poder utilizar este algoritmo, sem restrições em relação a furos e arestas no seu interior, e também em relação ao número de lados.

Este algoritmo percorre o perímetro da região, criando elementos ao longo das bordas, até que toda a região seja preenchida por elementos. Então grupos de elementos são examinados para verificar se uma mudança local na conectividade poderia melhorar a qualidade do elemento. Por fim é feito "smoothing" (amaciamento) através da movimentação dos nós até uma tolerância especificada.

Para algumas superfícies foi utilizado o "Map as Rectangle", em casos onde o "Advancing Front" não preservava muito bem as arestas e cantos da geometria. Este algoritmo também requer uma superfície para a geração da malha, porém nesta não podem existir furos e os contornos devem ter formato retangular. Para gerar os triângulos, o programa cria quadriláteros e os divide pela diagonal mais curta.

Foram respeitados alguns critérios para a qualidade dos triângulos, visando obter como resultado final a qualidade dos tetraedros que representam o fluido. Quanto melhor a qualidade da célula computacional, maior a acurácia da simulação numérica, e menores são a chances de se ter problemas de convergência durante a solução. No *Hypersh*, uma medida de qualidade para o triângulo é o ângulo de "skew". Este ângulo é calculado da seguinte forma: primeiramente é obtido para cada nó o menor dos ângulos (denominado α) entre o vetor que liga o nó ao ponto médio da aresta oposta e o vetor que liga os dois pontos médios adjacentes a este nó. O ângulo de "skew" é 90° menos o menor dos α encontrados. A Fig. 4.7 a seguir ilustra esta medida de qualidade de um triângulo.

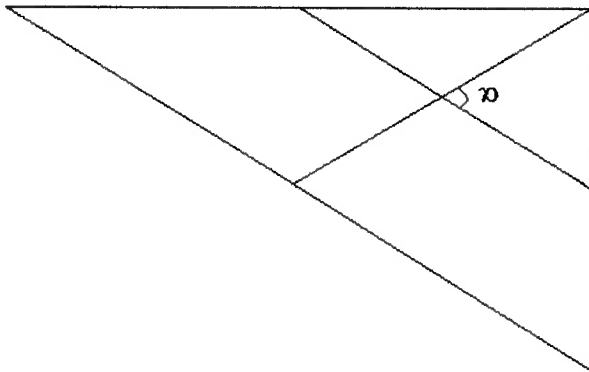


Figura 4.7: O ângulo de "skew" é 90° - (o menor dos α encontrados).

Procurou-se obedecer nas malhas geradas ângulo de "skew" máximo de 65°. Após a criação da malha triangular de cada componente, os nós devem ser equivalentes, devendo formar um volume fechado. O programa gerador automático de tetraedros entende este volume fechado de triângulos e cria a malha dentro dele.

Uma particularidade do programa gerador de tetraedros utilizado neste trabalho, o *TGrid*[®], é que podem ser criados vários volumes fechados dentro do modelo, e para cada um é criada uma malha de tetraedros que fica armazenada separadamente das outras. Assim, são criadas várias zonas de tetraedros.

Algumas vezes é desejado separar a malha fluida em zonas diferentes, seja para poder associar propriedades de material diferentes a cada uma delas, ou mesmo para facilitar a visualização, manipulação da malha e o pós-processamento.

Não é sempre que as superfícies físicas do veículo são suficientes para compor um volume fechado, faz também parte da geração do modelo criar malhas triangulares em superfícies auxiliares ou fictícias de modo a fechar um volume desejado. Um exemplo disso é a malha do ventilador, que será descrita mais adiante.

Dentro dos volumes pode haver superfícies livres, que não fazem parte de um volume fechado. Estas superfícies são paredes internas sem espessura, que no *STAR-CD*[®] são denominadas "baffles". Este tipo de elemento é muito útil para modelar peças cuja espessura é muito pequena. O *TGrid*[®] permite que haja estas superfícies livres no interior dos volumes, o que ele faz é criar tetraedros dos dois lados desta superfície, passando pelos seus triângulos.

Como já foi citado, para os ventiladores é criada uma malha tetraédrica separada das outras, para poder associar propriedades de material diferentes (fontes de quantidade de movimento, conforme descrito no item 4.1.2.2). O volume é representado pela área varrida pelas pás, como ilustrado na Fig. 4.8 a seguir.

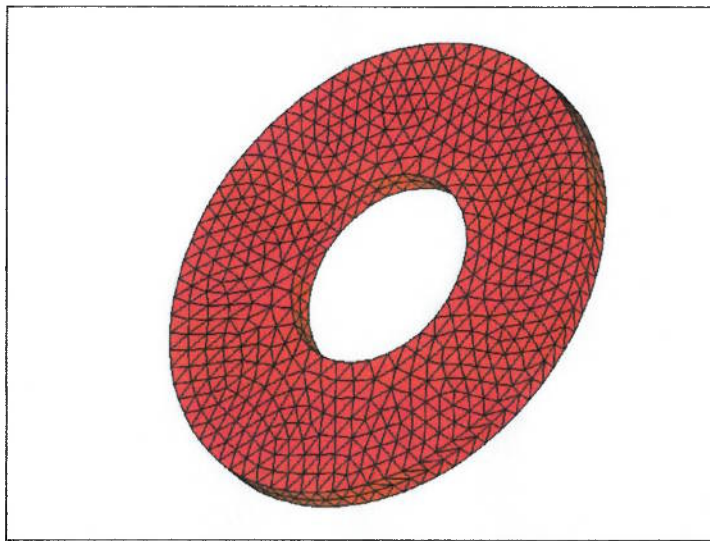


Figura 4.8: Malha tetraédrica de um ventilador.

Da mesma maneira, para cada trocador de valor deve ser gerada uma malha fluida separadamente, para que as propriedades do meio poroso possam ser aplicadas. Porém há uma restrição do *STAR-CD*® quanto ao tipo de malha do material poroso: não é permitido utilizar elemento tetraedro com este tipo de material.

Assim, para cada trocador de calor foi gerada uma malha 3D, composta por hexaedros, no próprio *Hypermesh*®. O volume corresponde à região de troca de calor, que compreende todos os tubos e aletas. A Fig. 4.9 mostra a malha gerada para cada trocador de calor.

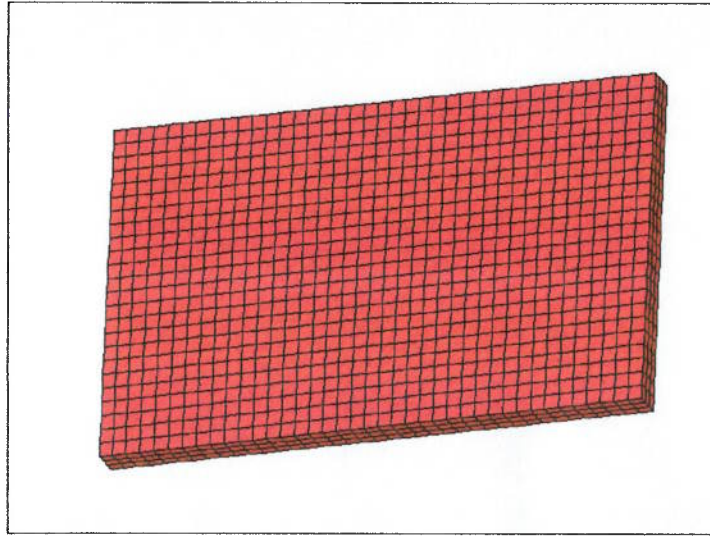


Figura 4.9: Malha hexaédrica gerada para cada trocador de calor.

Não é possível conectar diretamente face a face de uma malha hexaédrica com outra tetraédrica, como é o caso aqui, já que na primeira as faces das extremidades são quadriláteros, e na segunda, são triângulos.

Neste caso, foi necessário utilizar uma ferramenta do **STAR-CD**[®] que faz o acoplamento de duas malhas que não possuem conectividade de faces, os chamados “Acopladores” (“*Couples*”). Aqui existe uma outra restrição em relação à malha: acoplamentos não podem ser criados com elementos onde existe meio poroso, ou seja, não se pode acoplar diretamente os trocadores de calor com o restante da malha tetraédrica.

Para resolver este problema, foram criadas nos limites da extremidade hexaédrica pequenas extensões de hexaedros que não são associados a meios porosos, e assim sendo podem ser acopladas ao restante da malha. A Fig. 4.10 ilustra este procedimento.

Pode-se também observar que entre os trocadores de calor é mantida a malha

hexaédrica, a fim de se evitar a criação desnecessária de acoplamentos.

Ao redor deste conjunto de hexaedros, foi criada a malha superficial

triangular, que juntamente com o restante do veículo, constitui a base para a geração

da malha tetraédrica. A Fig. 4.11 ilustra a malha triangular criada ao redor do CRFM.

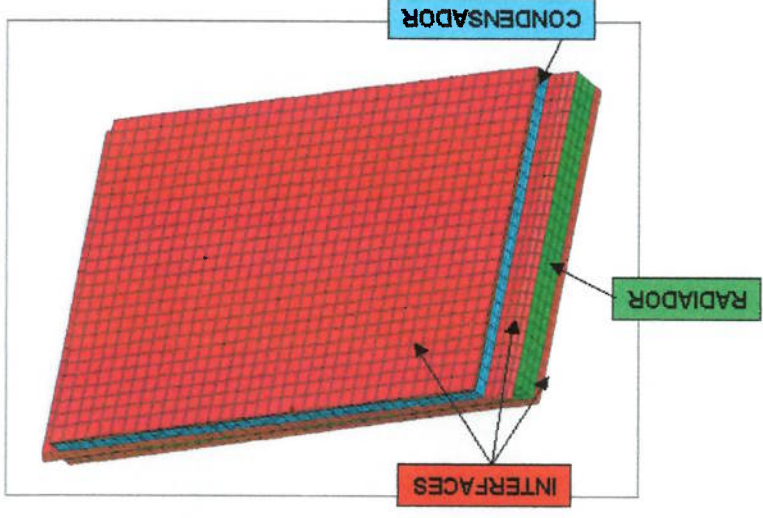


Figura 4.10: Malha hexaédrica gerada para o CRFM.



Figura 4.11: Malha triangular do CRFM.

4.1.3.3 Malha volumétrica (3D)

O programa utilizado para a geração da malha volumétrica tetraédrica foi o

TGrid[®]. Este programa faz parte do pacote do *Fluent*[®], programa comercial de CFD.

O *TGrid*[®] é um programa de geração de malhas não-estruturadas altamente eficiente, podendo trabalhar com malhas complexas e compostas por um grande número de elementos, consistindo de células triangulares, tetraédricas, hexaédricas, prismáticas ou piramidais. Como ponto de partida, é necessário se ter um contorno discretizado compreendendo nós e arestas em 2D, ou nós e faces triangulares/quadradas em 3D. O programa ainda contém ferramentas para averiguar e artumar a malha do contorno a fim de assegurar um bom ponto de partida para a geração da malha. A malha é gerada automaticamente a partir da malha superficial, com a vantagem de permitir a existência de “*T-junctions*” e superfícies sem espessura na malha superficial de origem. Malhas híbridas também podem ser geradas, como por exemplo malha tetraédrica combinada com elementos prismáticos.

Conforme já foi mencionado no item anterior, este programa gera automaticamente uma malha tetraédrica a partir de um volume fechado, formado por triângulos. Havendo outros volumes fechados no interior, o programa gera zonas de tetraedros separadas, podendo estas ser de interesse ou não da simulação. É permitida a existência de superfícies livres no interior dos volumes, que o gerador cria tetraedros dos dois lados da superfície, passando pelos seus triângulos. Assim, não é necessário que a malha não contenha nenhuma borda livre (“*free edge*”) no seu interior, restrição que existe em alguns geradores de malha. Uma outra facilidade deste programa, é que não é necessário orientar as normais dos triângulos antes de se iniciar a geração da malha.

Para a geração da malha não-estruturada, o *TGrid*[®] emprega o método de Delaunay para produzir uma malha volumétrica 3D a partir de uma superfície triangularizada. Este método preserva as faces triangulares da superfície até o final. Uma breve descrição deste método encontra-se no próprio manual do *TGrid*[®], e no mesmo encontram-se referências para publicações que explicam o método com maior profundidade. Numa malha Delaunay, para cada célula existe uma esfera que contém, passando por todos os nós que definem esta célula. Uma malha é Delaunay quando não existe nenhum nó no interior destas esferas.

O algoritmo de geração de um malha Delaunay funciona da seguinte maneira: todas as células que contém este novo nó em suas esteras, e conectando este novo nó às faces do contorno da cavidade resultante.

A qualidade do elemento tetraedro é medida pelo “skewness”. Este parâmetro é dado por:

$$skewness = \frac{tamanho_{ótimo}}{tamanho_{célula} - tamanho_{ótimo}}$$

sendo $tamanho_{ótimo}$ o tamanho de um elemento equilátero com o mesmo raio.

O “skewness” varia de 0 a 1, sendo 0 o valor ótimo. No caso de uma malha complexa como a deste trabalho, “skewness” de até 0,98 foram encontrados. A Fig. 4.12 abaixo ilustra exemplos de tetraedros com “skewness” 0 e 1.

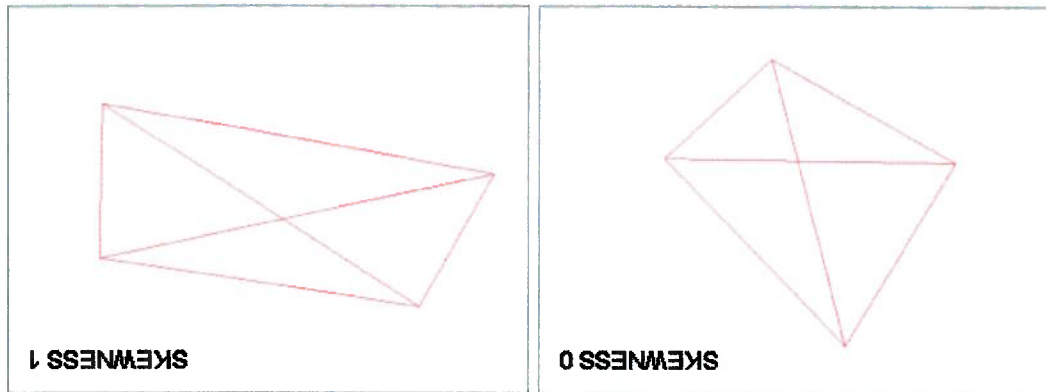


Figura 4.12: Exemplos de tetraedros com “skewness” 0 e 1.

O processo de geração automática da malha consiste de duas etapas: a geração da malha inicial, e o refinamento. A primeira etapa cria uma malha passando por todos os nós e faces do contorno, e contém elementos com “skewness” elevado. Na segunda etapa, a de refinamento, são inseridos nós no interior da malha até ser produzida uma malha adequada.

A qualidade da malha tetraédrica é altamente dependente da qualidade da malha superficial triangular. Um malha de má qualidade atrasa a convergência, produz soluções imprecisas e ainda pior, pode impedir a geração de qualquer solução.

Para gerar uma malha de melhor qualidade, o *TGrid*® pode fazer “*edge swapping*” na malha superficial, invertendo algumas diagonais, com uma certa tolerância para não alterar a forma geométrica.

Gerada a malha tetraédrica, esta é convertida para um formato compatível com o *STAR-CD*® para que o modelo de CFD possa ser finalizado.

4.2 Condições de contorno

Após a geração da malha, a próxima etapa é a definição das condições de contorno. O conhecimento e a correta aplicação das condições de contorno são necessários para se obter os resultados corretos da simulação. Por este motivo, esta é uma das etapas mais importantes de todo o processo.

Basicamente são criadas condições de contorno nas superfícies do túnel de vento e do veículo. Na seção de entrada do túnel é imposta uma velocidade constante, correspondente à velocidade do veículo. Na seção de saída é considerada pressão constante. O piso do túnel é considerado uma parede móvel, e o restante das superfícies do túnel, que são as paredes laterais e o teto são considerados planos de simetria. Todas as outras fronteiras do modelo, que são as superfícies do carro, são consideradas paredes. A Fig. 4.13 a seguir ilustra as condições de contorno impostas no túnel de vento.

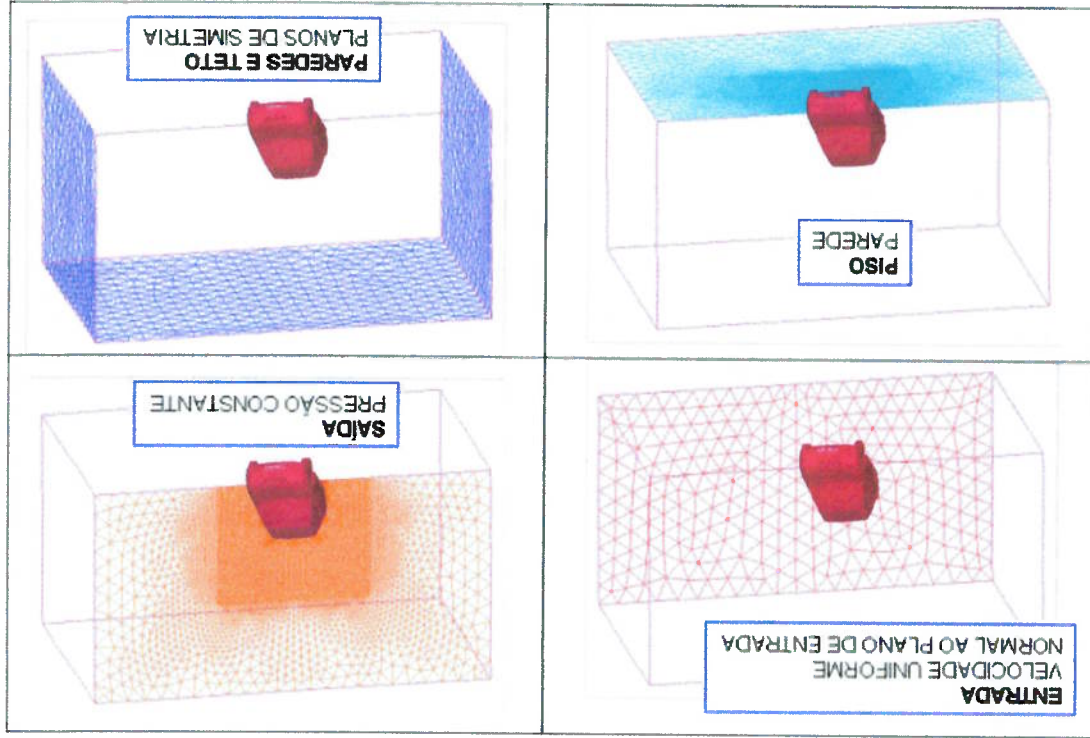


Figura 4.13: Localização das condições de contorno do túnel de vento.

Nas seções a seguir serão descritas em detalhes estas condições de contorno.

4.2.1 Entrada do túnel

Na seção de entrada do túnel de vento é imposta uma condição de contorno de entrada, através da especificação dos valores conhecidos de velocidade, densidade e valores de turbulência:

Velocidade – corresponde à velocidade de teste do veículo, aplicada em toda a região de entrada na direção normal à superfície.

Densidade – é aplicado o valor de densidade utilizado na definição das propriedades do ar. A simulação é feita sem variação de densidade. A densidade pode ser considerada como constante devido ao fato das simulações ocorrerem para baixos valores do número de Mach.

Turbulência – são especificados os valores da intensidade de turbulência I e da medida da escala de turbulência l , ambos obtidos experimentalmente do túnel de vento aqui representado. Estas grandezas são mais fáceis de serem obtidas do que os valores de k e ε .

A intensidade de turbulência I corresponde a

$$I \equiv \frac{U}{n'} \tag{4.6}$$

sendo U o módulo da velocidade média de entrada, e n' a flutuação da velocidade. Geralmente o valor de I é muito menor do que 1.

A partir do valor de l fornecido pelo usuário, o programa calcula o valor de n' para então calcular a energia cinética turbulenta k na entrada, necessária para a resolução das equações de turbulência.

Além de k , a dissipação da energia cinética turbulenta ε também deve ser conhecida na entrada, e esta é calculada a partir do valor da escala de turbulência l fornecida pelo usuário através de

$$\varepsilon = \frac{l}{C_{3/4} K_{3/2} n'} \tag{4.7}$$

sendo C_{μ} um coeficiente empírico do modelo de turbulência.

A escala de turbulência l está relacionada com o comprimento de mistura, e pode ser encontrada na literatura para escoamentos bem conhecidos (e.g. dutos e camada limite). Os valores de turbulência utilizados neste trabalho foram: $I = 0,6\%$ e $l = 0,1$ m, de acordo com os dados obtidos do túnel de vento. Todas estas variáveis impostas na região de entrada são aplicadas no centro das faces das células, e os fluxos são calculados diretamente delas. A pressão é extrapolada do interior do domínio.

4.2.2 Saída do túnel

Na saída de saída é imposta uma condição de pressão constante. A opção por utilizar uma condição de pressão ao invés de uma condição de saída (onde os gradientes de todas as variáveis ao longo da direção do escoamento são nulos) é que nesta última a direção do escoamento em toda a seção de saída deve ser orientada para fora do domínio. Neste problema, a geometria da seção de saída faz com que possam ocorrer recirculações, e em certos locais a direção do escoamento é orientada para dentro. Por este motivo não é aplicada uma condição de saída, e sim uma de pressão. Na condição de pressão, a direção do escoamento é determinada durante a solução.

Em relação à condição de pressão, é recomendável criar uma extensão da malha após a seção de saída para facilitar a convergência da solução quando esta condição de contorno é utilizada em malhas tetraédricas.

Neste trabalho, foi criada uma extensão de 1 m fazendo-se uma operação de extrusão a partir das faces da seção de saída na direção normal à seção. Assim, esta região da malha é inteiramente composta por elementos prismáticos. A Fig. 4.14 ilustra a extensão da malha.

No teto e nas paredes do túnel foram aplicadas condições de simetria. Esta condição de contorno aproxima a região a uma corrente livre. Neste estudo as superfícies do teto e das paredes do túnel estão longe da região de interesse, e a condição de simetria é apropriada para estas regiões.

4.2.3 Teto e paredes do túnel

gradientes locais de pressão. As componentes da velocidade na seção de saída são calculadas a partir dos gradientes ao longo das linhas do escoamento que atravessam a superfície é zero. valores de k e ϵ na seção de saída são calculados pelo programa, assumindo que o Turbulência – é aplicada uma condição de gradiente zero, significando que os corresponde à pressão relativa, que neste caso é zero).

Pressão – é aplicado um valor de pressão estática constante ao longo de toda a seção de saída, correspondente à pressão atmosférica (o valor aplicado pelo usuário corresponde a pressão relativa, que neste caso é zero). Os seguintes valores são especificados neste contorno:

A condição de contorno de pressão é aplicada na face de saída da extensão da malha, como indicado na Fig. 4.14.

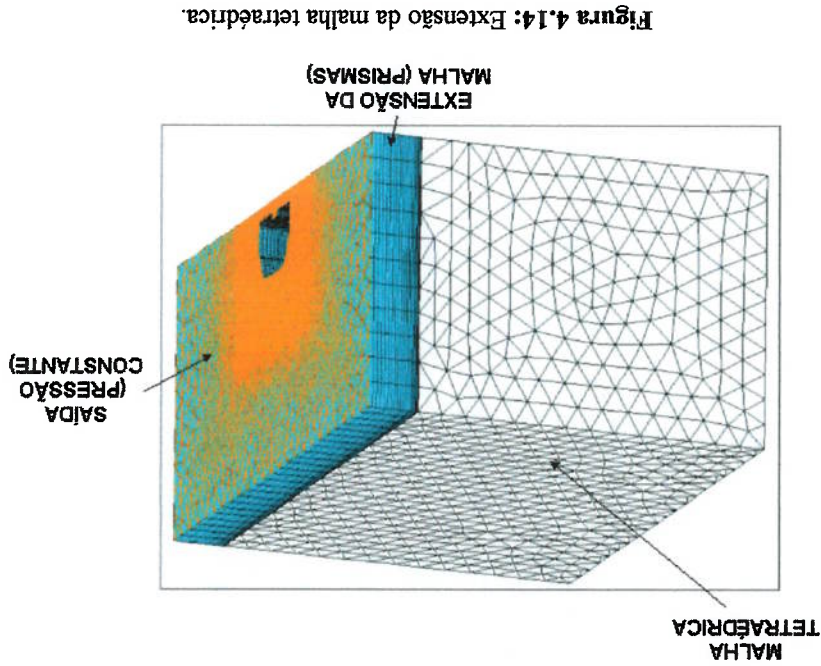


Figura 4.14: Extensão da malha tetraédrica.

Assim sendo, o simulador precisa resolver a camada limite que se desenvolve adjacente a estas superfícies. O método de solução da camada limite empregado nas simulações foi o da “função de parede”, para ser utilizado em conjunto com o modelo $k-\epsilon$ de turbulência. O *STAR-CD*® baseia-se no modelo apresentado na referência LAUNDER, SPALDING, 1974 apud STAR-CD Version 3.10 User's Manual, 1999, para sua formulação. A vantagem é que não é necessário se ter uma malha extremamente refinada próxima à parede, que seria necessário para se calcular

aderência. superfícies do veículo, são definidas como paredes estacionárias com condição de quanto das internas (superfícies definidas como “*baffles*”), que correspondem às As condições de contorno das superfícies restantes, tanto das fronteiras

4.2.5 Superfícies do veículo

movimento. para representar melhor a camada limite que se forma no solo com o veículo em modernos, dedicados a estudos de aerodinâmica veicular, existem esteiras rolantes mesma velocidade imposta na entrada. Deve-se ressaltar que em túneis de vento utilizar como condição de contorno para o piso uma parede movendo-se com a controlando os valores do y^+ . Assim sendo, para simplificar o problema, optou-se por para a camada limite que se desenvolve no piso, com elementos prismáticos e estacionária com condição de aderência, seria necessário criar uma malha apropriada vento. Porém, para reproduzir o que acontece no túnel de vento, isto é, uma parede de um teste realizado com o veículo em movimento, do que parado num túnel de velocidade igual àquela do escoamento ao longe. Esta condição se aproximaria mais No piso do túnel é aplicada uma condição de parede deslizando com

4.2.4 Piso do túnel

variáveis. considerada zero, e também os gradientes na direção normal de todas as outras usuário. Na superfície de simetria, a componente normal da velocidade é A condição de simetria não requer a especificação de nenhum parâmetro pelo

a distribuição de velocidade, pressão e turbulência dentro da camada limite utilizando as equações de transporte. Porém este método é uma aproximação, cuja acurácia depende de algumas condições:

- As variações da velocidade e de outras grandezas se dão predominantemente na direção normal à parede.
- Os efeitos dos gradientes de pressão e outras forças são pequenos, de modo que as tensões de cisalhamento dentro da camada limite são uniformes.
- As tensões de cisalhamento e os vetores de velocidade são alinhados e unidirecionais.
- Existe um balanço entre a produção e a dissipação da energia turbulenta.
- Há uma variação linear do comprimento da escala de turbulência.

Segundo esta formulação, o perfil de velocidade na direção normal à parede em função da distância y da parede é dado por:

$$n_+ = \begin{cases} \frac{\kappa}{1} \ln(Ey_+) & , y_+ > y_m^+ \\ y_+ & , y_+ \leq y_m^+ \end{cases} \quad (4.8)$$

sendo n_+ - $(n - n_w)/n_\tau$

n - velocidade tangencial do fluido

n_w - velocidade da parede

n_τ - $(\tau_w/\rho)^{1/2}$

τ_w - tensão de cisalhamento na parede

y_+ - $\rho C_{\mu}^{1/4} k_{1/2}^{1/2} y/n$

κ, E - coeficientes empíricos (Tabela 3.1)

e y_m^+ satisfaz a equação:

$$y_m^+ - \frac{\kappa}{1} \ln(Ey_m^+) = 0 \quad (4.9)$$

O valor da constante E utilizado de 9.0 corresponde a uma parede lisa. Em relação aos parâmetros de turbulência, em condições de equilíbrio tem-se:

$$k_+ = C_{\mu}^{-1/2} \quad (4.10)$$

$$\varepsilon_+ = \frac{\kappa}{C_{3/4}^{\mu}} \quad (4.11)$$

sendo

$$k_+ \equiv \frac{\tau_w}{\rho} \quad (4.12)$$

$$\varepsilon_+ \equiv \frac{\varepsilon}{k^{3/2}} \quad (4.13)$$

Normalmente a Eq. (4.10) não é invocada diretamente, primeiramente a equação de transporte da energia cinética turbulenta apropriadamente modificada é resolvida para considerar os efeitos de não-equilíbrio da turbulência na borda da camada. Se a solução parecer estar em equilíbrio, o resultado da Eq. (4.10) é então utilizado.

As seguintes modificações são aplicadas à equação de transporte de k :

- o fluxo difusivo de k na parede é zero;
- a geração de turbulência é calculada assumindo-se que a taxa de deformação predominante é $\partial u/\partial y$, e a tensão de cisalhamento predominante é a componente tangencial τ_w ;
- a dissipação da energia cinética turbulenta é calculada por uma integração no volume da distribuição de ε da função de parede, dada pela Eq. (4.11).

A equação de transporte de ε não é resolvida nas células adjacentes à parede, os valores da dissipação são obtidos diretamente da relação algébrica (4.13).

Numericamente, esta formulação é aplicada à camada de células imediatamente adjacentes à parede, assumindo que o nó central P está posicionado a uma distância de cerca de 30-100 unidades de y^+ da parede (Fig. 4.15).

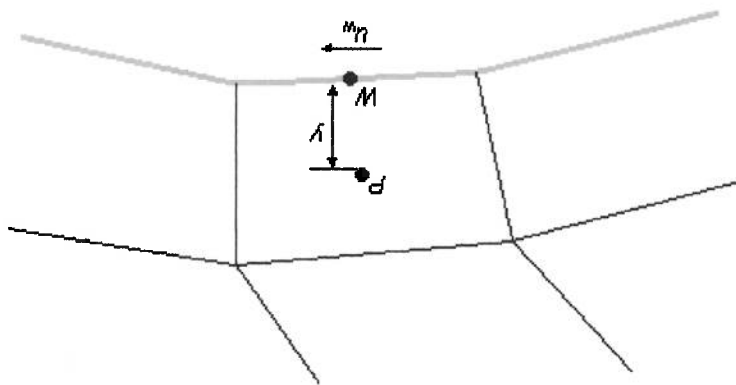


Figura 4.15: Desenho esquemático das células adjacentes à parede.

Se o nó P estiver a uma distância fora desta faixa, a camada limite não é resolvida adequadamente.

Maiores detalhes sobre estas formulações podem ser encontrados em (PERIC, 1985 apud STAR-CD Version 3.10 User's Manual, 1999).

Sabe-se que é recomendável criar pelo menos uma camada de células prismáticas adjacentes à parede, no caso de se utilizar uma malha tetraédrica. Porém, devido à complexidade do modelo, não foi criada esta camada de prismas, assumindo que as discrepâncias numéricas no cálculo da camada limite não afetarão significativamente o resultado final.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados das simulações realizadas para um veículo de passeio, incluindo comparações com teste físico.

Para realizar os estudos utilizando-se CFD, foi escolhida uma configuração de veículo considerada crítica em relação ao sistema de arrefecimento do motor. O veículo é equipado com um motor diesel, turbo compressor e transmissão manual (não é necessário um resfriador de óleo). Possui ainda ar condicionado, e utiliza um trocador de calor (o "charge air cooler") para o resfriamento do ar que sai do turbo compressor. Esta configuração é crítica, pois o calor rejeitado pelo motor é alto, e três trocadores de calor instalados no compartimento do motor (radiador, condensador e "charge air cooler") devem transferir adequadamente o calor do motor, do ar condicionado e do ar admitido pelo motor para o escoamento de ar através do compartimento do motor.

A Fig. 5.1 a seguir ilustra a malha deste modelo.

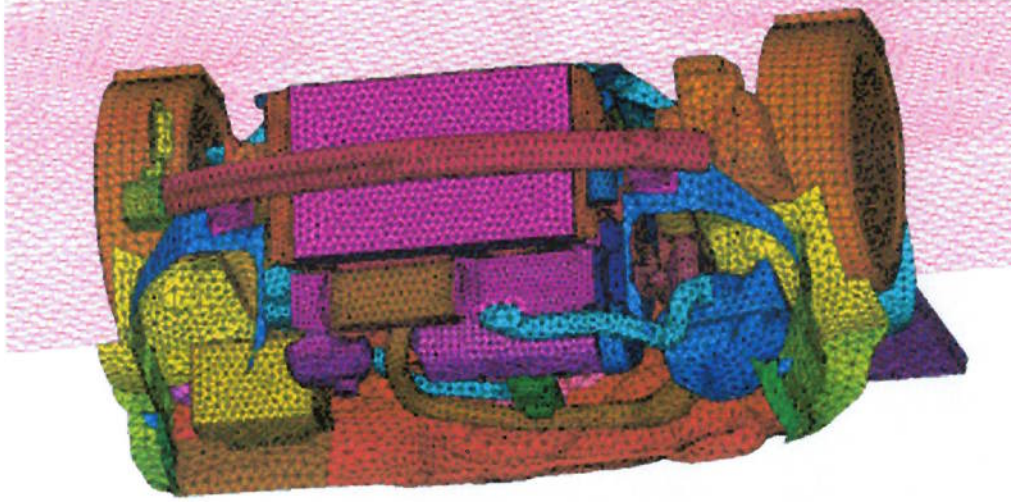


Figura 5.1: Malha superficial triangular (vista interna do compartimento do motor).

As condições de operação foram baseadas em duas condições de teste que representam situações bastante distintas. A primeira corresponde ao veículo com "trailer" subindo uma rampa com 12% de inclinação na marcha mais alta possível. Neste caso é utilizada a segunda marcha, com rotação do motor de 4500 rpm e velocidade do veículo 34 km/h. Esta condição é bastante crítica, e equivale a velocidade do veículo baixa (conseqüentemente com vazões de ar menores), e rejeição térmica do motor elevada (rotação elevada do motor). A segunda condição de teste é a de velocidade máxima, também com rotação do motor elevada, mas com velocidade do escoamento de ar no compartimento do motor, em bem distintas no que se refere ao escoamento de ar no compartimento do motor, em velocidades baixas o escoamento de ar é dominado pelos ventiladores, enquanto que em altas velocidades a influência dos ventiladores no escoamento dentro do compartimento do motor é menor.

Conforme já descrito nos capítulos anteriores, o procedimento de simulação adotado foi:

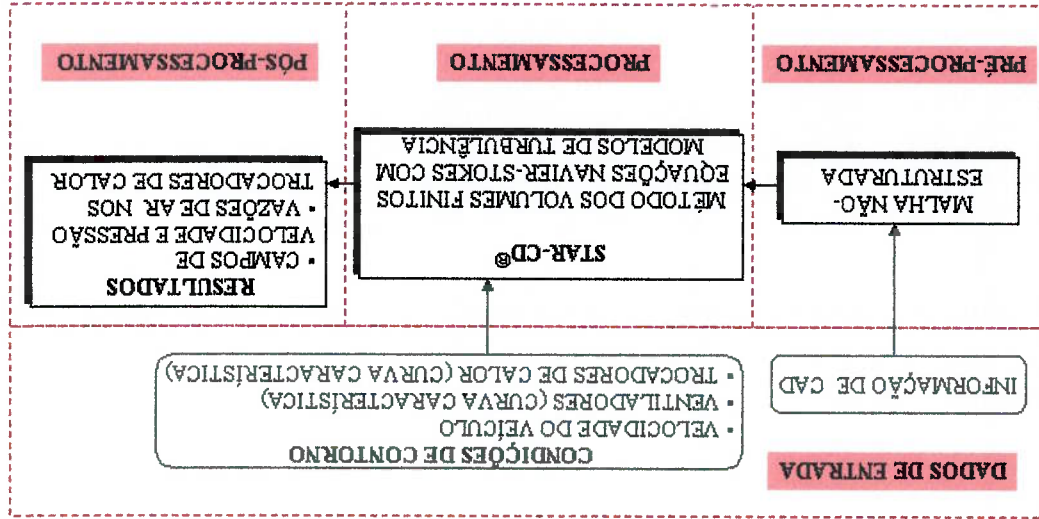


Figura 5.2: Procedimento de simulação.

5.1 Simulação e validação do modelo base

O modelo base corresponde à proposta inicial de projeto do veículo. A Fig. 5.3 a seguir mostra a configuração deste primeiro modelo.

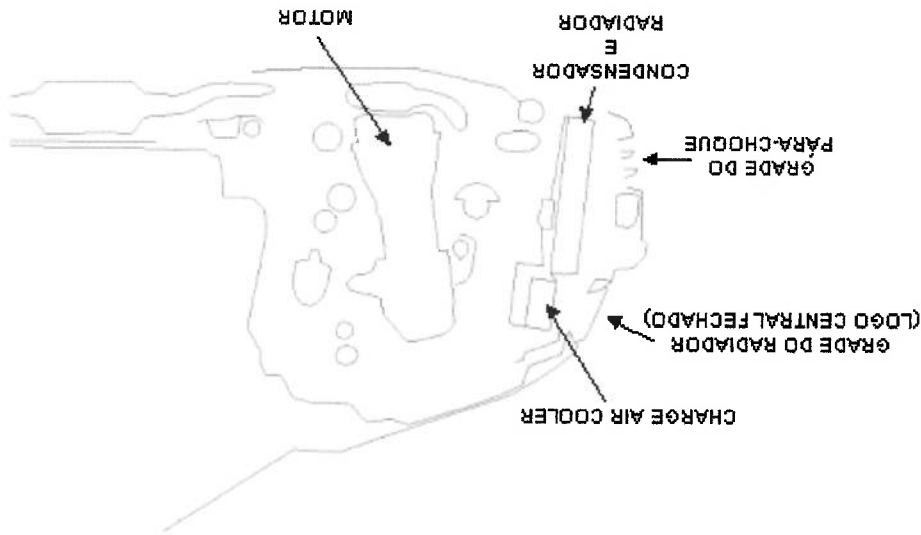


Figura 5.3: Configuração do modelo base (vista em corte na seção Y=0).

O módulo CRFM (*“Condenser-Radiator-Fan-Module”*) utilizado contém um radiador, um condensador, um *“charge air cooler”* (CAC) e dois ventiladores localizados atrás do módulo (configuração *“dual puller”*). As dimensões características destes componentes encontram-se na Tabela 5.1 a seguir:

TABELA 5.1 - COMPONENTES DO CRFM DO MODELO BASE.

RADIADOR	607 x 373 x 27
CONDENSADOR	526 x 368 x 18
CAC	260 x 114 x 50
VENTILADOR ESQUERDO	Diâmetro externo 300 mm
VENTILADOR DIREITO	Diâmetro externo 266 mm

Para cada um dos três trocadores de calor foram calculados os coeficientes α e β conforme descrito no Capítulo 4. E para cada ventilador foram determinados os coeficientes do polinômio que representa a curva de *“performance”* (também descrito no Capítulo 4), para serem utilizados no modelo.

Conforme descrito no Capítulo 3, o *STAR-CD*® foi utilizado para resolver as equações de Navier-Stokes para escoamento incompressível, isotérmico e turbulento, utilizando o modelo $k-\epsilon$ de turbulência padrão com funções de parede. Foi utilizado o método SIMPLE para o acoplamento velocidade-pressão e esquema de discretização “upwind” de primeira ordem.

os resultados experimentais. A velocidade máxima é a que foi testada no túnel de vento, e será comparada com os ventiladores ligados na velocidade máxima. Esta condição de ventiladores ligados (km/h). Foram simulados dois casos: um com os ventiladores desligados, e outro com condição de contorno na entrada do túnel de vento (velocidade do ar constante de 34 A velocidade de veículo para este caso é de 34 km/h, e é utilizada como kg e subindo uma rampa.

acionado ao máximo), com carga equivalente ao transporte de um “trailer” de 1200 em 2ª. marcha, 4500 rpm do motor, e carga parcial (pedal do acelerador não está A condição de teste simulada para o modelo base foi a de velocidade baixa:

CRFM. Esta configuração não possui defletores de ar para vedar as laterais do

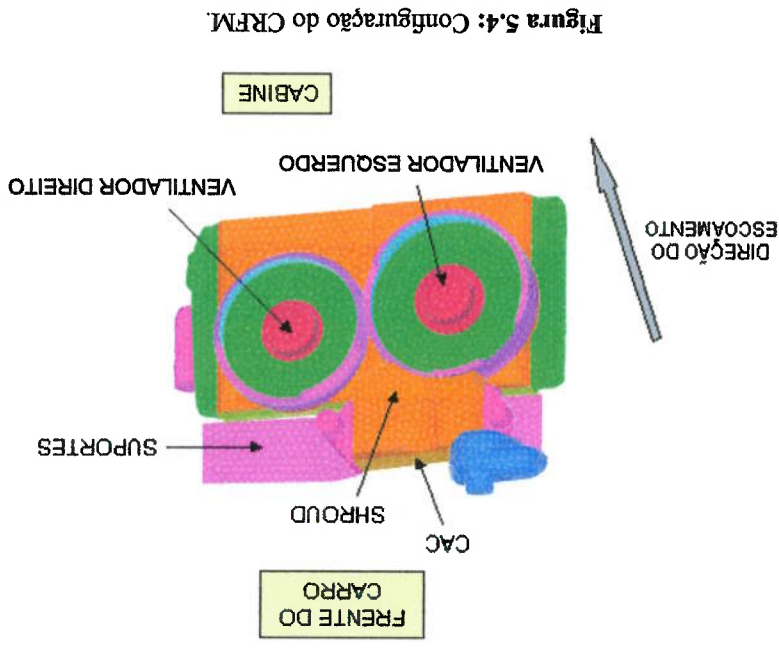


Figura 5.4: Configuração do CRFM.

A Fig. 5.4 a seguir ilustra a configuração do CRFM.

A primeira simulação obtida foi com os ventiladores desligados. A malha contém cerca de 1,6 milhão de elementos e 460 mil nós, sendo necessárias de 500 a 700 iterações para que os resíduos cheguem em 0,001 (vide seção 3.3 para definição do resíduo). Para o processamento, foi utilizado um processador de uma máquina HP N4000 com 8 processadores, totalizando cerca de 50 de horas de CPU.

A segunda simulação, com os dois ventiladores em velocidade máxima, foi inicializada a partir dos resultados da primeira simulação, necessitando em torno de 200 a 300 iterações para convergir.

O teste no túnel de vento foi feito com uma configuração de veículo semelhante à simulação. Os seguintes pontos foram instrumentados:

TABELA 5.2 - INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO TESTADO NO TÚNEL DE VENTO.

PONTO DE INSTRUMENTAÇÃO	
Temperatura de entrada do ar interno do CAC (°C)	
Temperatura de saída do ar interno do CAC (°C)	
Temperatura média de entrada do ar externo do CAC (°C)	
Temperatura média de saída do ar externo do CAC (°C)	
Rotação dos ventiladores (rpm)	
Tensão dos ventiladores (V)	
Temperatura de entrada do líquido do radiador (°C)	
Temperatura de saída do líquido do radiador (°C)	
Temperatura média de entrada do ar externo do radiador (°C)	
Temperatura média de saída do ar externo do radiador (°C)	
Rotação do motor (rpm)	

A vazão de ar pelos trocadores de calor, que é a grandeza a ser comparada com os resultados da simulação, não foi medida diretamente. Mas seu valor pode ser calculado a partir das outras medições pela equação:

$$m_{ar} = \frac{cp_{ar} (T_S^{ar} - T_E^{ar})}{q} = \frac{m_f \cdot cp_f (T_E^f - T_S^f)}{q} \quad (5.1)$$

sendo m_{ar} - vazão mássica de ar externo (kg/s)

q - calor trocado (W)

cp_{ar} - calor específico do ar (J/kg.K)

A vazão mássica do fluido interno não foi medida durante o teste. Seu valor

foi obtido de outros ensaios.

Os valores de vazão de ar pelos três trocadores de calor obtidos das duas

simulações e os calculados a partir dos dados experimentais encontram-se na Tabela

5.3 abaixo:

TABELA 5.3 - RESULTADOS DE VAZÃO DE AR PELOS TROCADORES DE CALOR.

VENTILADORES	Vazão volumétrica (m ³ /min)		Diferença CFD/Teste (%)
	CFD	TESTE	
Radiador	6,6	36,0	6
Condensador	5,3	30,6	2
CAC	0,9	2,5	5

Pode-se notar desde já a influência dos ventiladores quando o veículo está em

baixa velocidade. Para o radiador e o condensador, a vazão aumentou de 5 a 6 vezes,

enquanto que para o CAC o aumento foi de quase 3 vezes. O aumento da vazão do

CAC foi inferior ao dos outros trocadores de calor, devido ao seu próprio

posicionamento em relação aos ventiladores. A geometria do "shroud" forma um

caminho estreito e complicado para o escoamento a jusante do CAC até chegar ao

ventilador, impondo uma maior restrição.

A Fig. 5.5 mostra um comparativo entre o escoamento com os ventiladores

desligados e ligados.

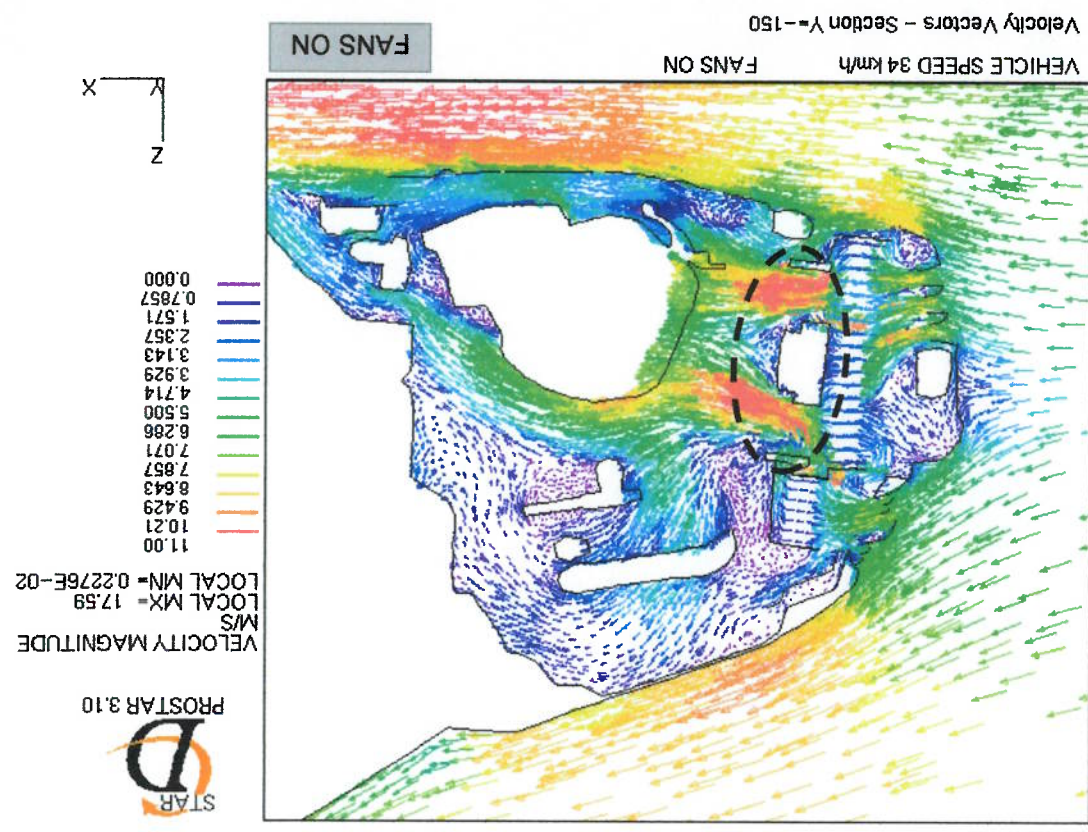
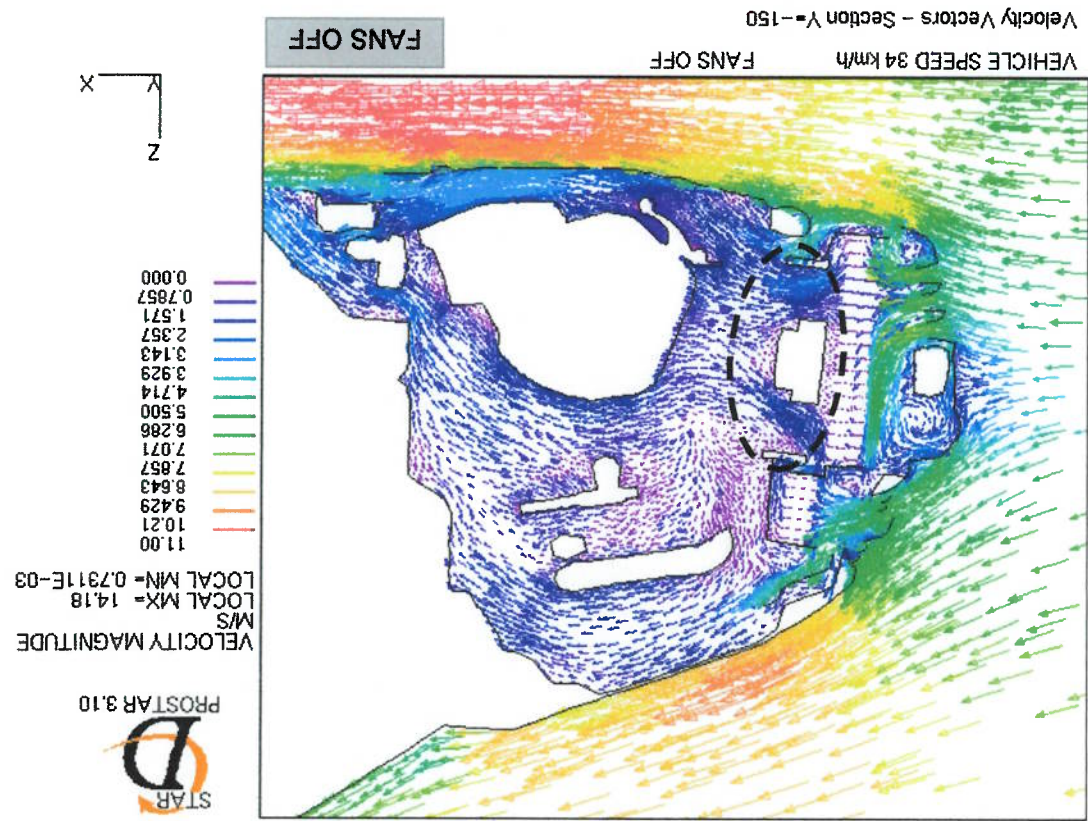


Figura 5.5: Vetores de velocidade na seção Y=-150 (Ventiladores desligados x ligados).

Na Fig. 5.5 pode-se observar o aumento da velocidade do ar ao passar pelo ventilador (região marcada na figura), e o consequente aumento da velocidade do ar pelos trocadores de calor. Os ventiladores fazem com que o ar proveniente da grade superior seja melhor aproveitado pelos trocadores de calor, em especial pelo CAC.

A Fig. 5.6 mostra os contornos de pressão para os dois casos.

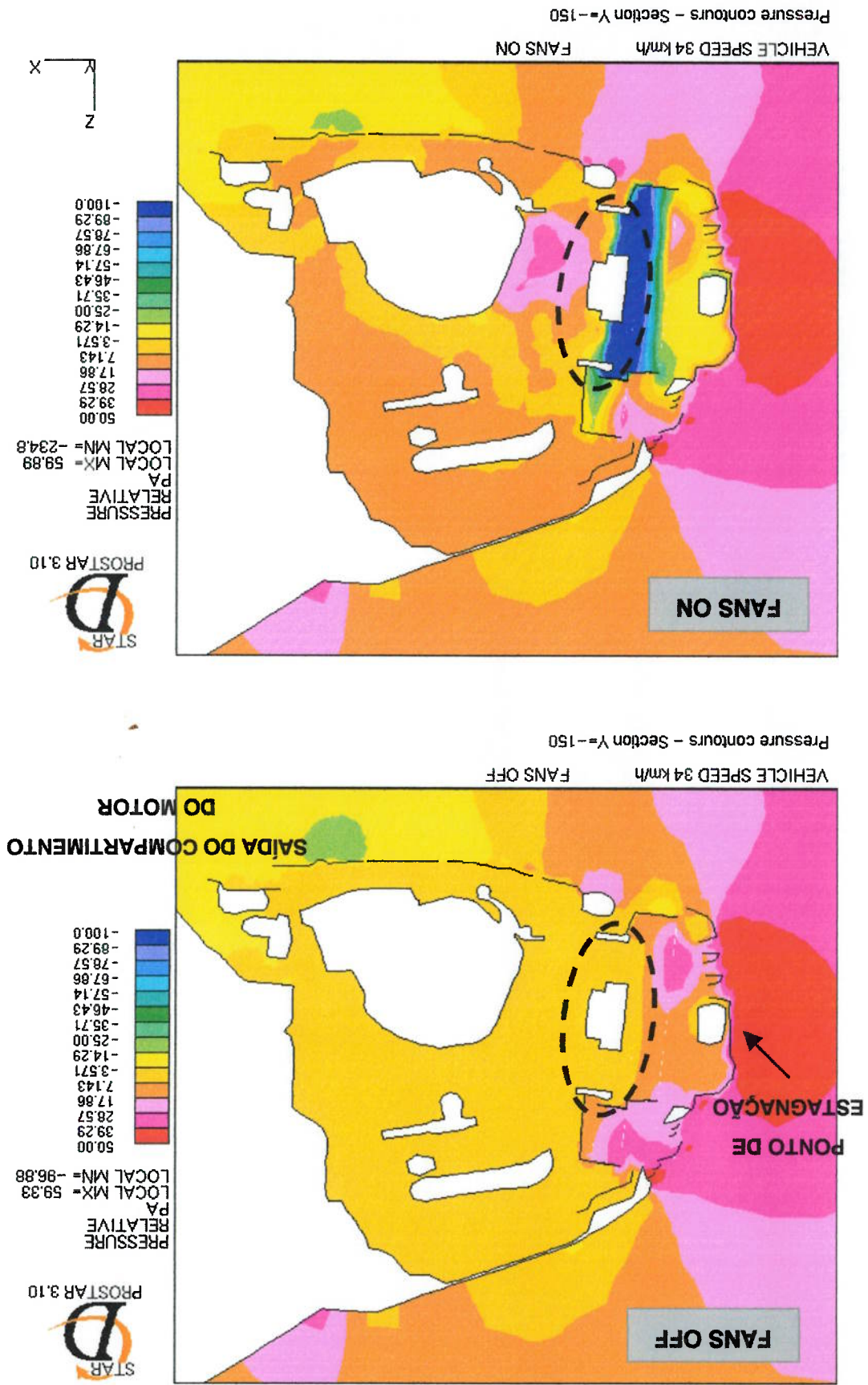


Figura 5.6: Contornos de pressão na seção Y=-150 (Ventiladores desligados x ligados).

A Fig. 5.6 mostra o aumento da pressão estática do ar ao passar pelo ventilador (região marcada na figura), conforme descrito pela curva característica utilizada pelas sub-rotinas do simulador. As figuras mostram a distribuição de pressões típica em escoamento em veículos, com o ponto de estagnação localizado no para-choque frontal e a pressão mais baixa na saída do compartimento do motor.

A Tabela 5.3 também mostra a comparação entre os resultados de simulação e de teste. A diferença máxima observada entre os resultados é de 6%, considerando os erros numéricos da simulação e os erros experimentais (a precisão dos termopares é de $\pm 1^\circ\text{C}$, e estes erros se propagam no cálculo das vazões). Este resultado pode ser considerado bom, e equivale aos resultados de correlação publicados na literatura (veja Capítulo 2).

Este resultado traz um primeiro nível de confiança na metodologia de simulação para que o desenvolvimento por CFD possa efetivamente ajudar no projeto do veículo, avaliando mudanças e propostas para melhorar o desempenho do sistema de arrefecimento.

A Fig. 5.7 a seguir mostra a distribuição de velocidades na face de entrada do condensador e do CAC, com os ventiladores ligados. A escala de cores representa a razão do módulo da velocidade do ar pela velocidade do veículo.

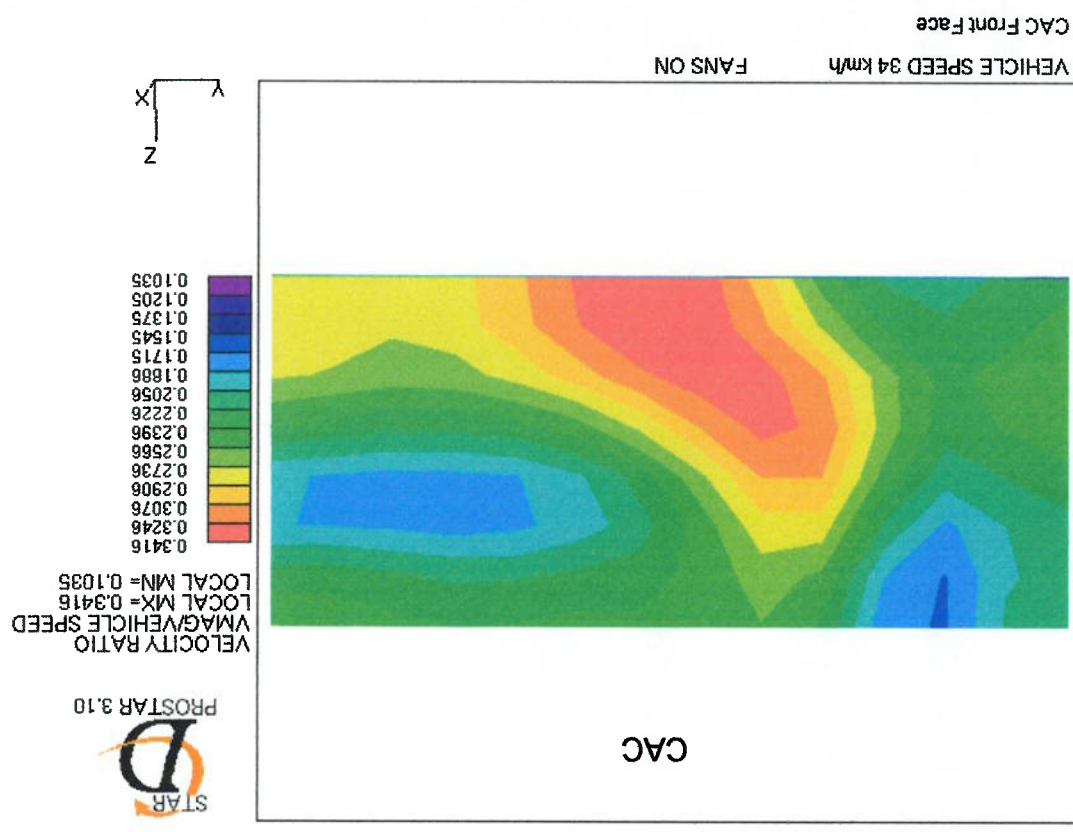
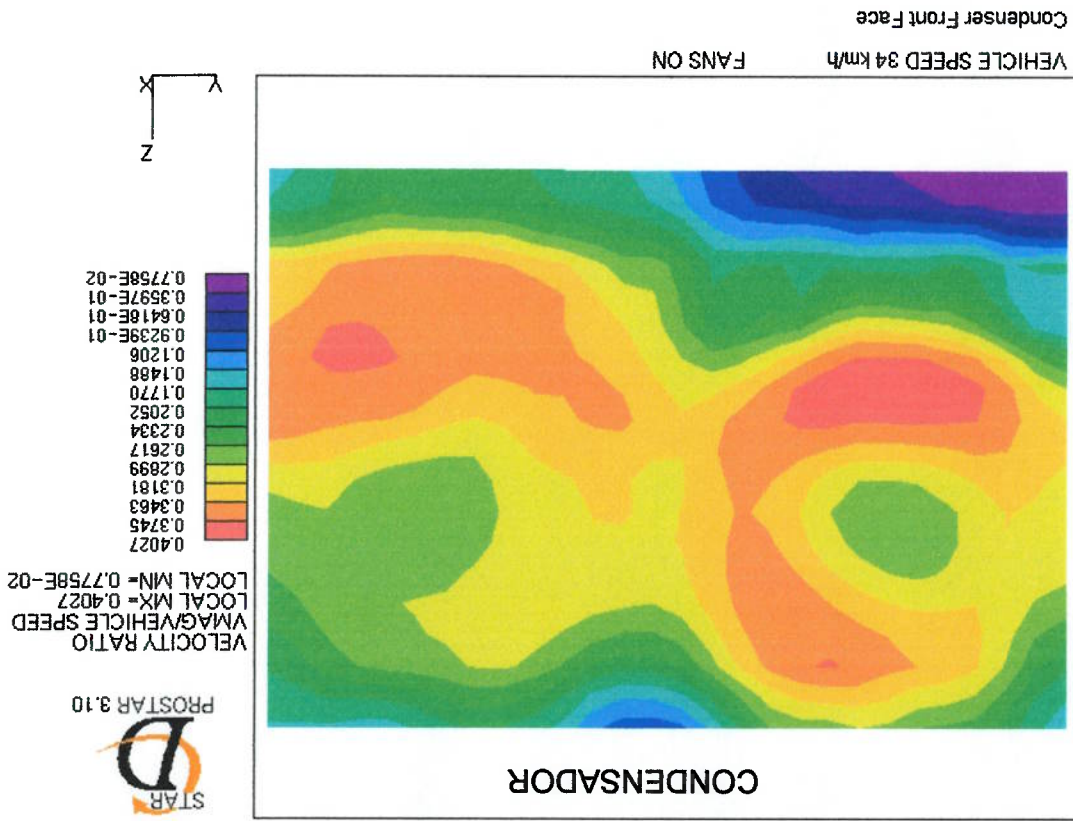


Figura 5.7: Distribuição de velocidades na face de entrada do condensador e do CAC.

Pode-se perceber que na face frontal do condensador a distribuição de velocidades é influenciada pelo funcionamento dos ventiladores, as maiores velocidades estão compreendidas nas regiões onde os ventiladores estão posicionados. Percebe-se também que na região inferior esquerda (para quem olha de frente para o condensador) as velocidades são muito baixas.

O ideal é que a distribuição de velocidades na face de entrada seja o mais uniforme possível. Segundo demonstrado em (CHIOU, 1980) apud AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998) e (EMMENTHAL, 1974 apud AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES, 1998), a não-homogeneidade da velocidade do ar reduz a “*performance*” do trocador de calor drasticamente.

Esta não-homogeneidade pode ser mensurada dividindo-se a face de entrada em um número finito n de regiões e fazendo:

$$i_h = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^n \left[\frac{m_k \cdot A_R}{A_K} - m_{tot} \right] \quad (5.2)$$

sendo m_k - vazão mássica pela área de uma região
 A_k - valor da área de uma região
 m_{tot} - vazão mássica total

Nos veículos é comum encontrar valores para $i_h = 0,5$. Conseqüentemente o calor trocado é reduzido em 11%.

Aplicando esta definição para o condensador e para o CAC da simulação com os ventiladores ligados, obtêm-se valores para i_h de 0,2009 e 0,1132 respectivamente. Dado que é frequente encontrar em veículos valores de i_h em torno de 0,5, pode-se dizer que os resultados obtidos para o caso da simulação estão estatisticamente

O resultado da avaliação da avaliação de túnel de vento deste veículo base mostrou que os valores medidos de temperatura do líquido de arrefecimento e do ar de admissão do motor estão acima do especificado:

TABELA 5.4 - RESULTADOS DO TESTE DE ARREFECIMENTO DO MOTOR EM TÚNEL DE VENTO.

Ar condicionado	Medido (°C)	Requerido (°C)	Ar de admissão do motor
	Desligado	113,3	
Ligado	Não atingido	> 120	Não atingido

Os valores do teste com o ar condicionado em funcionamento constam como “não atingido” pelo fato dos limites de temperatura permitida terem sido ultrapassados, e o teste não pôde ser concluído. Com o ar condicionado desligado a temperatura do ar na face de entrada do radiador é menor, pelo fato do condensador não estar rejeitando calor para o ambiente, e o resultado de temperatura do líquido de arrefecimento foi atingido. Já para o ar de admissão do motor, o CAC não conseguiu retirar calor suficiente do ar proveniente do turbo compressor, e a temperatura do ar está 38,4°C acima do requerido, reduzindo a “performance” do motor.

Para melhorar estes resultados existem duas possibilidades: uma é aumentar a vazão de ar através de mudanças geométricas no “design” externo frontal, trabalhar com defletores de ar e “airdams”. A outra é modificar o próprio módulo do CRFM substituindo os trocadores de calor, ou ventiladores, ou o posicionamento de qualquer um destes componentes para melhorar a “performance” do sistema. Ambas as estratégias foram avaliadas por simulação, e os resultados encontram-se nos itens a seguir.

5.2 Alteração na geometria do “design” externo frontal

Um segundo modelo – PROPOSTA-1 - foi construído para incluir mudanças geométricas na aparência do “design” externo frontal. Em termos de modelagem, as alterações são bem rápidas de se fazer, uma vez que o primeiro modelo já tenha sido construído. A malha superficial triangular do modelo base foi atualizada para

considerar as mudanças geométricas. A partir daí, uma nova malha tetraédrica foi gerada, e uma nova análise de CFD foi configurada.

A Fig. 5.8 a seguir mostra a geometria deste novo modelo, ressaltando as alterações que foram feitas em relação ao modelo base.

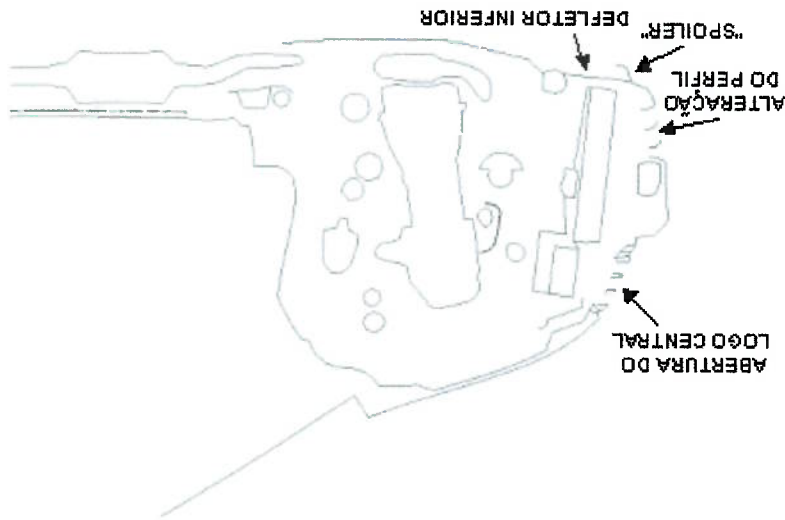


Figura 5.8: Configuração da PROPOSTA-1 (vista em corte na seção $Y=0$).

Uma alteração também foi feita no CRFM: o suporte superior foi removido, conforme mostra a Fig. 5.9. Nesta figura também podem ser vistas as duas diferentes grades do radiador.

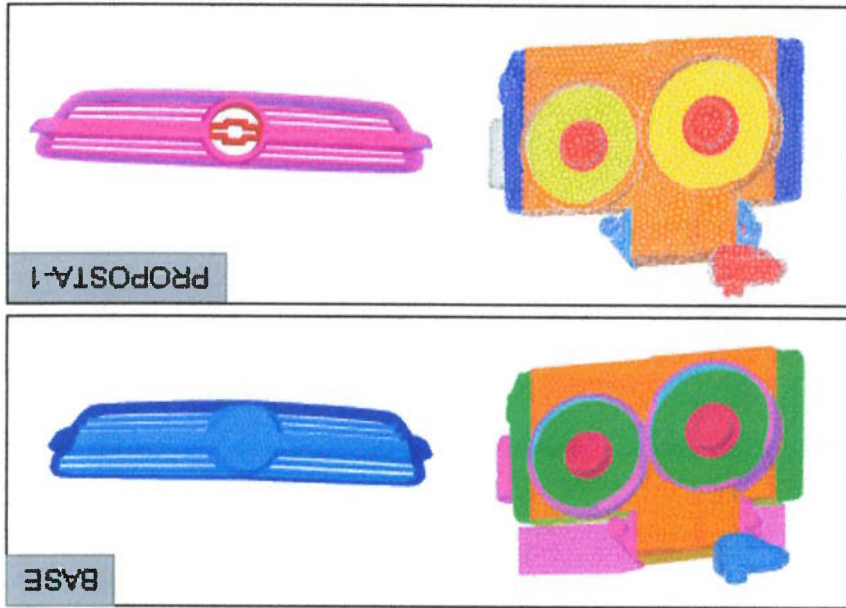


Figura 5.9: Remoção do suporte superior do CRFM e nova grade do radiador.

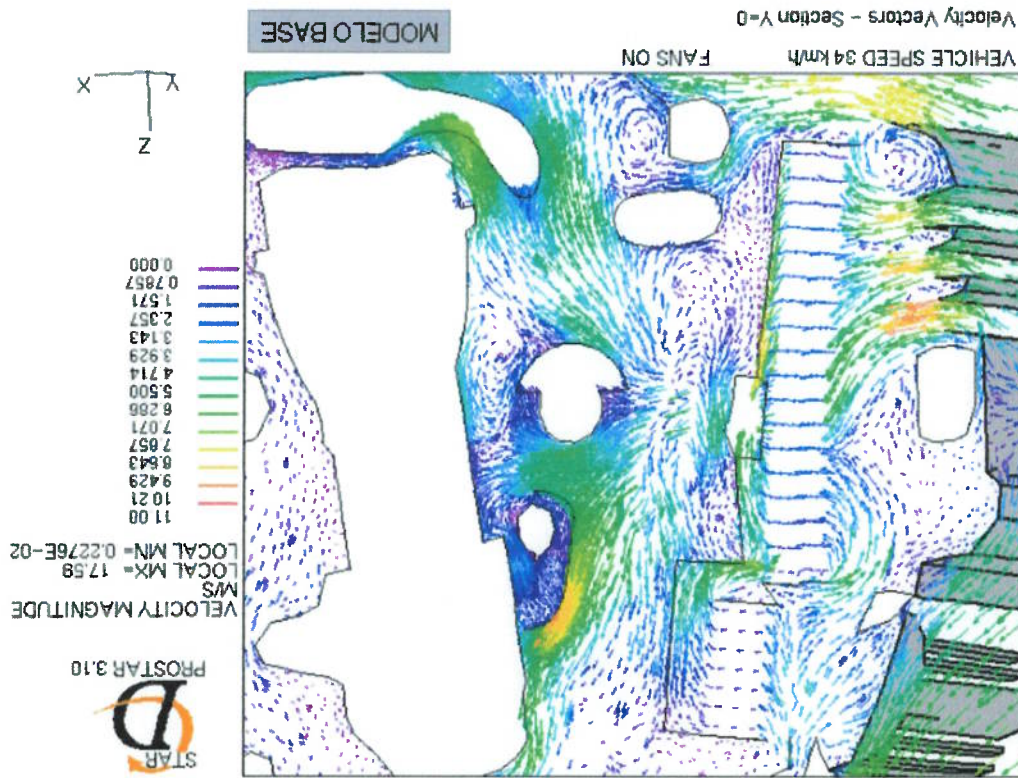
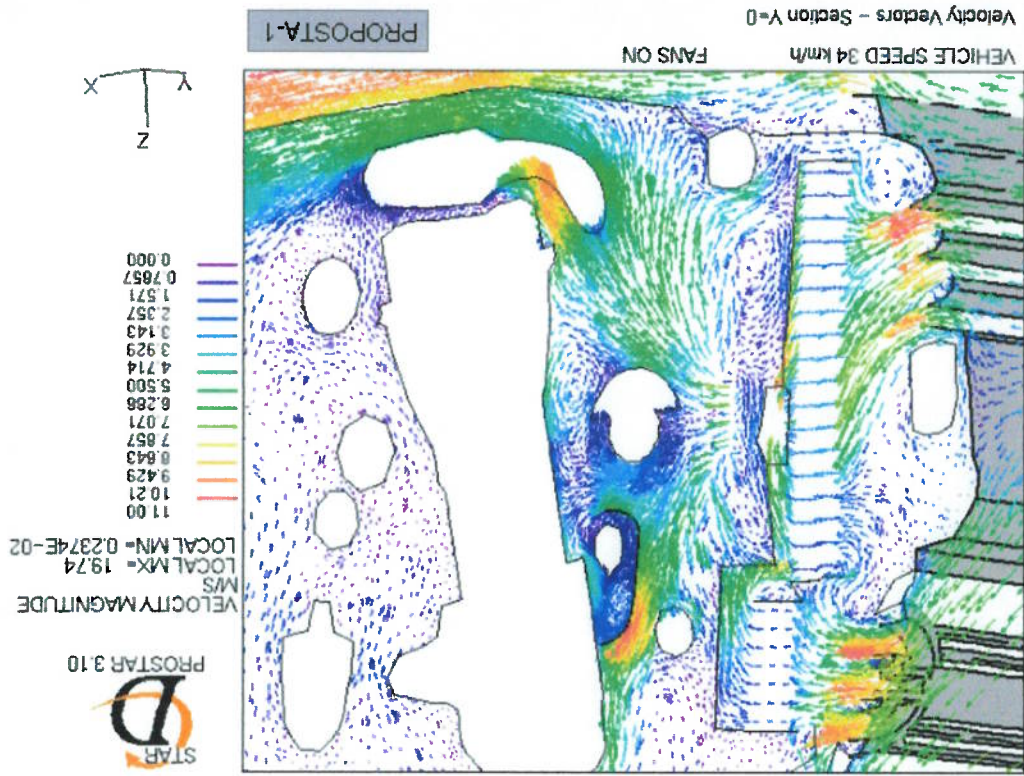
Para fazer a comparação entre o modelo base e a PROPOSTA-1 foram simuladas as duas condições de teste citadas anteriormente: a de baixa velocidade (34 km/h) com os ventiladores ligados na máxima rotação e a de velocidade máxima, com velocidade do ar aplicada na seção de entrada do túnel de vento de 150 km/h (a rotação dos ventiladores também se manteve no máximo).
 A Tabela 5.5 mostra os valores de vazão de ar pelos trocadores de calor obtidos dos dois modelos, nas duas condições de velocidade:

TABELA 5.5 - RESULTADOS DE VAZÃO DA PROPOSTA-1 X MODELO BASE.

		34 km/h		150 km/h	
	(m ³ /min)	RAD	COND	RAD	COND
Diferença	PROPOSTA-1	+16,9%	+20,6%	+3,0%	+16,1%
	BASE	36,0	30,6	52,7	44,2
	(m ³ /min)	42,1	36,9	54,3	51,3
					5,1
					+6,25%

Percebe-se pelos resultados que nas duas condições de teste as vazões de ar obtidas para os três trocadores de calor na PROPOSTA-1 são maiores do que as do modelo base. O conjunto de mudanças na geometria foi favorável para o escoamento de ar, com a maior área para a passagem de ar pela grade do radiador, a alteração do perfil das aletas da grade do para-choque e as alterações na região inferior do para-choque (adição de "spoiler" e defletor inferior).
 A maior diferença entre os resultados se deu em baixa velocidade, e o maior ganho foi para o condensador. As figuras que seguem mostram as diferenças no escoamento de ar pelo compartimento do motor, para melhor explicar os resultados de vazão apresentados na Tabela 5.5.
 A Fig. 5.10 mostra os vetores de velocidade com escala de cores correspondendo ao módulo da velocidade na seção Y=0 (no plano de simetria). A condição de operação é 34 km/h com os ventiladores ligados.

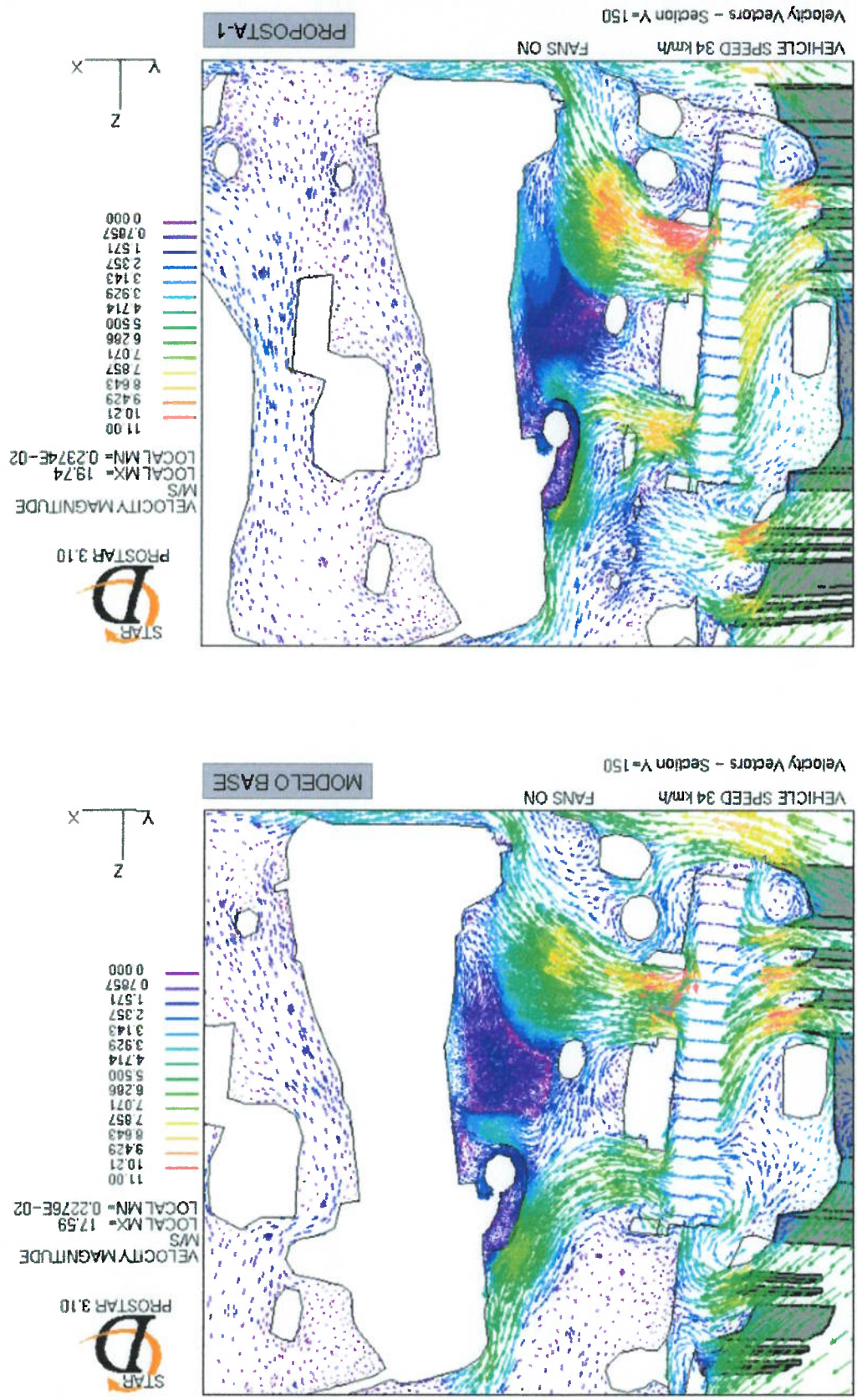
Figura 5.10: Vetores de velocidade na seção $Y=0$ (modelo base x PROPOSTA-1, 34 km/h).



Pode-se ver nas figuras o aumento da velocidade do ar na face de entrada do CAC devido à abertura do logo situado no centro da grade do radiador, e o aumento na face de entrada do condensador devido à alteração do perfil das aletas do para-choque. A restrição imposta pelo perfil da PROPOSTA-1 é menor, na figura pode-se observar que a esteira formada a jusante da aleta é menor que no modelo base.

A Fig. 5.11 mostra para a mesma condição de operação um corte numa seção à direita (para quem olha de dentro do carro) do plano de simetria: $Y=+150$.

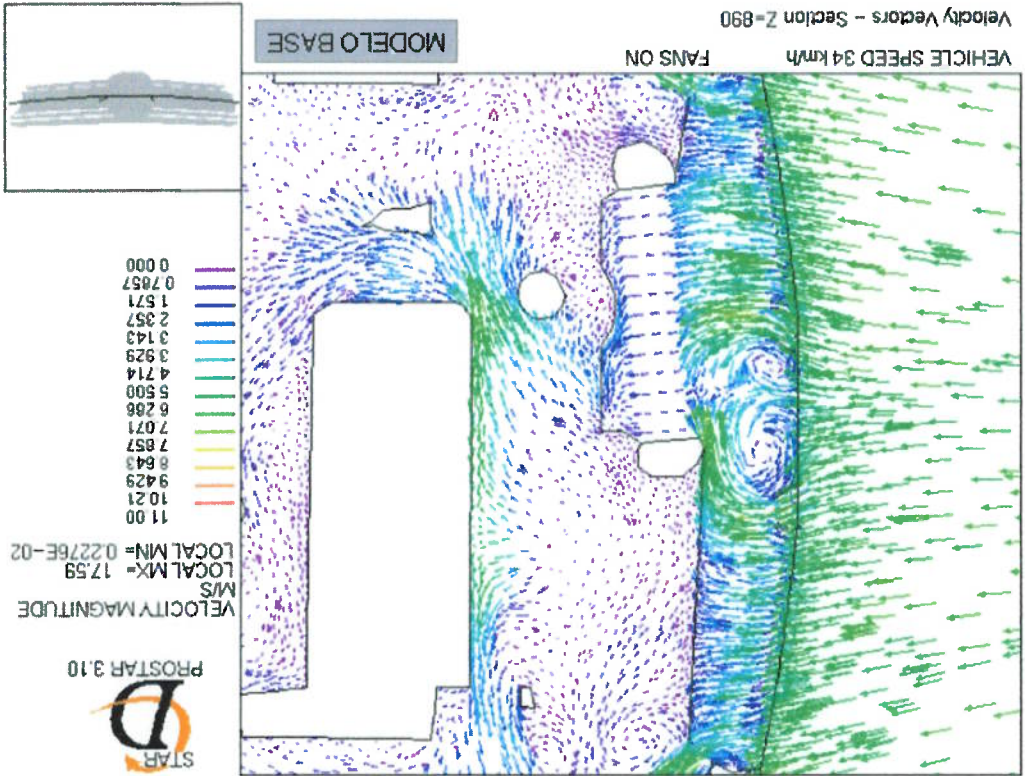
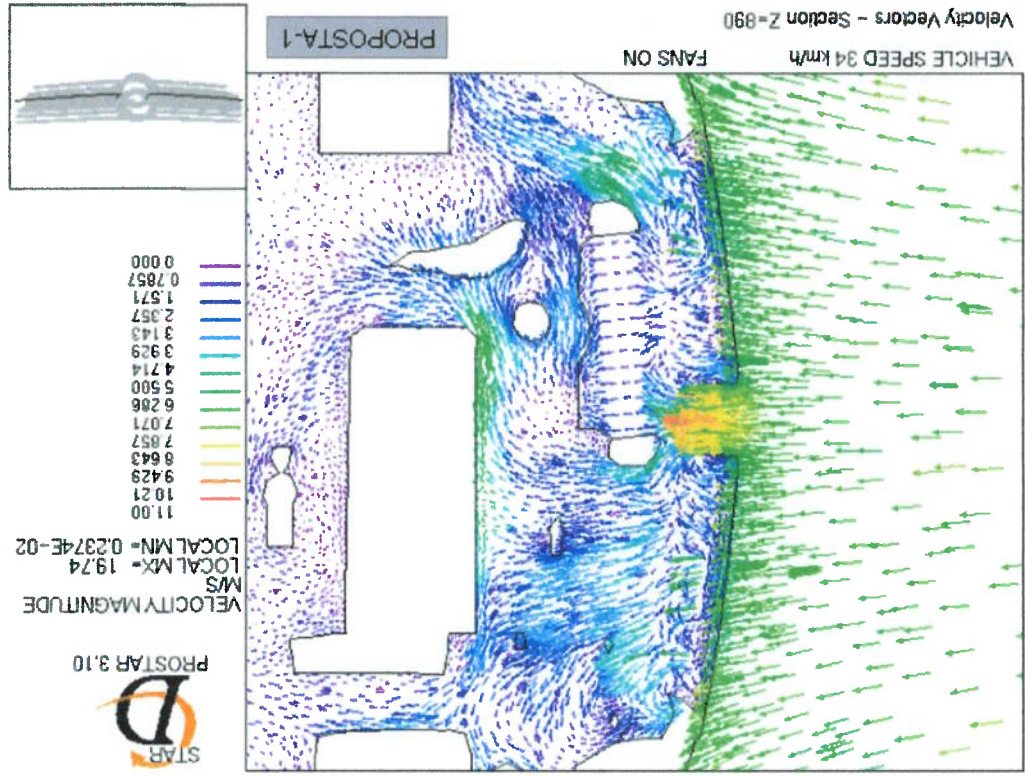
Figura 5.11: Vetores de velocidade na seção $Y=+150$ (modelo base x PROPOSTA-1, 34 km/h).



Nesta figura também se pode observar pela escala de cores o aumento da velocidade do ar na face de entrada do condensador e nas aberturas da grade do radiador.

A Fig. 5.12 mostra um corte horizontal passando pelo CAC e pela grade do radiador. A mesma condição de operação e escala de cores das figuras anteriores é utilizada.

Figura 5.12: Vetores de velocidade na seção Z=+890 (modelo base x PROPOSTA-1, 34 km/h).



Nas figuras é possível verificar a influência da abertura do logó na velocidade do ar na face de entrada do CAC. A vazão aumentou em 12,0% para esta condição de operação, esta abertura adicional está posicionada em frente à região do canto direito (para quem está dentro do veículo) do CAC. No modelo base era gerada uma esteira a jusante do logó que dificultava a entrada de ar para o CAC.

A Fig. 5.13 mostra a trajetória de tráfegadores inseridos no escoamento resultante também na condição de 34 km/h.

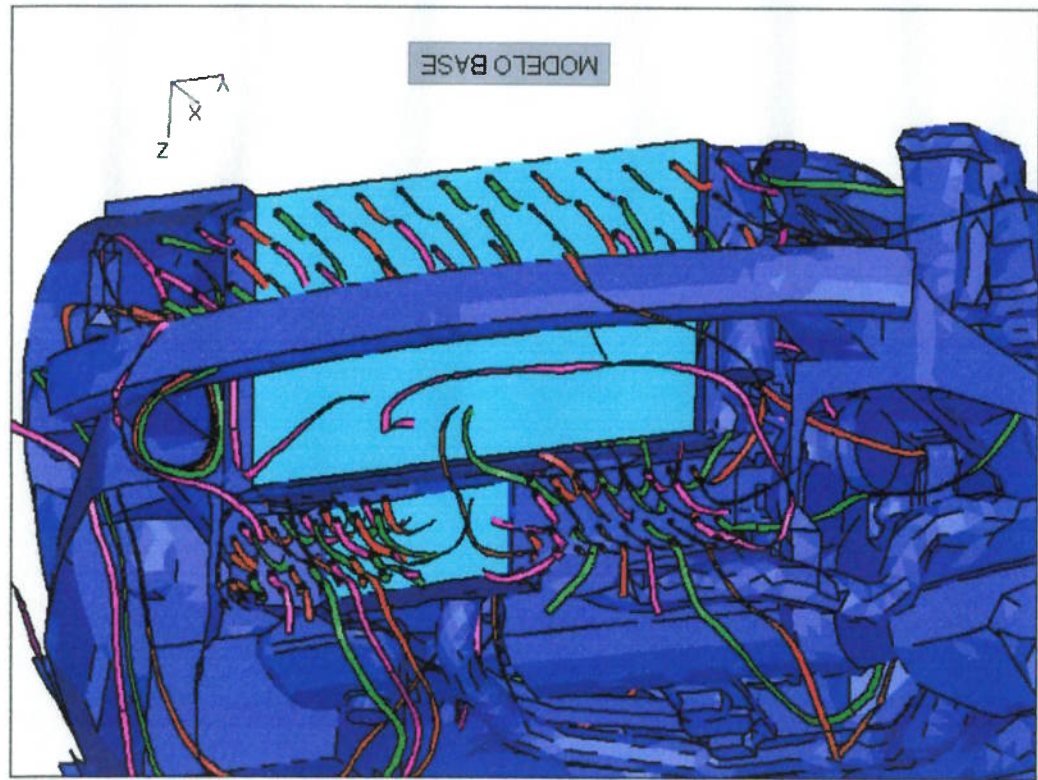
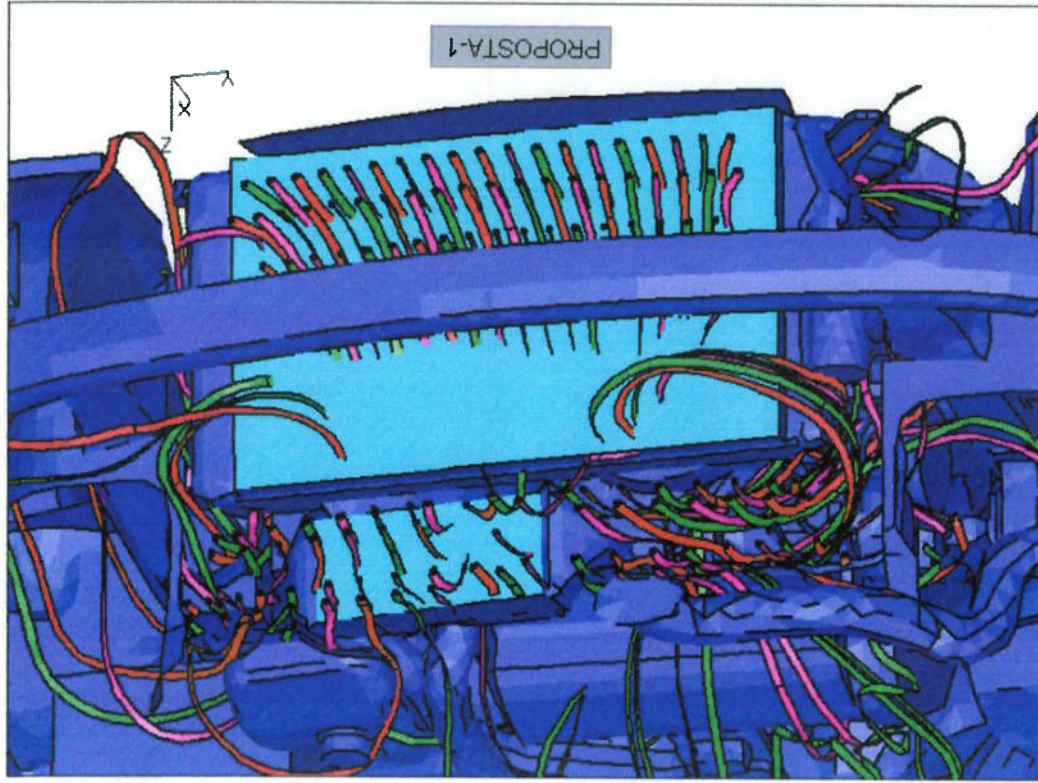


Figura 5.13: Trajetórias de traçadores (modelo base x PROPOSTA-1, 34 km/h).

Os pontos de partida dos tragadores foram colocados nas aberturas da grade do radiador e do para-choque. Pode-se perceber além da maior incidência de tragadores na face do CAC devido à abertura do logo, uma maior incidência na face do condensador vinda da grade do radiador, devido à remoção do suporte superior do CRFM. A remoção deste suporte também melhora o escoamento de ar para o compartimento do motor, a fim de realizar o resfriamento dos outros componentes.

5.3 Inclusão de defletores de ar para o CRFM

Um terceiro modelo – PROPOSTA-2 – foi construído para avaliar uma proposta de defletores de ar para o CRFM, com o objetivo de aumentar a vazão de ar. A alteração do modelo foi bastante simples, mas ainda sendo necessária a construção de nova malha tetraédrica e configuração do modelo de CFD. O restante da geometria se manteve idêntico ao modelo da PROPOSTA-1. Assim, será feita uma comparação entre a PROPOSTA-1 e a PROPOSTA-2 para avaliar o desempenho destes defletores de ar.

A Fig. 5.14 mostra que a única diferença geométrica entre os dois modelos é o defletor de ar localizado nas faces frontais do condensador e do CAC.

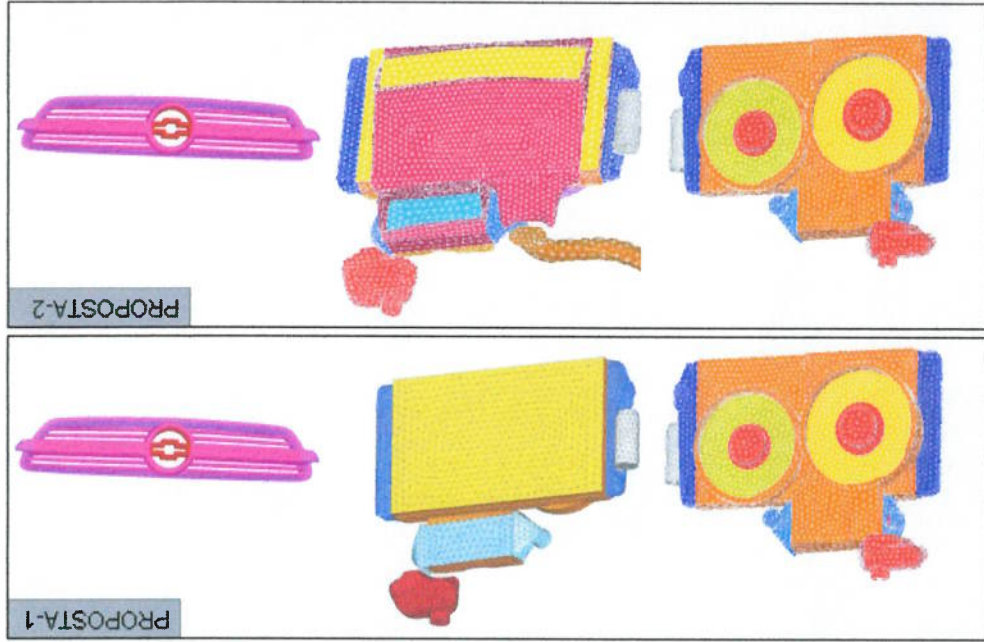


Figura 5.14: Diferença geométrica entre os modelos PROPOSTA-1 e PROPOSTA-2.

A idéia deste defletor de ar é captar o ar proveniente da grade inferior para o condensador e radiador, e captar o ar proveniente da grade superior para o CAC. Para avaliar a influência deste defletor de ar no escoamento de ar foram simuladas as mesmas duas condições de teste: 34 e 150 km/h, com os dois ventiladores na rotação máxima. Os resultados de vazão de ar pelos trocadores de calor encontram-se na Tabela 5.6 a seguir.

TABELA 5.6 - RESULTADOS DE VAZÃO DA PROPOSTA-2 X PROPOSTA-1.

34 km/h		150 km/h		Diferença	
RAD	COND	RAD	COND	PROPOSTA-1	PROPOSTA-2
(m ³ /min)	(m ³ /min)	(m ³ /min)	(m ³ /min)	(m ³ /min)	(m ³ /min)
42,1	36,9	2,8	54,3	51,3	5,1
38,7	31,3	3,3	65,1	64,9	5,5
-8,1%	-15,2%	+17,9%	+19,9%	+26,5%	+7,8%

Em baixa velocidade houve aumento de vazão com o uso do defletor somente para o CAC, para os outros dois trocadores de calor a vazão diminuiu. Em alta velocidade o defletor trouxe resultados positivos para todos os trocadores de calor. A vazão de ar pelo condensador é mais sensível ao efeito do defletor de ar do que a do radiador, e para o CAC o aumento da vazão foi maior em 34 km/h do que em 150 km/h. A seguir serão apresentadas figuras para explicar os resultados de vazão acima apresentados.

A Fig. 5.15 mostra os vetores de velocidade com escala de cores correspondendo ao módulo da velocidade na seção Y=0 (no plano de simetria). A condição de operação é 34 km/h com os ventiladores ligados.

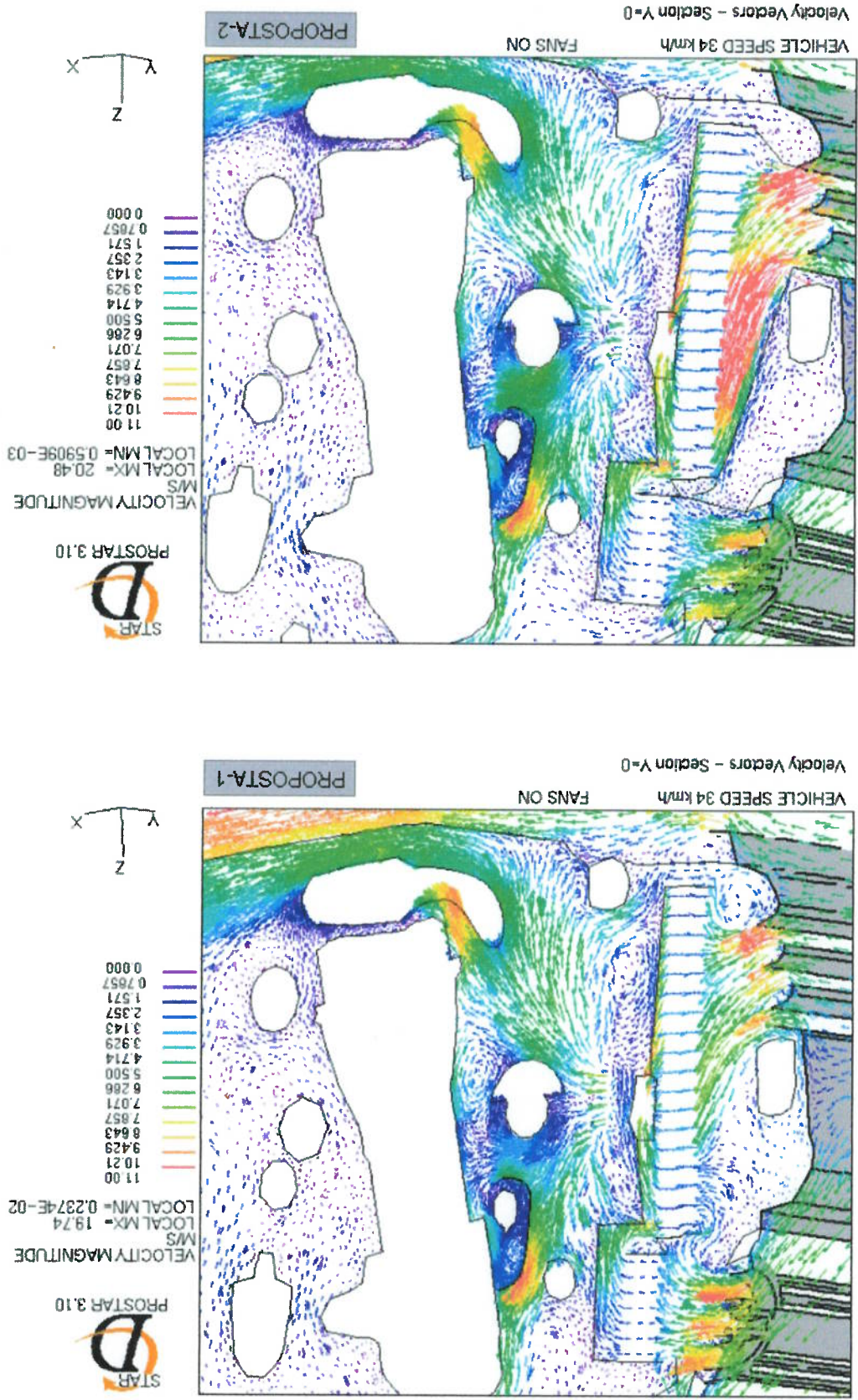


Figura 5.15: Vetores de velocidade na seção Y=0 (PROPOSTA-1 x PROPOSTA-2, 34 km/h).

Em 34 km/h, a vazão de ar do radiador e do condensador diminuiu com a adição do defletor de ar. A Fig. 5.15 mostra duas razões para esta diminuição. Na PROPOSTA-1 pode-se observar que existe retorno de ar vindo de trás do módulo para frente pelo espaço existente abaixo do módulo. Este é um fenômeno observado quando o veículo está em baixas velocidades e o módulo CRFM não está vedado nas suas extremidades. Recirculações de ar são formadas fazendo com que o ar a jusante do módulo seja aspirado novamente para os trocadores de calor. Isto é indesejável, pois apesar de a vazão ser maior por causa das recirculações, o ar que retorna de trás do módulo acabou de receber calor dos três trocadores de calor e está quente, aumentando a temperatura média do ar na face de entrada do condensador. Quanto maior a temperatura do ar na entrada do condensador, maior é a temperatura resultante do líquido de arrefecimento.

Assim, uma das razões para a diminuição da vazão do condensador e radiador é o impedimento do retorno de ar pelo defletor, e como já foi explicado, a temperatura do ar na entrada do condensador é reduzida melhorando o desempenho do sistema. Na Fig. 5.14 pode-se ver que o defletor é preso nas laterais do condensador, porém sendo o radiador mais largo que o condensador, as laterais do radiador não estão vedadas, e podem receber o retorno de ar em baixas velocidades. Este pode ser o motivo pelo qual a redução da vazão do radiador foi menor do que a do condensador.

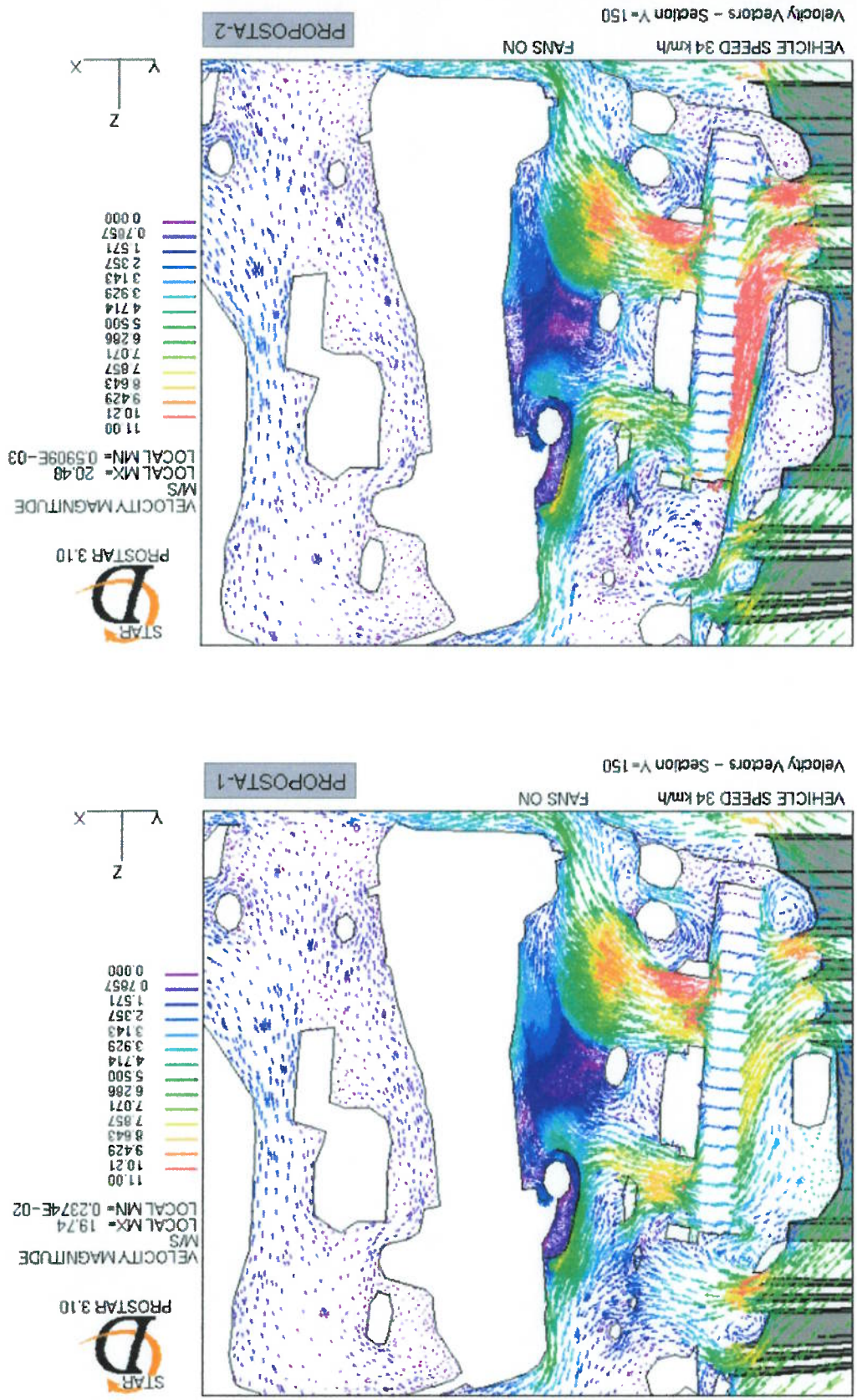
Um segundo motivo para a redução das vazões é que parte do ar da grade superior era dirigida para o condensador, como mostra a figura da PROPOSTA-1. Com a adição do defletor o ar da grade superior não consegue chegar no condensador. A vazão pelo CAC aumentou por este motivo, já que o ar da grade superior é direcionado para ele.

Em alta velocidade não houve diminuição da vazão com a adição do defletor, só ganhos. Quando o veículo está em altas velocidades, não existem recirculações de ar de trás para frente do módulo pelas extremidades, e não poderia haver diminuição da vazão de ar com o uso de defletores. O aumento da vazão se dá pelo fato de o defletor direcionar as entradas de ar para os trocadores de calor, impedindo que o escoamento se desvie pelas laterais do módulo. Além disso, em altas velocidades a

quantidade de ar da grade superior aproveitada pelo condensador e radiador é menor do que em baixas velocidades.

A Fig. 5.16 mostra para a mesma condição de operação um corte numa seção à direita (para quem olha de dentro do carro) do plano de simetria: $Y=+150$.

Figura 5.16: Vetores de velocidade na seção Y=+150 (PROPOSTA-1 x PROPOSTA-2, 34 km/h).



A Fig. 5.17 mostra a trajetória de traçadores inseridos no escoamento resultante na condição de 34 km/h.

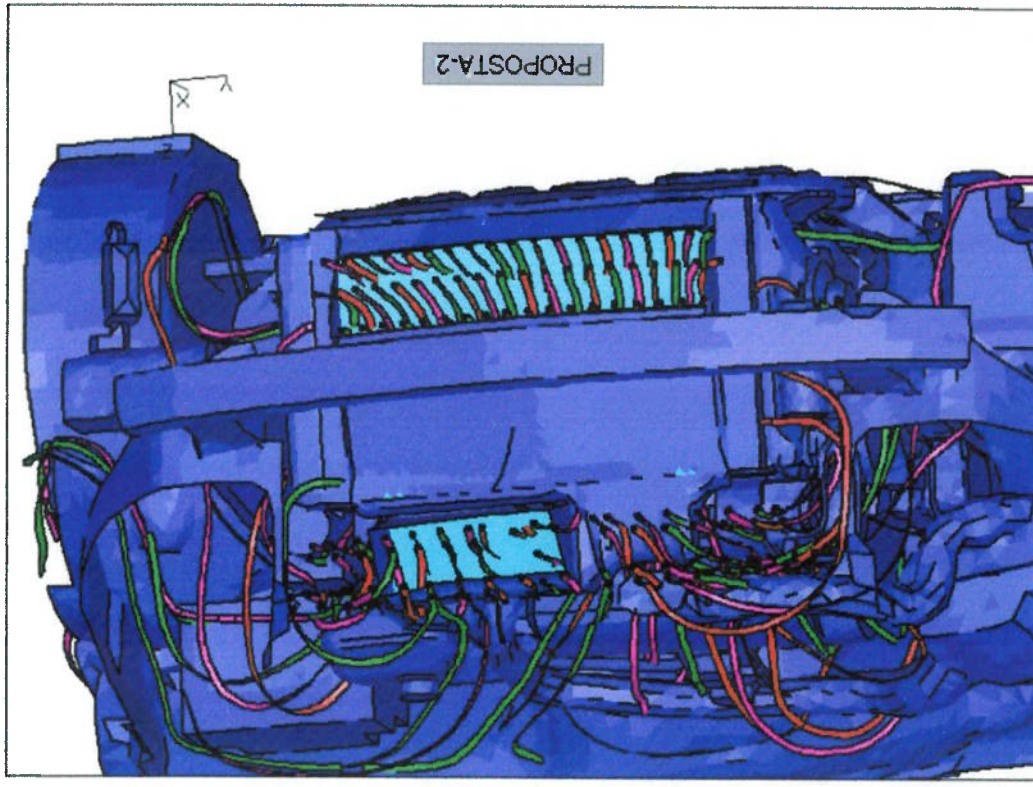
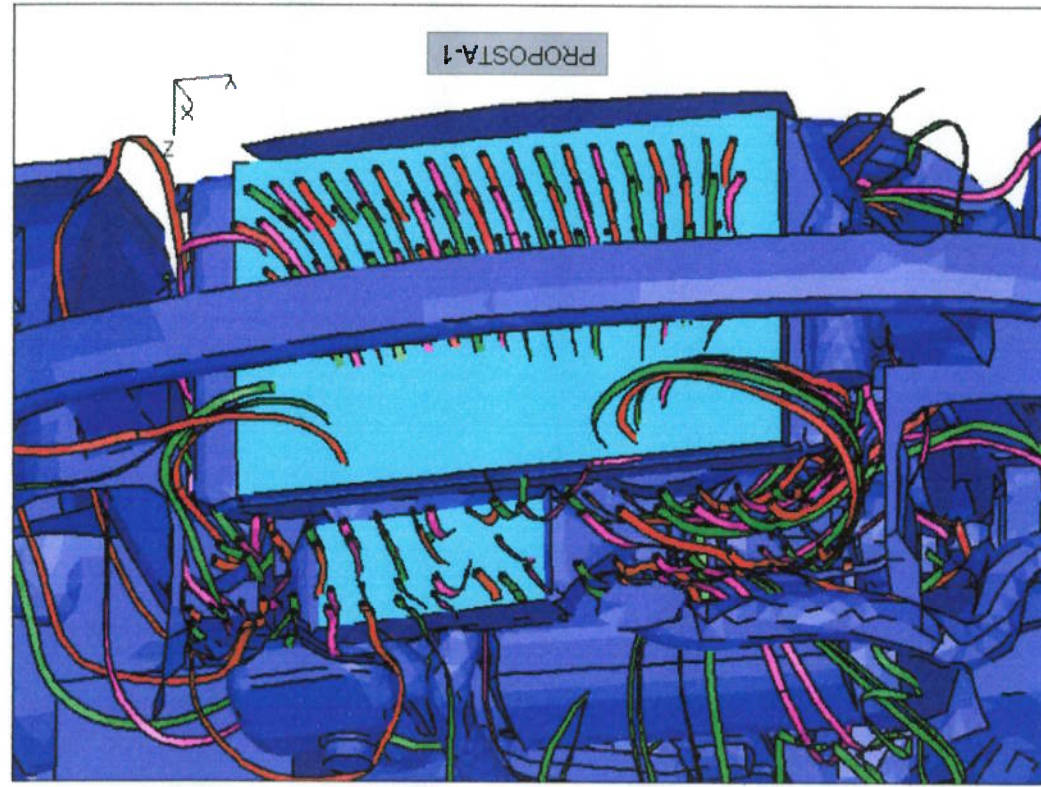


Figura 5.17: Trajetórias de traçadores (PROPOSTA-1 x PROPOSTA-2, 34 km/h).

Os pontos de partida dos traçadores foram colocados nas aberturas da grade do radiador e do para-choque. Nesta figura também pode-se observar que sem defletor parte do ar da grade superior atinja o condensador, o que não é mais possível quando o defletor está instalado.

5.4 Alteração na geometria do CRFM

Um quarto modelo foi construído para avaliar uma alteração na geometria do CRFM, este modelo foi denominado PROPOSTA-3. Neste novo modelo o radiador e o CAC foram substituídos e o "shroud" foi modificado. O módulo foi montado no veículo base, descrito no item 5.1, com a geometria do "design" externo frontal da Fig. 5.3. Nenhum defletor de ar foi considerado. A Fig. 5.18 a seguir ilustra a alteração na geometria do CRFM.

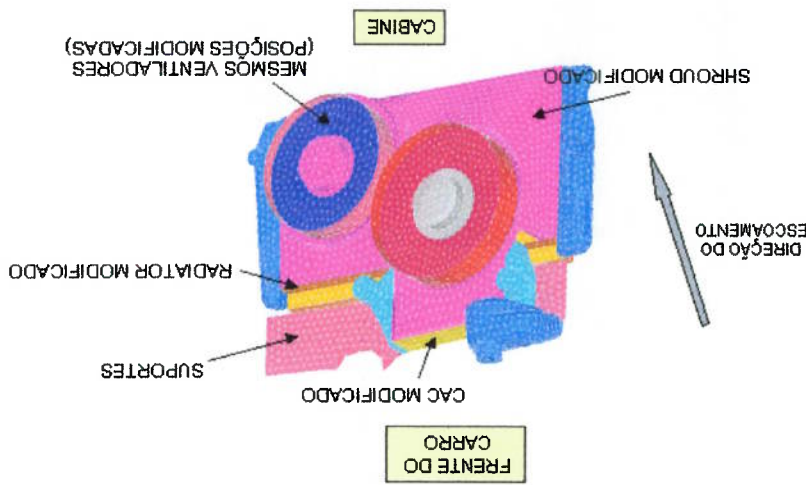


Figura 5.18: Alteração na geometria do CRFM.

O número de componentes do CRFM modificado é o mesmo do utilizado nos modelos anteriores, contendo um radiador, um condensador, um CAC e dois ventiladores localizados atrás do módulo. As dimensões características destes componentes encontram-se na Tabela 5.7 a seguir:

RADIADOR	607 x 339,6 x 27
CONDENSADOR	526 x 368 x 18
CAC	260 x 148 x 50
VENTILADOR ESQUERDO	Diâmetro externo 300 mm
VENTILADOR DIREITO	Diâmetro externo 266 mm

TABELA 5.7 - COMPONENTES DO CRFM DA PROPOSTA-3.

O objetivo desta proposta foi aumentar o tamanho do CAC (34 mm na altura) para aumentar a sua capacidade de troca de calor. Devido à falta de espaço, o radiador precisou ser reduzido (33,4 mm na altura). Os ventiladores foram reposicionados, consequentemente alterando a geometria do "shroud".

Foram calculados novos coeficientes α e β para os novos componentes (radiador e CAC) conforme descrito no Capítulo 4.

A condição de teste simulada foi a de 34 km/h com os ventiladores ligados na velocidade máxima.

A Tabela 5.8 mostra um comparativo dos resultados de vazão de ar pelos trocadores de calor da PROPOSTA-3 em relação ao modelo base. A única diferença entre estes dois modelos é o CRFM, e através do estudo comparativo pode-se avaliar a influência da alteração do módulo nos resultados.

TABELA 5.8 - RESULTADOS DE VAZÃO DA PROPOSTA-3 X MODELO BASE.

	34 km/h			
	RAD	COND	CAC	
	(m ³ /min)	(m ³ /min)	(m ³ /min)	
BASE	36,0	30,6	2,5	
PROPOSTA-3	36,0	29,7	5,1	
Diferença	0%	-2,9%	+104%	

O aumento da vazão de ar pelo CAC foi bastante significativo, devido ao aumento da área frontal do CAC, e também pelo reposicionamento do ventilador esquerdo para mais perto da saída do CAC. Apesar de a área do radiador ter sido reduzida, não houve diminuição da vazão de ar, mas no condensador houve uma redução de 2,9%.

As figuras a seguir podem auxiliar no entendimento dos resultados de vazão acima apresentados.

A Fig. 5.19 mostra os vetores de velocidade com escala de cores correspondendo ao módulo da velocidade na seção $Y=0$ (no plano de simetria). A condição de operação é 34 km/h com os ventiladores ligados.

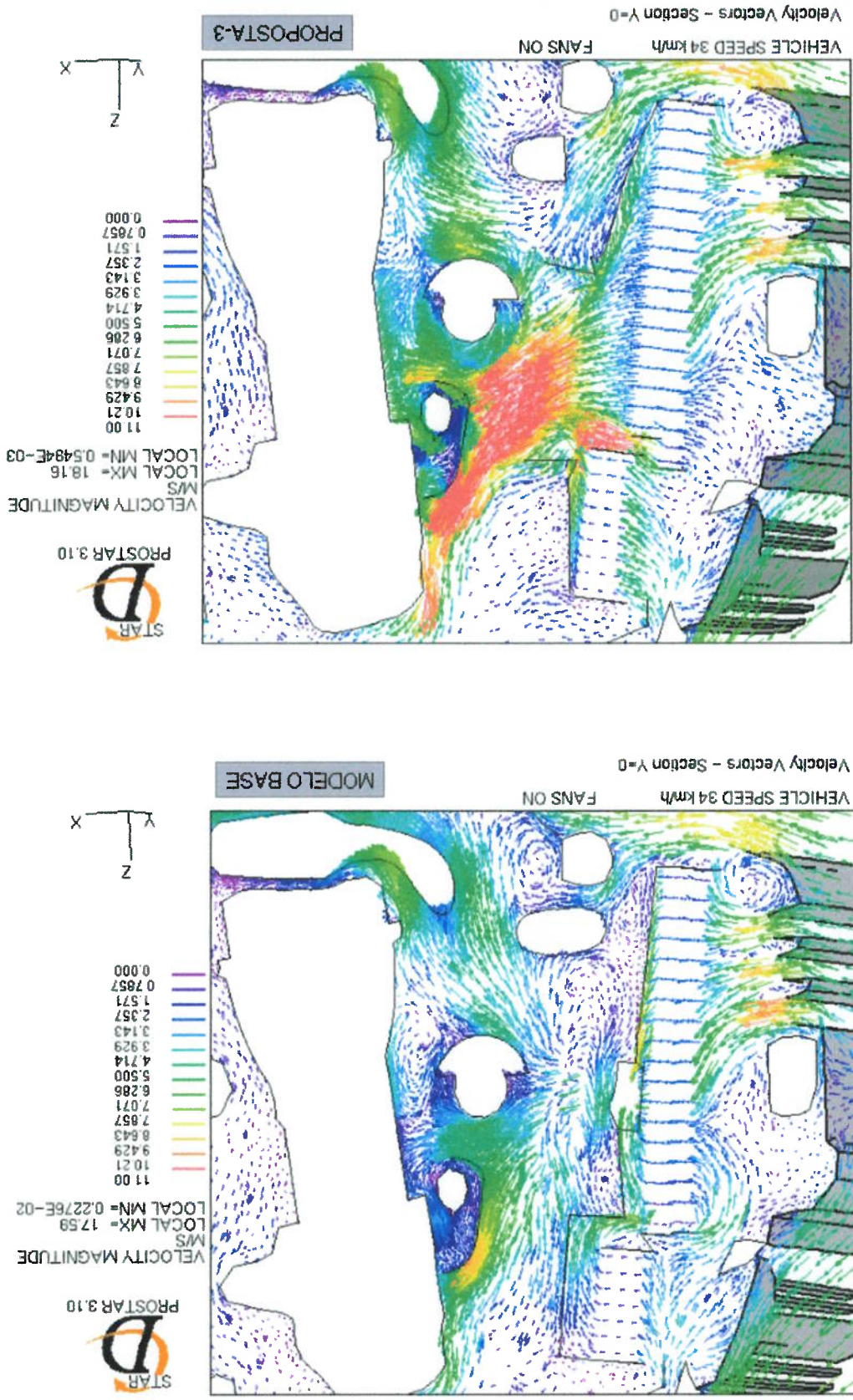
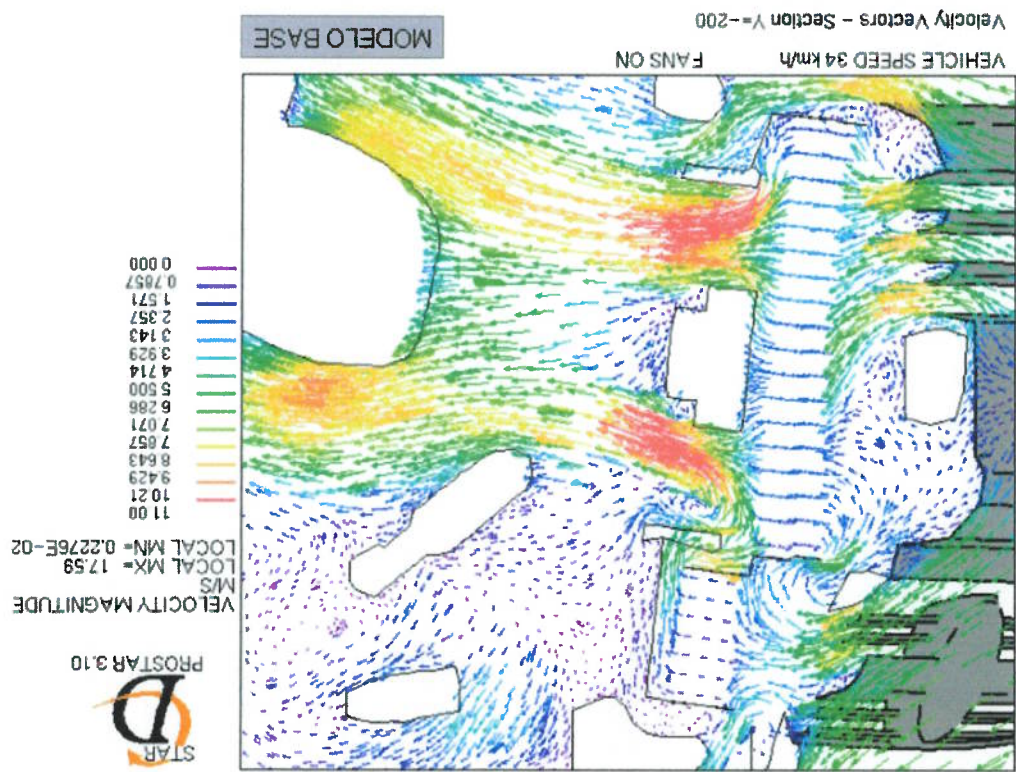
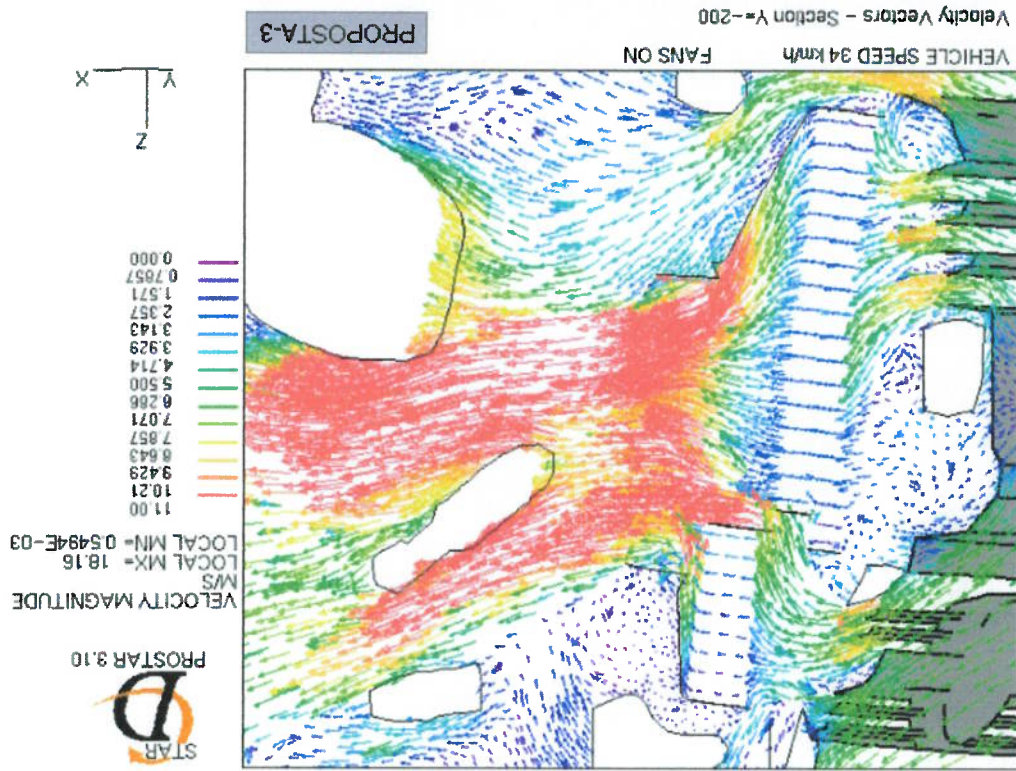


Figura 5.19: Vetores de velocidade na seção Y=0 (modelo base x PROPOSTA-3, 34 km/h).

A figura mostra como a vazão do CAC aumentou na PROPOSTA-3. Além de a área ser maior, pode-se ver pela escala de cores que a velocidade do ar na face de entrada do CAC também aumentou. Vê-se também o motivo pelo qual a vazão do condensador diminuiu, a parcela de ar da grade superior que se dirigia para o condensador diminuiu, devido ao maior aproveitamento do ar da grade superior pelo CAC. A figura mostra a diminuição da velocidade do ar na parte superior da face de entrada do condensador.

A Fig. 5.20 mostra para a mesma condição de operação um corte numa seção à esquerda (para quem olha de dentro do carro) do plano de simetria: $Y=-200$.

Figura 5.20: Vetores de velocidade na seção Y=-200 (modelo base x PROPOSTA-3, 34 km/h).



Nesta figura também pode-se observar o aumento da velocidade do ar na face de entrada do CAC e a diminuição da velocidade na região superior do condensador. Pode-se também notar como o reposicionamento do ventilador contribuiu para o aumento da vazão do CAC, diminuindo a restrição ao escoamento em direção ao ventilador.

As Fig. 5.21 e 5.22 mostram os vetores de velocidade com escala de cores correspondendo ao módulo da velocidade nas seções $Z=800$ e $Z=700$ respectivamente (cortes horizontais), para a mesma condição de operação.

Figura 5.21: Vetores de velocidade na seção Z=800 (modelo base x PROPOSTA-3, 34 km/h).

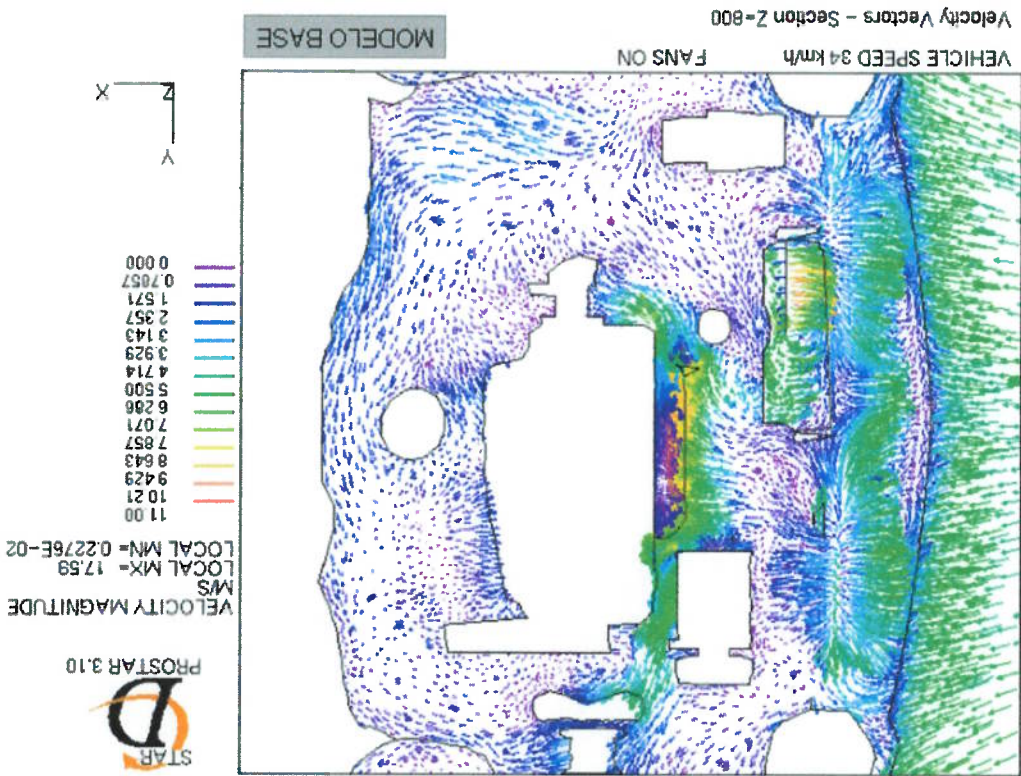
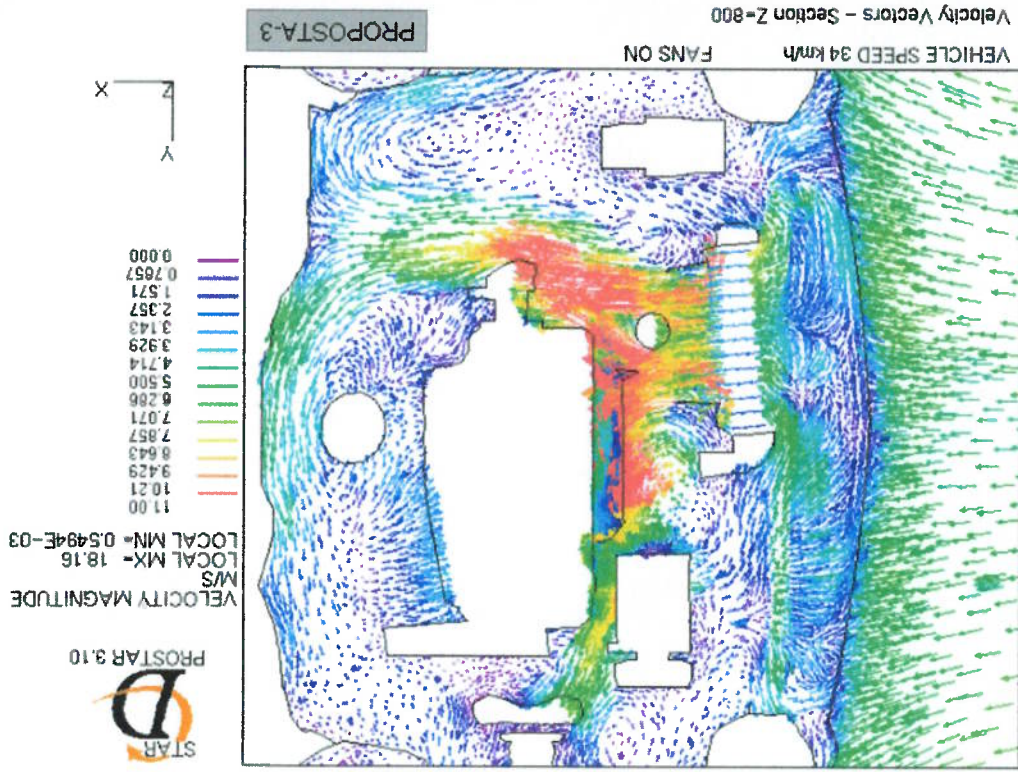
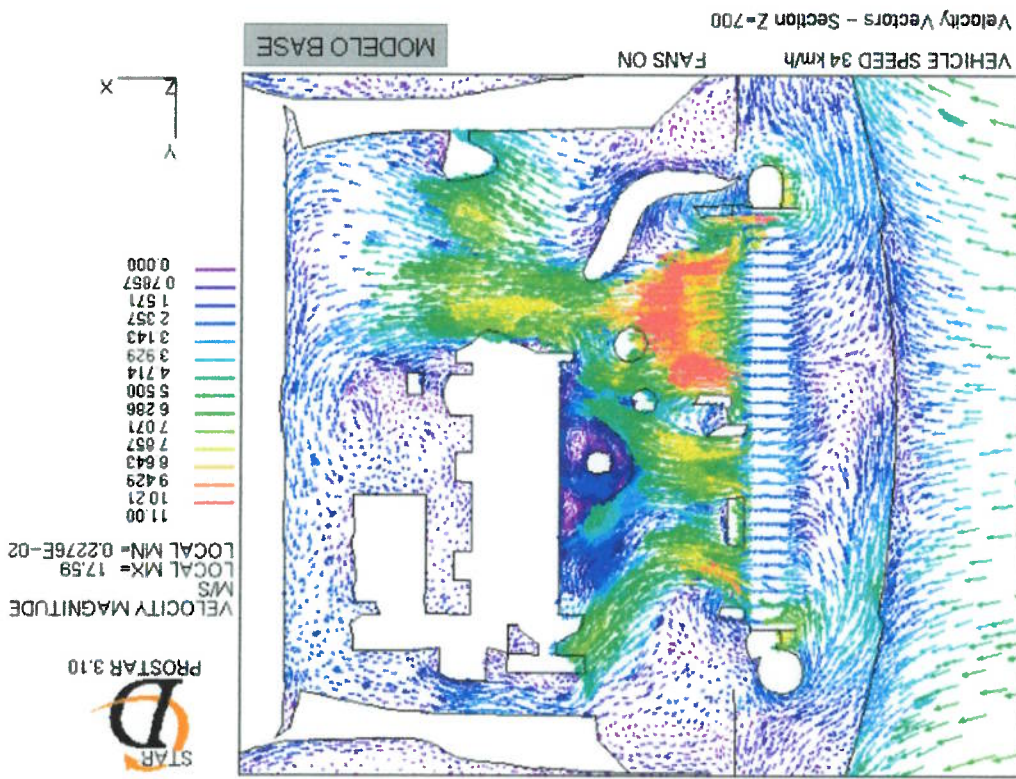
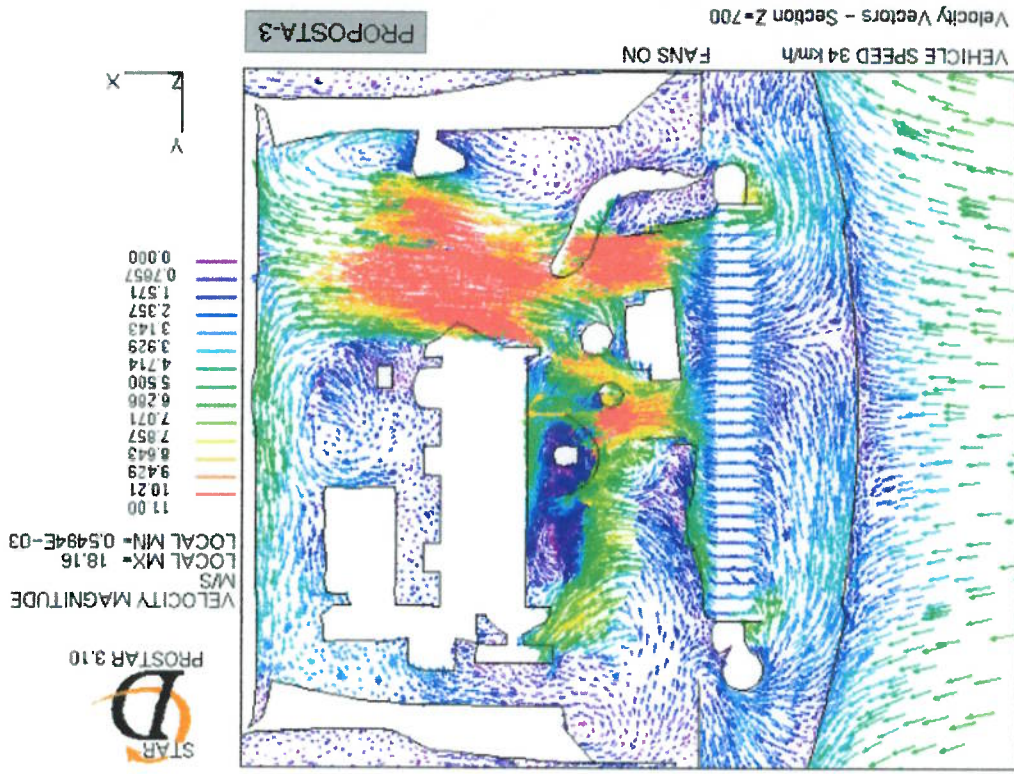


Figura 5.22: Vetores de velocidade na seção Z=700 (modelo base x PROPOSTA-3, 34 km/h).



O corte horizontal passando pelo CAC ($Z=800$) mostra como melhorou o escoamento devido à menor restrição ao escoamento na saída do trocador de calor. Pode-se ver também pelas duas figuras como o escoamento a jusante do CRFM também se alterou na PROPOSTA-3, promovendo uma melhor ventilação dentro do compartimento do motor e contribuindo para retirar o calor dos componentes.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES

6.1 Conclusão

A metodologia de simulação apresentada neste trabalho mostrou-se uma ferramenta útil durante o desenvolvimento do projeto, complementando os testes físicos necessários para a avaliação dos sistemas do veículo.

A comparação dos resultados de simulação com os de túnel de vento mostrou diferenças de até 6% entre os resultados de vazão de ar pelos trocadores de calor obtidos pela simulação e por teste. Esta discrepância inclui os erros numéricos provenientes do método numérico de CFD (e.g. esquemas de discretização, modelos empregados para o cálculo da turbulência e camada limite), das simplificações do modelo e do método de análise (e.g. malha construída para meio veículo, consideração de escoamento isotérmico) e dos erros experimentais (e.g. propagação de erros no cálculo da vazão de ar, já que este depende das medições de temperatura do líquido de arrefecimento e do ar, sendo esta última uma média de alguns pontos). Este é um bom resultado de correlação, sendo equivalente a alguns resultados publicados na literatura (e.g. UHL et al. (2001) obtiveram diferença máxima de 13% entre os resultados de vazão de teste e simulação).

Assim como nos trabalhos de JOHANNESSEN et al. (2002) e WILLIAMS; VEMAGANTI (1998), a simulação foi utilizada para avaliar diferentes propostas de projeto, tendo como base de comparação a vazão de ar medida nos trocadores de calor. As análises mostraram a otimização do escoamento de ar a partir de mudanças nas superfícies externas do carro (como a alteração das grades de entrada de ar para o compartimento do motor), e a adição de defletores de ar.

Com a alteração na geometria do “*design*” externo frontal (PROPOSTA-1), a vazão de ar pelos três trocadores de calor aumentou em relação ao veículo base, para as duas condições de teste avaliadas (ganhos de até 20,6% foram observados). A inclusão de defletores de ar no modelo (PROPOSTA-2) também trouxe melhorias ao escoamento de ar. Em alta velocidade o ganho em relação ao modelo PROPOSTA-1 foi positivo para os três trocadores de calor (aumento de até 26,5%), enquanto que em baixa velocidade observou-se uma diminuição da vazão de ar para o radiador (-8,1%) e o condensador (-15,2%). Mas não se pode afirmar que esta diminuição da vazão seja desfavorável para os sistemas de ar condicionado e arrefecimento do motor, já que os resultados mostraram que parte da vazão de ar que foi reduzida era proveniente de recirculações de ar quente vindas da saída dos trocadores de calor. Assim, só uma análise com cálculos de temperatura seria capaz de avaliar se a PROPOSTA-2 é melhor que a PROPOSTA-1 em baixa velocidade.

Uma quarta análise baseada no modelo base foi realizada para avaliar a influência de alterações geométricas nos componentes do CRFM. Este tipo de avaliação pode ser útil para avaliar diferentes propostas de CRFM logo no início do projeto. O objetivo desta proposta era aumentar a vazão de ar pelo “*charge air cooler*” em baixa velocidade (sua área de troca de calor foi aumentada, e o ventilador foi reposicionado), e um ganho de 104% na vazão de ar pelo “*charge air cooler*” foi conseguido. Para os outros dois trocadores de calor não houve melhorias (a vazão do radiador permaneceu inalterada, e a do condensador diminuiu 2,9%).

Uma vantagem da simulação do escoamento de ar pelo compartimento do motor é a visualização do escoamento, que é difícil de se obter em testes físicos. As figuras que mostram os vetores de velocidade em várias seções do modelo e as trajetórias de trocadores auxiliam o entendimento do escoamento, fornecendo detalhes que podem explicar os resultados de vazão de ar pelos trocadores de calor e permitindo que propostas sejam geradas para a otimização do escoamento de ar. Como foi demonstrado, é possível identificar regiões de recirculações e separação do escoamento, e também avaliar a contribuição de cada uma das entradas do compartimento do motor para a vazão de ar pelos trocadores de calor.

Os objetivos deste trabalho foram atingidos, a metodologia de simulação foi aplicada com sucesso para o estudo do escoamento de ar pelo compartimento do motor de um veículo de passeio real. A visualização dos resultados na forma de vetores de velocidade, trajetórias de trocadores e contornos de pressão esta coerente com o comportamento físico esperado do escoamento de ar para as situações simuladas. Os valores de vazão de ar pelos trocadores de calor obtidos por simulação estão próximos dos obtidos em túnel de vento. Foi demonstrado como esta ferramenta pode ser útil durante o desenvolvimento de um veículo, avaliando alternativas e propondo soluções que possam trazer melhorias para o projeto.

Com esta análise também é possível avaliar o grau de homogeneidade da velocidade do ar nas faces dos trocadores de calor. A “*performance*” de um trocador de calor é reduzida quanto menos homogênea for a velocidade do ar. Para o caso do veículo avaliado, a não-homogeneidade da velocidade do ar foi verificada, e encontra-se dentro dos padrões geralmente encontrados neste tipo de veículo.

em altas velocidades o efeito dos ventiladores é menor. velocidade a influência dos ventiladores no escoamento de ar é grande, enquanto que alta velocidade este fenômeno já não ocorre. Também se pode notar que em baixa observou-se a presença de recirculações de ar da saída do CRFM para a entrada. Em de ar pelo compartimento do motor em altas e baixas velocidades. Em 34 km/h, As simulações também mostraram o diferente comportamento do escoamento funcionamento para aumentar estas vazões de ar.

As figuras de contornos de pressão obtidas das simulações mostraram o diferencial de pressão gerado naturalmente pela movimentação do veículo, o “*ram pressure offset*”. As entradas de ar para o compartimento do motor (grades do radiador e do para-choque) são localizadas em regiões de alta pressão, em torno do ponto de estagnação na frente do veículo, e a saída do compartimento do motor é uma região de baixa pressão. Quando este diferencial de pressão não é suficiente para fornecer vazão de ar para os trocadores de calor os ventiladores entram em funcionamento para aumentar estas vazões de ar.

6.2 Recomendações para trabalhos posteriores

A seguir serão listadas algumas recomendações para o desenvolvimento de trabalhos posteriores, visando aprimorar e utilizar a metodologia para simular o escoamento de ar pelo compartimento do motor apresentada neste trabalho:

- Avaliação da independência dos resultados em relação à malha, através de refinamento adaptativo.
- Utilização de esquema de discretização de ordem superior e comparação dos resultados com os obtidos através do esquema “*ndpwind*” utilizado neste trabalho.
- Avaliação do efeito das simplificações geométricas (como a utilização de meio veículo) nos resultados.
- Desenvolvimento de trabalhos de validação para correlacionar resultados de vazão de ar, velocidade e pressão obtidos por simulação e teste.
- Geração de camadas de prismas nos contornos onde é calculada a camada limite pela “função de parede” do modelo de turbulência, nestas regiões elementos prismáticos são mais adequados do que tetraedros.
- Implementação do cálculo da temperatura do ar no escoamento, e avaliação da influência da variação da densidade com a temperatura nos resultados de vazão de ar. Seria necessário incluir a rejeição térmica dos trocadores de calor para o ar do compartimento do motor, assim como outras fontes quentes ali presentes (e.g. motor e escapamento).
- Utilização dos resultados da simulação do escoamento de ar pelo compartimento do motor para alimentar outras análises, como análise de arrefecimento do motor, análise de “*performance*” do ar condicionado e gerenciamento térmico dos componentes do compartimento do motor.
- Utilização desta metodologia de simulação para construir curvas de resistência do sistema. Desta maneira, seria possível a partir destas curvas, determinar pontos de operação do sistema sem a necessidade de executar simulações para cada condição de operação.

- Desenvolver metodologia para simular a condição de “soak” (veículo parado com motor desligado). Esta condição é crítica do ponto de vista de temperaturas atingidas dentro do compartimento do motor, e a simulação deve considerar as forças de empuxo que movimentam o escoamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDRA, R. et al. The Effect of Boundary and Geometry Simplification on the Numerical Simulation of Front-End Cooling. **SAE Paper**, SAE 980395, 1998.
- ASHMAWBY, M. et al. A Numerical Evaluation of the Thermal Effects of the New V6 Engine on the Underhood Environment of the 1993 Opel Vectra. **SAE Paper**, SAE 930295, 1993.
- BAUER, W.; EHRENREICH, H.; REISTER, H. Design of Cooling Systems with Computer Simulation and Underhood Flow Analysis using CFD. **SAE Paper**, SAE 954061, 1995.
- 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.
- FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 2. ed. Germany, Springer, 1999.
- HABCHI, S. D. et al. Airflow and Thermal Analysis of Underhood Engine Enclosures. **SAE Paper**, SAE 940316, 1994.
- HAN, T.; SKYNAR, M. Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of Front End Air Flow for a Simplified Engine Compartment. **SAE Paper**, SAE 921091, 1992.
- HSU, I. F.; SCHWARTZ, W. S. Simulation of the Thermal Environment Surrounding an Underbody Fuel Tank in a Passenger Vehicle Using Orthogonally Structured and Body-Fitted Unstructured CFD Codes in Series. **SAE Paper**, SAE 950616, 1995.
- HUCHO, W.-H. (Ed.) **Aerodynamics of Road Vehicles**. 4. ed. Warrendale, SAE International, 1998.
- HYPERMESH 2.1 User's Manual. Altair Computing, Inc., 1997.
- JOHANNESSEN, K. et al. Experimental Assessment of CFD Predictions of Fascia Performance. **SAE Paper**, SAE 2002-01-0570, 2002.

- JURNG, J. et al. Analysis of Engine Cooling System for a Passenger Vehicle. **SAE Paper**, SAE 912505, 1991.
- LI, P. et al. A Flow Network Approach to Vehicle Underhood Heat Transfer Problem. **SAE Paper**, SAE 931073, 1993.
- MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 1995.
- MARTIN, W.; GILLERON, P. Integration of Fluid Flow Modelling in the Vehicles Renault Development Process. **SAE Paper**, SAE 2001-01-0700, 2001.
- MOUKALLED, F.; DARWISH, M. A Unified Formulation of the Segregated Class of Algorithms for Fluid Flow at All Speeds. *Numerical Heat Transfer B*, v. 37, p. 103-139, 2000.
- NOBEL, T. P.; JAIN, S. K. A Multi-Dimensional Approach to Truck Underhood Thermal Management. **SAE Paper**, SAE 2001-01-2785, 2001.
- NOBEL, T. P.; JAIN, S. K. Improving Truck Underhood Thermal Management Through CFD. **SAE Paper**, SAE 2002-01-1027, 2002.
- 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.
- PATANAKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- RODI, W. *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics: a state-of-the-art review*. 3. ed. Rotterdam, A. A. Balkema, 2000.
- SCHLICHTING, H. *Boundary-Layer Theory*. 6. ed. New York, McGraw-Hill, 1968.
- STAR-CD Version 3.10 User's Manual. Computational Dynamics Limited, 1999.
- TAKBUCHI, T.; KAKISHITA, N.; KOHRI, I. The Prediction of Refrigeration Cycle Performance with Front End Air Flow CFD Analysis of an Automotive Air Conditioner. **SAE Paper**, SAE 2002-01-0512, 2002.

- TGRID 3 User's Guide. 1. ed. Fluent Inc., 1997.
- 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.
- VOLPE, E. V. Estudo da Transferência de Calor e Quantidade de Movimento no Escocamento Laminar Através de Passagens de Geometria Arbitrária: Modelos Compressível e Incompressível. 1993. 233p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 1993.
- WILLIAMS, J.; VEMAGANTI, G. CFD Quality – A Calibration Study for Front-End Cooling Airflow. **SAE Paper**, SAE 980039, 1998.
- WILLIAMS, J.; KARANTH, D.; OLER, W. Cooling Inlet Aerodynamic Performance and System Resistance. **SAE Paper**, SAE 2002-01-0256, 2002.
- WHITE, F. M. **Viscous Fluid Flow**. 2. ed. New York, McGraw-Hill, 1991.
- YANG, Z.; BOZEMAN, J.; SHEN, F. Z. Thermal-velocity Coupling in Vehicle Thermal System Calculations. **SAE Paper**, SAE 2002-01-1204, 2002.