MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO AUTOMOTIVO

por

Dionisio Carmignan Neto

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, julho de 2011

Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO AUTOMOTIVO

por

Dionisio Carmignan Neto

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Horácio A. Vielmo

Comissão de Avaliação:

Prof. Sergio Vicosa Moller

Prof. Jorge Rodolfo Silva Zabadal

Prof. Sergio Frey

Porto Alegre, 1° de julho de 2011.

CARMIGNAN, D. N. **Análise Numérica de um Sistema de Ventilação Automotivo.** 2011. 14pg. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Este trabalho é o estudo numérico do escoamento na caixa de ar e nos dutos de um sistema de ventilação automotivo. Os objetivos são validar a implementação de uma solução numérica via software comercial, comparando os resultados com os obtidos em um trabalho experimental, para a mesma geometria, e avaliar o comportamento fluidodinâmico deste sistema. O estudo foi realizado simulando o escoamento no sistema a partir do software Star-CCM+. Os resultados obtidos tiveram um desvio de aproximadamente 20% em relação aos resultados experimentais, sendo os seus motivos buscados e discutidos ao longo do trabalho.

PALAVRAS-CHAVE: Sistema de Ventilação Veicular, Ar Condicionado, Calefação, CFD

CARMIGNAN, D. N. **Numerical Analysis of Automotive Ventilation System.** 2011. 14pg. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

The present work is a study of a flow in air box and ducts of an automotive ventilation system. The objectives are validate an implementation of numerical solution using a commercial software, comparing the results with the ones obtained in a experimental work, for the same geometry, and assess the fluid dynamics of the system. The study was carried out simulating the systems flow in Star-CCM+. The obtained results presents a deviation of nearly 20% regarding the experimental measures and the causes of this differences are investigated and discussed.

KEYWORDS: Automotive Ventilation System, Ar Condictional, Heating, CFD

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO 1
2. OBJETIVO 2
3. JUSTIFICATIVA 2
4. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA 2
5. METODOLOGIA 3
5.1 METODOLOGIA NUMÉRICA 3
5.2 GERAÇÃO DE MALHA 6
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES 8
7. INVESTIGAÇÃO DO ERRO 11
8. CONCLUSÃO 13
9. PRÓXIMOS PASSOS 14

1. INTRODUÇÃO

A aplicação da dinâmica dos fluidos computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) em problemas de engenharia vem crescendo gradativamente nos últimos tempos. Isto se deve ao aumento da capacidade de processamento dos computadores e a proximidade dos resultados numéricos obtidos com a realidade. A análise computacional pode reduzir significativamente o número de testes em laboratório e número de protótipos construídos, proporcionando assim redução de custo e tempo de projeto. Um sistema que tem muito a ganhar com esta metodologia de análise é o sistema de ventilação veicular.

O sistema de ventilação automotivo, podendo atender também às funções de ar condicionado e calefação, consiste em um sistema que visa à climatização do ambiente interno do carro através do insuflamento de ar em temperatura controlada. Ele é constituído basicamente por um sistema de ventilação e direcionamento, um de aquecimento e outro de refrigeração e desumidificação.

No mercado atual a utilização do sistema de ventilação esta presente em quase toda a frota de carros e caminhões e vem sendo aderido também em maquinários de trabalho pesado e agrícolas. Juntamente com a adesão, cresce a exigência destes sistemas, cada vez mais estes devem ter baixo consumo energético, componentes com dimensões reduzidas, funcionamento silencioso, entre outros.

Garantir grande vazão de ar e um baixo ruído é um grande desafio no projeto de um sistema de ventilação veicular e está diretamente ligado ao conforto térmico e acústico dos usuários. Para isto, devem-se projetar os seus componentes para que o escoamento de ar tenha o melhor desempenho possível.

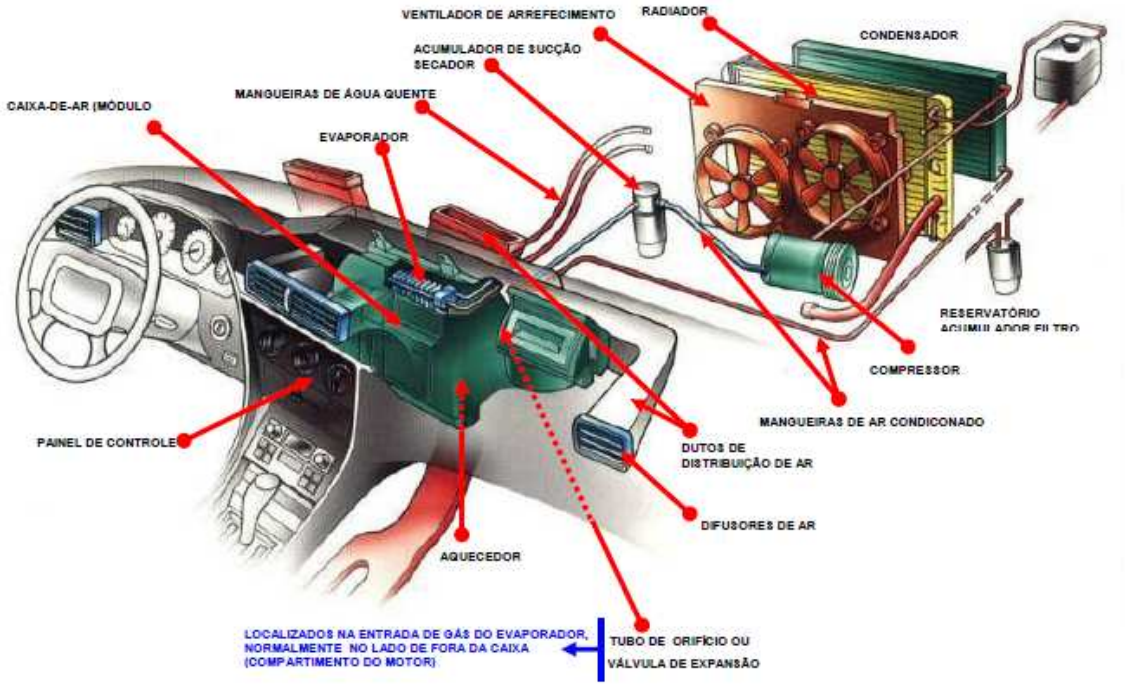

Figura 1.1 Desenho esquemático de um sistema de Ar Condicionado com detalhe no sistema de ventilação

2. OBJETIVO

Os objetivos do presente trabalho são validar a implementação de uma solução numérica via software comercial, comparando os resultados com os obtidos no trabalho experimental realizado por Bicalho, 2009, fruto de uma dissertação de mestrado realizado em outra universidade, para a mesma geometria e avaliar o comportamento fluidodinâmico deste sistema.

3. JUSTIFICATIVA

Os testes para o dimensionamento do sistema de ventilação veicular são tradicionalmente realizados em protótipos, porém esta metodologia tem um custo elevado, pois desperdiça materiais, mão de obra e energia na fabricação destes equipamentos. Com a utilização de simulações numéricas pode-se ter uma ótima estimativa do funcionamento do sistema, e assim chegar a um dimensionamento ótimo com um número reduzido de testes experimentais. Um correto dimensionamento gera uma maior eficiência de um sistema de ventilação que por sua vez ocasiona uma redução no consumo de combustível do veiculo, gerando assim um ganho financeiro e ecológico. Outro ganho no correto dimensionamento destes sistemas é a redução do ruído produzido pelo insuflamento de ar.

4. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema consiste na simulação de um sistema de ventilação veicular. Este sistema é composto por uma caixa de distribuição de ar, dois dutos e quatro difusores. A geometria estudada é baseada no sistema de um modelo de veículo do mercado nacional. Foram adicionados ao sistema dutos de direcionamento de ar na saída dos difusores, para que o problema estudado seja idêntico à montagem experimental. Na figura 4.1 é apresentada a geometria estudada. Esta geometria contém algumas simplificações, como por exemplo a remoção de pequenas protuberâncias oriundas do processo de injeção do polímero em sua matriz. Foram simuladas quatro velocidades do ventilador, que são as mesmas possibilidades presentes no veículo. Cada uma destas velocidades é caracterizada por uma condição de entrada diferente.

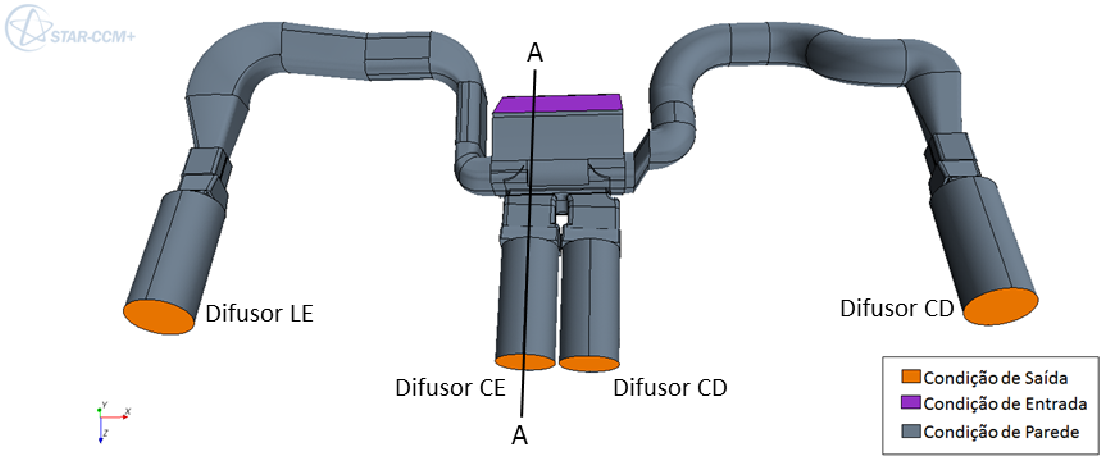

Figura 4.1: Geometria do Sistema de Ventilação; Condições de Contorno e Corte A-A

As condições de contorno impostas são:

Condição de Saída: pressão estática manométrica de saída de 0 Pa, para todos os dutos de direcionamento de ar;

Condição de Parede: condição de parede (não deslizamento e impermeabilidade), sem troca térmica;

Condição de Entrada: estagnação, sendo simulados quatro casos distintos, um para cada velocidade do ventilador, variando-se apenas o valor da pressão de estagnação:

- Velocidade 1: 16,4 Pa;
- Velocidade 2: 38,0 Pa;
- Velocidade 3: 71,4 Pa;
- Velocidade 4: 140,1 Pa;

Observe-se que o rotor do ventilador não foi incluído na malha, mas o seu efeito considerado a partir das pressões por ele fornecidas, e medidas laboratório.

A simulação é realizada em regime permanente, sendo a arbitragem inicial de velocidade nula e temperatura de 27ºC, em todo domínio.

5. METODOLOGIA

Por se tratar de um trabalho numérico, foram cumpridas três etapas; o pré-rocessamento, solução numérica e pós-processamento (CD-adapco, 2010). Os dados obtidos são comparados com o trabalho experimental de Bicalho, 2009. Neste trabalho o autor realizou medições das vazões de saída e de pressão de entrada no sistema de ventilação veicular. Estas medições foram feitas nas saídas dos dutos de direcionamento de ar vindos dos quatro difusores, para as quatro opções de velocidade do ventilador. O erro experimental, conforme a instrumentação utilizada, para a vazão é de ±31 m^3/h, e para a pressão ±28,9 Pa.

5.1 METODOLOGIA NUMÉRICA

O modelo matemático para este tipo de escoamentos é estabelecido com base nas equações de conservação de quantidade de movimento, massa e energia. Na etapa de solução numérica, são resolvidas estas equações que regem o fenômeno.

A equação de conservação de massa, ou continuidade, é o resultado do balanço da quantidade de massa (entrada, saída e acumulada) em um volume de controle cujas dimensões são infinitesimais. A equação da conservação de massa pode ser expressa:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{(i=1,2,3) em } \Omega \qquad (5.1)$$

O primeiro termo da equação (5.1) é uma derivada material ou substancial, ρ é a massa específica no domínio e v_i é a velocidade na direção i.

Para a obtenção da equação da conservação da quantidade de movimento, aplica-se a segunda lei do movimento de Newton a um volume de controle infinitesimal. As forças externas atuantes são as de superfície (representadas por tensões sobre o volume de controle) e as forças de campo ou corpo. As tensões superficiais são obtidas através de equações constitutivas que são escritas em função das variáveis primárias (velocidade e pressão). A equação da conservação da quantidade de movimento pode ser expressa pela equação de Navier-Stokes:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_i} + \frac{\partial P}{\partial x_j}\delta_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) + \lambda\left(\frac{\partial v_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij}\right) - f_i = 0 \qquad \text{(i=1,2,3) em } \Omega \quad (5.2)$$

onde P é a pressão termodinâmica local relacionada com a massa específica e a temperatura por uma equação de estado, μ é a viscosidade absoluta, λ é a viscosidade volumétrica (existente somente em tensões normais) e f_i são as forças de campo por unidade de volume.

Para obter a equação de conservação da energia, realiza-se o balanço de energia em um volume de controle infinitesimal, considerando-se: a razão de energia acumulada no volume de controle, as taxas líquida de energia pelo transporte do fluido e de transferência de calor por condução, a razão da geração de calor no volume de controle (reação química, dissipação elétrica) e a taxa de energia dissipada na forma de calor pelo trabalho mecânico de deformação do fluido. A equação da energia, em termos de temperatura, é :

$$\rho C \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + q''' + \mu\Phi \qquad \text{(i=1,2,3 em } \Omega) \qquad (5.3)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido, q''' é a taxa de geração de energia por unidade de volume ou uma fonte de energia e Φ é a uma função de dissipação viscosa, C é o coeficiente de calor específico para escoamentos incompressíveis.

5.1.1 MODELAGEM DA TURBULÊNCIA

Escoamentos turbulentos são caracterizados por apresentarem flutuações de pressão e velocidade superpostas ao escoamento principal (Möller; Silvestrini, 2004).

O modelo k-ω proposto por Wilcox, 1988, é um modelo hibrido e difere do modelo k-ε padrão por apresentar melhor reprodução do fenômeno em situações que contém separação de escoamento e gradiente de pressão adverso. Outra vantagem do modelo é o seu comportamento favorável próximo à parede.

A fim de utilizar propriedades favoráveis de ambos os modelos, k-ε e k-ω, Menter, 1993, propôs combinar estes dois modelos de tal forma que o modelo se reduz a k-ω próximo à parede e k-ε distante dela. A combinação destes dois modelos foi implementada utilizando uma função de combinação F (blending function), além de algumas funções empíricas. O modelo original é multiplicado por uma função F1, e o assim chamado modelo k-ε transformado, por uma função (1 – F1), sendo ambos adicionados. A função F1 é designada como 1 (um) na região próxima à parede, e como 0 (zero) distante dela. Este modelo, denominado k-ω SST é considerado a evolução do modelo original. Seus coeficientes são expressos da seguinte forma geral:

$$C_\phi = F_1\, C_{\phi 1} + (1 - F_1)\, C_{\phi 2} \qquad (5.4)$$

sendo:

$$F_1 = \tanh\left(\arg_1{}^4\right) \;,\quad \arg_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0{,}09\,\omega\, y}, \frac{500\,\nu}{y^2\,\omega} \right), \frac{4\,\rho\, k}{\sigma^{\omega}_{\omega 2}\, CD_{k\omega}\, y^2} \right]$$
$$CD_{kw} = \max\left(\frac{2\rho}{\omega\, \sigma^{\omega}_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \qquad (5.5)$$

onde $C_{\phi 1}$ representa qualquer constante do modelo k-ω original (σ_{k1}^{ω}, ...), $C_{\phi 2}$ representa qualquer constante do modelo k-ε transformado (σ_{k2}^{ω}, ...) e C_{ϕ} é a constante correspondente ao novo modelo k-ω SST (σ_{k}, ...). Dessa maneira, dois conjuntos de constantes serão utilizados:

Os coeficientes do conjunto $C_{\phi 1}$ são dados pela Tabela e Equação (5.6):

Tabela 5.1 - Coeficientes do conjunto $C_{\phi 1}$ para o modelo k-ω SST

$\sigma_{k\phi 1}^{\omega}$	$\sigma_{k\phi 1}^{\omega}$	$\beta_{\phi 1}$	$\beta_{\phi 1}*$	K
1,176	2,0	0,075	0,09	0,41

Menter, 1994; Star-cd Methodology, 2009.

$$\alpha_{\phi 1} = \frac{\beta_{\phi 1}}{\beta_{\phi 1}*} - \frac{1}{\sigma_{\omega\phi 1}^{\omega}} \frac{\kappa^2}{\sqrt{\beta_{\phi 1}*}} \tag{5.6}$$

Os Coeficientes do conjunto $C_{\phi 2}$ são dados pela Tabela 5.2 e a Equação (5.7):

Tabela 5.2 - Coeficientes do conjunto $C_{\phi 2}$ para o modelo k-ω SST

$\sigma_{k\phi 2}^{\omega}$	$\sigma_{k\phi 2}^{\omega}$	$\beta_{\phi 2}$	$\beta_{\phi 2}*$	κ
1,0	1,168	0,0828	0,09	0,41

Menter, 1993; Star-cd Methodology, 2009.

$$\alpha_{\phi 2} = \frac{\beta_{\phi 2}}{\beta_{\phi 2}*} - \frac{1}{\sigma_{\omega\phi 2}^{\omega}} \frac{\kappa^2}{\sqrt{\beta_{\phi 2}*}} \tag{5.7}$$

em adição,

$$S_{\omega} = 2\left(1 - F_1\right) \frac{1}{\sigma_{\omega 2}^{\omega}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \tag{5.8}$$

A viscosidade turbulenta para o modelo SST é,

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\max\left(a_1 \omega, \sqrt{\frac{1}{2}\Omega_{ij}\Omega_{ij}}\ F_2\right)} \tag{5.9}$$

onde,

$$a_1 = 0{,}31 \ , \ F_2 = \tanh\left(\arg_2^2\right) \ , \ \arg_2 = \max\left(2\frac{\sqrt{k}}{0{,}09\,\omega\, y}, \frac{500\,\nu}{y^2 \omega}\right) \tag{5.10}$$

Por fim, a forma geral da equação de k e ω é a seguinte:

Energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathrm{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\rho u_j\, k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k^{\omega}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] = \mu_t P - \rho\beta^* k\omega + \mu_t P_B \tag{5.11}$$

Taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\, \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\rho u_j\, \omega - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}^{\omega}}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] = \alpha\frac{\omega}{k}\mu_t P - \rho\beta\omega^2 + \rho\, S_{\omega} + C_{\varepsilon 3}\,\mu_t\, P_B\, C_{\mu}\, \omega \tag{5.12}$$

onde a taxa de dissipação específica é definida da seguinte forma:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_{\mu}\, k} \tag{5.13}$$

Para o modelo k-ω SST, os coeficientes Cμ e Cε3, são coeficientes empíricos, cujos valores padrão são Cμ= 0,09 e Cε3 = 0,0 ou 1,44 quando PB > 0.

5.2 GERAÇÃO DE MALHA

Na geração da malha sobre o domínio do problema, primeiramente é construído um modelo em CAD (computer-aided design) da geometria original. A geometria em CAD então é importada para o software de simulação. Como o modelo em CAD deve ser adaptado para as necessidades do software de simulação, esta etapa é chamada de tratamento de superfícies, que nada mais é do que o ajuste de superfícies muito pequenas, abertas ou duplicadas, entre outras situações que causam erros ou baixa qualidade da malha.

Com uma geometria bem ajustada, parte-se para a geração da malha, etapa a qual irá interferir diretamente na qualidade do resultado. Na geração da malha, é feita uma camada de prismas, relativamente menores do que os volumes internos ao domínio, ao redor de todas as superfícies. Esta camada serve para capturar os maiores gradientes das variáveis em questão, associados à presença da parede. O restante do domínio é preenchido através da técnica *Trimmer* (CD-adapco, 2010) por hexaedros de tamanhos definidos conforme a necessidade de refino da malha. Malhas muito grosseiras acarretam resultados ruins e imprecisos, e malhas muito refinadas geram um tempo de processamento elevado e nem sempre com resultado melhor. Para chegar a um ponto ótimo de refinamento é realizado um teste de independência de malha. Este teste foi realizado comparando-se a vazão total nas saídas dos dutos.

Os resultados das malhas de 1.965.915 e 3.582.277 volumes discordam em menos de 0,09%, portanto pode-se considerar que a malha de 1.965.915 volumes é adequada para a solução do problema. Os resultados das malhas testadas estão apresentados na figura 5.1.

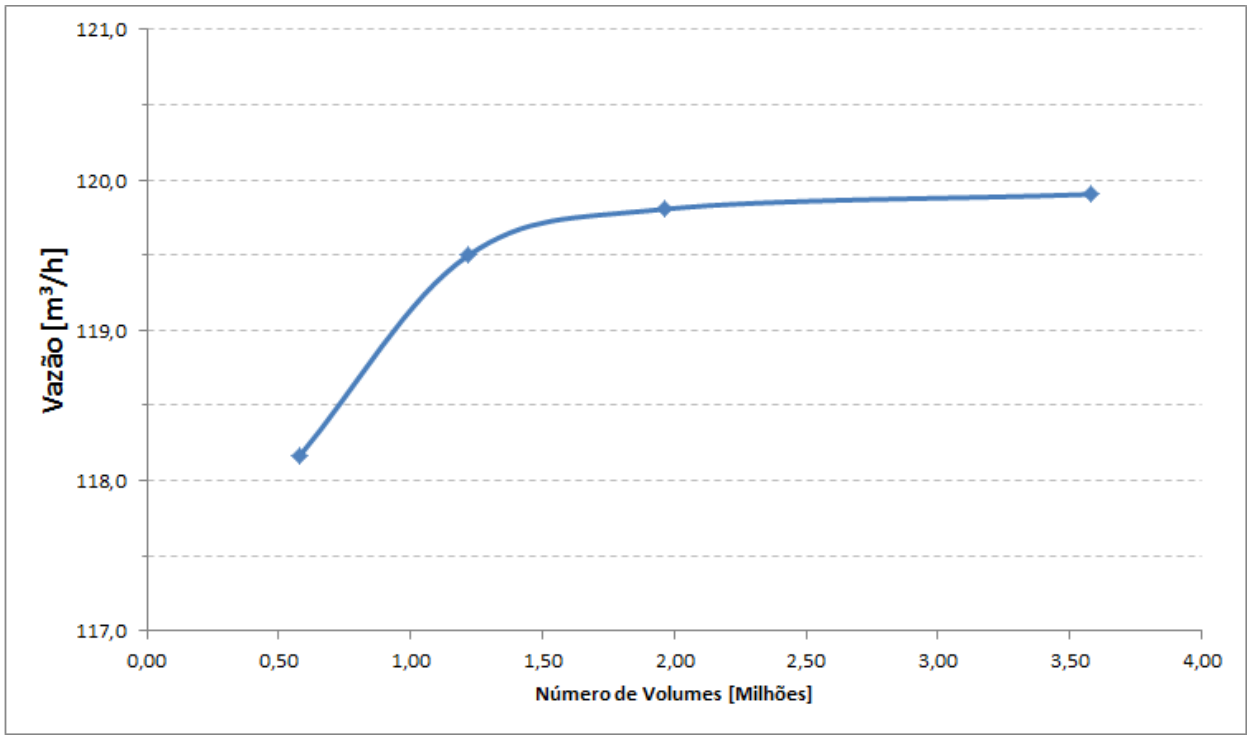

Figura 5.1: Teste de Independência de malha

A maneira como os fluxos convectivos e difusivos são formulados é um dos principais fatores que determinam a precisão e estabilidade da solução. O esquema de interpolação utilizado foi o Upwind de primeira-ordem, onde a equação discretizada é resolvida com maior facilidade, quanto à estabilidade e convergência, produzindo soluções coerentes com a física, mas em alguns casos pode levar à difusão numérica. Neste esquema, o erro de truncamento diminui na medida em que a malha for refinada, porém aumenta o tempo computacional (Leschziner, 1980). O critério de convergência utilizado foi 10^{-5} que já garante um bom resultado.

A malha utilizada pode ser visualizada na figura 5.2. O detalhe mostra a camada de prismas construída ao redor das superfícies.

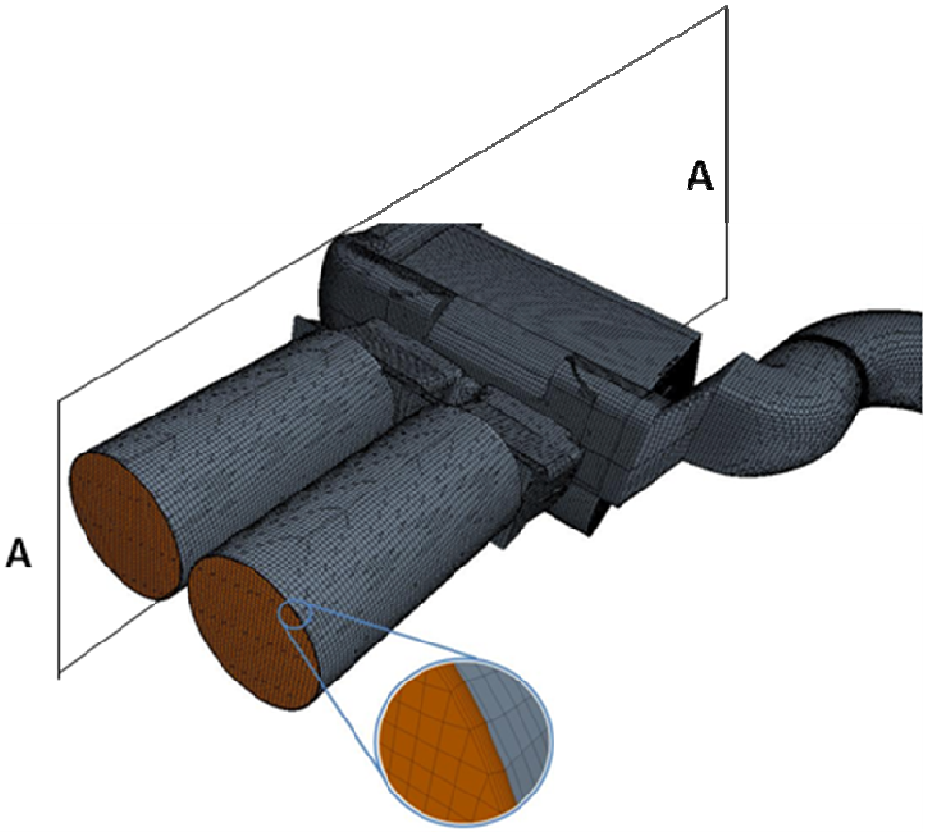

Figura 5.2: Malha utilizada com detalhe na camada de prismas junto à superfície

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

São analisadas as vazões totais para cada condição de entrada, a distribuição da vazão nos quatro difusores e o comportamento fluidodinâmico do escoamento.

Na figura 6.1 estão apresentadas as vazões encontradas no presenta trabalho e o comparativo com o trabalho experimental. Ocorre uma diferença nas vazões comparadas em cerca de 20% para as quatro condições de entrada.

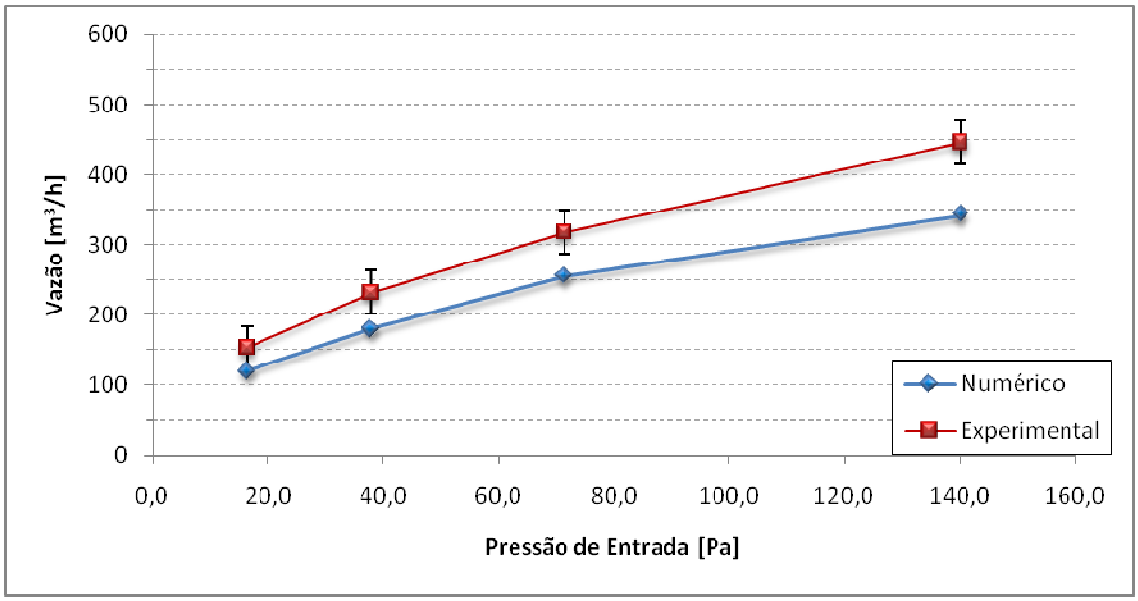

Figura 6.1: Comparativo de vazões entre os resultados numéricos e experimentais de Bicalho, 2009

O comparativo de vazão em cada difusor para a primeira condição de pressão do ventilador está apresentado na figura 6.2. Ocorre uma variação entre 14% e 33%, concentrada principalmente nos difusores laterais esquerdo (LE) e direito (LD).

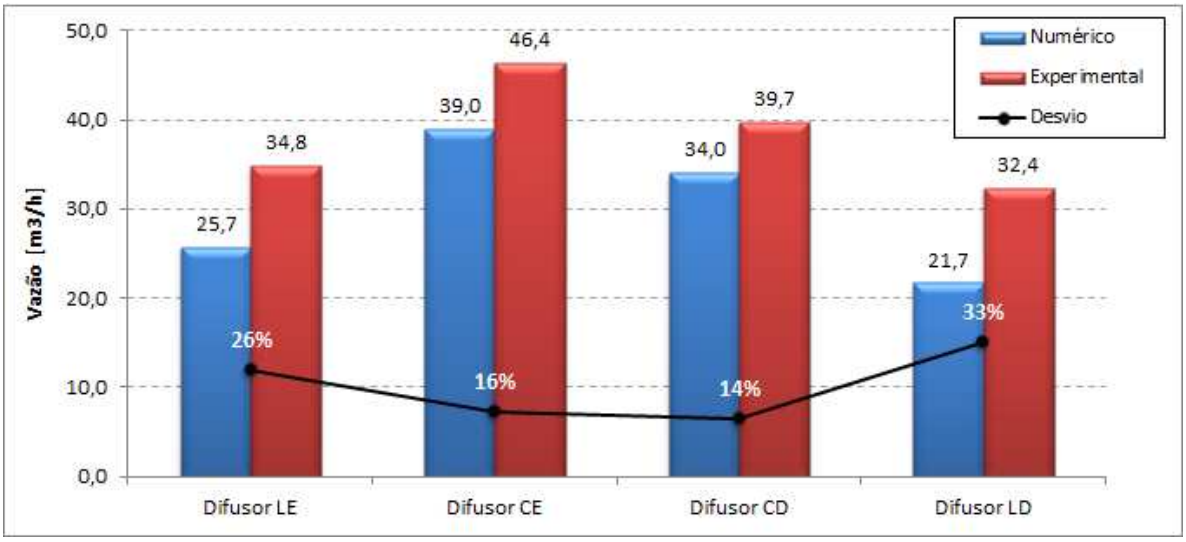

Figura 6.2 Comparativo de vazão em cada difusor para a primeira condição de entrada.

Os campos de vetores de velocidade e de pressão, no corte A-A perpendicular ao difusor CE, estão apresentados nas figuras 6.3 e 6.4, respectivamente. Os resultados mostram que a geometria contém pontos de estrangulamento e descolamento da camada limite, aumentando consideravelmente a perda de carga do escoamento.

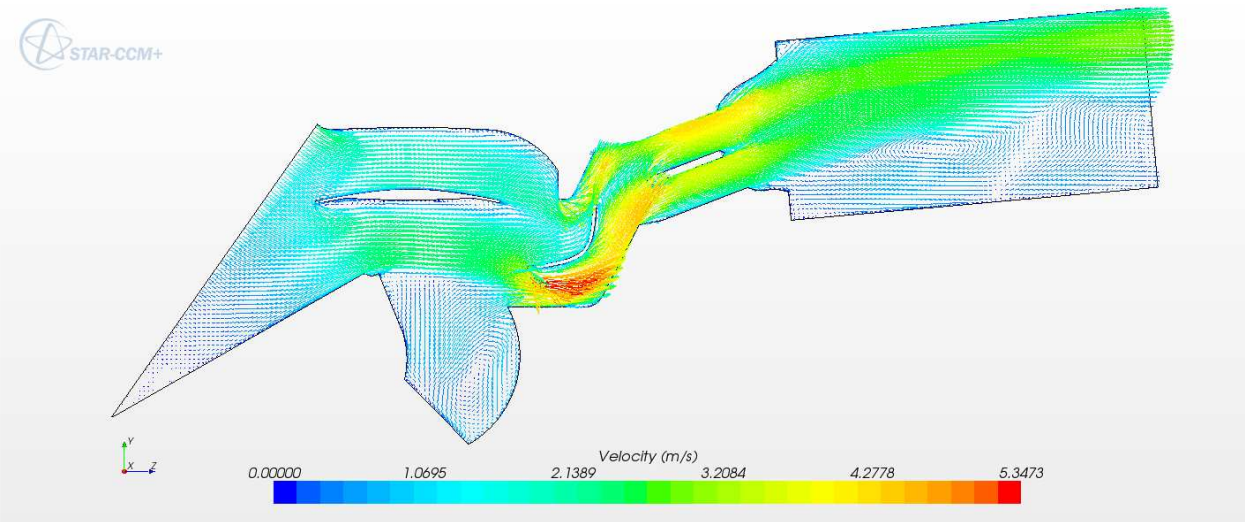

Figura 6.3: Campo de vetores de velocidades no corte A-A

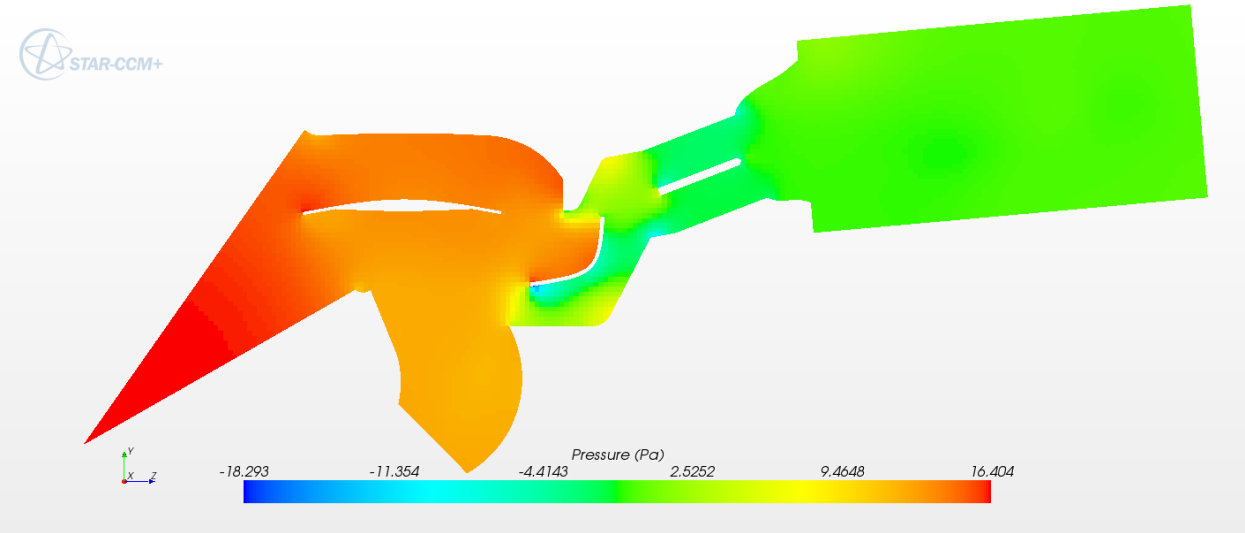

Figura 6.4: Campo de pressão no corte A-A

Na figura 6.5 e 6.6 são apresentadas as linhas de corrente do escoamento, as cores representam as velocidades do fluído. Nesta figura pode-se ter uma noção geral do escoamento. Percebe-se um aumento de velocidade nas entradas dos difusores devido ao entrangulamento do escoamento, além de várias recirculações nos dutos em função das curvas acentuadas presentes nestes.

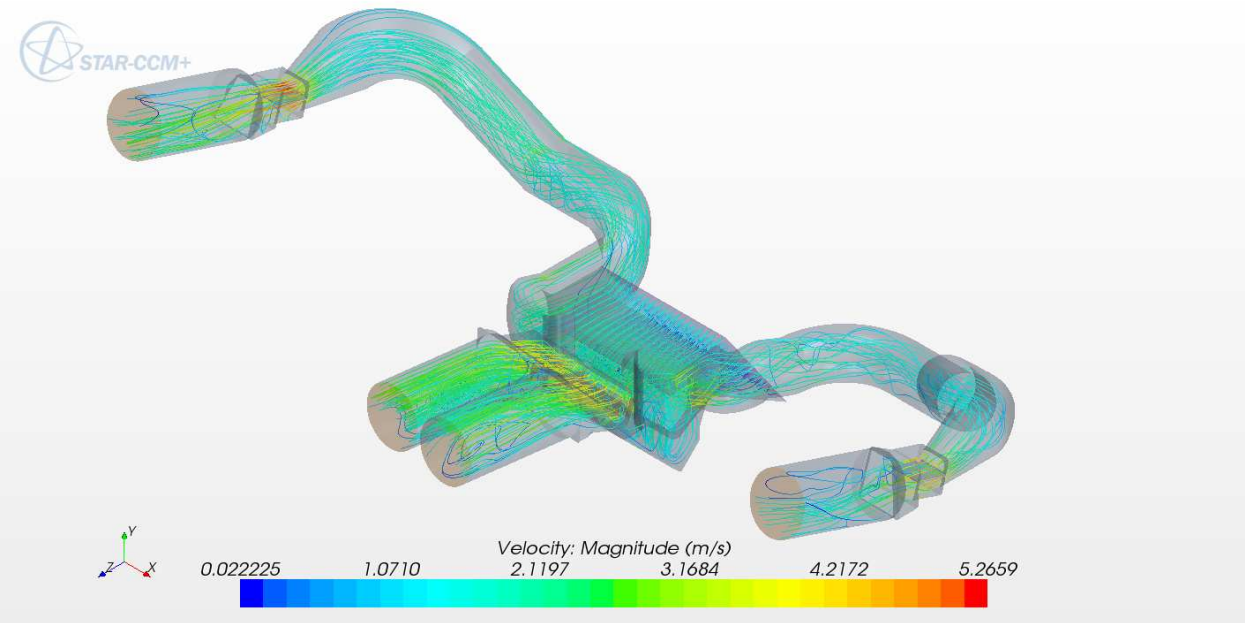

Figura 6.5: Linhas de corrente e velocidade do fluído, vista isométrica

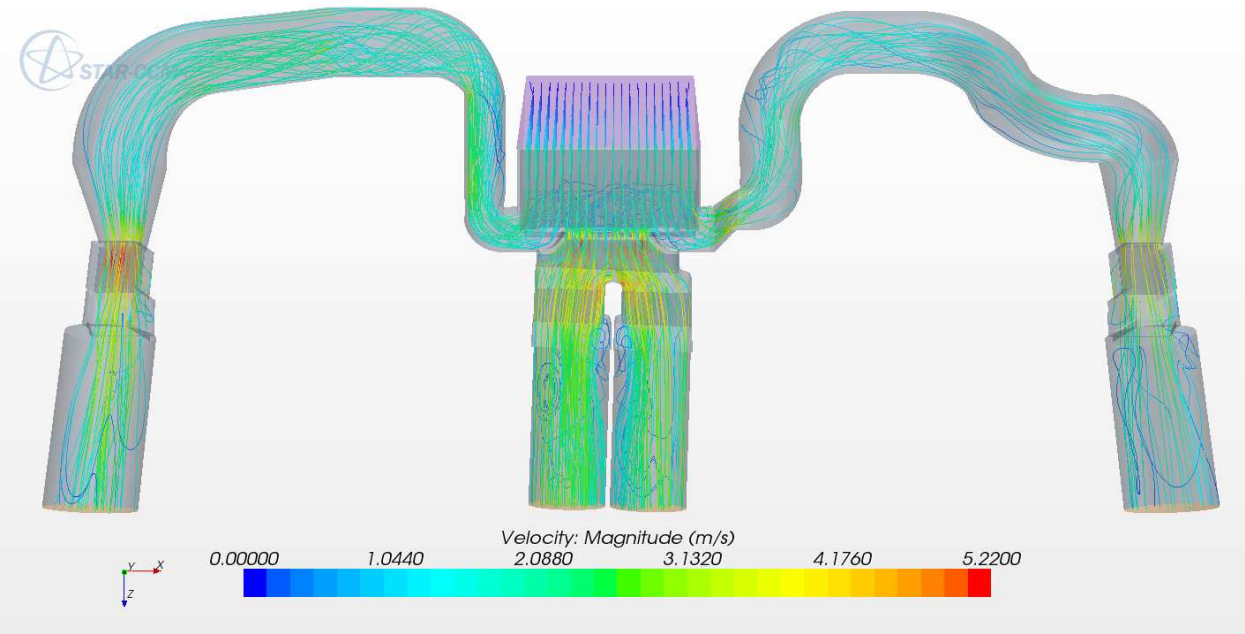

Figura 6.6: Linhas de corrente e velocidade do fluído vista superior

7. INVESTIGAÇÃO DO ERRO

Pelo fato dos resultados numéricos e experimentais terem um desvio considerável, cerca de 20%, foi realizada uma investigação das possíveis causas do erro, chegando-se a duas hipóteses principais.

7.1 PRIMEIRA HIPÓTESE: As condições de contorno não satisfazem a realidade do problema estudado.

Pelo fato do software Star-CCM+ limitar as possibilidades de condições de contorno, não foi possível implementar uma condição de contorno de pressão estática na entrada do sistema, o software permite apenas condição de estagnação na entrada, isto é, apenas condição de pressão total (pressão dinâmica + pressão estática). Como os dados a que se teve acesso não especificam a posição onde a pressão estática foi tomada, pode ter havido uma imprecisão quanto as parcelas da pressão estática e total. Com o objetivo de clarear a questão, foi realizado um teste onde a pressão de estagnação foi a soma da pressão referente à condição de velocidade 1 mais a pressão dinâmica calculada com base na medição de vazão experimental. Neste teste obteve-se um novo valor de vazão. A vazão teve um incremento, de menos de 1%, mas não o suficiente para ser a principal fonte de erro, pois as velocidades na entrada são bastante baixas. Logo o valor de pressão total é muito próximo do valor de pressão estática. Este teste pode ser visto na figura 7.1.

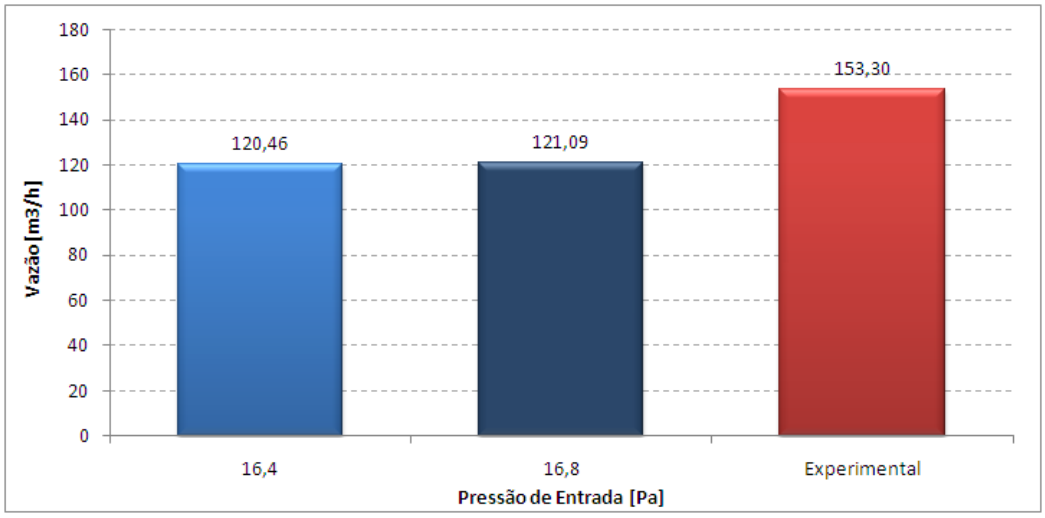

Figura 7.1 Comparativo entre as duas condições de contorno e o resultado experimental

7.2 SEGUNDA HIPÓTESE: A Geometria não condiz com a realidade

Analisando o desenho da geometria estudada, foram detectadas algumas falhas no desenho. Então um novo desenho, melhor e mais realista, foi solicitado junto ao fabricante do veiculo. Comparando os dois desenhos foram encontradas falhas que, com certeza, causaram erros significativos no resultado. A figura 7.2 mostra a vista isométrica da a) geometria estudada e b) geometria produzida pela fabricante.

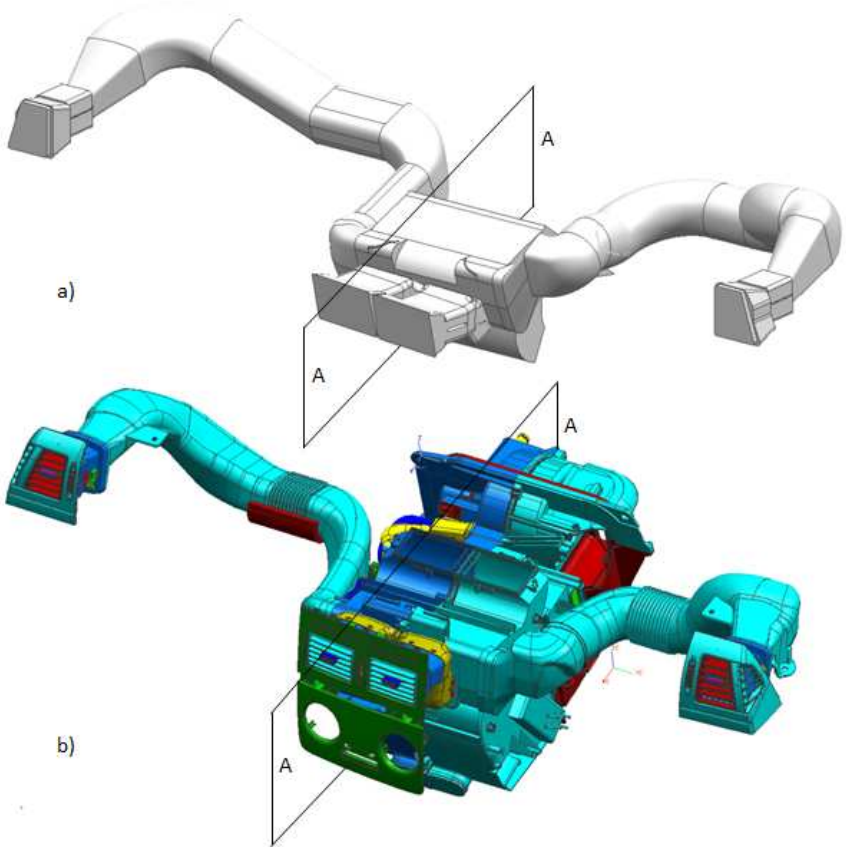

Figura 7.2 Comparativo entre os desenhos a) Estudado b) Fornecido pelo fabricante

Analisando o interior das duas geometrias pode-se afirmar que estas não são comparáveis a fim de realizar o estudo do escoamento nos seus interiores. Esta afirmação fica evidente no comparativo dos cortes A-A dos dois desenhos. Na figura 7.3 (a) e (b) pode-se fazer o comparativo entre estas geometrias estudada e a fornecida pelo fabricante, respectivamente, e na figura 7.3 (c) é plotado o contorno da geometria mais realista sobre a geometria estudada. Os pontos críticos estão destacados com um circulo vermelho. Estes locais destacados referem-se a presença de uma espécie de aleta na geometria (a), que não existe no modelo real, e ao formato e a posição que se encontra o direcionador na entrada dos difusores.

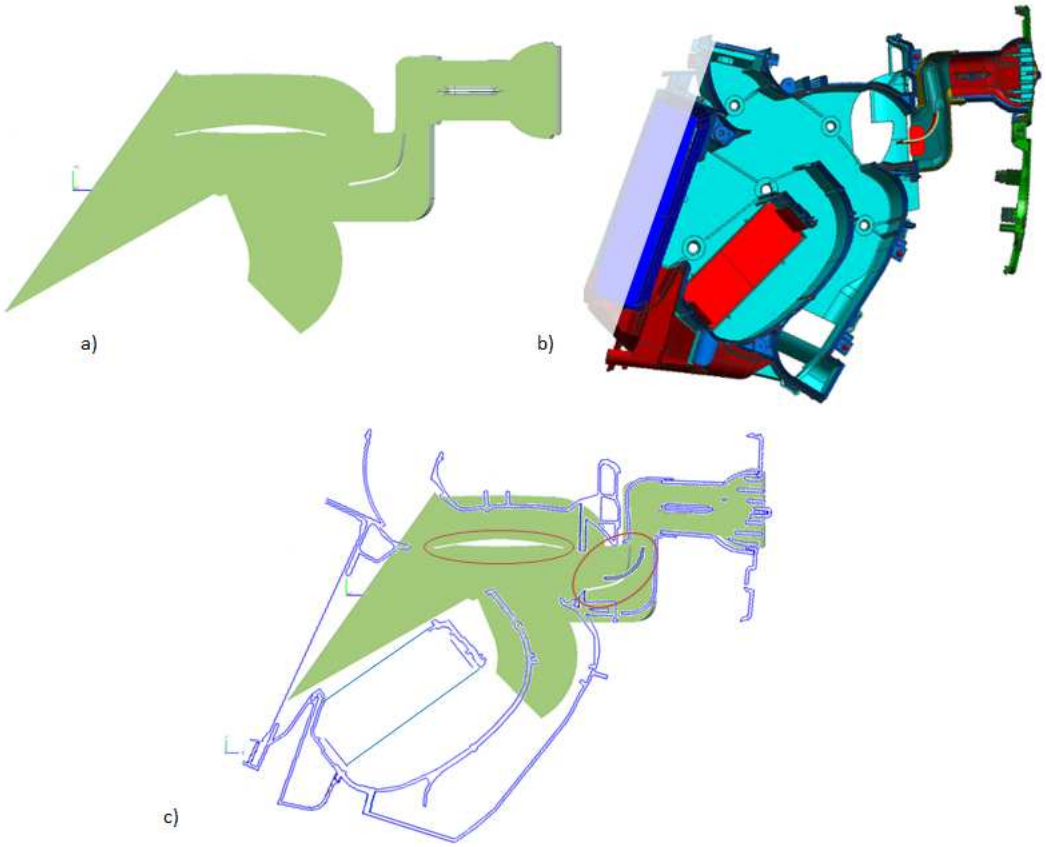

Figura 7.3 - Comparativo entre os desenhos corte A-A
(a) Estudado (b) Fornecido pelo fabricante (c) sobreposição dos desenhos

8. CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo validar a implementação de uma solução numérica para um sistema de ventilação veicular, comparando os resultados com os obtidos no trabalho experimental. Os resultados numéricos e experimentais tiveram uma diferença de 20%, o que é muito para uma validação da presente implementação. Este erro elevado teve uma grande influência de falhas na geometria utilizada. Comparando-se a geometria utilizada e a fornecida pelo fabricante, encontraram-se grandes distorções nas dimensões, e até mesmo a presença de componentes que não existem. A utilização de uma geometria simplificada é muitas vezes necessária para a realização de simulações numéricas, porém estas simplificações não podem interferir significativamente no resultado final.

9. PRÓXIMOS PASSOS

Identificados os problemas causadores de erros, o próximo passo sugerido é realizar estas simulações utilizando a nova geometria obtida junto ao fabricante do veículo. Esta etapa já foi iniciada, porém a geometria contém muitos detalhes desnecessários e causadores de erros para a geração da malha, e conseqüentemente para as simulações. A adequação desta geometria para a metodologia CFD é um trabalho intenso. Outro fator que limita a utilização desta nova geometria é a quantidade elevada de superfícies utilizadas para a sua construção, o que demanda muito esforço computacional. A fim de comparação a geometria estuda continha pouco mais de 200 superfícies, enquanto a geometria enviada posteriormente contém mais de 50.000 delas. A figura 8.1 mostra a nova geometria em fase inicial de tratamento de superfícies e adequação ao problema. Neta figura já foram adicionados os dutos direcionadores de ar nas saídas dos difusores e também removidas algumas partes que não seriam relevantes na simulação.

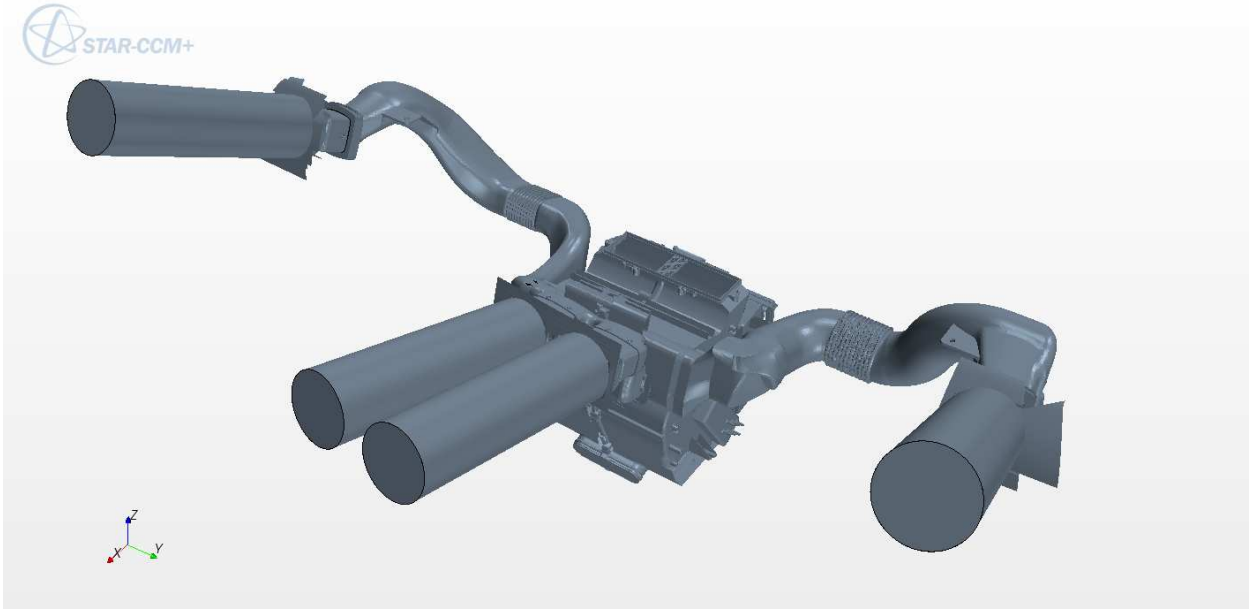

Figura 9.1 - Fase inicial do tratamento de superfícies na nova geometria

10. BIBLIOGRAFIA

Bicalho, G. I., 2009. “**Aumento da eficiência do ar condicionado veicular pela melhoria do sistema de ventilação”**, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Dissertação de Mestrado, Pontifica Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.

Leschziner, M.A. Practical Evaluation of Three Finite Difference Schemes for the Computation of Steady-State Recirculating, **Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng.**, 23, pp. 293-312, 1980.

Menter, F. R., "**Zonal Two Equation k-ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows**", AIAA Paper 93-2906, 1993

Möller, S.V. e Silvestrini, J.H., 2004. “**Turbulência**”, Volume 4, Editores: Möller, S.V. e Silvestrini, J.H., Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Rio de Janeiro, Brasil.

Schlichting, H., 1968. “**Boundary-layer Theory**”, McGraw-Hill, New York.

Star-CCM+ Version 5.10: **Methodology**, CD-adapco, 2010.

Star-CCM+ Version 5.10: **User Guide Star-CCM+**, CD-adapco, 2010.

Star-CCM+ Version 5.10: **Tutorial Star-CCM+**, CD-adapco, 2010.

Wilcox, D.C., 2002. “**Turbulence Modeling for CFD**”, DCW Industries, La Canada, USA.