

CORACI JÚNIOR GOMES

MELHORAMENTOS EM UM VENTILADOR CENTRÍFUGO ATRAVÉS DE
SIMULAÇÃO NUMÉRICA

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.

Orientador: Prof. Dr. Horacio A. Vielmo

Porto Alegre
2010



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

MELHORAMENTOS EM UM VENTILADOR CENTRÍFUGO ATRAVÉS DE
SIMULAÇÃO NUMÉRICA

CORACI JÚNIOR GOMES

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

Prof. Paulo Otto Beyer
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Bardo Erust Joseff Bodmann
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

De modo especial, à minha namorada Sílvia, pelo apoio nesses anos de faculdade

AGRADECIMENTOS

Agradeço a UFRGS pelo ensino de qualidade oferecido,
ao meu orientador, *Prof. Dr. Horacio A. Vielmo* pelo apoio e incentivo,
aos meus pais, que me deram subsídios para chegar até este ponto,
à empresa Projelmec ventilação industrial Ltda, por abrir as portas para a realização deste trabalho.

Este trabalho contou com apoio da seguinte entidade:
- Empresa Projemec ventilação industrial Ltda

GOMES, C. J. **Melhoramentos em um Ventilador centrífugo através de simulação numérica**. 2010. 21f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo melhorar a eficiência energética de um ventilador centrífugo produzido pela empresa Projelmec ventilação industrial Ltda., através de simulação numérica em Volumes Finitos, utilizando o software comercial CFX 11.0. Uma malha hexaédrica é utilizada no modelo numérico, após estudo de independência de malha. O escoamento turbulento é tratado com o modelo SST k- Ω . Após isto, são propostas melhorias na geometria do bocal de entrada do ventilador e um novo tamanho de duto de saída é testado. Todos os modelos testados neste trabalho apresentaram melhoria na eficiência energética em relação ao modelo atual.

PALAVRAS CHAVE: Ventiladores Centrífugos, Método de Volumes Finitos, Modelos de Turbulência, Malha estruturada, Análise numérica.

GOMES, C. J. **Improvements in a Centrifugal Fan Through Numerical Simulation**. 2010. 21f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The objective of this paper is to improve the energy efficiency of a centrifugal fan produced by Projelmec ventilação industrial Ltda. through numerical simulation in finite volumes, using the commercial software CFX 11.0. A hexahedral mesh is used in the numerical model, after a study of mesh independence. The turbulent flow is treated with the SST k-omega model. After this, improvements are proposed in the shape of the inlet nozzle fan and a new length of output pipe is tested. All models tested in this study showed improvement in energy efficiency over the current model.

KEYWORDS: Centrifugal fans, Finite Volume Method, Models of Turbulence, Structured mesh, numerical Analysis.

LISTA DE SÍMBOLOS

		[Unidades]
k	Energia cinética de turbulência	$[m^2/s^2]$
épsilon	Taxa de dissipação de energia cinética de turbulência	$[m^2/s^3]$
ômega	Frequência de dissipação turbulenta	$[1/s]$
p	Pressão estática	$[Pa]$
Q	Vazão volumétrica	$[m^3/s]$
S	Termo fonte de momento	$[N/m^3]$
S_{cor}	Fonte de momento advinda da força de Coriolis	$[N/m^3]$
T	Torque	$[N.m]$
U	Vetor velocidade	$[m/s]$
U_{rot}	Vetor velocidade no subdomínio rotacional	$[m/s]$
$U_{estacionário}$	Vetor velocidade no subdomínio estacionário	$[m/s]$
Δp	Diferença de pressão entre a montante e a jusante do ventilador	$[Pa]$
η	Eficiência	[adimensional]
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
μ	Viscosidade	$[Pa.s]$
ω	Velocidade angular	$[rad/s]$

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	10
2	DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DO MÉTODO NUMÉRICO	11
3	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	12
3.1	DIVISÃO DOS DOMÍNIOS E CONDIÇÕES DE CONTORNO	12
3.2	MALHA DO MODELO	13
4	RESULTADOS	14
4.1	RESULTADOS DO ESTUDO DA GEOMETRIA ATUAL DO VENTILADOR ..	14
4.2	ESTUDO DA GEOMETRIA DO BOCAL DE ENTRADA.....	16
4.3	RESULTADOS DO ESTUDO DA DIMINUIÇÃO DO DUTO DE SAÍDA	18
5	CONCLUSÕES	20
6	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	21

1 INTRODUÇÃO

Ventiladores centrífugos são usados na indústria nas mais diversas aplicações. Com o crescente aumento das exigências com respeito à eficiência energética, tanto por motivos de redução de custos operacionais quanto por razões ambientais, faz-se necessário um cálculo mais preciso das variáveis de projeto. Neste contexto, o método de volumes finitos tem grande vantagem, pois fornece resultados mais reais do que as equações analíticas além de diminuir sensivelmente os custos com prototipagem.

Este trabalho versará sobre um ventilador produzido pela empresa Projelmec Ventilação Industrial LTDA, que atualmente é comercializado com a seguinte configuração:

- Rotor com diâmetro interno de 560 mm e externo de 800 mm, com doze pás de perfil reto com $60,5^\circ$ de inclinação com relação ao raio;
- Bocal à montante do rotor com diâmetro de entrada de 800 mm e 500 mm de saída;
- Saída de ar retangular com 627 X 1000 mm.

Imagens do ventilador podem ser vistas na Figura 1.1 abaixo:

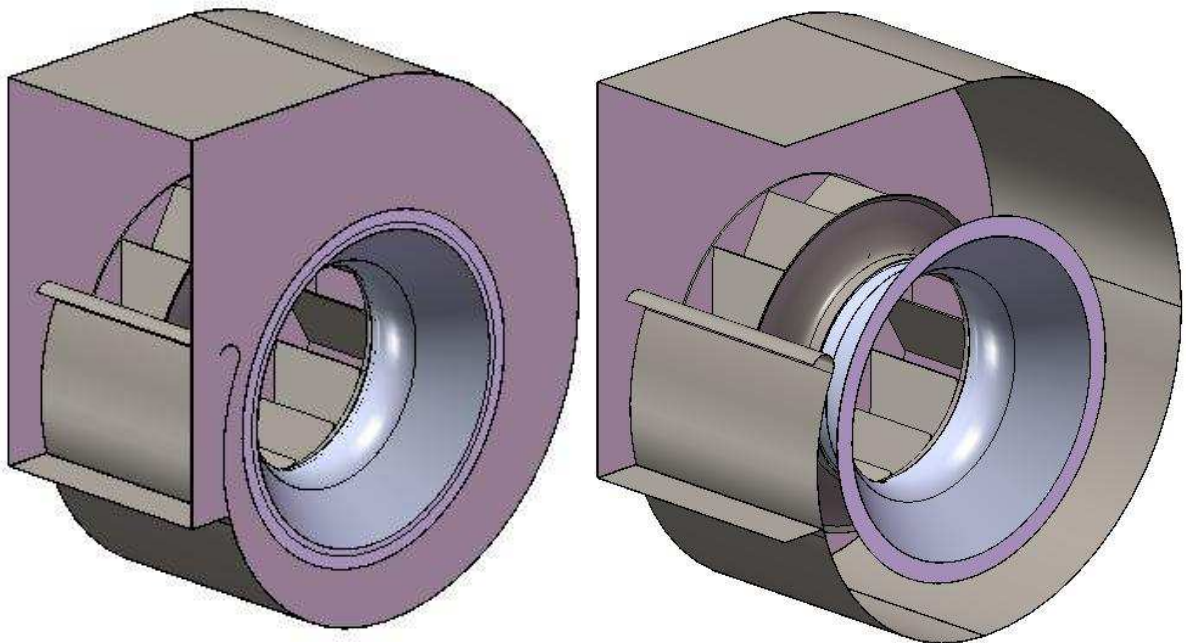


Figura 1.1- Ventilador produzido pela empresa Projelmec Ventilação Industrial LTDA

O projeto utilizado atualmente será avaliado através de simulações numéricas. As melhorias propostas neste trabalho serão também simuladas, e os seus resultados avaliados com relação aos valores atuais.

Cabe salientar que o ventilador deve ser competitivo no mercado em termos de custo, portanto todas as melhorias serão propostas levando em consideração o processo de fabricação.

Todas as simulações em Volumes Finitos foram realizadas com a utilização do software comercial *CFX11.0*[®] da *ANSYS*[®].

2 DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DO MÉTODO NUMÉRICO

Para problemas envolvendo dinâmica de fluidos, as equações da continuidade e de momentum devem ser resolvidas concomitantemente. Porém a solução analítica deste conjunto de equações implica em simplificações muito severas tornando este método inadequado para o objetivo deste trabalho. Uma solução para isto é o uso de simulações numéricas. Um dos métodos numéricos mais conhecidos é o dos volumes finitos, que consiste em discretizar o volume de controle em um número finito de pequenos outros volumes onde o conjunto de equações é calculado a partir de um campo inicial das variáveis envolvidas. Iterativamente, o valor dos campos é atualizado até que o resíduo entre duas iterações subsequentes esteja abaixo de um valor aceitável. Dessa forma, tem-se uma solução que dá o comportamento da variável em todo o domínio, com grau aceitável de acerto mesmo para geometrias complexas.

O escoamento, para o escopo deste trabalho, será considerado isotérmico e incompressível. Portanto, as equações da continuidade e de momentum ficam resumidas, conforme Fox et al (2001), às equações (1) e (2) abaixo, respectivamente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \mu \nabla^2 U + S \quad (2)$$

Para o caso específico de turbomáquinas, um subdomínio rotacional conectado a domínios estacionários gera resultados bastante satisfatórios quando comparados com medições experimentais, como pode ser visto em Gusberti (2003) e Pinto (2003). O subdomínio rotacional se caracteriza por apresentar, na metodologia do cálculo, uma transformação no campo de velocidades fazendo com que ele gire em relação à coordenada de referência do sistema, conforme mostra a equação (3).

$$U_{rot} = U_{estacionário} - \omega R \quad (3)$$

Além das equações já citadas, é acrescida nos cálculos uma fonte de momento devido à força de Coriolis [CFX11.0 solver manual, 2004] aplicada no subdomínio rotacional, como pode ser visto na equação (4) abaixo:

$$S_{cor} = -2\rho\omega \times U_{rot} \quad (4)$$

No entanto, a equação (2) de momentum resume-se ao escoamento laminar, não gerando resultados realistas para números de Reynolds maiores que 2300. Para contornar isso, usou-se o modelo de turbulência SST k-ômega.

O modelo SST k-ômega, segundo Zhiqiang (2007), é uma combinação entre os modelos k- ω e k- ϵ . O modelo k- ω é utilizado nas áreas de escoamento com curvaturas e próximos à parede, e o modelo k- ϵ quando fora destas regiões, aproveitando assim, o melhor desempenho dos dois modelos. A variação entre as duas equações é comandada por uma função de *Blend*. Este modelo é o mais adequado para este estudo, pois leva em conta o

transporte das tensões de cisalhamento turbulentas e fornece previsões precisas para casos de escoamentos com gradientes adversos de pressão envolvendo separação.

3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

3.1 DIVISÃO DOS DOMÍNIOS E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Com a finalidade de simplificar a geração da malha, o modelo de análise do ventilador foi dividido em três subdomínios:

- Um subdomínio estacionário à montante de rotor com o acréscimo de uma semi-esfera com o intuito de considerar os efeitos do fluxo de ar fora do ventilador;
- Um subdomínio rotacional contendo o rotor;
- Um segundo domínio estacionário à jusante do rotor composto da voluta do ventilador mais um duto de comprimento igual a 2,5 vezes o tamanho da maior aresta da saída.

As condições de contorno utilizadas são (Figura 3.1):

- A) Entrada de ar na calota da semi-esfera com pressão estática igual à atmosférica (abertura);
- B) Saída de ar na extremidade do duto com pressão estática igual à atmosférica (abertura);
- C) Condição de não deslizamento em todas as paredes do modelo incluindo as pás e o bocal de entrada.

Portanto, todo o fluxo de ar será gerado pelo movimento das pás em relação aos subdomínios estacionários.

Os subdomínios bem como as condições de contorno podem ser vistos na Figura 3.1 abaixo:

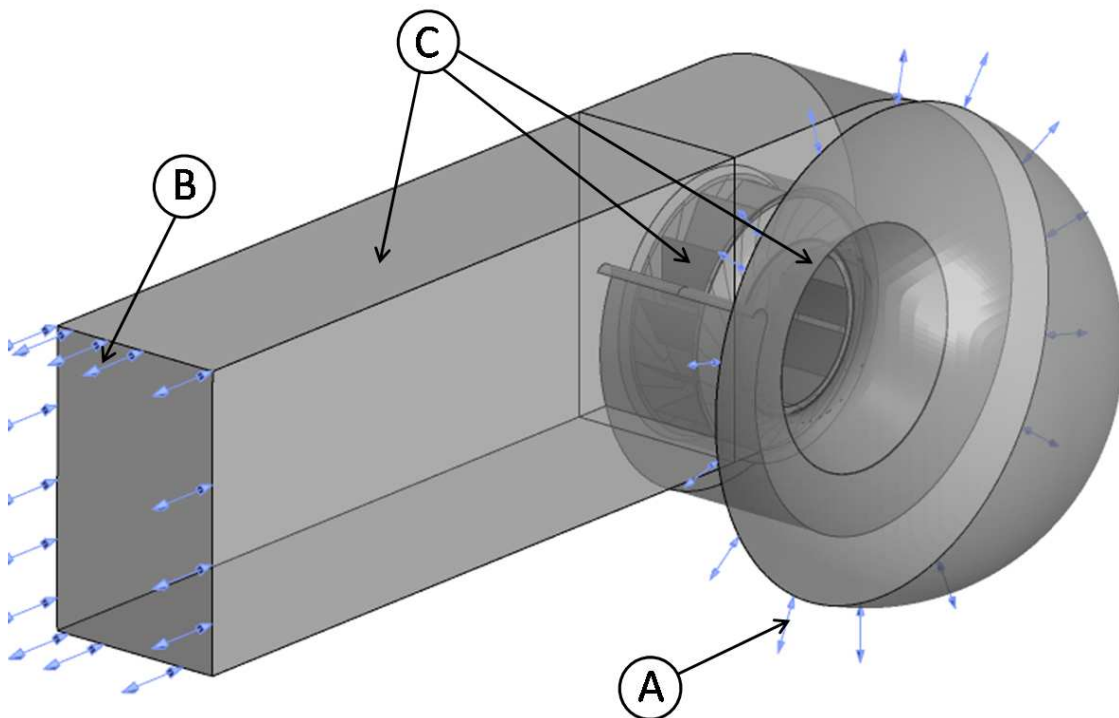


Figura 3.1- Domínio de cálculo com as condições de contorno

Além disso, a rotação usada nos modelos foi de 1150 rpm e o fluido de trabalho é o ar a 25°C com massa específica constante (incompressível) igual a 1,185 kg/m³ e viscosidade igual a 1,831x10⁻⁵ Pa.s. O escoamento é considerado isotérmico e todos os efeitos transientes são desconsiderados.

3.2 MALHA DO MODELO

A discretização dos três subdomínios foi feita usando malha hexaédrica. Segundo Maliska (2004), os volumes de controle destas malhas são obtidos com uma discretização que segue o sistema de coordenadas global, então os volumes possuem todos os mesmos números de vizinhos. Isto permite que os volumes sejam numerados de forma sequencial, resultando em uma matriz de coeficientes do tipo diagonal com sete diagonais para problemas 3D, fato que permite *solvers* mais eficientes em relação às malhas tetraédricas. Além disso, malhas tetraédricas têm necessidade de maior refinamento, principalmente próximo às paredes, em relação às malhas hexaédricas.

Com o intuito de garantir resultados independentes do número de volumes utilizados, vários tamanhos de malha foram testados comparando-se a eficiência do ventilador, dada como resposta pelo modelo. Lembrando que o conceito de eficiência de um ventilador é representado pela razão entre a potência útil entregue ao escoamento e a potência fornecida ao eixo do rotor. Esta pode ser expressa a partir da seguinte equação:

$$\eta = \frac{Q\Delta P}{T\omega} \quad (5)$$

Este estudo gerou a curva de independência de malha mostrada na Figura 3.2 abaixo:

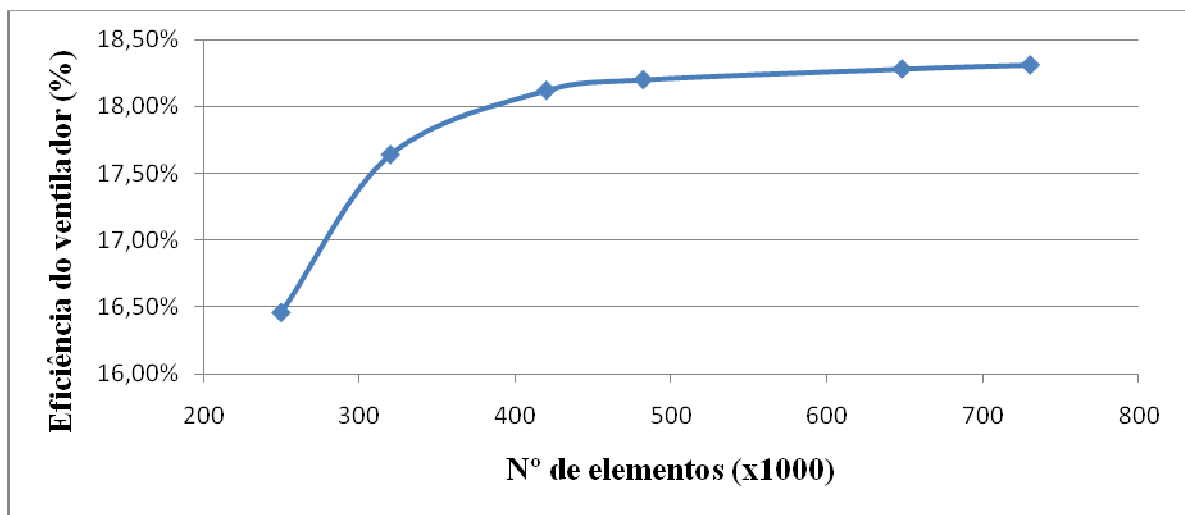


Figura 3.2- Curva de independência de malha

Analisando a curva acima, percebe-se que a eficiência torna-se constante, ou seja, o modelo torna-se independente de malha a partir de 450.000 volumes. Portanto um número médio de 480.000 volumes será considerado como ideal para o modelo. A Figura 3.3 a seguir mostra a malha resultante deste estudo:

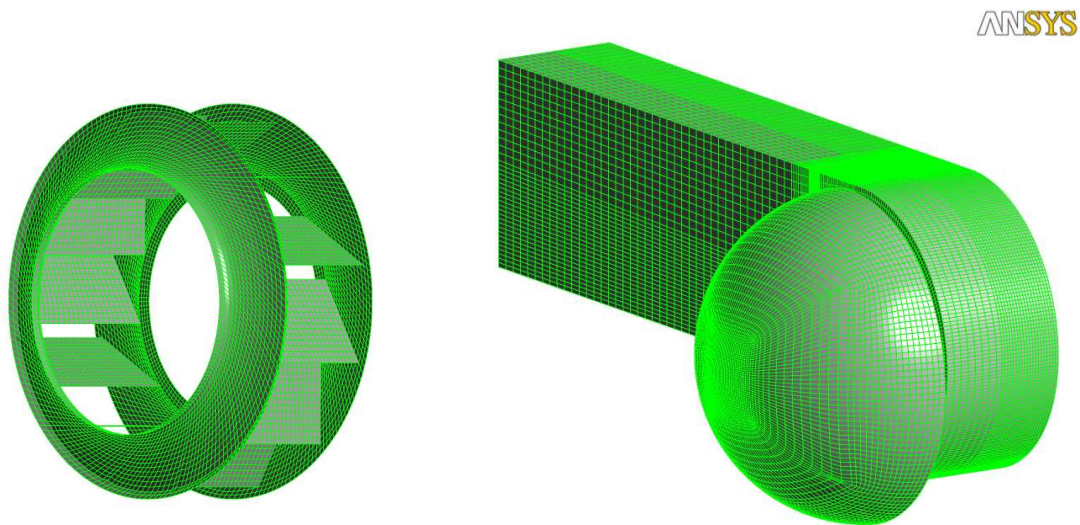


Figura 3.3- Malha hexaédrica estruturada do rotor e do domínio total

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS DO ESTUDO DA GEOMETRIA ATUAL DO VENTILADOR

Os resultados da análise do ventilador, através do método numérico, com a sua geometria atual, são descritos a seguir:

Para a rotação imposta de 1150rpm, a vazão calculada foi de 29800 m³/h, com um torque aplicado de 71,39 N.m, resultando numa eficiência de 18,31%.

Tais resultados mostram-se bem razoáveis comparando-se a outros modelos trabalhando em condições de corrente livre como o caso estudado até o momento.

As figuras abaixo mostram os resultados desta análise:

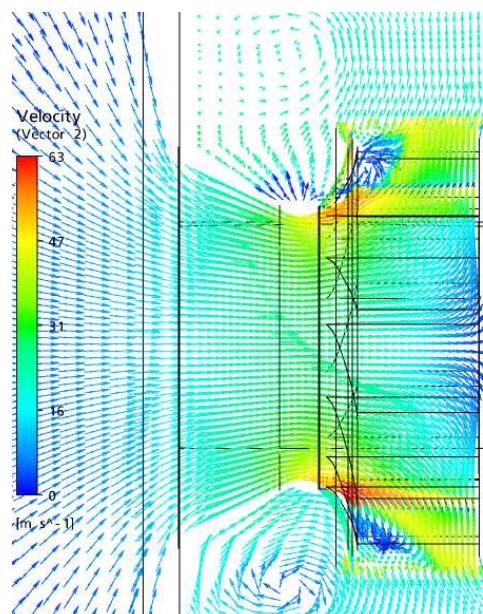


Figura 4.1- Corte no bocal

Na Figura 4.1 percebem-se recirculações de ar tanto na entrada do rotor quanto no interior da voluta do ventilador.

As recirculações na entrada do rotor podem ser amenizadas com um melhor desenho da geometria do bocal de entrada. As recirculações no interior da voluta podem ser melhoradas diminuindo-se o tamanho do ventilador.

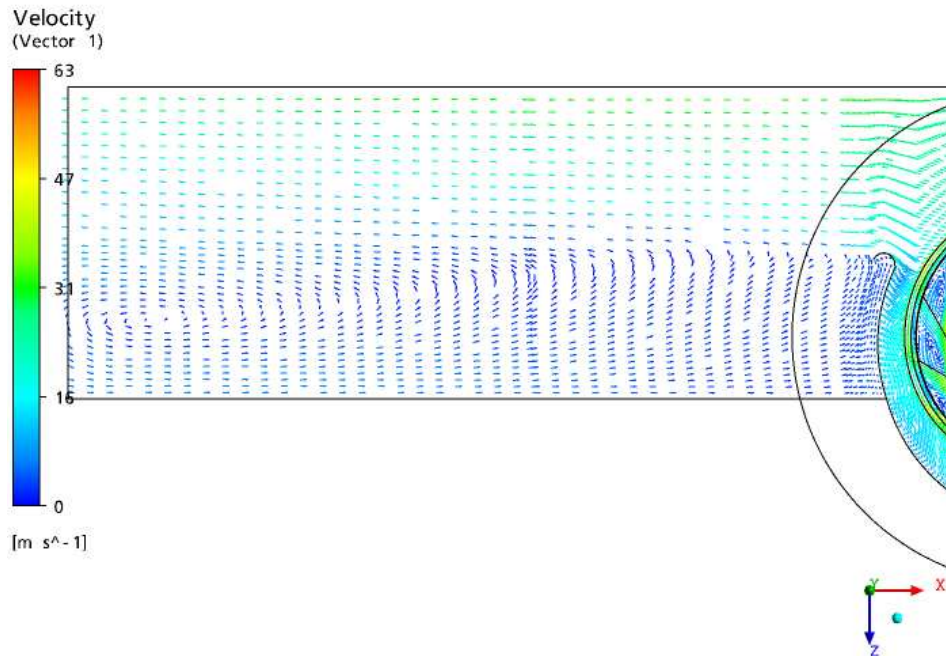


Figura 4.2- Corte no duto mostrando a recirculação através de todo o seu comprimento

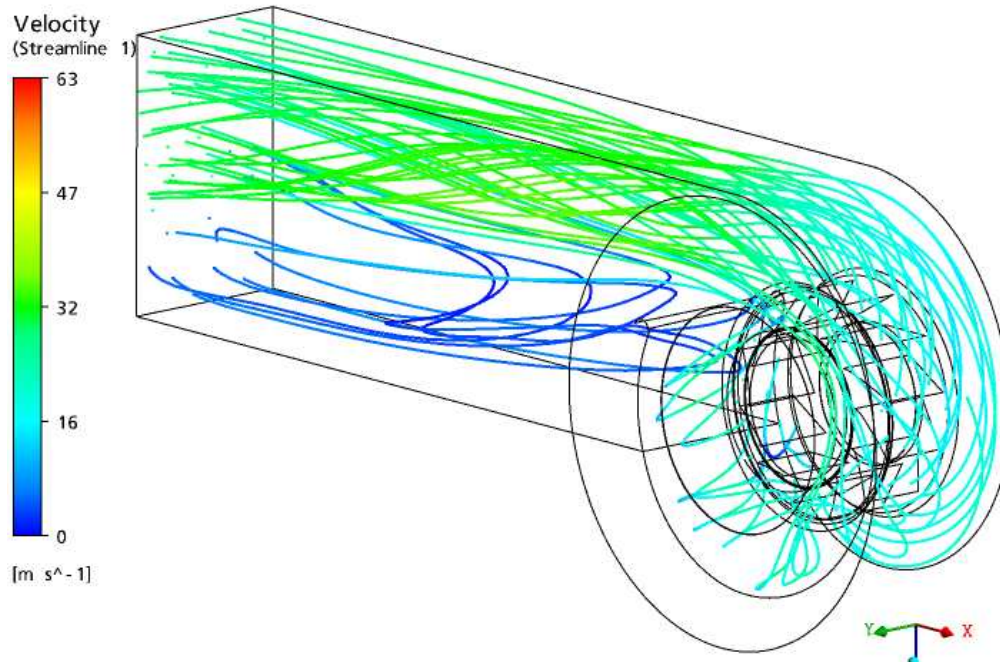


Figura 4.3- Linhas de corrente mostrando o fluxo de ar através do duto

A Figura 4.2 e a Figura 4.3 indicam um dimensionamento exagerado do duto de saída, pois o fluxo real do fluido se dá em apenas 50% do tamanho do duto. O restante é preenchido com recirculações que influem negativamente na eficiência do ventilador.

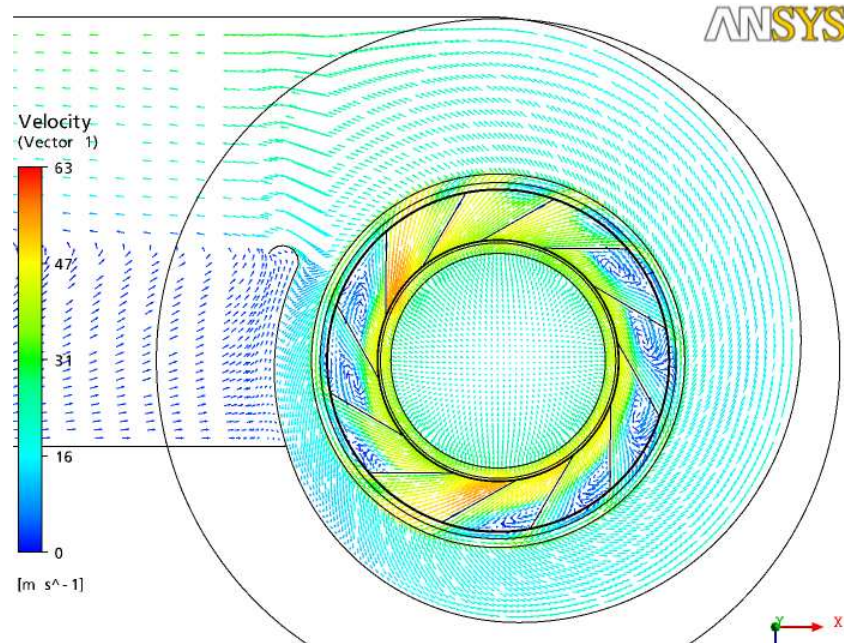


Figura 4.4- Recirculações devido ao perfil reto das pás

O perfil reto das pás (Figura 4.4) também causa recirculações interferindo no desempenho do ventilador.

4.2 ESTUDO DA GEOMETRIA DO BOCAL DE ENTRADA

Com o intuito de diminuir as recirculações na entrada do rotor, outras geometrias do bocal de entrada (Figura 4.5) foram testadas conforme parametrização mostrada na Figura 4.6 abaixo:

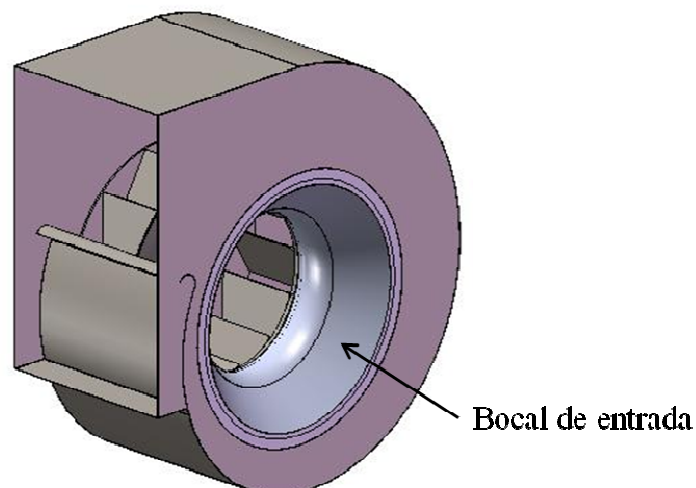


Figura 4.5- Bocal de entrada do ventilador

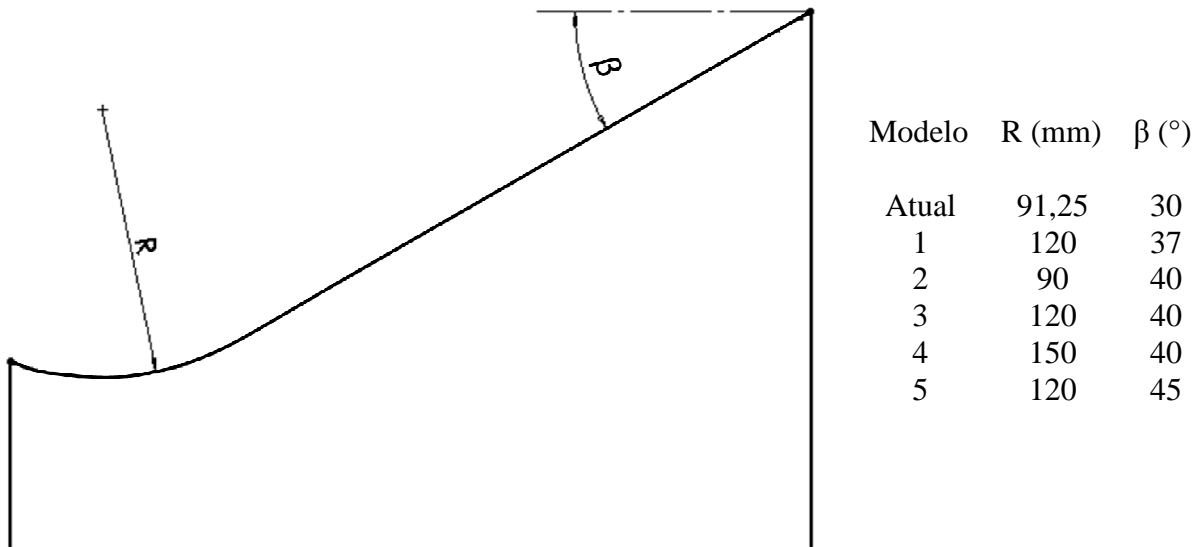


Figura 4.6- Parametrização do bocal e lista de propostas de novos modelos

A Tabela 4.1 abaixo mostra os resultados alcançados com este estudo:

Tabela 4.1- Resultados da análise da geometria do bocal

Modelo	Atual	Modelo 1 (R=120; $\beta=37^\circ$)	Modelo 2 (R=90; $\beta=40^\circ$)	Modelo 3 (R=120; $\beta=40^\circ$)	Modelo 4 (R=150; $\beta=40^\circ$)	Modelo 5 (R=120; $\beta=45^\circ$)
Torque total (Nm)	71,39	76,99	74,76	77,47	77,97	77,31
Vazão (m ³ /h)	29827	31279	30723	31251	31179	31413
Delta P (Pa)	190	208	197	212	209	209
Eficiência (%)	18,31%	19,49%	18,67%	19,73%	19,28%	19,59%
Ganho de eficiência em rel. ao atual (%)		6,07%	1,96%	7,18%	5,02%	6,53%

No geral houve um acréscimo no torque necessário no eixo do ventilador, em relação ao modelo atual. Contudo o aumento de pressão e vazão compensam este maior torque resultando num aumento de eficiência em todos os casos testados.

A Figura 4.7 a seguir mostra a comparação do escoamento de ar entre o Modelo 3 e o modelo atual:

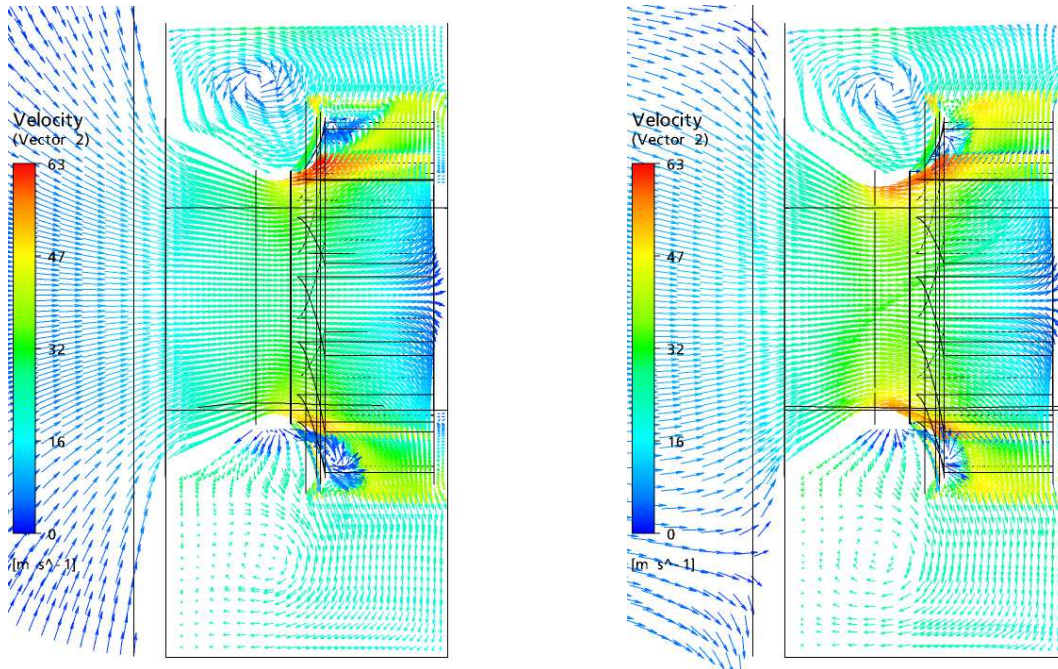


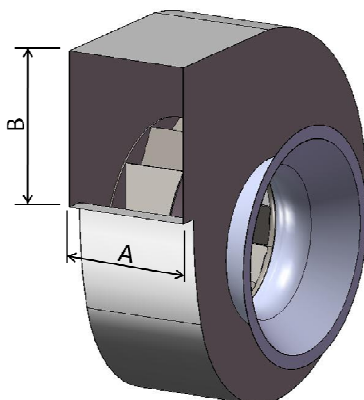
Figura 4.7- Comparação entre o Modelo atual (esquerda) e o Modelo 3 (direita)

Fica claro, analisando a Figura 4.7 acima, a redução das recirculações na entrada do rotor na comparação entre o Modelo atual e o Modelo 3, o qual obteve o maior desempenho entre os modelos analisados, portanto os estudos subseqüentes utilizarão esta geometria de bocal de entrada.

4.3 RESULTADOS DO ESTUDO DA DIMINUIÇÃO DO DUTO DE SAÍDA

A largura do ventilador está superdimensionada, conforme a análise do modelo atual, pois cerca de 30% do volume do ventilador é ocupado por recirculações que fazem cair a eficiência. Isto acontece devido à grande diferença entre o tamanho do rotor e o tamanho do duto de saída. Neste capítulo será analisada uma nova proposta de tamanho do duto de saída para contornar este fato.

A Figura 4.8 a seguir mostra a mova proposta de tamanho de duto, bem como uma comparação com as medidas do modelo atual.



	Modelo atual	Modelo c/ duto menor
A (mm)	637	478
B (mm)	1000	590

Figura 4.8- Modelo com duto menor e comparação com o atual

A Tabela 4.2 abaixo mostra o resultado deste estudo:

Tabela 4.2- Resultados do estudo da diminuição do duto de saída

Modelo	Atual	Modelo c/ duto menor
Torque total (Nm)	71,39	65,74
Vazão (m ³ /h)	29827	27403
Delta P (Pa)	190	470
Eficiência (%)	18,31%	45,20%
Ganho de eficiência em relação ao atual (%)		247%

A eficiência aumentou consideravelmente em relação ao modelo atual devido à eliminação dos pontos mortos dentro do ventilador e duto onde só havia recirculações que consomem energia do sistema e não contribuem para o efetivo escoamento do fluido. As Figuras a seguir mostram a comparação do escoamento os dois casos citados na Tabela 4.2 acima:

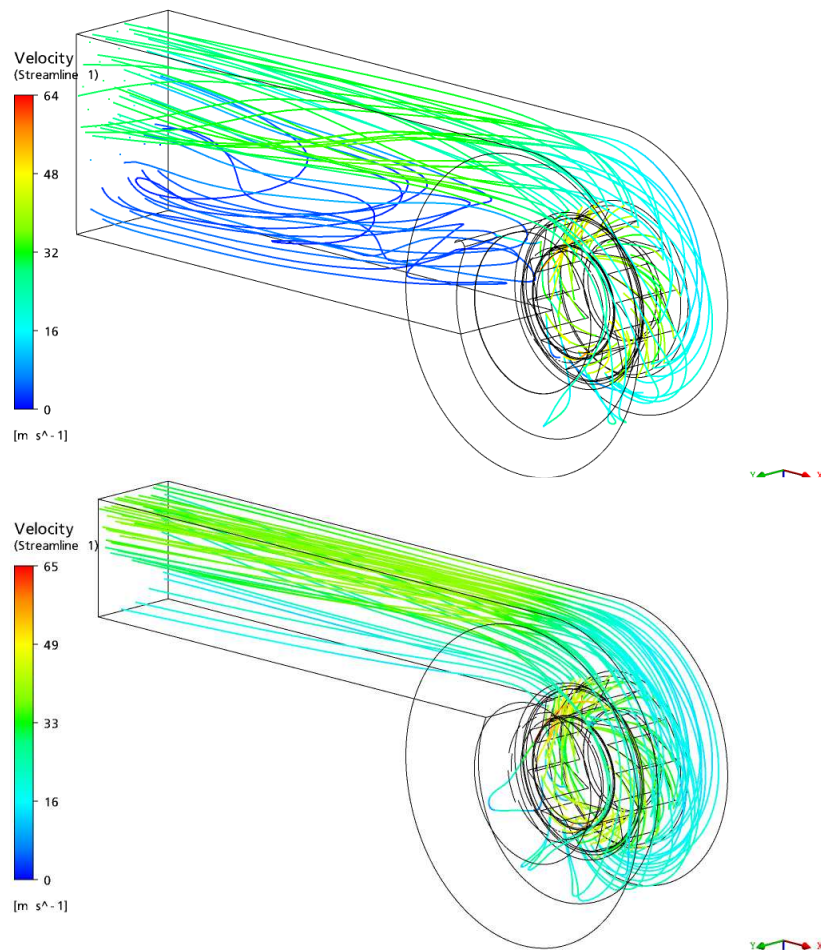


Figura 4.9- Comparação entre o Modelo atual (acima) e o Modelo com duto menor (abaixo)

A análise das linhas de corrente mostra a ausência da grande recirculação presente no modelo atual com a diminuição do duto. Este é o fato preponderante para o grande aumento de eficiência mostrado na Tabela 4.2. As recirculações presentes dentro da voluta também foram atenuadas.

5 CONCLUSÕES

O método de volumes finitos mostrou-se de grande valia para predizer o desempenho de ventiladores centrífugos, gerando resultados que economizam investimentos com prototipagem. O uso de malhas hexaédricas exige maior tempo para sua confecção em relação às malhas tetraédricas, em contrapartida, consomem menor tempo de processamento e um menor refinamento. O pós-processamento também se torna mais fácil devido aos arquivos de resposta gerados pelo *solver* serem menores.

O modelo atual do ventilador apresentou recirculações na entrada do rotor devido à geometria inapropriada do bocal de entrada. Todas as novas propostas de geometria de bocal sugeridas obtiveram melhor eficiência energética em relação ao modelo atual.

Cerca de 30% do volume interno do modelo atual do ventilador é preenchido com recirculações devido à grande diferença de tamanho do rotor em relação ao duto de saída. Para contornar esta situação, um modelo de duto menor foi testado, acarretando na diminuição da largura da voluta do ventilador. Como resultado desta análise, obteve-se a quase total eliminação das recirculações no interior do duto e voluta aumentando a eficiência energética do ventilador em condições de corrente livre para 45%.

As pás retas do ventilador também geram recirculações ficando como sugestão para trabalhos futuros a análise de perfis curvos que normalmente apresentam melhor eficiência energética.

No geral, todas as melhorias propostas neste trabalho são de fácil aplicação não representando grandes aumentos de custos com fabricação ou com construção de novos ferramentais. Cabe aqui salientar, que a redução do duto de saída representa uma diminuição de cerca de 11% na matéria prima necessária para a confecção do ventilador, representando economia de custos de fabricação, contribuindo para a amortização de quaisquer investimentos necessários para implantar as melhorias propostas.

6 BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

FOX, R. W.;McDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5.ed. Rio de Janeiro:LTC, 2001.

GUSBERTI, V., **Análise de melhoramentos de um ventilador axial através de simulação numérica, Trabalho de Conclusão**. Porto Alegre, 2003.

PINTO, E. C. V., **Simulação computacional do escoamento de ar em um forno de homogeneização de tarugos de alumínio, Trabalho de Conclusão**. Porto Alegre, 2003

CFX5.5 Solver Manual, **Mathematical Models**, AEA Technology, 2002.

MALISKA, C. R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Rio de Janeiro:LTC, 2004.

ZHIQIANG,Z. et al, **Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1— Summary of Prevalent Turbulence Models**. HVAC&R Research, Vol. 13, No. 6, November 2007.