

OTIMIZAÇÃO E AUMENTO DO DESEMPENHO DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO TIPO SIROCCO
ATRAVÉS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Leonardo Brito Kothe – leonardo.kothe@ufrgs.br

José Leandro Rosales Luz – jluz@mecanica.ufrgs.br

Tanit Daniel Jodar Vecina – jodar.vecina@ufrgs.br

Adriane Prisco Petry – adrianep@mecanica.ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, www.ufrgs.br/demec

A2 – Controle Ambiental de Animais e Plantas

Resumo. O presente artigo apresenta um estudo numérico e experimental sobre o desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos do tipo Sirocco. As simulações numéricas são realizadas com o software Fluent/ANSYS utilizando o Método dos Volumes Finitos. São comparadas características como vazão na saída, diferença de pressão, potência consumida e níveis de ruídos sonoros emitidos pelos ventiladores centrífugos com o modelo original de 16 pás e os modelos otimizados de 16 e 14 pás. As soluções numéricas são resolvidas através da equação da continuidade, das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS) e pelo modelo de turbulência $k-\omega$ SST. A qualidade da malha utilizada é avaliada para três diferentes tamanhos de malha. Resultados demonstram que foi possível obter aumentos de vazão de até 22,7%, além de reduções no ruído gerado sem aumentar o consumo do motor elétrico.

Palavras-chave: Ventiladores centrífugos, Simulação numérica, Estudo experimental

1. INTRODUÇÃO

Os ventiladores centrífugos são intensamente utilizados na indústria para os mais diversos tipos de aplicação, como na área de secadores industriais, aquecedores de ambientes, climatização e diversas aplicações na agropecuária. Em busca de melhorias de desempenho para melhorar a eficiência energética, estudos são realizados experimentalmente, e mais recentemente, numericamente. A análise numérica tem sido constantemente empregada para os mais diversos tipos de pesquisas científicas. Para isso, é preciso sempre conhecer os parâmetros a serem utilizados com o objetivo de criar uma simulação em modelo mais próximo possível ao caso real. Com a utilização do método dos volumes finitos, situações reais podem ser simuladas gerando uma redução de custos em pesquisa, fabricação e operação.

Na literatura, diversos estudos já foram realizados para os ventiladores centrífugos, tanto para os com pás radiais, curvadas para frente ou curvadas para trás. Em Guo *et al.*, 2004, foram realizadas simulações numéricas para ventiladores centrífugos com as pás voltadas para frente, sendo utilizado um aperfeiçoamento para um modelo de fator de deslizamento que considera a curvatura das pás do ventilador. As simulações foram realizadas utilizando as equações de Navier-Stokes com média de Reynolds (RANS), e os autores descobriram que com a utilização do modelo e com as devidas correções é possível prever informações precisas sobre a velocidade absoluta periférica média na saída do rotor, sendo este valor essencial para a avaliação de um aumento de pressão teórico. Em Bhope *et al.*, 2004, foi realizado uma análise teórica e experimental sobre as tensões envolvidas em um ventilador centrífugo com as pás voltadas para trás, mostrando um comportamento complexo das tensões nas regiões das pás. Em Kim *et al.*, 2004, foram desenvolvidos modelos simplificados de forças do impulsor, para determinar uma forma otimizada de um ventilador centrífugo com as pás voltadas para frente. Para isso, foram variados fatores como a posição e raio da lingueta, ângulo de expansão do formato do caracol e a largura do rotor. Em Adachi *et al.*, 2004, foi realizado um estudo experimental sobre o desempenho de ventiladores centrífugos onde foram variados os efeitos de ângulos de entrada e saída das pás, sendo as performances medidas através de um anemômetro de fio quente. Doze formatos de pás com diferentes ângulos foram usadas para as medições.

No presente trabalho são testados ventiladores centrífugos com as pás voltadas para frente, também conhecido como Sirocco. Este tipo de ventilador é muito utilizado para condições que exigem elevados fluxos, alta eficiência e baixos ruídos (Guo *et al.*, 2004). O ventilador do presente trabalho tem sua aplicação no ramo de aquecedores de ambientes para animais, muito aplicado para suínos e aviários. Para isso uma análise experimental e numérica será realizada com o objetivo de obter resultados semelhantes buscando uma otimização do ventilador podendo decidir assim, o formato com melhores resultados para as características desejadas.

2. PROJETO DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

O ventilador centrífugo (entende-se como o conjunto caracol-ventoinha) original é modelado através de software de CAD 3D, com as mesmas dimensões que o ventilador original utilizado no aquecedor em estudo. Na Fig. 1, o formato do caracol dos ventiladores está representado. O caracol tem uma altura total de 0,837 m, com uma área de saída de 0,078 m². Seu diâmetro interno (D_1) tem 0,36 m, o diâmetro externo (D_2) tem 0,52 m, a largura da ventoinha (b_1) tem

0,15 m e a seção de saída é retangular, apresentando uma largura (b_2) de 0,26 m e uma altura (h) de 0,3 m, sendo as espessuras das chapas de 1,5 mm.

O rotor de 16 pás é projetado com diferentes ângulos de entrada e saída das pás, buscando uma melhor forma aerodinâmica somente com a alteração angular. Já o rotor com as 14 pás é projetado com o objetivo de melhorar a vazão do ventilador e diminuir a potência absorvida.

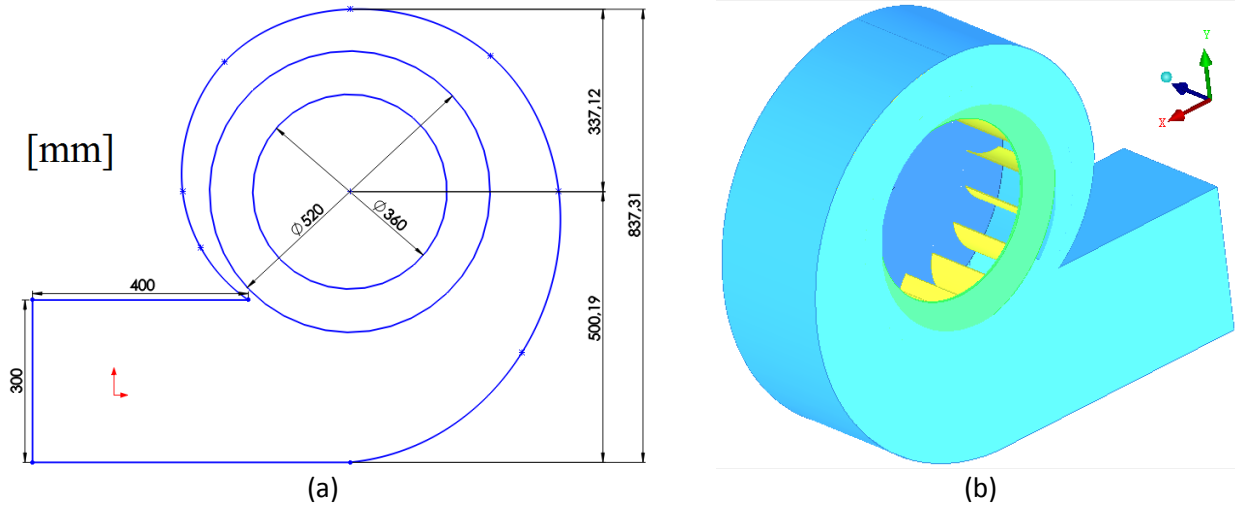


Figura 1. (a) Geometria utilizada de caracol e (b) modelo 3D do ventilador centrífugo

2.1 Estimativa analítica

Uma estimativa analítica é feita através de equações dos triângulos de velocidades descritas na literatura. Com o equacionamento é possível fazer uma estimativa de diferença de pressão e potência de trabalho dos ventiladores centrífugos para as suas respectivas dimensões. A estimativa é realizada com um equacionamento obtido através de Henn, 2006; White, 1998; Fox *et al.*, 2010. Um esquema representando as principais variáveis pode ser vista na Fig. 2.

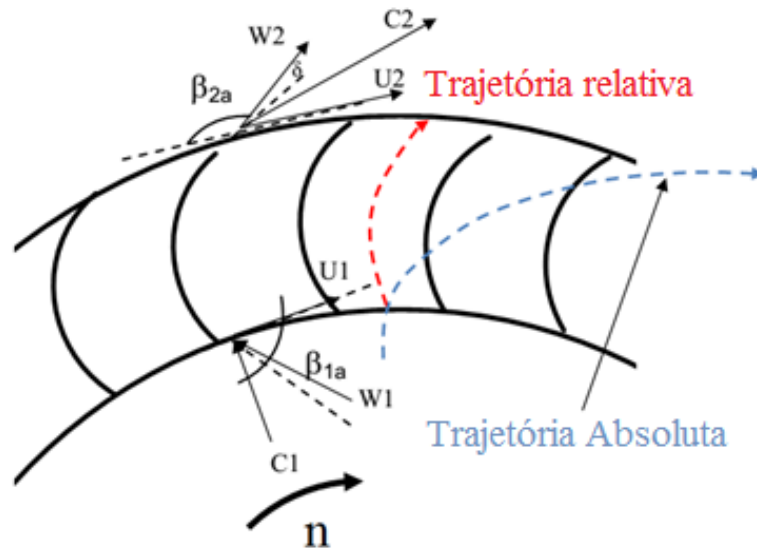


Figura 2. Desenho esquemático das variáveis

A componente meridional da velocidade absoluta na entrada (c_{m1} [m/s]) e na saída (c_{m2} [m/s]) do rotor, podem ser calculada pelas Eqs. 1 e 2, respectivamente:

$$c_{m1} = \frac{\dot{V}}{\pi D_1 b_1} \quad (1)$$

$$c_{m2} = \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b_2} \quad (2)$$

sendo $\dot{V}$ [m³/s] a vazão do escoamento, D_1 [m] o diâmetro interno, D_2 [m] o diâmetro externo, b_1 [m] e b_2 [m] as larguras do disco. Já as velocidades periféricas U_1 [m/s] e U_2 [m/s] podem ser calculadas de acordo com as Eqs. 3 e 4, respectivamente:

$$U_1 = \frac{\pi n D_1}{2} \quad (3)$$

$$U_2 = \frac{\pi n D_2}{2} \quad (4)$$

sendo n [rad/s] a velocidade rotacional das pás. O ângulo β_1 [°] é o ângulo tangente a circunferência.

A velocidade relativa média do rotor W_1 [m/s] pode ser obtida através da Eq. 5:

$$W_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + U_1^2} \quad (5)$$

Já o ângulo entre a velocidade periférica e a relativa do rotor (β [°]) pode ser calculado por Eq. 6:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m1}}{U_1} \right) \quad (6)$$

A velocidade absoluta do rotor (C_2 [m/s]) é calculada por Eq. 7:

$$C_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + c_{u2}^2} \quad (7)$$

onde c_{u2} [m/s] é a componente circunferencial da velocidade absoluta média do rotor, podendo ser obtida através da Eq. 8:

$$c_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (8)$$

onde W_{u2} [m/s] é a velocidade relativa média do rotor. Já o ângulo β_2 [°] é obtido através da Eq. 9:

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{W_{u2}} \quad (9)$$

O salto energético (H [mmca]), pode ser definido através da Eq. 10, sendo realizada a conversão de mmca para Pa através da Eq. 11:

$$H = \frac{U_2 c_{m2} - U_1 c_{m1}}{g} \quad (10)$$

$$\Delta P = H * 1.205 \quad (11)$$

A potência consumida (P_t [cv]) pelo sistema pode ser calculada através da Eq. 12.

$$P_t = \frac{1,205 \dot{V} H}{75 \eta} \quad (12)$$

2.2 Metodologia numérica

Para a solução numérica dos ventiladores centrífugos é utilizado o *software* comercial *Fluent/Ansys* que trabalha com o método de Volumes Finitos. Este método utiliza a forma integral das equações de conservação como o seu ponto de partida (Ferziger *et al.*, 2002). Seu princípio de funcionamento se dá pela subdivisão do domínio da solução em um número finito de volumes de controle adjacentes, onde a cada volume de controle são aplicadas as equações de conservação, onde então, obtém-se uma equação algébrica para cada volume de controle que é resolvida de forma iterativa para cada volume (Patankar, 1980; Maliska, 2004). As equações de conservação de massa e quantidade de movimento linear são resolvidas por meio das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS), como pode ser visto em (Wilcox, 1998).

De modo a resolver problemas de fechamento decorrentes da utilização da metodologia RANS, modelos de turbulência foram criados e estudados, sendo largamente empregados os modelos baseados na aproximação de Boussinesq, que introduziu o conceito de viscosidade turbulenta (μ_t), propondo relacionar a turbulência com o escoamento médio para fechar o sistema de equações (Wilcox, 1998). Para o presente trabalho, optou-se pela utilização do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, modelo que é uma mistura entre os modelos $k-\epsilon$ e $k-\omega$. Segundo Menter *et al.*, 2003, a formulação é baseada em funções de misturas, a qual garante uma seleção adequada das zonas $k-\epsilon$ e $k-\omega$ sem a iteração do usuário. Este modelo de turbulência tem sido constantemente empregado na literatura, como em trabalhos realizados por Jayapragasan *et al.*, 2014; Kothe, 2016; Jang *et al.*, 2013; Tsugita *et al.*, 2013.

2.3 Domínio utilizado

A malha criada é dividida em dois domínios, sendo um criado para o caracol e outro para a região do rotor onde na sequência através da condição de interface as malhas são unidas para a realização das simulações. As condições de contorno utilizadas são de pressão atmosférica na entrada, onde é criada uma região em forma de semiesfera representando uma área exterior, pressão atmosférica na saída e condição de rotação de 1735 rpm na região das pás da ventoinha. Nas paredes são consideradas condições de não deslizamento, de modo a captar os efeitos viscosos do ar. São considerados também uma intensidade de turbulência de 10% e um comprimento de escala turbulento de 0,01 m. As simulações são realizadas em regime permanente. Detalhes da malha criada podem ser vistos na Fig. 3.

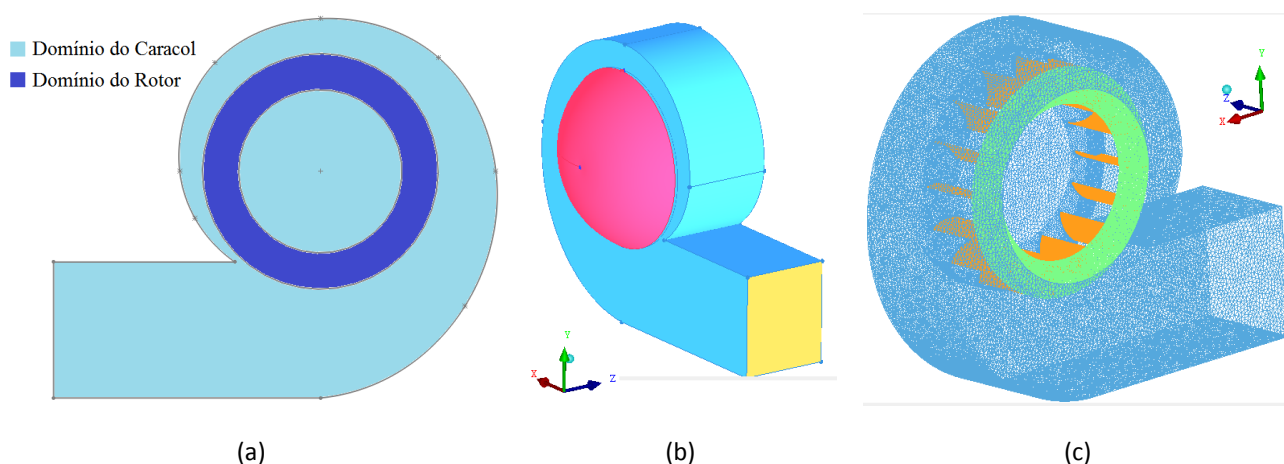


Figura 3. (a) Divisão dos domínios, (b) geometria criada e (c) malha criada

2.4 Qualidade de malha

Para a análise de qualidade de malha, são comparadas 3 malhas de diferentes tamanhos, onde são mantidos fixos o número de volumes da região das pás e são variados o número de volumes do domínio do caracol. Com isso, são feitas simulações em regime permanente para ser comparados parâmetros como a média de velocidade do escoamento na saída, torque nas pás, vazão na saída, e diferencial de pressão entre a entrada e a saída. Os resultados obtidos estão representados na Tab. 1.

Tabela 1. Análise para seleção da malha

Malha	Carcaça	Rotor	Total	V [m/s]	T [N.m]	$\dot{V}$ [m³/s]	P _e [Pa]	P _s [Pa]	ΔP [Pa]
M1	2.781.111	1.887.134	4.668.245	21,92	13,36	1,71	-24,5	296,4	320,9
M2	1.943.608	1.887.134	3.830.742	22,04	13,53	1,72	-24,7	299,9	324,6
M3	1.019.495	1.887.134	2.906.629	21,83	13,4	1,703	-23,4	297,7	321,1

Nas três malhas analisadas os resultados são semelhantes, onde é possível ver uma diferença máxima de 0,4% na velocidade média entre a malha mais refinada e a mais grossa. Além disso, são criados prismas na região do rotor com o objetivo de otimizar os resultados nas regiões próximas das pás, sendo utilizadas 8 camadas para cada pá, conforme pode ser visto na Fig. 4.

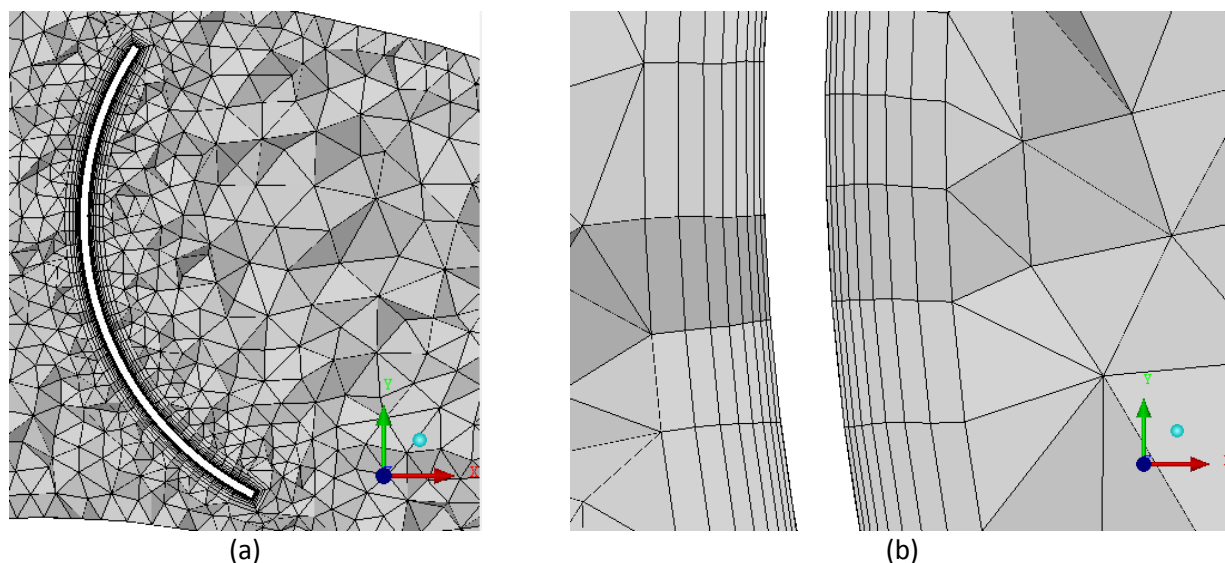


Figura 4. (a) Detalhe da região das pás e (b) prismas criados

2.5 Metodologia experimental

Os testes experimentais são realizados com um ventilador fabricado com as mesmas dimensões, utilizando um motor da WEG de 4 pólos e com 5 cv, sendo a velocidade medida para 9 pontos na seção de saída. A medição de velocidade nos pontos é realizada com um termo anemômetro digital, modelo MDA-II. São medidos também a corrente gerada para cada situação, sendo possível medir assim seu consumo. A medição é realizada com um alicate amperímetro digital, modelo ET-3200. A velocidade de rotação das pás é medida com um foto tacômetro, modelo MDT-2244B.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 Resultados numéricos

As simulações numéricas são realizadas para os três tipos de ventiladores, com o modelo original de 16 pás sem formato aerodinâmico, 16 pás com formato aerodinâmico e 14 pás com formato aerodinâmico. Os resultados obtidos podem ser vistos na Tab. 2.

Tabela 2. Resultados obtidos numericamente

Geometria	n [rpm]	V [m/s]	$\dot{V}$ [m³/min]	P_e [Pa]	P_s [Pa]	ΔP
16 pás	1735	18,33	85,8	-16,22	208,3	224,52
16 pás aerodinâmicas	1735	22,49	105,24	-24,11	311,6	335,71
14 pás aerodinâmicas	1735	23,34	109,26	-27,01	335,7	362,71

Nas Figs. 5, 6 e 7 é possível ver o comportamento dos vetores de velocidade na região central do caracol, para os casos com 16 pás original, com 16 pás aerodinâmicas e com 14 pás aerodinâmicas, respectivamente. Além disso, na Fig. 8 é possível ver um detalhamento do escoamento que ocorre na região entre as pás, na forma de vetores de velocidades. Estas formas de visualização auxiliam no desenvolvimento do projeto, sendo possível visualizar o comportamento do escoamento. Estas imagens mostram as regiões que tem recirculações do fluido e perdas volumétricas internas e, portanto, aonde devem ser feitas as otimizações para melhorar o desempenho do equipamento. Estas recirculações e vórtices que ocorrem dentro do ventilador são as responsáveis por um mal funcionamento da máquina, ruído elevado e perda de carga.

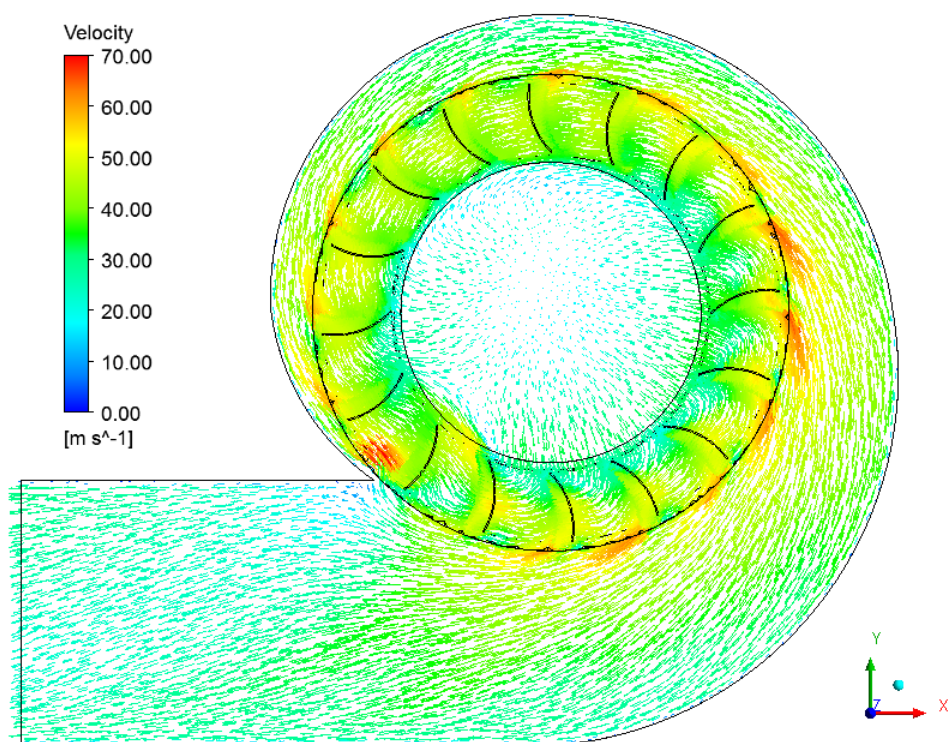


Figura 5. Campo de vetores da simulação com 16 pás original

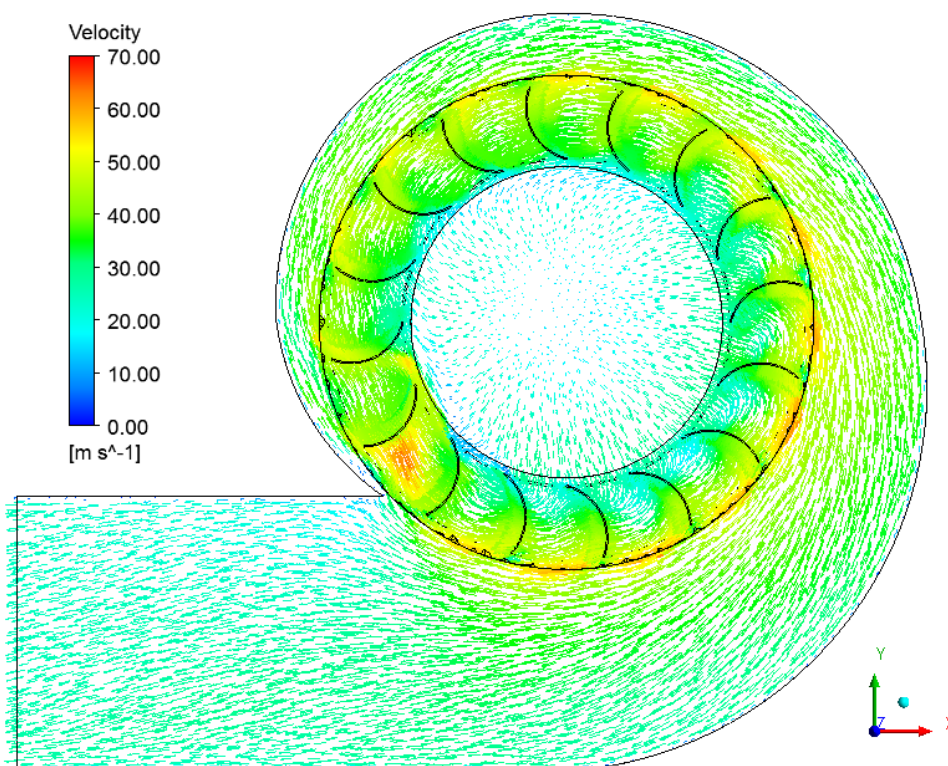


Figura 6. Campo de vetores da simulação com 16 pás aerodinâmicas

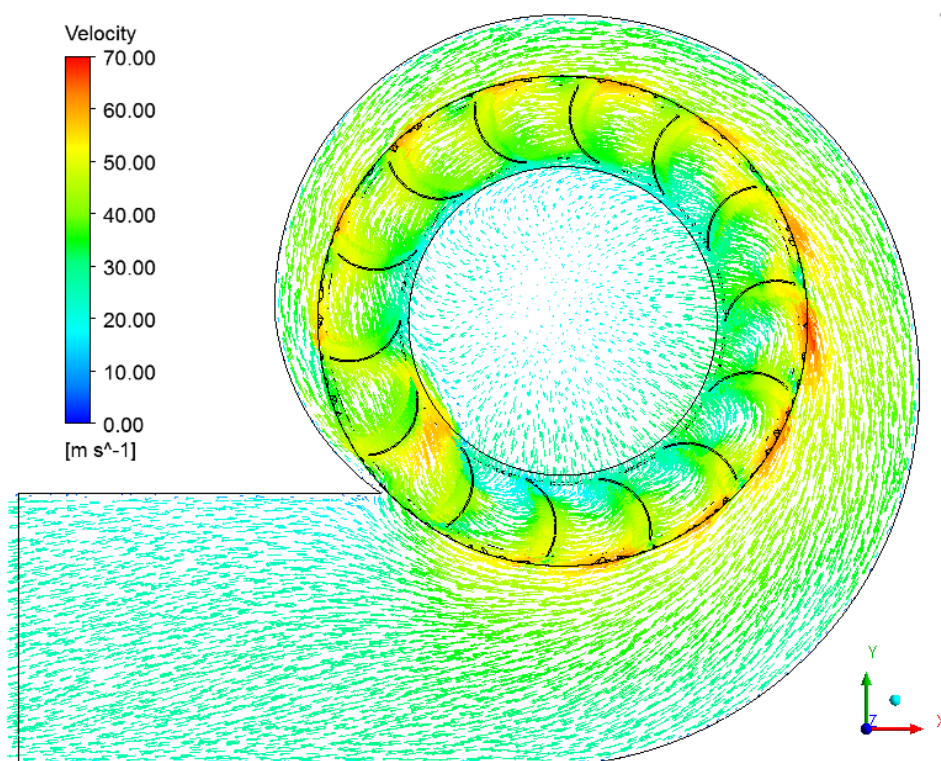


Figura 7. Campo de vetores da simulação com 14 pás aerodinâmicas

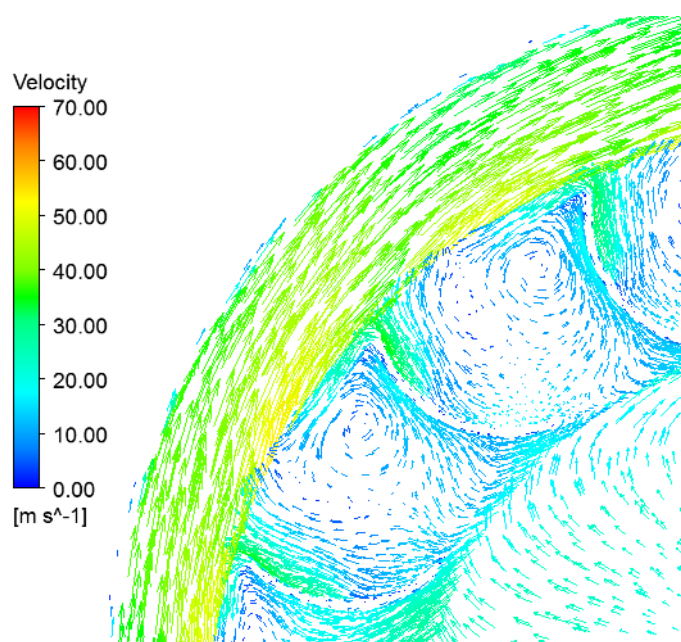


Figura 8. Campo de vetores com recirculação na região das pás

3.2 Resultados experimentais

Nesta seção são apresentados os resultados experimentais, onde estão representados os valores obtidos através das medições de velocidade do escoamento para diferentes pontos, além dos valores de corrente elétrica e ruído.

Medição de vazão. As medições da velocidade do escoamento são realizadas na seção de saída, com uma área de 0,078 m². São medidos 9 pontos, distribuídos conforme a representação da Fig. 9. Com estes pontos medidos é possível calcular e comparar a vazão para cada ventilador. Os valores medidos estão descritos na Tab. 3, onde é possível ver um aumento na vazão de 22,7% e 20,4% na comparação entre o modelo original e os ventiladores de 16 pás aerodinâmicas e 14 pás aerodinâmicas, respectivamente.

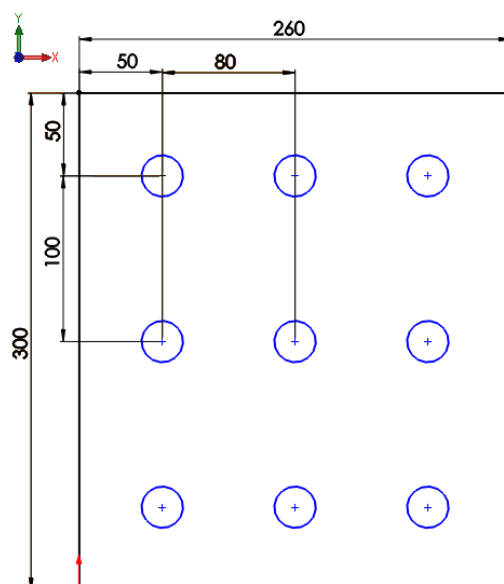


Figura 9. Distribuição dos pontos medidos

Tabela 3. Resultados experimentais de velocidade e vazão

Medição	16 pás	16 pás aerodinâmicas	14 pás aerodinâmicas	Unidade
Média	18,8	23,07	22,65	m/s
Vazão	88	108	106	m³/min

Medição de corrente. A corrente é medida através de um multímetro eletrônico, onde com as máquinas em funcionamento é possível fazer um comparativo de seus consumos. Assim, é possível criar a Tab. 4 mostrando o consumo de corrente e potência para ambos ventiladores. As medições são realizadas três vezes para cada ventilador, sendo utilizados seus valores médios. Com os resultados é possível perceber que o consumo se manteve constante para todos os casos, demonstrando assim que se obteve um ganho de vazão sem modificar a potência consumida.

Tabela 4. Resultados experimentais de corrente elétrica

Medição	16 pás	16 pás aerodinâmicas	14 pás aerodinâmicas	Unidade
Corrente	16	16	16	A
Potência	3520	3520	3520	W

Medição de ruído. Para ambos os ventiladores também são realizados comparativos dos ruídos gerados, onde as medições são feitas três vezes para cada caso. A média das medições pode ser vista na Tab. 5. Com os resultados obtidos é possível analisar uma redução do problema de ruído causado pelas máquinas, onde existe um maior nível sonoro para o caso original e uma menor para os casos em que foram criadas as pás aerodinâmicas. Tendo uma redução de ruído de 7,14% para o modelo de 16 pás aerodinâmicas e de 9,52% para o modelo de 14 pás aerodinâmicas.

Tabela 5. Resultados experimentais de ruído

Medição	16 pás	16 pás aerodinâmicas	14 pás aerodinâmicas	Unidade
Média	84	78	76	dB

4 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma análise tanto numérica quanto experimental sobre o desempenho de ventiladores centrífugos de uso industrial, de tipo comumente utilizado para ventilação de suínos e aviários, no caso do presente estudo foi usado para um aquecedor de aviários. Os resultados obtidos foram satisfatórios, onde foi possível obter melhorias consideráveis apenas redimensionando formato e número de pás do ventilador centrífugo. Com a modelagem numérica foi possível visualizar o escoamento e determinar possíveis pontos do equipamento a serem melhorados, como pontos de recirculação e estagnação. Com relação aos resultados numéricos e experimentais, ocorreu uma diferença

de 2%, sendo que as incertezas de medições podem ser de até 5%, portanto, a diferença se encontra na margem de erro. Quanto ao ruído, ocorreu uma diminuição de 6 dB e de 8 dB para os modelos de 16 pás e de 14 pás, respectivamente.

As medições experimentais apresentaram resultados interessantes quanto a consumo, já que se manteve constante nos dois formatos de pás aerodinâmicas, apresentando um ganho de vazão em ambos os casos. Para ambas as alterações do projeto foi possível obter uma redução do ruído gerado pelas máquinas, resultado interessante, visto que apenas as pás foram redimensionadas. Para procedimentos futuros, novos formatos das pás e até de caracol poderão ser testados, buscando melhorias de características como vazão, pressão ou redução de ruído.

5 REFERÊNCIAS

- Adachi, T., N. Sugita, and S. Ohomori. 2003. Study on the Effects of Flow in the Volute Casing on the Performance of a Sirocco Fan, *Journal of Thermal Science*, Vol. 13, No. 3.
- Bhope D.V., and P.M. Padole. 2004. Experimental and theoretical analysis of stresses, noise and flow in centrifugal fan impeller, *Mechanism and Machine Theory*, p. 1257-1271.
- Ferziger, J.H., and M. Peric. 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, 3ª edition, Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo.
- Fox, R.W., P.J. Pritchard, and A.T. McDonald. 2010. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, LTC, 7ª Edição.
- Guo, E.M., and K.Y. Kim. 2004. Three-Dimensional Flow Analysis and Improvement of Slip Factor Model for Forward-Curved Blades Centrifugal Fan, *KSME International Journal*, Vol. 18, No. 2, p. 302-312.
- Henn, E.A.L. 2006. *Máquinas de Fluido*. Ed. UFSM, 2ª Edição.
- Jang, C.M., J.S. Lee, and S.H. Yang. 2013. Performance Evaluation of a Centrifugal Blower Using Optimal Design Method, *Fluids Engineering Division Summer Meeting*.
- Jayapragasan, C.N., S.J. Suryawanshi, and K.J. Reddy. 2014. Design Optimization of Centrifugal Fan of Travelling Cleaner, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 9, No. 9.
- Kim, K.Y., and S.J. Seo. 2004. Shape Optimization of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 126.
- Kothe, L. B. 2016. *Estudo Comparativo Experimental e Numérico Sobre o Desempenho de Turbinas Savonius Helicoidal e de Duplo-Estágio*. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre.
- Maliska, C. R. 2004. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC, 2ª Edição, Rio de Janeiro.
- Menter, F.R., M. Kuntz, and R. Langtry. 2003. *Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model*, *Turbulence Heat and Mass Transfer*, vol. 4.
- Patankar, S. V. 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flows*. McGraw-Hill, New York, USA.
- Tsugita, D., C.K.P. Kowshik, and Y. Ohta. 2012. Visualization of rotating vortex in a centrifugal blower impeller, *Journal of Visualization*, Vol. 15, p. 207-214.
- White, F. M. 1998. *Fluid Mechanics*. Ed. McGraw-Hill, 4ª Edition.
- Wilcox, D. C. 1998. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc..

OPTIMIZATION AND PERFORMANCE IMPROVEMENT OF A SIROCCO CENTIFUGAL FAN USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

Abstract. *This article presents a numerical and experimental study on the aerodynamic performance of Sirocco centrifugal fans. Numerical simulations are performed with the Fluent/ANSYS software using the Finite Volumes Method. Are compared characteristics such as flow rate at the outlet, the differential pressure, consumed power and noise levels emitted by centrifugal fans with the original model of 16 blades and the optimized models of 16 and 14 blades. Numerical solutions are solved by the continuity equation, the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the turbulence model $k-\omega$ SST. The quality of the mesh is evaluated for three different mesh sizes. Results demonstrate that was possible to obtain an increase of flow rate up to 22.7%, and reductions in the noise levels without increasing the consumption of the electric motor.*

Key words: *Centrifugal fan, Numerical simulation, Experimental study*