

ANÁLISE E MELHORAMENTOS DE UM VENTILADOR AXIAL ATRAVÉS DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS EM VOLUMES FINITOS

Vanderlei Gusberti

PCE Engenharia – Rua Félix da Cunha 332, Bairro Floresta – Porto Alegre - RS,
vgusberti@yahoo.com

Horácio Antônio Viêlmo

Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Departamento de Engenharia Mecânica – Rua Sarmiento Leite 425, Bairro Cidade Baixa – Porto Alegre RS, vielmoh@mecanica.ufrgs.br

Dagoberto Schubert Severo

PCE Engenharia – Rua Félix da Cunha 332, Bairro Floresta – Porto Alegre - RS,
dagoberto@pce.com.br

Resumo. *Este trabalho tem como objetivo melhorar o projeto de um ventilador axial já existente na indústria, através de simulação numérica em Volumes Finitos, utilizando o software comercial CFX5.5.1. A função deste ventilador é promover a recirculação de ar quente dentro de um forno de tratamento térmico (homogeneização da microestrutura) de tarugos de alumínio. As metas de projeto são procurar uma configuração do ventilador que produza o máximo de vazão consumindo o mínimo de torque a uma rotação constante, maximizando assim a eficiência. Limitações prévias do projeto devem ser preservados. Primeiramente foi feita, como validação do modelamento e sua implementação no software, a simulação do projeto atual, comparando com os dados fornecidos pelo seu fabricante. O escoamento turbulento foi tratado com modelos de médias temporais. Posteriormente foram testadas as possíveis melhorias sugeridas, que são: quatro diferentes geometrias de spinners (bulbo central de um rotor de máquina de fluxo) e dois diferentes perfis de pá, propostos no âmbito do presente trabalho, submetidos a vários diferentes ângulos de pá. Como resultado, são obtidas curvas teóricas de vazão versus torque, e também eficiência versus ângulo de pá para cada perfil testado, usando a configuração com o spinner testado de melhor performance.*

Palavras-chave: *Simulação numérica, ventiladores axiais, spinners, Volumes Finitos, escoamento turbulento.*

1. INTRODUÇÃO

Em indústrias de fabricação do alumínio, fornos de homogeneização de tarugos são empregados para promover o tratamento térmico adequado aos mesmos. O forno consiste em uma câmara na qual o ar deve ser mantido a uma temperatura constante de 650 °C e escoando em torno dos tarugos. Isto é conseguido com o uso de um ventilador axial que força a passagem do ar entre resistências elétricas, que entregam calor a este. Em seguida este ar aquecido escoar entre os tarugos mantendo-os a alta temperatura. Dessa forma consegue-se uma microestrutura mais homogênea no interior do metal conferindo-lhe também, por consequência, propriedades mais homogêneas.

Neste contexto, a melhora no funcionamento do ventilador em questão garantidamente torna todo o processo mais eficiente.

Este trabalho se limitará a estudar o ventilador como um componente isolado do processo. Numa primeira etapa, o projeto utilizado atualmente será avaliado através de simulações e os resultados comparados com dados do fabricante. Em seguida, serão propostas modificações, as quais também serão simuladas numericamente, verificando-se e quantificando a melhoria conseguida, em termos de torque, vazão e eficiência.

O ventilador em questão deve ter os seguintes requisitos básicos obrigatórios para se adequar a sua função:

- Diâmetro externo: 1,43m
- Diâmetro interno ou de raiz: 0,56m
- Rotação fixa: 1280 rpm
- Manter a mesma performance nos dois sentidos de rotação, devido à necessidade de o ar ora ser ventilado para uma direção e ora para a direção inversa.

Vale aqui destacar que a condição de trabalho do ventilador é adversa quanto a temperatura (o ar está a 650°C), obrigando a utilização de materiais especiais na sua fabricação, como o inconel, por exemplo. Eventualmente estes materiais podem ser de trabalho mecânico difícil, e isto será levado em conta no momento da concepção de um perfil de pá novo, de modo que este seja compatível com as possibilidades de fabricação.

Todas simulações em Volumes Finitos foram realizadas com a utilização do software comercial *CFX5.5*[®] da *AEA Technology*[®].

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Simulações utilizando Volumes Finitos e visando otimização de ventiladores têm sido feitas com sucesso utilizando-se o método dos Volumes Finitos há alguns anos (Moreau et al, 1997; Hill et al.,1997), substituindo métodos tradicionais de projeto que necessitam construção de protótipos e instrumentação. Desta forma, os métodos numéricos representam uma considerável economia de tempo e recursos no desenvolvimento de um projeto.

Conforme descrito por Kelecy (2000), o uso de subdomínios rotacionais conectados com domínios estacionários resultam em boas aproximações para o escoamento promovido pelo ventilador, apresentando muito boa correlação com dados experimentais. Em uma análise isotérmica e incompressível, o conjunto de equações resolvido para o domínio do escoamento apresenta:

- 1) Equação da continuidade
- 2) Equação de momentum (equação de Navier Stokes)
- 3) Transformação de velocidade para o subdomínio rotacional
- 4) Fonte de momento devido à força de Coriolis adicional para o subdomínio rotacional
- 5) Modelo de turbulência

Apesar da turbulência ser um fenômeno transiente e caótico, é possível avaliar seus efeitos médios permanentes adicionando variáveis ao sistema. A maioria dos modelos de turbulência considera que ela pode ser representada por um aumento na viscosidade em cada ponto do domínio, que depende de variáveis como energia cinética de turbulência e sua taxa de dissipação.

Segundo a literatura mais recente (Schaffarczyk, 1999) e conforme o *CFX5.5 Solver Manual*, o modelo de turbulência mais adequado e preciso para casos como este é o modelo conhecido como SST k-ômega. O modelo k-épsilon, que é o modelo tradicionalmente usado na maioria dos problemas de engenharia, é inapropriado para o caso deste trabalho, pois pode apresentar erros nas seguintes situações:

- Escoamentos com altas componentes rotacionais;
- Escoamentos sobre superfícies curvas;
- Problemas em que podem ocorrer descolamentos e recirculações;

Uma descrição completa desses modelos encontra-se no *CFX5.5 Solver Manual* e também na literatura (Menter, 1994).

3. CONDIÇÕES DE CONTORNO E MALHA UTILIZADAS

O modelo de análise deste problema em volumes finitos será composto de 3 subdomínios: um subdomínio cilíndrico estacionário a montante do ventilador, um subdomínio rotacional contendo o ventilador e outro subdomínio estacionário à jusante conforme a Fig (1).

As condições de contorno adotadas nesse caso são:

- 1) Entrada de ar com pressão manométrica zero no extremo do domínio a montante (abertura para a atmosfera);
- 2) Saída de ar com pressão manométrica zero no extremo do domínio jusante (abertura para a atmosfera);
- 3) Velocidade zero nas paredes dos domínios estacionários;
- 4) Velocidade igual a velocidade angular multiplicada pelo raio para as paredes das pás que estão no domínio rotacional

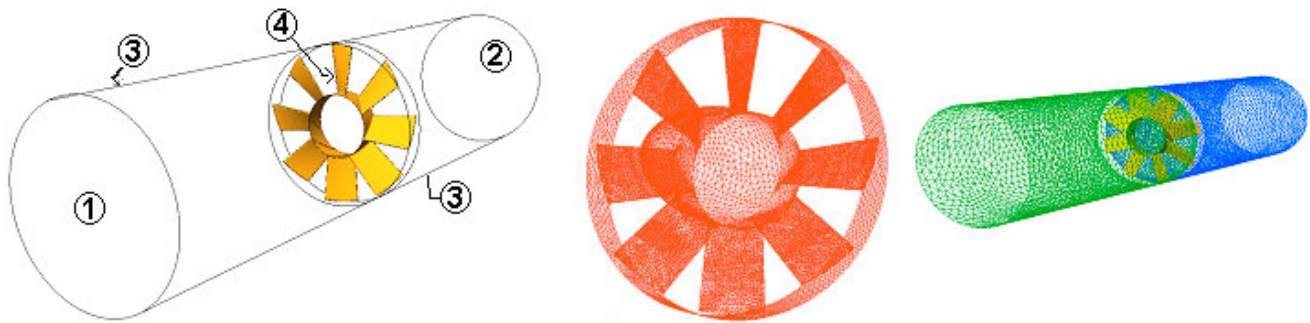


Figura 1. Domínio de cálculo e malha de superfície do ventilador com spinner (esquerda) e dos dutos à montante e à jusante

A discretização do domínio do escoamento é feita utilizando-se malha tetraédrica não estruturada construída com o gerador de malhas do *CFX5.5*. Ainda segundo Kelecy (2000), malhas não estruturadas podem ser usadas satisfatoriamente para este tipo de análise. Elas têm a necessidade de maior refinamento, principalmente próximo a paredes, mas têm como vantagem menor alocação de memória pelo computador, cerca de 40% do que seria alocado para malha hexaédrica com o mesmo número de volumes.

Em todas as simulações o escoamento é considerado incompressível e isotérmico e as propriedades do ar tomadas a 650°C: Massa específica = 0,395 kg/m³ e viscosidade = 4,055x10⁻⁵ Pa.s. Também são desprezados na análise todos os efeitos transientes.

4. RESULTADOS OBTIDOS

4.1 Verificação do modelo utilizado atualmente

A verificação do modelo do ventilador atual foi realizada obtendo-se os resultados descritos a seguir:

Para a rotação de 1280 rpm, a vazão mássica calculada foi de 16,08 kg/s, resultando, por consequência, numa vazão volumétrica de 40,70 m³/s. O torque necessário para produzir este escoamento foi calculado em 28,73 N.m, utilizando-se o modelo de turbulência SST k- ω . A Figura (2) mostra os campos de velocidade e pressão obtidos nesta simulação.

A título de comparação, a mesma simulação feita utilizando-se o modelo k- ϵ resultou em uma vazão de 15,85 kg/s e um torque de 34,78 N.m, mostrando que o uso de diferentes modelos de turbulência pode levar a resultados com até 20% de diferença no que diz respeito ao cálculo do

torque. Como foi discutido na revisão bibliográfica, o modelo de turbulência SST k- ω é adotado como padrão para todas as simulações por ser mais adequado e apresentar resultados mais exatos segundo a literatura (Schaffarczyk, 1999; Menter, 1994).

Segundo informações obtidas na indústria em questão, é fornecido pelo fabricante um dado de vazão garantida para a rotação de projeto de $36 \text{ m}^3/\text{s}$ para as mesmas condições da simulação. O valor obtido pela simulação é 13% mais elevado, confirmando a capacidade prometida pelo fabricante.

Ao considerar-se todas as simplificações envolvidas no que diz respeito à geometria, eventuais variações na temperatura, folgas e desbalanceamentos na estrutura do ventilador, enfim toda a gama de aspectos não representada no modelo matemático, levando em conta também os erros medições em que se apoiam os dados do fabricante, uma diferença de 13% entre os valores apresentados é considerada satisfatória na nossa opinião.

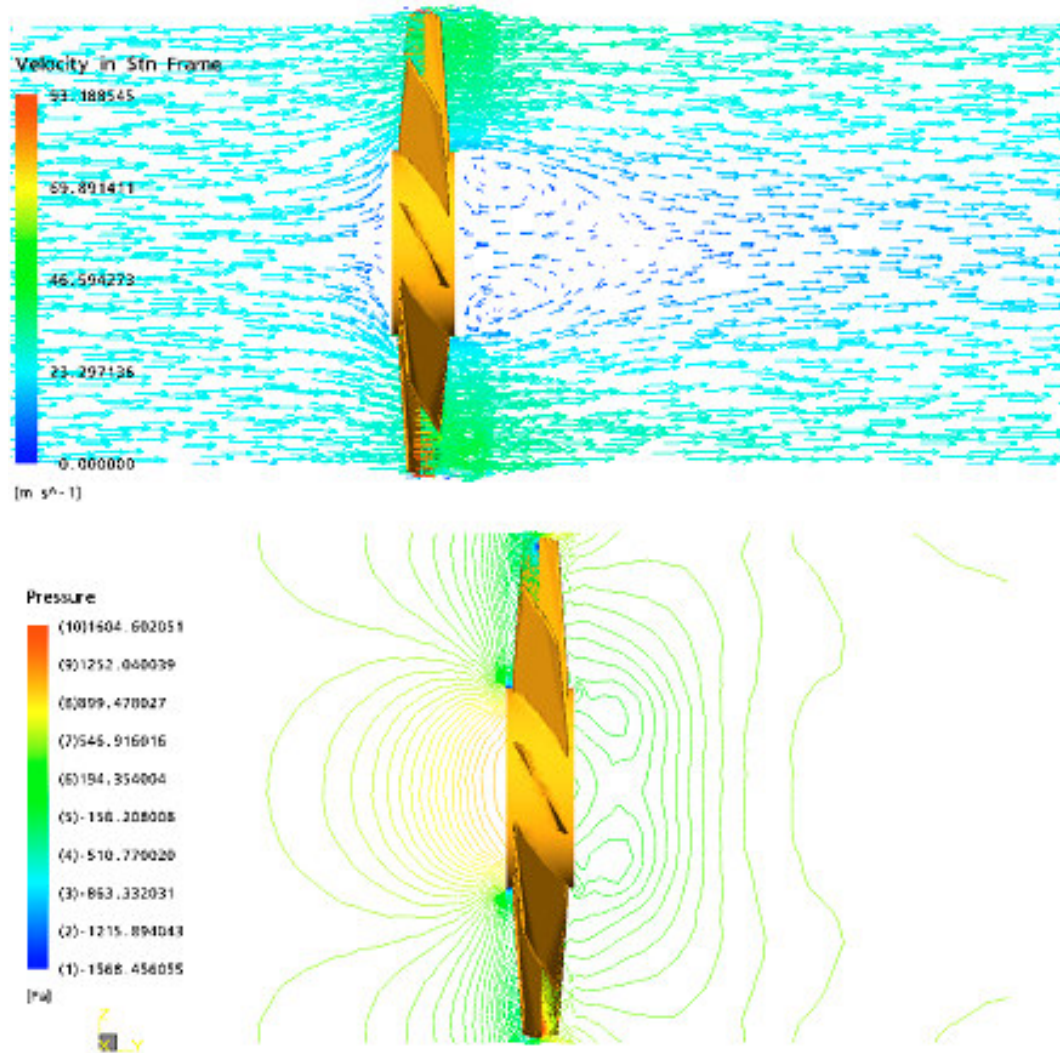


Figura 2. Campo de velocidades (acima) e pressões (abaixo) para o modelo de ventilador utilizado atualmente,

A Figura (2) demonstra dois aspectos negativos do design atual:

a) Aparecimento de recirculações no centro do escoamento a jusante e uma zona de alta pressão no centro a montante. Quando o escoamento encontra a parede do centro do ventilador, é obrigado a desviar bruscamente em direção às pás. Este problema pode ser minimizado com a colocação de *spinners*.

b) As pás conseguem causar diferença de pressão apenas em suas pontas, desperdiçando o resto da sua área, que também poderia estar causando gradientes de pressão. Isto é consequência de um

mau dimensionamento do ângulo de pá durante o seu percurso, de acordo com o triângulo de velocidades. Deve ser estudado um novo design para as pás.

4.2 Estudo dos efeitos da colocação de alguns tipos de *spinners*

Foram testados quatro tipos diferentes de *spinners*, colocados a montante e a jusante do ventilador, simultaneamente:

- *Spinner* 1: cônico com raio da base de 0,28m e altura do cone de 0,56m
- *Spinner* 2: meia esfera de raio 0,28m
- *Spinner* 3: meio elipsóide de raio menor 0,28m e raio maior 0,56m
- *Spinner* 4: sólido de revolução formado por 2 ramos de elipse que se interceptam a 0,56m do centro do rotor

A Figura (3) mostra os campos de pressão obtidos para os 4 casos.

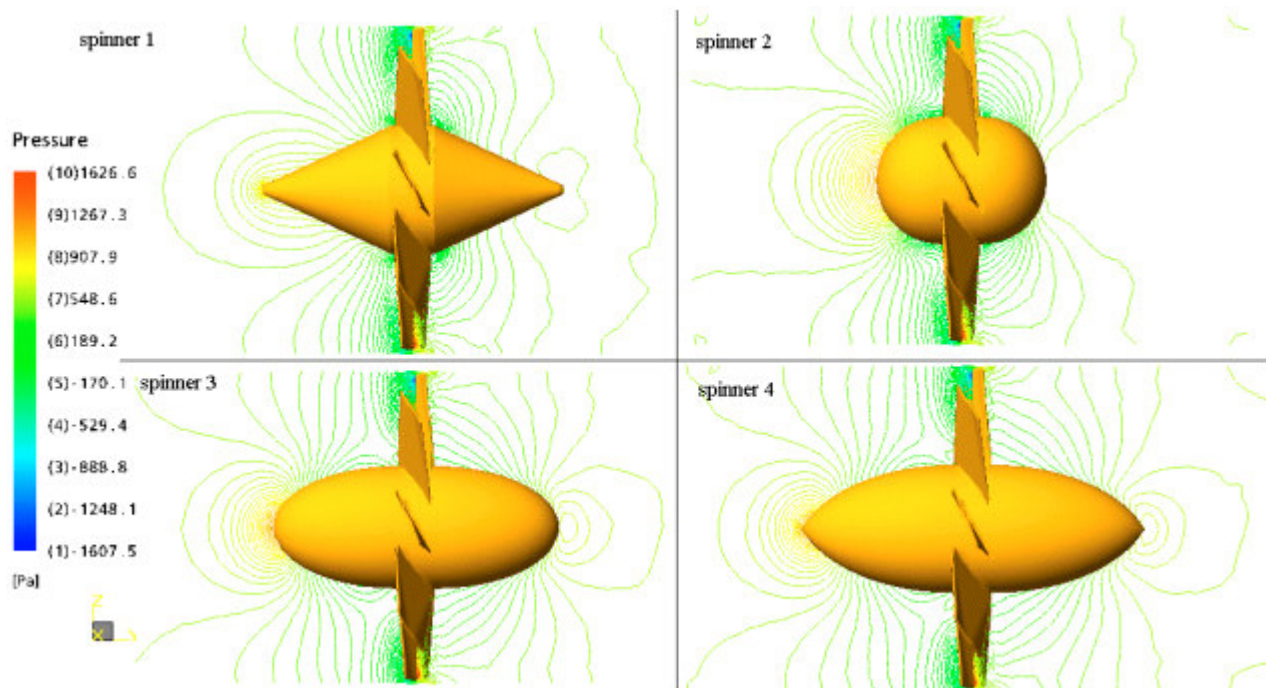


Figura 3. Campos de pressão para os diferentes spinners

Tabela 1. Comparação de resultados de vazão e torque para o ventilador com diferentes spinners

Spinner, nº	Vazão [m ³ /s]	Ganho em vazão[%]	Torque [N.m]	Ganho em torque[%]	V. Angular [rad/s]	Potência requerida[W]
0, nenhum	40,70	0,0000	28,72	0,00	133,97	3848,9
1, cone	41,46	1,8591	23,40	-14,61	133,97	3135,4
2,meia esfera	41,45	1,8354	23,56	-14,07	133,97	3157,5
3, meia elipse	41,72	2,5065	22,32	-16,63	133,97	2990,9
4, 2 ramos elip.	41,75	2,5693	21,89	-17,73	133,97	2933,2

Dos quatro *spinners* testados, todos apresentaram melhoria na performance do ventilador, aumentando a vazão e diminuindo o torque, sendo o melhor deles o *spinner* nº4, como mostra a Tab. (1).

4.3 Estudo de melhorias no *design* da pá do ventilador

Atualmente a pá é confeccionada utilizando-se uma placa plana com duas dobras nas pontas, visando um ângulo de pá mais favorável nesse local.

O ideal seria a utilização de perfis aerodinâmicos encontrados na literatura para construção de pás, mas estes foram desenvolvidos para aplicações em que o sentido do escoamento é sempre o mesmo, não havendo reversão na rotação do ventilador. No caso deste trabalho, é necessária a utilização de um perfil totalmente simétrico, que não é tão eficiente quanto o assimétrico. Devido ao fato do triângulo de velocidades mudar ao longo do raio do ventilador, para se manter o ângulo de incidência do fluido constante, é necessário que a pá tenha uma torção ao longo do comprimento da mesma, que não está implementado no modelo atual do ventilador presente na indústria.

Neste trabalho foram testadas 2 opções para o desenho do perfil da pá:

- Perfil plano simples: consiste em uma placa plana simples com espessura de 7mm torcida ao longo do raio do ventilador.
- Perfil plano com bordos de ataque e fuga suavizados: consiste na mesma placa plana anterior, mas com retirada de material nos bordos de ataque e de fuga de modo a melhorar as características aerodinâmicas nessas regiões.

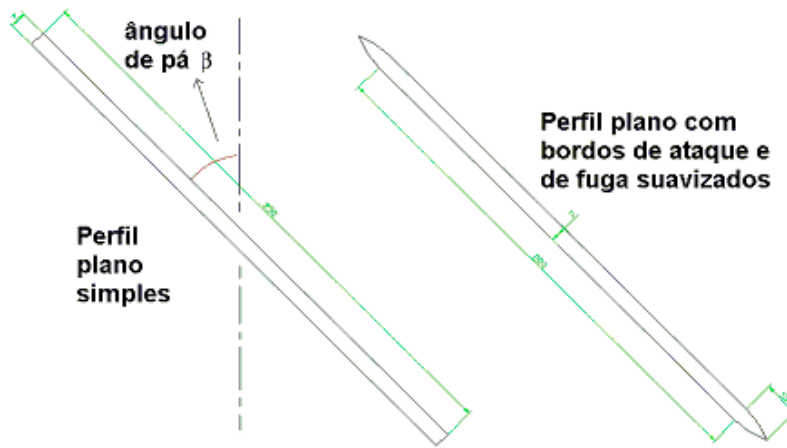


Figura 4. Perfis testados em simulações para a nova pá

São testados diversos ângulos de pá, que segundo a literatura, é o ângulo que o perfil da pá faz com o eixo rotor do ventilador axial conforme a Fig. (4). Todas as novas simulações são feitas utilizando o *spinner* mais eficiente.

Cabe aqui lembrar o conceito de eficiência de um ventilador axial, que deve representar a 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:

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta p}{T \omega} \quad (1)$$

Onde η é a eficiência do ventilador, Q é a vazão volumétrica, Δp é a diferença de pressão entre a jusante e a montante do ventilador, T é o torque sobre o eixo do rotor e ω é a velocidade angular.

Todas as variáveis em questão podem ser avaliadas a partir das simulações, de modo que é possível calcular a eficiência dos casos simulados.

Obtiveram-se então os seguintes resultados para os diferentes ângulos de pá para o perfil plano simples.

Tabela 2. Resultados obtidos utilizando-se o perfil plano simples na construção da pá

ângulo de pá (raiz) [°]	ângulo de pá (ponta) [°]	Vazão obtida [m ³ /s]	Ganho em vazão [%]	Torque [N.m]	Ganho em torque [%]	Δp [Pa] do subdomínio do ventilador	eficiência [%]
39	59	70,17	72,40	47,01	63,65	29,76	33,16
45	65	57,67	41,68	29,74	3,53	26,34	38,12
48	68	49,92	22,64	23,79	-17,18	19,90	31,17
51	71	43,93	7,93	20,47	-28,76	15,18	24,33
57	75	34,87	-14,34	15,94	-44,52	10,59	17,31
61	78	28,89	-29,04	14,18	-50,63	7,89	12,01

A eficiência máxima alcançada com este tipo de pá não deve passar dos 40%, isto se dá com a utilização de um ângulo de pá médio em torno de 55°, onde ocorre o ponto ótimo de eficiência.

Novas simulações foram feitas, desta vez utilizando-se o 2º perfil de pá ilustrado na figura 4.5. Foram utilizados os mesmos ângulos de pá de raiz e de ponta da configuração anterior acrescentando-se mais dois ângulos, obtendo-se os seguintes resultados:

Tabela 3. Resultados obtidos utilizando-se o perfil plano com bordos suavizados

ângulo de pá (raiz)[°]	ângulo de pá (ponta) [°]	Vazão obtida [m ³ /s]	Ganho em vazão [%]	Torque [N.m]	Ganho em torque [%]	Δp [Pa] do subdomínio do ventilador	eficiência [%]
31	51	91,93	125,84	74,27	158,53	49,04	45,31
35	55	80,43	97,58	53,31	85,58	47,98	54,03
39	59	70,94	74,27	39,33	38,33	38,46	51,21
45	65	57,89	42,21	24,99	-11,67	26,46	45,05
48	68	50,44	23,91	19,86	-29,56	20,81	38,72
51	71	44,32	8,88	16,60	-40,93	15,46	30,14
57	75	35,42	-12,99	13,10	-53,20	10,26	18,91
61	78	29,16	-28,36	12,49	-55,34	7,76	13,17

Estes resultados mostram uma eficiência ainda maior do que o da tabela anterior, conseguido com a confecção de bordos de fuga e de ataque aerodinâmicos, podendo-se conseguir uma melhoria na vazão maior que 50%, consumindo o mesmo torque relativo ao ventilador original. Este dado mostra como pode ser importante o cuidado com bordos de ataque de fuga para escoamentos com número de Reynolds dessa ordem (~100.000).

A análise do campo de pressões presente na Fig. (5) demonstra que a pá consegue gerar uma diferença de pressão mais uniforme ao longo de seu comprimento, ao contrário do que acontece no modelo atual utilizado na indústria. Este fato revela que a correção para o ângulo de pá foi feita de maneira correta. O aumento conseguido na eficiência em relação ao ventilador original deve-se provavelmente a este fato, aliado ao uso do *spinner*.

Analizando também o campo de velocidades, percebe-se que a velocidade axial na saída do ventilador é praticamente constante desde a raiz até o topo, o que não acontecia no modelo original.

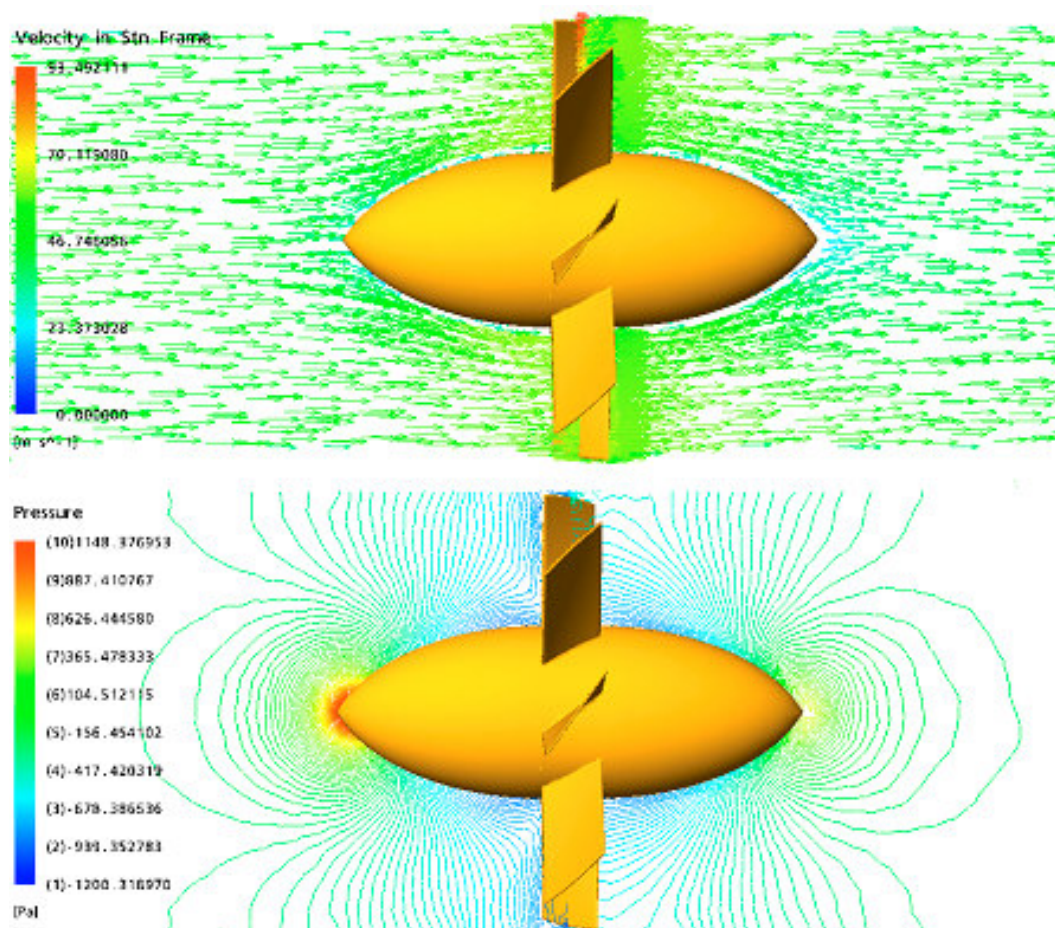


Figura 5. Campo de velocidades (acima) e pressões (abaixo) para a configuração de pá com bordos suavizados, ângulo de pá de maior eficiência (35° na raiz e 55° na ponta)

4.4 Comparações entre os resultados dos diferentes modelos

A partir dos resultados acima apresentados é possível realizar-se uma comparação entre desempenhos de todos os modelos simulados.

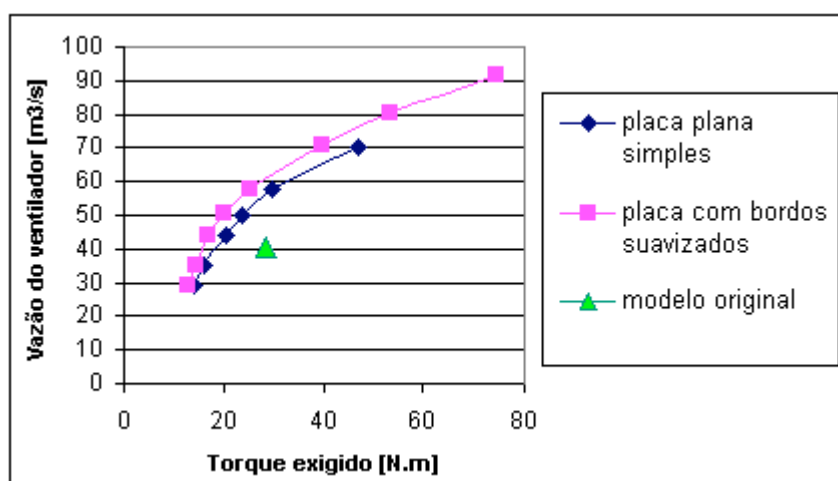


Gráfico 1. Vazão x torque para todos os modelos de pá simulados, rotação: 1280 rpm

O Gráfico (1) ilustra como as melhorias implementadas aumentam a vazão gerada pelo ventilador com o uso do mesmo torque.

A eficiência, definida pela Eq. (1), é um dos dados de análise mais importantes, que permite que os projetos tenham melhor aproveitamento energético.

O Gráfico (2) apresenta estes dados em função dos diversos ângulos de pá testados.

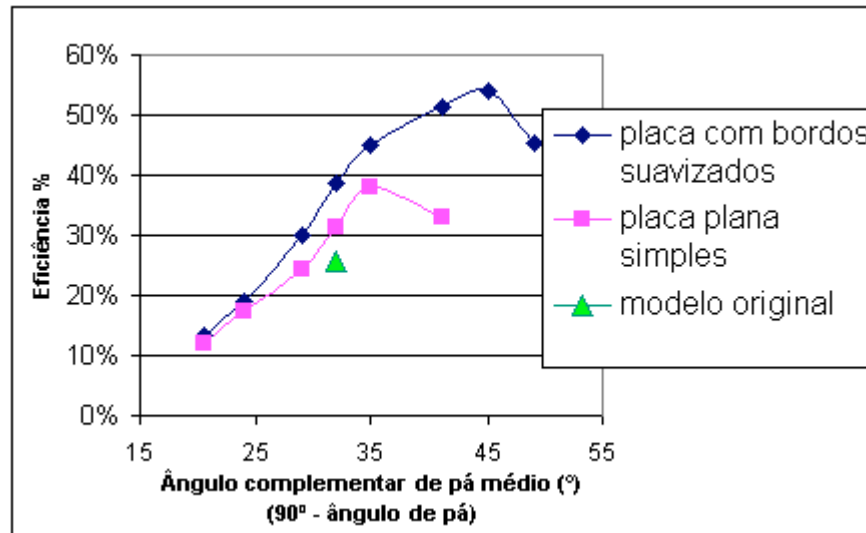


Gráfico 2. Razão entre vazão e torque para todos os modelos de pá testados

Dois aspectos podem ser verificados no gráfico acima:

1) Pode-se avaliar qual o ângulo de pá ótimo, tendo em vista a maximização da eficiência. Para o caso da pá com bordos suavizados este ângulo (médio) fica em torno de 45°, enquanto que para a placa plana simples fica aproximadamente em 54°.

2) Pode-se verificar, que no caso da pá construída com o perfil plano simples, a sua performance é prematuramente degenerada em relação à pá construída com o perfil plano com bordos suavizados.

5. CONCLUSÕES

O método dos Volumes Finitos mostrou-se de grande valia na predição de características de ventiladores e no auxílio para a concepção de novos projetos e melhorias, dando informações qualitativas e quantitativas do problema.

A simulação do modelo atualmente utilizado na indústria mostra resultados compatíveis com os fornecidos pelo fabricante.

A melhoria sugerida que consiste na colocação de *spinners* a montante a jusante, mostrou poder melhorar em até ~20% a eficiência do ventilador.

Se o novo desenho da pá for adotado em conjunto com o *spinner* o ventilador poderá atingir uma eficiência em torno de 40% para o perfil plano simples, e maior que 50% se for adotado o perfil com bordos suavizados, que porem é de fabricação mais complexa.

No entanto, em relação às melhorias propostas, há que se avaliar a relação custo benefício de suas implementações ao longo do tempo, visto que elas podem implicar em processos de fabricação mais caros que os atuais utilizados.

6. REFERÊNCIAS

AEA Technology, “Mathematical Models”, CFX5.5 Solver Manual, 2002

Hill, D. L., Wyman, N., 1997, “A Realistic Prediction of the Axial Fan Problem”, ASME Fluids Engineering division Summer Meeting, USA

- Kelecý, F., 2000, "Study Demonstrates that Simulation Can Accurately Predict Fan Performance", Journal Articles by Fluent Software Users, New Hampshire- USA
- Menter, F.R., 1994, "Two equation Eddy Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 32(8).
- Moreau, S., Bennett, E., 1997, "Improvement of Fan Design Using CFD", Society of Automotive Engineers, USA
- Schaffarczyk, A. P., 1999. "Prediction of Airfoil Characteristics for Wind Turbine Blades with CFX". Laboratory of Computational Mechanics, University of Applied Sciences, Kiel - Germany.

ANALYSIS AND IMPROVEMENTS OF AN AXIAL FAN USING NUMERICAL SIMULATION

Vanderlei Gusberti

PCE Engenharia – Rua Félix da Cunha 332, Bairro Floresta – Porto Alegre - RS,
vgusberti@yahoo.com

Horácio Antônio Vielmo

Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Departamento de Engenharia Mecânica – Rua Sarmiento Leite 425, Bairro Cidade Baixa – Porto Alegre RS, vielmoh@mecanica.ufrgs.br

Dagoberto Schubert Severo

PCE Engenharia – Rua Félix da Cunha 332, Bairro Floresta – Porto Alegre - RS,
dagoberto@pce.com.br

Abstract. *The objective of this paper is to improve the project of an axial fan that is being used in the industry, through computational numerical simulations in Finite Volumes, using the commercial software CFX5.5.1. The function of the fan is to promote the circulation of hot air inside a furnace for thermal treatment (microstructure homogenization) of aluminum pins. The project goal is to seek a configuration of the fan that produces the maximum of flow consuming the minimum of torque in a constant rotation, maximizing the fan efficiency. The limitations foresaw in the project must be preserved. In the first step of the work, as validation of the modeling and its implementation in the software, it was done the simulation of the current project, comparing with the data provided by the manufacturer. The turbulent flow was treated with time averaged models. Later on, it was tested the possible suggested improvements, which are: four different spinners geometries (central bulb of a rotor in turbomachines) and two different new blade profiles, suggested in this work, submitted to different blade angles. As result is obtained theoretical curves of flow rate versus torque, and also efficiency versus blade angle for each of the two tested blades, using the configuration with the best performance spinner.*

Keywords. *Numerical simulation, axial fans, spinners, Finite Volume Method, turbulent flow.*