

# ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA E DINÂMICA DE VENTILADOR INDUSTRIAL

**Thiago Luís Cabral de Sousa**  
thiagolc.sousa@gmail.com

**Resumo.** Devido à ausência de normas que especifiquem o dimensionamento ideal dos ventiladores industriais, as empresas acabam por dimensionar seus produtos sob forte influência de suas experiências adquiridas ao longo dos anos, e isso pode causar o superdimensionamento das estruturas que compõem os ventiladores e, assim, incorrer em gastos desnecessários.

O escopo deste trabalho baseia-se em verificar se esses ventiladores são superdimensionados por meio do uso de um software CAE, e propor uma redução de suas dimensões. Devido ao amplo uso na indústria, em áreas como energia, siderurgia ou petroquímica, foi escolhido o modelo de um ventilador centrífugo.

**Palavras chave:** Ventiladores industriais (Análise;Estrutura), softwares, CAE.

## 1. Introdução

Do ponto de vista estrutural os ventiladores são classificados segundo o grau de acoplamento entre as diversas partes do impelidor/propulsor (conjunto disco-cubo) e rotor, pelo comportamento dinâmico básico de cada uma das partes.

Com relação à classificação, os ventiladores distinguem-se entre axiais, centrífugos ou radiais e semirradiais, como mostra a Fig. (1). Essa distinção vem da mecânica dos fluidos e baseia-se na direção do fluxo no ventilador (JORGENSEN, 1983). Pode-se adotar esta distinção também na classificação dos ventiladores do ponto de vista estrutural, pois os dois tipos tem características construtivas bem diferentes. Impelidores de fluxo misto são, em geral, estruturalmente semelhantes aos impelidores centrífugos.

Propulsores de ventiladores axiais compõem-se de um cubo ou disco central no qual são presas as pás. Estes ventiladores são classificados quanto ao grau de acoplamento das pás ao cubo/disco, bem como quanto ao comportamento dinâmico básico das pás, isto é, comportamento de viga nas pás delgadas e longas, comportamento de placa nas pás largas e longas e comportamento de corpo sólido nas pás curtas.

Impelidores de ventiladores centrífugos compõem-se de um cubo central no qual é preso um disco, ao qual, por sua vez, são presas as pás. Desta forma, o comportamento dinâmico dos impelidores centrífugos é fortemente determinado pelas características do disco e demais elementos de fixação das pás.

No caso de ventiladores centrífugos, distingue-se entre impelidores de dupla entrada e de entrada simples com relação ao número de entradas de ar. Além disso, existem impelidores sem tampas laterais às pás, com tampa em um único lado e com tampa dos dois lados, denominados respectivamente de abertos, semi-abertos e fechados. Estas diferenças estruturais conferem características dinâmicas peculiares a cada tipo de ventilador.

Outra característica importante do ponto de vista da mecânica dos fluidos refere-se à forma e direção das pás e ao ângulo de saída destas. Existem impelidores de pás retas e curvas, radiais ou de ângulo de saída radial, inclinadas para trás e para frente em relação ao sentido de rotação do ventilador, como mostra a Fig. (2).

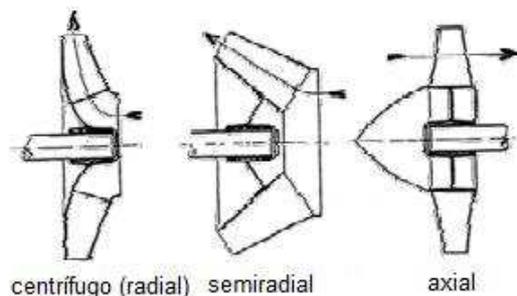


Figura 1. Classificação dos ventiladores segundo o tipo construtivo. Adaptado de (LAURIA, 2010).

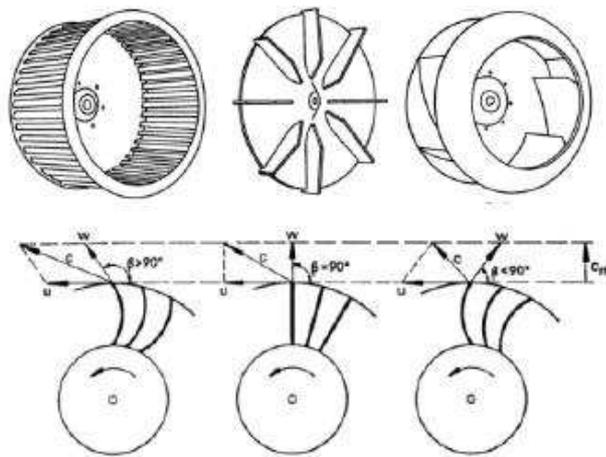


Figura 2. Forma das pás segundo a inclinação. Adaptado de (BRAN; SOUZA, 1980).

A forma de fixação das diversas partes tem importância para a distribuição e concentração de tensões e para o amortecimento estrutural. Em geral, as falhas estruturais causadas por vibração se iniciam em regiões com grandes tensões estáticas e com concentração de tensão. As tensões dinâmicas se sobrepõem a estas, levando ao surgimento de trincas ou mesmo à ruptura.

Os impelidores também são classificados como axissimétricos ou como impelidores de estrutura periódica cíclica. No caso de haver um grande número de pás, usual em compressores e turbinas, pode-se tratar o impelidor do ponto de vista da dinâmica estrutural como sendo axissimétrico

Os impelidores com número reduzido de pás ou que as apresentem muito curvas não podem ser tratados como axissimétricos. Os impelidores de ventiladores centrífugos de grande porte enquadram-se normalmente neste tipo. Felizmente, em geral, podem ser encontradas subestruturas que se repetem ao longo da circunferência do impelidor. Assim, estes impelidores podem ser tratados como estruturas periódicas cíclicas (HENRY; FERRARIS, 1984).

A classificação das rodas de ventilador do ponto de vista estrutural é mostrada na Fig. (3).

Devido ao amplo uso na indústria nas áreas de geração de energia, siderurgia, processos petroquímicos e em muitas outras, foi tomado como objeto de estudo o ventilador centrífugo, que é composto basicamente pelo rotor e voluta que conduz o ar que sai das pás ao meio externo, como mostra a Fig. (4), além do sistema de acionamento.

Normalmente o rotor é montado sobre mancais de deslizamento em grandes ventiladores, e ligado ao acionamento através do acoplamento flexível. O rotor é composto pelo eixo-árvore e pelo impelidor.

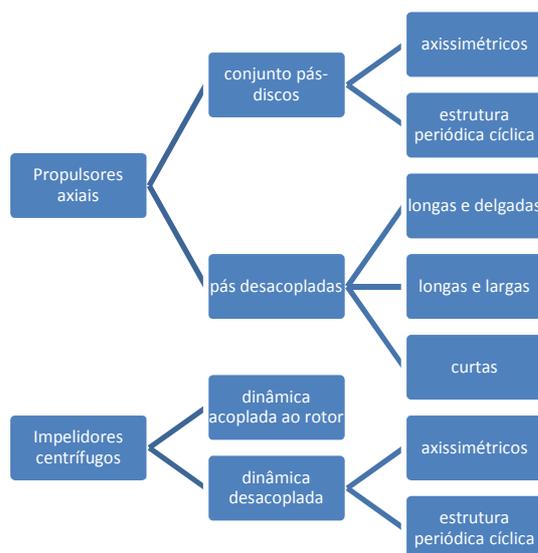


Figura 3. Classificação das rodas de ventilador do ponto de vista estrutural (PONGE, 1994).

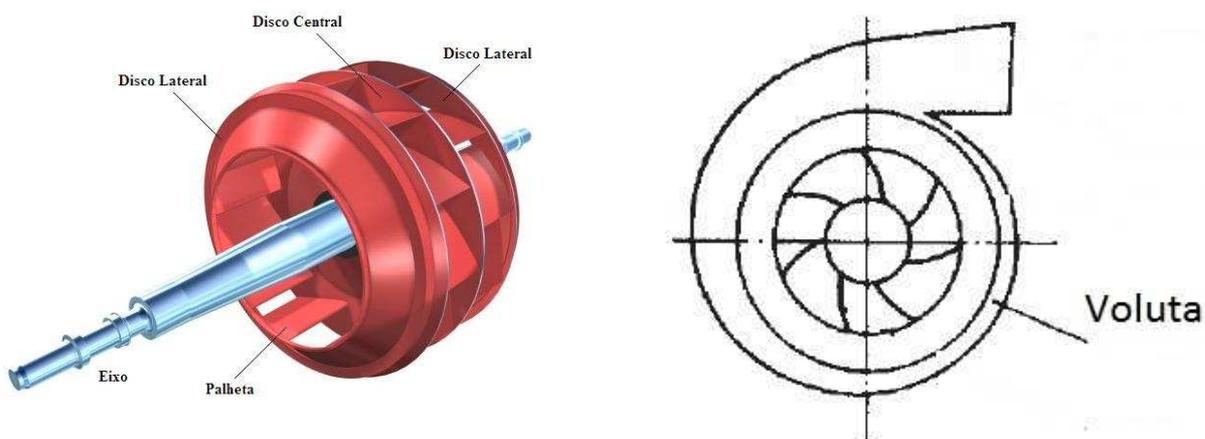


Figura 4. Rotor de um ventilador centrífugo com seus principais componentes e voluta. Adaptado de (DIXON; ENG, 1998) e do site [www.howden.com](http://www.howden.com).

## 2. Conceitos sobre simulação numérica

Ao buscar a definição da palavra *simulação* encontra-se "emprego de formalizações em computadores, tais como expressões matemáticas ou especificações mais ou menos formalizadas, com o propósito de imitar um processo ou operação do mundo real; análise de um problema nem sempre sujeita a direta experimentação, pelo uso de um artifício de simulação".

Ainda, *simulador* é "o que simula; especificamente uma ferramenta, que possibilita ao operador reproduzir ou representar, sob condições de teste, um fenômeno, assim como acontece em seu desempenho real".

Segundo Al-Momani et al (2008), a previsão do comportamento das matrizes por meio de simulação numérica é uma importante ferramenta de projeto, pois permite a diminuição do número de testes práticos necessários, antes da finalização e entrega ao cliente. A simulação possibilita, ainda, a previsão das zonas críticas de deformação das peças, permitindo que modificações sejam feitas nas matrizes ou mesmo no produto, ainda na fase de projeto.

Além disso, soluções analíticas ou experimentais que possam facilmente descrever todos os possíveis caminhos de deformação para este tipo de operação são praticamente impossíveis.

## 3. Método de elementos finitos para o cálculo de tensões

Os ventiladores centrífugos estão sujeitos a tensões estáticas causadas por forças constantes que atuam em seus componentes. A pressão do ventilador origina pressões estáticas no motor e na carcaça, enquanto a força e momento centrífugos originam pressões estáticas com a velocidade constante do motor em operação.

O uso dos computadores para a análise de tensões com elementos finitos é de fundamental importância (LEWIS, 1974), e uma correta interpretação dos resultados obtidos baseada na literatura é imprescindível para o desenvolvimento de um bom estudo.

O comportamento dinâmico do ventilador também pode ser estudado pelo método dos elementos finitos (MEF) para a determinação de frequências naturais e modos de vibração do rotor, assim como a análise de transferência de calor e distribuição de temperaturas.

Graves acidentes podem ser causados pela falha de algum componente do ventilador; muitos operam com gases tóxicos e o surgimento de uma trinca, por exemplo, provocaria um vazamento e riscos para pessoas. Além disso, danos no ventilador e a sua inoperância durante o período de reparo pode implicar na interrupção de produção e de prejuízos. É neste contexto que o MEF se insere como uma ferramenta de estudo do comportamento do rotor e prevenção de acidentes, ou previsão de manutenção da máquina.

O MEF permitirá no presente trabalho verificar a existência de um super dimensionamento estrutural e o levantamento de uma proposta de redução das dimensões sob critérios de segurança.

## 4. Método analítico para o cálculo de tensões em um disco girante

Como já mencionado anteriormente, um disco girando está sujeito a tensões induzidas pela aceleração centrípeta.

Considera-se um disco fino; as tensões radiais e circunferenciais são tomadas como constantes ao longo de sua espessura e a tensão  $\sigma_z$  na direção axial do disco é nula.

O problema é axissimétrico e considera-se o equilíbrio de um pequeno segmento do disco, como mostra a Fig. (5).

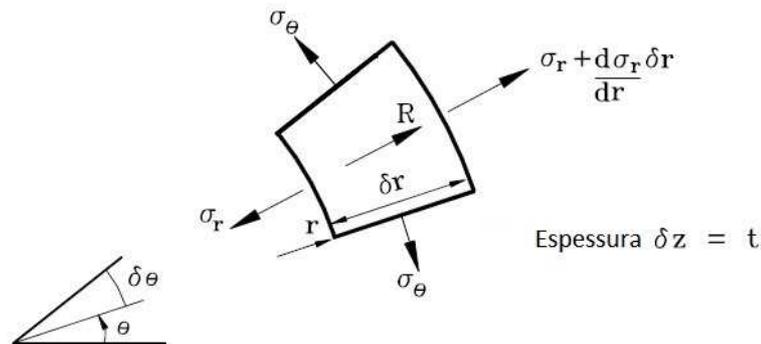


Figura 5. Elemento infinitesimal de um disco. Adaptado de (DEN HARTOG, 1952).

Seja  $R$  a força centrípeta,  $\omega$  a velocidade angular do disco suposta constante e  $\rho$  a densidade do material. Defina-se:

$$\begin{aligned} R &= mr\omega^2 = \rho r \delta \theta \delta r t \cdot r \omega^2 \\ R &= \rho \omega^2 r^2 t \delta r \delta \theta \end{aligned} \quad (1)$$

Para o equilíbrio na direção radial, tem-se:

$$\left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} \delta r \right) (r + \delta r) \delta \theta t - \sigma_r r \delta \theta t - 2\sigma_\theta \delta r t \frac{\delta \theta}{2} + \rho \omega^2 r^2 t \delta r \delta \theta = 0$$

No limite, a equação torna-se:

$$\frac{rd\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_\theta + \rho \omega^2 r^2 = 0 \quad (2)$$

As equações de deformação, para  $\sigma_z = 0$ , são:

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_\theta) \quad (3)$$

$$\epsilon_\theta = \frac{u}{r} = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r) \quad (4)$$

$$\epsilon_z = -\frac{\nu}{E} (\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (5)$$

Sendo  $\nu$  o coeficiente de Poisson e  $u = u(r)$  o deslocamento radial dos pontos do disco.

Com as Eqs. (2) e (3), tem-se:

$$\sigma_r = \left( \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (6)$$

$$\sigma_\theta = \left( \nu \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} \right) \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (7)$$

Substituindo as Eqs. (5) e (6) na (1), tem-se:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} + \frac{(1 - \nu^2)}{E} \rho \omega^2 r = 0 \quad (8)$$

A solução dessa equação diferencial toma a seguinte forma:

$$u(r) = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{(1 - \nu^2)}{E} \frac{\rho \omega^2}{8} r^3 \quad (9)$$

Onde  $C_1$  e  $C_2$  são constantes a serem determinadas.

A eq. (9) leva às seguintes tensões:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} - \frac{(3 + \nu)}{8} \rho \omega^2 r^2 \quad (10)$$

$$\sigma_\theta = A + \frac{B}{r^2} - \frac{(1 + 3\nu)}{8} \rho \omega^2 r^2 \quad (11)$$

Onde as constantes A e B são obtidas de acordo com as condições de contorno do problema.

Para a comparação da solução em elementos finitos com a resposta analítica, deve-se considerar para o cálculo dessas constantes um disco com um furo central e espessura uniforme, não havendo deslocamento na direção radial no raio interno,  $r_i$ , devido ao acoplamento do ventilador ao eixo-motor rígido, e tampouco pressão sobre a superfície do raio externo,  $r_o$ .

Assim, como condições de contorno, tem-se que  $u(r_i) = 0$  e  $\sigma_r(r_o) = 0$  (ALEXANDROVA et al, 2006). Tomando essas considerações nas Eqs. (6), (9) e (10), tem-se:

$$A = \frac{C_1 E}{1 - \nu} = \rho \omega^2 (1 + \nu) \left[ r_i^2 - \left( \frac{1}{(1 - \nu) r_i^2} \right) \left( \frac{(1 + \nu) r_i^2 - \frac{(3 + \nu)}{8} r_o^2}{\frac{(1 + \nu)}{(1 - \nu) r_i^2} + \frac{1}{r_o^2}} \right) \right] \quad (12)$$

$$B = \frac{C_2 E}{1 - \nu} = \rho \omega^2 \frac{\left[ (1 + \nu) r_i^2 - \frac{(3 + \nu)}{8} r_o^2 \right]}{\frac{(1 + \nu)}{(1 - \nu) r_i^2} + \frac{1}{r_o^2}} \quad (13)$$

Substituindo A e B nas Eqs. (10) e (11) tem-se os valores de  $\sigma_r$  e  $\sigma_\theta$  para um disco com furo central acoplado a um eixo-motor rígido e submetido, assim, à ação de uma força centrípeta.

Os valores de  $\sigma_r$  e  $\sigma_\theta$  serão substituídos na Eq. (14) para o cálculo da tensão de Von Mises,  $\sigma_{VM}$ , segundo Eq. (14).

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

Onde  $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$  são as tensões principais.

Em coordenadas cilíndricas, tem-se que  $\sigma_1 = \sigma_\theta, \sigma_2 = \sigma_r$  e  $\sigma_3 = \sigma_z = 0$ , e a Eq. (14) toma a seguinte forma:

$$\sigma_{VM} = [\sigma_\theta^2 + \sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_\theta]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

## 5. Otimização

Após o estudo das tensões atuantes no ventilador centrífugo em regime de operação, deseja-se otimizar as dimensões das partes que o compõem para se obter uma redução da tensão máxima. Para isso, é feito inicialmente um estudo da influência da variação das espessuras dessas partes sobre o valor da tensão máxima e, em seguida, é feita uma análise de otimização, utilizando o software Isight.

### 5.1. Análise DOE

“Design of Experiment” (DOE) é um termo geral que se refere a qualquer um dos muitos métodos disponíveis que considera diferentes valores de parâmetros em um conjunto de experimentos. No Isight, um experimento DOE é definido como a execução da simulação de um processo de fluxo dentro do componente DOE.

Pode-se usar o componente DOE para:

- Verificar a influência de parâmetros de entrada em parâmetros de saída;
- Identificar interações significantes entre parâmetros;
- Analisar um cenário com diferentes variáveis e fornecer uma estimativa grosseira para um modelo ótimo (o qual pode ser usado como ponto de partida para otimizações numéricas).

Dentre as técnicas disponíveis para análise, utilizou-se a “Latin Hypercube”, uma classe de desenhos experimentais que eficientemente mostra diferentes amostras entre os parâmetros escolhidos, que são divididos uniformemente por um número de pontos definido pelo usuário.

Como exemplo, a Fig. (6) ilustra uma possível configuração da técnica “Latin Hypercube” para dois fatores ( $X_1, X_2$ ) com 5 pontos de estudo. Essa técnica pode se estender para múltiplas dimensões.

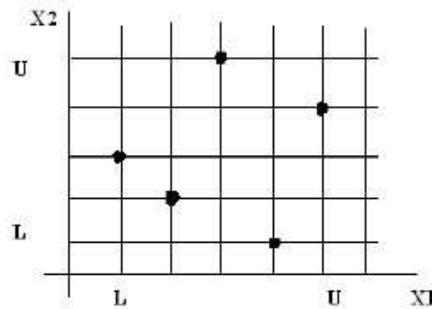


Figura 6. Configuração com dois fatores e cinco pontos para a técnica “Latin Hypercube” (ISIGHT 5.5).

## 5.2. Análise de Otimização

Os algoritmos de otimização incluídos no Isight estão entre os melhores disponíveis, com técnicas numéricas baseadas em gradientes, em busca direta ou técnicas exploratórias. A técnica Hooke-Jeeves, também chamada de Busca Direta, foi utilizada na otimização do ventilador centrífugo, e inicia-se com um ponto inicial aleatório para procurar um mínimo local.

A aplicação dessa técnica em um problema requer um espaço de pontos  $P$  que represente possíveis soluções, e se  $P_1$  é uma solução melhor do que  $P_2$ , então tem-se a seguinte representação:  $P_1 \subset P_2$ . Existe, ainda, presumivelmente um ponto  $P^*$ , a solução, com a propriedade de  $P^* \subset P$  para todo  $P \neq P^*$ .

Nesses termos, a forma básica do método de Hooke-Jeeves é como segue. Um ponto  $B_0$  é arbitrariamente selecionado para ser o primeiro “ponto base”. Um segundo ponto,  $P_1$ , é escolhido e comparado com  $B_0$ . Se  $P_1 \subset B_0$ ,  $P_1$  torna-se o segundo ponto base,  $B_1$ ; se não,  $B_1$  torna-se  $B_0$ . O processo continua, cada novo ponto é comparado com o ponto base atual. A estratégia de selecionar novos pontos de teste é determinada por um conjunto de “estados” que forma a memória. O número de estados é finito. Existe um estado inicial arbitrário  $S_0$ , e um estado final que finaliza a busca. Os outros estados representam várias condições que resultaram de tentativas realizadas. O tipo de estratégia usada é influenciada por vários aspectos do problema, incluindo o conhecimento sobre a estrutura do espaço de soluções. Essa estratégia, por si só, compreende a escolha de um  $B_0$  e  $S_0$ , as regras de transição entre os estados, e as regras para selecionar pontos como função de estado atual e ponto base.

Suponha, por exemplo, que o problema seja minimizar a função  $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ . Uma solução é o ponto  $P_i$  dado pelo vetor  $(x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{3i})$ , e dizemos que  $P_i \subset P_j$  se, e somente,

$$f(x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{3i}) < f(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{3j}).$$

O ponto base  $B_r$ , então, é simplesmente o ponto entre  $B_0, P_1, P_2, \dots, P_r$ , que produziu o menor valor de  $f(x_1, x_1, \dots, x_n)$ . O próximo ponto de teste,  $P_{r+1}$ , é determinado (relativo a  $B_r$ ) pelo estado presente  $S_r$ .

É conveniente pensar na tentativa em  $P_{r+1}$  como um “movimento” ou “step” a partir do ponto base  $B_r$ . O movimento é bem sucedido se  $P_{r+1} \subset B_r$ , caso contrário, será mal sucedido. Os estados fazem parte de uma lógica, influenciando os movimentos na mesma direção dos que obtiveram sucesso; eles sugerem novas direções se movimentos anteriores falharam, e, finalmente, eles decidem quando não obterão mais sucesso. O fato de nenhum progresso poder ser feito não indica que a solução foi encontrada. Então, o método falhará. Assim, recomenda-se que ele seja usado para os seguintes tipos de problema:

- Problemas cujas respostas possam ser testadas, uma vez encontradas;
- Problemas que sejam constituídos por muitas partes cujas fronteiras sejam bem definidas, e que possam ser verificadas por métodos alternativos (HOOKE; JEEVES, 1961).

## 6. Modelos e Análises no software Abaqus CAE

### 6.1. Modelo físico

O modelo do ventilador centrífugo considerado pode ser visto na Fig. (7); possui 1775 mm de diâmetro externo, 120 mm de diâmetro interno, 156 mm de distância entre os discos e espessura da pá de 6,5 mm. A velocidade de operação em regime é de 1275 rpm e foi considerado como material o aço 1020. As conexões entre as partes do ventilador são rígidas.

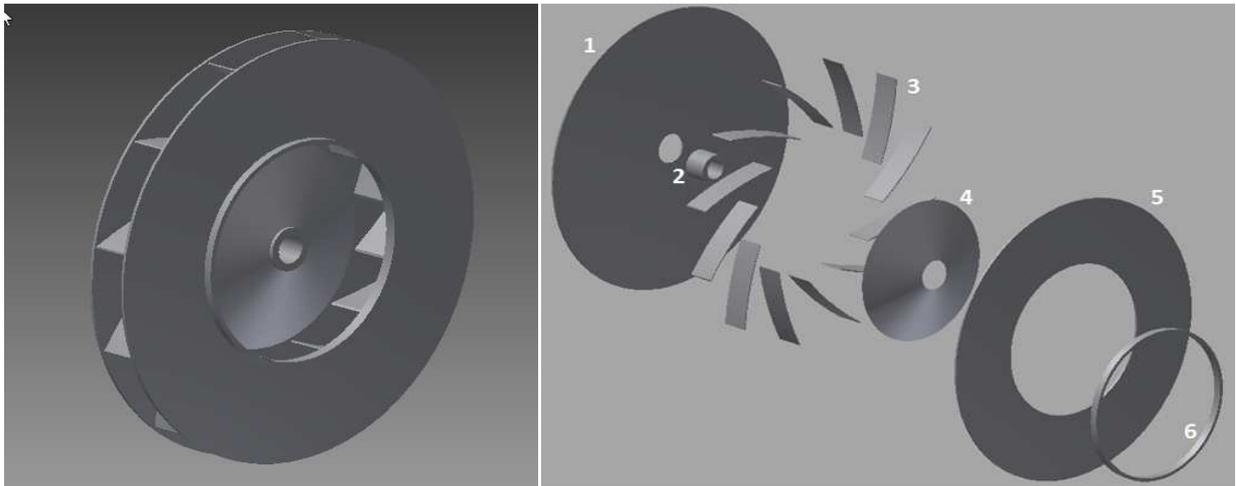


Figura 7. Modelo físico do ventilador centrífugo considerado com as partes numeradas segundo Tab. (1).

Tabela 1. Partes do ventilador centrífugo.

Parte	Nome
1	Disco traseiro
2	Cilindro oco
3	Pás
4	Cone
5	Disco frontal
6	Anel

## 6.2. Modelo virtual

Nas Figs. (8) e (9) está representada a malha de elementos finitos considerada, composta por 17192 elementos lineares quadráticos do tipo S4R, 337 elementos triangulares do tipo S3 e 2808 elementos sólidos hexaédricos do tipo C3D8R. No centro do ventilador foi criado um ponto de referência e aplicada uma interação chamada “coupling” ligando todos os nós ao redor do orifício à este ponto representando o eixo de rotação do motor. Todo carregamento que é aplicado neste ponto de referência é transmitido à esses nós por meio da interação.

Como condições de contorno foram restritos movimentos de translação nas 3 direções e rotação nas direções radial e circunferencial dos nós ao redor do orifício, e aplicada uma força centrífuga em todos os elementos considerando a velocidade angular de 133,5 rad/s correspondente ao regime de rotação de 1275 rpm.

As forças aerodinâmicas, embora presentes, não são comparáveis com as forças centrífugas e foram ignoradas (MONGE, 2006). Elas são pequenas, de magnitude da ordem de 30 N por pá (ECK, 1973). Comparando, as forças centrífugas são da ordem de 850 N por pá.

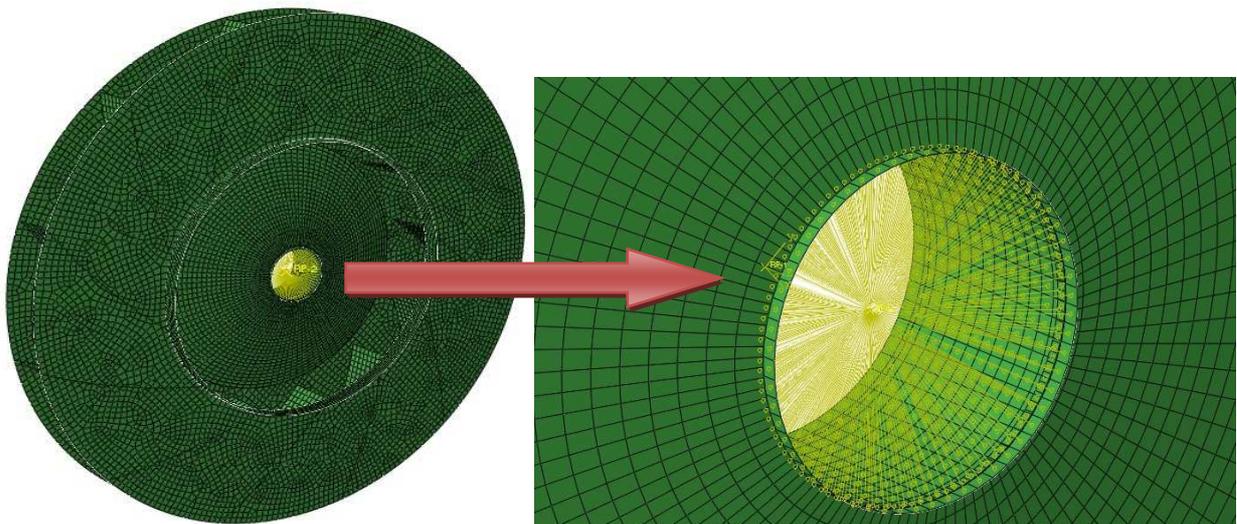


Figura 8. Malha em elementos finitos do ventilador centrífugo considerado com detalhe para o “coupling”.

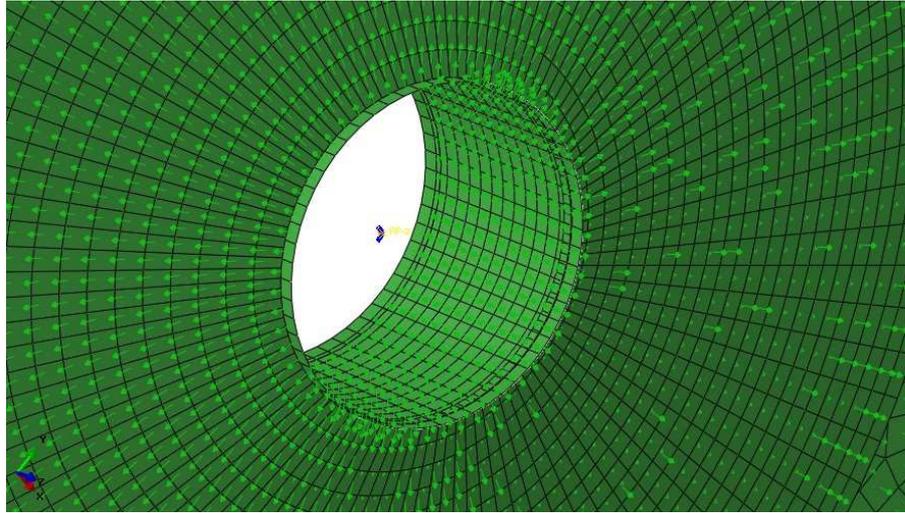
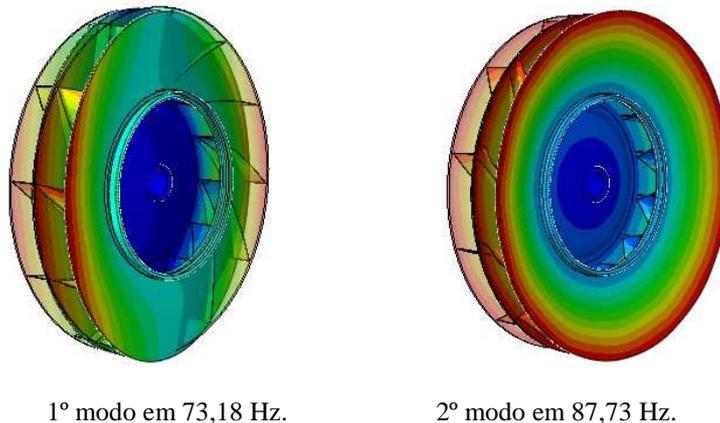


Figura 9. Detalhe da região central do ventilador mostrando o ponto onde foram aplicadas as condições de contorno e os vetores das forças centrífugas em cada elemento.

### 6.3. Análise modal

A Fig. (10) mostra os dois primeiros modos de vibrar do ventilador, com os valores das respectivas frequências naturais. A parte mais clara representa a posição inicial.



1º modo em 73,18 Hz.

2º modo em 87,73 Hz.

Figura 10. Dois primeiros modos de vibrar com indicação das frequências naturais do ventilador.

O primeiro modo de vibrar está muito acima da velocidade de rotação de regime do ventilador, que corresponde a 21,25 Hz.

### 6.4. Análise de tensões por meio de simulação virtual

#### 6.4.1 Disco fino com furo central

Para um disco fino com diâmetro externo de 1775mm, furo central de diâmetro 120mm, material aço 1020 ( $\nu = 0,29$ ,  $\rho = 7870 \text{ kg/m}^3$ ) e girando com velocidade de 1275 rpm ( $\omega = 133,5 \text{ rad/s}$ ) com o acoplamento de um eixo em seu furo central, fez-se uma simulação com o software Abaqus e comparou-se os resultados para alguns raios com as Eqs. (10), (11) e (15) para a validação do método de elementos finitos, que são mostrados na Tab. (2).

Tabela 2. Resultados analíticos e simulados das tensões radial, circunferencial e de Von Mises (MPa), para diversos valores de raio (mm), para um disco fino com furo central.

r	$\sigma_r$ analítica	$\sigma_r$ simulada	$\sigma_\theta$ analítica	$\sigma_\theta$ simulada	$\sigma_{vm}$ analítica	$\sigma_{vm}$ simulada
124,4	50,0	50,3	39,0	38,9	45,5	45,7
188,4	45,7	46,1	41,6	41,5	43,8	44,0
253,6	42,9	43,0	41,7	41,7	42,3	42,4
320,0	40,2	40,4	41,0	41,0	40,6	40,7

continua

continuação

r	$\sigma_r$ analítica	$\sigma_r$ simulada	$\sigma_\theta$ analítica	$\sigma_\theta$ simulada	ovm analítica	ovm simulada
386,7	37,2	37,4	39,7	39,8	38,5	38,6
519,9	30,0	30,1	36,0	36,0	33,4	33,5
586,7	25,7	25,9	33,7	33,8	30,5	30,6
652,8	20,9	20,9	31,1	31,0	27,4	27,4
717,3	15,8	15,9	28,2	28,2	24,5	24,5
780,6	10,3	10,3	25,1	25,1	21,9	21,9
887,3	0,0	1,0	19,3	19,8	19,3	19,4

### 6.4.2 Ventilador centrífugo

Após validação do modelo em elementos finitos, fez-se a simulação do ventilador centrífugo estudado, e o campo de tensões de Von Mises, assim como a região de maior tensão na base das pás, são mostrados na Fig. (12).

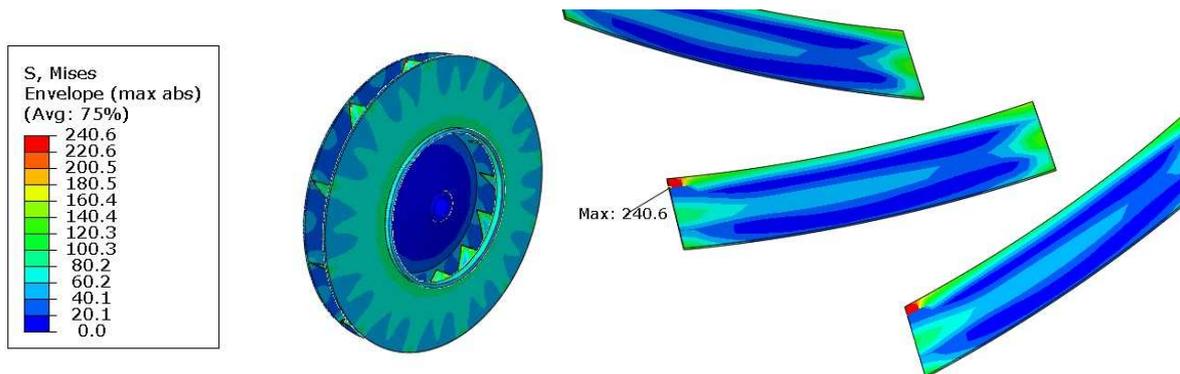


Figura 12. Resultado das tensões de Von Mises (MPa) e região de maior concentração na base das pás.

## 7. Resultados da análise de Otimização

A Fig. (13) mostra o resultado da análise DOE caracterizando a influência da variação da espessura das partes do ventilador sobre a tensão de Von Mises. Esse gráfico permite verificar apenas se há uma correlação negativa ou positiva entre a mudança da espessura e a variação da tensão máxima de Von Mises, além de dar uma ideia da intensidade dessa variação com a mudança da espessura entre as diferentes partes do ventilador. A reta mostrada no gráfico não remete a uma variação linear da tensão com a variação das espessuras.

Verifica-se que as espessuras que mais influenciam são dos discos frontal e traseiro, que devem ser reduzidas e aumentadas, respectivamente, para que haja redução da tensão.

Após essa análise fez-se um estudo de otimização que propusesse uma configuração para redução da máxima tensão de Von Mises no ventilador, e o resultado é mostrado da Tab. (3).

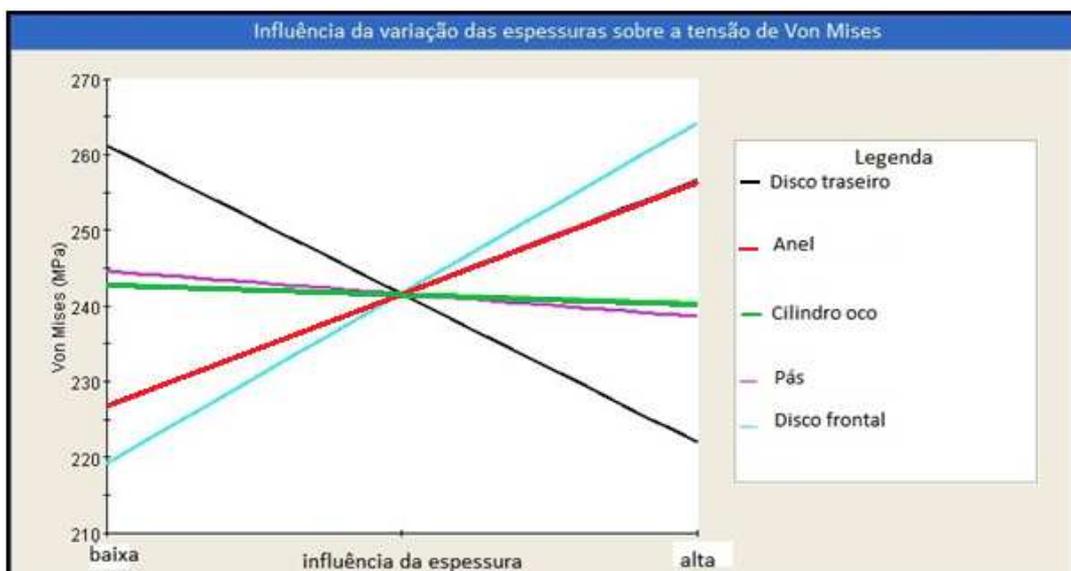


Figura 13. Influência da variação das espessuras das partes do ventilador centrífugo sobre a tensão de Von Mises.

Tabela 3. Espessuras das partes do ventilador para as configurações original e otimizada.

Configuração	Anel (mm)	Cilindro oco (mm)	Disco frontal (mm)	Disco traseiro (mm)	Pás (mm)	Tensão de Von Mises (MPa)
Original	20,0	32,0	13,0	13,0	6,2	240,6
Otimizada	18,0	30,0	11,5	14,0	6,5	180,8

## 8. Análise dos resultados

Após a validação de resultados em elementos finitos com o método analítico, uma simulação considerando a força centrípeta devido à rotação do ventilador centrífugo em regime de operação foi realizada, e verificou-se que a tensão de Von Mises mais elevada localizava-se na base das pás e corresponde a quase 70% da tensão de escoamento do material (350 MPa); desta forma, torna-se interessante uma análise de otimização que proponha mudanças geométricas com o objetivo de reduzir a tensão atuante.

Além disso, segundo análise modal a frequência de operação do ventilador está muito abaixo das frequências naturais de vibração.

Para a otimização, inicialmente fez-se uma análise DOE para a verificação da influência das espessuras das partes que compõem o ventilador sobre a tensão de Von Mises máxima, e pode-se constatar que as partes que mais influenciam são os discos frontal e traseiro. Posteriormente, a otimização estrutural pelo método Hooke-Jeeves com a variação das espessuras mostrou uma configuração cuja tensão máxima foi reduzida em 22,5%, satisfazendo a proposta deste trabalho.

## 9. Referências

- Alexandrova N.,N., Alexandrov S., Vila Real M.M.P, 2006, “Analysis of stress and strain in a rotating disk mounted on a rigid shaft”, Theoret. Appl. Mech., v.33, p.65-90, Belgrade.
- Al-Momani, Emad., Rawabdeh, Ibrahim., 2008, “An Application of Finite Element Method and Design of Experiments in the Optimization of Sheet Metal Blanking Process”, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering 53-63, ISSN 1995-6665.
- Bran, R., Souza, Z., 1980, “Máquinas de fluxo: turbinas, bombas, ventiladores”, Rio de Janeiro.
- Den Hartog, J. P., 1952, “Advanced Strength of Materials”, McGraw-Hill, New York.
- Dixon, S. L., Eng, B., 1998, “Fluids Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery”, 4° ed.
- Eck, B., 1973, “Fans: Design and Operation”, Oxford: Pergamon Press.
- Hooke, R.; Jeeves, T. A., 1961, “Direct Search - Solution of Numerical and Statistical Problems”, Journal of the ACM, v. 8.
- Henry, R., Ferraris, G., 1984, “Substructuring and Wave Propagation: An efficient Technique for Impeller Dynamic Analysis”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, v. 106, n. 1.
- Isight. User's Guide, release 5.5.
- Jorgensen, R., 1983, “Fan Engineering”, Buffalo, New York: Howden Buffalo, Inc.
- Lauria, D., 2010, “Máquinas de Fluxo”. Apostila da EPUSP.
- Lewis R. I., 1974, “Computer –Aided Design of Pumps and Fans”, Recent Conferences, v. 6, n. 2.
- Monge Gapper, J. G., 2006, “Centrifugal fan impeller failure analysis using finite elements”, San José, Costa Rica.
- Ponge Ferreira, W. J., 1994, “Método de ensaio e análise de características dinâmicas e velocidades críticas em impelidores de ventiladores centrífugos excitados aerodinamicamente”, Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- <www.howden.com> acesso dia 17/05/2011 às 17 hs.

## STATIC AND DYNAMIC STRUCTURAL ANALYSIS OF A CENTRIFUGAL FAN

**Thiago Luís Cabral de Sousa**

thiagolc.sousa@gmail.com

**Abstract.** The lack of standards specifying the ideal dimensions of industrial fans makes the companies dimension their products according to their own experience acquired along the years, and this can oversize the structures that compound the fans; so, the waste of material may occur.

The aim of this work is based on the use of a CAE Software to verify if the fans are oversized and to propose a reduction of their dimensions. Due to the large use in the energy industry (petrochemical or the iron and steel industry), the model of a centrifugal fan was chosen.

**Keywords.** Industrial fans (Analysis; Structure), softwares, CAE.