



## ESTUDO NUMÉRICO SOBRE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ELÉTRICAS ROTATIVAS

### Numerical study on passive vibration control in rotary electric machines

Lucas Gomes Fonçatti (1)(P); Eduardo Márcio de Oliveira Lopes (2)

(1) MSc. Eng., Universidade Federal do Paraná, Curitiba - PR, Brasil.

(2) Dr. Prof., Universidade Federal do Paraná, Curitiba - PR, Brasil.

E-mail para Correspondência: lucas.foncatti@gmail.com; (P) Apresentador

**Resumo:** Máquinas elétricas rotativas (MERs) de grande porte possuem uma importância enorme para a indústria, seja na geração de energia elétrica via hidrelétricas, parques eólicos e termelétricas, seja na transformação da energia elétrica em motriz, movendo ventiladores, esteiras e diversos equipamentos. Durante a parte final da manufatura destas MERs, normas internacionais, como a IEC 60034-14, a API 541/546 e a NEMA MG1, limitam os níveis de vibração nos mancais correspondentes, visando evitar danos nesses componentes. Para máquinas de grande porte, pode se tornar difícil obter níveis de vibração abaixo dos requeridos pelas normas, principalmente para máquinas mais rápidas como aquelas com dois polos. Um dos principais infortúnios nesses casos são as excitações provenientes do estator. Este trabalho propõe e investiga uma forma de controle passivo de vibração, prática e eficiente, para se evitar a transmissão dessas excitações do estator para a carcaça, melhorando, assim, o nível de vibração nos mancais de uma MER durante sua operação. Para tanto, uma busca inicial de patentes foi realizada, com a intenção de se avaliar o que já existe em termos de soluções deste tipo em diversas empresas ao redor do globo. Com este estudo, foi possível distinguir qual o método mais empregado e, assim, uma proposta própria de sistema de controle de vibração foi desenvolvida. Um modelo em elementos finitos foi elaborado, considerando-se todos os componentes da MER escolhida para o estudo, com o objetivo de se prever seu comportamento quando excitada pelo estator por uma força eletromagnética desbalanceada. Constatou-se, então, que a solução proposta apresentou a redução desejada dos níveis de vibração nos mancais, não por efetivamente realizar o isolamento de fonte, mas por reduzir o nível da excitação oriunda do estator. Assim, foi possível identificar um efeito de bamboleio do estator, causado pela elevada variação nos valores de rigidez dos elementos que suportam o mesmo em conjunto com a excitação das forças eletromagnéticas. Este efeito foi minimizado com a introdução da ação de controle passivo, que agiu homogeneizando os valores de rigidez das longarinas nas regiões de suporte do estator, refletindo, assim, numa redução acentuada da resposta harmônica medida nos mancais da MER calculada.

*Palavras chaves:* Vibração; Isolamento; Motor; Estator; MEF.



# XIII SIMMEC

Simpósio de Mecânica Computacional

29 de Outubro a 1º de Novembro de 2018  
UFES - Campus Goiabeiras - Vitória, ES



**Abstract:** Large-scale rotary electrical machines (REMs) are of enormous importance to the industry, either in the generation of electric power by means of hydroelectric plants, wind farms and thermoelectric plants, or in the transformation of electric power into motive, moving fans, mats and various equipment. During the final part of the manufacture of these REMs, international standards, such as IEC 60034-14, API 541/546 and NEMA MG1, limit the vibration levels in the corresponding bearings to avoid damaging these components. For large machines, it may become difficult to obtain vibration levels below those required by standards, especially for faster machines such as two-pole machines. One of the main misfortunes in those cases are the excitations coming from the stator. This work proposes and investigates a practical and efficient form of passive vibration control to avoid the transmission of these excitations from the stator to the housing, thus improving the vibration level in the bearings of a REM during its operation. To do so, an initial search for patents was carried out, aiming at evaluating the existence of solutions of the kind in several companies around the globe. Then, it was possible to distinguish which method was most used, and thus a specific proposal of vibration control system was developed. A finite element model was conceived considering all the components of the MER chosen for the study, in order to predict its behavior when excited by the stator's unbalanced electromagnetic forces. It was found that the proposed solution showed the desired reduction in the vibration levels at the bearings, not by effectively do the source isolation, as initially expected, but by reducing the level of excitation generated by the stator. Thus, it was possible to identify a wobble effect of the stator, caused by the high variation in stiffness values of the elements that support it combined with the excitation of the electromagnetic forces. This effect was minimized with the introduction of the structural modification which acted by homogenizing the stiffness values of the stringers in the stator's support regions. As a result, a great reduction of the harmonic responses measured at bearings of the calculated MER was achieved.

**Keywords:** *Vibration; Isolation; Motor; Stator core; FEM.*

## 1 INTRODUÇÃO

Motores elétricos são equipamentos amplamente utilizados no setor industrial para a transformação de energia elétrica em motriz, acionando exaustores, moinhos, bombas, dentre outros sistemas. Estes equipamentos possuem diversos componentes, conforme Figura 1, que podem ser agrupados em 4 conjuntos principais: carcaça, rotor, mancais (de rolamento na figura abaixo) e estator.

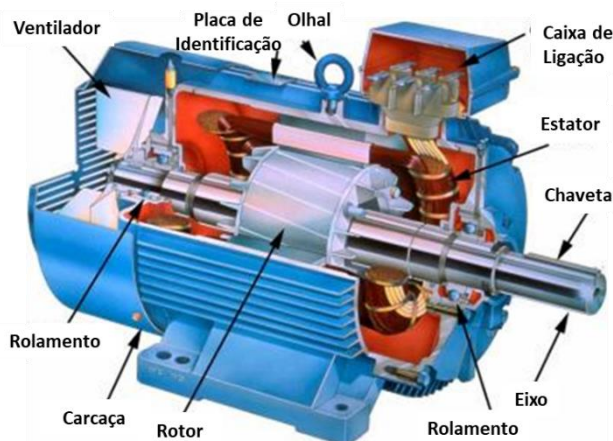


Figura 1 - Corte de um motor elétrico típico

Fonte: [goo.gl/kpYhFv](http://goo.gl/kpYhFv) (acesso em 29/11/2017).

Para o controle dos níveis de performance nestes equipamentos, órgãos internacionais como NEMA, IEC e API, possuem normas que regulamentam níveis mínimos de performance, em áreas como vibração, arrefecimento e ruído, a serem atingidos para diversas aplicações distintas. Alguns setores, como o de papel e celulose e de separação de gases que utilizavam tais normas estão criando normas próprias a serem seguidas quando na fase produção e testes destes motores.

Com o tema em vibração, estas normas especiais, muitas vezes mais rigorosas que as internacionais citadas anteriormente, tendem em dividir o espectro de resposta em frequência em bandas centradas em torno de harmônicas específicas, a saber:

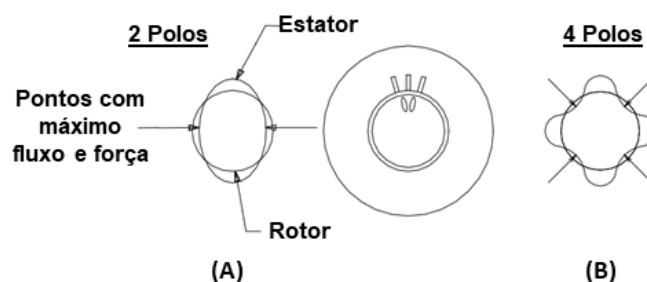
- 0,5x a rotação mecânica;
- 1,0x a rotação mecânica;
- 2,0x a rotação mecânica;
- Maior que 2,5x a rotação mecânica até 1000 Hz.

A banda centrada em 2x a rotação mecânica tem, em geral, o menor limite entre todos e busca a mitigação de problemas de desalinhamentos mecânicos de montagem entre os mancais do motor elétrico, os quais são extremamente nocivos para este componente.

Para motores elétricos com 2 polos, esta banda é coincidente a de 2x a frequência de alimentação elétrica ( $f_r$ ), normalmente 50 ou 60 Hz, na qual se manifesta outro desvio de

montagem destes equipamentos chamado de excentricidade do entreferro. Esta excentricidade, mesmo sendo pequena e, assim, inofensiva, pode causar o desbalanceamento das forças eletromagnéticas de interação entre rotor e estator da máquina, tornando-a responsável por uma parcela dos níveis de vibração em  $2x Fr$  ou de rotação do motor.

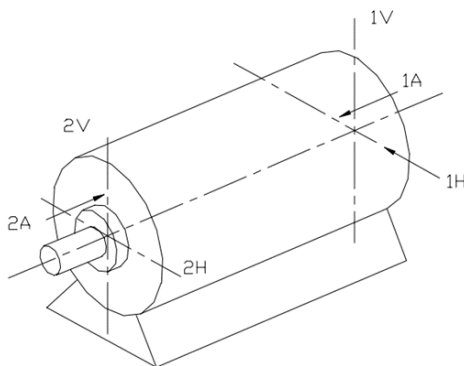
Este desbalanceamento, em conjunto com a característica de deformação ovalada dos estatores de motores 2 polos, conforme Figura 2, e intrínseco a qualquer motor elétrico que opere com corrente alternada (Tsytkin, 2013), excita a carcaça do equipamento, sendo esta vibração, então, transmitida aos mancais por meio da carcaça.



**Figura 2 - Característica de deformação na operação de estatores**

**Fonte: (Finley, Howdowanec, & Holter, 2000).**

A intenção de todas as normas citadas é, inequivocamente, evitar que vibrações excessivas causem qualquer tipo de dano ao mancal do motor elétrico, tendo em vista que todas indicam como local de medição este componente conforme Figura 3. Sendo assim, o isolamento da fonte de vibração eletromagnética, ou seja, o estator, neste caso se torna atrativa para a redução dos níveis de vibração em equipamentos deste tipo. Em virtude da busca por esta estratégia de isolamento de fonte se desenvolveu este trabalho.



**Figura 3 - Pontos típicos de medição de vibração em motores elétricos segundo normas**

**Fonte: (Finley, Howdowanec, & Holter, 2000)**

## 2 DESENVOLVIMENTO

Para se determinar qual estratégia de isolamento será usada, fez-se uso de documentos de pedido de patente de invenção, modelo de utilidade e cartas patente. Este método foi preferido, e necessário, devido à ausência deste assunto em artigos e publicações de cunho acadêmico. Esta ausência está relacionada com o teor tecnológico e inovador de soluções deste tipo, o que torna necessária a proteção tecnologia por parte das empresas que as desenvolvem.

### 2.1 Busca de patentes

De maneira simplificada, um documento de patente é uma troca, realizada entre o inventor da ideia nova, ou produto, e o Estado. Tal troca prevê a divulgação da novidade, por parte do inventor, em troca de exclusividade de uso desta novidade por um determinado período e território. A divulgação do invento ocorre via documento de patente, no qual seu modo de uso e fabricação são descritos de maneira detalhada.

Estes documentos são organizados em bancos de dados globais e acessíveis por diversos mecanismos de busca. Neste trabalho, a busca de patentes utilizou dois destes mecanismos: Google Patents (público) e Orbit Intelligence® (privado).

Destes, obtiveram-se dezenas de documentos que previam estratégias distintas de isolamento de estatores de motores elétricos, porém, que continham a mesma fundamentação: a de flexibilização dos suportes da carcaça que sustentam o estator.

Em especial, a patente de número EP0751604 (Patente N° EP0751604, 1996) que descreve um sistema no qual os suportes do estator, conhecidos por longarinas, tem sua seção transversal reduzida a fim de se tornarem mais flexíveis, conforme Figura 4.

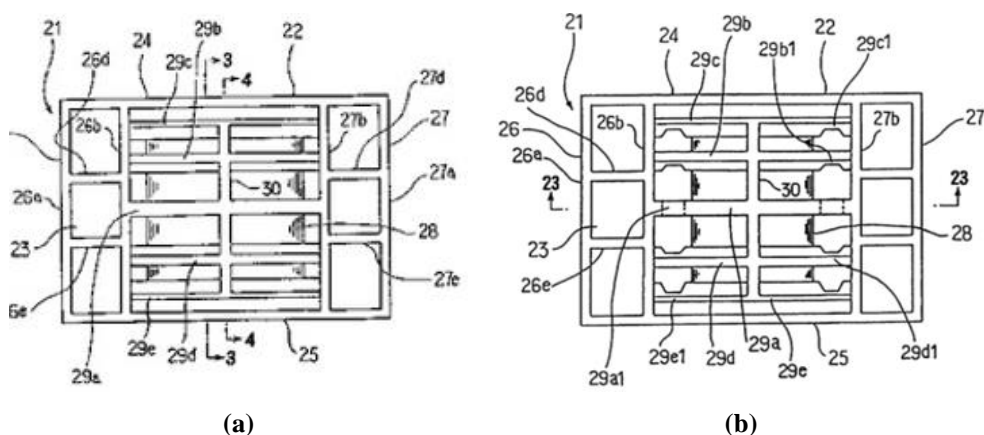
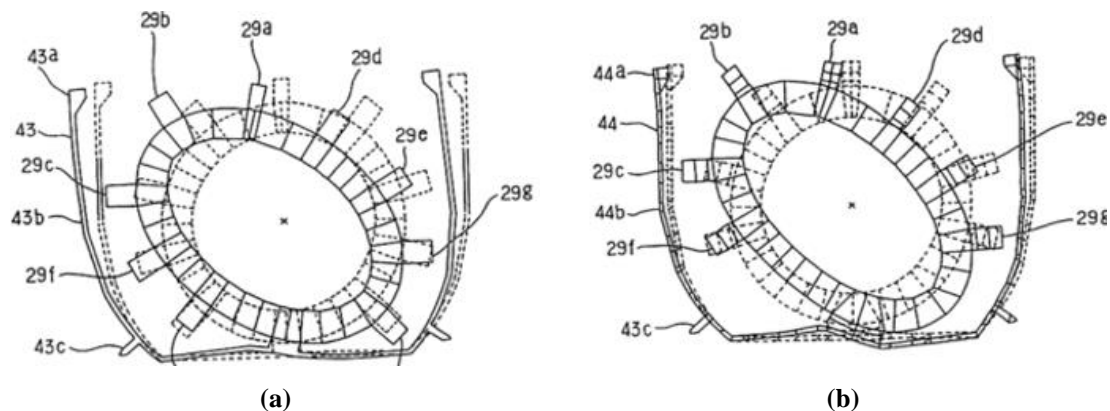


Figura 4 - Proposta de flexibilização apresentada pela patente EP0751604: (a) carcaça típica e (b) carcaça modificada

Fonte: (Patente N° EP0751604, 1996).

Segundo o mesmo documento, o resultado obtido com a aplicação do conceito é a redução da amplitude de vibração da carcaça sem alteração da do estator, conforme Figura 5.



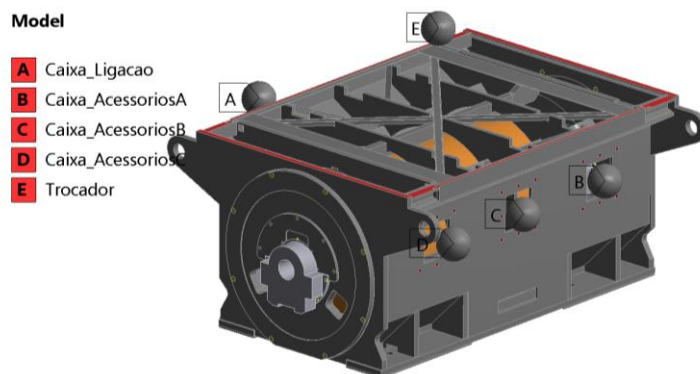
**Figura 5 - Resultado a ser obtido mediante aplicação da patente EP0751604: (a) antes e (b) depois da aplicação da patente**

Fonte: (Patente Nº EP0751604, 1996).

Por se tratar de um projeto semelhante de suporte do estator, bem como a extensa coerência entre as ideias das patentes encontradas, a mesma estratégia de flexibilização dos suportes é adotada para o motor estudado.

## 2.2 Projeto da solução

Como objeto de estudo, um motor de indução de alta tensão, 2 polos e com rotor do tipo gaiola da WEG S.A. foi escolhido. Seu modelo CAD, já simplificado para posterior análise via método dos elementos finitos, é ilustrado na Figura 6.

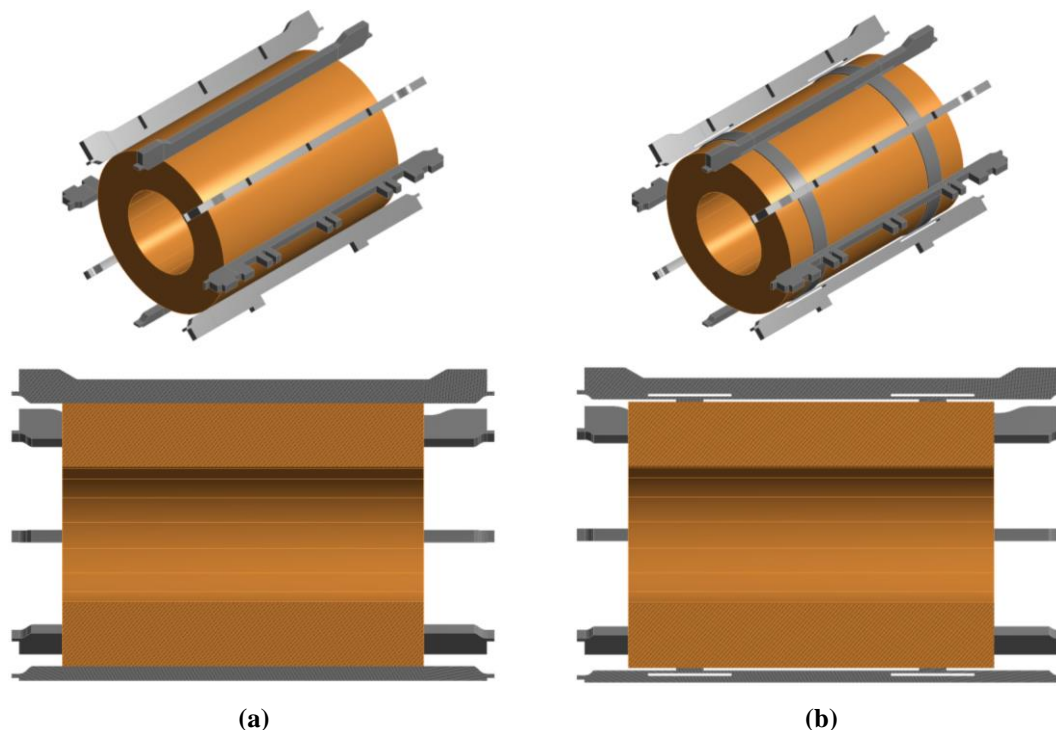


**Figura 6 - Modelo CAD simplificado do motor elétrico estudado**

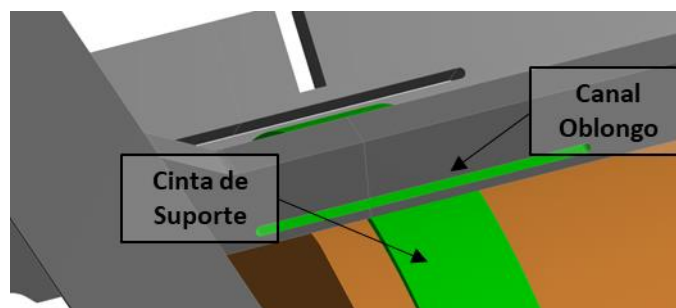
Neste caso, os suportes do estator são também longarinas da carcaça. Estas são componentes estruturais e não podem sofrer grandes modificações sem um redimensionamento completo da carcaça. Para se evitar este contratempo, mas ainda assim se atingir a flexibilização necessária dos suportes do estator, canais oblongos

passantes a longarina, e próximos as posições extremas do estator, são propostos a fim de que se mantenha a rigidez estrutural do componente para a carcaça.

Na Figura 7 são ilustrados de forma geral o projeto atual e o proposto para os suportes do estator e, na sequência, a Figura 8 detalha o sistema de suporte flexibilizado com canal e cinta de suporte.



**Figura 7 - Concepção do estator e seus suportes (a) originais e (b) com estratégia de isolamento proposta**



**Figura 8 - Detalhe do canal e cinta que forma o sistema de suportes flexibilizados**

Ambos os conceitos foram incorporados ao modelo CAD e simulados computacionalmente com auxílio do software ANSYS®. A construção destes modelos computacionais é detalhada na seção abaixo.

## 2.3 Modelos computacionais

Com exceção das geometrias dos suportes do estator, ambos os modelos numéricos desenvolvidos são idênticos, compartilhando as mesmas condições de carregamento e contorno. Abaixo, cada parte deste modelo é descrita.

### 2.3.1 Geometria e materiais

A geometria utilizada é conforme Figura 6, sendo composta pelos suportes do estator originais (Figura 7a) ou flexibilizados (Figura 7b).

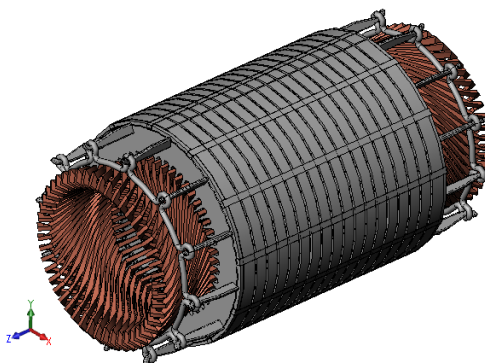
Pontos de massa rígidos, de “A” a “E” na Figura 6, representando componentes diversos do motor foram incorporados para que toda a característica dinâmica do conjunto fosse considerada nos cálculos. A Tabela 1 explicita os valores de massa e momentos de inércia para cada um destes pontos.

**Tabela 1 - Dados para os pontos de massa incluídos no modelo**

	Componentes				
	<i>Caixa de Ligação</i>	<i>Caixa de Acessórios A</i>	<i>Caixa de Acessórios B</i>	<i>Caixa de Acessórios C</i>	<i>Trocador de Calor</i>
Massa (kg)	583,5	21,8	41,8	44,3	1013,3
Momento de Inércia $I_{xx}$ (kgmm <sup>2</sup> )	1,714e8	3,865e5	1,190e6	1,159e6	1,023e9
Momento de Inércia $I_{yy}$ (kgmm <sup>2</sup> )	1,698e8	3,034e5	6,444e5	1,095e6	1,278e9
Momento de Inércia $I_{zz}$ (kgmm <sup>2</sup> )	1,710e8	2,972e5	7,243e5	6,668e5	4,963e8

Furos, cantos arredondados e pequenos detalhes geométricos presentes no modelo CAD original foram removidos conforme critérios de importância próprios.

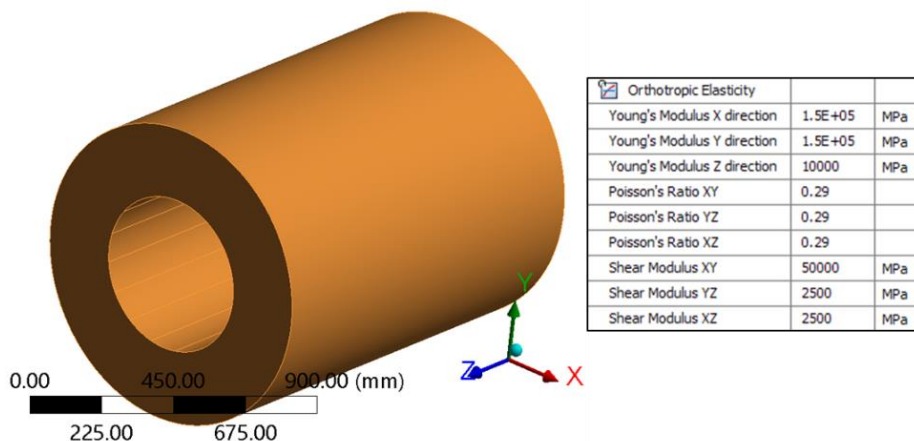
O estator se destaca como componente mais simplificado, sendo transformado de sua forma original (Figura 9) para um cilindro vazado simples (Figura 7). Este cilindro teve seus momentos de inércia e massa mantidos conforme o modelo original.



**Figura 9 - Geometria original para o estator do motor estudado**



Para os momentos de inércia, o comprimento e o diâmetro interno do estator simplificado foram alterados a fim de se manter os valores. Já para a massa, realizou-se um ajuste na densidade do material atribuído à geometria. Ainda para o material do estator, utilizou-se valores especiais de módulo de elasticidade obtidos via experimentação modal. Tais valores são listados na Figura 10.



**Figura 10 - Propriedades de elasticidade especiais para o estator**

Esta estratégia de simplificação, bem como os valores de módulo de elasticidade empregadas, foram obtidas e validadas em conjunto a WEG S.A. – Divisão Energia para um estator de mesma construção ao do projeto aqui estudado.

Em tempo, como pode ser visto na Figura 6, vale ressaltar que o rotor do equipamento foi desconsiderado para esta análise. Tal procedimento é padrão, e validado, para motores e geradores elétricos que possuem mancais de bucha. Isto, por que, devido suas características de rigidez e amortecimento, a dinâmica do rotor praticamente não exerce influência na carcaça do equipamento.

### 2.3.2 Malha

A malha utilizada mesclou elementos tetraédricos e hexaédricos, utilizados conforma necessidade do componente o qual foi malhado, sendo todos de tipo sólido. Elementos de superfície foram evitados por preferência, uma vez que experiências anteriores demonstraram que ao utilizar este tipo de elemento, em análises dinâmicas equivalentes, há perda de fidelidade na representação dos modos de vibrar excitados de mais alta frequência. O resultado do motor malhado é conforme Figura 11.

Além dos elementos sólidos, para os componentes de conexão entre tampas e carcaça, e mancais e tampas, foram incluídos elementos de viga que substituíram os parafusos da construção real. Por fim, a malha resultante contabilizou aproximadamente 284 mil nós com 68 mil elementos

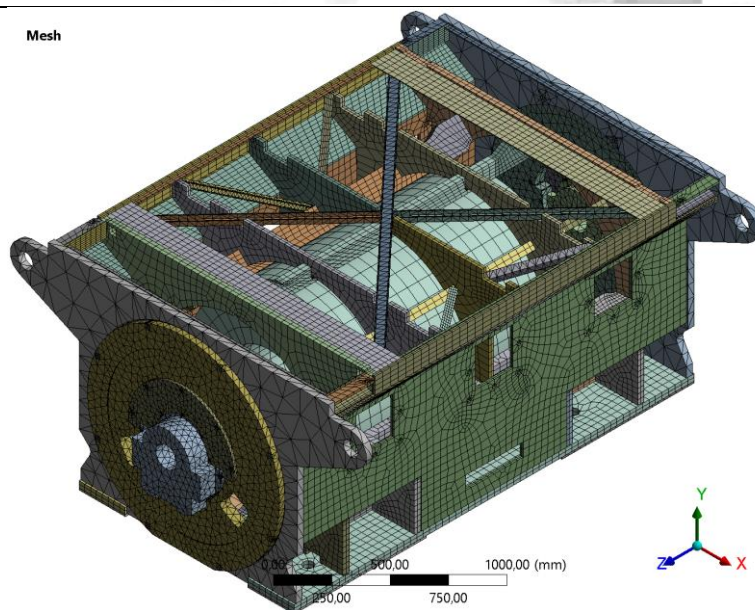


Figura 11 - Malha do modelo criada via ANSYS®

### 2.3.3 Condições de contato

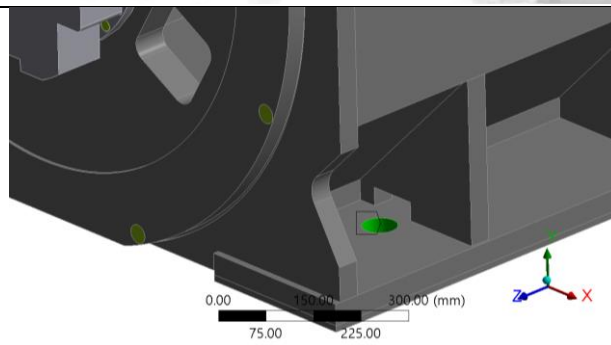
Para o motor escolhido, a carcaça é completamente soldada, sendo estator, tampas e mancais montados posteriormente. Sendo assim, e buscando máxima fidelidade ao modelo real, tais características foram utilizadas na definição dos contatos no modelo em elementos finitos. Sendo assim, toda a carcaça teve seus contatos entre partes considerados como rígidos.

Já para as tampas, componentes intermediários aos mancais e a carcaça, foram utilizados elementos de viga, conforme descrito na seção 2.3.2, de seção circular com diâmetro igual a 1,6x o diâmetro nominal do parafuso o qual substituiu. Este acréscimo de diâmetro tem a intenção de representar o volume sobre influência do pré-torque de aperto dos parafusos.

### 2.3.4 Condições de carregamento e contorno

Basicamente, o modelo em elementos finitos aqui construído, conta com uma restrição e um carregamento apenas.

A restrição do modelo encontra-se nos furos reservados para o posicionamento de um parafuso que fixa o motor a sua base. Na superfície interna deste furo, em verde na Figura 12, foi incluído uma condição de contorno de engaste. O procedimento foi repetido em cada um dos 4 furos presentes.



**Figura 12 - Condição de contorno utilizada no modelo**

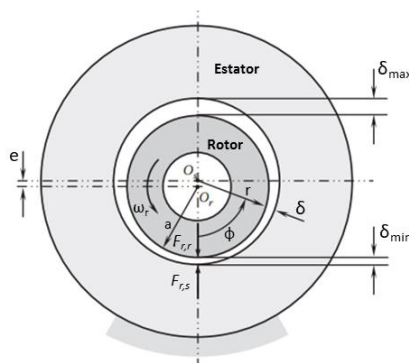
Como carregamento, adotou-se a força resultante radial para uma excentricidade rotor/estator de 10% o valor do entreferro ( $\delta(\phi)$ ), que é o espaço existente entre o diâmetro externo do rotor e o interno do estator, calculado por meio da aplicação das Eq. (1) e (2).

$$\vec{F} = \frac{1}{\delta(\phi)} \int_{S_{ag}} \left[ \frac{1}{\mu_0} B_r B_\phi \vec{e}_\phi + \frac{1}{2\mu_0} (B_r^2 - B_\phi^2) \vec{e}_r \right] dS \quad (1)$$

onde:

- $\delta(\phi)$  é o entreferro num dado ângulo  $\phi$ ;
- $S_{ag}$  é a área da seção transversal do entreferro;
- $\mu_0$  é a permeabilidade magnética do ar;
- $B_r$  e  $B_\phi$  são, respectivamente, os componentes radial e circunferencial da densidade do fluxo magnético;
- $\vec{e}_\phi$  e  $\vec{e}_r$  são, respectivamente, os vetores unitários nas direções circunferencial e radial.

$$\delta(\phi) = r_{estator} - e \cos \phi - \sqrt{e^2 (\cos^2 \phi - 1) + (r_{estator} - \delta_{médio})^2} \quad (2)$$



**Figura 13 - Corte de um conjunto rotor/estator excêntrico e sua variação causada no entreferro**

Fonte: (Tong, 2014).

Quando calculada, e distribuída pela área da face interna da geometria que representa o estator no modelo numérico, tal forças resulta uma pressão de  $1,222 \times 10^{-2}$  MPa. Então, tendo em vista a afirmação de Tong (2014) de que tais forças se distribuem de maneira harmônica pelo estator, sua aplicação se deu mediante a divisão do diâmetro interno do estator em 16 faces iguais, com arco de  $22,5^\circ$ , sendo a pressão aplicada com uma fase incremental de  $45^\circ$  entre cada seção subsequente.

Tal distribuição permite representar o efeito de ovalização do estator

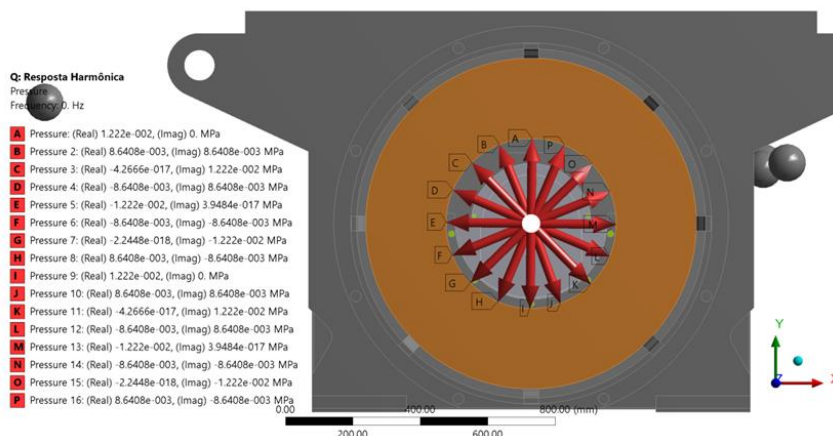


Figura 14 - Componentes de pressão eletromagnética com ação harmônica no estator

## 2.4 Resultados

Os valores de amplitude de vibração em velocidade nas direções X, Y e Z foram tomadas em nós específicos dos mancais. Para a direção dianteira do motor, os valores são ilustrados na Figura 15 para o motor sem sistema de isolamento (“Máq. Base”) e com o sistema (“Máq. Modif.”).

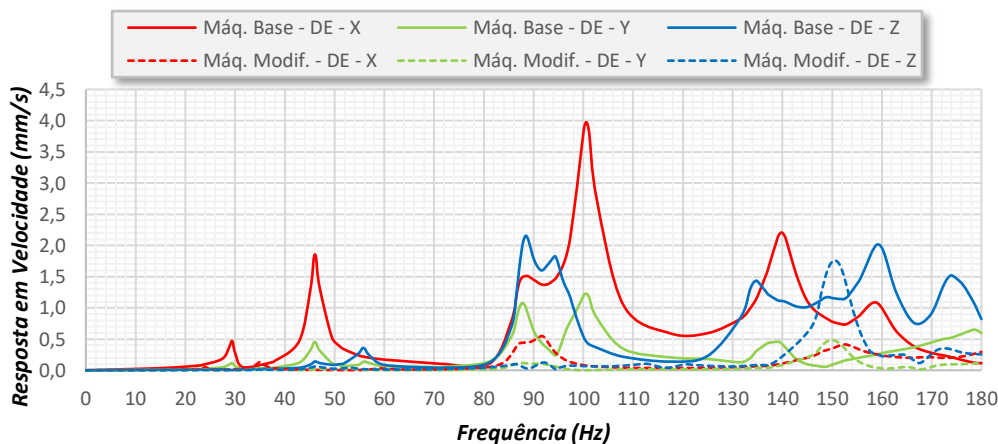
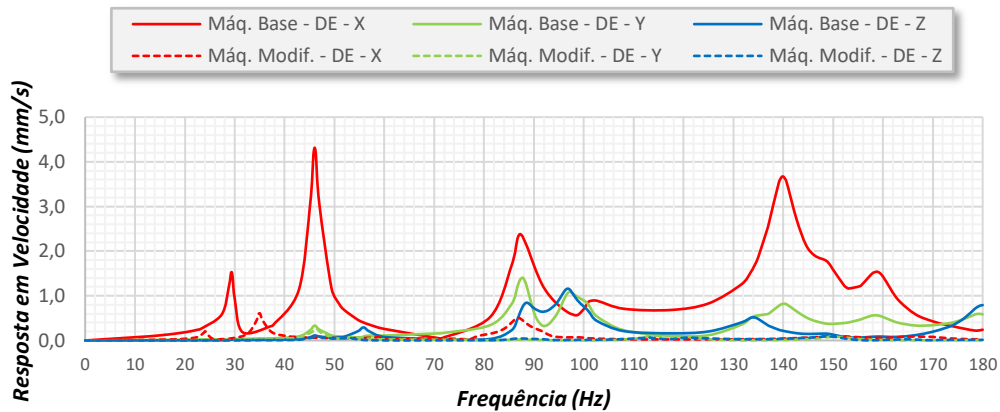


Figura 15 - Respostas em velocidade medidas no mancal do lado dianteiro

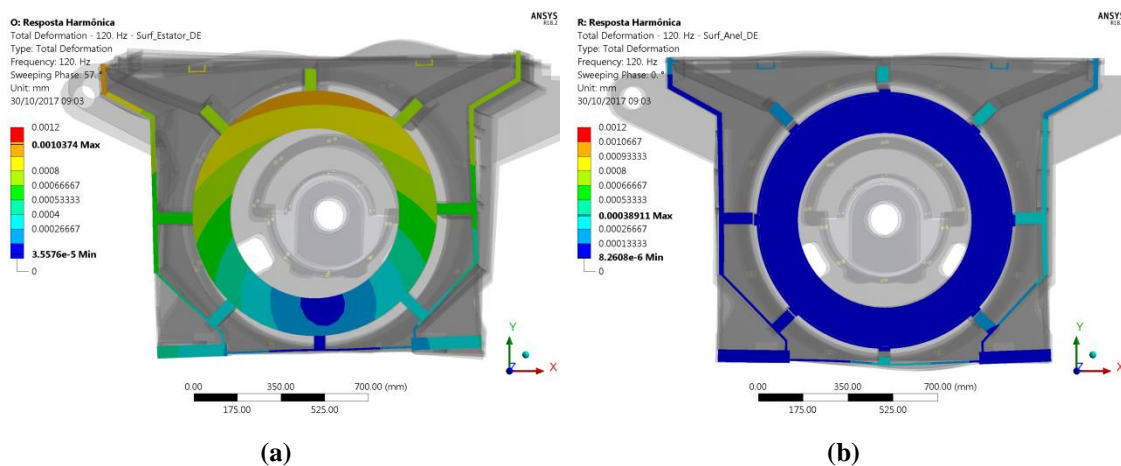
Nota-se uma redução significativa das amplitudes de vibração em todas as direções em praticamente todo o espectro estudado.

Segundo a patente N° EP0751604 (1996), e a teoria de isolamento mecânico, entretanto, era esperado que amplitude medida no estator (componente excitante) fosse igual para ambos os casos, o que não aconteceu. Mesmo com a mesma excitação, oriunda do desbalanceamento da força eletromagnética, o estator presente na carcaça isolado apresentou amplitude de vibração menor que quando acoplado à sem isolamento, como pode ser observado na Figura 16.



**Figura 16 - Respostas em velocidade medidas no lado dianteiro do estator**

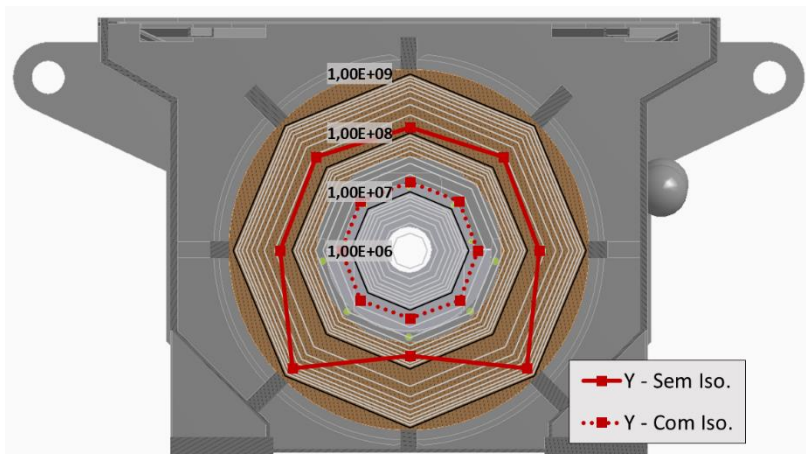
Quando se avaliam, na fase, as maiores amplitudes de vibração presentes para a frequência de excitação de 120 Hz, nota-se explicitamente este comportamento. O estator, por mais que possua a mesma excitação em seu diâmetro interno, responde de maneira muito menos significativa, conforme Figura 17.



**Figura 17 - Comparação das respostas em deslocamento para: (a) carcaça original e (b) com sistema de isolamento**

Este resultado levantou a suspeita de que outro fator, possivelmente atrelado à geometria da carcaça, tem grande influência sobre na vibração do motor. Esta hipótese pôde ser confirmada realizando-se uma avaliação dos valores de rigidez radial para os

suportes do estator. Esta análise mostra a existência de uma grande assimetria nos valores de rigidez destes suportes para a carcaça sem sistema de isolamento, sendo muito menor para a carcaça com isolamento, conforme Figura 18.



**Figura 18 - Valores de rigidez radial, em escala logarítmica, para os suportes do estator nos modelos com e sem isolamento**

Esta assimetria, para o caso sem isolamento, faz com que exista uma força resultante quando o estator, deformado pela força eletromagnética, age sobre dois suportes opostos em 180°. Esta resultante promove o movimento de todo o estator, que fica evidente na Figura 17a. Este fenômeno, não descrito por Tong (2014) e aqui chamado de bamboleio do estator, teve participação majoritária nos valores finais de amplitude de vibração deste motor e, por isso, a avaliação da eficiência do sistema de isolamento proposto fica prejudicada.

### 3 CONCLUSÕES

Após a seleção do método de flexibilização para realizar o controle dos níveis de vibração, seguindo as indicações das patentes pesquisadas, um modelo em elementos finitos foi gerado e calculado. Dele, obteve-se a informação de que, apesar de efetiva, a metodologia de flexibilização da carcaça não se comportou como esperado.

Identificou-se um fenômeno desconhecido pela literatura de apoio no qual, devido a assimetrias geométricas presentes na carcaça, o estator é empurrado contra a carcaça por uma força resultante, gerada pela combinação das forças eletromagnéticas desbalanceadas e valores de rigidez dos suportes assimétricos em demasia.

Devido a este fenômeno de bamboleio do estator, tornou-se impossível, para este caso, definir a eficiência do isolamento, uma vez que os efeitos de isolamento e de redução da excitação se confundem. Entretanto, é inegável que a flexibilização da carcaça, numericamente, trouxe benefícios ao equipamento, seja pela homogeneização das rigidezes, seja pelo fenômeno de isolamento.



---

## **AGRADECIMENTOS**

Ao autores gostariam de agradecer ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PGMEC, da Universidade Federal do Paraná e à WEG S.A. por fornecerem os subsídios e a oportunidade de desenvolver este trabalho.

## **REFERÊNCIAS**

- Finley, W. R., Howdowanec, M. M., & Holter, W. G., 2000. Diagnosing motor vibration problems. *Pulp and Paper Industry Technical Conference*, pp. 165-180.
- Kanzaki, H., Hattori, T., & Dousaka, A., 1996. *Patente N° EP0751604*.
- Tong, W., 2014. *Mechanical Design of Electric Motors*. CRC Press.
- Tsyarkin, M., 2013. Induction motor condition monitoring: Vibration analysis technique - a twice line frequency component as a diagnostic tool. *Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, pp. 117-124.