

FLUXO DE ENERGIA DO CONJUNTO MOTO-COMPRESSOR PARA A CARÇAÇA ATRAVÉS DA CAVIDADE DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO

Fabiano N. Diesel e Arcanjo Lenzi

Laboratório de Vibrações e Acústica

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina

Caixa Postal 476

CEP 88040-900 – Florianópolis – SC

e-mail diesel@emc.ufsc.br ; arcanjo@emc.ufsc.br.

Edmar Baars

Laboratório de Acústica

Empresa Brasileira de Compressores S/A – Embraco

Rua Rui Barbosa, 1020 – Joinville – SC

e-mail Edmar_Baars@embraco.com.br

Resumo. *Compressores herméticos usados em sistemas domésticos de refrigeração constituem-se nas principais fontes do ruído irradiado por estes sistemas. Internamente, o ruído é gerado por vários mecanismos, tais como as grandes e bruscas variações da pressão do gás no cilindro, causada pelo fluxo intermitente de gás admitido no cilindro.*

Este trabalho aborda a transmissão de energia vibratória do conjunto moto-compressor interno para a carcaça através da cavidade, preenchida com gás refrigerante. Modelos numéricos por elementos finitos analisam as contribuições da irradiação do conjunto interno.

Palavras-chaves: vibração, ruído, compressor hermético

1. INTRODUÇÃO

Com o aumento da concentração populacional em grandes centros, os espaços das moradias tem se reduzido de tal forma que qualquer fonte interna de ruído interfere significativamente no campo sonoro de todo o lar, causando desconforto e estresse às pessoas. Sendo assim, o mercado consumidor torna-se cada vez mais crítico, escolhendo produtos que venham a produzir o menor nível de ruído.

É o caso dos sistemas de refrigeração domésticos, entre eles estão os refrigeradores e freezers, que devem ser mantidos em funcionamento ao longo de todo o dia, e conseqüentemente, produzindo distúrbios sonoros, os quais são mais perceptíveis à noite, quando o nível de ruído externo é menor. Nestes, a principal fonte de ruído é o compressor hermético devido à irradiação direta e às vibrações transmitidas pela base e tubos de conexão. A Fig.1 mostra de forma esquemática o modelo de compressor em estudo.

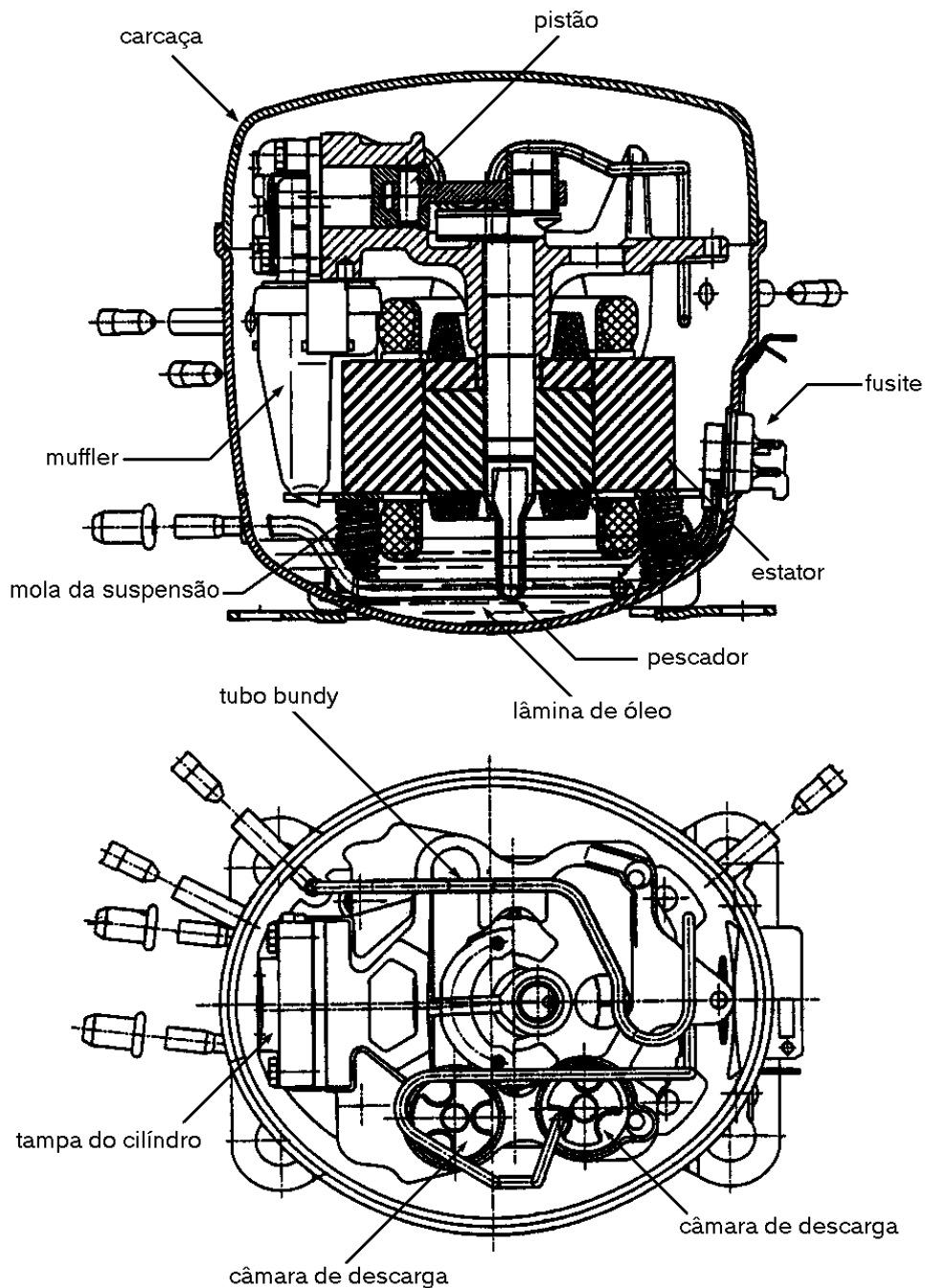


Figura 1 – Esquema de um compressor hermético

Segundo Roys & Soedel (1989), dentro do compressor hermético existe um grande número de fontes geradoras de ruído e vibração, sendo subdivididas em fontes do motor elétrico e do compressor propriamente dito. Entre estas pode-se citar a válvula de descarga que vibra durante a passagem do gás e, ao final da descarga, fecha-se bruscamente ocorrendo um impacto em seu assento.

As grandes variações de pressão no interior do cilindro e as inércias das partes móveis (pistão e biela) produzem vibrações no bloco moto-compressor, também denominado kit. Há,

ainda, irradiação do muffler (filtro acústico) de sucção no qual a pulsação do gás, intermitência do fluxo, é causada pela abertura da válvula de sucção.

A energia vibratória gerada por todas estas fontes se dispersa através da base do compressor e dos tubos de conexão e também por irradiação direta que ocorre devido às deformações da carcaça, sendo que esta energia chega à carcaça via estrutural, e via cavidade. Define-se cavidade como sendo o espaço ocupado pelo gás refrigerante retido no interior do compressor hermético.

Este trabalho tem como objetivo determinar a importância da cavidade como caminho de transmissão da energia, através de modelos numéricos por elementos finitos.

2. MODELOS NUMÉRICOS

Os modelos numéricos foram realizados utilizando-se o método de elementos finitos, FEM, e para tal foi escolhido o software comercial MSC/NASTRAN 70.5. Os elementos utilizados fazem parte de sua biblioteca, User's Guide (Caffrey & Lee, 1994, Blakely, 1993, Herting, 1997 e MSC, 1996).

2.1. Modelo da carcaça

A carcaça é talvez o componente de maior influência pelo fato de ser o irradiador final do ruído para o ambiente. Estudos conduzidos por Saito *et al.* (1980) indicaram a importância da otimização da forma geométrica e dos raios de curvatura, de tal forma que a potência sonora foi reduzida em 6dB com as mesmas excitações internas ao mesmo tempo que a espessura pôde ser reduzida em 1mm. Este trabalho, entretanto, não aborda os aspectos de modificações estruturais como meios de redução do ruído.

A carcaça foi modelada com dados geométricos os mais exatos possível, sendo gerada uma malha com 3374 elementos e 1689 nós. Os elementos utilizados foram CTRIA3, com 3 nós por elemento e 5 graus de liberdade por nó (translações nas 3 direções e rotações fora do plano do elemento).

Os dados de entrada no modelo numérico da carcaça são: material (aço), densidade de massa, ρ_a (7800kg/m³), módulo de Poisson ($\nu = 0,3$) e módulo de elasticidade, E (200GPa).

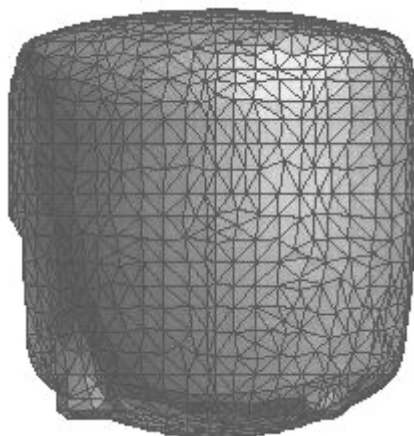


Figura 2 – Malha da carcaça

Para se determinar o amortecimento modal da carcaça, foi medida a resposta pontual (aceleração) da mesma mediante uma excitação impulsiva, de acordo com a Fig. 3. A Fig. 4

mostra um exemplo da comparação entre as respostas frequência obtidas numericamente e experimentalmente em um ponto da carcaça.

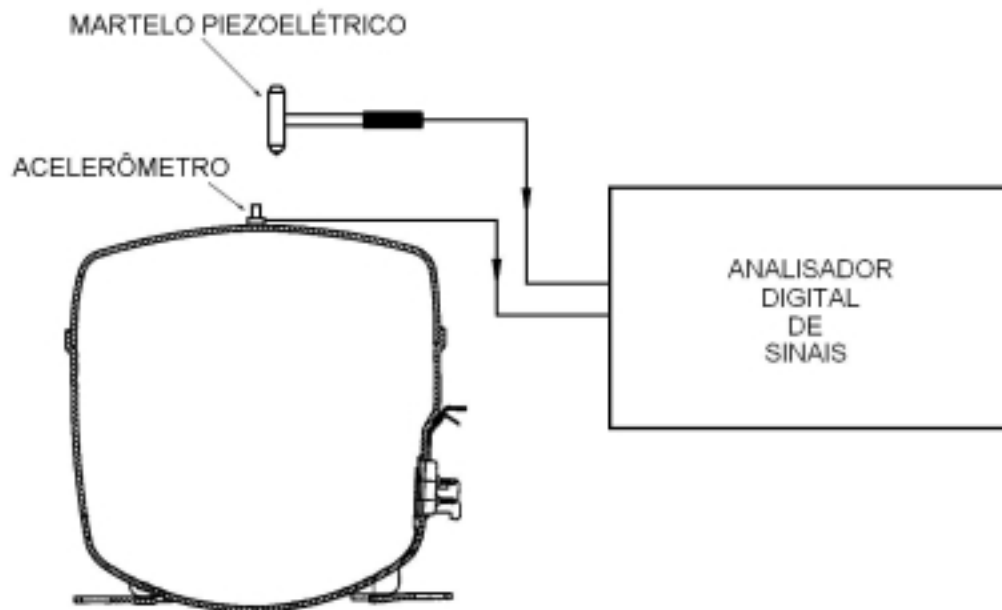


Figura 3 – Diagrama do experimento usado para a determinação das respostas em frequência da carcaça.

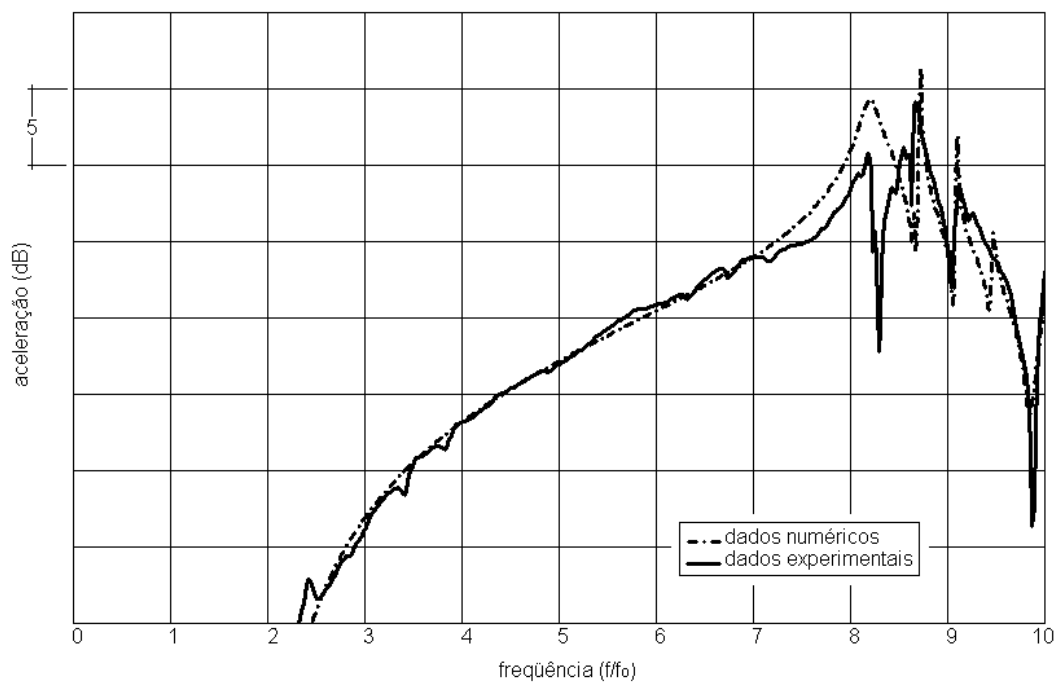


Figura 4 – Comparação entre respostas em frequência experimental e numérica da carcaça, f_0 representa o primeiro modo acústico da cavidade.

2.2. Modelo da cavidade

Sangoi (1983) fez uma análise matemática do campo sonoro no interior da cavidade, considerando a carcaça como uma esfera perfeita e o kit como uma esfera pulsante concêntrica à carcaça, verificando níveis elevados. Concluiu que este é, provavelmente, um caminho importante de transmissão da energia de excitação gerada no interior do conjunto moto-compressor para a carcaça.

A cavidade foi modelada com elementos de fluido, CTETRA, os quais possuem 4 nós por elementos e um grau de liberdade por nó (apenas a pressão) totalizando 21136 elementos e 5419 nós. A Fig. 5 mostra a malha da cavidade em corte. Os dados de entrada foram a densidade de massa do gás, a velocidade de propagação da onda sonora no gás (c_g) e o amortecimento modal.

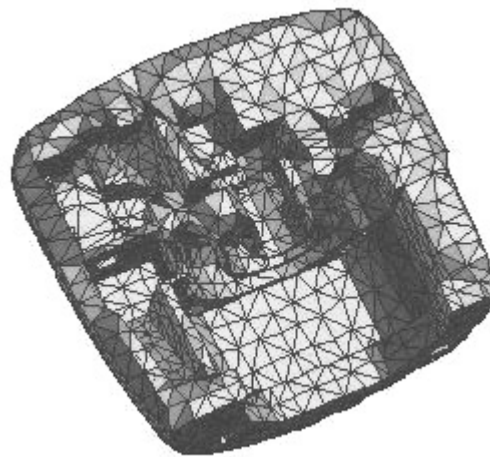


Figura 5 – Malha da cavidade em corte

2.3. Modelo do kit

O kit é formado por um motor elétrico e uma peça de ferro fundido aparafusado sobre este. Nesta peça, que por simplicidade aqui será denominada de bloco, localiza-se o cilindro do compressor propriamente dito e as câmaras de descarga. Identifica-se, ainda, a tampa do cilindro e o muffler de sucção complementando o kit.

Um modelo numérico deste, Fig. 6, foi implementado visando que se constitua numa fonte de ruído devido à irradiação da sua superfície. Sendo assim, o kit foi modelado como uma casca, utilizando-se elementos de placa triangulares, 5539 elementos CTRIA3 com 2783 nós. Durante o funcionamento normal do compressor foi medida a aceleração normal à superfície em 19 pontos. Estas acelerações foram introduzidas no modelo numérico e extrapoladas para os demais pontos utilizando-se elementos de interpolação linear, RBE3.

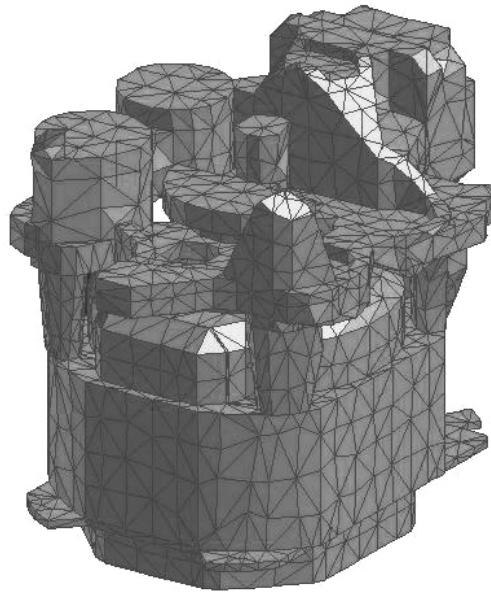


Figura 6 – Malha do kit

2.4. Validação do modelo

A validação do modelo da carcaça, foi efetivada com o experimento realizado para se determinar os amortecimentos modais, como se pode verificar na Fig. 4. De forma análoga, fez-se a validação do modelo numérico da cavidade. Foi obtida uma função de resposta em frequência da pressão em um ponto da cavidade à uma excitação em outro ponto da mesma, conforme a Fig. 7. A Fig. 8 mostra a comparação entre os resultados numéricos e experimentais.

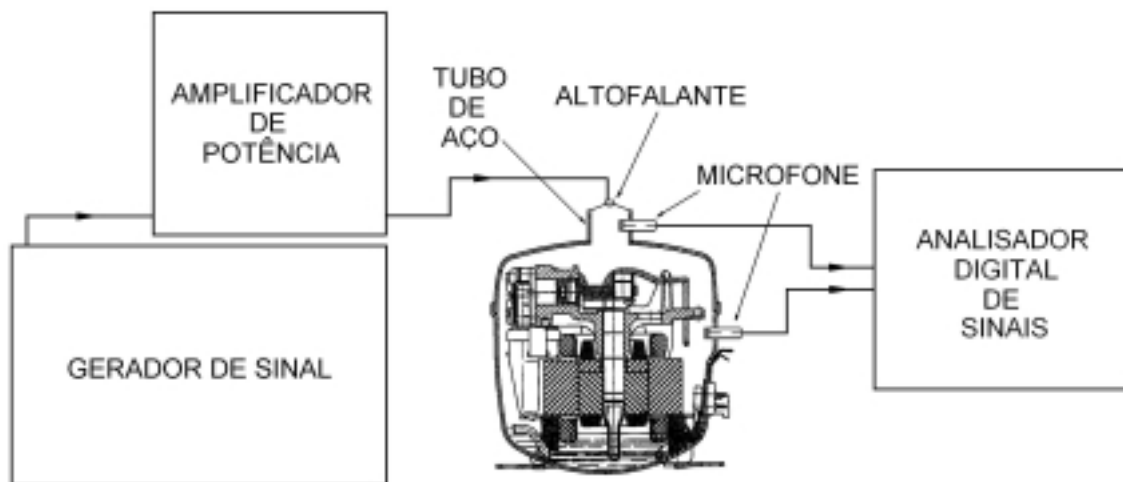


Figura 3 – Esquema utilizado no experimento de determinação das respostas em frequência da cavidade.

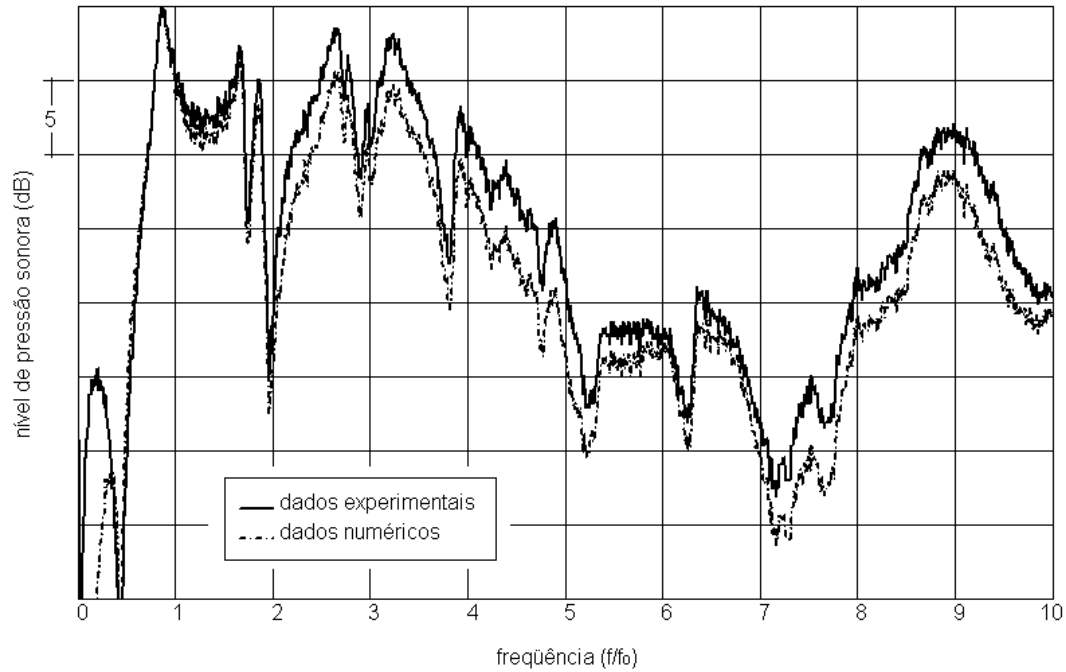


Figura 8 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da cavidade, f_0 representa a frequência do primeiro modo acústico.

3. ANÁLISES

As Fig. 9 e 10 mostram as distribuições espaciais da pressão sonora referentes aos quatro primeiros modos acústicos da cavidade, conforme modelo mostrado na Fig. 5. Observa-se nestes primeiros modos que as regiões de pressões máximas e mínimas estão bastante afastadas entre si. Nos espaços compreendidos entre as regiões, o fluido se desloca obedecendo ao perfil da velocidade de partícula. As várias reentrâncias e a forma irregular do kit, oferecem restrições ao deslocamento do fluido, principalmente nos primeiros modos, proporcionando um maior amortecimento acústico nas baixas frequências. Esta tendência de comportamento foi também observada experimentalmente.

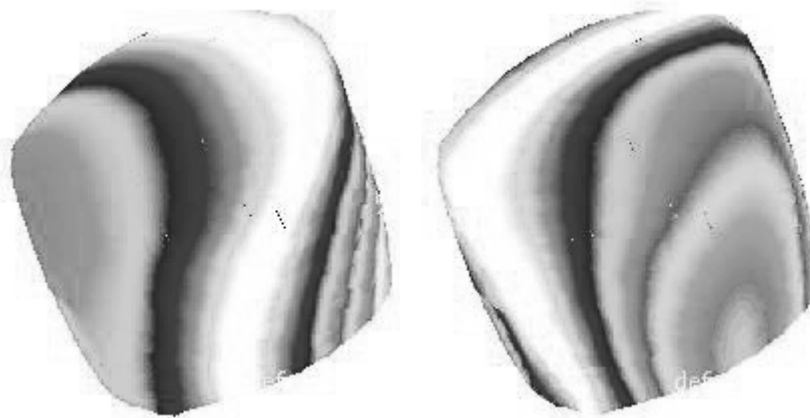


Figura 9 – Primeiro e segundo modos acústicos da cavidade.

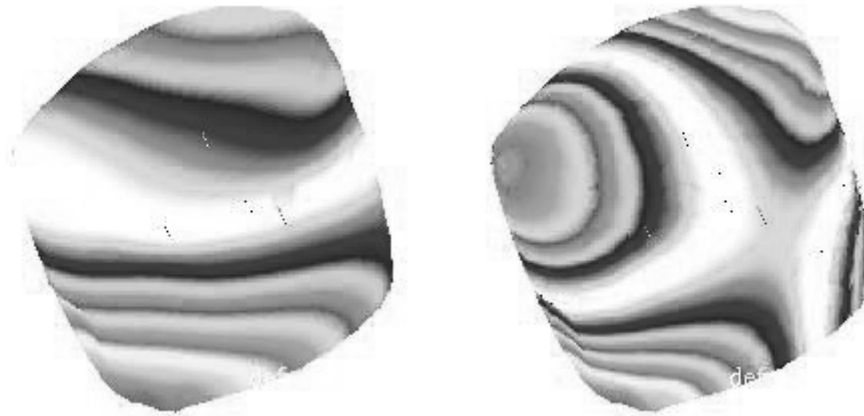


Figura 10 – Terceiro e quarto modos acústicos da cavidade.

A Fig. 11 mostra uma comparação entre os níveis de vibração da carcaça calculados utilizando como fonte de excitação da cavidade a pulsação do gás na entrada do muffler de sucção ou a irradiação da superfície do kit, ambos determinados experimentalmente e usados como dados de entrada. Estes níveis foram obtidos através do cálculo da média espacial e temporal da velocidade, normal à superfície, induzida na carcaça de acordo com as fontes consideradas neste estudo.

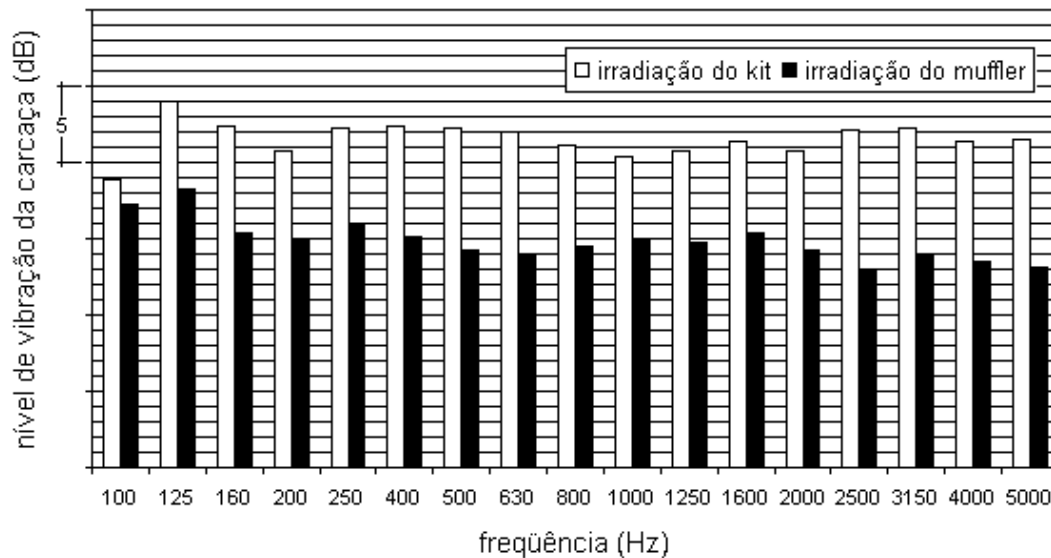


Figura 11 – Comparação entre os níveis de vibração da carcaça excitada através da irradiação do kit e do muffler.

Observa-se a grande contribuição irradiada da superfície do kit para a excitação acústica da cavidade. Esta, por sua vez, excita a carcaça. Verifica-se, ainda, que a pulsação do gás na entrada do muffler tem maior influência nas menores frequências. Esta fonte de energia vibratória pode ter seus efeitos amenizados através do posicionamento da entrada do muffler de sucção em um plano nodal (Pan & Jones, 1999).

4. CONCLUSÕES

O modelo numérico permite quantificar a contribuição das irradiações para a energia vibratória da carcaça. Observa-se a grande contribuição do kit, que sua vez é fortemente excitado pelos esforços internos gerados durante o processo de compressão do gás

REFERÊNCIAS

- Roys, B. & Soedel, W., 1989, On the Acoustics of Small High-Speed Compressor: A Review and Discussion, *Noise Control Engineering Journal*, January – February, pp 25-34.
- Caffrey, F. P. & Lee, J. M., 1994, *MSC/Nastran Linear Static Analysis, User's Guide*.
- Blakely, K., 1993, *MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis, User's Guide*.
- Herting, D. N., 1997, *MSC/Nastran Advanced Dynamic Analysis, User's Guide*.
- The MacNeal-Schwendler Corporation, 1996, *Fluid-Structure Analysis using MSC/Nastran*.
- Saito, F. & Okubo, N., 1980, Noise reduction of hermetic compressor, *Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference*, pp 235-242.
- Sangoi, R., 1983, Estudo de identificação de fontes de ruído e vibrações em um compressor hermético, *Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil*.
- Pan, F. & Jones, J. D., 1999, Gas Path Sound Transmission in Spherically-Shaped Reciprocating Compressors: Theory and Experiment, *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 121, pp. 8-17.

ENERGY FLOW ANALYSIS FROM MOTOR PUMP ASSEMBLY TO THE CASING OF A HERMETIC COMPRESSOR THROUGH THE CAVITY

Abstract. *Hermetic compressors as usually used in domestic refrigeration systems are responsible for most of the noise radiated by such systems. There are several internal mechanisms of noise generation, such as the large and rapid gas pressure variations in the cylinder, caused by the intermittent gas flow admitted to the cylinder.*

This work deals with the vibration energy transmission from the internal motor pump assembly to the casing through the cavity, filled with gas. Numerical analyses based on Finite Elements models indicate the relative importance of the assembly vibrations to the overall noise radiated.

Key-words: vibration, noise, hermetic compressor