

# Análise de um novo material polimérico para uso em tubo de descarga de compressores herméticos

Martins, P. V. R.\*; Lenzi, A.†

\* Laboratório de Vibrações e Acústica, UFSC, Florianópolis, SC, paulo.victor@lva.ufsc.br

† Laboratório de Vibrações e Acústica, UFSC, Florianópolis, SC, arcanjo.lenzi@ufsc.br

## Resumo

Este trabalho foca na determinação das propriedades de um novo material polimérico para ser usado em tubo de descarga de compressores herméticos. Portanto, o módulo de elasticidade e fator de perda foram determinados experimentalmente. O módulo de elasticidade foi obtido através do método de ajuste de modelo e o fator de perda através da banda de meia potência. O ajuste de modelo baseou-se na frequência natural de uma viga engastada-livre segundo a teoria de Timoshenko. Também, detalhou-se a forma de como os experimentos foram executados para obter as curvas de resposta em frequência das amostras poliméricas. Observou-se que o material possui pouca variação do módulo de elasticidade com a frequência, com valores médios próximos a 0,7 GPa. Obteve-se um fator de perda constante, com valor em torno de 0,03. Depois, estas propriedades foram usadas como parâmetros de entrada para um modelo de elementos finitos, que permitiu calcular o fluxo de potência vibratória do tubo feito com o novo material. Finalmente, estes resultados foram comparados com o fluxo de energia de um tubo de descarga típico, feito com aço cobreado. Verificou-se uma atenuação média de aproximadamente 16 dB na faixa de frequência até 5 kHz, com o novo material.

**Palavras-chave:** fluxo de potência, compressor, tubo de descarga, polimérico.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$E$  = módulo de Young, Pa

$F_i$  = força complexa no ponto "i", N

$f_n$  = frequência natural, Hz

$G$  = módulo de cisalhamento, Pa

$I = 2^\circ$  momento de inércia,  $m^4$

$L$  = comprimento da viga, m

$M_i$  = momento complexo no ponto "i", N.m

$n$  = ordem do modo de vibração

$r$  = raio interno da seção transversal, m

$R$  = raio externo da seção transversal, m

$S$  = área da seção transversal,  $m^2$

$\dot{u}_i$  = velocidade complexa no ponto "i", m/s

$W_i$  = potência no ponto "i", W

## Símbolos Gregos

$\Delta f_n$  = banda de meia potência, Hz

$\eta$  = fator de perda ( $2\xi$ ), adimensional

$\dot{\theta}$  = velocidade angular complexa no ponto "i", rad/s

$\kappa'$  = coeficiente de cisalhamento, adimensional

$\nu$  = coeficiente de Poisson, adimensional

$\rho$  = densidade,  $kg/m^3$

$\omega_n$  = frequência angular natural, rad/s

## Sub-escritos

$i$  = ponto de medição

$x, y$  e  $z$  = direção de medição

## 1. INTRODUÇÃO

O compressor hermético alternativo possui um motor elétrico e uma unidade compressora montada no mesmo eixo, instalados dentro de uma carcaça feita de aço cobreado composta por uma base e uma tampa soldadas hermeticamente. O comportamento dinâmico do conjunto "motor-unidade compressora", quando em condições de operação, excita a carcaça através de caminhos típicos de propagação, como as molas que atuam como suspensão do conjunto, e o tubo de descarga que conduz o gás a alta pressão para o sistema de refrigeração. Esta é uma descrição básica dos mecanismos de produção e transmissão de potência vibratória de um compressor (HENKLEIN, 2006).

A unidade compressora consiste numa estrutura de fixação denominada "bloco" sobre a qual todo o sistema de motor, biela, manivela e pistão são montados. Esta composição possui efeitos de desbalanceamento característicos que geram uma quantidade considerável de vibração. Desta vibração, parte é transmitida para a carcaça através dos caminhos de propagação, e parte é perdida através de amortecimento inerente dos materiais. Toda energia de vibração transmitida pelos mecanismos está sujeita a tornar-se ruído ao excitar uma estrutura com alta eficiência de radiação, como é o caso da carcaça e das paredes do dispositivo de refrigeração ao qual o compressor está acoplado. Portanto, buscar diminuir a transmissão de energia dos mecanismos de propagação é uma técnica eficaz para diminuir o ruído do conjunto. O tubo de descarga, por sua vez, é particularmente importante por suas características peculiares, como ser capaz de suportar pressões de até 13 bar e temperaturas da ordem de 120°C (SILVA, 2004).

Portanto, deseja-se reduzir a potência total que se propaga através do tubo de descarga utilizando um material diferente do aço cobreado (tipicamente chamado de "Bundy"). Um ótimo candidato, e também objeto do estudo deste trabalho, é um material polimérico baseado em politetrafluoretileno. Este possui alto amortecimento viscoso e histerético, adequado para reduzir níveis de energia vibratória.

Este trabalho foi motivado pela possibilidade de melhorar compressores usados em sistemas de refrigeração, para alcançar níveis mais baixos de ruído radiado, melhorando a experiência de consumidores que adquirem produtos com essas características.

## 2. MODELOS UTILIZADOS

O trabalho lida com um tipo diferente de material, portanto é necessário garantir que as propriedades mecânicas usadas nas simulações numéricas sejam representativas. Portanto, o artigo baseia-se em duas formulações principais para determinar as propriedades mecânicas do polímero: a teoria de vigas de Timoshenko para

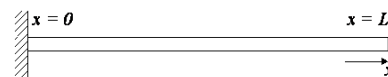
ajustar o módulo de elasticidade, e o método da banda de meia potência para determinar o fator de perda. Depois, calcula-se o fluxo de potência vibratória para respostas de tubos de descarga feitos com o aço cobreado e material polimérico. Estes resultados são comparados para analisar o desempenho do polímero do ponto de vista vibratório.

### 2.1 Teoria de viga de Timoshenko

Na teoria de vigas de Timoshenko, em que consideram-se os efeitos de inércia rotatória e deformação por cisalhamento, as frequências naturais para uma configuração engastada-livre de um movimento vibratório transversal (Figura 1) são dadas por:

$$\omega_n = \frac{\pi^2 (n - \frac{1}{2})^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \dots \left[ 1 - \frac{1}{2} \frac{I\pi^2 (n - \frac{1}{2})^2}{SL^2} \left( 1 + \frac{E}{\kappa'G} \right) \right], \quad (1)$$

no qual  $n$  é a ordem do modo de vibração,  $L$  é o comprimento total da viga,  $E$  é o módulo de elasticidade,  $I$  é o momento de inércia de área,  $\rho$  é a massa por unidade de volume,  $S$  é a área da seção transversal, e o módulo de cisalhamento  $G$  é dado por  $E/2(\nu + 1)$  e  $\kappa'$  é o coeficiente de cisalhamento efetivo (TIMOSHENKO; YOUNG; WEAVER, 1974).



**Figura 1:** Esquema de uma viga engastada-livre.

Para esta aplicação, o coeficiente de cisalhamento efetivo  $\kappa'$  foi usado para uma seção tubular, e pode ser escrito na forma:

$$\kappa' = \frac{6(r^2 + R^2)^2(1 + \nu)^2}{D}, \quad (2)$$

com  $D$  dado na forma

$$D = 7r^4 + 34r^2 + R^4 + \dots \\ v(12r^4 + 48r^2 + R^2 + 12R^4) + \dots \quad (3) \\ v^2(4r^4 + 16r^2 + R^2 + 4R^4)$$

sendo que  $r$  é o raio interno do tubo,  $R$  o raio externo e  $v$  o coeficiente de Poisson. Então, a Equação 1 foi usada para ajustar o módulo de elasticidade  $E$ , com relação às frequências naturais obtidas através das curvas experimentais.

## 2.2 Método da banda de meia potência

O método usado para determinação do fator de perda  $\eta$  foi o da banda de meia potência, que analisa regiões dos picos de ressonância em funções resposta em frequência experimentais. O método consiste em encontrar as frequências na banda de 3dB abaixo do pico (metade da potência de ressonância), e calcular a razão entre estas frequências e a frequência natural:

$$\eta(f) = 2\xi = \frac{\Delta f_n}{f_n}, \quad (4)$$

no qual  $\Delta f_n$  é a banda de meia potência do  $n$ -ésimo modo de vibração e  $f_n$  é a frequência central, ou de ressonância, deste mesmo modo (OLMOS; ROESSET, 2010).

Optou-se por usar o fator de perda na forma de  $\eta = 2\xi$  para que fosse mais fácil utilizar no software comercial ANSYS nas análises seguintes.

Utilizou-se um critério próprio de avaliação para as funções resposta em frequência experimentais, cuja função coerência deveria ser maior que 70%.

## 2.3 Fluxo de potência vibratória

O fluxo de potência vibratória representa a quantidade de trabalho realizada ou energia inserida no sistema mecânico, importante para comparar diferentes mecanismos de propagação entre componentes do sistema. Esta seção é baseada nos trabalhos de (GOUVEIA, 2003), (BAARS, 1996) e (STAUB, 2013).

Considera-se uma excitação harmônica na forma de força aplicada num ponto "i" de um

sistema mecânico, dada por  $F_i$ , que causa uma velocidade instantânea  $\dot{u}_i$  no mesmo ponto. Essa excitação transmite uma potência  $W_i$  que pode ser escrita como:

$$W_i = \frac{1}{2} \text{Re}\{F_i \dot{u}_i^*\}, \quad (5)$$

sendo que o operador  $()^*$  representa o complexo conjugado.

De maneira similar, se a excitação é dada por um momento  $M_i$ , e a resposta em função de velocidade angular  $\dot{\theta}_i$ , então a potência  $W_i$  é dada por:

$$W_i = \frac{1}{2} \text{Re}\{M_i \dot{\theta}_i^*\}. \quad (6)$$

Sabe-se que os carregamentos são divididos em forças e momentos nas direções x, y e z, de forma que a potência total do ponto "i" é dada por:

$$W_i = \frac{1}{2} [\text{Re}\{F_{xi} \dot{u}_{xi}^*\} + \text{Re}\{F_{yi} \dot{u}_{yi}^*\} + \dots \\ + \text{Re}\{M_{zi} \dot{\theta}_{zi}^*\}] \quad (7)$$

A Equação 7 será usada posteriormente para calcular o fluxo de potência vibratória da unidade compressora até a carcaça através do tubo de descarga, com forças e velocidades obtidas através do método de elementos finitos usando uma análise harmônica. O ponto de interesse é a interseção entre o tubo e a carcaça, onde forças, momentos e velocidades linear e angular serão calculadas apenas em nós e elementos comuns aos dois componentes.

## 3. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS

### 3.1 Descrição do experimento

As funções resposta em frequência obtidas experimentalmente são usadas para determinar o módulo de elasticidade  $E$  a partir das frequências de ressonância, e o fator de perda  $\eta$  a partir da banda de meia potência, enquanto outras

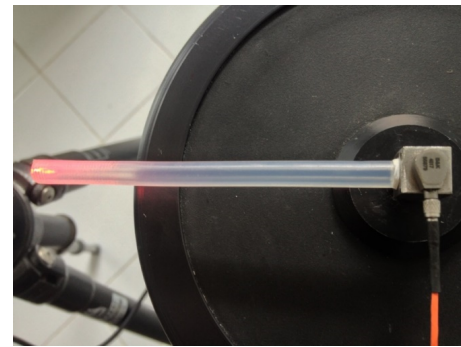
propriedades mecânicas são obtidas da literatura, sendo o coeficiente de Poisson  $\nu = 0,45$ , densidade  $\rho = 2175 \text{ kg/m}^3$  e módulo de cisalhamento calculado a partir de  $G = E/2(\nu + 1)$ . Os corpos de prova são tubulares, com comprimentos de 85,65 mm e 139,51 mm, ambos com 6 mm de diâmetro externo e espessura de parede de 1,5 mm (Figura 2).



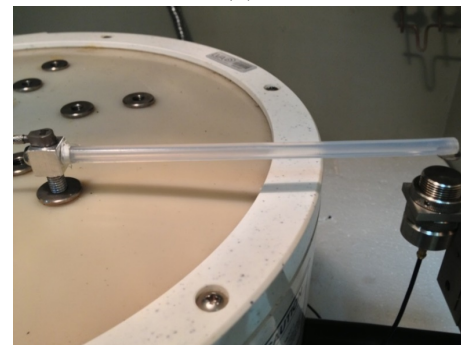
**Figura 2:** Corpos de prova e detalhe da peça de fixação

Inicialmente, os corpos de prova foram testados à temperatura ambiente (cerca de  $23^\circ\text{C}$ ) e depois foram submetidos a uma variação controlada de temperatura, de  $0^\circ\text{C}$  a  $50^\circ\text{C}$ , com passos de  $5^\circ\text{C}$ . Sem variação da temperatura, a faixa de frequência medida foi de 10 Hz a 5000 Hz com uma resolução digital de aproximadamente 0,78 Hz. Já nos testes com variação de temperatura, a faixa foi de 10 Hz a 2000 Hz com resolução de aprox. 0,31 Hz, devido às limitações do transdutor. A Figura 3(a) mostra a montagem do experimento à temperatura ambiente, e (b) com variação de temperatura.

À temperatura ambiente, os corpos de prova foram excitados com ruído branco por um excitador eletromecânico. A vibração na extremidade excitada, cuja peça de fixação é acoplada ao excitador, foi medida usando um acelerômetro (B&K 4517, massa de 5 g) como sinal de referência, e a resposta na extremidade livre foi obtida com um vibrômetro a laser (Ometron VH-1000-D). Com variação da temperatura, por causa do diâmetro do excitador e da limitação da instrumentação, apenas o corpo de prova com 139,51 mm de comprimento foi medido. O mesmo acelerômetro foi utilizado como referência, porém, na extremidade livre foi utilizado um transdutor magnético (B&K Type MM 0002) ao invés do vibrômetro laser (Figura 3(b)).



(a)



(b)

**Figura 3:** Montagem dos experimentos para medir funções resposta em frequência: (a) a temperatura ambiente, (b) com variação de temperatura.

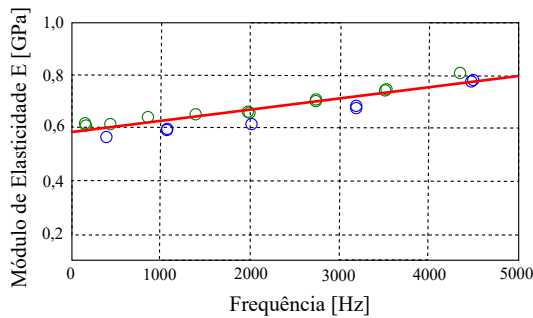
Depois, com os espectros de resposta e referência, pode-se obter as funções de resposta em frequência. Por se tratar de uma estrutura simples, os resultados mostram-se na forma de picos bem espaçados, adequados para serem usados nos métodos de determinação das propriedades citados anteriormente.

### 3.2 Resultados à temperatura ambiente

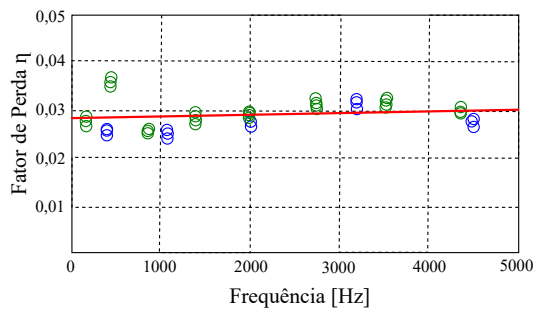
As medições de resposta em frequência para cada corpo de prova foram repetidas pelo menos três vezes para verificar repetibilidade e consistência dos resultados.

Resultados para módulo de elasticidade e fator de perda são mostrados nas Figuras 4 e 5 respectivamente. Valores de fator de perda obtidos para todos os modos considerados coerentes oscilam entre 0,025 e 0,031. Nota-se um comportamento levemente crescente com a frequência. Entretanto, essa variação é tão pequena que

pode ser desprezada.



**Figura 4:** Módulos de elasticidade  $E$  ajustados modo-a-modo através da teoria de vigas Timoshenko. Corpos de prova de 139,51 mm de comprimento em verde e 86,65 mm em azul. Linha média (vermelha) obtida através de regressão linear.



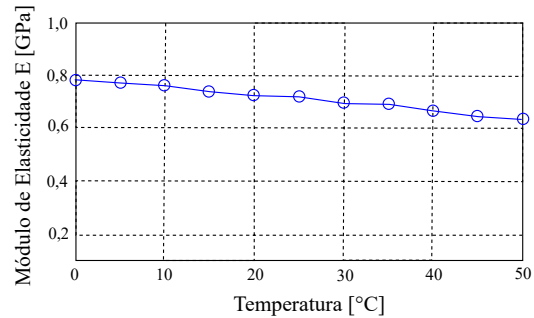
**Figura 5:** Fatores de perda  $\eta$  obtidos por meio do método de banda de meia potência. Corpos de prova de 139,51 mm de comprimento em verde e 86,65 mm em azul. Linha média (vermelha) obtida através de regressão linear.

### 3.3 Propriedades mecânicas com variação da temperatura

Utilizando a mesma metodologia para a determinação das propriedades mecânicas descritas anteriormente, porém agora com a montagem do experimento dentro de uma câmara térmica, pôde-se obter o módulo de elasticidade  $E$  e o fator de perda  $\eta$  como funções de temperatura. Entretanto, para frequências acima de 2000 Hz a coerência mostrou-se abaixo do critério de avaliação, *i.e.*, estava abaixo de 70% por causa

das novas limitações de montagem com o transdutor magnético. Outra pequena diferença da simulação anterior também foi a adição de um pequeno disco de metal, com massa desprezável, acoplado à extremidade livre do tubo para que o transdutor magnético pudesse capturar a vibração da estrutura (Figura 3(b)).

Em todas as funções resposta em frequência foram observados pelo menos quatro modos de flexão bem definidos, permitindo criar um gráfico de dispersão com 200 pontos para o módulo de elasticidade e fator de perda. Depois, uma média dos módulos de elasticidade de cada modo foi calculada para gerar o gráfico da Figura 6:



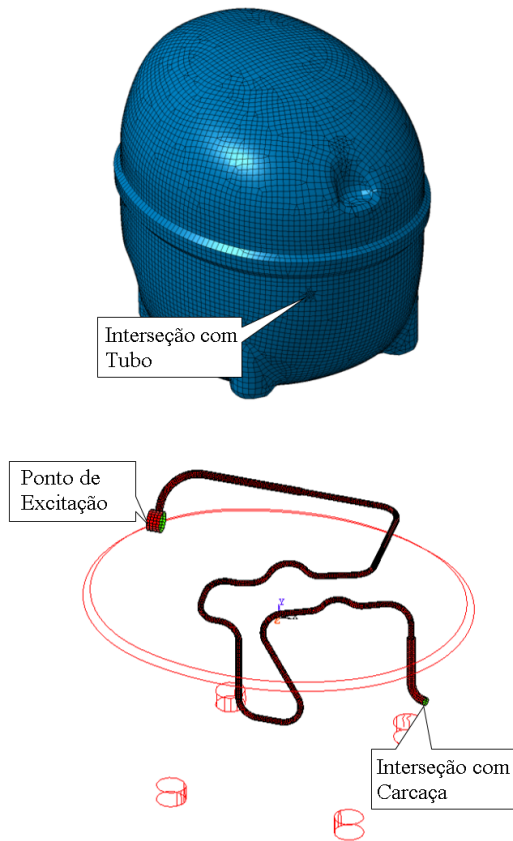
**Figura 6:** Variação média do módulo de elasticidade  $E$  em função da temperatura.

Os resultados de fator de perda não são mostrados aqui por sua variação em função da temperatura ser muito pequena. Os valores permaneceram entre 0,025 e 0,030, portanto nas simulações a seguir considerou-se um fator de perda constante com a temperatura com amplitude de 0,030.

### 4. ANÁLISE DO FLUXO DE POTÊNCIA VIBRACIONAL

A metodologia desta seção baseou-se no software comercial ANSYS v.13 para auxiliar nas simulações de elementos finitos, para obter valores de esforços e deslocamentos na interseção tubo-carcaça. Estes valores foram usados na Equação 7 apresentada na Seção 2.3. Foram utilizadas geometrias típicas da carcaça de um compressor hermético e tubo de descarga,





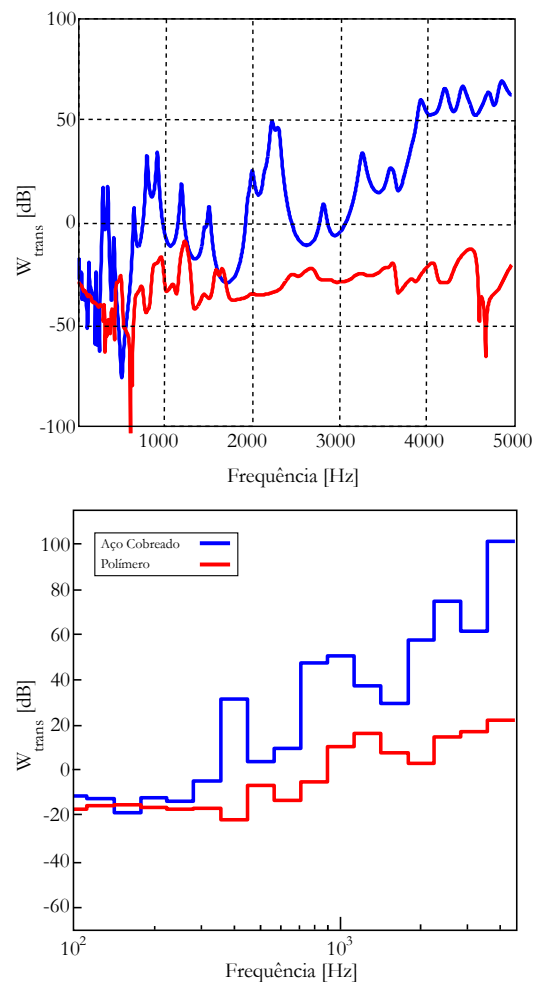
**Figura 7:** Modelos de elementos finitos da carcaça de um compressor típico e do tubo de descarga.

cuja malha foi feita com elementos tipo casca (SHELL181 na biblioteca do software), composto por 4 nós principais e 6 graus de liberdade por nó, com translações em x, y e z e rotações também nas três direções (ANSYS, INC., 2009).

As simulações consistiram numa análise harmônica, resolvendo a equação  $-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K] = [F]$  para cada frequência  $\omega$ , de 10 Hz até 5000 Hz. O tubo foi excitado com deslocamento unitário em todas as 3 translações simultaneamente, no ponto de excitação (Figura 7), e foi aplicada uma pressão interna hidrostática de 13 bar. Então, as respostas de força e deslocamento foram lidas do ponto de interseção tubo-carcaça, e os deslocamentos foram derivados em velocidades para calcular os fluxos de potência.

As propriedades mecânicas e geométricas (es-

pessura) do tubo utilizadas nestas simulações foram as mesmas mostradas anteriormente para o material polimérico como: módulo de elasticidade dependente da frequência  $E(\omega)$ , variando entre 0,6 a 0,8 GPa, o fator de perda constante de  $\eta = 0,03$ , densidade  $\rho = 2175 \text{ kg/m}^3$ , coeficiente de Poisson  $\nu = 0,45$  e espessura de 1,5 mm. Depois, os resultados foram comparados com o tubo típico, feito de aço cobreado, cujas propriedades são um módulo constante  $E = 195 \text{ GPa}$ ,  $\eta = 0,01$ ,  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ ,  $\nu = 0,3$  e espessura de 0,52 mm. Ambos os resultados podem ser observados na Figura 8.



**Figura 8:** Fluxo de potência para tubos de descarga feitos com aço cobreado (bundy) e material polimérico com pressão interna de 13 bar, em banda estreita (sup.) e em banda de terço de oitava (inf.).

Observando a Figura 8, percebe-se uma região

de alta atenuação do fluxo de energia ao usar um material polimérico. Também nota-se que nas altas frequências, próximas às ressonâncias da carcaça (acima de 3000 Hz), há a maior atenuação por conta da mudança do material. Nas baixas frequências (abaixo de 1500 Hz), percebe-se um acúmulo de picos em ambos os casos de materiais, e certa similaridade entre as frequências nas quais estes picos ocorrem, porém as amplitudes do polímero mostram-se sempre mais baixas que a do metal conforme esperado.

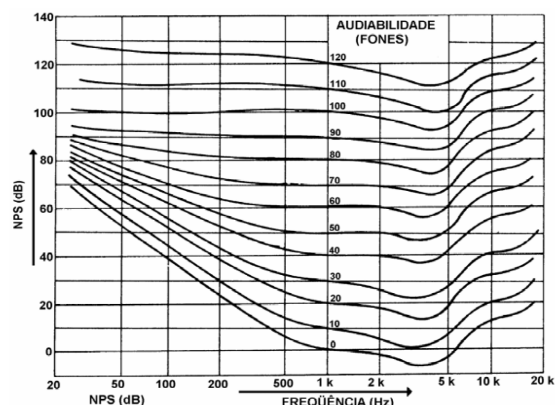
## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho investigou o uso de material polimérico na confecção de um tubo de descarga para um compressor hermético típico. O módulo de elasticidade deste novo material foi determinado usando corpos de prova poliméricos em formato tubular com comprimentos de 139,51 mm e 86,65 mm, 6 mm de diâmetro externo e 1,5 mm de espessura, ajustando um modelo de viga Timoshenko, numa faixa de frequência de 10 Hz a 5000 Hz à temperatura ambiente, e 10 Hz a 2000 Hz com variação controlada de temperatura. Foram encontrados valores médios em torno de 0,7 GPa, entretanto foram usados valores em função da temperatura nas simulações. O fator de perda não variou de forma significativa, com média igual a 0,03.

Concluiu-se que o polímero reduziu a potência total transmitida, numa média de toda a faixa de frequência analisada, em aproximadamente 16 dB em relação ao metal. Entretanto, é recomendável levar em consideração outros componentes do compressor em função de verificar se as baixas frequências onde ocorrem os picos do tubo polimérico estão suficientemente distantes de outras regiões modais, para que não ocorram ressonâncias internas ou interferências nos mecanismos de transmissão de potência.

A redução do fluxo de energia pelo novo material é ainda mais interessante se analisada utilizando-se as curvas de percepção aurál. Como este trabalho foi motivado pelo conforto, saber que o sistema auditivo humano é mais sensível a frequências próximas de 3000 Hz (Fi-

gura 9), então o tubo polimérico torna-se um excelente candidato para baixar níveis de ruído.



**Figura 9:** Curvas de percepção aurál isofônicas do sistema auditivo humano (RODRIGUES; CALIXTO, 2004).

Em relação à caracterização do material, sugere-se em trabalhos futuros, a verificação de valores de coeficiente de Poisson e densidade do polímero, pois estes dados foram obtidos da literatura e suas confirmações seriam interessantes para corroborar os resultados.

Recomenda-se também, a análise de novas geometrias para o tubo de descarga feito de polímero, visto que as propriedades mecânicas deste material abrem uma nova perspectiva de como se dispor dentro do compressor. A utilização de algoritmos de otimização seria de enorme ajuda neste aspecto.

## REFERÊNCIAS

- ANSYS, INC. *Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications*. 12.1 ed.. ed. Canonsburg, 2009.
- BAARS, E. *Fluxo de Potência Vibratória em Componentes Estruturais tipo Barras e Vigas*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 1996.
- GOUVEIA, V. L. *Fluxo de Energia Vibratória Através da Base de Fixação de Máquinas para a Estrutura de Plataformas Offshore*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

HENKLEIN, P. *Análise de Ensaio de Desempenho de Compressores Herméticos durante o Transitório*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Santa Catarina, 2006.

OLMOS, B. A.; ROESSET, J. M. Evaluation of the half-power bandwidth method to estimate damping in systems without real modes. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 2010.

RODRIGUES, C. G.; CALIXTO, W. P. Poluição sonora. Trabalho não publicado sobre Poluição Sonora, Universidade Católica de Goiás, concluído em 2004. 2004.

SILVA, A. R. *Minimização do Fluxo de Potência Através do Tubo de Descarga de Compressores Herméticos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

STAUB, D. *Análise do Fluxo de Energia Vibratória entre Componentes Estruturais Típicos de uma Plataforma de Extração de Petróleo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

TIMOSHENKO, S. P.; YOUNG, D. H.; WEAVER, W. J. *Vibration Problems in Engineering*. 4th. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1974.