



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP**  
**ESCOLA DE MINAS**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**



**LUCAS RODRIGUES MARTINS**

**ESTUDO PARA APLICAÇÃO DE RESSONADORES DE  
HELMHOLTZ EM SILENCIADORES VEICULARES**

**OURO PRETO - MG**  
**2018**

**LUCAS RODRIGUES MARTINS**

**lucasrm\_10@hotmail.com**

**Estudo para aplicação de ressonadores de Helmholtz em silenciadores  
veiculares**

Monografia apresentada ao Curso de  
Graduação em Engenharia Mecânica  
da Universidade Federal de Ouro  
Preto como requisito para a obtenção  
do título de Engenheiro Mecânico.

**Professor orientador:** DSc. Gustavo Paulinelli Guimarães

**OURO PRETO – MG  
2018**

M386e Martins, Lucas Rodrigues.  
Estudo para aplicação de ressonadores de helmholtz em silenciadores  
veiculares [manuscrito] / Lucas Rodrigues Martins. - 2018.

x,45ff.: il.: color; grafs; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de  
Minas. Departamento de Engenharia de Controle e Automação e Técnicas  
Fundamentais.

1. Ressonadores. 2. Veículo - Fadiga. 3. Controle de ruído. 4. Absorção do  
som. I. Guimarães, Gustavo Paulinelli. II. Universidade Federal de Ouro Preto.  
III. Título.

CDU: 681.5

Catálogo: [ficha@sisbin.ufop.br](mailto:ficha@sisbin.ufop.br)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE CONTROLE E  
AUTOMAÇÃO E TÉCNICAS FUNDAMENTAIS  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ATA DA DEFESA**

Aos oito dias do mês de Fevereiro de 2018, às 09h 00min, na sala 09, localizada na Escola de Minas – Campus - UFOP, foi realizada a defesa de Monografia do aluno **Lucas Rodrigues Martins**, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Prof. D.Sc. Gustavo Paulinelli Guimarães, Prof. D.Sc. Luís Antônio Bortolaia e Prof. Eng. Mateus Codognotto Cunha. O candidato apresentou o trabalho intitulado: “**Estudo para aplicação de ressonadores de Helmholtz em silenciadores veiculares**”, sob orientação do Prof. D.Sc. Gustavo Paulinelli Guimarães. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo, os presentes consideram o(a) aluno(a) APROVADO com a nota/conceito 9,4.

Ouro Preto, 08 de Fevereiro de 2018.

Prof. D.Sc. Gustavo Paulinelli Guimarães  
**Professor Orientador**

Prof. D.Sc. Luís Antônio Bortolaia  
**Professor Avaliador**

Prof. Eng. Mateus Codognotto Cunha  
**Professor Avaliador**

Lucas Rodrigues Martins  
**Aluno(a)**

## **AGRADECIMENTO**

Agradeço ao meu orientador Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães pela atenção e disponibilidade, sempre com explicações claras e precisas, o que permitiu a conclusão deste trabalho. Ao professor Dr. Washington Luis Vieira da Silva pelo auxílio e revisão em toda parte escrita. Aos professores do curso de engenharia mecânica por suas importantes contribuições para o aprimoramento do trabalho. Agradeço também aos meus familiares e amigos por todo apoio e por estarem sempre presentes.

## RESUMO

Silenciadores veiculares podem ser resistivos ou reativos. A construção típica desses silenciadores possui elementos que impedem o fluxo de gases, aumentando a back pressure, que pode ser prejudicial ao consumo de combustível. Realizou-se o estudo para o uso de ressonadores de Helmholtz como alternativa na construção dos silenciadores, reduzindo os elementos que impedem o fluxo. A performance acústica do sistema foi avaliada através de método analítico desenvolvido em Scilab. A partir de dados obtidos em literatura, criou-se espectro para várias faixas de rotação do motor. Para que fosse possível usar os mesmos ressonadores para todas as faixas de rotação, eles foram padronizados com dimensões fixas e apenas o comprimento da cavidade variável. O programa desenvolvido identifica os picos e utiliza suas frequências para dimensionar o comprimento da cavidade do ressonador. Pode-se variar o número total de ressonadores para avaliar o efeito. Comparou-se o nível global de pressão sonora antes e após o tratamento acústico. Os resultados apresentaram atenuação em níveis consideráveis. Concluiu-se que para o ressonador trabalhar em frequências baixas pode ser necessário comprimentos que excedem as dimensões físicas de um silenciados, então recomenda-se trabalhar com ressonadores de maior diâmetro simultaneamente.

**Palavras-chave:** ressonador de Helmholtz, sistema de exaustão veicular, atenuação de ruído, silenciadores.

## ABSTRACT

*There are reactive and resistive vehicular mufflers. The construction of the typical muffler includes some flow restriction elements, which increases the back pressure and as a consequence, the fuel consumption. It was studied an alternative to avoid those elements by using Helmholtz resonator instead. The acoustic performance was studied using analytical method developed in Scilab. Resonators are used as a lower exhaust gas flow restriction alternative to typical mufflers. From data available in literature, it was possible to generate the spectrum for some engine speeds separately. In order to use the same resonators for any engine speed, their dimensions must be standardized, and only the cavity length is altered. The algorithm can find the amplitude peaks and its related frequency, which is used to determinate the resonator's cavity length. It is possible to change the number of resonators on the system to evaluate its effect. Global sound pressure level is compared before and after the acoustic treatment. Acoustic attenuation level obtained is satisfactory. It is concluded that when using this model, for low frequencies the resonator length might exceed the muffler shell dimensions, so it is recommended to simultaneously use resonators with a larger cavity's diameter.*

**Key-words:** Helmholtz resonator, vehicular exhaust system, noise attenuation, muffler.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo de sistema de exaustão .....	4
Figura 2 - Modelo de silenciador dissipativo .....	5
Figura 3 - Modelo de silenciador reativo .....	6
Figura 4 - Modelo de sistema de exaustão .....	8
Figura 5 – Modelo simples de ressonadores.....	9
Figura 6 - Coeficiente de perda $K_c$ versus razão de área em compressão brusca .....	13
Figura 7- Coeficiente de perda $K_c$ versus razão de área em expansão brusca .....	14
Figura 8 - Modelo de sistema de exaustão .....	19
Figura 9 - FRF, 100 a 500Hz com ressonador de Helmholtz adaptativo .....	20
Figura 10 – Fluxograma representando a metodologia adotada.....	23
Figura 11 - Gráfico relacionando o nível de pressão sonora, frequência e rotação do motor no orifício de admissão.....	24
Figura 12 - Valores encontrados na caracterização do ruído.....	25
Figura 13 - Representação da montagem idealizada .....	26
Figura 14 - Fragmento do programa em Scilab .....	26
Figura 15 - Fragmento do programa em Scilab .....	27
Figura 16 - Fragmento do programa em Scilab .....	28
Figura 17 - Fragmento do programa em Scilab .....	28
Figura 18 - Fragmento do programa em Scilab .....	29
Figura 19 - Fragmento do programa em Scilab .....	29
Figura 20 - Fragmento do programa em Scilab .....	30
Figura 21 - Fragmento do programa em Scilab .....	30
Figura 22 - Fragmento do programa em Scilab .....	30
Figura 23 - Fragmento do programa em Scilab .....	31
Figura 24 - Fragmento do programa em Scilab .....	32
Figura 25 - Fragmento do programa em Scilab .....	33
Figura 26 - Espectro original e atenuado, 2000 rpm, 4 RH.....	36
Figura 27 - Espectro original e atenuado, 3000 rpm, 4 RH.....	37
Figura 28 - Espectro original e atenuado, 4000 rpm, 4 RH.....	38
Figura 29 – Região de atenuação dupla amplificada.....	38
Figura 30 - Espectro original e atenuado, 5000 rpm, 4 RH.....	39

Figura 31 - Espectro original e atenuado, 6000 rpm, 4 RH.....	40
Figura 32 - Espectro original e atenuado, 7000 rpm, 4 RH.....	43
Figura 33 - Espectro original e atenuado, 7000 rpm, 7 RH.....	43

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Resumo de atenuações para 4 e 7 ressonadores.....	34
Tabela 2 - 4 ressonadores, 2000 rpm.....	35
Tabela 3 - 4 ressonadores, 3000 rpm.....	36
Tabela 4 - 4 ressonadores, 4000 rpm.....	37
Tabela 5 - 4 ressonadores, 5000 rpm.....	39
Tabela 6 - 4 ressonadores, 6000 rpm.....	39
Tabela 7 - 4 ressonadores, 7000 rpm.....	40
Tabela 8 - 7 Ressonadores, 2000 a 4000 RPM.....	41
Tabela 9 -7 Ressonadores, 5000 a 7000 RPM.....	42

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 Formulação do Problema .....	1
1.2 Justificativa .....	2
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Geral .....	2
1.3.2 Específicos .....	2
1.4 Estrutura do Trabalho .....	3
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>4</b>
2.1 O sistema de exaustão veicular .....	4
2.2 Silenciadores dissipativos .....	5
2.3 Silenciadores reativos .....	6
2.4 Impedância Acústica .....	6
2.5 Teoria de Abertura Lateral em Dutos .....	7
2.6 Ressonador de Helmholtz .....	9
2.7 Ressonador de Helmholtz na Abertura Lateral .....	12
2.8 <i>Back-pressure</i> e perda de carga .....	12
2.9 Nível de pressão sonora (NPS) .....	15
2.10 Parâmetros para avaliar a performance de um silenciador .....	15
2.10.1 Perda por Inserção .....	16
2.10.2 Perda por Transmissão .....	17
2.10.3 Diferença de Nível .....	18
2.11 Ressonador de Helmholtz adaptativo .....	18
2.12 Transformada Rápida de Fourier .....	20
2.13 Método experimental por decomposição .....	21
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>23</b>
3.1 Tipo de pesquisa .....	23

3.2 Materiais e Métodos.....	23
3.2.1 Caracterização do ruído.....	24
3.2.2 Modelo analítico e projeto dos ressonadores .....	25
3.3 Variáveis e Indicadores.....	33
3.4 Tabulação dos dados .....	33
3.5 Considerações Finais do capítulo .....	33
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>34</b>
4.1 Perda por transmissão para cada configuração de ressonadores.....	34
<b>5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>44</b>
5.1 Conclusões .....	44
5.2 Recomendações para trabalhos futuros.....	44
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>45</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Formulação do Problema

Aumentar a eficiência energética em um automóvel proporciona benefícios de caráter econômico e ambientais. Por se tratar de um sistema complexo, esta eficiência depende de vários sistemas que interagem entre si e possibilitam seu funcionamento, entre eles o sistema de exaustão, responsável pela exaustão dos gases produzidos pela combustão no motor.

O sistema de exaustão possui três funções principais, sendo elas: reduzir o ruído de exaustão, reduzir a quantidade de poluentes gerados pela queima do combustível e, conseqüentemente, atuar influenciando a potência do motor (BASSHUYSEN *et al.*, 2004). Esses atributos são interdependentes, e alterar qualquer dessas características poderá afetar o desempenho das outras de forma negativa. De acordo com Gerges, *et al.* (2005, p. 503) “uma ótima atenuação de ruído causa normalmente uma alta interferência no fluxo de gases, o que provoca aumento considerável de perda de carga do sistema. Isto implica em uma perda líquida de potência do motor, o que não é aceitável”.

Geralmente, em motores de combustão interna, os componentes principais do sistema de exaustão são tubo do motor, catalisador, silencioso intermediário e silencioso traseiro (GERGES, *et al.* 2005). A classificação de um silenciador é feita de acordo com o princípio usado para se obter a atenuação do ruído.

O controle de ruído pode ser feito através do uso de materiais de absorção sonora, onde parte da energia acústica é dissipada; através de dispositivos reativos, onde se faz com que a energia do ruído excite a ressonância do dispositivo; ou pode-se fazer um controle ativo, anulando-se um campo de ruído com a geração de outro ruído com um campo defasado em 180 graus em relação ao campo original (GERGES, *et al.* 2005).

Este trabalho propõe o estudo e projeto de um silenciador com elementos de geometria variável, de caráter essencialmente reativo, utilizando um conjunto de ressonadores com volumes variáveis, que apresente menos resistência ao fluxo de gases enquanto mantém bom nível de redução do ruído.

**Como atenuar o ruído de exaustão de um motor de combustão reduzindo a perda de carga típica de silenciadores convencionais?**

## 1.2 Justificativa

A evolução do automóvel acontece através da melhorias no projeto dos vários sistemas que o compõe. Atuar no silenciador e otimizar o sistema de exaustão é mais uma peça importante nesse processo de evolução continua na busca por uma maior eficiência energética, que leva a redução de consumo de combustível e melhoria de desempenho. Este trabalho busca projetar um silenciador com baixa perda de carga, bom desempenho acústico, e que seja viável de ser aplicado pela indústria automotiva.

Esta perda de carga se dá basicamente devido a presença da chamada “*back pressure*”, pressão que está relacionada aos gases residuais, e conseqüentemente na eficiência volumétrica e na eficiência térmica do motor. Uma amostra do potencial presente na diminuição da *back pressure* do motor são os experimentos realizados por Rabia e Abd-El-Halim (2010). Usando um motor 1300cc, quatro cilindros, e um sistema que permitisse a alteração do tempo de fechamento da válvula de admissão e ajustar a *back pressure* em alguns valores pré-definidos entre 0,4 e 1 bar, estudou-se o efeito desses parâmetros na economia de combustível, nos gases residuais e na eficiência volumétrica. Observou-se uma melhora no consumo de combustível com a diminuição da *back pressure* de exaustão para qualquer condição de carga, apesar de cargas menores tenderem a apresentar maior redução de consumo. Analisando-se para duas velocidades de rotação, a maior redução no consumo específico de combustível para 2000 RPM foi de 6,4%, com 60% da carga máxima do motor. Já em 3000 RPM obteve-se redução máxima de 12% no consumo específico, com 43% da carga máxima, um valor bastante considerável.

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Geral

Apresentar uma alternativa para atenuação do ruído do sistema de exaustão veicular, de modo a reduzir a perda de carga do fluxo de gases.

### 1.3.2 Específicos

São objetivos específicos:

- Realizar um estudo teórico sobre o sistema de exaustão automotivo, comportamento acústico em dutos e o uso de ressonadores de Helmholtz;
- Modelar um silenciador analiticamente;
- Projetar um silenciador usando Ressonadores de Helmholtz;
- Fazer um estudo sobre a variação do volume desses ressonadores, de modo a otimizar sua faixa de atuação.

#### **1.4 Estrutura do Trabalho**

Este trabalho está estruturado em cinco capítulos. No primeiro é feita a introdução ao problema escolhido, a justificativa pela escolha do tema, assim como seus objetivos gerais e específicos.

No segundo capítulo tem-se uma revisão bibliográfica, onde pode-se encontrar toda base teórica que permite a compreensão e desenvolvimento do problema.

O terceiro capítulo contempla a metodologia usada. Serão descritos os tipos de pesquisas realizadas, os materiais e métodos utilizados, variáveis e indicadores considerados, forma de aquisição de dados e os instrumentos usados na tabulação dos mesmos.

Os resultados são apresentados e discutidos no quarto capítulo, seguidos das conclusões e recomendações, presentes no quinto capítulo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 O sistema de exaustão veicular

De acordo com Basshuysen *et al.* (2004), o sistema de exaustão possui três funções principais: reduzir o ruído de exaustão, reduzir a quantidade de poluentes gerados pela queima do combustível e, conseqüentemente, atuar influenciando a potência do motor. A pressão sonora na válvula de exaustão pode atingir níveis entre 60 e 150dB. O projeto de um sistema de exaustão pode variar em cada caso. Mas como indica Gerges, *et al.* (2005), alguns elementos básicos normalmente podem ser encontrados, sendo eles o tubo primário, ou tubo motor, o catalisador, o silencioso intermediário e o silencioso traseiro, como mostra a Figura 1.

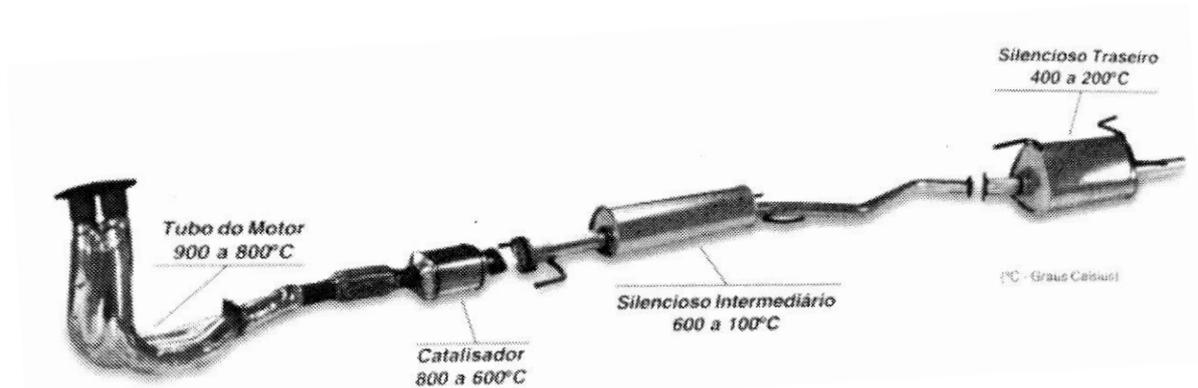


Figura 1 - Modelo de sistema de exaustão

Fonte: Gerges (2005)

A função do tubo motor é captar os gases de exaustão originados no motor, conectando a um tubo principal a saída de cada cilindro.

Usando em sua composição metais como Pt, Pd e Rh dispostos em substratos inorgânicos com ampla área de contato, o catalisador, ou conversor catalítico, tem como função aumentar as taxas de reação de oxidação e redução. Os principais poluentes em um motor com ignição por centelha são os hidrocarbonetos e monóxido de carbono não queimados, que devem ser oxidados em dióxido de carbono e vapor d'água. Já os óxidos de nitrogênio (NOx) devem ser reduzidos em gás nitrogênio (BASSHUYSEN *et al.*, 2004). Apesar dessa estrutura porosa afetar o fluxo de gases e a característica acústica geral do sistema de exaustão, ela não será estudada de forma aprofundada neste trabalho.

Os silenciadores podem ser classificados de acordo com o método utilizado para a atenuação acústica, sendo dissipativos e reativos os tipos básicos. Uma combinação entre os dois tipos é frequentemente usada, atuando na faixa de frequência entre 50 e 8000Hz (BASSHUYSEN *et al.*, 2004).

## 2.2 Silenciadores dissipativos

Os silenciadores dissipativos recebem esse nome por usarem materiais de absorção acústica, como a espuma de poliuretano ou lã de vidro. Uma onda sonora provoca a vibração de uma partícula de ar ao longo do material poroso, e a energia de fricção converte parte da energia sonora em calor. A quantidade de energia convertida está relacionada com a densidade ou empacotamento das fibras do material. Um empacotamento de fibras muito frouxo, ou com densidade muito baixa faz com que haja pouca fricção, resultando em baixa perda de energia. Já quando a fibras estão comprimidas de forma muito densa, há pouca penetração e maior reflexão na superfície, resultando em baixa absorção (BALLOU, 2008).

Nos silenciadores desse tipo, o fluxo de gás é conduzido pela tubulação no silenciador, e esta tubulação possui alguns furos, como pode ser visto na Figura 2. Todo volume entre a tubulação perfurada e a parte mais externa do silenciador é preenchida com material de absorção acústica. Os silenciadores dissipativos tem uma performance considerada boa para frequências acima de 500Hz (BASSHUYSEN *et al.*, 2004).

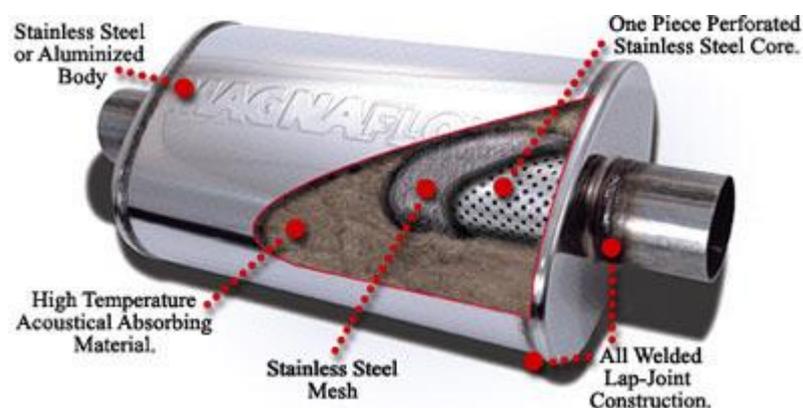


Figura 2 - Modelo de silenciador dissipativo

### 2.3 Silenciadores reativos

Os silenciadores reativos utilizam das propriedades ressonantes de um material ou cavidade para obter a atenuação do ruído. O funcionamento se baseia nas ondas se espalharem, adentrarem as cavidades e serem refletidas com uma diferença de fase de  $180^\circ$ , causando a extinção das mesmas através do fenômeno de interferência. Esse princípio é particularmente efetivo na faixa de frequência abaixo de 500Hz. A frequência de efetividade do ressonador pode ser determinada de acordo com as dimensões com a tubulação que faz a interface entre o volume e a tubulação principal (BASSHUYSEN *et al.*, 2004). Um exemplo desse tipo de silenciador pode ser observado na Figura 3.



Figura 3 - Modelo de silenciador reativo

### 2.4 Impedância Acústica

De acordo com Bistafa (2011), a impedância acústica específica ( $z$ ) é a razão entre a pressão sonora e a velocidade das partículas, que depende do meio em que se encontra e do tipo de onda. Esta velocidade é relativa ao deslocamento das partículas do ar da posição de equilíbrio no movimento vibratório. A impedância pode ser descrita, como apresentou Gerges, *et al.* (2005), por:

$$z = \frac{P(r, t)}{u} = \rho c \frac{k^2 r^2}{1 + k^2 r^2} + i \rho c \frac{kr}{1 + k^2 r^2} \quad (1)$$

Onde:

$u$  é a velocidade da partícula

$P$  a pressão acústica, dependente de raio e tempo, em coordenadas esféricas

$\rho$  é a densidade de equilíbrio do meio

$c$  é a velocidade de propagação da onda

$k$  é o número de onda  $\left(\frac{2\pi}{\lambda}\right)$

$r$  é a distância (raio) entre a fonte e o observador

Chamando a resistência acústica específica e a reatância acústica específica de, respectivamente  $R$  e  $X$ , segue:

$$R = \frac{\rho c k^2 r^2}{(1 + k^2 r^2)} \quad (2)$$

$$X = \frac{\rho c k r}{(1 + k^2 r^2)} \quad (3)$$

Quando o produto  $kr \rightarrow 0$ ,  $R \rightarrow 0$  e  $X \rightarrow 0$ . Quando  $kr \rightarrow \infty$ ,  $R \rightarrow \rho c$  e  $X \rightarrow 0$ , como é o caso da onda plana, em que se pode simplificar a equação para:

$$z = \rho c \quad (4)$$

## 2.5 Teoria de Abertura Lateral em Dutos

A impedância acústica se modifica ao longo de um duto quando há presença de aberturas laterais. Tenha o duto as seguintes dimensões como descrito na Figura 4, com área de seção  $S$  para o duto e  $S_b$  para a abertura lateral (GERGES, *et al.* 2005).

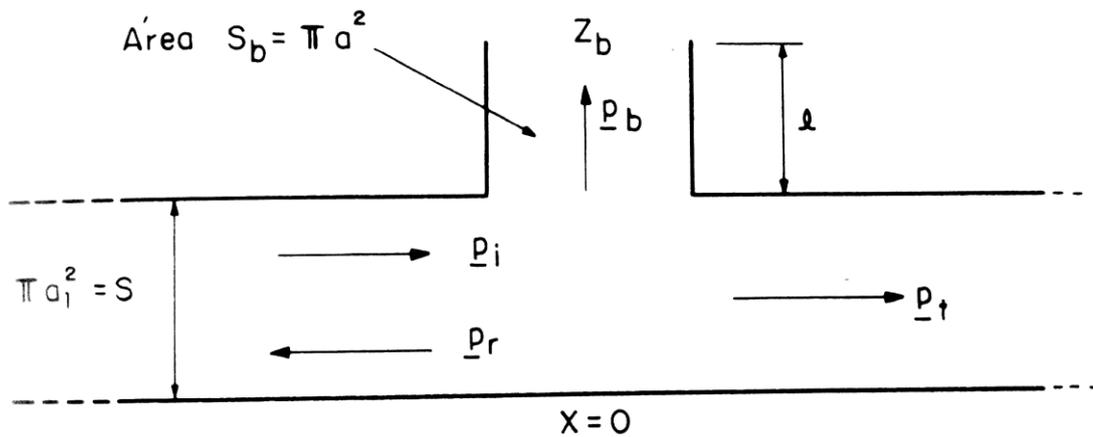


Figura 4 - Modelo de sistema de exaustão

Fonte: Gerges (2005)

Parte da energia incidente será transmitida e dissipada na abertura. Para esta configuração, pode-se identificar quatro ondas diferentes como resultado da propagação, sendo elas a onda incidente ( $P_i$ ), a onda refletida ( $P_r$ ) e transmitida ( $P_t$ ) no duto, e a onda transmitida na abertura ( $P_b$ ).

Através da condição de continuidade aplicada a velocidade de volume, após rearranjos matemáticos pode-se obter a razão entre a amplitude de pressão da onda refletida e da onda incidente.

Denomina-se  $\alpha_r$  o coeficiente de reflexão, e  $\alpha_t$  o coeficiente de transmissão:

$$\alpha_r = \left| \frac{B_1}{A_1} \right|^2 = \frac{\left( \frac{\rho c}{2S} \right)^2}{\left( \frac{\rho c}{2S} + R_b \right)^2 + X_b^2} \quad (5)$$

$$\alpha_t = \left| \frac{A_2}{A_1} \right|^2 = \frac{R_b^2 + X_b^2}{\left( \frac{\rho c}{2S} + R_b \right)^2 + X_b^2} \quad (6)$$

Onde

$$Z_b = R_b + iX_b \quad (7)$$

É chamado de  $\alpha_b$  a razão entre a potência transmitida na abertura lateral e a potência incidente:

$$\alpha_b = 1 - \alpha_r - \alpha_t = \frac{\frac{\rho c}{S} R_b}{\left(\frac{\rho c}{2S} + R_b\right)^2 + X_b^2} \quad (8)$$

## 2.6 Ressonador de Helmholtz

O ressonador de Helmholtz pode ser considerado como um sistema massa-mola, com um grau de liberdade acústico, em que o volume  $V$  do ressonador atua como uma mola acústica e a massa do ressonador caracterizado como a seção transversal aberta  $S$  e profundidade  $l$  da “garganta” (BALLOU, *et al.* 2008). Considera-se que o fluido que se move na abertura é o elemento de massa do sistema. O elemento de rigidez é a pressão do fluido no volume, que se modifica quando é comprimido ou expandido pela excitação acústica do fluido através da abertura. Responsável pela dissipação de energia, o elemento de resistência conta com dois mecanismos para realizar a absorção acústica: a radiação acústica do cilindro de ar vibrante na abertura e o atrito viscoso entre o ar vibrante e a superfície da abertura (GERGES, *et al.* 2005). A Figura 5 apresenta alguns modelos simples de ressonadores de Helmholtz em variadas geometrias.

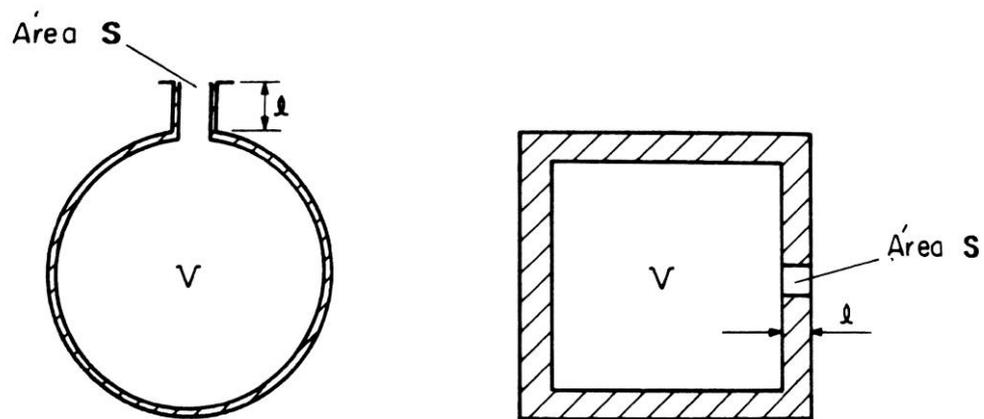


Figura 5 – Modelo simples de ressonadores  
Fonte: Gerges (2005)

Em condições de ressonância, e se a impedância característica do ressonador forem compatíveis com a do ar, o campo de som ambiente é desprovido de grande quantidade de energia.

Também segundo Ballou *et al.* (2008), para aberturas circulares, a frequência de ressonância pode ser aproximada por:

$$f_r \approx \frac{100R}{\sqrt{V(l + 1,6R)}} \quad (9)$$

Onde R é o raio da abertura, em m;

V é o volume do ressonador em  $m^3$ ;

l é o comprimento do ressonador em m ;

A determinação da rigidez do sistema pode ser feita como indicado por Gerges, *et al.* (2005). Para tal, é necessário calcular a força F que atua na área S quando o fluido na abertura é deslocado de  $\xi$ . A variação de volume de fluido será  $dV = \xi S$ , e o aumento de pressão p é dado pela seguinte equação:

$$p = \rho c^2 \frac{dV}{V} = \frac{\rho c^2 S \xi}{V} \quad (10)$$

Onde  $\rho$  é a densidade de equilíbrio constante do meio;

c é a velocidade de propagação da onda.

Deste modo, relacionando força com pressão e área, obtemos:

$$F = pS = \frac{\rho c^2 S \xi}{V} \quad (11)$$

E a rigidez efetiva  $k$  do sistema é dada por:

$$k = \frac{F}{\xi} = \frac{\rho c^2 S^2}{V} \quad (12)$$

A resistência de radiação efetiva é dada por:

$$R = \frac{\rho c k^2 S^2}{2\pi} \quad (13)$$

A pressão acústica instantânea produzida pela onda sonora de amplitude  $p$ , assim como a força motriz resultante podem ser descritos na forma complexa como, respectivamente:

$$\underline{p} = pe^{i\omega t} \quad (14)$$

$$F = Spe^{i\omega t} \quad (15)$$

A equação diferencial para o deslocamento do fluido de garganta é dada por:

$$pl'S \frac{d^2\xi}{dt^2} + \frac{\rho c^2 S^2}{2\pi} \frac{d\xi}{dt} + \frac{\rho c^2 S^2}{V} \xi = Spe^{i\omega t} \quad (16)$$

A frequência de ressonância não amortecida do sistema é representada por:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}} = c \sqrt{\frac{S}{l'V}} \quad (17)$$

Onde  $M = \rho l'S$  e  $K = \frac{\rho c^2 S^2}{V}$

Portanto, a frequência de ressonância não amortecida é igual a amortecida, pois o amortecimento devido a radiação sonora e viscosidade é muito pequeno.

Além das frequências de ressonância fundamentais, Gerges, *et al.* (2005) também diz que os ressonadores de Helmholtz possuem frequências de ressonância adicionais, que são mais altas. Isto é devido as ondas estacionarias na cavidade, que dependem mais da forma da cavidade do que do seu volume, sendo assim não relacionada com a fundamental.

## 2.7 Ressonador de Helmholtz na Abertura Lateral

A equação (6) que explica o coeficiente de transmissão em abertura lateral em duto pode ser aplicada a ressonadores de Helmholtz inseridos na abertura lateral, como mostra Gerges, *et al.* (2005). Neste caso considera-se desprezível o efeito de viscosidade, logo toda energia incidente no ressonador retorna após um período, representado pelo fator  $R_b = 0$ .

O elemento de reatância acústica,  $X_b$ , por sua vez, pode ser descrito como  $X_b = \rho \left( \frac{\omega l'}{S_b} - \frac{c^2}{\omega V} \right)$ , onde  $l' = l + 1,7a$ . Assim, com os novos valores, a equação (6) se torna a equação (18). Substituindo o valor de  $\alpha_t$  em (19), obtém-se a equação (20), que descreve a perda por transmissão em dB e se apresenta como forma de tratar o problema de atenuação de ruídos de uma maneira analítica.

$$\alpha_t = \frac{1}{1 + \frac{c^2}{4S^2 \left( \frac{\omega l'}{S_b} - \frac{c^2}{\omega V} \right)^2}} \quad (18)$$

$$PT = 10 \log \left( \frac{1}{\alpha_t} \right) \quad (19)$$

$$PT = 10 \log \left[ 1 + \left[ \frac{\sqrt{S_b V / l'}}{2S \left( \frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega} \right)} \right]^2 \right] \quad (20)$$

## 2.8 Back-pressure e perda de carga

Um silenciador com grande poder de atenuação traz consigo um maior *back-pressure* para o motor, devido à perda na pressão de estagnação através dos elementos tubulares e junções, segundo Munjal (1987). Pode-se descrever essas perdas em função da carga (H) no tubo do motor, de acordo com a equação, em bars:

$$H \equiv \frac{1}{2} \rho_0 U^2 = \gamma \frac{\rho_0}{2} M^2 \cong 0,7 M^2 \quad (21)$$

Onde  $M$  é o número de Mach.

A queda na pressão de estagnação em um tubo devido a camada limite é:

$$V_{p_0} = f \left( \frac{1}{2} \rho_0 U^2 \right) \frac{l}{d} \quad (22)$$

Onde:

$l$  é o comprimento do tubo;

$d$  é o diâmetro hidráulico;

$\frac{1}{2} \rho_0 U^2$  é a carga  $H$ ;

$f$  é o fator de fricção de Froude, dado por  $f = 0,0072 + 0,612/R_e^{0,35}$ , para  $Re < 4 \times 10^5$

Os elementos presentes em silenciadores típicos possuem, entre outros, elementos que levam a expansão e compressão brusca, o que traz um coeficiente de perda  $K_c$  para o sistema de acordo com o resultado encontrado experimentalmente por Munjal (1981) e apresentados na Figura 6 e Figura 7.

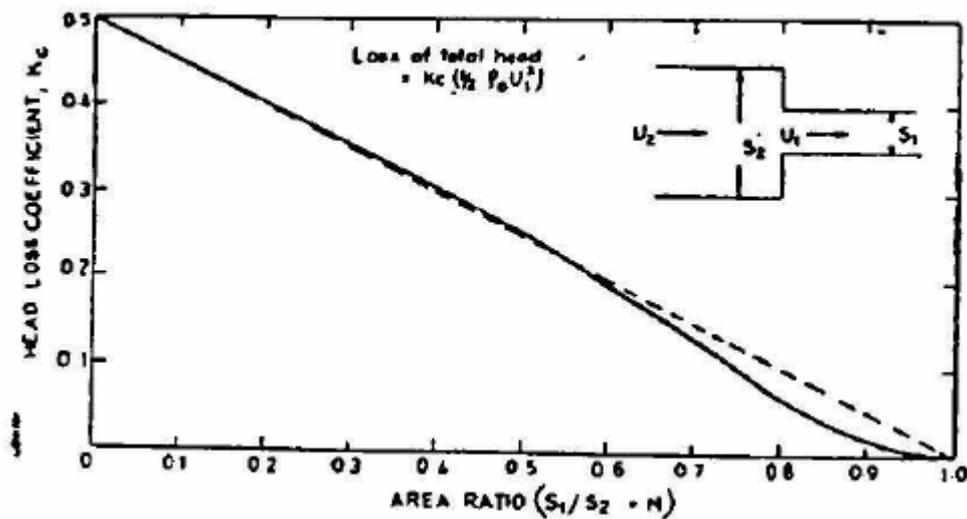


Figura 6 - Coeficiente de perda  $K_c$  versus razão de área em compressão brusca

Fonte: MUNJAL M. L., PANICKER V. B. (1981)

Onde a razão de área pode ser descrita como a razão da área de seção menor e a área de seção maior.

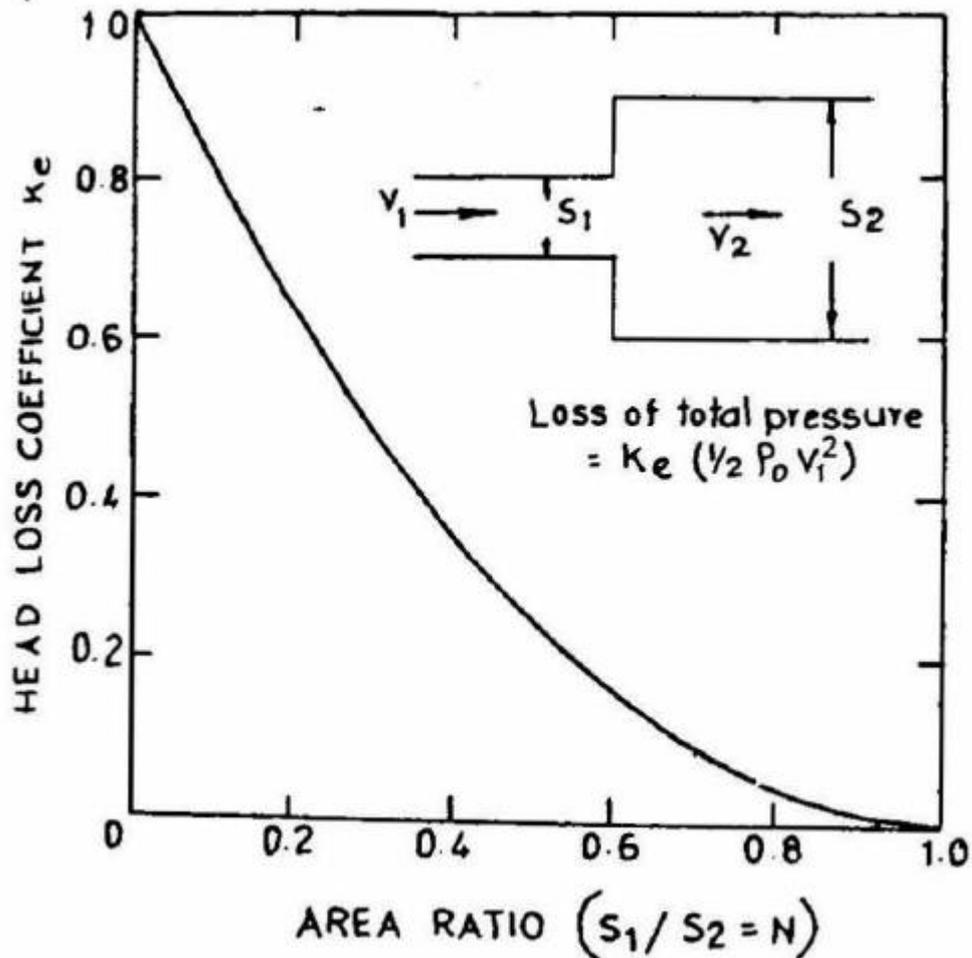


Figura 7- Coeficiente de perda  $K_c$  versus razão de área em expansão brusca

Fonte: MUNJAL M. L., PANICKER V. B. (1981)

O fato de eliminar esses elementos automaticamente reduz as perdas do sistema.

Os efeitos colaterais do *back-pressure* podem variar desde apenas diminuir levemente a pressão média efetiva (PME) do motor, quando seu valor é menor que 0,1 bar, ou até mesmo representar diminuição drástica da PME devido à grande queda na eficiência volumétrica do motor.

## 2.9 Nível de pressão sonora (NPS)

Segundo Gerges, *et al.* (2005), devido à dificuldade de se expressar uma ordem de grandeza tão extensa em escala linear quanto a que ocorre na variação de pressão que leva a propagação sonora, é adequado usar uma escala logarítmica com base 10. A pressão sonora ( $N/m^2$ ) então, passa a ser tratada como nível de pressão sonora (NPS), em decibéis. A conversão está descrita abaixo na equação (23), onde  $2 \times 10^{-5}$  é um valor de pressão de referência.

$$NPS[dB] = 20 \times \log \left( \frac{P_{rms}[N/m^2]}{2 \times 10^{-5}[N/m^2]} \right) \quad (23)$$

O somatório de valores em escala logarítmica não pode ser feita da mesma forma que se faz para escala linear, portanto deve ser feita como descrito na equação (24).

$$a + b + c + \dots (dB) = 10 \log \left[ \sum 10^{\frac{a}{10}} + 10^{\frac{b}{10}} + 10^{\frac{c}{10}} + \dots \right] \quad (24)$$

## 2.10 Parâmetros para avaliar a performance de um silenciador

Munjal (1987) descreve três parâmetros que podem ser usados de forma independente para avaliar a performance acústica de um silenciador, sendo eles a perda por inserção (PI), a perda por transmissão (PT) e a diferença de nível (DN).

Cada parâmetro possui suas vantagens e desvantagens, mas para Munjal (1987), o que consegue melhor descrever a performance de um silenciador com fidelidade é a PI, por representar a perda no nível de potência devido a presença do silenciador entre a fonte e o receptor, apesar de ser necessário que a impedância interna da fonte seja conhecida, ou medida.

Os três parâmetros serão explicados brevemente a seguir.

### 2.10.1 Perda por Inserção

De forma simplificada, este parâmetro considera um sistema com e outro sem silenciador, e PI representa a diferença em dB entre os níveis de potência sonora (LW) livre e outro com silenciador.

$$PI = LW_1 - LW_2 \quad (25)$$

Caso seja usado potência sonora (em Watts) ao invés de nível de potência sonora (dB), a equação se modifica para:

$$PI = 10 \times \log \left( \frac{W_1}{W_2} \right) \quad (26)$$

Sejam  $Z_{0,1}$  e  $Z_{0,2}$  as impedâncias de radiação do sistema livre e com silenciador, respectivamente:

$$W_1 = \frac{1}{2\rho_{0,1}} \left| \frac{p_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_{0,1}} \right|^2 R_{0,1} \quad (27)$$

$$W_2 = \frac{1}{2\rho_{0,2}} |v_0|^2 R_{0,2} \quad (28)$$

Substituindo na equação (26), PI passa a ser:

$$PI = 10 \log \left[ \frac{\rho_{0,2} R_{0,1}}{\rho_{0,1} R_{0,2}} \left| \frac{p_{n+1}}{(Z_{n+1} + Z_{0,1})v_0} \right|^2 \right] = 20 \log \left[ \left( \frac{\rho_{0,2} R_{0,1}}{\rho_{0,1} R_{0,2}} \right)^{1/2} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_{0,1}} \right| \left| \frac{v_{n+1}}{v_0} \right| \right] \quad (29)$$

Para o caso hipotético em que não há variação de temperatura e fonte com pressão constante ( $Z_{n+1} \rightarrow 0$ ):

$$PI = 20 \log \left| \frac{p_n}{p_0} \right| \quad (30)$$

Definindo a taxa de velocidade para um subsistema com  $r$  elementos como  $VR_r = v_r/v_0$ , para  $v_0 \neq 0$  e  $p_0 = 0$ , tem-se:

$$PI = 20 \log \left[ \left( \frac{\rho_{0,2} R_{0,1}}{\rho_{0,1} R_{0,2}} \right)^{1/2} \left| \frac{Z_{n+1}}{Z_{n+1} + Z_{0,1}} \right| |VR_{n+1}| \right] \quad (31)$$

### 2.10.2 Perda por Transmissão

Diferentemente do parâmetro anterior, a perda por transmissão não depende da fonte. Considera-se apenas a potência incidente no silenciador ( $LW_i$ ) e a potência transmitida até a outra extremidade ( $LW_o$ ), que é considerada anecóica, isto é, a amplitude de pressão sonora da onda refletida após o silenciador é nula ( $B_1 = 0$ ).

$$PT = LW_i - LW_o \quad (32)$$

Em termos dos componentes de onda, e considerando que a área de seção dos tubos de entrada ( $S_n$ ) e saída ( $S_1$ ) são normalmente iguais nos experimentos para determinar uma PT, pode-se simplificar a equação (33) como mostrado na equação (34):

$$PT = 10 \times \log \left[ \frac{S_n A_n^2}{2} \frac{2}{S_1 A_1^2} \right] \quad (33)$$

$$PT = 20 \times \log \left| \frac{A_n}{A_1} \right| \quad (34)$$

Onde  $A_n$  e  $A_1$  representa a amplitude de pressão sonora da onda incidente e da onda transmitida, respectivamente.

### 2.10.3 Diferença de Nível

A diferença de nível, também conhecida como redução de ruído, é a diferença na pressão sonora em dois pontos selecionados arbitrariamente no tubo de exaustão e no tubo de saída. Este parâmetro considera a pressão de ondas estacionárias, então não há necessidade de que a extremidade de saída seja anecóica. Pode ser representada, em dB, como:

$$DN = 20 \times \log \left| \frac{p_n}{p_1} \right| \quad (35)$$

Onde  $p_n$  e  $p_1$  são, respectivamente, o nível de pressão sonora no tubo de exaustão e de saída.

## **2.11 Ressonador de Helmholtz adaptativo**

Como visto anteriormente, existe uma frequência específica para qual o ressonador de Helmholtz atua reduzindo os níveis de ruído, e essa atenuação continua relevante apenas em uma estreita faixa de banda em torno dessa frequência, o que torna seu uso bastante específico. Também foi visto que a frequência de ressonância depende da geometria do pescoço e do volume da câmara do ressonador.

Tornar esse sistema adaptativo se torna necessário quando se busca otimizar a atenuação, modificando a frequência de ressonância de acordo com a faixa de frequência emitida pela fonte, através de alterações na geometria ou volume do ressonador.

Apesar dessas duas opções para o controle, é aconselhável atuar apenas no volume da câmara do ressonador, visto que modificar a geometria do pescoço gera uma alteração não linear da frequência, o que torna o controle mais trabalhoso.

Outro fator relevante em um ressonador de Helmholtz adaptativo é a quantidade de energia gasta no processo. Por continuar funcionando com o mesmo princípio, ele continua atuando de forma passiva no sistema, ou seja, qualquer consumo elétrico serve apenas para modificar a estrutura física do ressonador, e não para fazer o controle de ruído em si. Isso faz com que esse sistema, “semi ativo”, consuma menos energia em relação a um sistema completamente ativo, que precisa cancelar uma onda sonora emitindo uma inversa a ela.

Em sua pesquisa, Klaus, *et al.* (2012) construiu uma caixa com cinco paredes rígidas e uma tampa com estrutura elástica, onde se acopla o ressonador, que pode ser vista na figura 6.



Figura 8 - Modelo de sistema de exaustão

Fonte: KLAUS T. B. *et al* (2012)

Investigou-se a resposta em frequência (FRF, *frequency response function*) do comportamento acústico da caixa ao ser submetido a um emissor sonoro localizado em seu interior, que fez uma varredura de frequência, de 100 até 500Hz em uma velocidade de 1 Hz/s.

O teste foi refeito com a inclusão do ressonador de Helmholtz adaptativo, que conseguia sintonizar suas frequências de 150 a 500Hz, a uma velocidade de 0,5 Hz/s. Obteve-se as seguintes curvas, onde a linha verde representa os valores com o ressonador, e a linha preta sem ressonador, como se pode ver na Figura 9.

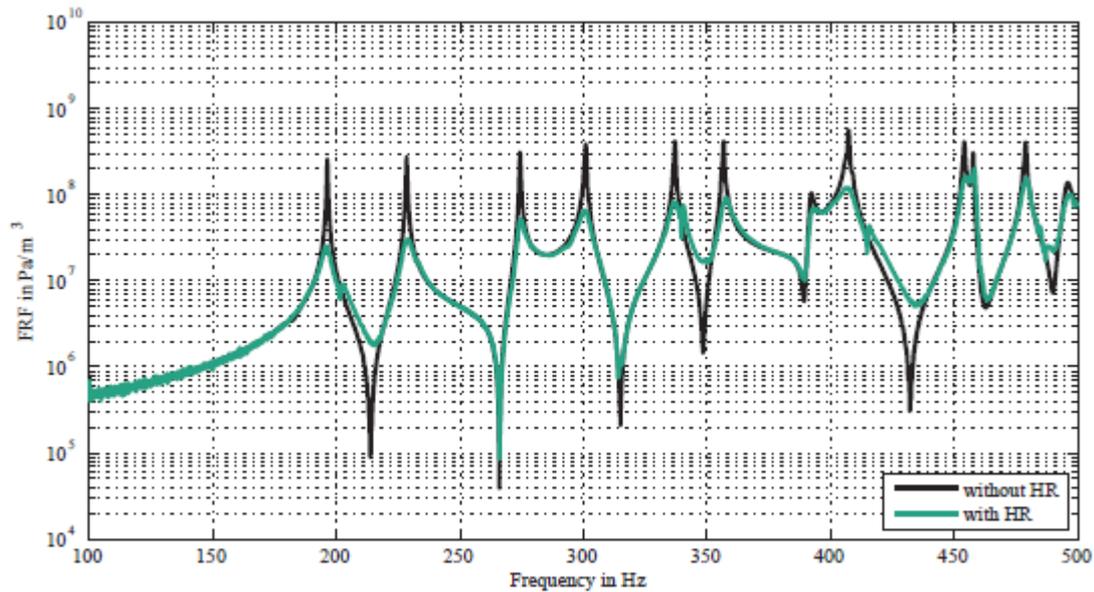


Figura 9 - FRF, 100 a 500Hz com ressonador de Helmholtz adaptativo

Fonte: KLAUS T. B. *et al* (2012)

Foi obtida uma redução média de 2,6dB, com picos de até 18dB, um resultado bastante expressivo.

## 2.12 Transformada Rápida de Fourier

Segundo Rao (2011) a transformada de Fourier é uma ferramenta usada para representar uma função periódica como uma soma infinita de senos e cossenos. Na prática, utiliza-se apenas um número finito de termos dessa soma, e quanto mais termos usados, com maior precisão o sinal é representado. O Scilab possui uma função nativa para realizar esses cálculos, que são regidos pela equação (36).

$$x(k) = \sum_{m=1}^n a(m) \times e^{-\frac{2i\pi}{n}(m-1)(k-1)} \quad (36)$$

Onde  $a$  é o vetor de sinal e  $n$  o número total de elementos.

### 2.13 Método experimental por decomposição

Pode-se usar métodos experimentais para se obter a perda por transmissão com o uso de dois microfones separados por um distancia  $s$  no duto, como apresenta Gerges, *et al.* (2005). É difícil, no entanto, conseguir na pratica as condições ideais para esse tipo de medição, principalmente para se obter a terminação anecóica. Um artifício usado para tentar contornar esse problema é usar uma tubulação de saída muito longa ou materiais de alta absorção.

Neste tipo de medição, não serão levados em consideração os efeitos do fluxo de gases e da rugosidade interna dos dutos.

Considera-se a decomposição do campo sonoro emitido pela fonte e componentes incidentes ( $P_i$ ) e refletidos ( $P_r$ ):

$$P_i = A_i e^{i(\omega t - kz)} \quad (37)$$

$$P_r = B_r e^{i(\omega t + kz)} \quad (38)$$

Onde:

$k = \omega/c$  é o numero de onda, em rad/m;

$\omega$  é a frequência angular, em rad/s;

$z$  é a distancia do microfone até o inicio do silenciador, em m;

$c$  é a velocidade do som no ar, em m/s.

Sendo  $A_i$  a amplitude complexa de pressão sonora da onda incidente e  $B_r$  a amplitude complexa de pressão sonora da onda refletida, Chung e Blaser (*apud* GERGES, *et al.* 2005) apresentam a função de transferência  $H_{12}$  para os sinais  $P_1$  e  $P_2$  nos pontos de medição

$$P_1(f) = e^{i2\pi ft} (A_i e^{-ikz_1} + B_r e^{ikz_1}) \quad (39)$$

$$P_2(f) = e^{i2\pi ft} (A_i e^{-ikz_2} + B_r e^{ikz_2}) \quad (40)$$

$$H_{12} = \frac{P_2(f)}{P_1(f)} = \frac{A_i e^{-ikz_2} + B_r e^{ikz_2}}{A_i e^{-ikz_1} + B_r e^{ikz_1}} \quad (41)$$

O coeficiente de reflexão complexa é:

$$R_f = \frac{B_r}{A_i} \quad (42)$$

$$R_{(f)} = \left( \frac{H_{12}(f) - e^{-iks}}{e^{iks} - H_{12}(f)} \right) e^{ik2L} \quad (43)$$

Onde L é a distância do microfone 1 até o início do silenciador. Verificou-se que essa distância não pode ser múltipla de meio comprimento de onda, então para garantir que o coeficiente de reflexão possa ser calculado é recomendado seguir a regra a abaixo, onde  $f_m$  é a frequência de interesse.

$$s \leq \frac{c}{2f_m}$$

A partir da definição, pode-se representar a PT como descrito na equação (44), a potência sonora incidente na entrada do silenciador ( $W_i$ ) (equação (45)) e a potência sonora transmitida após o silenciador ( $W_t$ ) (equação (46)):

$$PT = 10 \times \log \left| \frac{W_i}{W_t} \right| \quad (44)$$

$$W_i = \frac{P_i^2 S_1}{\rho c} = \frac{DP_1 S_1}{\rho c |1 + R_1|^2} \quad (45)$$

$$W_t = \frac{P_t^2 S_2}{\rho c} = \frac{DP_2 S_2}{\rho c |1 + R_2|^2} \quad (46)$$

Logo, combinando as últimas equações, obtém-se:

$$PT = 20 \log \left| \frac{e^{iks} - H_{12}}{e^{iks} - H_{34}} \right| + 20 \log \left| \frac{DP_1}{DP_2} \right|^{\frac{1}{2}} + 20 \log \left| \frac{S_1}{S_2} \right|^{1/2} \quad (47)$$

## 3 METODOLOGIA

### 3.1 Tipo de pesquisa

Este trabalho apresenta uma abordagem quantitativa do problema, o que significa que as informações e dados obtidos serão processados de forma objetiva numericamente, em um ambiente com realidade única. Pode-se considerar a pesquisa de caráter exploratório, envolvendo levantamento bibliográfico e análises de exemplos que simulem o problema (GIL, 2002).

Também de acordo com Gil (2002), do ponto de vista dos procedimentos técnicos, é uma pesquisa experimental. Após se definir o objetivo de estudar e projetar o uso de ressonadores de Helmholtz em silenciadores veiculares, vários parâmetros, como diâmetro e comprimento da garganta do ressonador, volume de sua câmara e faixa de frequência a ser atenuada serão considerados.

### 3.2 Materiais e Métodos

Na Figura 10 apresenta-se o fluxograma que demonstra as principais etapas da metodologia adotada neste trabalho:

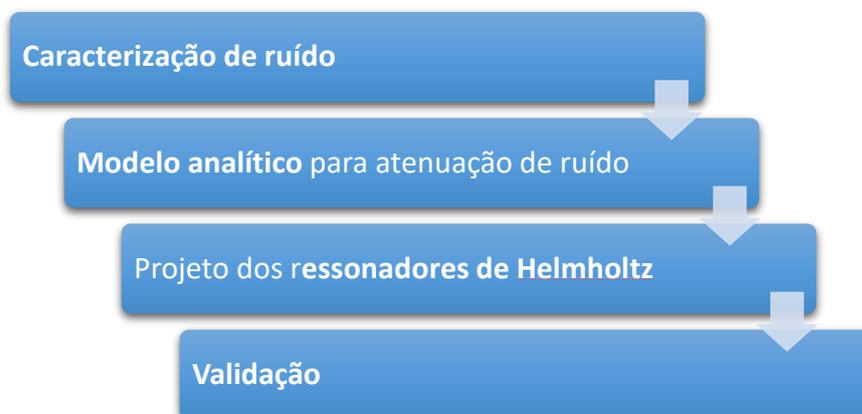


Figura 10 – Fluxograma representando a metodologia adotada

### 3.2.1 Caracterização do ruído

Para caracterizar o ruído de exaustão, baseou-se em dados apresentados no artigo “*Noise source characteristics in the ISO 362 vehicle pass-by noise test: Literature review*” de Braun *et al.* (2012), como mostra a Figura 11. Observa-se que os dados são referentes a ruídos medidos no orifício de admissão, porém a validade destes dados para um estudo sobre o sistema de exaustão pode ser explicada pelo comportamento da onda sonora ao se deparar com variações de impedância.

De acordo com os tópicos 2.4 e 2.5, a impedância acústica depende do ambiente em que se encontra, e caso uma onda encontre diferença de impedância enquanto se propaga, parte da energia será refletida e outra parte transmitida. Isso quer dizer que nesse sistema em que a admissão e a descarga são os dois extremos físicos, a natureza das ondas ali presente é a mesma, ou seja, mesmo que as amplitudes variem ao longo do sistema, as frequências dos picos serão as mesmas.

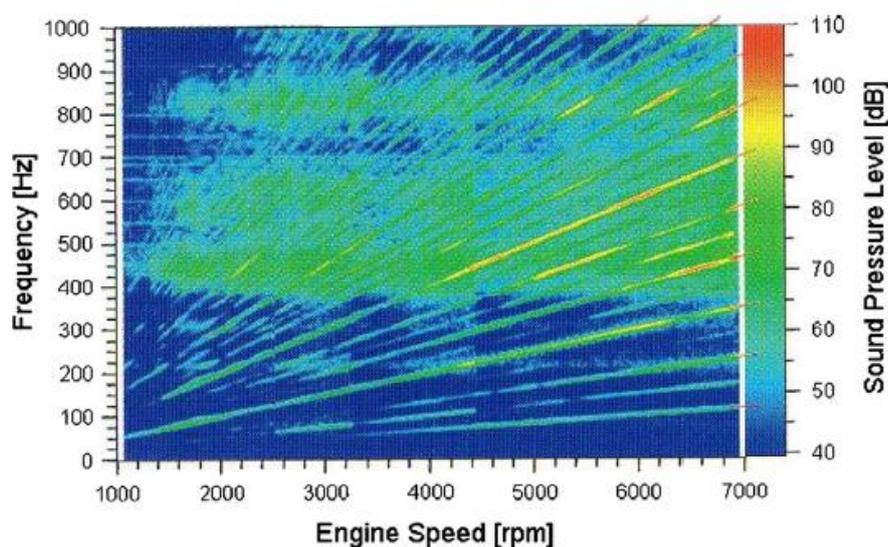


Figura 11 - Gráfico relacionando o nível de pressão sonora, frequência e rotação do motor no orifício de admissão

Fonte: Braun et al. (2012)

Após feito este adendo, procedeu-se a identificação visual dos picos para seis faixas de rotação do motor, a cada mil rpm, sendo a primeira faixa 2000 rpm e a última 7000 rpm, em frequências de até 800 Hz. Esta observação deu origem a uma planilha (Figura 12), onde também foi calculado o valor das amplitudes em pascal, de acordo com a equação (23).

A transformação dos valores para pascal é importante para permitir a reconstrução do sinal através da equação de onda.

RPM 2000			RPM 5000			RPM 7000		
Hz	dB	Pa	Hz	dB	Pa	Hz	dB	Pa
100	65	0,04	100	65	0,04	125	105	3,556559
200	70	0,06	250	90	0,63	175	50	0,006325
300	70	0,06	325	70	0,06	225	100	2
			375	70	0,06	350	100	2
			400	90	0,63	450	110	6,324555
			500	100	2	575	105	3,556559
			575	75	0,11	700	110	6,324555
			625	65	0,04	800	110	6,324555
			650	70	0,06			
			750	70	0,06			
RPM 3000			RPM 6000					
Hz	dB	Pa	Hz	dB	Pa			
75	60	0,02	100	60	0,02			
150	65	0,04	150	50	0,01			
300	70	0,06	200	60	0,02			
450	90	0,63	300	100	2			
			400	90	0,63			
			450	80	0,2			
			500	85	0,36			
			600	110	6,32			
			700	65	0,04			
			800	100	2			
RPM 4000								
Hz	dB	Pa						
75	50	0,01						
100	50	0,01						
200	70	0,06						
250	55	0,01						
300	50	0,01						
325	60	0,02						
400	90	0,63						

Figura 12 - Valores encontrados na caracterização do ruído

### 3.2.2 Modelo analítico e projeto dos ressonadores

Um modelo analítico foi desenvolvido em Scilab para simular o efeito de ressonadores em diferentes configurações no sinal caracterizado em 3.2.1. O programa foi fragmentado para facilitar a explicação por etapas.

A Figura 13 apresenta a montagem idealizada para o estudo, assim como as dimensões usadas nos cálculos.

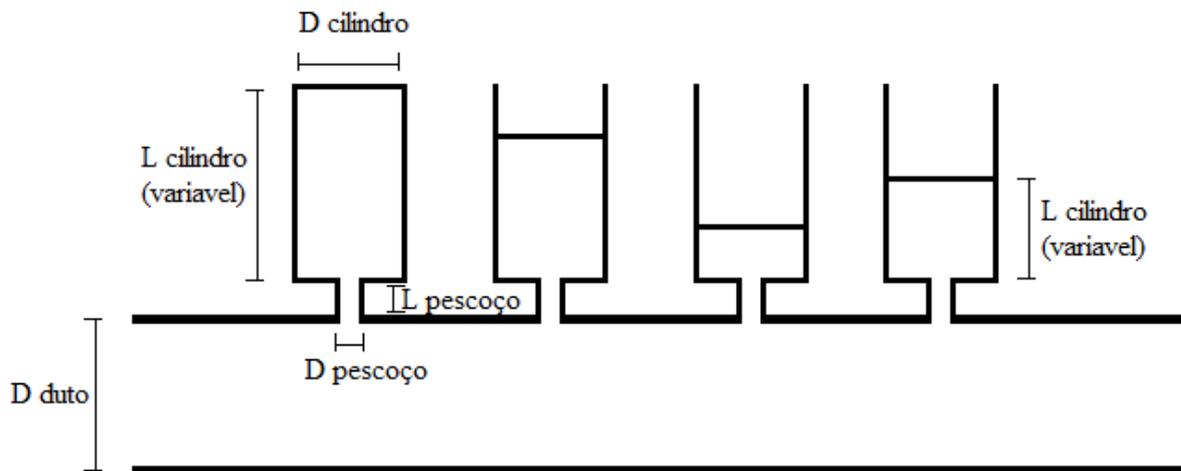


Figura 13 - Representação da montagem idealizada

O programa foi construído de tal forma que seja possível variar a quantidade de ressonadores funcionando em série no sistema. Este número deve ser escolhido em “n” (Figura 14). Isso permite avaliar de forma rápida a presença de um número maior de ressonadores trabalhando em conjunto.

A temperatura também afeta a performance dos ressonadores, portanto deve ser levada em consideração para que a velocidade do som no sistema fique mais próximo da real.

As variáveis que aparecem na sequência na Figura 14 estão ligadas a reconstrução do sinal através de transformada rápida de Fourier. Na taxa de amostragem se define a faixa de frequência em que se trabalhará, e “ruído” é um multiplicador que será usado para controlar a amplitude do ruído, usado para deixar o espectro mais natural e coerente com o ruído de fundo presente na Figura 11.

```

1  clc
2  clear
3
4  temp= 500 //Temperatura do gas de saida [C] (600-100C intermediario, -400-200C traseiro)
5  n=3 //Numero de ressonadores
6
7
8  sample_rate=1800; //taxa de amostragem
9  t = 0:1/sample_rate:1 //intervalo de amostragem
10 N=length(t) //numero de amostras
11 f=sample_rate*(1:(N/2))/N
12 ruido=0.03 //amplitude do ruido
13

```

Figura 14 - Fragmento do programa em Scilab

Na Figura 15 pode-se observar como foram construídas as equações de onda para cada faixa de frequência, usando os valores que se encontram na Figura 12. Essas equações estão no formato  $A \times \text{sen}(2\pi \times ft)$ , onde “A” é a amplitude em Pascal e “f” a frequência em Hz.

Somado a este sinal encontra-se a função “grand”, responsável por gerar números aleatórios que neste contexto representa ruído de fundo.

Verifica-se na equação (17) que a frequência de atuação de um ressonador depende do volume da cavidade. Optou-se por ressonadores de geometria cilíndrica, com as dimensões fixas, com exceção do comprimento do cilindro. Deste modo espera-se que um mesmo ressonador possa atuar em várias frequências, uma de cada vez, de acordo com a necessidade, variando-se apenas o comprimento do cilindro.

```

14 //Funcao.das.ondas
15
16 s(1,:) = 0.0355655882*sin(2*(%pi)*100*t) + 0.0632455532*sin(2*(%pi)*200*t) + 0.0632455532*
2*sin(2*(%pi)*300*t) + ruído*(grand(1,N,'nor',0,1))
17
18 s(2,:) = 0.02*sin(2*(%pi)*75*t) + 0.0355655882*sin(2*(%pi)*150*t) + 0.0632455532*sin(2*(
%pi)*300*t) + 0.632455532*sin(2*(%pi)*450*t) + ruído*(grand(1,N,'nor',0,1))
19
20 s(3,:) = 0.0063245553*sin(2*(%pi)*75*t) + 0.0063245553*sin(2*(%pi)*100*t) + 0.0632455532
*sin(2*(%pi)*200*t) + 0.0112468265*sin(2*(%pi)*250*t) + 0.0063245553*sin(2*(%pi)*300*t
)+ 0.02*sin(2*(%pi)*325*t) + 0.632455532*sin(2*(%pi)*400*t) + ruído*(grand(1,N,'nor',0,
1))
21
22 s(4,:) = 0.0355655882*sin(2*(%pi)*100*t) + 0.632455532*sin(2*(%pi)*250*t) + 0.0632455532
*sin(2*(%pi)*325*t) + 0.0632455532*sin(2*(%pi)*375*t) + 0.632455532*sin(2*(%pi)*400*t)
+ 2*sin(2*(%pi)*500*t) + 0.112468265*sin(2*(%pi)*575*t) + 0.0355655882*sin(2*(%pi)*625*
t) + 0.0632455532*sin(2*(%pi)*650*t) + 0.0632455532*sin(2*(%pi)*750*t) + ruído*(grand(1,
N,'nor',0,1))
23
24 s(5,:) = 0.02*sin(2*(%pi)*100*t) + 0.0063245553*sin(2*(%pi)*150*t) + 0.02*sin(2*(%pi)*20
0*t) + 2*sin(2*(%pi)*300*t) + 0.632455532*sin(2*(%pi)*400*t) + 0.2*sin(2*(%pi)*450*t) + 0.
355655882*sin(2*(%pi)*500*t) + 6.3245553203*sin(2*(%pi)*600*t) + 0.0355655882*sin(2*(%
pi)*700*t) + 2*sin(2*(%pi)*800*t) + ruído*(grand(1,N,'nor',0,1))
25
26 s(6,:) = 3.5565588201*sin(2*(%pi)*125*t) + 0.0063245553*sin(2*(%pi)*175*t) + 2*sin(2*(%p
i)*225*t) + 2*sin(2*(%pi)*350*t) + 6.3245553203*sin(2*(%pi)*450*t) + 3.5565588201*sin(2*
(%pi)*575*t) + 6.3245553203*sin(2*(%pi)*700*t) + 6.3245553203*sin(2*(%pi)*800*t) + ruído
*(grand(1,N,'nor',0,1))
27

```

Figura 15 - Fragmento do programa em Scilab

A Figura 16 mostra as variáveis responsáveis por cada dimensão do ressonador.

```

28
29 //-----DIMENSOES DO RESSONADOR-----
30
31 --//DUTO principal (FIXO) [m]
32
33 Dduto=0.0635 //equivalente a um tubo de 2.5"
34
35 --//Pescoco (FIXO) [m]
36
37 Dpesc=0.007
38 Lpesc=0.03
39
40 --//Cilindro ressonador [m]
41
42 Dcil=0.04 // Dcil -> Dpesc/0.4
43 Lcil=0.008 //valor inicial, se altera nas iteracoes
44

```

Figura 16 - Fragmento do programa em Scilab

```

45
46 //-----Criacao de funcoes-----
47
48 //Funcao perda por transmissao
49
50 function [TL, Beta]=tl(Leff, spesc, vress, sduto, wo, f)
51 for i=1:length(f)
52     aux=f(i)*(2*pi)
53     TL(i)=(10*log10(1+(((spesc*vress/Leff)^0.5)/(2*sduto*((aux/wo)-(wo/aux))))).^2))
54     Beta(i)=(((spesc*vress/Leff)^0.5)/2*sduto)
55 end
56 endfunction
57

```

Figura 17 - Fragmento do programa em Scilab

Algumas funções foram criadas, como mostram as figuras abaixo. A função “tl” na Figura 17 é baseada na equação (20), e calcula a perda por transmissão em dB para uma dada frequência natural do ressonador, um vetor de frequências, área de seção do duto principal e do pescoço, volume da cavidade e comprimento efetivo. Esta função retorna um vetor com a PT para cada frequência, valores que serão retirados das amplitudes originais.

A função “fft” (Figura 18) é responsável por calcular a transformada rápida de Fourier dos sinais “s” (Figura 15), fazer as correções em relação a amplitude real e eliminar parte dos pontos calculados, que são originalmente encontrados em pares simétricos devido a própria natureza da transformada de Fourier. Como dito anteriormente, as equações de onda são construídas levando em consideração valores em pascal para a amplitude. Após a transformada, o vetor de resultados é transformado de volta para decibéis, para que possam ser usados no modelo de atenuação.

```

58 //funcao-fft
1  function [y_]=fft_(s_,f_,N_)
2  ....y_=(fft(s_))
3  ....y_=y_(1:(length(f_)))
4  ....y_=y_/(N_/2)
5  ....y_=abs(y_) //fft-em-Pa
6  ....ref=2*10^(-5)
7  ....y_=20*log10(y_/ref) //fft-em-dB
8  endfunction
67

```

Figura 18 - Fragmento do programa em Scilab

Outra função criada (Figura 19) visa agilizar as somas em decibéis, que precisam de um procedimento específico para serem feitas, e serão usadas para calcular valores globais de nível de potência sonora para cada faixa de rotação do motor.

Os vetores com os sinais originais são então convertidos através da função “fft\_”, como mostra a Figura 20.

```

68 // -soma -dB
1  function [soma_]=somadB(NPS_)
2  ....soma_=0
3  ....for k=NPS_
4  ....soma_=soma_+(10^(k/10))
5  ....end
6  ....soma_=10*log10(soma_)
7  endfunction
76

```

Figura 19 - Fragmento do programa em Scilab

```

77
78 for i=1:6
79     ....axu=fft_(s(i,:),f,N)
80     ....y(i,:)=axu
81 end
82

```

Figura 20 - Fragmento do programa em Scilab

A partir das dimensões declaradas e da temperatura escolhida, alguns valores iniciais necessários são calculados, de acordo com a Figura 21.

```

84
85 //-----Valores processados a partir das dimensoes dos ressonadores e dados de entrada
86
87 Lefe=Lpesc+1.7*(Dpesc/2) ...//comprimento efetivo
88 Spesc=(%pi*(Dpesc/2)^2) ...//Area secao pescoco (abertura lateral)
89 Sduto=(%pi*(Dduto/2)^2) ...//Area secao duto principal
90 Vress=(%pi*Lcil*(Dcil/2)^2) ...//Volume enclausurado
91 C=331+0.6*temp ...//correcao da velocidade do som para dada temperatura
92 Wo=C*(Spesc/(Lefe*Vress))^0.5
93 Fo=Wo/(2*pi)

```

Figura 21 - Fragmento do programa em Scilab

Um sumário das condições escolhidas é importante para ajudar na clareza ao analisar os resultados, então o seguinte trecho (Figura 22) garante essa apresentação de dados.

```

95
96 printf('\n-----PARAMETROS DA SIMULAÇÃO-----\n')
97 printf('\n\nNumero de ressonadores: %i-', n)
98 printf('\nTemperatura media do sistema: %i-°C-', temp)
99 printf('\nDiametro: %f-mm', Dcil*1000)
100 printf('\n\nDUTO-PRINCIPAL')
101 printf('\nDiametro: %f-mm', Dduto*1000)
102 printf('\n\nCILINDRO-DO-RESONADOR')
103 printf('\nDiametro: %f-mm', Dcil*1000)
104 printf('\nComprimento: -variavel')
105 printf('\n\nPESCOÇO')
106 printf('\nDiametro: %f-mm', Dpesc*1000)
107 printf('\nComprimento: %f-mm', Lpesc)
108 printf('\n\n-----ATENUAÇÃO-----\n\n')
109

```

Figura 22 - Fragmento do programa em Scilab

Com todas as ferramentas auxiliares já apresentadas, é possível começar o processamento principal. A Figura 23 mostra que para cada uma das seis faixas de rotação, após indicar no console em que faixa se está trabalhando, um gráfico com o espectro original é plotado, e um valor referente ao nível global original é calculado e apresentado, para que possa ser comparado com valor após a atenuação.

```

109
110 for i=1:6
111 --- printf('\n\nRotação do motor: -%i -RPM', ((i+1)*1000) -)
112 --- figure(i)
113 --- titulo=('RPM: -')+string(((i+1)*1000))+(' --Original')
114 --- title(titulo)
115 --- subplot(121)
116 --- plot(f,y(i,:))
117 --- xlabel('Frequencia - [Hz]')
118 --- ylabel('NPS[dB]')
119 --- y_=y
120 --- NPSi=somadB(y_(i,:))

```

Figura 23 - Fragmento do programa em Scilab

Para cada um dos  $n$  ressonadores, o espectro é analisado e o maior valor de amplitude identificado, como pode ser visto na Figura 24. A frequência referente a maior amplitude será a frequência alvo daquela iteração, ou seja, o comprimento da cavidade, que inicialmente tem um valor arbitrário muito baixo, será incrementado continuamente, até que seja grande o suficiente para que o volume por ele conferido faça com que a frequência do ressonador fique muito próximo a frequência alvo.

Durante testes percebeu-se que na medida em que o comprimento do ressonador aumenta, a variação de frequência fica cada vez menor. Para contornar este fato, foram criados degraus de incremento, diminuindo o tempo de processamento para frequências abaixo de 100 Hz.

```

121 ---- for j=1:n
122 ----- [ampM, freqM]=max(y_(i,:))
123 ----- printf('\n\nRessonador-%i', j)
124 ----- printf('\nAmplitude-maxima-identificada: %f-dB-(@-%f-Hz)', -ampM, -freqM)
125 ----- Fo=20000
126 ----- Lcil=0.008
127 ----- while Fo>freqM
128 -----     Vress=(%pi*Lcil*(Dcil/2)^2)
129 -----     Wo=C*(Spec/(Lefe*Vress))^0.5
130 -----     Fo=Wo/(2*%pi)
131 -----     Lcil=Lcil+(1/1000000)
132 -----     if Lcil > 1 then
133 -----         Lcil=Lcil+(1/10000)
134 -----         if Lcil>1.2 then
135 -----             Lcil=Lcil+(1/1000)
136 -----             if Lcil>1.55 then
137 -----                 Lcil=Lcil+(1/100)
138 -----             end
139 -----         end
140 -----     end
141 ----- end

```

Figura 24 - Fragmento do programa em Scilab

Uma vez calculado o comprimento ideal, seu valor é impresso e a atenuação é de fato calculada. Através da função “tl” (Figura 17), o vetor de frequências e amplitudes é atualizado para valores após subtraído a atenuação causada em cada frequência pelo volume usado, e este vetor passa ser o vetor inicial para o próximo ressonador, que atuará já nos resultados atenuados pelo ressonador anterior. Observa-se que uma mesma frequência pode ser atenuada por mais de uma vez, caso sua amplitude continue sendo a maior após uma atenuação anterior.

Um gráfico com os valores atenuados será plotado ao lado do gráfico com valores iniciais, e será atualizado até que todos os ressonadores tenham sido considerados. Neste momento, um novo valor global de nível de pressão sonora é calculado, e a diferença entre o nível inicial e final também é apresentado. Todo procedimento descrito pode ser encontrado na Figura 25.

```

142 .....-printf('\nComprimento do pescoço usado: %f - (%f - Hz)', Lcil, -Fo)
143 .....- [atenuacao, B]=tl(Lefe, Spesc, Vress, Sduto, Wo, f)
144 .....-y_(i,:)=y_(i,:)-atenuacao'
145 .....-subplot(122)
146 .....-xlabel('Frequencia - [Hz]')
147 .....-ylabel('NPS[dB]')
148 .....-title('ATENUADO')
149 .....-plot(f,y(i,:))
150 .....-plot(f,y_(i,:), 'r-.')
151 .....-end
152 .....-NPSf=somadb(y_(i,:))
153 .....-printf('\n\nNPS inicial: %f - dB', NPSi)
154 .....-printf('\nNPS final: %f - dB', -NPSf)
155 .....-printf('\nAtenuação total: %f - dB', -NPSi - NPSf)
156 .....-printf('\n\n-----\n')
157 end
158
159 printf('\nSimulação Concluída')

```

Figura 25 - Fragmento do programa em Scilab

### 3.3 Variáveis e Indicadores

Variáveis	Indicadores
Ressonador	-Diâmetro da garganta -Comprimento da garganta -Volume da cavidade
Ruído	-Amplitude do ruído -Faixa de frequência do ruído

### 3.4 Tabulação dos dados

Os instrumentos usados para a tabulação dos dados foram os seguintes softwares: MS Excel, MS Word e Scilab.

### 3.5 Considerações Finais do capítulo

Neste capítulo foram apresentados os métodos e ferramentas utilizados na pesquisa. No próximo capítulo serão apresentados os resultados obtidos, assim como uma análise do que representam.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Perda por transmissão para cada configuração de ressonadores

Serão apresentados resultados para as configurações de quatro e sete ressonadores. A Tabela 1 apresenta um resumo dos níveis globais de atenuação obtidos no trabalho. Apesar do aumento no número de ressonadores, observou-se que a atenuação mínima obtida teve um valor próximo para as duas configurações, entre oito e nove decibéis. Entretanto, de modo geral o maior número de ressonadores contribuiu significativamente para melhorar os níveis de atenuação, chegando em algumas rotações a quase dobrar o valor encontrado para a configuração de quatro ressonadores, como se observa para 7000 RPM, onde houve uma melhora na atenuação de 8,1 dB para 16 dB.

Tabela 1 – Resumo de atenuações para 4 e 7 ressonadores.

<b>4 Ressonadores</b>		<b>7 Ressonadores</b>	
Rotação (RPM)	Atenuação (dB)	Rotação (RPM)	Atenuação (dB)
2000	8,4	2000	8,7
3000	16,6	3000	20,7
4000	19,2	4000	20,4
5000	16,3	5000	19,0
6000	15,2	6000	18,2
7000	8,1	7000	16,0

As tabelas apresentadas a seguir resumem o trabalho realizado em cada rotação. Na coluna à esquerda fica indicado a amplitude mais alta para aquela iteração, e ao seu lado em que frequência se encontra. A coluna “Comprimento L” indica qual o comprimento ideal para criar o volume na cavidade cuja frequência de atuação seja a mesma encontrada na amplitude máxima.

A primeira configuração considerou os seguintes parâmetros: 4 ressonadores, a uma temperatura de 500 °C. O duto principal possui diâmetro de 63,5mm, equivalente a um tubo de 2,5”. O pescoço foi fixado em 7 mm de diâmetro e 30 mm de comprimento. O diâmetro da cavidade foi fixada em 40mm, e o comprimento varia a cada iteração.

A Tabela 2 apresenta os resultados encontrados para 2000 RPM. Como esperado, frequências próximas ou abaixo de 100 Hz exigem um volume no ressonador consideravelmente maior, e como se atuou apenas no comprimento sem alterar o diâmetro, foram encontrados valores próximos a um metro, inviáveis para aplicação real.

Tabela 2 - 4 ressonadores, 2000 rpm

2000 RPM						
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)		
69,7	201	0,2126	200,99	Inicial	Final	
69,6	301	0,0948	300,99	74,4	66,0	
65,5	101	0,8422	100,99	Atenuação (dB)		
46,3	498	0,0346	497,99	8,4		

Para contornar o problema, considerar não apenas um, mas dois diâmetros padrão seriam suficientes. Alterando o diâmetro de 40 mm para 100 mm, o comprimento necessário para atenuar 100 Hz cai de 0,84 m para 0,135 m. Considerar apenas ressonadores com o diâmetro maior também não é viável, pois seriam necessários comprimentos menores que 5 mm para frequências acima de 550 Hz, exigindo um alto grau de certeza.

A Figura 26 apresenta ao lado esquerdo o espectro original para 2000 RPM, enquanto o lado direito mostra em vermelho como seria o novo espectro após atenuação. Percebe-se que os picos mais pronunciados foram eliminados, o que levou a uma redução global do nível de ruído de 8,3 dB.

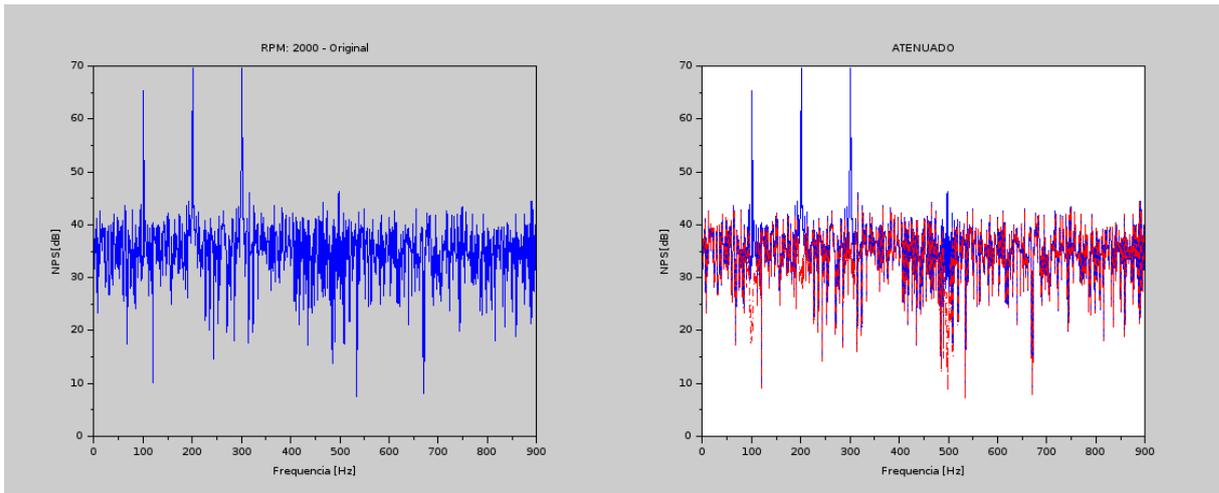


Figura 26 - Espectro original e atenuado, 2000 rpm, 4 RH

Analogamente aos resultados apresentados anteriormente, a Tabela 3 se refere a 3000 RPM.

Tabela 3 - 4 ressonadores, 3000 rpm

3000 RPM						
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)		
89,1	451	0,0422	450,99	Inicial	Final	
69,5	301	0,0948	300,99	90,1	73,5	
65,3	151	0,3768	150,99	Atenuação (dB)		
59,9	76	1,4895	75,97	16,6		

Desta vez, a atenuação global foi bem maior que a encontrada em 2000 RPM. Essa variação depende de vários fatores, como a uniformidade do espectro, a quantidade de picos e quão maiores eles são que as outras frequências. A relação entre esses fatores e a atenuação final não é alvo deste estudo.

A Figura 27 mostra graficamente o resultado da atenuação.

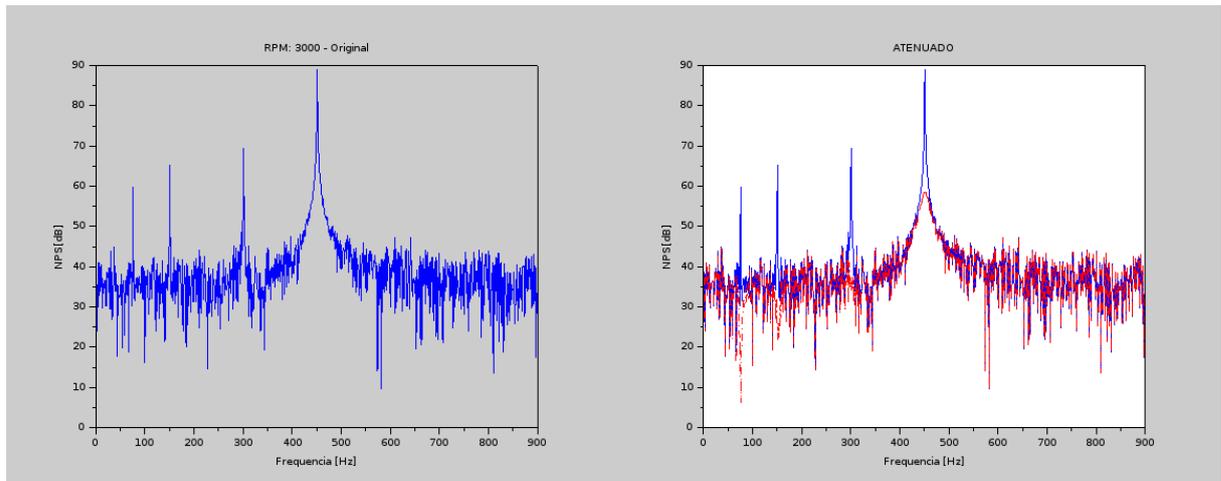


Figura 27 - Espectro original e atenuado, 3000 rpm, 4 RH

A maior atenuação foi encontrada na terceira faixa de rotação analisada, 4000 RPM. Como mostra a Tabela 4, foi possível atenuar cerca de 19 dB. Outro fato interessante é que pela primeira vez nos dados apresentados foi possível identificar o momento em que uma mesma frequência é atenuado mais de uma vez, quando voltou a ter a maior amplitude após iterações.

Tabela 4 - 4 ressonadores, 4000 rpm

4000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
89,3	401	0,0534	400,99	Inicial	Final
69,9	201	0,2126	200,99	90,1	70,8
60,2	326	0,0808	325,99	Atenuação	
57,6	402	0,0531	401,99	19,2	

A Figura 28 mostra graficamente a atenuação dupla que ocorre próximo a 400 Hz. Para melhor visualização, a região em que ocorre a atenuação dupla é ampliada na Figura 29.

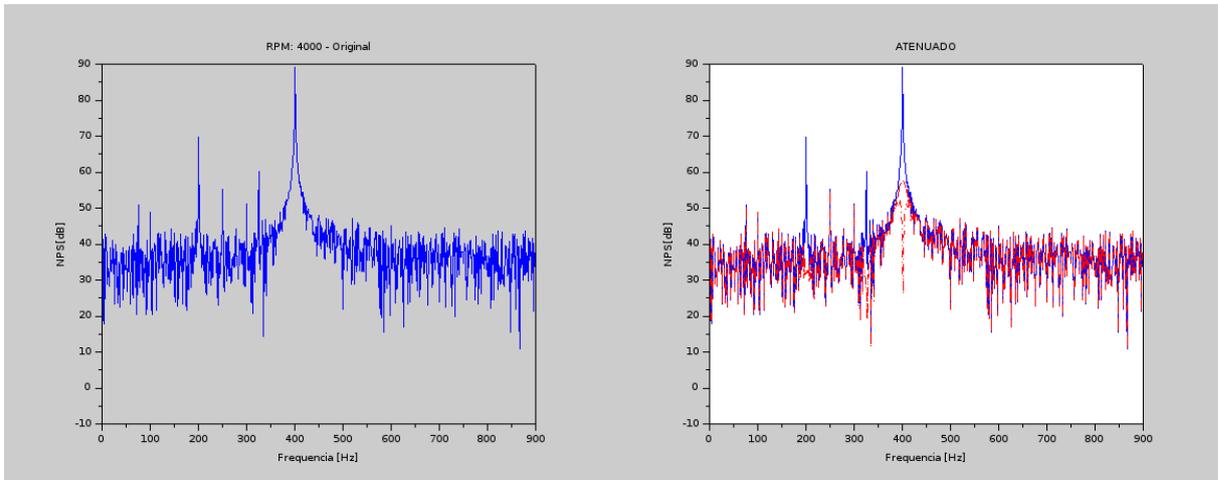


Figura 28 - Espectro original e atenuado, 4000 rpm, 4 RH

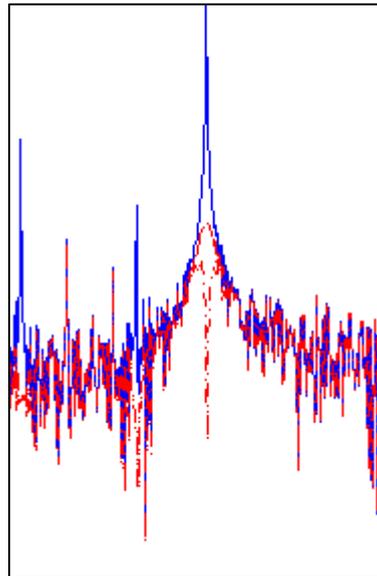


Figura 29 – Região de atenuação dupla amplificada

A seguir, serão apresentados as tabelas e gráficos referentes as faixas de rotações restante.

A Tabela 5 apresenta os valores para 5000 RPM.

Tabela 5 - 4 ressonadores, 5000 rpm

5000 RPM						
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)		
98,8	501	0,0342	500,99	Inicial	Final	
89,8	251	0,1363	250,99	100,8	84,5	
89,3	401	0,0534	400,99	Atenuação		
72,5	576	0,0258	575,99	16,3		

A Figura 30 mostra graficamente a atenuação.

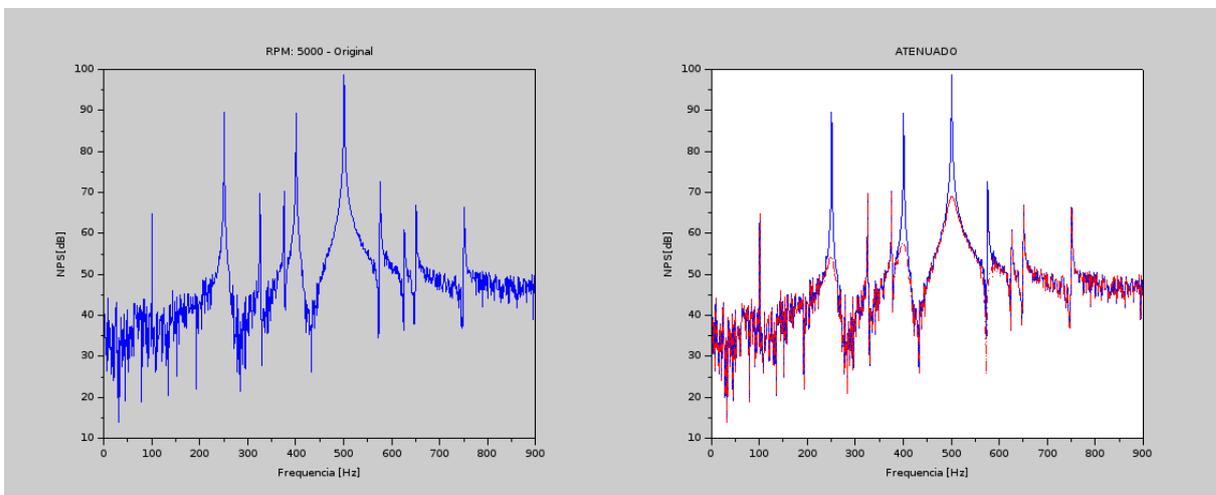


Figura 30 - Espectro original e atenuado, 5000 rpm, 4 RH

A Tabela 6 e Figura 31 são referentes a 6000 RPM.

Tabela 6 - 4 ressonadores, 6000 rpm

6000 RPM						
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)		
108,3	601	0,0237	600,99	Inicial	Final	
99,6	301	0,0948	300,99	110,8	95,6	
96,8	801	0,0133	800,99	Atenuação		
89,3	401	0,0534	400,99	15,2		

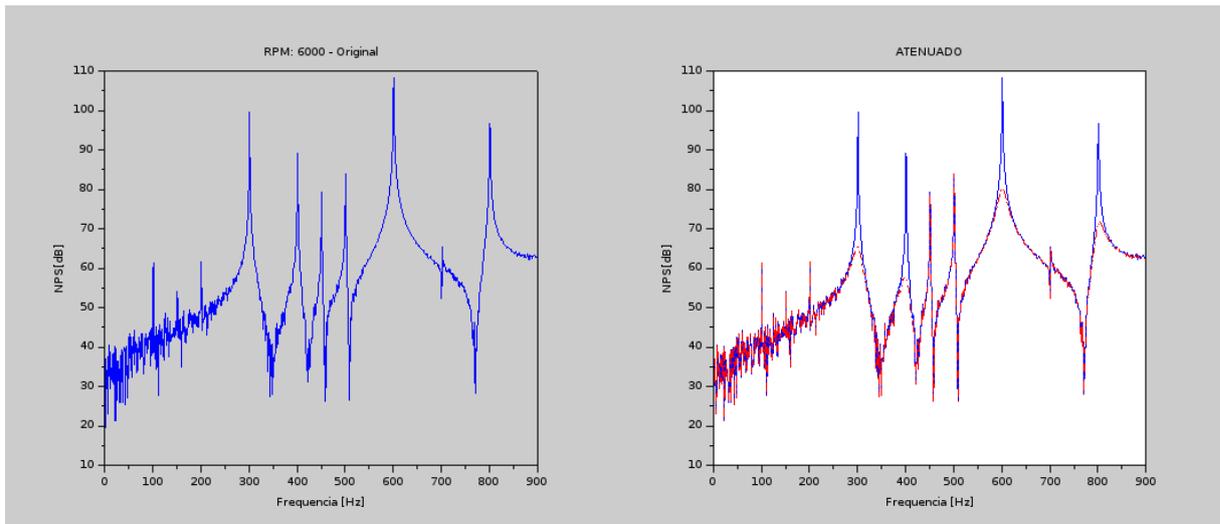


Figura 31 - Espectro original e atenuado, 6000 rpm, 4 RH

A última faixa de rotação apresentou picos bem nítidos, como mostra a Figura 32. Apesar disso, verifica-se na Tabela 7 que a atenuação foi relativamente baixa se comparada as outras faixas de rotação.

Tabela 7 - 4 ressonadores, 7000 rpm

7000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
109,1	451	0,0422	450,99	Inicial	Final
107,7	701	0,0174	700,99	115,8	107,8
106,8	801	0,0133	800,99	Atenuação	
104,9	126	0,5411	125,99	8,1	

Questionando-se como seria o poder de atenuação nessa última faixa de rotação caso houvesse um ressonador para cada pico, a configuração com sete ressonadores foi testada.

Mais uma vez a primeira faixa de rotação obteve os menores valores de atenuação. A Tabela 8 apresenta os valores calculados para 2000, 3000 e 4000 RPM.

Tabela 8 - 7 Ressonadores, 2000 a 4000 RPM

2000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
69,9	301	0,0948	300,99	Inicial	Final
69,7	201	0,2126	200,99		
64,9	101	0,8422	100,99		
46,2	353	0,068	352,99	74,5	65,8
45,4	547	0,0287	546,99	Atenuação (dB)	
45,1	222	0,1743	221,99		
44,6	801	0,0133	800,99	8,7	
3000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
89,1	451	0,0422	450,99	Inicial	Final
69,7	301	0,0948	300,99		
64,5	151	0,3768	150,99		
60,2	76	1,4895	75,97	90,1	69,4
58,4	451	0,0422	450,99	Atenuação (dB)	
53,5	463	0,040	462,99		
52,6	442	0,0439	441,99	20,7	
4000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
89,3	401	0,0534	400,99	Inicial	Final
70,0	201	0,2126	200,99		
60,6	326	0,0808	325,99		
57,6	400	0,0536	399,99	90,1	69,7
54,2	251	0,1363	250,99	Atenuação (dB)	
53,1	409	0,0513	408,99		
51,8	101	0,8422	100,99	20,4	

De modo geral, as atenuações com o número maior de ressonadores obteve melhores resultados. Como manteve-se o diâmetro da cavidade, o problema relacionado a comprimentos muito grandes voltaram a ocorrer para frequências mais baixas.

Tabela 9 -7 Ressonadores, 5000 a 7000 RPM

5000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
98,8	501	0,0342	500,99	Inicial	Final
89,7	251	0,1363	250,99		
89,3	401	0,0534	400,99		
72,6	576	0,0258	575,99	100,8	81,8
69,9	326	0,0808	325,99	Atenuação (dB)	
69,6	376	0,0607	375,99		
69,1	502	0,0340	501,99	19,0	
6000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
108,3	601	0,0237	600,99	Inicial	Final
99,6	301	0,0948	300,99		
96,8	801	0,0133	800,99		
89,3	401	0,0534	400,99	110,8	92,6
84,1	501	0,0342	500,99	Atenuação (dB)	
80,2	602	0,0237	601,99		
79,0	451	0,0422	450,99	18,2	
7000 RPM					
Amplitude máxima (dB)	(Hz)	Comprimento L (m)	(Hz)	NPS (dB)	
109,1	451	0,0422	450,99	Inicial	Final
107,7	701	0,0174	700,99		
106,8	801	0,0133	800,99		
104,9	126	0,5411	125,99	115,8	99,9
103,4	576	0,0258	575,99	Atenuação (dB)	
99,7	226	0,1682	225,99		
99,4	351	0,0697	350,99	16,0	

A Figura 33 mostra que todos os picos não contemplados na Figura 32 foram atenuados ao se usar maior número de ressonadores.

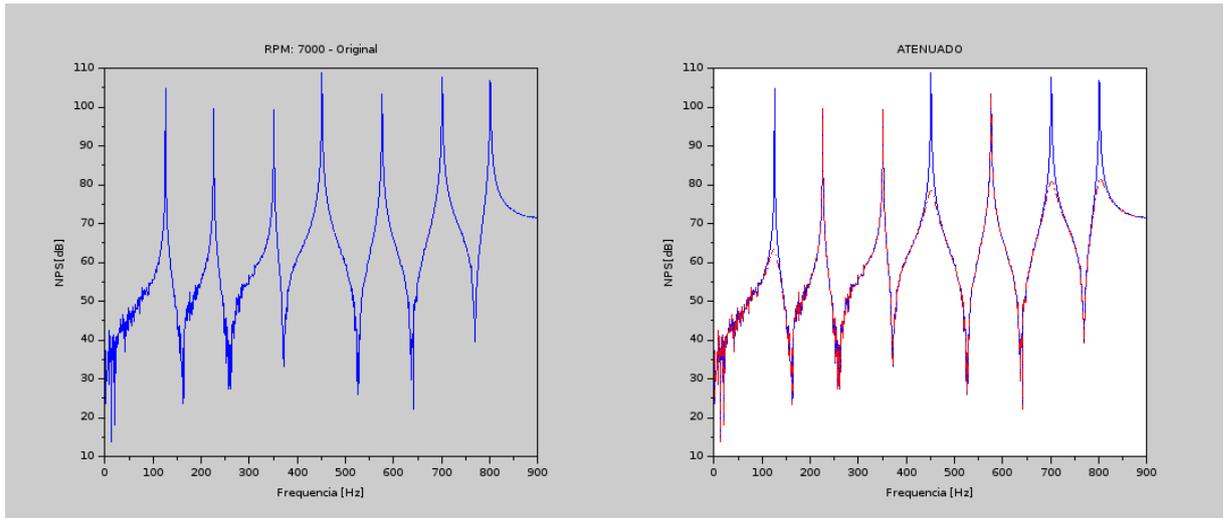


Figura 32 - Espectro original e atenuado, 7000 rpm, 4 RH

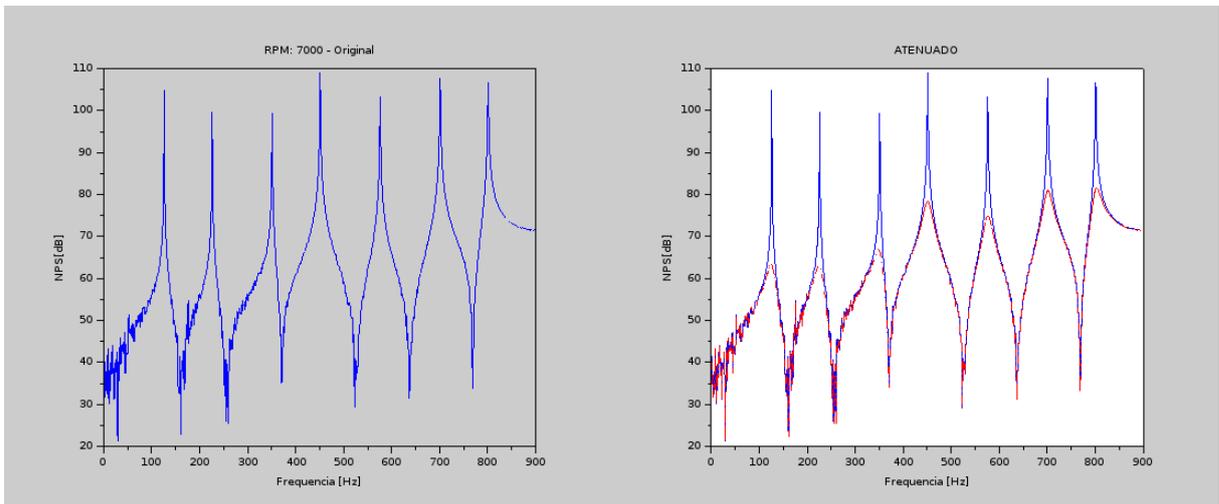


Figura 33 - Espectro original e atenuado, 7000 rpm, 7 RH

## **5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES**

### **5.1 Conclusões**

Percebeu-se que de modo geral, quando maior a rotação do motor, maior a amplitude dos picos. Essa diferença é tão expressiva que em alguns casos o nível de pressão sonora global em uma faixa atenuada continua sendo maior que o ruído

Conclui-se que a utilização dos ressonadores é possível pelo ponto de vista acústico, obtendo-se atenuação de até 19,2 dB para a configuração com quatro ressonadores, e 20,7 dB ao utilizar sete ressonadores. Deve-se, porém, observar as restrições físicas, pois comprimentos grandes podem ultrapassar as dimensões do silenciador, enquanto comprimentos muito pequenos podem ser de difícil ajuste. Portanto, não é possível trabalhar com apenas um modelo de ressonador.

Padronizar dois diâmetros para o ressonador pode contornar o problema, sendo aquele com maior diâmetro destinado a trabalhar das frequências mais baixas até por volta de 500 Hz, enquanto o modelo com menor diâmetro pode trabalhar com frequências superiores a 250 Hz.

### **5.2 Recomendações para trabalhos futuros**

Para que o sistema estudado funcione de forma mais eficiente, recomenda-se desenvolver um sistema de controle para que o comprimento do ressonador seja continuamente modificado, de modo que esteja sempre trabalhando nas melhores condições possíveis de atenuação, agindo em toda faixa de rotação do motor, e não só em pontos pré determinados.

Propõe-se elaborar um sistema de medição usando o método experimental por decomposição descrito no tópico 2.13, simulando as frequências características de exaustão e adicionando ressonadores sintonizados nas frequências de pico, para avaliar sua efetividade na prática.

O grande número de variáveis envolvidas no funcionamento de um veículo pode deixar a análise muito complexa, sugere-se, então, trabalhar com um motor estacionário, é possível ter um maior controle e reduzir o número de variáveis.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABD-EL-HALIM, M.; RABIA, S. M. Effect of valve timing and exhaust back pressure on the performance of gasoline engine by. *Journal of Engineering Sciences*, v. 38, n. 3, p. 685-696, 2010

BALLOU, Glen M. (Org.). **Handbook for Sound Engineers**. 4. ed. [S.l.]: Focal Press, 2008. 1806 p.

BASSHUYSEN, Richard van et al. (Org.). *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives*. 1. ed. Warrendale, Pa.: SAE International, 2004. 811 p.

BISTAFA, Sylvio R. *Acústica Aplicada ao Controle do Ruído*. 2. ed. São Paulo, SP: Blucher, 2011. 384 p.

BRAUN, M. E. *et al.*. Noise source characteristics in the ISO 362 vehicle pass-by noise test: Literature review *Applied Acoustics Journal*, 2012.

GERGES, Samir Nagi Yousri et al. (Org.). *Ruídos e Vibrações Veiculares*. 1. ed. Florianópolis, SC: NR, 2005. 732 p.

GIL, A. C. *Como elaborar projetos de pesquisa*. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002. 175 p.

KLAUS, T. B. et al. Noise reduction of a sound field inside a cavity due to an adaptive Helmholtz resonator. Disponível em: <[http://past.isma-isaac.be/downloads/isma2012/papers/isma2012\\_0881.pdf](http://past.isma-isaac.be/downloads/isma2012/papers/isma2012_0881.pdf)>. Acesso em: 05 fev. 2018.

MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers: With application to exhaust and ventilation system design*. 1. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1987. 328 p.

PANICKER V. B.; MUNJAL, M. L., Aeroacoustic analysis of straight-through mufflers with simple and extended tube expansion chambers. *J. Ind. Inst. Sci.*, 63(A), p.1-19, 1981

RAO, Singiresu S. *Mechanical Vibrations*. 5. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 2011. 1104 p.

SCILAB Help: fft. Disponível em: <[https://help.scilab.org/docs/6.0.0/pt\\_BR/fft.html](https://help.scilab.org/docs/6.0.0/pt_BR/fft.html)>. Acesso em: 05 fev. 2018.