



ESTUDO EXPERIMENTAL DO RESSONADOR DE HELMHOLTZ NO COLETOR DE ASPIRAÇÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVO

Sérgio M. Hanriot

PUC-MG, Departamento de Engenharia Mecânica
C.P. 1686-30535-610-BH, MG, Brasil

Ramon M. Valle

UFMG, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Universitário
CEP 31.270-901 BH, MG, Brasil

Marcello A. Faraco de Medeiros

PUC-MG, Departamento de Engenharia Mecânica
C.P. 1686-30535-610-BH, MG, Brasil

Marcley L. Pereira

PUC-MG, Departamento de Engenharia Mecânica
C.P. 1686-30535-610-BH, MG, Brasil

Resumo. *É realizado um estudo experimental do ressonador de Helmholtz no sistema de aspiração de um motor de combustão interna alternativo (MCIA), de quatro tempos e 1000 cc. É verificada experimentalmente a resposta do ressonador a diferentes rotações do motor, através de um transdutor de pressão instalado no interior da cavidade ressonante e outro na entrada do ressonador. O aparato experimental utilizado consiste de um Banco de Fluxo, o qual é composto basicamente de um soprador de grande porte que simula o escoamento do ar no sistema de admissão. Variando-se a rotação de um motor elétrico, ligado ao eixo comando de válvulas, varia-se a rotação do motor, aumentando ou reduzindo a frequência de abertura das válvulas de admissão. O objetivo desta investigação científica foi estudar a resposta do ressonador aos vários regimes de rotação do motor e comparar o valor experimental com o valor teórico encontrado na literatura. Foi levantada experimentalmente a resposta dinâmica das pressões no interior e na entrada do ressonador e observada uma frequência ótima de resposta, através da análise espectral das variações de pressão. A investigação científica comprovou a eficácia da utilização do aparato experimental na simulação dos fenômenos pulsantes oriundos do movimento das válvulas.*

Palavras-chave: *Ressonador de Helmholtz, Motores, Banco de fluxo*

1. INTRODUÇÃO

Os ressonadores de Helmholtz vêm sendo utilizados na indústria automotiva para duas finalidades: diminuição do nível de ruído sonoro nos sistemas de aspiração e obtenção de melhoria no rendimento volumétrico dos motores. Uma série de estudos estão sendo realizados envolvendo as duas aplicações (Brands, 1979; Nishio, 1991; Benson, 1982, 1986).

Kostun (1994) mostra que o efeito da localização do ressonador no sistema de admissão é um dos fatores a serem considerados para a redução do nível de ruído. A localização é determinada tendo como base pontos anti-nodais dos modos de pressão. A atenuação máxima é obtida no ponto anti-nodal de pressão, enquanto uma atenuação mínima é obtida em um ponto nodal. O ressonador de Helmholtz nos sistemas de admissão de motores de combustão interna age como um absorvedor da energia sonora incidente gerada pelo conjunto pistão-válvula, refletindo-a de volta e não permitindo que ela seja transmitida em direção a tomada de ar, após o ressonador.

Um estudo de ressonadores foi efetuado por Selamet (1995). Neste trabalho, ele investiga os efeitos das dimensões específicas da cavidade, sendo realizado primeiramente um estudo analítico de um ressonador circular concêntrico, levando-se em consideração a propagação bidimensional da onda. A Fig. (1) mostra, como exemplo, uma curva típica da eficiência volumétrica em função da rotação do motor. Pode ser observado que um sistema de admissão convencional possui uma curva em que a eficiência volumétrica apresenta valores menores, para um determinado regime de rotação, quando comparado com um sistema ajustado com um ressonador de Helmholtz, para baixas velocidades de rotação.

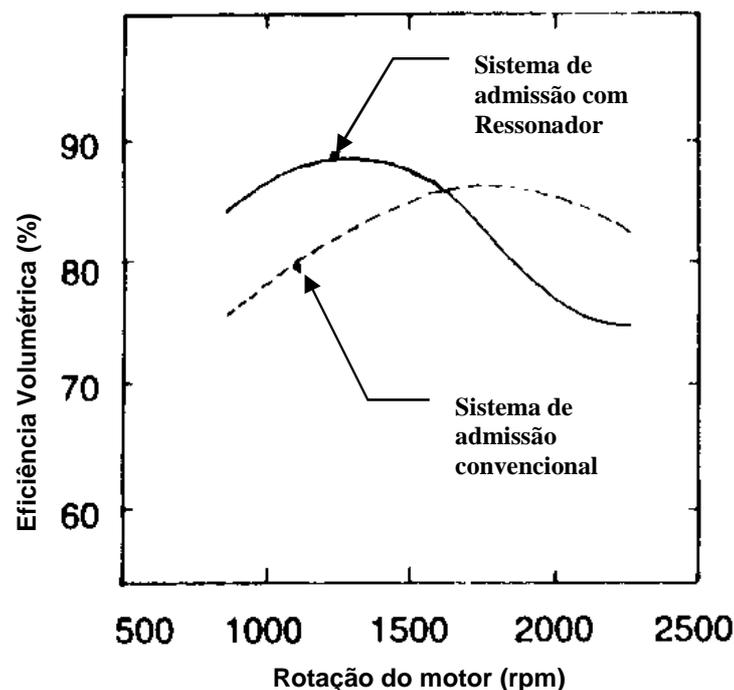


Figura 1– Eficiência Volumétrica X Rotação do motor

O Ressonador de Helmholtz clássico é mostrado na Fig. 2. Ele é constituído basicamente de um volume V e uma pequena abertura de área de seção reta A e comprimento L . Esta pequena abertura (pescoço) fica ligada ao elemento onde se quer produzir os efeitos de ressonância. Pode ser mostrado teoricamente que para uma determinada frequência ocorre o fenômeno da ressonância, a qual é função do volume V da cavidade, do comprimento L do pescoço e da área da seção reta A . Verifica-se que, na frequência de ressonância, a amplitude da pressão acústica no interior da cavidade é muito maior que a amplitude da pressão acústica incidente.

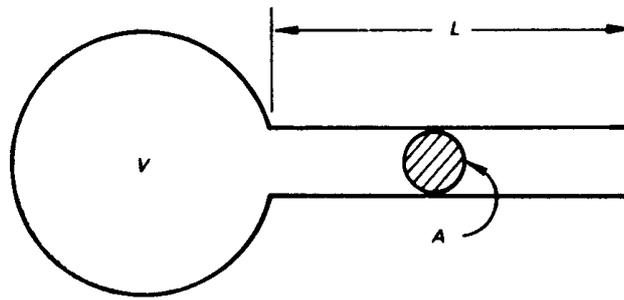


Figura 2 – Ressonador de Helmholtz clássico

A frequência de ressonância (teórica) do ressonador é dada por (Kinsler, 1980) :

$$2\pi f = \left(\frac{c^2 A}{LV} \right)^{1/2} \quad (1)$$

sendo :

- f : frequência de ressonância;
- A : área da seção reta do pescoço;
- V : volume do ressonador;
- L : comprimento do pescoço;
- c : velocidade do som.

A frequência teórica difere da experimental, devido a simplificações efetuadas no modelo. A principal simplificação está relacionada com os efeitos de atrito no pescoço do ressonador, não considerados na Eq. (1). O modelo pode ser ajustado considerando um comprimento efetivo (equivalente) L_{eq} maior que o comprimento do pescoço L , para compensar os efeitos de atrito. Considerando o raio do pescoço como sendo a , Kinsler (1980) , Selamet (1995) e outros, mostram que ao comprimento teórico L deve ser adicionado um fator que, para baixas frequências, está compreendido entre 1,2 e 1,7 a .

A análise da resposta do ressonador é feita através do fator de qualidade Q , definido como sendo a razão entre as amplitudes da pressão no interior da cavidade e a pressão incidente (Kinsler ,1980).

Selamat (1995) e Kinsler (1980) mostram que o ressonador age como um amplificador de ganho Q .

2. APARATO EXPERIMENTAL - BANCO DE FLUXO

O banco de fluxo é uma instalação que se destina à análise experimental do escoamento, em regimes permanente e transiente, em sistemas de admissão e descarga de motores de combustão interna e seus acessórios.

O sistema permite a execução de ensaios e a análise experimental nos processos de admissão dos gases, incluindo a determinação da perda de pressão nas válvulas e demais acessórios de todo o sistema de aspiração. A análise experimental destes processos consiste basicamente no estudo do comportamento das pressões, temperaturas e vazões envolvidas, visando, principalmente, o aumento do rendimento volumétrico dos motores. Esta análise

experimental permite a otimização de geometrias através do estudo dos fenômenos inerciais e pulsantes, presentes nos coletores de admissão.

O banco de fluxo montado no Laboratório de Fluido-dinâmica da PUC-MG, cujo esquema geral pode ser visto na Fig. 3, é composto basicamente de um soprador (ventilador) de grande porte, com capacidade para insuflar 600 m³/h de ar a uma pressão manométrica máxima de 0,7 bar.

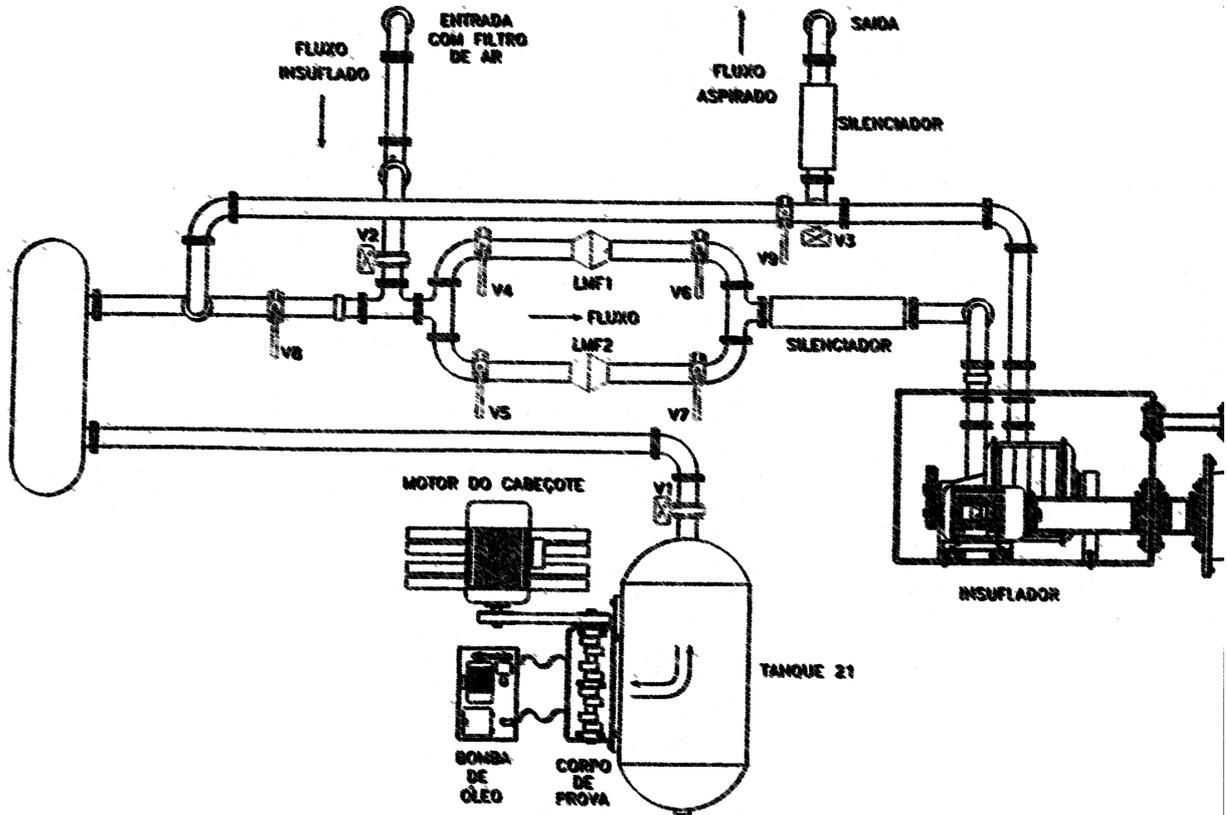


Figura 3 – Esquema geral de um banco de fluxo

O insuflador está conectado ao equipamento de testes por meio de um conjunto de tubulações, contendo válvulas mecânicas e elétricas, e por dois tanques de equalização e amortecimento de oscilações de pressão. É o conjunto de válvulas que permite a regulagem da vazão requerida e a definição do sentido de escoamento do ar (se insuflado ou aspirado). A análise através do banco de fluxo permite a simulação do comportamento dos gases, levando-se em consideração a presença de catalisadores, abafadores de ruído, filtros, silenciosos e geometria dos condutos de aspiração e descarga. Transdutores piezoresistivos são inseridos no conduto de aspiração para aquisição de dados de pressão.

Dois computadores são utilizados no banco de fluxo. O primeiro deles, denominado computador de fluxo, é usado em conjunto com medidores de fluxo laminar para obter as respectivas vazões mássicas e volumétricas. O segundo computador, denominado computador do sistema, é responsável pela aquisição e conversão de dados provenientes dos diversos sensores envolvidos nas medições, pelo tratamento estatístico e pelo controle geral dos ensaios.

3. METODOLOGIA

Para a verificação das condições de operação do ressonador no sistema de admissão utilizou-se o banco de fluxo descrito na Fig. 3. Na realização dos testes, medições de pressão

foram realizadas em intervalos de rotação do eixo comando de válvulas de 100 em 100 rpm, para os limites entre 500 e 1000 rpm. A partir de 1000 rpm, o incremento da rotação para medição das pressões se deu de 50 em 50 rpm. Após 1300 rpm, a variação da rotação do eixo comando de válvulas passou a ser novamente de 100 em 100 rpm. Isto foi necessário porque o valor da frequência de ressonância do ressonador, calculado pela Eq. (1), encontra-se na faixa compreendida entre 1000 e 1300 rpm.

A Fig. 4 mostra o esquema de instalação do sistema de admissão conectado ao banco de fluxo. Os transdutores de pressão P6 e P8 foram inseridos, respectivamente, no interior e na entrada do ressonador. A análise dos valores de pressão forneceu a resposta do ressonador aos regimes de rotação considerados.

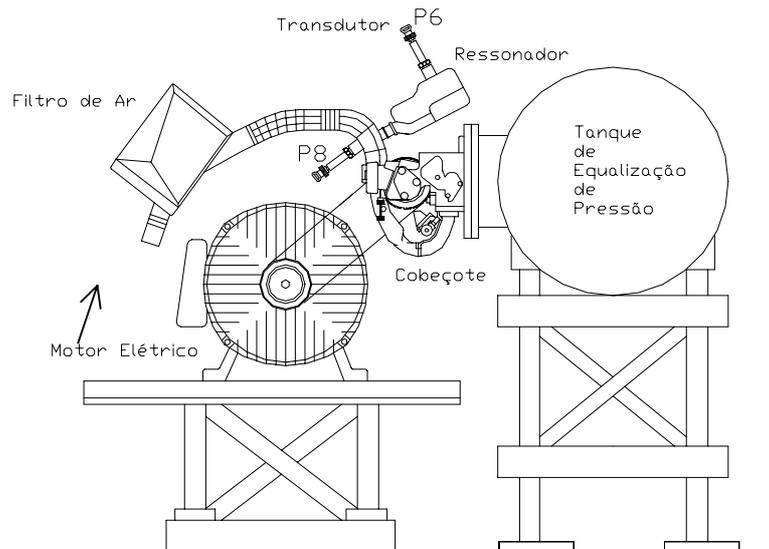


Figura 4 – Acoplamento do sistema de aspiração ao banco de fluxo

As características geométricas do ressonador de Helmholtz utilizado são apresentadas na Tabela 1.

TABELA 1 – Dados do ressonador de Helmholtz

	Valor médio	Incerteza	Resultado da medição
Volume V ($\times 10^{-3} \text{ m}^3$)	1,008	0,006	$1,008 \pm 0,006$
Diâmetro do pescoço ($\times 10^{-2} \text{ m}^2$)	2,37	0,01	$2,37 \pm 0,01$
Comprimento do pescoço L ($\times 10^{-2} \text{ m}$)	16,3	0,5	$16,3 \pm 0,5$
Área da seção reta do pescoço A ($\times 10^{-4} \text{ m}^2$)	4,41	0,02	$4,41 \pm 0,02$
Velocidade do som c (m/s)	346	1	346 ± 1

Obs : Para o cálculo da velocidade do som, a temperatura, no local do teste, foi de $T=25,5 \pm 0,1 \text{ C}$.

O cálculo teórico da frequência de ressonância, através da Eq.(1), foi de 90 Hz. Levando em consideração os efeitos de atrito no pescoço do ressonador (comprimento efetivo igual a $L + 1,7 a$), a frequência de ressonância teórica passa a ser de 85 Hz. Para haver melhoria do rendimento volumétrico as válvulas devem operar a um quarto da frequência de ressonância

do ressonador, uma vez que ocorre uma abertura alternada das válvulas nos quatro cilindros. Isto equivale a uma frequência de ressonância de 21,2 Hz (1272 rpm do eixo comando de válvulas).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir do valor teórico da frequência de ressonância, obtido das dimensões do ressonador, foram apresentados resultados para três rotações do eixo comando de válvulas, sendo estes a rotação correspondente a uma frequência próxima do resultado teórico (1200rpm), um valor inferior (600 rpm) e um valor superior (2000 rpm). As Fig.(s) 5 a 7 mostram as variações de pressão no interior (P6) e na entrada (P8) do ressonador ao longo do tempo para as três rotações do comando de válvulas, considerando, para efeito de visualização, um intervalo de tempo entre 0 e 155,4 ms.

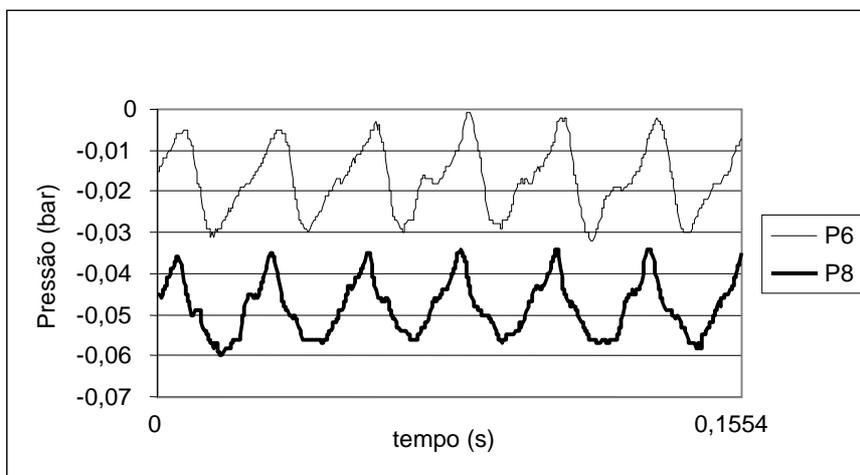


Figura 5 – Variação da pressão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 600 rpm - Vazão mássica : 69,3 g/s

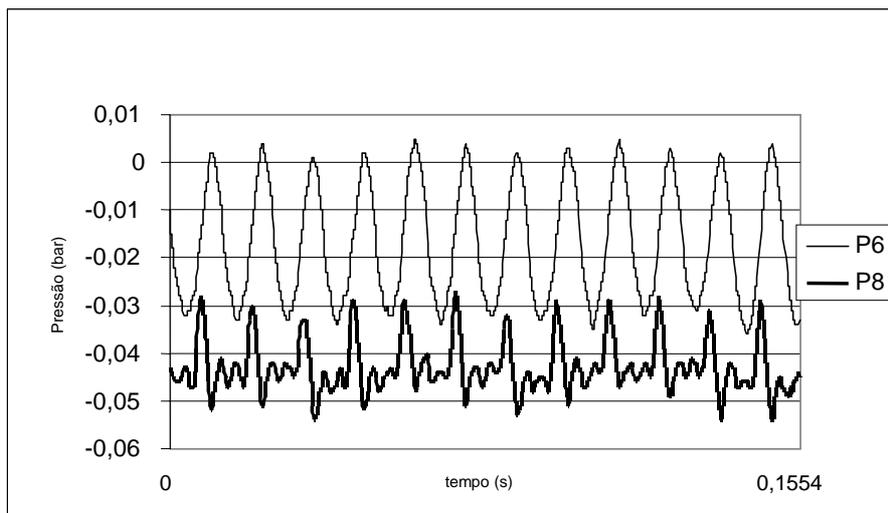


Figura 6 – Variação da pressão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 1200 rpm - Vazão mássica : 69,4 g/s

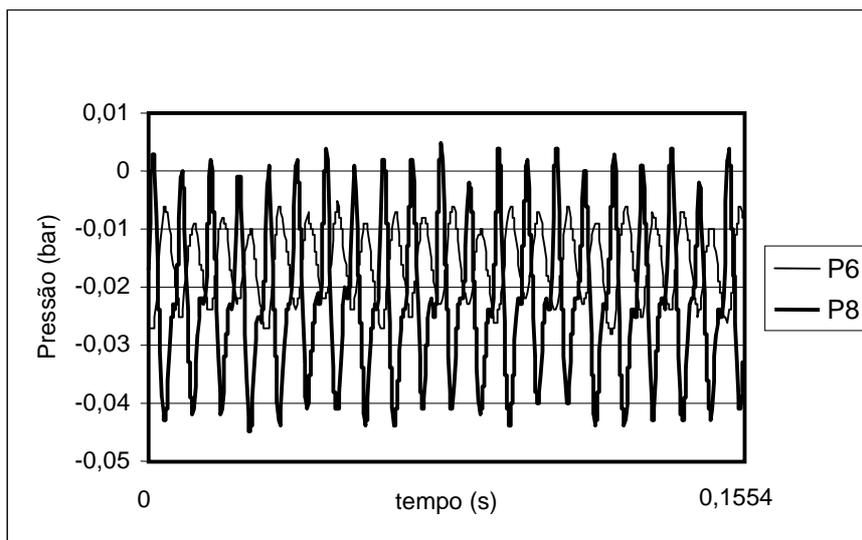


Figura 7 – Variação da pressão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 2000 rpm - Vazão mássica : 68,5 g/s

A Fig. 6 mostra que a amplitude do sinal de pressão no interior do ressonador (P6) é maior que o sinal do transdutor na entrada do ressonador (P8), enquanto a Fig. 5 mostra que ocorre uma semelhança entre as amplitudes dos sinais de pressão. A Fig. 7 mostra que a amplitude da pressão na entrada do ressonador é maior que no seu interior, para a rotação de 2000 rpm do eixo comando de válvulas. As Fig.(s). 5 a 7 mostram a característica pulsante do escoamento, não permitindo, entretanto, identificar todo o espectro de frequências de pressão.

Os espectros de frequência dos sinais mostrados nas Fig.(s) 5 a 7 são apresentados nas Fig.(s) 8 a 10. A curva cheia representa os valores de pressão no transdutor P6 (interior do ressonador) e a curva suave os valores de pressão do transdutor P8 (entrada do ressonador).

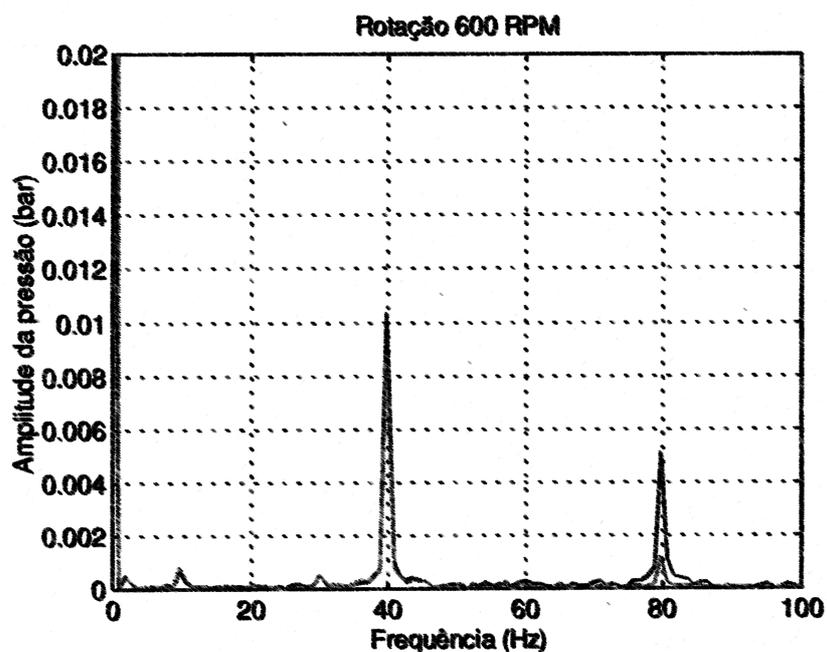


Figura 8 – Amplitude da pressão em função da frequência de resposta do ressonador para uma rotação do eixo comando de válvulas de 600 rpm

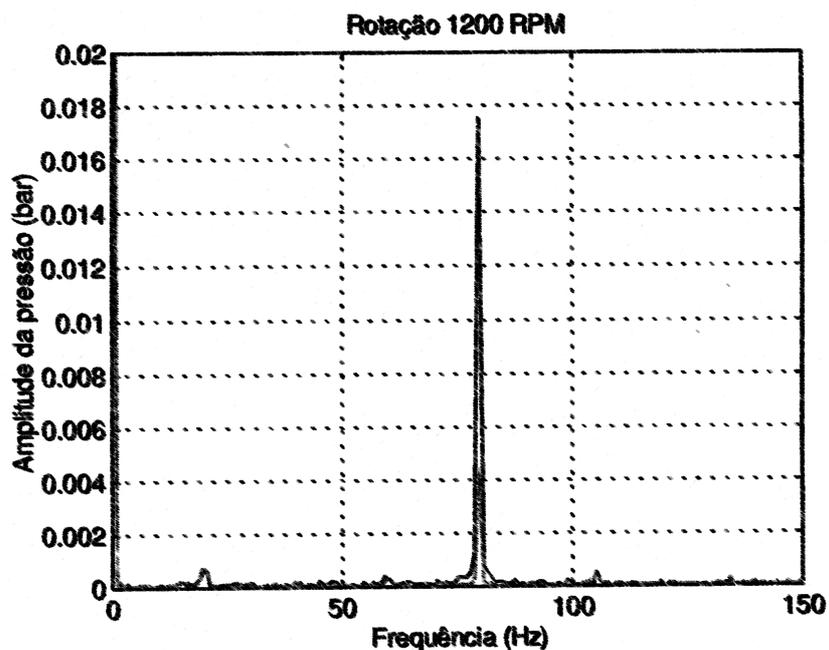


Figura 9 – Amplitude da pressão em função da frequência de resposta do ressonador para uma rotação do eixo comando de válvulas de 1200 rpm

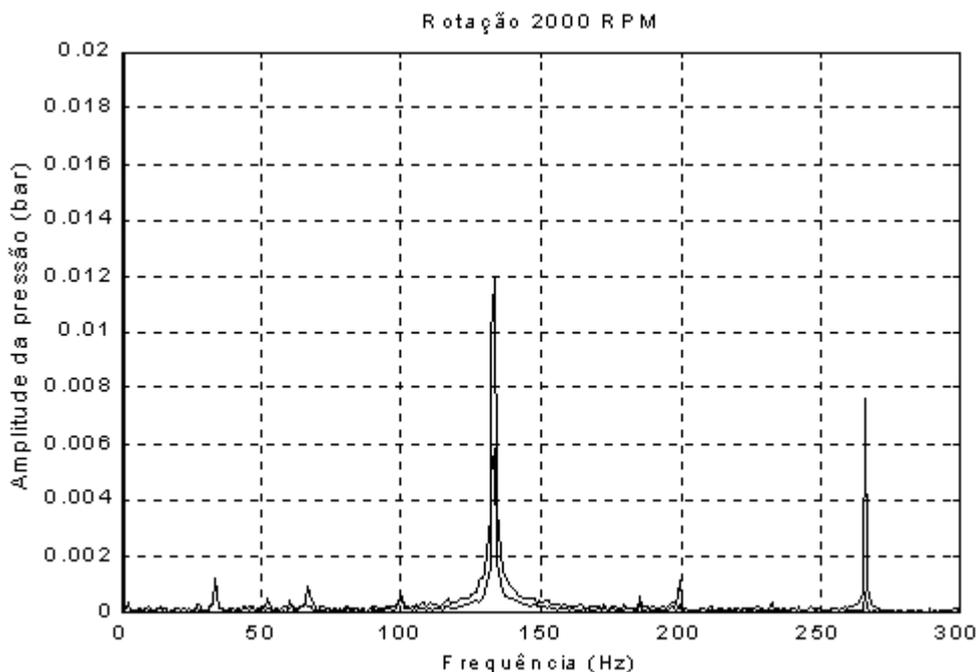


Figura 10 – Amplitude da pressão em função da frequência de resposta do ressonador para uma rotação do eixo comando de válvulas de 2000 rpm

A Fig. 8 mostra a presença de uma frequência fundamental de 40 Hz e a existência de resposta à ressonância no harmônico de 80 Hz. Entretanto, a amplitude da resposta do sinal de pressão no interior do ressonador é menor que a amplitude da resposta neste harmônico, como indicado na Fig. 9. É possível verificar, portanto, que há uma resposta do ressonador na frequência de 80 Hz (Fig. 8), porém com uma amplitude menor.

Pode ser observado na Fig. 9 que há uma resposta em frequência bem caracterizada em 80 Hz, indicando que o ressonador age como um filtro, que amplifica as frequências próximas da ressonância e atenua as frequências fora deste intervalo.

O espectro de frequência mostrado na Fig. 10 indica que a amplitude da pressão no interior do ressonador adquiriu um valor bem menor que a amplitude da pressão na entrada, caracterizando que o ressonador não é excitado na rotação de 2000 rpm do comando de válvulas.

A Fig. 11 mostra o fator de qualidade Q em função da frequência de resposta do ressonador.

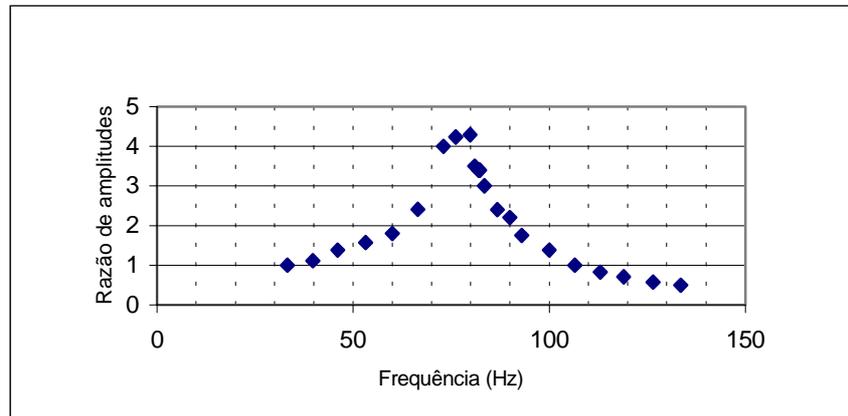


Figura 11 – Razão de amplitude em função da frequência de resposta do ressonador

A Fig. 11 mostra que a maior amplificação da amplitude do sinal de pressão do ressonador se dá na frequência de 80 Hz. O fator de qualidade nesta frequência é igual a 4,3, indicando que o ressonador amplifica a energia absorvida em 4,3 vezes. É esta energia refletida que retorna à fonte excitadora (válvula de admissão), podendo causar um aumento do rendimento volumétrico do motor. A frequência de ressonância de 80 Hz corresponde a uma frequência de abertura de cada válvula de admissão do motor de 20 Hz (1200 rpm). A frequência de ressonância, dada pela Eq. (1), considerando o comprimento equivalente do pescoço igual a $L + 1,7 a$, foi de 85 Hz. O erro percentual entre as frequências experimental e teórica, na ordem de 6,2%, pode ser devido aos seguintes fatores:

- A geometria do ressonador não apresenta um diâmetro do pescoço uniforme em toda a seção, sendo que, para efeito de cálculo, o diâmetro foi considerado constante; a adoção de um comprimento efetivo maior que o dado pela literatura, pode simular com maior confiabilidade os efeitos de atrito no pescoço do ressonador;
- A incerteza na medição das variáveis geométricas do ressonador; a incerteza na medição dos dados geométricos do ressonador foi de 3 Hz, o que fornece um resultado de medição igual a 85 ± 3 Hz.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi estudado a resposta do ressonador de Helmholtz aos vários regimes de rotação de um motor de combustão interna alternativo de 1000 cc. Foi levantado experimentalmente a resposta dinâmica das pressões no interior e na entrada do ressonador, sendo observada, utilizando-se análise espectral, uma frequência ótima de resposta do ressonador de 80 Hz, indicando uma ressonância máxima em 2400 rpm do motor. Verificou-

se experimentalmente que o ressonador amplificou, na frequência ótima, o valor da energia incidente em 4,3. A investigação científica comprovou a eficácia da utilização do Banco de Fluxo na simulação dos fenômenos pulsantes oriundos do movimento das válvulas.

REFERÊNCIAS

- Benson R.S. " The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines Vol.I - Oxford University Press, 1982.
- Benson R.S. " The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines Vol. II- Oxford University Press, 1986.
- Brads M. C., " Helmholtz tuned induction system for turbocharged diesel engine", *SAE Paper* N 790069, 1979.
- Kinsler, L. E, et al, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, 1980
- Kostun J. D., LIN J. S., " Effect of resonator location on resonator effectiveness using NASTRAN mode shape prediction analysis and LAMPS acoustic model", *SAE Paper* N 940614, 1994.
- Nishio Y., Kohama T, Kuroda O,"New approach to low-noise air intake system development", *SAE Paper* N^o 911042, 1991
- Panton R. L., Miller J. M., " Resonant frequencies of cylinder Helmholtz resonators", *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 57, N^o 6, pp 1533-1535, Part II, June 1975.
- Selamet A., Radavich M., " Helmholtz resonator: A multidimensional analytical, computational, and experimental study", *SAE Paper* N^o 951263, 1995.

EXPERIMENTAL STUDY OF A HELMHOLTZ RESONATOR IN A ASPIRATION COLLECTOR OF AN ALTERNATIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINE.

Abstract. *This work presents some results of an experimental study of the behaviour of a Helmholtz resonator in an intake system of a four-stroke, 1000cc internal combustion engine. The pressure fluctuations in the resonator were measured by pressure transducers. One transducer was connected to the resonator interior and another to the resonator entrance. The experimental set up consists of a flow bench composed of a large compressor that provides the air flow to the intake system. The valves of the combustion chamber are driven by an electrical motor that controls the camshaft speed. The objective of this investigation was to measure the resonator response to different engine speeds and compared with theoretical results. The spectral analysis of the signal allowed the determination of the natural frequency of the resonator. The investigation also showed the suitability of the experimental set up to the study of pulsating flows driven by valve lift.*

Keyword: *Helmholtz Resonator, Flow-Bench*