

ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM CONDUTOS DE ADMISSÃO NA PRESENÇA DE CAIXAS RESSONANTES

Felipe Venâncio Mitkiewicz Silva, felipe.mitkiewicz@sga.pucminas.br¹

Pedro de Carvalho Avelar, pcavelar@sga.pucminas.br¹

Rafael Siqueira Mazzaro, rafaelsmazzaro@hotmail.com¹

Sérgio de Moraes Hanriot, hanriot@pucminas.br¹

¹Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUCMG, Avenida Dom José Gaspar, 500 - Coração Eucarístico, Belo Horizonte - MG, CEP: 30535-901.

Resumo: A vazão de ar admitida nos cilindros de um motor a combustão interna de quatro tempos é afetada pelos movimentos alternados das válvulas de admissão, do pistão e pela diferença de pressão existente entre a atmosfera e o interior do cilindro. As ondas de pressão geradas pelo movimento das válvulas e do pistão se propagam ao longo do conduto de admissão de ar do motor e podem aumentar ou reduzir a quantidade de ar admitida nos cilindros, dependendo da forma como elas são tratadas. Para aumentar a quantidade de ar nos cilindros e diminuir o ruído sonoro nos condutos de admissão, são utilizados elementos absorvedores e refletores dessas ondas, tais como ressonadores de Helmholtz e caixas ressonantes (também chamadas de plenums). O presente estudo tem por objetivo avaliar numericamente o escoamento de ar em conduto de admissão na presença de caixas ressonantes e compará-los com valores experimentais. O estudo numérico foi realizado utilizando um software baseado no Método das Características que, considerando o escoamento unidimensional transiente, simula os fenômenos de onda no interior dos condutos. Foram simuladas quatro configurações diferentes, sendo uma sem a adição do plenum e três com plenums de volumes variados (1, 2 e 4 litros), posicionados próximos à válvula de admissão. Os resultados apontaram uma convergência comportamental entre as curvas experimental e numérica. Com isso, o modelo numérico proposto foi validado. Posteriormente, foi simulado um sistema de admissão com um plenum de 8 litros, com o intuito de verificar a repetibilidade do padrão observado. Os resultados reforçaram a validação do método numérico realizado neste estudo.

Palavras-chave: motores a combustão interna, condutos de admissão, plenums.

1. INTRODUÇÃO

Desde o advento dos primeiros motores a combustão interna (MCI), várias alterações foram feitas com o objetivo de otimizar o desempenho dessas máquinas. Tais alterações são fruto de uma indústria automobilística competitiva, que visa não só o ganho de mercado, como também atender às exigências das regulamentações ambientais.

Os MCI são constituídos por diversos sistemas. Este trabalho concentra-se no sistema de admissão, geralmente composto pelos condutos de admissão, válvulas de admissão, filtros de ar, junções e elementos absorvedores de ondas de pressão.

A função dos condutos de admissão é conduzir o ar atmosférico para os cilindros de forma uniforme e com a menor perda de pressão possível, para que cada cilindro tenha igual quantidade de ar admitida. A distribuição do ar proveniente desses condutos é feita pelas junções, as quais são ramificações do próprio conduto. Ademais, a vazão de ar admitida nos cilindros é afetada pela diferença de pressão existente entre a atmosfera e o interior do cilindro, e também pelos movimentos alternados das válvulas de admissão e do pistão. Esses movimentos também são responsáveis por produzir ondas de pressão que se propagam ao longo do conduto, as quais podem aumentar ou reduzir a quantidade de ar admitida nos cilindros, dependendo da forma como elas são tratadas.

Para aumentar a quantidade de ar nos cilindros (e com isso aumentar a eficiência volumétrica do motor) e para diminuir o nível de ruído sonoro nos condutos de admissão, são utilizados elementos absorvedores e refletores dessas ondas, tais como ressonadores de Helmholtz e caixas ressonantes (*plenums*). De uma forma geral, quanto maior o fluxo de ar no conduto de admissão, maiores eficiências volumétrica e rendimento do motor.

Existem, portanto, diversas propostas e estudos com o propósito de alcançar uma melhoria no rendimento volumétrico, principal parâmetro de desempenho do sistema de admissão de um MCI, que incluem alterações como a inclusão de turbocompressores, sobrealimentadores, coletores variáveis, junções, caixas ressonantes e ressonadores, além de novas estratégias de junção direta de combustível, dentre outras (RODRÍGUEZ; VALLE; HANRIOT, 2006).

No entanto, os fenômenos que compõem a física inerente ao sistema de admissão, além das características geométricas deste, dificultam e encarecem qualquer modificação que vise a melhoria do mesmo. Sendo assim, é comum lançar mão de simulações numéricas, as quais têm grande importância nos mais diversos setores da engenharia, visando a economia de tempo e recursos financeiros. Em seu estudo sobre a influência que as câmaras ressonantes têm sobre a vazão mássica de ar admitida no cilindro, Queiroz (2015) realizou testes com diferentes montagens de sistemas de admissão, as quais possuíam ampla variação das características geométricas dos componentes. Com isso, o uso do software foi de grande importância, pois reduziu o tempo de trabalho que seria gasto para realizar os testes experimentalmente.

Uma vez validado o modelo numérico, ou seja, verificado que os resultados representam o fenômeno real, uma ampla gama de variações pode ser feita com base nesse modelo. Possibilitando a validação de hipóteses de melhorias de forma mais rápida e menos custosa.

O presente trabalho apresenta uma contribuição em relação ao estudo da influência de caixas ressonantes no conduto de admissão dos MCI através da validação de modelo numérico (simulação), baseado em experimentos realizados previamente em Banco de Fluxo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O movimento alternativo das válvulas de admissão e do pistão, além de promoverem a vazão de ar para dentro do cilindro, também produzem pulsos de pressão nos condutos de entrada de ar de um MCI. Esse fenômeno é conhecido como “pulsção” ou “fenômeno de onda”. A pulsção pode tanto contribuir quanto prejudicar a admissão de ar atmosférico no cilindro. Se aproveitadas de forma correta, essas flutuações de pressão podem ser usadas no aumento do rendimento volumétrico dos motores (HANRIOT, 2001).

A pulsção é criada da seguinte forma: ao se movimentar, a válvula de admissão cria uma compressão na camada de ar vizinha, que fica com a pressão ligeiramente maior que a seguinte, expandindo-se contra a mesma. Com isso, a próxima camada ficará mais comprimida que a adjacente, repetindo esse processo de compressão por toda a extensão do conduto. Essa onda de pressão se desloca em direção à entrada de ar do sistema de admissão e, ao atingir uma junção ou mesmo a atmosfera, sofre reflexão e se desloca em direção ao cilindro. Esse processo se repete e, com isso, se propaga em um tempo finito. Portanto, sua velocidade (chamada “velocidade de propagação da perturbação da pressão” ou “velocidade do som”) também é finita (HANRIOT, 2001). Na Fig. 1 vê-se um esquema do conduto de admissão de ar com a presença das ondas de pressão e compressão.

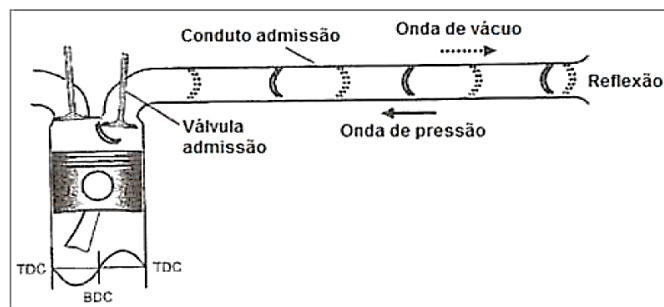


Figura 1. Onda de pressão ao longo do conduto de admissão - Fonte: VANBASSHUYSEN, 2004 apud QUEIROZ, 2015.

Para absorver a energia proveniente dessas ondas de pressão, é inserida no conduto de admissão a chamada caixa ressonante, também conhecida como *plenum*. Além de aumentar o fluxo de ar admitido no cilindro, o *plenum* controla o ruído no sistema de admissão. Seu comprimento é ajustado para que a onda reflita e com isso a propagação da energia sonora dessa onda seja atenuada. Nestes casos, a perda de energia sonora é função de duas grandezas: a razão de expansão (m), definida como uma relação entre as áreas do tudo (A_1) e da câmara (A_2), e a razão do comprimento da câmara (L_2) pelo comprimento da onda (λ), definido como sendo a razão da velocidade do som no meio pela frequência da onda sonora (HANRIOT; GUIMARÃES; RUSSI, 2002). A Fig. 2 mostra um desenho esquemático onde uma caixa ressonante está inserida no conduto de admissão de ar. Nela, pode-se observar as nomenclaturas “tubo primário”, usado para se referir à parte do conduto que interliga cabeçote e caixas ressonante, e “tubo secundário”, usado para se referir à parte do conduto que interliga caixa ressonante e entrada de ar.

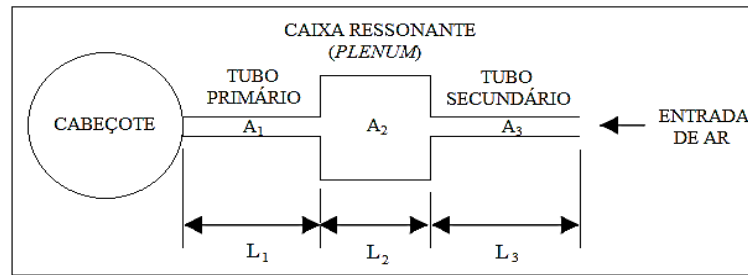


Figura 2. Desenho esquemático da caixa ressonante inserida no conduto de admissão. - Fonte: Adaptado de Queiroz (2015)

Com o intuito de verificar o comportamento das caixas ressonantes, quando inseridas no conduto de admissão de ar de um MCI, Queiroz (2015) construiu um *plenum* com uma entrada e duas saídas (somente duas válvulas de admissão foram utilizadas, tendo sido as outras duas válvulas vedadas). A autora concluiu que a inclusão do *plenum* fez diminuir a frequência natural do sistema e as flutuações de pressão, que causam interferência no sistema, o que resultou em um aumento da vazão mássica média.

As caixas ressonantes também foram objeto de estudo de Ceviz (2007), que analisou os efeitos que a variação de seus volumes causaram na performance do motor e na emissão de poluentes. Foram utilizados, nos experimentos, um conduto de admissão inalterado e outros dois com uma adição de 90 e 180 cm³ no volume dos *plenums*. O resultado obtido foi um aumento na eficiência do motor em rotações entre 1700 e 2600 rpm, com um efeito reverso em rotações acima de 2600 rpm. Para a última condição de funcionamento é interessante que o volume do *plenum* seja reduzido para potencializar a performance do motor. Foi identificada, também, uma redução nas emissões de gases poluentes em consequência do aumento da proporção relativa do ar e da homogeneidade da mistura, causados, por sua vez, pelo aumento do volume do *plenum*. Portanto, os resultados obtidos mostraram que a performance do motor pode ser ampliada através da utilização de um *plenum* capaz de variar continuamente seu volume.

2.1. Frequência Natural do Sistema

Para realizar o cálculo da frequência natural de condutos simples, sem acessórios, e com uma extremidade aberta, Benajes et al. (1997) apresentaram a Eq. (1) dada a seguir.

$$\omega = \frac{c}{4 \cdot L} \quad (1)$$

sendo:

ω : frequência natural [Hz];

c : velocidade do som [m/s];

L : comprimento efetivo do tubo [m].

Para o caso de o conduto ter um *plenum*, Ohata e Ishida (1982) apresentam a Eq. (2) para o cálculo da frequência natural.

$$Z_1 \cdot \tan \frac{\omega \cdot L_1}{c} = Z_3 \cdot \frac{A_3}{A_1} \cdot \cot \frac{\omega \cdot L_3}{c} - \frac{\omega \cdot V}{c \cdot A_1} \quad (2)$$

sendo:

ω : frequência natural [Hz];

c : velocidade do som [m/s];

L_1 : comprimento do tubo primário [m];

L_3 : comprimento do tubo secundário [m];

A_1 : área da seção transversal do tubo primário [m²];

A_3 : área da seção transversal do tubo secundário [m²];

V : volume da câmara [m³];

Z_1 : número de tubos primários;

Z_3 : número de tubos secundários.

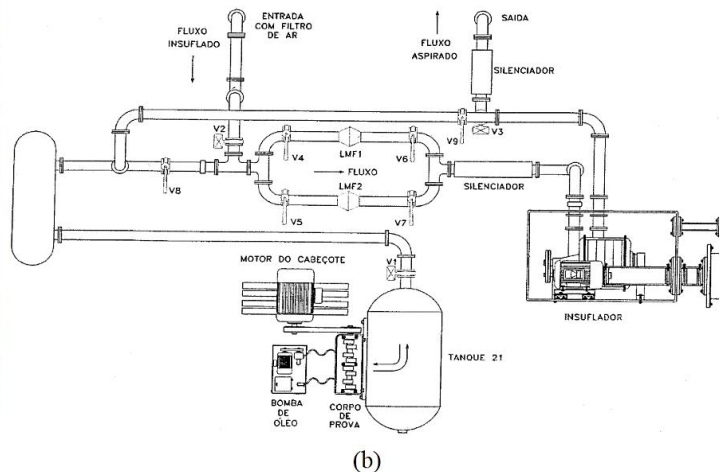
A Eq. (2) fornece, a partir de um cálculo iterativo, o valor da frequência natural em rad/s, sendo necessária a transformação dessa frequência, em Hertz (Hz) e rotações por minuto (rpm), para as devidas análises.

3. APARATO EXPERIMENTAL

O estudo que serviu como base para as análises numéricas feitas neste trabalho, feito por Guimarães et al. (2003), foi realizado no Banco de Fluxo (Fig. 3a) presente no Laboratório de Fluidodinâmica Aplicada da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais - PUC-MG. O Banco de Fluxo é uma instalação capaz de simular o escoamento de ar, em regimes permanente e transiente, nos condutos de admissão de ar de um MCI, permitindo uma análise experimental do escoamento do fluido. Em suma, o Banco de Fluxo trata-se de um soprador (ventilador) de grande porte. O aparato também é capaz de realizar a medição de vazão mássica, pressão, temperatura e velocidade de rotação (HANRIOT, 2001). A Fig. 3b mostra o esquema geral do Banco de Fluxo.



(a)



(b)

Figura 3. Fotografia da montagem experimental feita por Guimarães et al. (2003) (a) e esquema geral do Banco de Fluxo da PUC-MG (b) - Fonte: GUIMARÃES, 2003 e HANRIOT, 2001.

O primeiro elemento do Banco de Fluxo é o insuflador, o qual tem capacidade para insuflar até 600 m³/h de ar a uma pressão manométrica máxima de 7 bar. Possui alimentação de 440 Vca e potência de 30 hp e é o responsável pelo aporte de ar no sistema. Em seguida temos dois silenciadores, os quais fazem o isolamento acústico da tubulação. Para regular a vazão requerida e escolher o sentido de escoamento do ar (insuflado ou aspirado), temos um conjunto de válvulas dispostas ao longo da tubulação. Dois tanques são responsáveis pela equalização e amortecimento de oscilações de pressão, sendo que o tanque conectado ao corpo de prova possui capacidade de 350 L. Devido à diferença de pressão entre a atmosfera e o grande reservatório (gerada pelo soprador de grande porte), o sistema simula em parte o comportamento do pistão. Por fim, há o corpo de prova (cabeçote do MCI). Para simular o movimento das válvulas, um motor elétrico está acoplado ao eixo comando de válvulas por meio de uma correia dentada. O motor de acionamento possui 30 kW e um inversor de frequência com alimentação de 440 Vca. Para a aquisição dos dados de pressão foram inseridos transdutores nos condutos de admissão e descarga (HANRIOT, 2001).

O trabalho de Guimarães et al. (2003) analisou a variação do volume do *plenum* (1, 2 e 4L), além da sua posição no conduto de admissão. Para isso, os autores dividiram os experimentos em três configurações. A Configuração 1 possuía o *plenum* inserido, no conduto, próximo à válvula de admissão. A Configuração 2 possuía o *plenum* em uma posição intermediária do conduto. Por fim, na Configuração 3 o *plenum* foi inserido, no conduto, afastado da válvula de admissão. Em todas as configurações o *plenum* sofreu a mesma variação de volume (1, 2 e 4L). Como parâmetro, os autores realizaram testes em um conduto sem o *plenum*.

A Fig. 4 mostra um desenho esquemático da montagem experimental. Nela pode-se observar o *plenum* inserido no conduto de admissão, o qual está conectado ao cabeçote em uma extremidade e à tubulação do Banco de Fluxo (não mostrado no desenho) na outra extremidade.

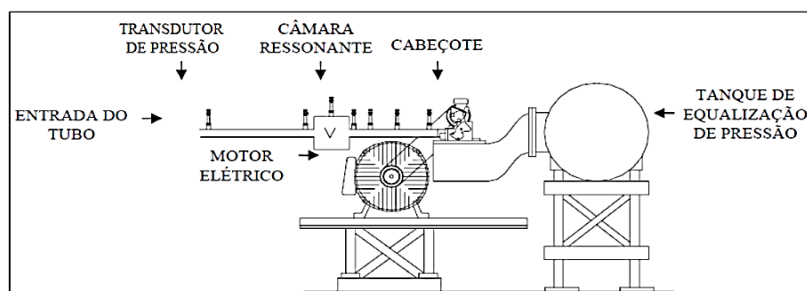


Figura 4. Desenho esquemático da montagem experimental - Fonte: GUIMARÃES, 2003.

4. METODOLOGIA COMPUTACIONAL

A indústria automotiva utiliza, normalmente, modelos computacionais que por vezes se baseiam principalmente em formulação unidimensional das equações da fluidodinâmica de escoamentos compressíveis. Essa simplificação resulta em uma perda de informação, como por exemplo do campo de velocidade. Por outro lado, elas fornecem simulações possíveis de serem realizadas para os sistemas de admissão e descarga, de forma exigir menos do processamento dos computadores e, com isso, serem mais rápidas.

Foram feitas simulações numéricas, em volumes de controle, as quais ilustram o sistema de admissão de ar de um MCI. O estudo restringe-se ao domínio constituído a partir da entrada de ar da válvula de admissão de um cilindro, no interior do cabeçote, até a entrada de ar atmosférico na extremidade do conduto. Para tal, foi utilizado o software Dynplus, desenvolvido em um código computacional unidimensional, em linguagem de programação Fortran, que considera os fenômenos de onda resultantes dos movimentos alternativos das válvulas de admissão. O programa, utilizado por Hanriot (2001) em seu estudo sobre os fenômenos pulsantes presentes no escoamento de ar em condutos de admissão de MCI, é baseado no Método das Características e foi elaborado para aplicação em Banco de Fluxo não estacionário pelos pesquisadores do Centro de Pesquisas da FIAT (Centro *Ricerche* Fiat - CRF), em Turim, na Itália. Através do programa é possível analisar os fenômenos de flutuação de pressão, de vazão mássica e das velocidades instantâneas para variados comprimentos de tubos retos, com ou sem acessórios.

4.1. Modelo Matemático

Como descrito por Heywood (1988), o movimento do fluido no conduto de admissão pode, inicialmente, ser considerado unidimensional, compressível e transiente (esse regime é analisado como sendo formado por pequenas perturbações sobrepostas ao escoamento permanente). Por simplicidade, o escoamento é tratado como adiabático. As propriedades são supostas constantes ao longo da perturbação em uma mesma seção (HANRIOT, 2001).

O fenômeno físico de escoamento de ar no interior do conduto é traduzido pelas equações que constituem o modelo matemático, composto pelas equações da conservação da massa, da quantidade do movimento e da energia. Tratam-se de equações diferenciais parciais de ondas hiperbólicas que não possuem solução analítica conhecida. Portanto, visando a solução de tais equações, utiliza-se o Método das Características, o qual é baseado na solução de um grupo de equações características para escoamento transiente.

As equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, considerando escoamento compressível e unidimensional, são dadas, respectivamente, pelas Eqs. (3), (4) e (5) a seguir (BENSON, 1982 apud HANRIOT, 2001):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - c^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - \rho(\gamma - 1)(q + uG) = 0 \quad (5)$$

onde:

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho u^2}; G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D}; A = \frac{\pi}{4} D^2$$

sendo:

ρ : massa específica do ar [kg/m³];

t : tempo [s];

x : coordenada espacial (eixo das abscissas) [m];

u : velocidade do gás [m/s];

A : área da seção reta do conduto [m²];

p : pressão [Pa];

c : velocidade do som [m/s];

γ : razão entre os calores específicos;

q : potência térmica por unidade de massa [W/kg];

τ_w : tensão de cisalhamento [Pa].

O termo $u/|u|$ é inserido para explicitar que o coeficiente de atrito age na direção oposta à do movimento do fluido.

4.1.1. Método das Características

O Método das Características pode ser utilizado para análise dos sistemas de admissão e exaustão, pois é capaz de simular os fenômenos pulsantes, considerando os efeitos da geometria e perdas de carga do sistema. O modelo matemático do fenômeno físico das ondas de pressão considera a turbulência, a tridimensionalidade, a viscosidade do fluido e a não estacionariedade e, devido a sua complexidade, não possui solução analítica. Sendo assim, são inferidas, necessariamente, hipóteses simplificadoras, de forma a possibilitar a sua solução.

As simplificações começam por considerar o escoamento unidimensional. Logo, as grandezas físicas como temperatura, pressão e viscosidade são ditas uniformes em cada seção transversal. Outras hipóteses simplificadoras configuram o escoamento como adiabático e isentrópico, pelo fato das perturbações serem irrisórias e as propriedades nelas serem constantes em seu domínio (HEYWOOD, 1988).

Em resumo, o Método das Características transforma as equações diferenciais parciais hiperbólicas em equações diferenciais ordinárias, que por sua vez são resolvidas por uma técnica explícita de diferenças finitas. A dinâmica do método consiste na subdivisão dos sistemas de admissão e exaustão em trechos de tubos, os quais são interligados por junções. Desta forma, tem-se uma malha específica para cada componente permitindo a realização dos cálculos numéricos e, de posse das condições de contorno, através das equações da conservação da energia, continuidade e quantidade de movimento, conjugadas com a de gás ideal, pode-se obter os valores da pressão do gás, densidade e temperatura. Os resultados das simulações, consequentemente, possibilitam a aquisição de informação a respeito da interação dos diversos parâmetros que definem o desempenho dos motores.

Segundo Hanriot (2001), a análise teórica do escoamento, através do Método das Características, permite melhorar o projeto de sistemas de admissão e descarga de maneira a se obter:

- Satisfatória resposta de torque com velocidades baixas, diminuição do nível de ruído acústico, melhoria da combustão e redução das emissões poluidoras;
- Condutos de admissão e descarga projetados de forma tal a obedecerem às dimensões impostas em projeto;
- Alto coeficiente de descarga e boa velocidade de combustão, em função da forma do duto de admissão.

4.2. Configurações das Simulações

O presente trabalho foi realizado com base apenas na Configuração 1 e Sem *Plenum* do trabalho de Guimarães et al. (2003). Para a configuração Sem *Plenum*, foi utilizado um conduto de 2 m de comprimento. No caso da Configuração 1, tem-se os seguintes valores: L1 = 220 mm, L2 = 100 mm e L3 = 1880 mm (para o *plenum* de 1L); L1 = 220 mm, L2 = 126 mm e L3 = 1842 mm (para o *plenum* de 2L); L1 = 220 mm, L2 = 158,7 mm e L3 = 1669,3 mm (para o *plenum* de 4L). O conduto de admissão utilizado no experimento possuía 34 mm de diâmetro. A diferença de pressão entre a atmosfera e o tanque de equalização foi mantida constante em 0,306 bar. A faixa de rotação foi de 400 a 2600 rpm, em intervalos de 200 rpm. A Fig. 5 ilustra as configurações usadas nas simulações deste trabalho.

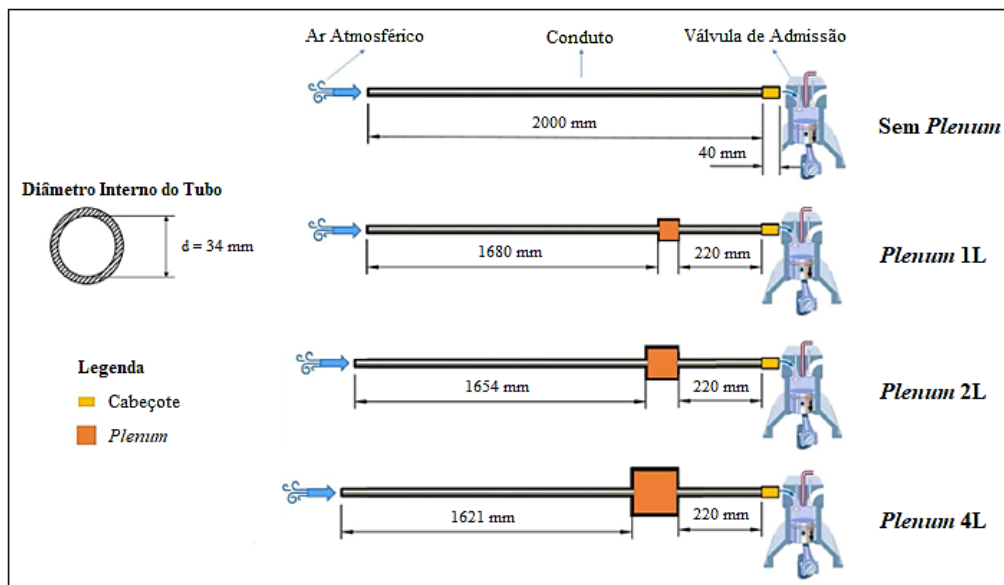


Figura 5. Configurações e dimensões dos condutos e seus acessórios - Fonte: Elaborado pelos autores.

5. RESULTADOS E ANÁLISES

Para cada simulação realizada (*Sem Plenum*, *Plenum 1L*, *Plenum 2L* e *Plenum 4L*), foi calculada a frequência natural do sistema, conforme as Eqs. (1) e (2). Os resultados estão dispostos na Tab. 1.

Tabela 1. Valores de Frequência Natural [rpm].

	<i>Sem Plenum</i>	<i>Plenum 1L</i>	<i>Plenum 2L</i>	<i>Plenum 4L</i>
Númérico	2500	1790	1449	1116

Analisando a Tab. 1, pode-se perceber que a frequência natural do sistema diminui ao se inserir o *plenum* no conduto. Além disso, quanto maior o volume do *plenum*, menor o valor da frequência natural do sistema. Os valores dessas frequências estão evidenciados nos gráficos da Fig. 6.

Para validar o modelo numérico, é necessário realizar a análise de incertezas, ou seja, verificar o quanto a curva numérica pode dispersar da curva experimental. O estudo de Guimarães et al. (2003), o qual serviu de base para as análises deste trabalho, apresenta apenas os valores médios de vazão mássica para cada rotação. A incerteza da medição da vazão foi de ± 1 g/s. A Fig. 6 mostra os gráficos com as curvas experimental e numérica para as quatro configurações (*Sem Plenum*, *Plenum 1L*, *Plenum 2L* e *Plenum 4L*).

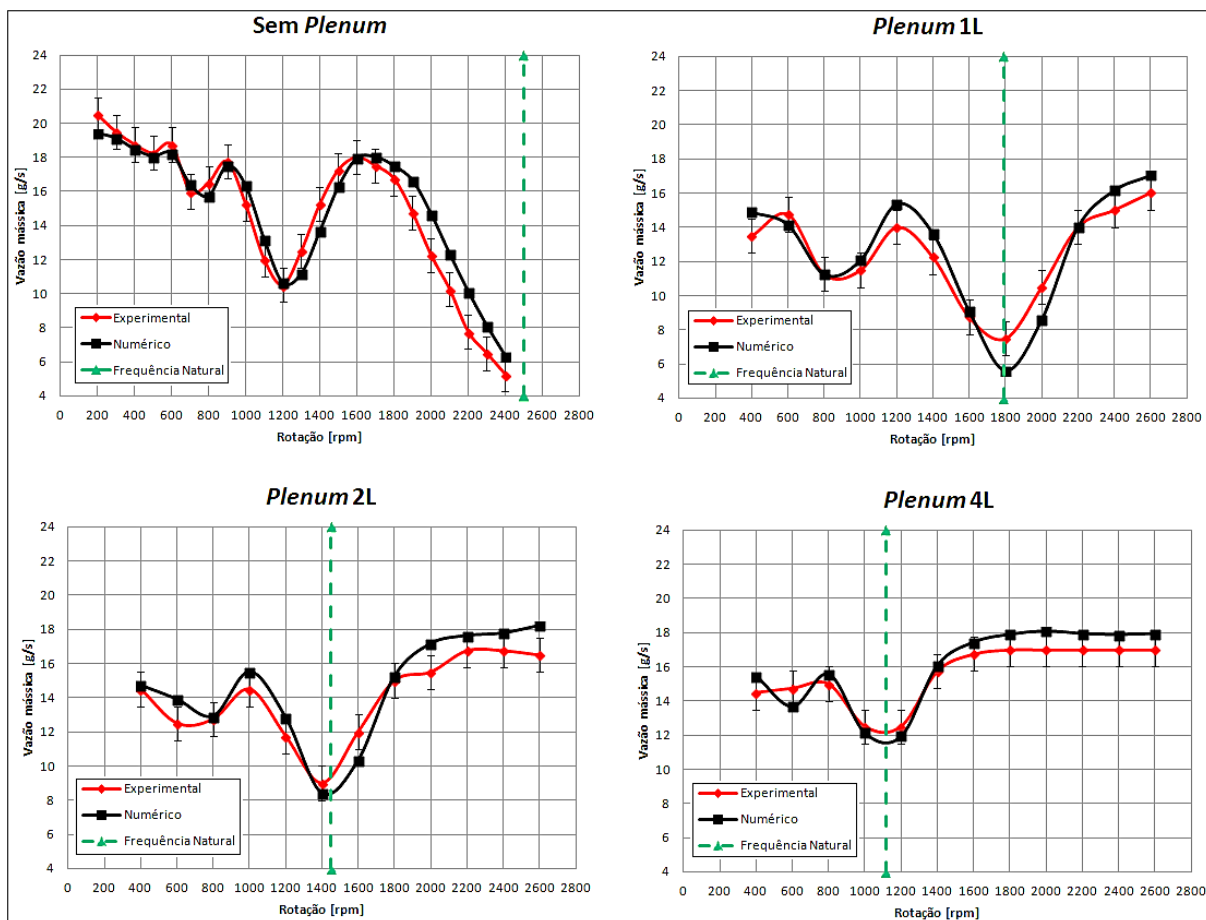


Figura 6. Curvas de Vazão Mássica [g/s] por Rotação [rpm] (Experimental e Numérico) - Fonte: Elaborado pelos autores

Os pontos das curvas numéricas que estão fora da faixa de incerteza experimental não comprometem a validação do modelo, pois seus formatos acompanham os das experimentais. Pela Tab. 2 percebe-se que as vazões mássicas numéricas estão bem próximas às experimentais, colaborando com a validação do modelo numérico.

Tabela 2. Comparativo entre os valores médios de Vazão Mássica [g/s].

	<i>Sem Plenum</i>	<i>Plenum 1L</i>	<i>Plenum 2L</i>	<i>Plenum 4L</i>
Experimental	14,68	12,42	13,96	15,56
Númérico	15,05	12,65	14,54	16,00

Com o intuito de verificar a repetibilidade do padrão observado, simulou-se o sistema de admissão com um *plenum* de 8L e em seguida comparou-se os resultados com os valores numéricos anteriores. A Fig. 7 apresenta as curvas resultantes da simulação em comparação com os resultados numéricos obtidos anteriormente.

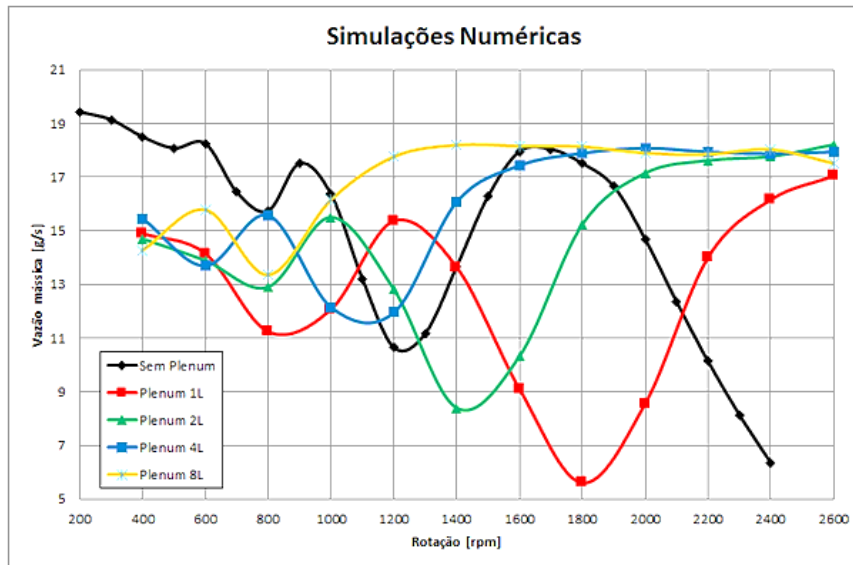


Figura 7. Curvas de Vazão Mássica [g/s] por Rotação [rpm] - Comparativo (*Plenum* 8L) - Fonte: Elaborado pelos autores

A frequência natural do sistema de admissão com um *plenum* de 8L se deu aproximadamente em 800 rpm. Após essa rotação, que coincide com o ponto de mínimo, o valor médio da vazão mássica tendeu a aumentar e estabilizar em altas rotações. O aumento da curva de vazão mássica ocorreu antes das curvas dos sistemas com *plenums* de volumes menores. Sendo assim, reforça-se a hipótese de o padrão comportamental da curva de vazão mássica média [g/s] por rotação [rpm] ser dependente do volume do *plenum*. Em outras palavras, observou-se que o aumento do volume do *plenum* implica na redução da frequência natural (ponto de mínimo), e consequentemente o aumento da média da vazão mássica, como mostrado na Tab. 3.

Tabela 3. Valores médios de Vazão Mássica [g/s].

	<i>Plenum</i> 1L	<i>Plenum</i> 2L	<i>Plenum</i> 4L	<i>Plenum</i> 8L
Númerico	12,65	14,54	16,00	16,92

6. CONCLUSÃO

Os modelos matemáticos computacionais são uma importante ferramenta de trabalho na engenharia. Com o intuito de explicar um determinado fenômeno físico, esses modelos são representações simplificadas de um processo real, capazes de reduzir custos e tempo de análise em relação a experimentos reais.

Com o intuito de validar o modelo numérico, foram realizadas simulações do escoamento de ar em condutos de admissão com o uso de caixas ressonantes e comparadas com resultados experimentais. Apesar de alguns pontos das curvas numéricas estarem fora da faixa de incerteza experimental, existe convergência comportamental entre elas. As curvas numéricas, em todas as configurações simuladas, acompanharam o formato das curvas experimentais. Além disso, os valores médios das vazões mássicas dos testes experimentais e numéricos ficaram bem próximos, tendo no máximo uma variação de 0,58 g/s na configuração de 2L e o mínimo de 0,23 g/s na configuração de 1L. Com isso, tem-se um aporte para a validação do método numérico realizado neste trabalho.

A validação do método numérico permitiu a ampliação da análise sobre o fenômeno, uma vez que as curvas numéricas representam os testes experimentais realizados. Adicionalmente, foi simulada uma condição de escoamento de ar no conduto de admissão contendo um *plenum* de 8L. Em concordância com o comportamento das demais curvas numéricas dos *plenums*, essa curva apresentou uma frequência natural (ponto de mínimo) em uma rotação menor e com isso se estabilizou em seu maior valor de vazão mássica antes das demais curvas. Com isso, conclui-se que o aumento do volume do *plenum* gera um aumento no valor da vazão mássica média. Os resultados numéricos validaram os resultados experimentais obtidos por Guimarães et al. (2003): a caixa ressonante é mais eficaz quando inserida próxima à válvula de admissão do motor.

A evolução do trabalho comprovou que o uso de caixas ressonantes pode ser benéfico, porém apresenta algumas restrições, principalmente quanto ao espaço requerido para que se possa atender de forma eficiente todas as rotações do

motor. Foi observada a seguinte relação: quanto maior for o volume do *plenum*, menor será a frequência natural do sistema. Com isso, uma melhor eficiência na atenuação dos fenômenos pulsantes será proporcionada, uma vez que será entregue uma vazão mássica média maior. No entanto, a frequência natural está relacionada a uma rotação específica do ângulo motor, o que limita a ação do *plenum* a um domínio também específico. Tendo em vista a limitação da caixa ressonante, devido às restrições de espaço, uma possível alternativa seria um *plenum* de volume variável, o qual seria mais eficiente para uma maior faixa de rotações.

7. REFERÊNCIAS

- Benajes, J. et al., 1997, "Predesign model for intake manifolds in internal combustion engines", International Congress & Exposition, Detroit. (SAE Paper N° 970055).
- Ceviz, M.A., 2007, "Intake *plenum* volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions", Energy Conversion and Management 48 (2007) 961-966.
- Guimarães, L.M. et al, 2003, "Effects of insertion of resonating chambers in the intake system of internal combustion engines on the air charge", 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo.
- Hanriot, S.M., 2001, "Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna", Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Heywood, J.B., 1988, "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill.
- Ohata, A., Ishida, Y., 1982, "Dynamic inlet pressure and volumetric efficiency of fourcycle cylinder engine". (SAE Paper N° 820407).
- Pereira, L.V.M., 2008, "Estudo experimental da influência de um ressonador de volume variável na massa de ar admitida por um motor de combustão interna", Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Queiroz, J.M., 2015, "Influência de ressonador de Helmholtz e da geometria do sistema de admissão na vazão de ar de um motor de combustão interna", Tese (Doutorado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Rodríguez, A.J.D., Valle, R.M., Hanriot, S.M., 2006, "Análise da propagação das ondas de pressão no coletor de admissão de um motor de combustão interna com a presença de um ressonador de Helmholtz", XV Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade, São Paulo. (SAE Paper N° 2006-01-2772)

8. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE INTAKE SYSTEM AIR FLOW WITH RESONANCE CHAMBER

Felipe Venâncio Mitkiewicz Silva, felipe.mitkiewicz@sga.pucminas.br¹

Pedro de Carvalho Avelar, pcavelar@sga.pucminas.br¹

Rafael Siqueira Mazzaro, rafaelsmazzaro@hotmail.com¹

Sérgio de Moraes Hanriot, hanriot@pucminas.br¹

¹Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUCMG, Avenida Dom José Gaspar, 500 - Coração Eucarístico, Belo Horizonte - MG, CEP: 30535-901.

Abstract. *The inlet mass flow of a four-stroke internal combustion engine is affected by the admission valve and piston alternative movements, and also by the pressure difference between the atmosphere and inside the cylinder. The pressure waves propagation generated from the alternative movements of the piston and the admission valve along the admission tube can both increase or decrease the mass flow admitted in the cylinders, depending on how they are treated. To increase the amount of air in the cylinders and diminish the noise in the intake manifold, some elements capable of absorbing and reflecting the pressure waves are used, such as Helmholtz resonator and plenums. The present work aims to numerically evaluate the mass flow in an admission tube within plenums and compare the results with experimental data. The numerical study was carried out using a software based on the Characteristics Method, considering a unidimensional and transient flow, capable of simulating the waves phenomena inside the tubes. The simulations were done in four different configurations, one without a plenum and three cases with plenums with different volumes (1L, 2L and 4L) located near the admission valve. The results pointed out to a convergence between experimental and numerical curves behavior. Thus, the proposed numerical model was validated. Subsequent to that, an intake manifold with a 8L plenum was simulated to verify the repeatability of the observed pattern. The results reinforced the validation of the numeric method used in the present study.*

Keywords: *internal combustion engines, intake manifolds, plenums.*