

# **INFLUÊNCIA DA DEFASAGEM DE ABERTURA DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO NA MASSA DE AR ADMITIDA POR UM MOTOR**

**Leonardo Vinícius Mendes Pereira**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, leovinicius@ig.com.br

**Alahdjin Atan Pinto**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, alahdjin\_atan@yahoo.com.br

**Sérgio de Moraes Hanriot**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, hanriot@pucminas.br

**José Ricardo Sodré**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, ricardo@pucminas.br

**Resumo.** As válvulas admissão de um motor de combustão interna foram defasadas com o objetivo de aumentar a quantidade da massa de ar admitida. Experimentos foram realizados no cabeçote de um motor de produção de 1,0 litro, com duas válvulas de admissão por cilindro, com apenas um cilindro ativado. As condições do escoamento no sistema de admissão do motor foram reproduzidas em um Banco de Fluxo. Obteve-se o histórico de variação da pressão e da vazão com a defasagem das válvulas de admissão, considerando as características fluidodinâmicas do escoamento no conduto. Definiu-se um ângulo de defasagem que maximiza a vazão mássica.

**Palavras-chave:** Motores de Combustão Interna, Pressão, Válvulas de Admissão, Banco de Fluxo.

## **1. INTRODUÇÃO**

Devido ao crescimento da indústria automotiva no Brasil e da comercialização de automóveis com motores de combustão interna multi-válvulas com ignição por centelha, identificou-se a necessidade de um estudo com relação ao desempenho desses motores. Atualmente, estão sendo propostas diversas alternativas de melhoria em seu desempenho, passando por turbo-compressores, sobre-alimentadores, injeção direta de combustível e a compactação do conjunto moto-propulsor, na tentativa de atingir maior flexibilidade em regime de cargas intermediárias. Os motores devem ser projetados com elevada potência para controlar situações esporádicas. A total sintonização do sistema de injeção de combustível, dos tempos de abertura e fechamento das válvulas e do controle da ignição poderia possibilitar tal potência para regimes intermediários (Cunha et al, 2000).

Poucos veículos atualmente disponíveis no mercado usam algum tipo de acionamento mecânico que permite alguma flexibilidade nos tempos de abertura e fechamento das válvulas. Contudo, nenhum dos mecanismos permite o completo ajuste independente da sincronização da abertura e fechamento. Vários projetos têm sido propostos e apresentam diferentes tipos de acionamentos mecânicos (Dresner e Barkan, 1989; Hara et al, 1989; Pierik e Burkhard, 2000). Urata et al (1993) e Lenz et al (1989) apresentaram sistemas de acionamento mecânico-hidráulico e Cunha et al (2000) estudaram um conceito alternativo de acionamento hidráulico para válvulas.

Este trabalho tem como objetivo o aumento do rendimento volumétrico de motores multi-válvulas, aumentando a indução de ar através da defasagem de abertura das válvulas de admissão. Os experimentos foram desenvolvidos em um Banco de Fluxo. A vazão mássica e a pressão do escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão foram analisadas em vários regimes de rotação do eixo de comando de válvulas, para diferentes ângulos de defasagem das válvulas de admissão.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Hanriot (2001), Pierik e Burkhard (2000) e Söderberg e Johansson (1997) realizaram estudos com o intuito de buscar alternativas para a fabricação do mecanismo de variação do ângulo de defasagem das válvulas de admissão para a definição do conduto de admissão, considerando as características fluidodinâmicas do escoamento durante a indução de ar.

Morse et al (1938) foram dos primeiros a mostrar a influência dos efeitos da produção de pulsos de pressão nos condutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão. Os autores evidenciaram que o aproveitamento de tais flutuações de pressão pode ser usado para o aumento do rendimento volumétrico dos motores. A forma dos pulsos de pressão e seu desenvolvimento ao longo do conduto de admissão são complexos. Os pulsos de pressão refletidos são sobrepostos a pulsos de pressão incidentes (Benajes et al, 1997). Winterborne (1999, 2000) mostrou que o sistema de admissão ressonando no modo de um ressonador de Helmholtz parece ter influência nos efeitos de pressão no cilindro no momento do fechamento das válvulas de admissão.

Söderberg e Johansson (1997) estudaram os efeitos de alterações no ângulo de abertura das válvulas de admissão, abrindo-as mais cedo ou mais tarde, através da alteração do ressalto dos cames do eixo de comando de válvulas. Foram analisados o escoamento do ar, a combustão e a eficiência dos motores.

Pierik e Burkhard (2000) descreveram o desenvolvimento continuado de um sistema mecânico para acionamento de válvulas com variação do levante. A durabilidade do sistema e o desempenho relativo ao consumo de combustível, emissões, torque e características de estabilidade na combustão foram analisados.

Hara et al (1989) descreveram um sistema em que as fases das válvulas são controladas pela variação da velocidade angular do eixo comando de válvulas e por um atuador hidráulico. Por meio de um disco excêntrico ao eixo comando de válvulas, produzia-se uma compensação entre o centro do disco girando e o eixo de comando de válvulas.

## 3. APARATO EXPERIMENTAL

O experimento foi realizado em um Banco de Fluxo, equipamento que permite simular as condições de escoamento nos sistemas de admissão e exaustão de um motor de combustão interna. O sistema produz uma depressão constante entre a atmosfera e um grande reservatório ligado à seção de testes. A depressão é gerada através de um soprador de grande porte. Reproduz-se o movimento das válvulas através de um motor elétrico acoplado ao eixo de comando de válvulas, por meio de uma correia dentada. O Banco de Fluxo (Fig. (1)) permite o estudo do escoamento em regime permanente ou transiente. Variáveis como vazão mássica, pressão, temperatura e velocidade de rotação do eixo

comando de válvulas podem ser obtidas (Hanriot, 2001). A seção de testes é conectada a um reservatório de 350 litros, utilizado para atenuar os pulsos de pressão oriundos do sistema de admissão.



Figura 1. Foto do Banco de Fluxo.

Para a execução dos testes experimentais foi utilizado o cabeçote de um motor de produção de 1,0 litro de volume deslocado, com quatro cilindros em linha, de 70,0 mm de diâmetro cada, curso do pistão de 64,9 mm, e duas de admissão e duas de exaustão por cilindro. O cabeçote é dividido em duas partes, inferior e superior. A parte inferior do cabeçote possui a câmara de combustão com fluxo cruzado, válvulas de admissão e exaustão opostas e coletor de admissão e exaustão também opostos. A parte superior do cabeçote aloja os comandos de admissão e exaustão, que são posicionados próximos um do outro devido ao ângulo de 21° entre as válvulas de admissão e exaustão. O comando de exaustão é acionado diretamente por correia dentada, e o comando de admissão é acionado pelo comando de exaustão por meio de um par de engrenagens na parte traseira do cabeçote.

Para a realização do experimento o cabeçote superior sofreu algumas alterações para se obter a defasagem das válvulas de admissão. Foi cortado o eixo de comando de válvulas de admissão entre os dois cames do primeiro cilindro e um eixo interno ao comando foi instalado, permitindo um movimento relativo entre os dois cames. A face da parte superior do cabeçote superior foi usinada para que pudesse receber um retentor e permitir a passagem do eixo comando de admissão, uma vez que no mecanismo original deste eixo fica apenas na parte interna do cabeçote.

Um segundo par de engrenagens semelhantes à da parte traseira do cabeçote foi montado em extensões que foram instaladas nas extremidades dos eixos comando de válvulas. Uma roda dentada constituída de 58 dentes mais um espaço equivalente ao espaço de dois dentes constituiu a base para o registro do ponto de sincronismo o ângulo zero dos eixos de comando de válvulas.

#### 4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os testes experimentais foram realizados para dois comprimentos de conduto de admissão, de 1,0 m e 2,0 m. A análise da variação da vazão mássica e da pressão no escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão foi feita com somente um cilindro em operação. Os testes foram realizados para uma faixa de rotação do eixo comando de válvulas de 200 a 2600 rev/min, com incrementos de 200 rev/min. Para as medições de pressão foram utilizados transdutores de pressão piezoresistivos, com faixa de operação de -1 a 2 bar. Para tubo de 1,0 m foram utilizados três transdutores e, para o de 2,0 m, foram utilizados quatro transdutores inseridos próximo à porta da válvula e em várias posições do conduto (Fig. (2)). O transdutor P1 foi localizado a 0,115 m da face da

válvula de admissão, P2 a 0,415 m, P3 a 0,985 m e P4 a 1,985 m. A temperatura ambiente e a do reservatório onde o cabeçote foi fixado foram monitoradas através sensores de temperatura de resistência de platina, com faixa de operação de 0 a 60°C. Para evitar o super aquecimento do cabeçote foi conectado um sistema composto de uma bomba de óleo e um reservatório. O sistema apresenta exatidão de  $\pm 0,35\%$  de final de escala para medição de pressão diferencial,  $\pm 0,38\%$  para pressão absoluta,  $\pm 0,5\%$  para temperatura,  $\pm 0,36\%$  para a taxa de escoamento de massa.

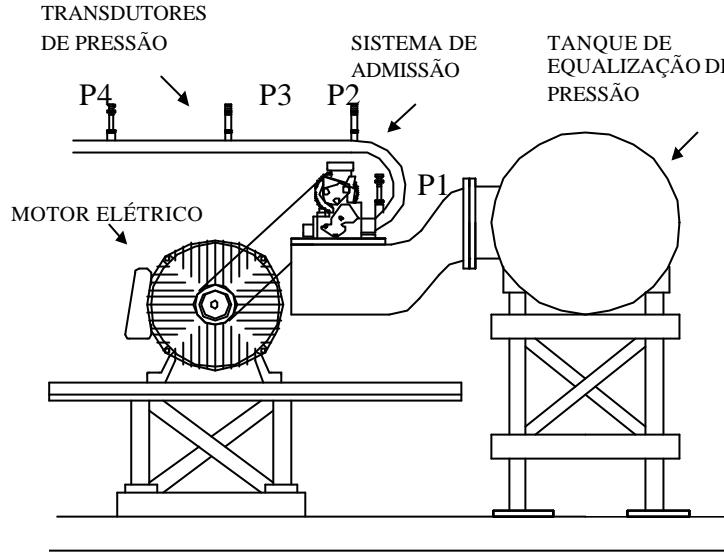


Figura 2. Desenho esquemático da seção de testes

Para o estudo do escoamento pulsante oriundo do movimento das válvulas, foi utilizado somente o cilindro número um, com a retirada dos tuchos das válvulas dos outros cilindros. O eixo de comando de válvulas era acionado através de um motor elétrico, como mostrado na Fig. (2). Os ângulos de defasagem testados são mostrados na Tab. (1).

Tabela 1. Ângulos de abertura e fechamento das válvulas.

DESCRIÇÃO	SEM DEFASAGEM	DEFASAGEM 10°	DEFASAGEM 20°	DEFASAGEM 30°	DEFASAGEM 40°
Ângulo de abertura da primeira válvula de admissão	PMS	PMS	PMS	PMS	PMS
Ângulo de abertura da segunda válvula de admissão	PMS	10°DPMS	20°DPMS	30°DPMS	40°DPMS
Ângulo de fechamento da primeira válvula de admissão	205°DPMS	205°DPMS	205°DPMS	205°DPMS	205°DPMS
Ângulo de fechamento da segunda válvula de admissão	205°DPMS	215°DPMS	225°DPMS	235°DPMS	245°DPMS
Ângulo de abertura de ambas as válvulas de exaustão	205°APMS	205°APMI	205°APMI	205°APMI	205°APMI
Ângulo de fechamento de ambas as válvulas de exaustão	PMS	PMS	PMS	PMS	PMS

A faixa de velocidades de rotação do eixo de comando de válvulas investigada, de 200 a 2600 rev/min, corresponde a freqüências de rotação entre 3,33 e 43,33 Hz. Motores de baixas cilindradas requerem, comumente, torque em baixas rotações, e é desejável que a ressonância nestes motores ocorra em um regime de velocidade de rotação do virabrequim entre 2500 e 3000 rev/min, que corresponde a um regime de freqüência de rotação do eixo de comando de válvulas de 20,83 a 25 Hz.

Considerando como tubo reto com uma válvula em uma extremidade vibrando harmonicamente e aberto em outra extremidade, a ressonância é dada por (Kinsler, 1980; Hall, 1987):

$$f_n = \frac{n}{2} \frac{c}{L + \frac{8}{3\pi}a} \quad (1)$$

sendo  $L$  o comprimento do tubo,  $c$  a velocidade do som,  $n$  os harmônicos e  $a$  o raio do tubo.

Considerando  $c = 330$  m/s e  $a = 15,5$  mm, a Tab. (2) expressa os valores das várias freqüências de ressonância para os dois comprimentos de condutos testados.

Tabela 2 – Relação das freqüências de ressonância para condutos abertos na extremidade.

L (m)	FREQÜÊNCIA (Hz)				
	$f_{\text{fundamental}}$	$f_1^{\circ}$ harmônico	$f_2^{\circ}$ harmônico	$f_3^{\circ}$ harmônico	$f_4^{\circ}$ harmônico
1,0	162,25	324,49	486,74	648,98	811,23
2,0	81,81	163,61	245,42	327,22	409,03

Com uma válvula em uma extremidade vibrando harmonicamente e fechado em outra extremidade, a ressonância é dada por (Kinsler, 1980; Hall, 1987):

$$f_n = \frac{2n-1}{4} \frac{c}{L} \quad (2)$$

sendo  $L$  o comprimento do tubo,  $c$  a velocidade do som e  $n$  os harmônicos.

Considerando  $c = 330$  m/s e  $a = 15,5$  mm, a Tab. (3) expressa os valores das várias freqüências de ressonância os dois comprimentos de condutos testados.

Tabela 3 – Relação das freqüências de ressonância para condutos fechados na extremidade.

L (m)	FREQÜÊNCIA (Hz)				
	$f_{\text{fundamental}}$	$f_1^{\circ}$ harmônico	$f_2^{\circ}$ harmônico	$f_3^{\circ}$ harmônico	$f_4^{\circ}$ harmônico
1,0	82,50	247,50	412,50	577,50	742,50
2,0	41,25	123,75	206,25	288,75	371,25

## 5. RESULTADOS

As Figs. (3) e (4) que apresentam os resultados da influência da defasagem das válvulas de admissão do eixo comando de válvulas para o primeiro cilindro, correspondendo à média de três testes realizados para cada configuração. Pode-se observar que o comportamento dos experimentos é similar para cada comprimento de duto, apresentando diferentes níveis para a vazão mássica ao longo da faixa de rotações testada.

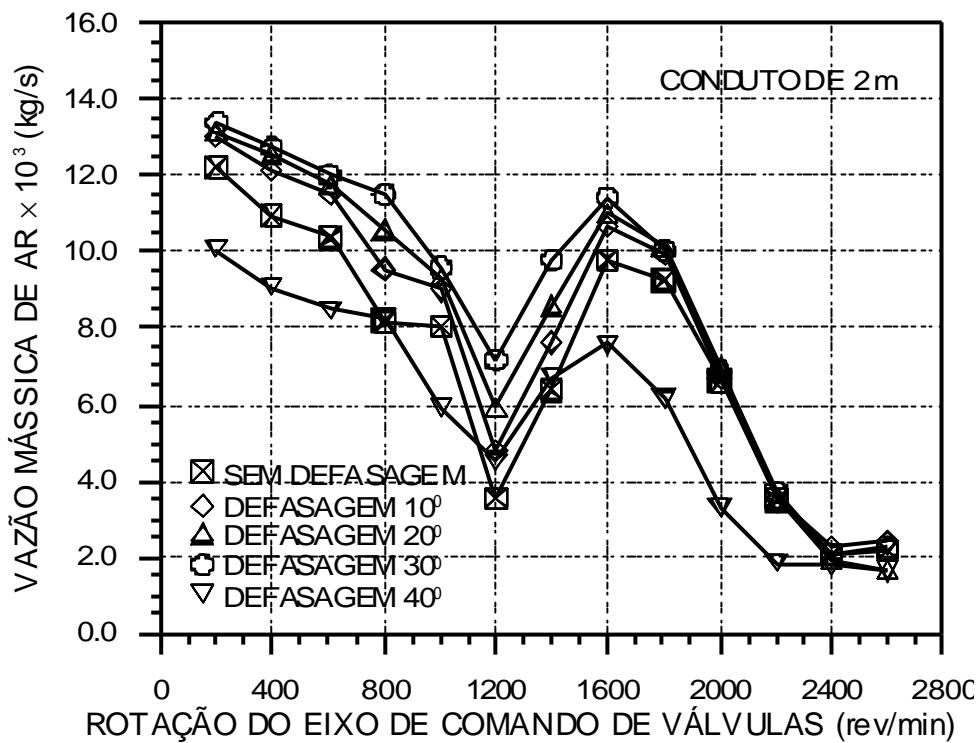


Figura 3 – Variação da vazão mássica com a defasagem das válvulas para o conduto de 2,0 m.

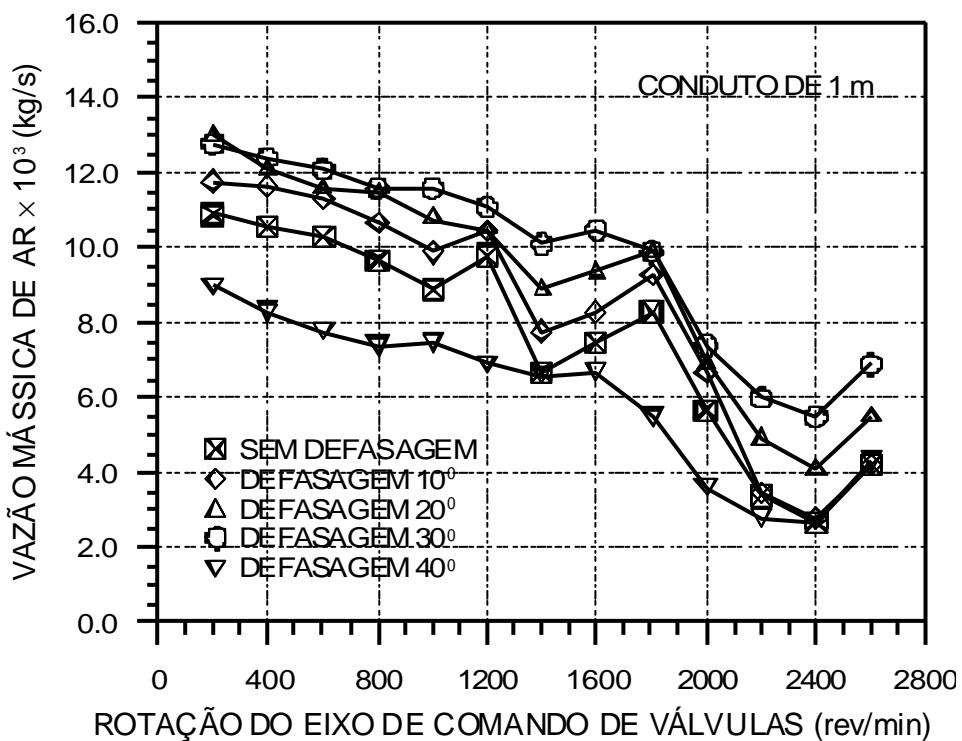


Figura 4 – Variação da vazão mássica com a defasagem das válvulas para o conduto de 1,0 m.

As rotações de 1200 e de 2400 rev/min do eixo comando de válvulas de admissão são pontos críticos do sistema de admissão. Na rotação de 2400 rev/min ocorre a ressonância do conduto de admissão com 2,0 m de comprimento. A rotação de 1200 rev/min, correspondente à rotação de 2400 rev/min do virabrequim, é um ponto de instabilidade no funcionamento do motor.

A Fig. (5) apresenta a vazão mássica média, relativa ao primeiro cilindro, para a faixa de rotações testada em função do ângulo de defasagem entre as válvulas de admissão do eixo de comando de válvulas. Observa-se um aumento da vazão mássica média até a defasagem de 30°, diminuindo de forma acentuada a partir desse ângulo. Uma provável explicação para esse fato parece estar ligada à onda de pressão que atinge a porta da válvula no seu momento de abertura.

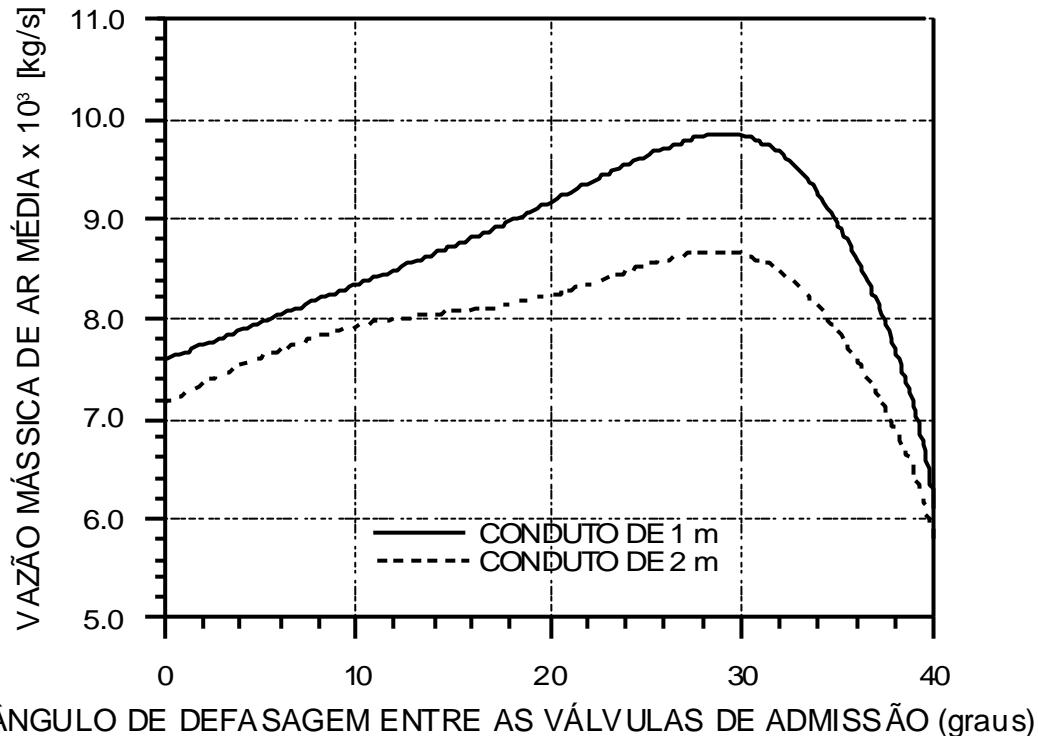


Figura 5 – Variação da vazão mássica média em função da defasagem entre as válvulas de admissão.

Os resultados obtidos para a vazão mássica podem ser interpretados considerando que o tubo possui um modo de vibração de um quarto de onda (Sassi, 1996). Empregando a Eq. (2) para o conduto de 2,0 m, a Tab. (3) mostra o comportamento das reflexões das ondas de pressão que ocorrem em ambas extremidades dos tubos, descrevendo o tempo gasto pela onda para produzir dez reflexões e o tipo de onda refletida em cada extremidade.

Tabela 3 – Análise de sinais de pressão na porta da válvula de admissão

Números de reflexões de onda	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Sinal de pressão na porta da válvula	+	-	-	+	+	-	-	+	-	-
Tempo gasto pela onda (ms)	5,88	11,77	17,65	23,53	29,41	35,29	41,18	47,06	52,94	58,82

Pode ser observado que em baixas rotações a válvula permanece fechada por um tempo relativamente longo, com um modo de vibração de um quarto de onda. Nessa situação a onda possui um tempo suficientemente longo para ocorrer várias reflexões e considerável atenuação. Portanto, para

baixas rotações os efeitos oscilatórios da pressão não apresentam um papel importante. É importante observar que o comportamento da vazão mássica não depende somente da pressão no momento da abertura da válvula de admissão, mas sim do comportamento da onda de pressão desde a abertura da válvula de admissão até seu fechamento (Hanriot, 2001).

As Fig. (6) e (7) mostram as ondas de pressão ao longo do conduto de admissão para uma rotação completa do eixo de comando de válvulas. A vazão mássica está relacionada à diferença entre a onda de pressão imediatamente na porta da válvula de admissão e à pressão constante no tanque de equalização onde o cabeçote foi fixado.

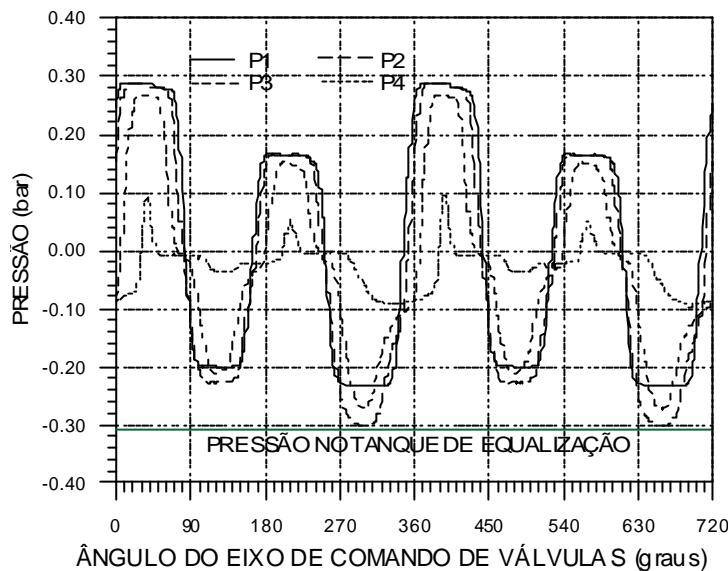


Figura 6 – Pressão ao longo do conduto de admissão durante um ciclo do motor na rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min sem defasagem de abertura das válvulas de admissão.

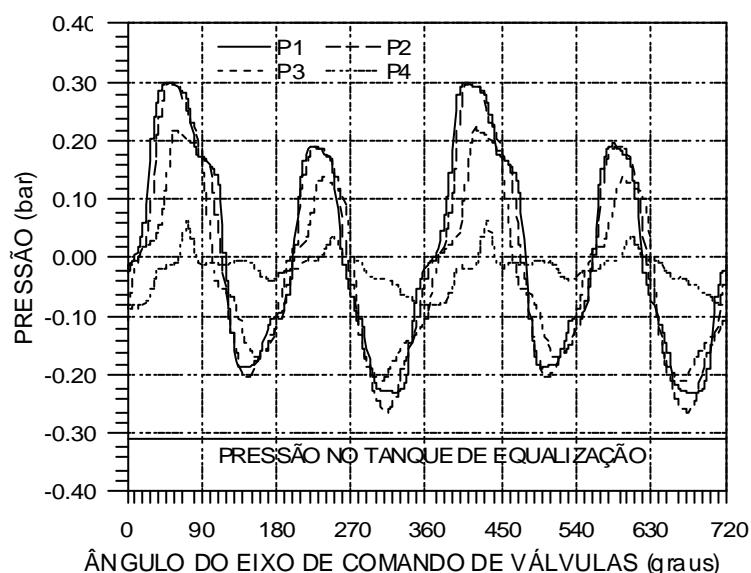


Figura 7 – Pressão ao longo do conduto de admissão durante um ciclo do motor na rotação do eixo de comando de válvulas de 1200 rev/min e defasagem de abertura das válvulas de admissão de 40°.

## 6. CONCLUSÕES

- As tendências observadas para a taxa de escoamento do ar de admissão não foram afetadas de maneira significativa pela defasagem de abertura das válvulas de admissão defasagens estudadas para um mesmo conduto de admissão na faixa de rotação investigada.
- As tendências apresentadas pela vazão mássica do ar admitido pelo motor estão relacionadas à ressonância e anti-ressonância das ondas de pressão presentes no interior do conduto de admissão.
- A vazão mássica do ar admitido pelo motor é afetada pelo comprimento do conduto de admissão.
- Os efeitos da defasagem das válvulas de admissão podem ser demonstrados através das ondas de pressão na porta das válvulas.
- A defasagem de abertura das válvulas de admissão produz um efeito de amortecimento das ondas de pressão geradas pelas mesmas.
- Com a abertura das válvulas defasadas em 30° do eixo de comando de válvulas ocorreu a maior vazão mássica média na faixa de rotação e comprimentos de conduto de admissão adotados.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq, à CAPES e à FIAT-GM Powertrain Ltda, pelo suporte financeiro a este projeto.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Benajes, J., Reyes, E., Galindo, J., Peidro, J., 1997, "Pre-Design Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines", SAE, Paper n.970055.
- Benson, R. S., 1982, The Thermodynamics and Gás Dynamics of Internal – Combustion Engines, Vol.1, New York, Oxford University Press.
- Cunha, S. B. Hedrick, J. K., Pisano, A. P., 2000, "Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation", Variable Valve Actuation 2000 – SAE, Paper n.2000-01-1220, pág. 1-17.
- Dresner, T. L., e Barkan, P., 1989, "The Application of a Two Input Cam-Actuated Mechanism to Variable Valve Timing", SAE, Paper n.890676.
- Hall, D. E., 1987, *Basic Acoustics*, Hayer & Row Publishers.
- Hanriot, S. M., 2001, Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Condutos de Admissão em Motores de Combustão Interna, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- Hara, S. Kumagai, K., Matsumoto, Y., 1989, "Application of a Valve Lift and Timing Control System to an Automotive Engine", SAE, Paper n.890681.
- Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sanders, J. V., 1980, *Fundamentals of Acoustics*, John Wiley & Sons.
- Lenz, H. P., Geringer, B., Smetana, G., Dachs, A., 1989, "Initial Test Results of an Hydraulic Variable – Valve Actuation System on a Firing Engine", SAE, Paper n. 890678.
- Morse, P. H., Boden, R. H., Schechter, H., 1938, "Acoustic Vibrations and Internal Combustion Engine Performance", Journal of Applied Physics, v.9.
- Pierik, R. J., e Burkhard, J. F., 2000, "Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System", Variable Valve Actuation 2000 – SAE, Paper n.2000-01-1221, pág. 19-26.
- Roe, P.L., 1986, "Characteristic-based schemes for the Euler equations", Annual Review of Fluid Mechanics 18 – pág.337-365.
- Sassi, L., 1996, *Utilizzo banco non stazionario motori famiglia B-C*, Rapporto di lavoro svolto, Centro Ricerche FIAT, Itália.

- Söderberg, F., e Johansson, B., 1997, "Fluid Flow, Combustion and Efficiency with Early or Late Inlet Valve Closing", SAE, Paper n.972937.
- Urata, Y., Umiyama, H., Shimizu, K., Fujiyoshi, Y., Sono, H., Fukuo, K., 1993, "A Study of Vehicle Equipped whit Non-Throttling S.I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism", SAE, Paper n.930820.
- Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 1999, Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines, USA, SAE International.
- Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 2000, Theory of Engine Manifolds Design – Wave action methods for IC engines, USA, SAE International.

## **9. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído nesse trabalho.

### **INFLUENCE OF INTAKE VALVES PHASE SHIFT ON THE ENGINE INTAKE AIR MASS**

#### **Leonardo Vinícius Mendes Pereira**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, leovinicius@ig.com.br

#### **Alahdjin Atan Pinto**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, alahdjin\_atan@yahoo.com.br

#### **Sérgio de Moraes Hanriot**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, hanriot@pucminas.br

#### **José Ricardo Sodré**

PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, 30535-610, Belo Horizonte, MG, ricardo@pucminas.br

**Abstract.** *The intake valves of an internal combustion engine were phase shifted with the objective to increase the intake air mass flow rate. Experiments were conducted in the cylinder head of a production 1.0-liter engine, with two intake valves per cylinder and only one working cylinder. The flow conditions of the engine intake system were reproduced in a Flow Bench. Pressure and mass flow rate variations with intake valves phase shift were obtained, considering the fluid dynamics characteristics of the intake flow. A phase shift angle that maximizes the mass flow rate was determined.*

**Keywords:** Engines, Pressure, Intake Valves, Flow Bench.