

# VÁLVULAS DE LUVA EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA BASEADOS NO CICLO OTTO

Secio Marcio Franzoni Fornazier

[secio.fornazier@gmail.com](mailto:secio.fornazier@gmail.com)

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Euryale Jorge Godoy Jesus Zerbini

[euryale.zerbini@poli.usp.br](mailto:euryale.zerbini@poli.usp.br)

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

**Resumo:** O presente trabalho apresenta um estudo sobre a utilização de válvulas de luva em motores de combustão interna, pois estas proporcionam mais liberdade ao projeto das câmaras de combustão e diminuem o número de partes móveis do motor. O artigo mostra as análises cinemática e dinâmica do mecanismo, as características principais do escoamento nas válvulas de luva levantadas com várias simulações computacionais e diversas análises globais de motores que operam com válvulas usuais e de luva. Os resultados dos modelos propostos são comparados com aqueles de estudos semelhantes e obtidos na literatura atual e aberta.

*Palavras chave:* Motores de combustão interna. Motores (válvulas). Válvulas de luva.

## 1. Introdução

As válvulas de luva foram desenvolvidas a partir da década de 20 do século passado, foram descartadas no final da década de 40 do mesmo século mas voltaram a ser estudadas em várias instituições do exterior após um hiato de aproximadamente 50 anos. O “revival” deste sistema de controle do escoamento na câmara de combustão do motor motivou a realização de uma análise dos principais fenômenos que ocorrem neste sistema. Assim, serão apresentadas a modelagem cinemática e dinâmica do movimento de acionamento da válvula, com o intuito de quantificar as acelerações e forças que atuam no mecanismo, a análise das características do escoamento nos dutos e janelas de tais válvulas e o impacto destas características no desempenho global dos motores utilizando o pacote de software Ricardo-Wave®. Todos os resultados apresentados são comparados com aqueles encontrados em trabalhos similares e também com aqueles referentes a motores que operam com válvulas usuais em condições semelhantes.

## 2. Funcionamento do Mecanismo

A válvula de luva é posicionada entre a parede do cilindro e o pistão. As janelas localizam-se em várias posições ao longo da parede do cilindro servindo como válvulas de admissão e de escape (como no arranjo usual). A luva contém um número de janelas situadas ao longo de sua circunferência que se alinham com as janelas presentes na parede do cilindro nos momentos apropriados do curso de admissão e escape. O movimento da luva é produzido por uma engrenagem movimentada por um eixo na base do cilindro; a engrenagem aciona um pequeno eixo excêntrico ligado à base da luva por meio de uma esfera de metal. Tal arranjo proporciona à luva um movimento rotativo e recíprocante fazendo com que qualquer ponto localizado na superfície da luva execute uma trajetória elíptica.

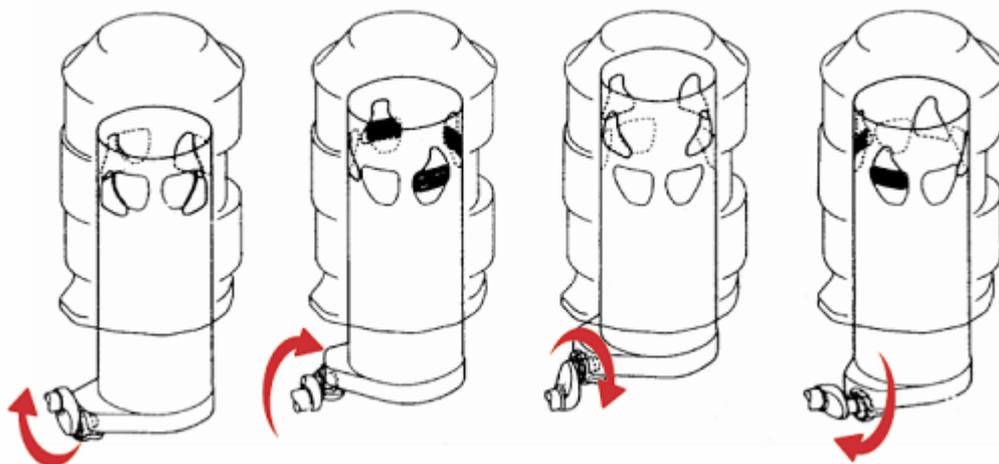


Figura 1: Vista geral do funcionamento do sistema. (www.enginehistory.org)

### 3. Modelagem cinemática e dinâmica da válvula de luva

A análise dinâmica do mecanismo de acionamento do arranjo da válvula de luva foi realizada utilizando o Teorema do Movimento do Baricentro e o Teorema do Momento Angular. O sistema resultante à partir do equacionamento utilizando os teoremas supracitados segue abaixo:

$$F_2 \cdot (R + d) + \mu_1 \cdot F_N \cdot R + F_N \cdot \frac{h}{6} = J_{xz} \cdot \dot{w} - J_{yz} \cdot w^2 \dots\dots\dots(1)$$

$$0 = J_{xz} \cdot w^2 + J_{yz} \cdot \dot{w} \dots\dots\dots(2)$$

$$F_1 \cdot (R + d) - \mu_2 \cdot F_N = J_z \cdot \dot{w} \dots\dots\dots(3)$$

$$m \cdot \vec{a}_G = (F_2 - \mu_1 \cdot F_N) \cdot \vec{k} \dots\dots\dots(4)$$

A análise cinemática do mecanismo de acionamento da válvula de luva apresentou valores de aceleração do baricentro e angular respectivamente:

$$\vec{a}_G = 696,4m / s^2 \dots\dots\dots(5)$$

$$\dot{w} = 4603rad / s^2 \dots\dots\dots(6)$$

Os valores dos produtos e momentos de inércia foram obtidos à partir do projeto da válvula em ambiente CAD, enquanto os dados geométricos para o projeto foram retirados da literatura analisada (Ricardo, 1968) e os coeficientes de atrito foram estimados para uma primeira aproximação de resultados. Tais valores seguem abaixo:

$$J_{yz}, J_{xz}, J_{xy} = 0.0$$

$$J_z = 0.0054$$

$$R + d = 89.6mm$$

$$R = 65mm$$

$$h = 272.8mm$$

$$\mu_1 = 0,01$$

$$\mu_2 = 0,05m$$

A substituição dos valores supracitados, em conjunto com as acelerações obtidas, nas equações de 1 a 4 permitem obter as forças de acionamento presentes no movimento da válvula de luva:

$$F_1 = 670.65N \cong 68.36Kgf$$

$$F_2 = 874N \cong 89.13Kgf$$

$$F_N = 1699N \cong 173Kgf$$

Os valores obtidos para acelerações e forças foram considerados elevados, porém deve-se ressaltar o fato de que tais valores foram obtidos nos pontos de inversão de movimento, e portanto tratam-se de valores máximos ocorridos em diminutos intervalos de tempo.

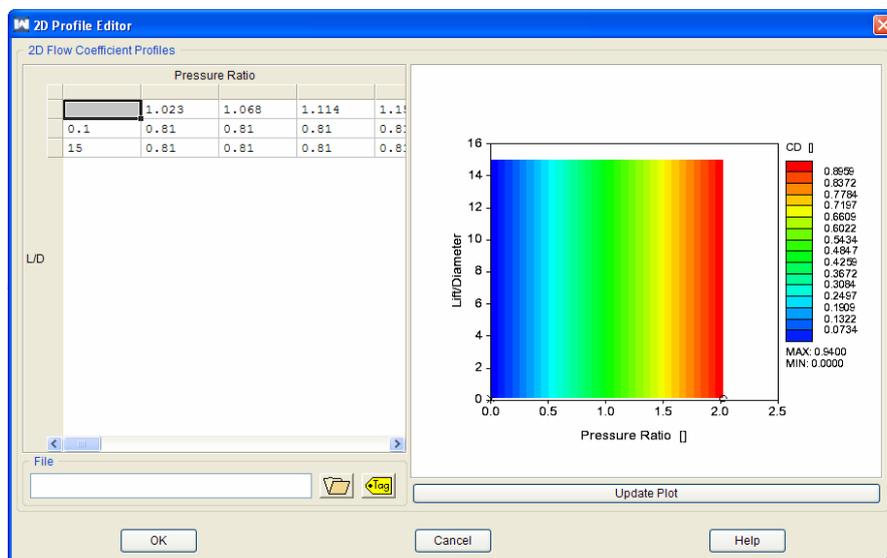
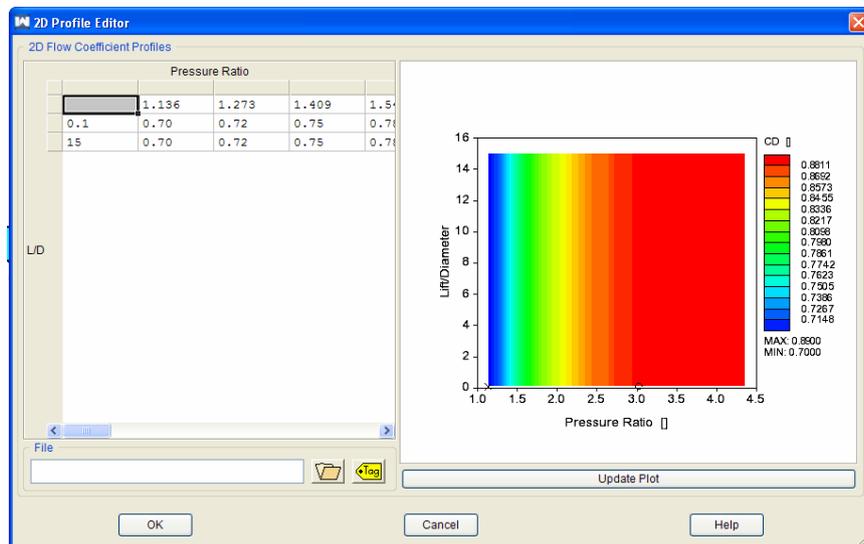
#### 4. Modelagem da válvula utilizando software Ricardo – Wave®

A modelagem do escoamento na válvula foi realizada utilizando o software Wave®, da empresa Ricardo Engineering Company. O Wave® é um software de simulação computacional unidimensional de escoamentos em componentes de motores de combustão interna e utiliza diversos modelos representativos das principais partes de um motor de combustão interna.

A simulação inicial foi realizada utilizando dados de entrada retirados de diversos materiais já publicados sobre arranjos de válvulas de luva, sobretudo os trabalhos de Nyven (1926), Waldron (1940), Ricardo (1968) e Moolman (2007). Foi escolhida, para a modelagem e simulação do problema, uma válvula do tipo área efetiva. Os dados de entrada necessários são a área das válvulas em função do ângulo do virabrequim, os coeficientes de vazão através das válvulas e um diâmetro de referência.

Os coeficientes de vazão utilizados na simulação foram retirados do trabalho fundamental de Waldron (1940) pois a grande diferença das válvulas de luva para válvulas usuais reside nas características de seu escoamento. É interessante observar que os valores dos coeficientes de descarga da janela de admissão central são mais elevados do que os valores para as janelas de admissão laterais e isto é devido à restrições construtivas do coletor de admissão. Os coeficientes de vazão fornecidos por Waldron (1940) foram adaptados para torná-los uma função da taxa de pressão. Este procedimento foi realizado de um modo análogo aquele utilizado por Moolman (2007).

As áreas das janelas das válvulas em função do ângulo de virabrequim foram consideradas iguais àquelas utilizadas por Moolman (2007). Estes valores, juntamente com os dados de coeficientes de vazão, foram implementados no Wave e os resultados referentes às janelas de exaustão e admissão podem ser vistos nas figuras 2 e 3.



Figuras 2 e 3: Página de entrada de dados para coeficientes de descarga das válvulas de exaustão e de admissão central.

## 5. Modelagem do motor utilizando software Ricardo – Wave®

A modelagem do motor completo no software Wave® consiste em “construir” um motor à partir das dimensões geométricas dos dutos de admissão e exaustão, das características de projeto do motor (diâmetro X curso, n° de cilindro, etc...), das condições de operação do motor (temperaturas de ar de admissão, de fluido de refrigeração, de parede de cilindro, de pistão, etc...). O número de dados de entrada é extremamente elevado, fazendo com que haja necessidade de medição de grande parte destes dados em testes de bancada, para realimentar e refinar qualquer modelo construído.

Devido ao fato da inexistência de motor com válvula de luva para realização de testes de bancada, a modelagem do motor do presente trabalho consistiu em grandes alterações e simplificações do modelo de Moolman (2007), sobretudo nos condutos de exaustão; além disso, o trabalho supracitado utilizou um motor refrigerado a ar, enquanto o presente trabalho faz a modelagem de um motor refrigerado à água.

A figura 4 representa o modelo de motor completo, com dutos de admissão e exaustão, coletores de admissão e escape, além de subdivisões nos dutos, representados pelos orifícios, para modelagem da transferência de calor por condução, nas áreas em que os dutos de admissão e escape estão em contato com as paredes do cilindro do motor.

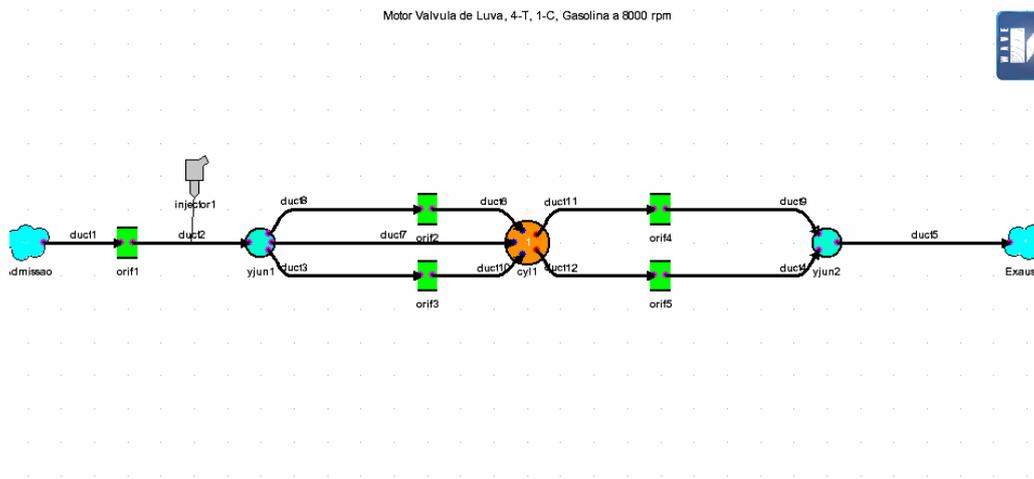


Figura 4: Modelo de motor completo.

Os dados geométricos do motor utilizado nas simulações estão demonstrados na tabela 1:

Tabela 1: Dados do motor utilizado.

VARIÁVEL	VALOR	UNIDADES
N° de Cilindros	1	-
Tempos	4	-
Tipo	OTTO	-
Diâmetro	85	mm
Curso	84.5	mm
Biela	171	mm
Offset Pino	0	mm
Altura Afastamento	21	mm

Os dutos e o coletor de escape foram modelados como fabricados em aço inoxidável, cujas características de capacidade térmica e condutividade são de  $4.03E+06$  J/m<sup>3</sup>/K e 14 W/m/K, respectivamente.

Os dutos e o coletor de escape foram modelados como fabricados em alumínio, cujas características de capacidade térmica e condutividade são de  $2.43E+06$  J/m<sup>3</sup>/K e 237 W/m/K, respectivamente.

A modelagem de transferência de calor do motor seguiu os valores presentes na tabela 2. Deve-se ressaltar que não houve modelagem de transferência de calor para as válvulas, devido ao fato do motor em análise no presente trabalho utilizar um sistema de arranjo de válvulas de luva.

Tabela 2: Dados de entrada para modelagem térmica de pistão e cilindro.

PROPRIEDADE	UNIDADE	PISTÃO	CABEÇA DE CILINDRO	CAMISA
ESPESSURA MÉDIA	mm	12	7	7
CONDUTIVIDADE TÉRMICA	W/m/K	237	237	237
CAPACIDADE TÉRMICA	J/m <sup>3</sup> /K	2.43E+06	2.43E+06	2.43E+06

Devido ao fato do presente trabalho não possuir dados de entrada retirados de ensaios em bancada, foram utilizados alguns dados presentes no próprio tutorial do Wave. Os dados admitidos estão mostrados na tabela 3. Não foram utilizados os dados apresentados por Moolman (2007) pois o presente trabalho analisa um motor com refrigeração à líquido, ao contrário do trabalho citado que analisa um motor com refrigeração a ar.

Tabela 3: Dados de entrada para modelagem térmica do motor.

	UNIDADE	VALOR
TEMPERATURA DE ÓLEO DO PISTÃO	K	380
COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA TÉRMICA DO LADO DO ÓLEO DO PISTÃO	W/m <sup>2</sup> /K	1170
TEMPERATURA DO LÍQUIDO REFRIGERANTE DA CABEÇA DE CILINDRO	K	370
COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA TÉRMICA DO LADO DO LÍQUIDO REFRIGERANTE DA CABEÇA DE CILINDRO	W/m <sup>2</sup> /K	Corr.
TEMPERATURA DO LÍQUIDO REFRIGERANTE DA CAMISA	K	370
COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA TÉRMICA DO LADO DO LÍQUIDO REFRIGERANTE DA CAMISA	W/m <sup>2</sup> /K	2000
FRAÇÃO DO ATRITO MOTOR TRANSFERIDO AO PISTÃO		0.37
FRAÇÃO DO ATRITO MOTOR TRANSFERIDO À CAMISA		0.37

Os dados geométricos dos dutos de admissão (dutos 1, 3, 6, 7, 8, 10) e dos dutos de exaustão (dutos 11, 12, 14, 19, 5) utilizados nas simulações estão demonstrados na tabela 4 (Os dutos realçados em amarelo na tabela 3 representam os dutos com modelagem de transferência de calor):

Tabela 4: Dados geométricos dos dutos de admissão e exaustão do motor.

	Diâmetro Esquerdo (mm)	Diâmetro Direito (mm)	Discretização	Comprimento (mm)	Ângulo (°)	Friction Multiplier	Heat Transfer Multiplier
Duct1	44.45	44.45	38	100	0	0	1
Duct2	44.45	44.45	38	20	0	0	1
Duct3	33.53	30.875	38	76	90	0	1
Duct4	35	35	47	225	45	0	1
Duct5	35	35	47	450	0	0	1
Duct6	30.875	30.875	38	14	0	0	1
Duct7	38	38	38	25.4	0	0	1
Duct8	33.83	30.875	38	76	90	0	1
Duct9	35	35	47	225	45	0	1
Duct10	30.875	30.875	38	14	0	0	1
Duct11	35	35	47	250	0	0	1
Duct12	35	35	47	250	0	0	1

#### 4. Resultados

As simulações foram realizadas na faixa de rotações limitada por 1000 e 8000 rpm e com intervalos de 1000 rpm. Embora, de acordo com Moolman (2007), as rotações acima de 6500 rpm ultrapassem o limite para a velocidade média do pistão deste motor em particular, foi necessário avançar o limite de rotações para análise mais apurada das características da válvula de luva.

Os dados fundamentais para uma primeira análise de motores de combustão interna residem nas curvas e valores de potência máxima e torque máximo (figuras 5 e 6). O valor de potência máxima para o motor analisado é de 31.67 KW (aproximadamente 42.5 hp) a 8500 rpm, enquanto o torque máximo é de 39.5 Nm a 6000 rpm.

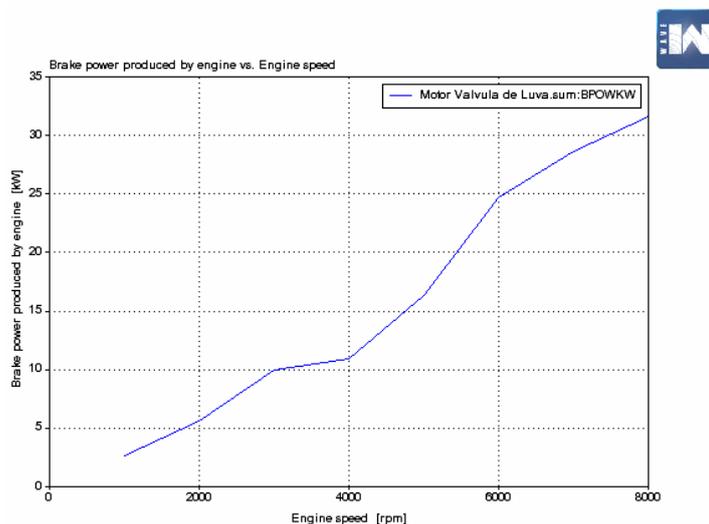


Figura 5: Curva de potência do motor.

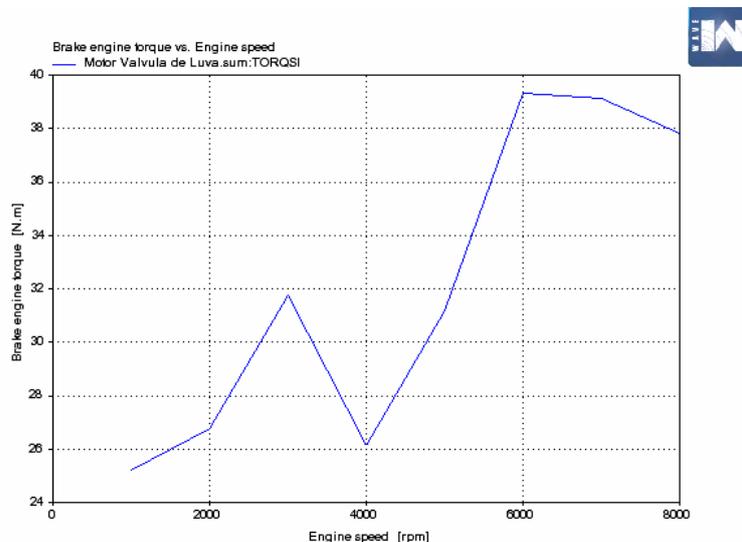


Figura 6: Curva de torque do motor.

A principal diferença na modelagem de um motor com arranjo de válvulas de luva reside nas características de escoamento através das válvulas. Para estudar o fenômeno, foram traçadas curvas de áreas efetivas de válvulas, ou seja, as áreas das válvulas (janelas no caso de válvulas de luva) multiplicadas pelo respectivo coeficiente de descarga; como o coeficiente de descarga das janelas é menor que um -os valores utilizados foram dados por Waldron (1940)- as áreas das válvulas sofrem um pequeno decremento em seus valores absolutos, porém o lay-out da curva continua próximo ao da curva de área de válvulas por ângulo de virabrequim.

A curva de área efetiva das válvulas de admissão e exaustão encontra-se na figura 7, traçada em função do ciclo motor (720°) para um giro de 8000rpm.

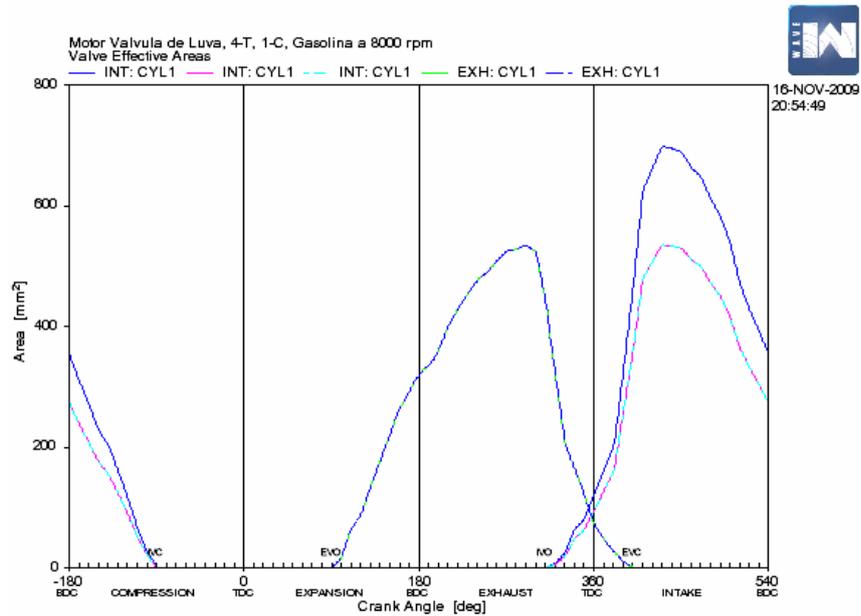


Figura 7: Curva de área efetiva das janelas de admissão e exaustão.

De acordo com a figura 7, percebe-se que a janela de admissão central tem um valor de pico muito maior que as janelas de admissão lateral; isto deve-se ao fato que os valores utilizados para os coeficientes de descarga dados por Waldron (1940) apresentam maiores valores para a janela central.

## 5. Resultados Comparativos com modelo usual

Com o intuito de verificar os resultados obtidos com a simulação do motor com arranjo de válvula de luva, foi simulado no mesmo software um motor com arranjo de válvulas usual. Foi modelado um motor com arranjo de cinco válvulas, sendo três de admissão e duas de exaustão, de forma a se obter a maior aproximação possível com o modelo de válvulas de luva.

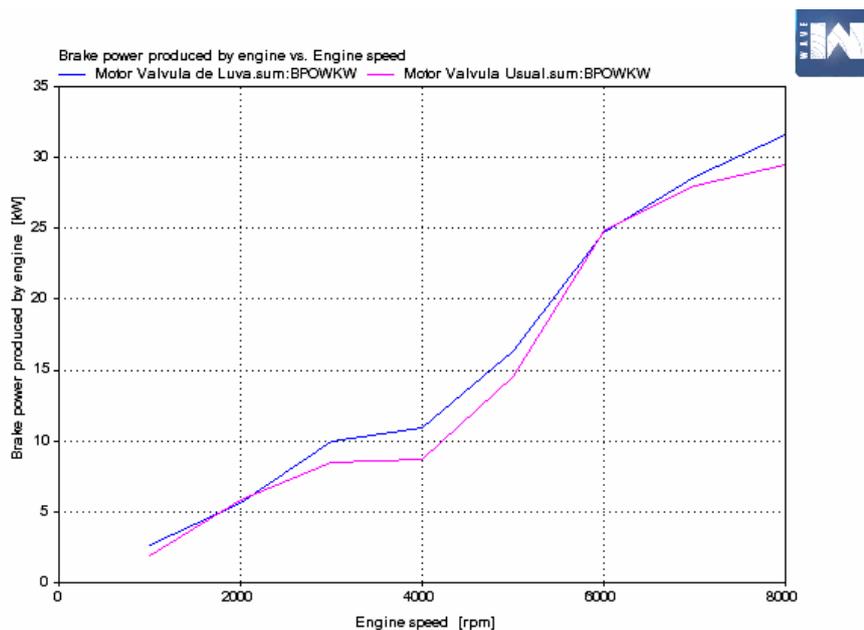


Figura 8: Curvas de potência para as simulações comparativas.

Os dados apresentados pela figura 8 permitem comprovar que o motor com arranjo de válvulas de luva apresentou melhores saídas de potência para todo o regime de rotações analisado. O motor com arranjo de válvulas usual apresentou potência máxima na casa dos 29.4 KW, enquanto o motor com válvulas de luva apresentou potência máxima de 31.7 KW. Na faixa de rotações em que ambos os motores perdem rendimento (4000 rpm) a diferença a favor do arranjo com válvulas de luva foi ainda mais acentuada.

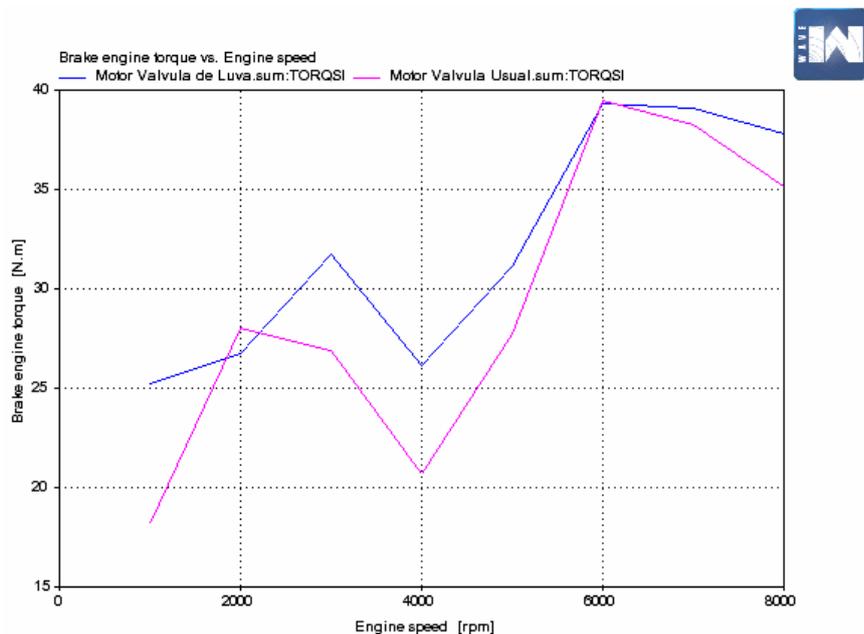


Figura 9: Curva de torque para as simulações comparativas.

A análise dos dados apresentados pela figura 9, da mesma forma que a figura anterior, permite comprovar que o motor com arranjo de válvula de luva apresentou resultados ainda melhores que seu equivalente com arranjo de válvulas usual. Porém deve-se notar que os valores de torque máximo de ambos os motores são praticamente os mesmos – aproximadamente 39.5 Nm – e no mesmo regime de operação de 6000 rpm.

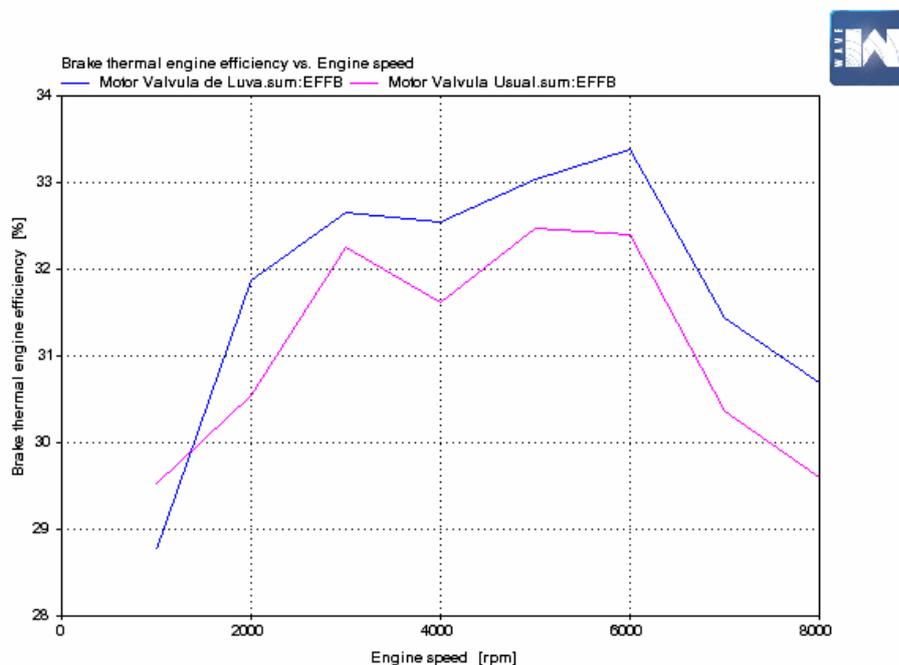


Figura 10: Curva de rendimento térmico para as análises comparativas.

A figura 10 mostra que, em toda a faixa de regime de operação do motor, o arranjo de válvulas de luva apresenta resultados favoráveis, em detrimento ao motor equivalente com arranjo de válvulas usual. A eficiência térmica do motor com arranjo de válvulas de luva é pouco superior a 1% em relação ao equivalente com arranjo usual.

## 6. Resultados comparativos com modelo usual e duto triplo

Conforme analisado anteriormente, as janelas de admissão laterais possuem coeficientes de descarga inferiores à janela de admissão central devido, sobretudo, às condições de construção dos dutos de admissão. Com o intuito de verificar o desempenho do motor em condições “ideais” de projeto, a presente seção analisará os resultados comparativos de uma simulação com um motor cujos dutos foram construídos de forma a obter coeficientes de descarga idênticos para as três janelas de admissão. As curvas de potência referentes a este caso estão mostradas na figura 11.

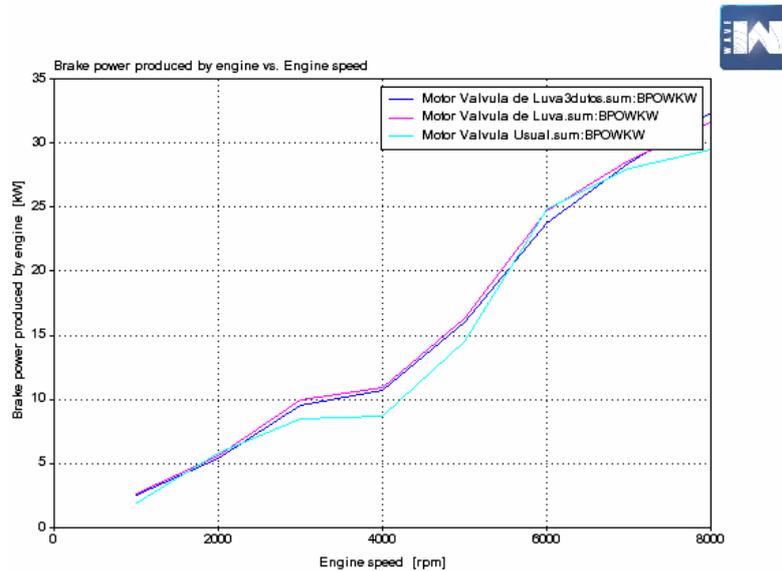


Figura 11: Curva de potência para as análises comparativas com motor de 3 dutos.

A análise das curvas da figura 11 nos permite concluir que há, de fato, decremento no desempenho do motor construído com os três dutos propostos e com valores máximos para coeficientes de descarga das janelas de admissão em relação ao similar com válvulas de luva da simulação original.

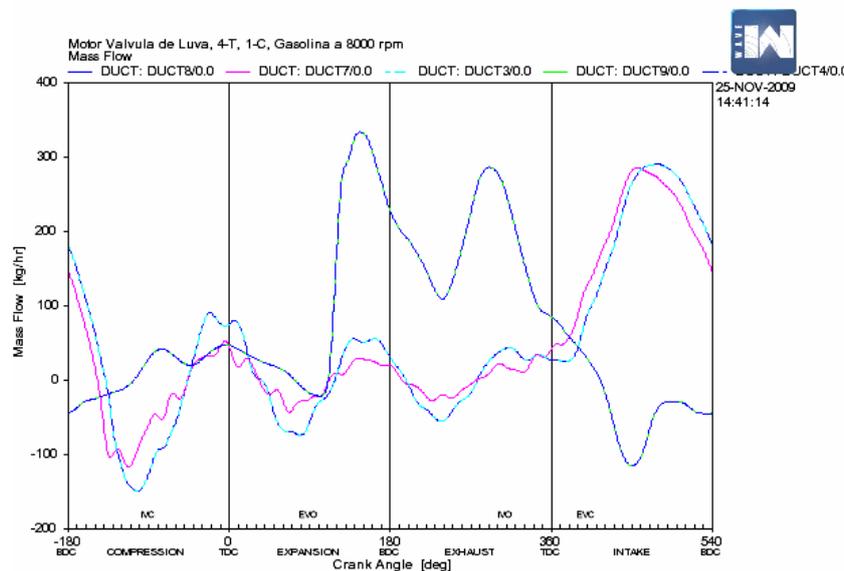


Figura 12: Curva de fluxo mássico para os dutos de admissão (dutos 8, 7, 3) e escape (dutos 9, 4).

Comparando as curvas dos dutos de admissão da figura 12, conclui-se que os picos de admissão referentes à janela de admissão central da simulação original (picos da ordem de 350 Kg/hr) são superiores aos picos de admissão referentes às janelas com modelagem para três dutos e mesmo coeficiente de descarga (picos da ordem de 300 Kg/hr) presentes na figura 12. Devido a este fato ocorrem os decrementos no desempenho do motor, apresentados nas curvas de potência da figura 11, modelado com três dutos e janelas de admissão com mesmo coeficiente de descarga.

Deve-se considerar, porém, que o decremento no desempenho do motor construído com os três dutos propostos constitui um resultado inesperado que deverá ser estudado com mais propriedade e análise em estudos futuros.

## 5. Conclusões

A magnitude das forças de acionamento das válvulas, calculadas à partir de modelagem cinemática e dinâmica, foi considerada elevada, porém ressalta-se o fato de que tais valores foram calculados nos pontos de inversão do movimento, e portanto tratam-se de valores máximos ocorridos em diminutos intervalos de tempo.

As simulações realizadas com o arranjo de válvulas de luva apresentaram valores elevados para as áreas de válvula efetiva (picos da ordem de 700 mm<sup>2</sup>), entretanto tais valores foram obtidos apenas para a janela central de admissão, sendo que as janelas laterais apresentaram sensível diferença em relação à janela central.

Tal análise veio a corroborar a necessidade de dutos independentes para todas as janelas de admissão e exaustão, o que incorrerá em necessidades de maior espaço para acomodação dos dutos de admissão e escape, o que pode tornar-se inviável para motores multicilindro. A simulação de motor construído da forma supracitada resultou em valores ligeiramente inferiores aos apresentados pela simulação original devido às diferenças apresentadas entre os valores máximos de vazão mássica através das janelas de admissão. Porém, trata-se de um resultado inesperado que será objeto de estudo mais detalhado em trabalhos futuros.

As simulações comparativas com um motor equivalente utilizando sistema usual de válvulas apresentaram resultados amplamente favoráveis ao arranjo com válvulas de luva.

Porém uma análise mais criteriosa comprova que, apesar dos resultados favoráveis, em valores absolutos as diferenças apresentadas foram sempre muito pequenas.

Tais evidências, associadas às atuais desvantagens do arranjo de válvulas de luva apresentadas ao longo do trabalho, (alta precisão dos processos de usinagem, excessivo consumo de óleo devido ao efeito de blow-by, luvas de grandes dimensões para acomodar as janelas em uma extremidade e o mecanismo de acionamento em outra) levam a conclusão de que, apesar de sua gama de vantagens, o arranjo de válvulas de luva torna-se uma solução por demais complexa e dispendiosa (necessidade de novo projeto do chamado baixo motor) frente aos benefícios atingidos.

## 6. Referências

- Faulkner, B. The sleeve valve two stroke engine: Reduction of oil consumption. 2006. Dissertação (Mestrado) - Cranfield University. 2006.
- Moolman, A. Modelling of a 4-S Sleeve Valve Engine. 2007. 105p. Dissertação (Mestrado) - Cranfield University.
- Nyven, A. M. The single sleeve valve engine. In: The Society of Automotive Engineers, 1926, New York. p.1-32.
- Ricardo, H.R. The high speed internal combustion engine. 5ª edição. Londres. Blackie & Son Limited. 1968. 420p.
- Ricardo, H.R.; Glyde, H.S. The high speed internal combustion engine. 3ª edição. London. Blackie & Son Ltd. 1945.
- Taylor, C.F. Análise dos motores de combustão interna. 1ª edição. São Paulo. Edgard Blucher Ltda. 1971. 2v.
- Vasudevan, N. A Study of Coating Technologies for Minimal Lubrication Operation for Sleeve Valve Engine. 2007. 104p. Dissertação (Mestrado) - School of Engineering. Cranfield, UK: Cranfield University. 2007.
- Waldron, C. D. Flow Coefficients of Monosleeve Valves 13p. T.N. N° 717, NACA, 1940
- Yechuri, S. An Assessment of Variable Valve Train Options for Motorsport Applications. 2007. 124P. Dissertação (Mestrado) - Cranfield, UK: Cranfield University. 2007.

## STUDY OF SLEEVE VALVE OTTO CICLE ENGINE

**Secio Marcio Franzoni Fornazier**

[secio.fornazier@gmail.com](mailto:secio.fornazier@gmail.com)

Polytechnic School of University of São Paulo

**Euryale Jorge Godoy de Jesus Zerbini**

[euryale.zerbini@poli.usp.br](mailto:euryale.zerbini@poli.usp.br)

Polytechnic School of University of São Paulo

**Abstract.** The aim of this paper is to present a study of sleeve valve utilization for piston internal combustion engines which will give more freedom for combustion chambers design and will reduce the number of engine mobile parts. A kinematics and dynamics analysis of the mechanism are presented and the characteristics of sleeve valves flow are determined using commercial computational simulation program. The results of the proposed models are compared with current systems and similar studies found in literature.

**Keywords:** *Internal combustion engines. Engines (valves). Sleeve valve.*