

## VÁLVULA REGULADORA DE FLUXO DE CONTRA PRESSÃO REDUZIDA<sup>1</sup>

**Eduardo L. L. Cabral**

Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello de Moraes, 2231 – São Paulo, SP – CEP. 05508-900

**Giovanni M. Gouveia**

Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello de Moraes, 2231 – São Paulo, SP – CEP. 05508-900

**Marcos C. Hunold**

Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello de Moraes, 2231 – São Paulo, SP – CEP. 05508-900

**Resumo.** *Este trabalho apresenta uma nova configuração de válvula reguladora de fluxo que possibilita um melhor aproveitamento da energia disponível. Esta válvula é uma modificação da válvula tipo placa linear de 4 vias, onde o elemento deslizante tem o formato de disco, de forma a facilitar a sua atuação e movimentação. As válvulas tipo placa são as únicas que permitem se ter, de forma simples, uma relação entre as áreas dos orifícios de pressão e escape diferente de um. Válvulas com orifícios de escape com áreas de passagem maiores do que as áreas dos orifícios de pressão, melhoram o controle proporcional de vazão através do sistema, possibilitam maiores velocidades de movimentação da carga e aumentam a disponibilidade de potência do motor ou pistão. Este trabalho estuda a influência da relação entre as áreas dos orifícios de escape e de pressão de uma válvula proporcional de quatro vias no controle e no aproveitamento da energia em sistemas pneumáticos. Praticamente todas as vantagens e benefícios da utilização desta válvula em sistemas pneumáticos são também observadas nos sistemas hidráulicos. Resultados experimentais são apresentados para o caso da válvula acoplada a um motor pneumático de palhetas e confirmam o desenvolvimento teórico.*

**Palavras-chave:** *Pneumática, Válvula proporcional.*

### 1. INTRODUÇÃO

Apesar da facilidade de obtenção, o ar é um fluido de difícil controle devido às suas propriedades físicas, especialmente a alta compressibilidade às pressões médias e baixas. O progresso da tecnologia eletrônica associado aos dispositivos controladores de fluxo possibilita grandes avanços na tecnologia do controle da energia pneumática. Este controle permite aplicações totalmente novas para este fluido. Porém, a escassez de dispositivos

---

<sup>1</sup> Patente solicitada.

controladores vem se tornando uma barreira para a exploração dos benefícios oferecidos por tal fluido.

O uso de uma válvula pneumática proporcional de 4 vias possibilita o controle da velocidade e posição de pistões e motores pneumáticos. Segundo Hunold (1993) e Garrad *et al* (1988) estes atuadores poderão ser empregados com vantagens em mesas de máquinas de controle numérico, robôs manipuladores e outros sistemas que se utilizam de atuadores elétricos ou hidráulicos para seu acionamento.

Uma dificuldade adicional encontrada na utilização do ar como um fluido de trabalho é a baixa eficiência energética dos sistemas pneumáticos. Essa baixa eficiência é causada por perdas devido a vazamentos e principalmente pela alta perda de pressão na válvula controladora de fluxo. Uma válvula de 4 vias, possui orifícios de pressão, por onde se realiza a admissão do ar na aplicação (pistão ou motor) e orifícios de retorno, ou de escape, por onde se realiza a saída do ar da aplicação. É no orifício de escape que ocorre a maior perda de energia no sistema, pois devido às baixas pressões o ar está com alta velocidade e portanto sofre uma grande perda de pressão. Dessa forma, um aumento da área de passagem do orifício de escape em relação a do orifício de pressão melhora o aproveitamento da energia disponível e portanto, ocasiona um aumento da eficiência do sistema. Este fato é explorado neste trabalho, sendo o fator decisivo na escolha da configuração da válvula.

Este trabalho apresenta a configuração de um novo modelo de válvula pneumática proporcional de 4 vias tipo placa rotativa ou disco. Além disso, apresenta também um estudo teórico sobre o aumento de eficiência obtido com a utilização desta válvula e resultados experimentais que comprovam o estudo teórico.

## 2. CONFIGURAÇÃO DA VÁLVULA

Existem 4 tipos básicos de válvulas reguladoras de fluxo: as de elemento deslizante, as de elemento de assento, as de elemento de divisão de fluxo e as moduladoras de largura de pulso, Blackburn *et al* (1960) e Royston e Ragendra (1993).

As válvulas de elemento deslizante podem ser do tipo placa ou carretel, Blackburn *et al* (1960). As válvulas tipo carretel são as mais utilizadas no controle de sistemas hidráulicos e sistemas pneumáticos. Este tipo de válvula, apesar do alto custo de fabricação, ultrapassou as válvulas tipo placa, principalmente pelo fato de necessitarem de menores forças para atuação do elemento deslizante, devido ao formato cilíndrico.

A fabricação da válvula tipo placa é extremamente simples se realizada através da técnica “furo-bucha” descrita em Blackburn *et al* (1960). Esta técnica permite a obtenção de tolerâncias estreitas a custo reduzido. Porém, devido ao formato plano do elemento deslizante, estas válvulas exigem um esforço maior para sua atuação do que as válvulas de carretel. Por esta razão, estas válvulas foram ultrapassadas pelas válvulas de carretel e hoje praticamente não são mais utilizadas. A válvula tipo placa permite uma grande variedade de configurações, podendo ter elemento deslizante linear ou rotativo, acionamento direto ou ser de dois estágios, e etc.

Observa-se que todas as válvulas existentes de 4 ou mais vias, tem orifícios de pressão e de escape com a mesma área de passagem. A válvula tipo placa (linear ou rotativa) é a única que permite se ter, de forma simples, estes orifícios com áreas de passagem diferentes. Esta diferença de áreas, quando bem dimensionada, ocasiona um aumento da eficiência do sistema e outros benefícios, como é demonstrado na seção 3.

Pensando-se na simplicidade de construção e de acionamento do elemento deslizante, a válvula tipo placa linear foi modificada de forma a possuir o elemento deslizante em forma de disco. Na válvula linear o elemento deslizante é um bloco com movimento de translação, na válvula rotativa o elemento deslizante é um disco com movimento de rotação. O elemento

deslizante na forma de disco permite sua movimentação diretamente através de um motor de corrente contínua convencional. Para facilitar o entendimento desta nova configuração de válvula, a Fig. 1 mostra o esquema de uma válvula tipo placa linear de 5 vias. Na posição central a válvula permanece fechada. Se o elemento deslizante é deslocado, uma ou outra passagem é selecionada.

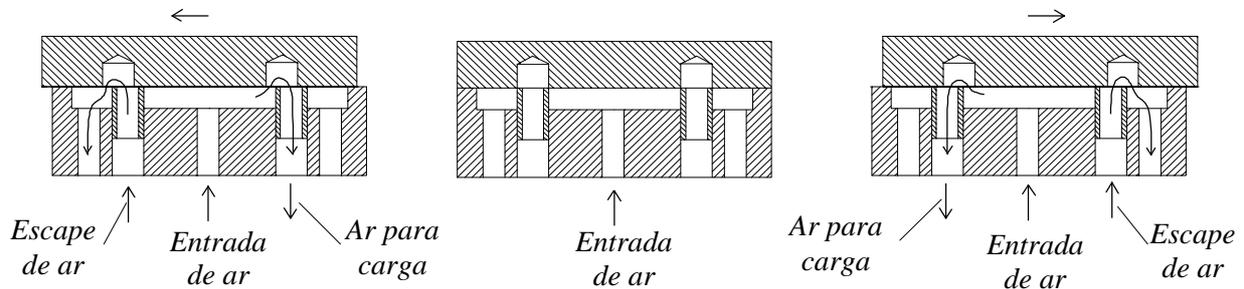


Figura 1 - Esquema simplificado de funcionamento da válvula tipo placa linear.

A Figura 2 mostra como foi realizada a “circularização” da válvula linear. Partindo do mesmo princípio de funcionamento, as câmaras de exaustão, anteriormente separadas, foram unidas e dispostas em forma de anel. A câmara pressurizada, que era única, também ganhou um formato anular. O formato dos blocos que continham as câmaras também foi alterado. O elemento móvel não é mais um bloco, mas sim um disco com movimento giratório. Os espaçadores também deixaram de ser blocos retangulares para se transformar em um único anel. Uma descrição mais detalhada desta nova válvula é apresentada em GOUVEIA (1996) e em Cabral *et al* (1997).

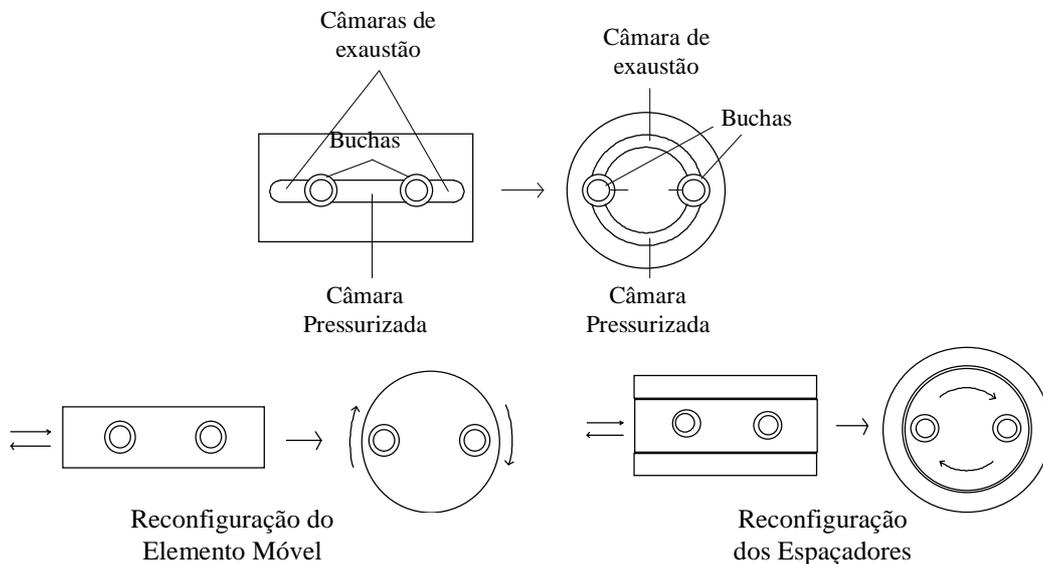


Figura 2 - “Circularização” da válvula tipo placa linear.

### 3. BASE TEÓRICA

Nesta seção é apresentado um estudo teórico da influência da relação entre as áreas dos orifícios de pressão e escape, na rotação, torque e potência de atuadores pneumáticos controlados pela válvula, verificando-se o aumento da eficiência do sistema quando a área de

passagem do orifício de escape é maior do que a do orifício de admissão. Esta análise é realizada na condição de regime permanente. Praticamente todas as vantagens e benefícios da utilização desta válvula em sistemas pneumáticos são também observadas nos sistemas hidráulicos. A extensão deste estudo para o caso hidráulico é apresentada em Hunold (1999).

A aplicação de uma válvula no controle da movimentação de um pistão ou motor pneumático está esquematizada na Fig. 3, onde se tem o orifício de pressão, antes da carga, e o orifício de retorno, após a carga.

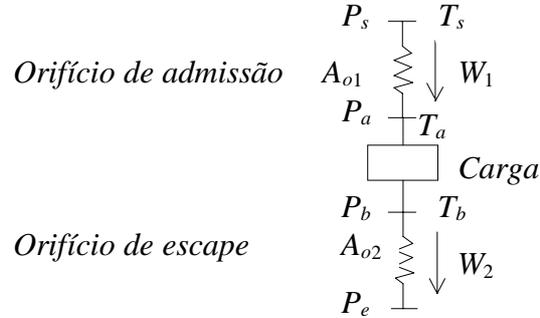


Figura 3 - Fluxo de massa através dos orifícios de pressão e de retorno de uma válvula, em um sistema pneumático, separados por uma carga (motor ou pistão).

De acordo com Shapiro (1953), a vazão mássica,  $W_1$ , do ar escoando isoentropicamente através do orifício de pressão, de área  $A_{o1}$ , mostrado na Fig. 3, é dada por:

$$W_1 = C_{d1} A_{o1} C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1(P_a/P_s), \quad (1)$$

onde  $C_{d1}$  é o coeficiente de descarga do orifício de pressão,  $P_s$  é a pressão absoluta de estagnação na entrada do orifício,  $P_a$  é a pressão absoluta na saída do orifício,  $T_s$  é a temperatura absoluta de estagnação na entrada do orifício,  $f_1$  é uma função que depende da relação de pressões  $P_s$  e  $P_a$  e do tipo do gás e  $C_2$  é uma constante que depende do gás. Do mesmo modo, o fluxo de massa  $W_2$  através do orifício de escape, de área  $A_{o2}$ , é dado por:

$$W_2 = C_{d2} A_{o2} C_2 \frac{P_b}{\sqrt{T_b}} f_1(P_e/P_b). \quad (2)$$

Assumindo que  $C_{d1} \approx C_{d2}$ , considerando  $T_s = T_a$ , denominando a relação entre as áreas  $A_{o2}/A_{o1}$  de  $\alpha$ , e admitindo-se o escoamento na carga como sendo um processo isoentrópico sem vazamentos, pode-se igualar as Eqs. (1) e (2), resultando no seguinte:

$$\frac{f_1\left(\frac{P_a}{P_s}\right)}{f_1\left(\frac{P_e}{P_a - \Delta P}\right)} \frac{P_s}{(P_a - \Delta P)} \left(\frac{P_a}{P_a - \Delta P}\right)^{\frac{1-k}{2k}} - \alpha = 0, \quad (3)$$

onde  $k$  é a relação entre os calores específicos do ar à pressão e a volume constantes,  $\Delta P$  é a perda de pressão na carga e  $P_b$  foi substituído por  $P_a - \Delta P$ . Supondo  $P_s$  e  $P_e$  constantes, pode-

se observar que a pressão na entrada da carga,  $P_a$ , depende apenas da perda de pressão,  $\Delta P$ , e do fator de proporcionalidade entre as áreas de abertura dos orifícios,  $\alpha$ .

A Figura 4(a) e (b) mostra respectivamente o comportamento das pressões  $P_a$  e  $P_b$  em função de  $\Delta P$  para vários valores de  $\alpha$ . Estes gráficos foram obtidos com  $P_s$  igual a 7 bar absoluto e  $P_e$  igual a 1 bar absoluto. Para  $\alpha$  tendendo a infinito, tem-se respectivamente a reta  $P_a = P_e + \Delta P$  no gráfico da Fig. 4(a) e a reta horizontal  $P_b = P_e$  no gráfico da Fig. 4(b), que fisicamente representa o caso de uma válvula com o retorno da carga completamente aberto, ou seja, a descarga é realizada diretamente para a atmosfera. Para  $\alpha$  tendendo a zero, tem-se a reta horizontal  $P_a = P_s$  no gráfico da Fig. 4(a) e a reta  $P_b = P_s - \Delta P$  no gráfico da Fig. 4(b), que fisicamente consiste em uma válvula somente com orifício de retorno, ou seja, a pressão é conectada diretamente à carga.

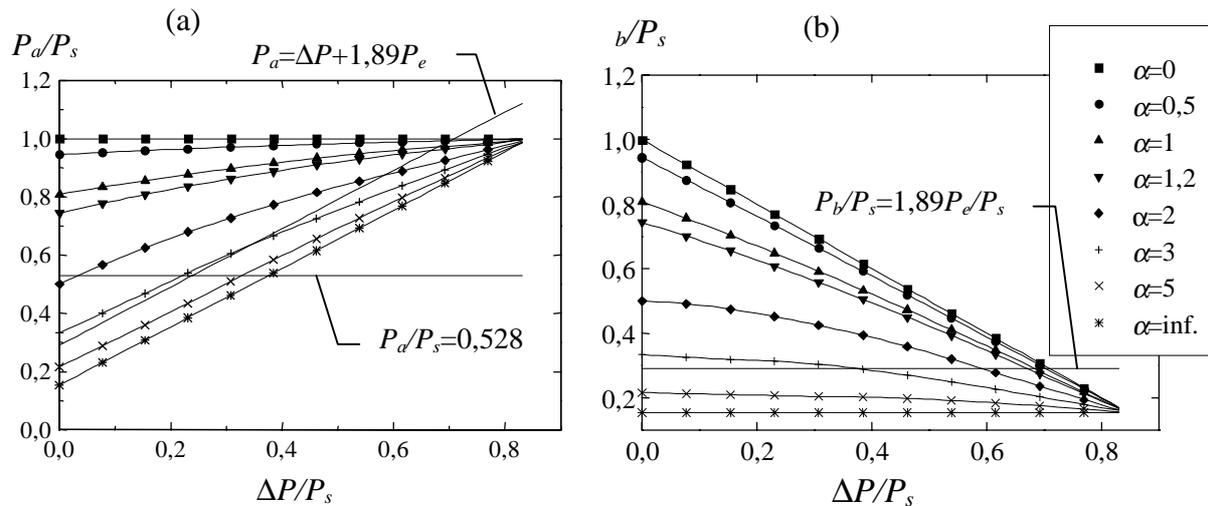


Figura 4 - Gráfico das pressões na entrada e saída da carga de um sistema pneumático em função da perda de pressão, (a) pressão na entrada e (b) pressão na saída.

Se forem utilizadas as Eqs. (1) e (3), pode-se verificar a influência do fator de proporcionalidade,  $\alpha$ , na vazão mássica que escoo pelo sistema da Fig. 3 para qualquer valor possível de  $\Delta P$ . O gráfico da Fig. 5 apresenta a vazão mássica de ar que escoo através do sistema, normalizada em relação à vazão obtida se a carga não existisse,  $W_i$ , para alguns valores de  $\alpha$  e para uma determinada área de abertura do orifício. Observa-se neste gráfico, que para  $\alpha$  igual a 3, 5 e infinito, a vazão praticamente independe das pressões do sistema, para aproximadamente  $\Delta P/P_s \leq 0,528 - P_e/P_s$ , e nos casos de  $\alpha$  igual 0,5, 1 e 1,2, a vazão varia quase que linearmente com  $\Delta P/P_s$  até aproximadamente  $\Delta P/P_s = 1 - 1,89P_e/P_s$ . Note que para o caso do ar a relação de pressões crítica é igual a 0,528.

Analisando-se as Fig. 4 e 5 observa-se que para os valores de  $P_a/P_s$  abaixo do valor crítico de 0,528, o escoamento estará bloqueado no primeiro orifício, podendo estar bloqueado também no segundo orifício se  $P_a > \Delta P + 1,89P_e$  ou,  $P_b > 1,89P_e$ . Observa-se porém, que o controle proporcional do fluxo de ar através do sistema, feito de forma independente das pressões envolvidas, só é possível com o escoamento bloqueado no primeiro orifício. Os valores das pressões para o alcance desta condição são apresentados no gráfico da Fig. 4(a), abaixo da reta  $P_a/P_s = 0,528$ . Verifica-se que estes valores existem apenas para  $\alpha$  maior do que aproximadamente 2. Nota-se que esta condição é conseguida de forma ideal se existisse somente o orifício de pressão. Contudo esta independência da vazão em relação às pressões, mesmo com  $\alpha$  igual a infinito, somente é conseguida na condições de  $\Delta P/P_s$  menor do que  $0,528 - P_e/P_s$ . Fora desta região o comportamento da vazão deixa de ser linear em relação à

qualquer variável. Nota-se que nos casos de  $\alpha$  igual a 3 ou 5, a vazão se comporta praticamente da mesma forma que para  $\alpha$  igual a infinito.

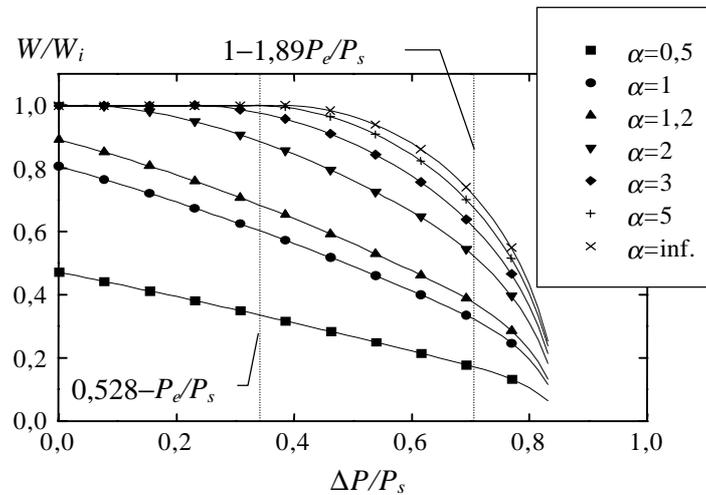


Figura 5 - Gráfico das vazões de ar em um sistema pneumático para alguns valores de  $\alpha$ .

A Figura 6 apresenta as vazões mássicas apresentadas na Fig. 5 porém, normalizadas em relação à vazão mássica que escoaria através do sistema com  $\alpha$  igual a 1. O que se destaca neste gráfico é o aumento de  $W/W_{(\alpha=1)}$  a medida que o fator de proporcionalidade  $\alpha$  aumenta.

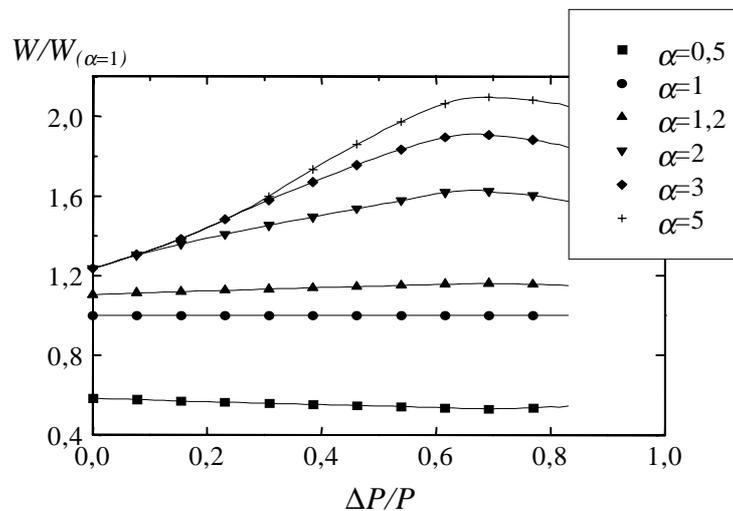


Figura 6 - Gráfico das vazões de ar em um sistema pneumático, normalizadas em relação à vazão para  $\alpha = 1$  em função da perda de pressão, para alguns valores de  $\alpha$ .

Hunold (1993) descreve o fluxo de massa de ar consumido em um motor pneumático de palhetas, sem vazamentos, através da seguinte equação:

$$W = \rho_a V_d N, \tag{4}$$

onde  $\rho_a$  é a densidade do ar na entrada do motor,  $V_d$  é o volume útil de ar deslocado por volta do eixo do motor e  $N$  é a rotação do eixo do motor. Normalizando a rotação do motor para alguns valores de  $\alpha$  em relação à rotação para  $\alpha$  igual a 1,  $N_{(\alpha=1)}$ , e substituindo  $\rho_a$  por  $P_a/(RT_a)$ , tem-se que:

$$\frac{N}{N_{(\alpha=1)}} = \frac{W}{W_{(\alpha=1)}} \frac{P_{a(\alpha=1)}}{P_a} \quad (5)$$

Observa-se que na equação acima, assumiu-se que  $T_a$  é igual a  $T_s$  para qualquer valor de  $\alpha$ . Pela Eq. (1), tem-se que  $W$  é função de  $P_a$ , que por sua vez pela Eq. (3) é função de  $\Delta P$ , assim, a rotação do motor pode ser calculada em função de  $\Delta P$  para alguns valores de  $\alpha$  e para  $P_s$  e  $P_e$  constantes. O resultado é apresentado no gráfico da Fig. 7. Através deste gráfico verifica-se que as maiores rotações no motor pneumático são alcançadas para valores maiores de  $\alpha$ .

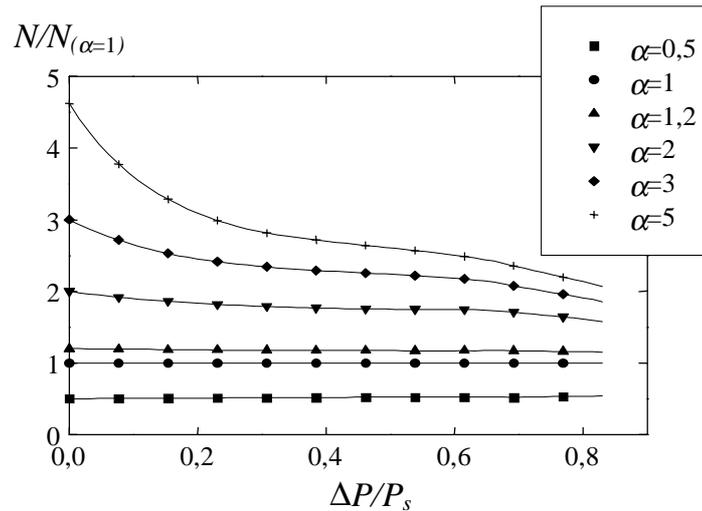


Figura 7 - Gráfico de  $N/N_{(\alpha=1)}$  para um motor pneumático em função de  $\Delta P$ , para alguns valores de  $\alpha$ .

Pode-se considerar que o torque gerado por um motor pneumático de palhetas é proporcional à diferença entre as pressões na entrada e saída do motor,  $\Delta P$ , não dependendo de forma direta do parâmetro  $\alpha$ . A medida que a potência no eixo do motor é dada pelo produto do torque pela rotação, o comportamento da potência em função de  $\alpha$  será exatamente igual ao comportamento da rotação, vista na Fig. 7. Logo, potências maiores, para  $P_s$  e  $P_e$  constantes, serão obtidas através de valores maiores de  $\alpha$ .

O caso de um pistão pneumático é semelhante ao caso do motor. O fluxo de massa de ar consumido em um pistão pneumático, sem vazamentos, pode ser dado através da Eq. (4) substituindo-se a rotação pela velocidade linear do pistão. Assim, a velocidade do pistão normalizada em relação à velocidade para  $\alpha$  igual a 1, é exatamente igual à Eq. (5). Dessa forma, os mesmos resultados e conclusões obtidas à respeito da velocidade angular do motor, podem ser estendidos, também, para a velocidade linear do pistão. A medida que a força aplicada por um pistão é proporcional à diferença entre as pressões nos dois lados do pistão,  $\Delta P$ , e que a potência no eixo do pistão é dada pelo produto da força pela velocidade, o comportamento da potência em função de  $\alpha$  será exatamente igual ao comportamento da velocidade do pistão ou da velocidade de rotação de um motor, vista na Fig. 7. Logo, novamente, potências maiores serão obtidas através de valores maiores de  $\alpha$ .

#### 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

De acordo com o desenvolvimento teórico realizado, verificou-se o comportamento real da vazão mássica de ar através da válvula com a saída livre para a atmosfera, e o

comportamento de um motor pneumático de palhetas acoplado à válvula. Observa-se que foram realizados somente testes em regime permanente. O estudo dinâmico da válvula e do motor pneumático acoplado à válvula está no momento em desenvolvimento.

#### 4.1 Vazão mássica de ar e coeficientes de descarga da válvula

A medição dos coeficientes de descarga e da vazão dos orifícios de pressão e de escape foi realizada com os orifícios abertos diretamente para a atmosfera. O gráfico da Fig. 8 mostra o comportamento da vazão de ar pelos orifícios de pressão e de escape em função da área de abertura dos mesmos. A vazão teórica é calculada a partir da área do orifício e das pressões na entrada e na saída, admitindo-se um coeficiente de descarga igual a 1. A vazão real de ar através dos orifícios é obtida por meio de placas de orifício. O erro associado à medida da vazão mássica é cerca de 6,5% do valor da mesma, segundo Gouveia (1996).

Observa-se pelo gráfico, uma tendência de queda no valor da vazão com o aumento da área de abertura confirmando os resultados de Stenning (1954) apud Blackburn *et al* (1960). Este fato é explicado pelo fenômeno de saturação, ou seja, um aumento da perda de carga nas áreas de passagem da válvula, antes e após os orifícios, que ocorre com o aumento da vazão através da mesma. Os valores dos coeficientes de descarga calculados por meio de uma regressão linear para os orifícios de pressão foi de 0,82, com uma diferença mínima entre os lados esquerdo e direito, e para os orifícios de escape foi de 0,80 para os dois lados. Observa-se que estes valores ficaram dentro da faixa encontrada nos trabalhos de Stenning, 0,6 a 1,0, segundo Blackburn *et al* (1960). Um estudo mais detalhado do escoamento do ar através da válvula, considerando-se o fenômeno de saturação é descrito em Hunold (1999).

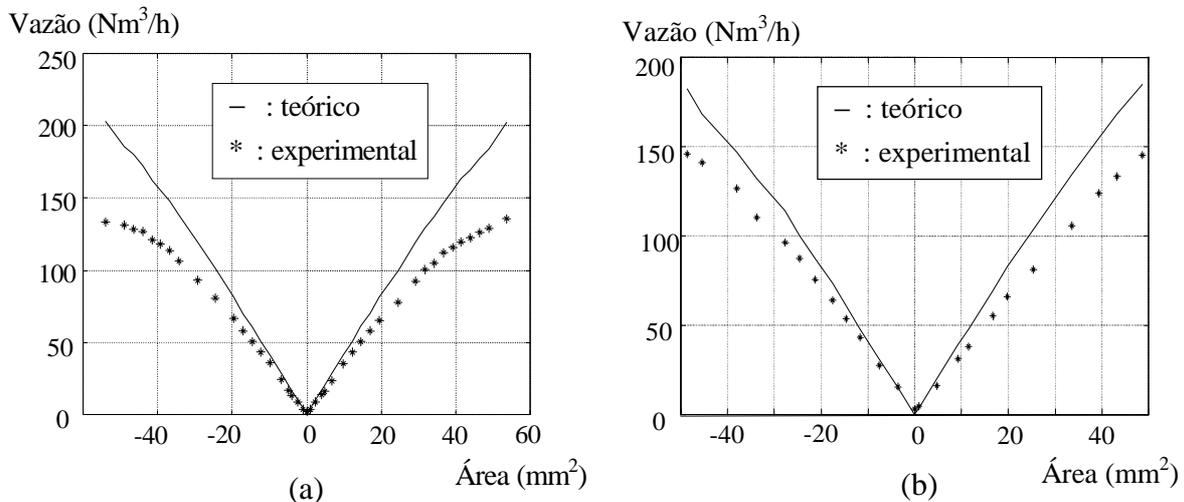


Figura 8 - Gráfico da vazão de ar em função da área de abertura dos orifícios (a) de pressão e (b) de escape.

#### 4.2 Verificação do comportamento da válvula acoplada a um motor pneumático

Para se confirmar as conclusões obtidas no desenvolvimento teórico, os resultados do modelo são comparados com dados experimentais obtidos em ensaios de operação em regime permanente. Nos testes experimentais utilizou-se um motor pneumático de palhetas e uma válvula com relação entre as áreas dos orifícios de escape e de pressão ( $\alpha$ ) de 3,5.

A Figura 9 apresenta os resultados do modelo e os dados experimentais das pressões de entrada e saída do motor, da vazão de ar e da rotação do motor em função de  $\Delta P/P_s$ . Estes resultados são obtidos para uma área de abertura da válvula de  $19,5\text{mm}^2$  (50% da abertura

máxima) no sentido horário. As curvas contínuas são resultados da simulação do modelo, com  $\alpha$  igual a 3,4. Este valor de  $\alpha$  considera também a relação entre os valores dos coeficientes de descarga dos orifícios de pressão e de retorno, cerca de 0,98.

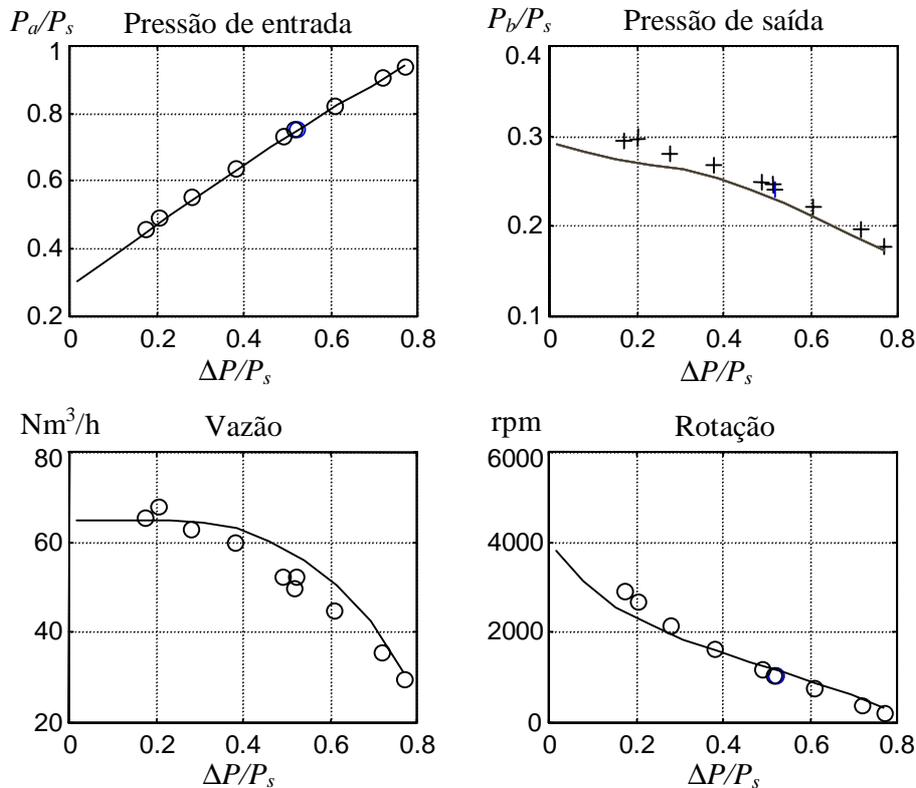


Figura 9 - Comportamento do motor pneumático em função da perda de pressão imposta no motor. Resultados do modelo: curva contínua; resultados experimentais: símbolos.

A partir da Fig. 9, pode-se verificar uma boa aproximação das curvas teóricas com os dados experimentais. Observa-se que o erro entre os valores teóricos e experimentais aumenta ligeiramente com a diminuição de  $\Delta P$ . Uma diminuição de  $\Delta P$  implica em um aumento da vazão, como pode ser visto na Fig. 5. Esse erro pode ser explicado pelo fenômeno de saturação, ou seja, com o aumento da vazão, a perda de pressão nas áreas de passagem antes e após o orifício se tornam mais significativas, determinando, assim, uma queda da pressão real em relação à teórica. Um estudo mais detalhado, considerando-se o fenômeno de saturação, e mais resultados são apresentados em Hunold (1999).

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentada uma nova configuração de válvula proporcional de 4 vias que possui os orifícios de escape com áreas de passagem maiores do que os orifícios de pressão. Esta válvula é uma modificação da válvula tipo placa linear de 4 vias.

Foi demonstrado teoricamente que a relação mais adequada entre as áreas do orifício de escape e do orifício de pressão ( $\alpha$ ) de uma válvula pneumática proporcional de 4 ou mais vias, deve ser o maior possível. Um valor de  $\alpha$  alto oferece um maior aproveitamento da energia disponível, obtendo-se velocidades e potências maiores. Além disso, um valor alto de  $\alpha$  permite o controle proporcional da vazão de ar através do sistema com maior facilidade. Contudo, na prática um valor alto de  $\alpha$  implica em válvulas maiores e conseqüentemente em atuadores maiores, mais caros e com maior consumo de energia. O valor máximo de  $\alpha$ , sem a

necessidade de alterar o tamanho da válvula, é algo em torno de 3 a 4.

Resultados experimentais de uma válvula, com relação entre as áreas dos orifícios de escape e de pressão ( $\alpha$ ) igual a 3,5, acoplada a um motor pneumático de palhetas são apresentados. Estes resultados comprovam o desenvolvimento teórico.

Praticamente todas as vantagens e benefícios da utilização desta válvula em sistemas pneumáticos são também observadas nos sistemas hidráulicos, como é descrito por Hunold (1999).

### ***Agradecimentos***

Os autores agradecem o suporte financeiro da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), sem o qual este trabalho não seria possível.

### **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Blackburn, J. F., Gerhard, R., and Shearer, J. L., 1960. Fluid Power Control. Cambridge, Massachusetts, USA, The M.I.T. Press.
- Cabral, E. L. L., Hunold, M. C. e Gouveia, G. M., 1997. Válvula Reguladora de Fluxo Tipo Placa Multivias de Contra Pressão Reduzida, protocolo INPI nº 003575.
- Garrad, J. E., 1988. Introduction to Pneumatic Motors. In: I Mechanical Incorporated Engineer, Joint Annual Lecture, p. 28-36.
- Gouveia, G. M., 1996. Válvula Pneumática Proporcional de Quatro Vias. Dissertação de Mestrado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP.
- Hunold, M. C., 1993. Estudo da Dinâmica de um Motor Pneumático de Alta Rigidez. Dissertação de Mestrado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP.
- Hunold, M. C., 1999. Motor Pneumático de Alta Rigidez e Alta Precisão. Tese de Doutorado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP, (em preparação).
- Royston, T., and Ragendra, S., 1993. Development of a Pulse -Width Modulated Pneumatic Rotary Valve for Actuator Position Control. Journal of Dynamic Systems Measuring and Control, v. 115, p. 495-505.
- Shapiro, A.H., 1953. The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow. Vol I. New York, Ronald Press.

***Abstract.*** *This work presents a new concept of proportional valve which allows an improved used of the available energy. The valve configuration is a modification of a four-way linear plate valve which allows the direct actuation of the valve disc in a simple form. The plate valve is probably the only kind that allows in a simple way the area of the return orifice to be different to the area of the pressure orifice. As the area of the return orifice increases with respect to area of the pressure orifice better is the control of the system, higher is the speed of the motor or piston, and better is the use of the available energy. This work performs a theoretical study about the influence of the ratio between the areas of the return and pressure orifices in the control and in the use of the energy in pneumatic systems. Practically all the advantages obtained with this valve in pneumatic systems are also observed in hydraulic systems. Experimental results are presented for the valve coupled with a pneumatic vane motor and these results confirm the theoretical development.*

***Keywords:*** *Pneumatics, Proportional valve.*