

PROJETO DE UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO COM CONTROLE DE FORÇA

Vinícius Vigolo, vinicius.vigolo@laship.ufsc.br¹
Antonio Carlos Valdiero, antoniocvaldiero@gmail.com¹
Ruben Solarte Bolaños, rubendariosolarte@gmail.com¹
Glenda de Melo Luz, glendaluz29@gmail.com¹
Rogério Sales Gonçalves, rsgoncalves@ufu.br²
Victor Juliano de Negri, victor.de.negri@ufsc.br¹

¹UFSC-Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica,
Campus Universitario EMC-CTC, Bairro Trindade, Caixa-postal: 476, 88040-900 - Florianópolis, SC – Brasil

²UFU-Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila, 2121, Uberlândia, MG-
Brasil

Resumo: Os atuadores pneumáticos possuem grande potencial de aplicações em equipamentos médicos e odontológicos, incluindo-se os dispositivos para tecnologia assistiva. Entre as suas vantagens, destacam-se a flexibilidade de posicionamento no mecanismo, a alta relação potência por tamanho, a rápida resposta, as características de limpeza e autoesfriamento e a flexibilidade inerente da compressibilidade do ar em tarefas de contato e controle de força. Entretanto, as características não lineares presentes na dinâmica do sistema dificultam o desempenho de tarefas de servoposicionamento e, muitas vezes, o processo de seleção de atuadores pneumáticos não é adequado e pode causar impactos na eficiência energética e nas características dinâmicas do sistema. Neste trabalho, apresentam-se as etapas de projeto e dimensionamento de um atuador pneumático a partir dos requisitos de servoposicionamento com controle de força em um equipamento inovador para reabilitação física. Utilizam-se três propostas metodológicas: uma clássica baseada nas leis da hidrostática e hidrodinâmica, o segundo método analisado se baseia na frequência natural dos atuadores pneumáticos, e por fim, um método inovador, que se baseia no ponto de operação de sistemas pneumáticos. O método do ponto de operação foi idealizado pelo grupo de pesquisa e consiste em um conjunto de equações derivadas da análise estática das leis que regem o comportamento destes sistemas, onde são estabelecidas relações matemáticas entre as pressões das câmaras de um atuador para condições de regime permanente e permitindo seu uso para o dimensionamento do sistema de atuação pneumático. Os métodos foram aplicados para o dimensionamento de um servoposicionador pneumático de uma estrutura denominada HOPE-G, a qual é composta por uma esteira bipartida e um sistema de controle de impedância que permitirá a realização da marcha humana por pacientes que possuam problemas neurológicos que afetam a locomoção. Os atuadores dimensionados foram avaliados em modelo de simulação dinâmica implementado em MATLAB/Simulink®, aonde constatou-se que o método do ponto de operação possui capacidade de conciliar aspectos de eficiência energética com máximo desempenho dinâmico, enquanto que os demais métodos são suscetíveis a resultar em atuadores subdimensionados que podem inviabilizar o funcionamento do equipamento.

Palavras-chave: Sistemas servopneumáticos, método de dimensionamento, ponto de operação, controle de impedância, equipamento de reabilitação

1. INTRODUÇÃO

Devido ao rápido envelhecimento da população mundial, há uma crescente necessidade de equipamentos de reabilitação em ambientes domésticos e hospitalares. Nestas aplicações, é inevitável a existência de contato físico com os pacientes, de tal forma que a segurança possui um papel crítico para o funcionamento destes equipamentos (Yu *et al.*, 2015). Com base nisso, diferentes tipos de atuadores vêm sendo utilizados e desenvolvidos para equipamentos de reabilitação, tais como os atuadores elásticos de série, atuadores de rigidez variável, dentre outros (Ham *et al.*, 2009).

O uso de sistemas servopneumáticos para controle de posição vem sendo comercialmente utilizado desde a década 80 (Beater, 2007), desde então, o uso desta tecnologia vem ganhando espaço na indústria da automação, robótica e manufatura (Saravanakumar *et al.*, 2017). No setor da saúde, esta tecnologia também vem sendo utilizada, como em Morichika *et al.* (2007), aonde um equipamento de caminhada assistida foi desenvolvido utilizando um sistema servopneumático, o qual é fixado paralelamente à perna de um paciente e utiliza a força de reação do solo para auxiliar os movimentos articulados do joelho. Em Kiriha *et al.* (2008), um dispositivo de reabilitação dos membros superiores

é apresentado, o qual conta com 5 graus de liberdade e possui um atuador pneumático que controla a rigidez e a posição angular da junta 2 do equipamento de acordo com um ângulo de referência desejado. Devido à semelhança com o processo de contração muscular humano, músculos pneumáticos são frequentemente utilizados em equipamentos de reabilitação, como em Schröder *et al.* (2003), Situm e Herceg (2008) e Scaff *et al.* (2019).

Dentre estes estudos, os autores destacam que uma das vantagens do uso de atuadores pneumáticos para aplicações de reabilitação é a compressibilidade do ar, a qual proporciona complacência natural ao sistema e permite a absorção de impactos, evitando movimentos bruscos e rígidos que usualmente ocorrem quando atuadores elétricos ou hidráulicos são utilizados. Entretanto, um aspecto ainda não endereçado é o processo de dimensionamento de atuadores lineares para equipamentos de reabilitação. Desta forma, este artigo tem como objetivo a análise crítica de três diferentes métodos de dimensionamento de atuadores pneumáticos, aonde as mesmas serão aplicadas para a seleção dos atuadores pneumáticos para um sistema de esteiras bipartidas denominado HOPE-G, de modo que aspectos relacionados à desempenho dinâmico e consumo energético possam ser avaliados com base nos resultados obtidos por meio de cada método de dimensionamento.

A seção seguinte apresenta uma visão geral dos métodos de dimensionamento de atuadores pneumáticos. A seção 3 descreve a aplicação dos métodos no estudo de caso de um equipamento de reabilitação. Então, na seção 4 apresenta-se o modelo de simulação e o sistema de controle de impedância utilizado. Na seção 5 são mostrados os resultados com destaque para os aspectos de desempenho dinâmico e de consumo energético obtidos por meio de cada método de dimensionamento.

2. MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE ATUAÇÃO PNEUMÁTICOS

O dimensionamento de um sistema de atuação pneumático é uma etapa crítica durante o projeto de um equipamento automático, uma vez que há a necessidade de conciliar diversos requisitos de projetos antagonísticos, tais como baixo custo de aquisição e elevada robustez, além de garantir o correto funcionamento com desempenho desejável. Entretanto, o procedimento de dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos ainda não é um tema consolidado, uma vez que as abordagens tradicionais, baseadas no equilíbrio das forças que agem sobre o atuador usualmente resultam em sistemas sub ou superdimensionados, afetando o desempenho dinâmico e reduzindo a eficiência energéticas destes sistemas (Boyko *et al.*, 2021; Vigolo e De Negri, 2021). Desta forma, na sequência serão apresentados três métodos distintos que podem ser utilizados para o dimensionamento da área de atuação de um cilindro pneumático.

2.1. Método clássico

A abordagem mais comum utilizada para dimensionar um atuador pneumático é oriunda da relação hidrostática entre a pressão exercida por um fluido sobre uma determinada área. Considerando a pressão manométrica na câmara de acionamento de um cilindro pneumático ($p_A - p_0$), e que se deseja mover uma determinada força de carga (F_C), o diâmetro de um atuador pneumático pode ser obtido pela Eq. (1).

$$D_C = 2 \sqrt{\frac{F_C}{\eta \pi (p_A - p_0)}} \quad (1)$$

onde (η) representa um coeficiente de correção responsável pelas incertezas existentes no sistema, como a força de atrito e a força causada pelo efeito da aceleração. De acordo com Bollmann (1997), o coeficiente de correção deve ser entre 0,8 e 0,9. Já para a determinação da pressão na câmara A, De Negri (2001) sugere que seja considerada uma queda de pressão de 0,5 bar em relação ao valor da pressão de suprimento, a qual está relacionada aos princípios da hidrodinâmica, que incluem os efeitos da perda de carga nos diversos componentes necessários em um sistema de acionamento pneumático. Assim sendo, este método permite dimensionar o atuador pneumático de tal maneira a atender ao requisito funcional de força efetiva requerida.

2.2. Método baseado na frequência natural

Um método baseado na frequência natural de atuadores pneumáticos é apresentado por Doll *et al.* (2015). Neste método, os autores definem a razão de frequência pneumática (Ω), a qual é obtida pela divisão entre a frequência natural de um atuador pneumático (ω_0) pela frequência natural da tarefa (ω_f).

Devido ao efeito da compressibilidade do ar, um atuador pneumático pode ser considerado um sistema massa mola, desta forma, sua frequência natural pode ser definida pela relação $\omega_0 = \sqrt{k/M}$. O termo M refere-se à massa do conjunto êmbolo, haste e da carga que está sendo movida, e o termo k resulta da variação da força pneumática em função do deslocamento. Considerando um atuador diferencial de dupla ação, com as portas A e B bloqueadas e desprezando os volumes das mangueiras, a constante de rigidez (k) para a posição central do atuador será dada pela Eq. 2 (Boyko *et al.*, 2021).

$$k = \frac{2nA_A(p_A + p_B r_A)}{L} \quad (2)$$

onde n é o coeficiente politrópico, A_A é a área da câmara A, r_A é a razão entre área B pela área A, p_A e p_B são as pressões nas câmaras A e B, respectivamente e L é o curso do cilindro. Desta forma, a frequência natural de um atuador pneumático será:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2nA_A(p_A + p_B r_A)}{ML}} \quad (3)$$

Já a dinâmica da tarefa será definida pela frequência de oscilação, que representa a velocidade de deslocamento e é dada por $\omega_f = 2\pi/t_d$, aonde t_d é o tempo desejado de deslocamento. Desta forma, a razão de frequência pneumática é dada por:

$$\Omega = \frac{t_d}{2\pi} \sqrt{\frac{2nA_A(p_A + p_B r_A)}{ML}} \quad (4)$$

Considerando a máxima diferença de pressão nas câmaras do atuador e que o deslocamento ocorre de acordo com um processo isotérmico ($n=1$), o diâmetro de um cilindro pneumático pode ser calculado de acordo com a Eq. (5).

$$D_C = \frac{4\Omega}{t_d} \sqrt{\frac{\pi ML}{(p_S + p_0 r_A)}} \quad (5)$$

De acordo com conjunto de simulações realizadas por Doll *et al.* (2015), adotando valores entre 1,1 e 2,2 para Ω resulta em atuadores bem dimensionados em termos de dinâmica. Enquanto que valores maiores que 2,2 correspondem a cilindros superdimensionados e, valores menores que 1,1 resultam em atuadores subdimensionados, de tal forma que amortecedores hidráulicos serão necessários. Entretanto, como será mostrado no estudo de caso da seção 3, este método não prevê o dimensionamento adequado em termos de força efetiva requerida pelo mecanismo ou máquina a ser acionada, pois considera-se apenas a força de inércia.

2.3. Método do ponto de operação

O método do ponto de operação é composto por duas curvas derivadas da análise em regime permanente das equações que modelam o comportamento de um sistema de atuação pneumático. A primeira curva foi apresentada por Oliveira (2009) e é denominada de curva de operação, a qual apresenta as razões de pressão (p_A/p_S e p_0/p_B) para o sistema quando este se movimenta em regime permanente. Cada ponto desta curva é definido como um ponto de operação e o principal objetivo deste método é a definição de um ponto ótimo, de tal sorte que o sistema possa ser dimensionado para operar sob estas condições. Para um movimento de avanço, a curva de operação é dada por:

$$\frac{p_0}{p_B} = b + \sqrt{b^2 - 2b + 1 + r_A^2 + (2br_A^2 - r_A^2) \left(\frac{p_A}{p_S}\right)^{-2} - 2br_A^2 \left(\frac{p_A}{p_S}\right)^{-1}} \quad (6)$$

onde b é a razão de pressões críticas da válvula direcional.

A segunda curva do método do ponto de operação é denominada de Velocidade/C, ela foi apresentada por Vigolo (2018) e expressa a razão entre a velocidade de regime permanente pela condutância sônica da válvula direcional. A curva da Velocidade/C é correlacionada com a curva de operação pelo eixo horizontal (p_A/p_S para um movimento de avanço) e é dada pela seguinte expressão.

$$\frac{v_{R.P.}}{C} = \frac{p_S p_0}{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^{F_C}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_A}{p_S} - b}{1 - b}\right)^2} \left(\frac{\frac{p_A}{p_S} - \frac{p_0}{p_S} (1 - r_A) - \mu - \frac{\left(\frac{p_0}{p_S}\right)}{\frac{b}{r_A} + \sqrt{\frac{b^2 - 2b + 1}{r_A^2} + 1 + \left(\frac{p_A}{p_S}\right)^{-1} \left(-2b + \left(\frac{p_A}{p_S}\right)^{-1} (2b - 1)\right)}}}{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^{F_C}} \right) \quad (7)$$

onde μ é um coeficiente de atrito que representa um percentual da força máxima teórica do atuador.

Na Fig. 1 são apresentadas as curvas de operação e da Velocidade/C em conjunto com uma curva de eficiência energética, aonde observa-se que a curva da Velocidade/C possui um ponto de máximo, ou seja, para uma determinada força de carga, existe uma área de atuação que irá resultar em máxima velocidade, resultando em uma condição de máximo desempenho dinâmico. Já a curva de eficiência energética demonstra que quando um atuador pneumático opera com

máxima eficiência, a velocidade de deslocamento esperada será muito baixa, de tal modo que o desempenho dinâmico deste sistema será prejudicado, além de operar em condições críticas que podem inviabilizar a aplicação caso a força de carga seja ligeiramente maior que o valor estimado para o dimensionamento. Desta forma, o ponto ótimo de operação é definido como o ponto de máximo da curva de Velocidade/C, uma vez que nesta condição, é possível combinar aspectos de eficiência energética com máximo desempenho dinâmico.

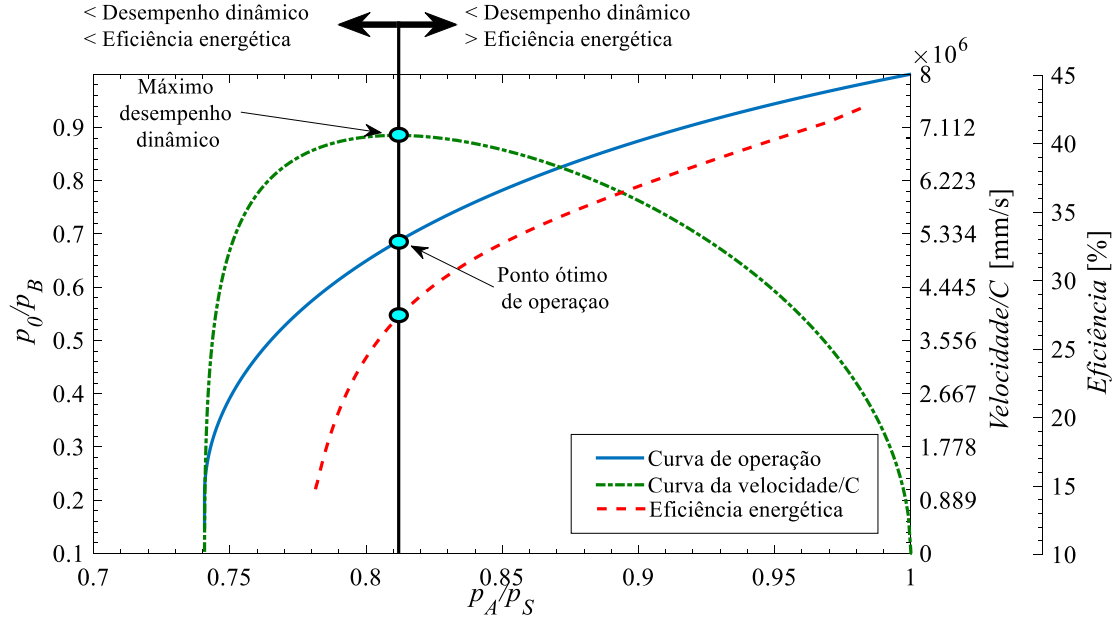


Figura 1. Gráfico do ponto de operação para um movimento de avanço.

Para dimensionar um atuador pneumático para operar nesta condição ótima, é possível utilizar a segunda Lei de Newton, a qual foi reescrita por Oliveira (2009) para ficar sob a forma de razões de pressão, ou seja,

$$D_C = \sqrt{\frac{4F_C}{\pi p_S \left(\left(\frac{p_A}{p_S} \right) - r_A \left(\frac{p_0}{p_S} \right) \left(\frac{p_0}{p_B} \right)^{-1} - \frac{p_0(1-r_A)-\mu}{p_S} \right)}} \quad (8)$$

A razão de pressão p_A/p_S deve ser obtida para o valor de máximo da curva da Velocidade/C e em seguida, p_0/p_B pode ser calculado utilizando a Eq. 6. Mais detalhes sobre o método do ponto de operação, bem como as expressões para o movimento de retorno são apresentados em Hené *et al.* (2010), Vigolo *et al.* (2020) e Vigolo e De Negri (2021).

3. DIMENSIONAMENTO DOS ATUADORES PARA O HOPE-G

A estrutura do sistema HOPE-G consiste em uma esteira bipartida que possui um grau de liberdade e permite a realização da marcha natural da perna humana, onde cada perna será estimulada por uma das esteiras do equipamento. Na Fig. 2, oriunda de Salim (2018), é apresentada uma visão geral do sistema do sistema HOPE-G. Para o dimensionamento dos atuadores pneumáticos, a Fig. 3 apresenta um diagrama de corpo livre do sistema.

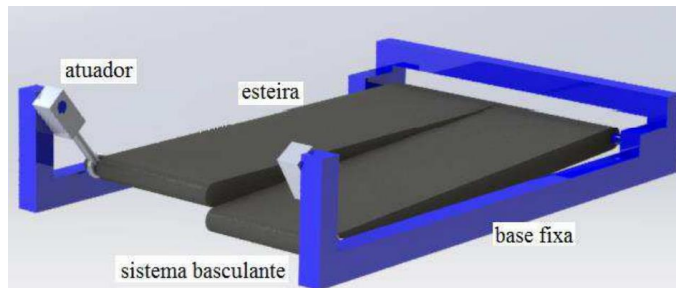


Figura 2. Visão geral da estrutura do sistema HOPE-G.

Como pode ser observado nas equações apresentadas na seção 2, os principais requisitos que precisam ser definidos para que os atuadores possam ser dimensionados são a massa do sistema (M), o curso total do cilindro (L), o tempo de deslocamento desejado (t_d) e a força de carga (F_C).

A massa do sistema corresponde ao somatório da massa da esteira (26 kg) com a massa do paciente, que neste caso, será limitada em 150 kg. Desta forma, a massa total será de 176 kg. O tempo de deslocamento, neste caso, se refere ao tempo necessário para deslocar a esteira de sua posição horizontal até sua posição baixa (Fig. 3) e vice-versa. Neste caso, será assumido um tempo de 2 segundos para realizar um movimento completo.

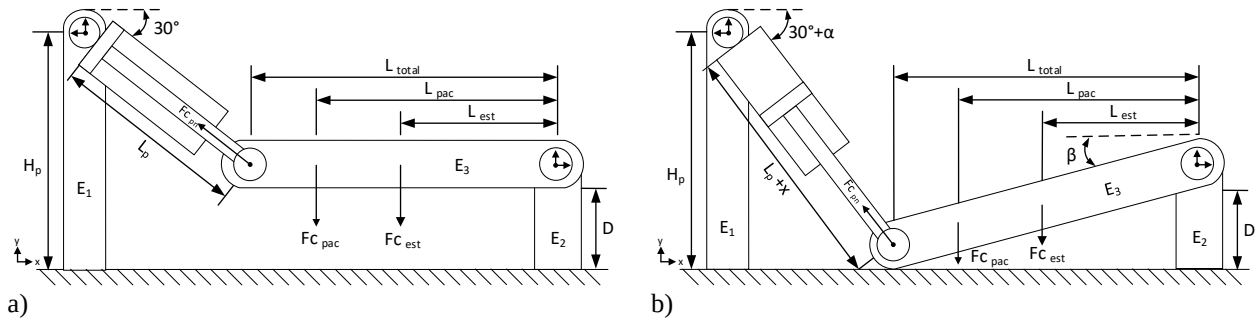


Figura 3. Diagrama representativo da esteira: a) Posição horizontal; b) Posição baixa.

O curso total do cilindro é definido pelo deslocamento vertical máximo da esteira (D), além disso, deve-se considerar o deslocamento angular devido à articulação do atuador. Considerando que para a posição horizontal da esteira o atuador possua uma angulação de 30 graus com a horizontal (Fig. 3-a) e que seja necessário deslocar verticalmente a esteira por 0,0762 m, o curso do atuador para realizar este movimento deve ser, ao menos 0,1 m.

Para a determinação da força de carga, foi considerada a força estática, qual é determinada com base no somatório de momentos que atuam no elo 3 do mecanismo, resultando na Eq. 9.

$$F_{c_{pn}} = \frac{F_{c_{pac}} \cdot \cos(\beta) \cdot L_{pac} + F_{c_{est}} \cdot \cos(\beta) \cdot L_{est}}{\sin(30^\circ + \alpha) \cdot L_{total}} \quad (9)$$

Analisando a Eq. 9, observa-se que a condição mais crítica ocorre quando a esteira encontra-se na condição vertical, pois neste caso, o numerador será maior ($\beta = 0$) e o denominador será menor ($\alpha = 0$). Considerando que o paciente irá se posicionar no centro da esteira ($L_{pac} = L_{est} = L_{total}/2$) e que o comprimento total da esteira (L_{total}) é de 0,95 m, força estática máxima será de 1.726,5 N.

A pressão de suprimento será inicialmente assumida em 7 bar (absoluto), enquanto a pressão atmosférica será 1,025 bar. A razão de áreas (r_A) é tabelada de acordo com a norma ISO 15552 (ISO, 2004) e, neste caso, será adotado o valor inicial de 0,9. A razão de pressões críticas (b) usualmente pode ser considerada como 0,3. Para o coeficiente de segurança (η) da Eq. (1) foi assumido o valor de 0,9, enquanto que para a razão de frequência pneumática (Ω) da Eq. (5) foi adotado 2,2. O coeficiente de atrito (μ) da Eq. (8) foi fixado em 0,05 devido à baixa velocidade esperada durante o movimento do atuador.

Tendo em vista que a força de maior magnitude ocorre para o movimento de retorno, os diâmetros obtidos pelas equações (1) e (3) foram utilizados para calcular a área B. Desta forma, a área A foi determinada de acordo com a razão de áreas (0,9) e, finalmente, foi obtido o diâmetro equivalente da área A. Em relação à Eq. (8), Vigolo (2018) apresenta uma expressão análoga para calcular a área B para movimentos de retorno, a qual foi utilizada para determinar o diâmetro equivalente para a área A, também com base na razão de áreas. Os resultados do dimensionamento são apresentados na Tabela 1, aonde os diâmetros calculados foram aproximados com valores de diâmetros comerciais, com a devida correção da pressão de suprimento de acordo com a área do atuador comercial selecionado.

Tabela 1. Resultados do dimensionamento.

Método de dimensionamento	Diâmetro Projeto [m]	Diâmetro Comercial [m]	Pressão Suprimento [Pa]	Razão de áreas [-]
Método clássico	0,07045	0,063	$8,3 \times 10^5$	0,8992
Método da frequência natural	0,03874	0,040	$7,1 \times 10^5$	0,8400
Método do ponto de operação	0,07805	0,080	$6,8 \times 10^5$	0,9023

Como pode ser observado, o método da frequência natural resulta em um diâmetro muito pequeno em relação aos demais métodos, o que inviabiliza o uso deste atuador para esta aplicação, pois não atende o requisito funcional de força efetiva necessária. Este resultado corrobora com as discussões apresentadas por Boyko *et al.* (2021), onde foi ressaltado que o método da frequência natural só poderia ser utilizado para aplicações horizontais, uma vez que o mesmo não considera o efeito da gravidade ou forças de carga aplicadas à haste do atuador, sendo que apenas o efeito da massa sendo movida é considerado. Desta forma, o diâmetro calculado por este método não será considerado nas análises subsequentes.

Note também que o método clássico, apesar de permitir o adequado dimensionamento para o requisito de força efetiva, não garante que o atuador pneumático atenderá o requisito de desempenho dinâmico na tarefa requerida. É com a finalidade

de superar estas limitações que o método do ponto de operação tem sido proposto, atendendo tanto o requisito de força efetiva como o desempenho dinâmico necessário na realização da tarefa.

4. MODELO DE SIMULAÇÃO DINÂMICA E CONTROLADOR

Para a análise dos atuadores dimensionados, foi utilizado um modelo de simulação dinâmica composto por um atuador linear e uma servoválvula. Os componentes foram modelados de acordo com as leis que governam o comportamento do sistema, incluindo a vazão mássica pela válvula direcional, a pressão e temperatura nas câmaras do cilindro e o movimento e o atrito do atuador pneumático. Estas equações resultam em um modelo não linear, o qual foi implementado em MATLAB/Simulink® e é descrito com detalhes em Vigolo (2018).

Para o sistema de controle em malha fechada foi utilizado um controle de impedância, o qual é caracterizado por controlar simultaneamente a força e a posição por meio de uma relação entre força e posição oriunda de um sistema massa-mola-amortecedor de referência. O diagrama de blocos completo da malha de controle é apresentado na Fig. 4.

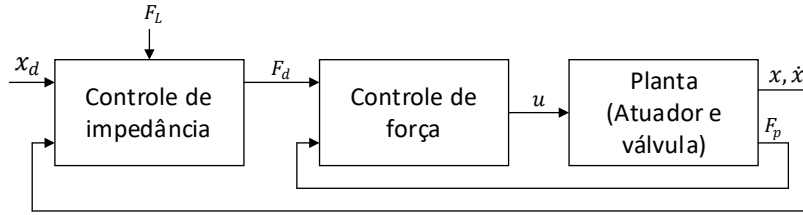


Figura 4. Diagrama de blocos da malha de controle.

Como pode ser observado, o controle de impedância produz um sinal de referência de força (F_d), o qual é enviado para o sistema de controle de força, que transforma este sinal em um valor de tensão que é enviado à válvula proporcional. Para o controle de impedância, foi adotada a lei de controle apresentada em Najafi e Hejrati (2009), a qual é dada por:

$$F_d = -F_C + F_{at} + B_A \dot{x} + \frac{M}{M_d} [F_C - B_d(\dot{x} - \dot{x}_d) - K_d(x - x_d) + M_d \ddot{x}_d] \quad (10)$$

onde F_C representa o somatório entre a força de carga com a força de contato, que ocorre quando o atuador chega ao final do curso. F_{at} é força de atrito do atuador, B_A é o coeficiente de atrito viscoso do atuador e as variáveis de estado $\dot{x}$ e x são a velocidade e a posição de deslocamento do atuador, respectivamente. Já as variáveis M_d , B_d , K_d , $\ddot{x}_d$, $\dot{x}_d$ e x_d representam a massa, a constante de amortecimento, a constante de rigidez, aceleração, velocidade e posição do sistema massa-mola-amortecedor de referência, respectivamente. O valor da força de carga (F_C) deve ser obtido por uma célula de carga fixada na haste do atuador. Para as simulações realizadas, o valor da força de carga foi igual à força estática determinada na seção 3 (-1.726,56 N) mais o valor da força de contato produzida quando o atuador atinge um dos finais de curso. Para a força de atrito do atuador (F_{at}), foi utilizado o valor do modelo de atrito de LuGre implementado no modelo de simulação dinâmica, cujos parâmetros podem ser encontrados em Vigolo (2018).

O sistema de controle de força é responsável por seguir a trajetória da força desejada produzida pelo controle de impedância. Desta forma, foi adotado um controle PID convencional, aonde o erro é obtido por meio da diferença entre a força desejada pela força pneumática produzida pelo atuador, ou seja:

$$u = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (11)$$

onde

$$e(t) = (F_d - (p_A A_A - p_B A_B - p_0 A_H)) \quad (12)$$

Nas tabelas 2 e 3 são apresentados os valores dos parâmetros utilizados para as simulações.

Tabela 2. Parâmetros do sistema de controle de impedância.	
Parâmetro	Valor
Coeficiente de atrito viscoso (B_A)	348,5 N.s/m
Massa do sistema (M)	177,32 kg
Massa do sistema de referência (M_d)	5 kg
Constante de amortecimento do sistema de referência (B_d)	100 N.s/m
Constante de rigidez do sistema de referência (K_d)	800.000 N/m

Tabela 3. **Parâmetros do sistema de controle de força.**

Atuador 63 mm	Valor	Atuador 80 mm	Valor	Atuador 100 mm	Valor
Ganho proporcional (K_p)	0,000005	Ganho proporcional (K_p)	0,000006	Ganho proporcional (K_p)	0,000003
Ganho integral (K_i)	0,000005	Ganho integral (K_i)	0,000004	Ganho integral (K_i)	0,000005
Ganho derivativo (K_d)	0,000002	Ganho derivativo (K_d)	0,000001	Ganho derivativo (K_d)	0,0000006

5. RESULTADOS

Na sequência, serão apresentados os resultados de simulação dinâmica de três atuadores com diferentes diâmetros. Os diâmetros utilizados para simulação são os obtidos pelos métodos clássico (63 mm), do ponto de operação (80 mm) e também, foi simulado um diâmetro de 100 mm de modo a apresentar os efeitos causados pelo superdimensionamento dos atuadores. Para a simulação foi adotado um sinal de referência na forma de senoide com amplitude de 0,04 m e frequência de 0,25 Hz. A força de carga aplicada foi de -1.726,5 N e a massa total do sistema foi 176 kg.

Como pode ser observado na Fig. 5-a, os três atuadores foram capazes de seguir o sinal de referência. Na Fig. 5-b é apresentado com mais detalhes o comportamento do sistema durante o recuo do atuador, sendo esta a condição mais crítica de operação, onde observa-se que os três atuadores apresentam um maior erro durante a mudança no sentido de deslocamento, sendo este um fenômeno possivelmente relacionado com a grande quantidade de ar acumulado na câmara B e que precisa ser liberado para a atmosfera para inverter o sentido de movimento. Já na Fig. 5-c é destacado o movimento de avanço do atuador, o qual ocorre no mesmo sentido da força de carga, neste caso, observa-se a dificuldade do controlador em seguir a trajetória desejada, o que poderia ser contornado com o uso de ganhos adaptativos no controlador PID, por exemplo. Por fim, observa-se na Fig. 5-d a diferença no consumo de ar comprimido durante a operação de 50 segundos, aonde o atuador mais eficiente foi o de 63 mm, enquanto o menos eficiente foi o de 100 mm, com consumo 125% maior em relação ao cilindro de 68 mm. O atuador de 80 mm apresentou um consumo intermediário de ar comprimido, correspondendo à 34% a mais em relação ao menor atuador.

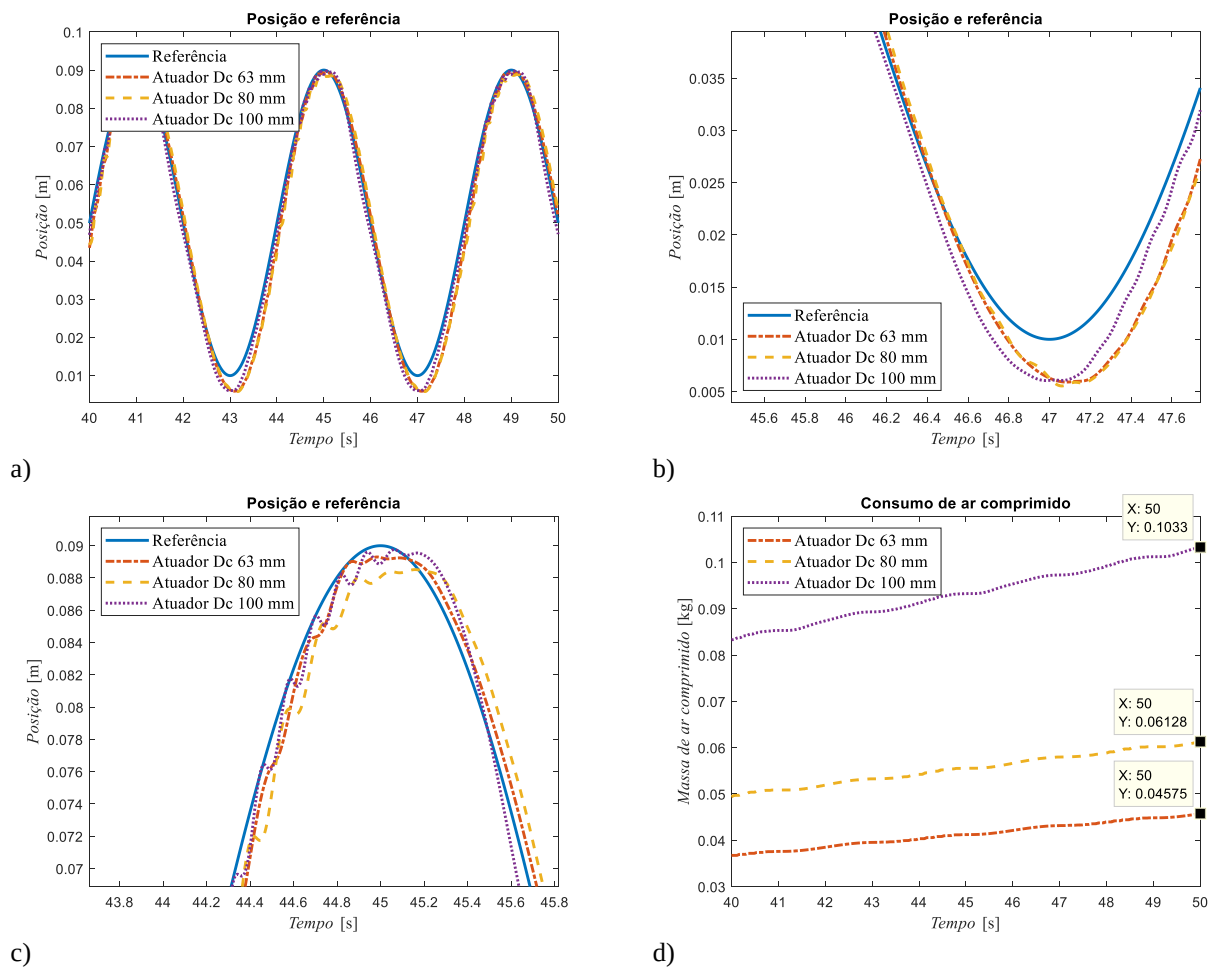


Figura 5. **Resultados da simulação dinâmica.**

De modo a avaliar o desempenho dinâmico dos atuadores utilizados para este estudo, foi realizada uma análise com um sinal de referência da forma de seno com frequência variável. Para estas simulações, foram mantidos os mesmos parâmetros descritos na seção 4, bem como a mesma força de carga de $-1.726,5$ N. Os resultados de cada simulação são apresentados na Fig. 6 a seguir.

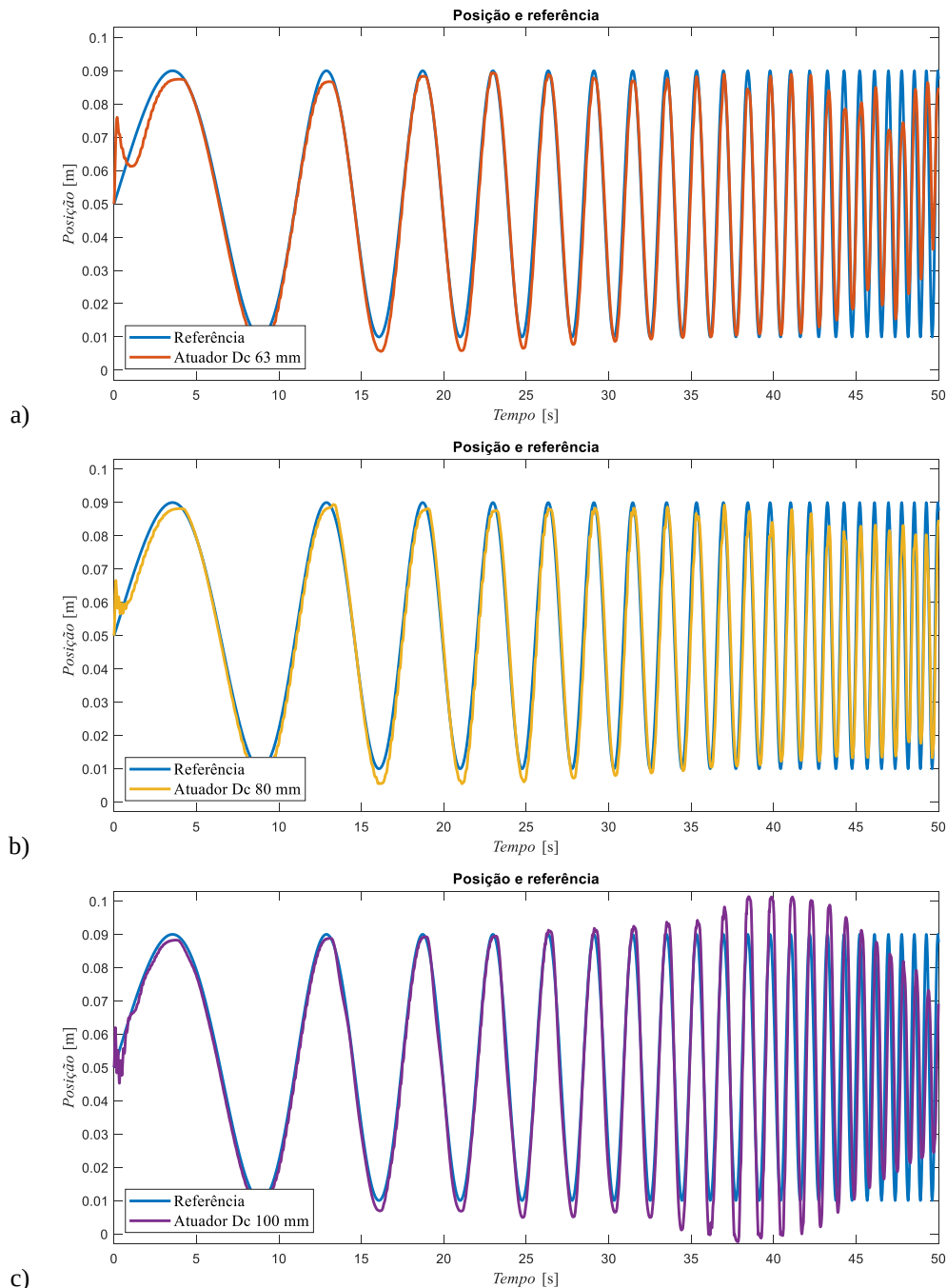


Figura 6. Resultados da simulação dinâmica para um sinal de referência de seno variável.

Observa-se que para frequências baixas, os três atuadores foram capazes de seguir o sinal de referência. Entretanto, para frequências mais altas, todos os atuadores começam a perder desempenho dinâmico, ou seja, o sistema apresenta dificuldades em manter a trajetória da referência. Porém, graficamente é possível observar que o atuador de 80 mm é o que mais se aproxima da referência para as condições de alta frequência. Além disso, o cálculo da raiz do erro médio quadrático (RMSE) dos três resultados resulta em 0,0091, 0,0029 e 0,0049 para os atuadores de 63, 80 e 100 mm, respectivamente. Desta forma, evidencia-se que o comportamento dinâmico do atuador selecionado pelo método do ponto de operação é superior aos demais métodos, enquanto que o atuador selecionado pelo método clássico, embora apresente um consumo menor de ar comprimido, foi o que apresentou maior erro para as condições de elevada resposta dinâmica.

6. CONCLUSÕES

Neste artigo foram apresentados três diferentes métodos para o dimensionamento de atuadores pneumáticos, os quais possuem características distintas oriundas das abordagens utilizadas para a derivação das expressões de dimensionamento. Os métodos foram aplicados em um estudo de caso de uma esteira de reabilitação denominada HOPE-G, a qual possui um grau de liberdade e tem como principal objetivo a estimulação dos membros inferiores. Um controle de impedância foi utilizado de modo a evitar um comportamento demasiadamente rígido do sistema de atuação, melhorando o efeito da complacência e possibilitando uma operação mais suave para o paciente.

Dentre os três métodos utilizados para o dimensionamento, observou-se que o método baseado na frequência natural não pode ser utilizado para aplicações que não sejam de deslocamento horizontal, uma vez que o mesmo não considera o efeito da força de carga, apenas a força inercial do sistema, podendo resultar em atuadores subdimensionados incapazes de realizar a tarefa. Em relação ao método clássico, foi mostrado que o mesmo possui uma tendência de subdimensionar os atuadores, de modo que o desempenho dinâmico será inferior e pode inviabilizar o funcionamento do sistema para aplicações que demandem resposta dinâmica rápida. O estudo também apresentou os efeitos causados por um superdimensionamento do atuador pneumático, aonde observou-se o consumo excessivo de ar comprimido.

Por fim, foi mostrado que ao utilizar o método do ponto de operação foi possível determinar a área de um atuador pneumático que resultou em máximo desempenho dinâmico, sendo capaz de melhor atender aplicações que demandam elevada resposta dinâmica. Embora o consumo de ar comprimido não seja mínimo, o sistema apresenta maior agilidade e também, é mais robusto em caso de eventuais variações da força de carga, sendo esta uma característica importante para qualquer sistema de atuação, tendo em vista as incertezas inerentes ao processo de determinação da força de carga para a grande maioria das aplicações. Desta forma, conclui-se que o método do ponto de operação possui a capacidade de dimensionar atuadores pneumáticos capazes de conciliar aspectos de eficiência energética com máximo desempenho dinâmico.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores são gratos ao Programa UNIEDU/FUMDES Pós-Graduação, à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG, processo TEC - APQ-02829-17), ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) e à Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) pelo apoio nos projetos “Desenvolvimento de uma metodologia inovadora para o dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos” (SIGPEX, no.202023266) e “Desenvolvimento de estufa agrícola robotizada de baixo custo” (SigPex no. 202203044, CNPq proc. no. 306229/2021-8) pelo apoio financeiro a esta pesquisa.

8. REFERÊNCIAS

- Beater, P., 2007, *Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control*. Ed. Springer, Berlin, Germany, 323 p.
- Bollmann, A., 1997, *Fundamentos da Automação Industrial Pneumática - Projeto de Comandos Binários Eletropneumáticos*. Ed. ABHP, São Paulo, Brazil, 278 p.
- Boyko, V.; Hülsmann, S.; Weber, J., 2021, "Comparative Analysis of Actuator Dimensioning Methods in Pneumatics". In: *BATH/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control*. American Society of Mechanical Engineers, Vol. 85239, pp. V001T001A020.
- De Negri, V. J., 2001. "Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle: PARTE II - Sistemas Pneumáticos para Automação", Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 73 p.
- Doll, M.; Neumann, R.; Sawodny, O., 2015. "Dimensioning of pneumatic cylinders for motion tasks". *International Journal of Fluid Power*, Vol. 16, No. 1, pp. 11-24. doi: 10.1080/14399776.2015.1012437.
- Ham, R. v.; Sugar, T.; Vanderborght, B.; Hollander, K. et al., 2009. "Compliant actuator designs". *IEEE Robotics & Automation Magazine*, Vol. 3, No. 16, pp. 81-94. doi: 10.1109/MRA.2009.933629.
- Hené, M. D.; Mendonza, Y. E. A.; Oliveira, L. G. D.; De Negri, V. J., 2010, "Determination of operational point for pneumatic system sizing". In: *International Fluid Power Conference*. Aachen, Germany, Vol. 4, pp. 343-354.
- International Organization for Standardization, 2004. "ISO 15552 - Pneumatic Fluid Power - Cylinders with detachable mountings, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32mm to 320mm -- Basic, mounting and accessories dimensions".
- Kirihara, K.; Saga, N.; Saito, N., 2008, "Upper limb rehabilitation support device using a pneumatic cylinder". In: *2008 34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*. IEEE, Vol. pp. 1287-1292.
- Morichika, T.; Kikkawa, F.; Oyama, O.; Yoshimitsu, T., 2007, "Development of walking assist equipment with pneumatic cylinder". In: *SICE Annual Conference 2007*. IEEE, Vol. pp. 1058-1063.
- Najafi, F.; Hejrati, B., 2009, "Impedance control of a pneumatic actuator using fast switching on/off solenoid valves for tasks containing contact". In: *17th. Annual (International) Conference on Mechanical Engineering (ISME)*. Vol. 1, pp. 1-7.
- Oliveira, L. G., 2009, "Determinação de pontos de operação para conjuntos válvula-cilindro pneumáticos". Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 225 p.

- Salim, V. V., 2018, "Desenvolvimento de um sistema de controle sem marcas para uma estrutura de reabilitação da marcha humana". Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil, 181 p.
- Saravanakumar, D.; Mohan, B.; Muthuramalingam, T., 2017. "A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems". *Precision Engineering*, Vol. 49, No. pp. 481-492. doi: 10.1016/j.precisioneng.2017.01.014.
- Scaff, W.; Sales Guerra Tsuzuki, M. d.; Horikawa, O., 2019, "Shrinking Window Optimization Algorithm Applied to Pneumatic Artificial Muscle Position Control". In: *International Symposium on Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*. Springer, Vol. pp. 181-187.
- Schröder, J.; Kawamura, K.; Gockel, T.; Dillmann, R., 2003, "Improved control of a humanoid arm driven by pneumatic actuators". In: *Proceedings of Humanoids 2003*. Vol. 1, pp. 1-20.
- Situm, Z.; Hecceg, S., 2008, "Design and control of a manipulator arm driven by pneumatic muscle actuators". In: *2008 16th Mediterranean Conference on Control and Automation*. IEEE, Vol. 1, pp. 926-931.
- Vigolo, V., 2018, "Estudo teórico-experimental para auxílio no dimensionamento de sistemas de atuação pneumáticos". Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 170 p.
- Vigolo, V.; Conterato, G.; Spada, T.; Weiss, L. A. *et al.*, 2020, "Energy efficiency and performance of servopneumatic drives for speed governors based on operating points". In: *12th International Fluid Power Conference*. Dresden, Alemanha, Vol. 8, pp. 59-68.
- Vigolo, V.; De Negri, V. J., 2021. "Sizing Optimization of Pneumatic Actuation Systems Through Operating Point Analysis". *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 143, No. 5, pp. doi: 10.1115/1.4049170.
- Yu, H.; Huang, S.; Chen, G.; Pan, Y. *et al.*, 2015. "Human-robot interaction control of rehabilitation robots with series elastic actuators". *IEEE Transactions on Robotics*, Vol. 31, No. 5, pp. 1089-1100. doi: 10.1109/TRO.2015.2457314.

9. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DESIGN OF A PNEUMATIC SERVOPOSITIONER WITH FORCE CONTROL

Vinícius Vigolo, vinicius.vigolo@laship.ufsc.br¹

Antonio Carlos Valdiero, antoniocvaldiero@gmail.com¹

Ruben Solarte Bolaños, rubendariosolarte@gmail.com¹

Glenda de Melo Luz, glendaluz29@gmail.com¹

Rogério Sales Gonçalves, rsgoncalves@ufu.br²

Victor Juliano de Negri, victor.de.negri@ufsc.br¹

¹UFSC-Federal University of Santa Catarina, Department of Mechanical Engineering, University Campus EMC-CTC, Trindade, Mailbox: 476, 88040-900 - Florianópolis, SC – Brazil

²UFU-Federal University of Uberlândia, Faculty of Mechanical Engineering, Av. João Naves de Ávila, 2121, Uberlândia, MG-Brasil

Abstract. *Pneumatic actuators have great potential for applications in medical and dental equipment, including devices for assistive technology. Among its advantages are the flexibility of positioning in the mechanism, the high power-to-size ratio, the fast response, the cleaning and self-cooling characteristics and the inherent flexibility of air compressibility in contact and force control tasks. However, the nonlinear characteristics present in the dynamics of the system make it difficult to perform servo positioning tasks and, often, the pneumatic actuator selection process is not adequate and can impact the energy efficiency and the dynamic characteristics of the system. In this paper, the sizing procedures of a pneumatic actuator are presented based on the requirements of a servopositioning with force control task of an innovative equipment for physical rehabilitation. Three methods are used: a classic one based on the laws of hydrostatics and hydrodynamics, the second method is based on the natural frequency of pneumatic actuators, and finally, an innovative method, which is based on the operating point of pneumatic systems. The operating point method was conceived by the research group and consists of a set of equations derived from the static analysis of the laws that govern the system behavior, where mathematical relationships are established between the pressures of the chambers of an actuator for steady-state conditions, making it possible to use these expressions for sizing purposes. The methods were applied for the design of a pneumatic servopositioner of a structure called HOPE-G, which is composed of a bipartite treadmill with an impedance control system that will allow the fulfillment of human gait by patients who have neurological problems that affect the locomotion. The dimensioned actuators were evaluated in a dynamic simulation model implemented in MATLAB/Simulink®, where it was found that the operating point method has the ability to combine aspects of energy efficiency with maximum dynamic performance, while the other methods are susceptible to result in undersized actuators that can make the working of the equipment unviable.*

Keywords: *Servo-pneumatic systems, sizing method, operating point, impedance control, rehabilitation equipment*