

Modelamento Fenomenológico de um Músculo de Mckibben de Baixo Custo

Marcelo H. S. Bomfim* Eduardo J. Lima, II*

* *Laboratório de Automação e Controle, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Caixa Postal 31270-901, Belo Horizonte, MG, BRASIL (e-mail: marcelo.bomfim@ifmg.edu.br, eduardo@demec.ufmg.br)*

Abstract: With the increasingly common physical interaction between human and robots, be it in factory environments or assistive engineering equipment, scientific research began in search of new actuators, in addition to electric motors, with the purpose of making contact between human and machine safer. In this scenario, a strong candidate for actuator is the Mckibben's muscle. The Mckibben muscle is a type of pneumatic artificial muscle that has fast dynamics, similar to electric motors, high power/weight ratio and low-cost of parts acquisition, in addition, it has natural complacency similar to skeletal muscle tissue, which can smooth out catastrophic collisions or emulate the behavior of human muscle. Thus, this article proposes the development and characterization of a Mckibben muscle, for applications in the field of manipulation robotics. As a methodology, analytical solutions based on theories of deformation of polymeric materials and numerical solutions based on linear regressions and interpolations were used for static and dynamic characterization. As a result, the study obtained a low-cost actuator, around R\$5,00, and a high correlation coefficient for the models, R between 0,8424 and 0,9969, for phenomenological modelling.

Resumo: Com o aumento da interação física entre humanos e robôs, seja no ambiente fabril ou equipamentos de engenharia assistiva, pesquisas científicas passaram a desenvolver novos atuadores, além dos motores elétricos. A finalidade é tornar o contato entre o ser humano e a máquina mais seguro. Nesse cenário, um forte candidato a atuador é o músculo de Mckibben. O músculo de Mckibben é um tipo de músculo artificial pneumático que possui dinâmica rápida, similar aos motores elétricos, elevada razão potência/peso e baixo custo de aquisição de peças. Além disso, o atuador tem complacência natural similar ao tecido muscular esquelético, o que pode suavizar colisões catastróficas ou emular o comportamento da musculatura humana. Assim, esse artigo propõe o desenvolvimento e a caracterização de um músculo de Mckibben, para aplicações no campo da robótica de manipulação. Como metodologia, foram utilizadas soluções analíticas baseadas em teorias de deformação para materiais poliméricos e soluções numéricas baseadas em regressões e interpolações lineares, permitindo a caracterização estática e dinâmica do atuador. Como resultado, o estudo obteve um atuador de baixo custo, em torno de R\$5,00, e elevados coeficientes de correlação, R entre 0,8424 e 0,9969, para o modelamento fenomenológico.

Keywords: Mckibben muscle; pneumatic artificial muscle; natural complacency; static and dynamic characterization; manipulation robotics; low-cost actuator.

Palavras-chaves: Músculo de Mckibben; músculo artificial pneumático; complacência natural; caracterização estática e dinâmica; robótica de manipulação; atuador de baixo custo.

1. INTRODUÇÃO

Os mecanismos robóticos estão sendo aplicados em situações onde o ser humano está cada vez mais próximo à máquina. Exemplos desse tipo de aplicação são a robótica cooperativa e equipamentos de engenharia assistiva. Para que o equipamento de engenharia assistiva tenha a capacidade de repetir os movimentos do corpo humano são necessários vários graus de liberdade (GDL). Isso faz com que órteses, próteses, exoesqueletos e equipamentos para a reabilitação e cirurgia tenham peso excessivo, devido ao elevado número de atuadores, que, geralmente, são motores elétricos (Silva, et al., 2016). Como exemplo, em Albuquerque *et al.* (2004) foi desenvolvida uma mão robótica com 22 GDL. Caso cada GDL

seja acionado por um motor elétrico de 50 gramas, o peso da mão robótica será superior a 1,1 kg, o que tornará seu uso desconfortável e fadigante. Uma forma de mitigar os efeitos do peso excessivo e colisões catastróficas nessa interação é desenvolver novos atuadores que possuem complacência natural e elevada potência específica. Assim, a partir da década de 80, as pesquisas científicas focaram na criação de novos tipos de sistemas de acionamento, tais como os músculos de Mckibben, por exemplo.

Outras características que cabem destaque ao atuador são sua elevada potência específica, 5 vezes superior ao de um motor elétrico, que pode chegar a 2 kW/kg, alta relação potência/volume ($1,1 \text{ W/cm}^3$), o fato de poder ser construído em materiais não metálicos e a ausência de faíscas durante seu funcionamento (Chou e Hannaford, 1996). Como desvantagens podem

ser citadas as não linearidades devido principalmente a efeitos de histerese e banda morta ou volume morto (Zhang e Philen, 2012).

O músculo de Mckibben foi desenvolvido no ano de 1956 e consistia de um tubo de borracha ou látex envolvido por uma malha de nylon. A ideia foi criar uma órtese de baixo custo, para auxiliar no tratamento de pessoas que sofriam de poliomielite (Tondu *et al.*, 2012).

O marco inicial para modelar o comportamento fenomenológico do atuador foi realizado por Gaylord (Gaylord, 1958). Em sua patente, Gaylord relaciona empiricamente força de contração e pressão com características geométricas do músculo. A expressão (1) apresenta essa relação.

$$F = \frac{P\pi D^2}{2} (3 \cos^2 \alpha - 1) \quad (1)$$

em que F é a força gerada pelo músculo (N); P é a pressão diferencial (Pa); D é o diâmetro do revestimento (m); e α é o ângulo de tecimento da malha ($^\circ$).

Dentre outras metodologias utilizadas para modelar o comportamento do músculo podem ser citadas a abordagem termofluidodinâmica (Paynter e Juarez, 1999), mecânica do contínuo (Gasser e Holzapfel, 2002; Klute e Hannaford, 2000), mecânica Newtoniana (Schulte e Pearson, 1961; Caldwell *et al.*, 2000 e 2007) e o princípio do trabalho virtual ou PTV (Caldwell, 1993; Chou e Hannaford, 1996; Caldwell *et al.*, 2005; Davis e Caldwell, 2006; Tondu *et al.*, 2012; Zhang e Philen, 2012; Antonelli *et al.*, 2017; Chapman e Bryant, 2018). O PTV é a metodologia mais empregada, pois, parte do princípio da conservação da energia, em que a energia de entrada, fornecida pela pressão interna, é convertida em trabalho. Assim, é possível relacionar pressão manométrica, força de contração, razão de contração e características geométricas do músculo. A expressão (2) apresenta essa relação.

$$F_{ic} = \pi r_0^2 P [a(1 - \varepsilon)^2 - b], \quad 0 \ll \varepsilon \ll \varepsilon_{m\acute{a}x} \quad (2)$$

em que F_{ic} é a força ideal, considerando o músculo cilíndrico (N); r_0 é o raio inicial do músculo (m); $\varepsilon = \frac{l_0 - l}{l_0}$ é a razão de contração; $a = \frac{3}{\tan^2(\alpha_0)}$ e $b = \frac{1}{\sin^2(\alpha_0)}$; e α_0 é o ângulo inicial da malha ($^\circ$).

O resultado apresentado acima é idêntico ao modelo empírico de Gaylord (1958) e ao modelo analítico de Schulte e Pearson (1961). Cabe ressaltar que esse modelo do cilindro ideal não leva em consideração efeitos de atrito, força elástica, efeitos de histerese e o fato do músculo não ter a forma de um cilindro, devido as pontas arredondadas. Dessa forma, foram criados novos modelos que consideram as pontas do músculo troncos de cone e são 30 a 50% mais precisos para o dimensionamento da força de contração (Caldwell *et al.*, 2000; Kothera *et al.*, 2009; Vo-Minh *et al.*, 2011; Woods *et al.*, 2012; Wang *et al.*, 2015).

Em trabalhos desenvolvidos por Kothera *et al.* (2009), foi proposto (3), que relaciona a força ideal no cilindro cônico com a pressão de trabalho, ângulo inicial da malha, razão de contração e o raio inicial do músculo.

$$F_{cc} = \pi r_0^2 P \left\{ -1 + \frac{2(1-\varepsilon)}{\tan^2(\alpha_0)} \right\} \left[1 - \varepsilon + \frac{k_c \varepsilon}{3} \left(\frac{\sin(\alpha_0)}{\sqrt{1 - \cos^2(\alpha_0(1-\varepsilon)^2)}} - 4 \right) \right] \quad (3)$$

no qual F_{cc} é a força ideal no cilindro cônico (N); r_0 é o raio inicial do músculo (m); ε é a razão de contração; α_0 é o ângulo inicial da malha ($^\circ$); e k_c é a constante de conversão ($k_c = 0,5$).

De forma a englobar todos os fenômenos físicos que ocorrem no músculo, (4) pode ser proposta para descrever o comportamento estático do atuador.

$$F_{ce} = F_{cc} + F_{el} - F_{ae} \quad (4)$$

sendo F_{ce} a força de contração estática (N) ou força de bloqueio; F_{cc} é a força ideal no cilindro cônico (N); F_{el} é a força elástica ou força de restauração (N); e F_{ae} é a força de atrito estático ou atrito de Coulomb (N).

Uma forma precisa de determinar a força elástica é feita através da teoria da elasticidade para deformações elevadas. Essa teoria considera a câmara interna como um sólido incompressível e isotrópico (Treloar, 1975). Assim, a força elástica é dada por (5).

$$F_{el} = -2,8(\pi t_0^2)G \left[1 - \frac{1}{\lambda_1^2(1-\varepsilon)^4} \right] \left[\frac{1}{\lambda_1^2} + \frac{2(1-h_0)}{h_0} (1 - \varepsilon) \right] \quad (5)$$

em que t_0 é a espessura inicial do músculo (m); $\lambda_1 = \frac{r-t/2}{r_0-t_0/2}$ é a deformação específica; $h_0 = t_0/r_0$; t é a espessura atual; r é o raio atual e G é o módulo de rigidez ou cisalhamento (Pa).

Para mensurar a força de atrito estático, Davis e Caldwell (2006) utilizam a teoria de contato de Hertz (Stolarski, 1999) para propor um fator de correção a ser utilizado na equação da força de atrito ou expressão (6) no presente artigo.

$$|F_{ss}| = f_{ss}(1/S_{escala})S_{contato}P \quad (6)$$

no qual F_{ss} é a força de atrito malha-malha (N); f_{ss} é o coeficiente de atrito malha-malha; $1/S_{escala}$ é o fator de correção; $S_{contato}$ é a superfície de contato entre os fios da malha externa (m^2); e P é a pressão manométrica (Pa) na entrada do músculo.

O fator de correção leva em consideração o fato dos fios dos cordões terem uma forma cilíndrica, o que acarreta em uma área de contato menor do que a gerada pelo entrelaçamento da malha. O fator de correção pode ser calculado por (7).

$$S_{escala} = 0,75 \frac{E^{1/3}}{(1-\nu^2)^{1/3} P^{1/3}} \quad (7)$$

sendo E o módulo de Young ou módulo de elasticidade (Pa); ν é o coeficiente de Poisson; e P é a pressão manométrica (Pa).

Do ponto de vista dinâmico, diversos autores modelam o comportamento do músculo em analogia com sistemas massa-mola-amortecedor (MMA) (Reynolds *et al.*, 2003; Doumit e Leclair, 2017) ou sistemas resistor-indutor-capacitor (RLC) (Chou e Hannaford, 1996). Assim, o músculo de Mckibben é diversas vezes referenciado como mola de gás (*gas-spring*). Dessa forma, Reynolds *et al.* (2003) propõem (8) para descrever o comportamento dinâmico do atuador.

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = F_{cd} - Mg \quad (8)$$

sendo M a carga suportada pelo músculo (kg); B o amortecimento do músculo (Ns/m); K a rigidez do músculo (N/m); F_{cd} a força de contração dinâmica (N); g a aceleração gravitacional ($9,81\text{m/s}^2$); e x o deslocamento linear.

O artigo tem a finalidade de validar os modelos fenomenológicos apresentados na literatura para um músculo de baixo custo de confecção própria. A manufatura do atuador deve-se ao fato do alto custo de aquisição de músculos comerciais, em torno de R\$4.000,00, e no fato dos atuadores comerciais serem fabricados em tamanhos específicos e com pouca variabilidade dimensional. Possíveis aplicações serão manipuladores robóticos, equipamentos de engenharia assistiva e robôs humanoides.

Em seu aspecto organizacional o artigo é dividido em quatro seções. Na Seção 2 são apresentados os materiais que constituem o músculo, bem como as bancadas de teste construídas para a caracterização do atuador. Também fica a cargo da Seção 2 apresentar os métodos a serem seguidos no processo de caracterização muscular. Na Seção 3 os resultados são apresentados e discutidos e na Seção 4 são apresentadas as considerações finais e direções para pesquisas futuras.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Materiais – projeto mecânico do músculo

Em sua concepção física o músculo de Mckibben proposto é composto de borracha natural ou látex envolvido por uma malha náutica (poliamida 6). Os conectores foram desenvolvidos em polietileno de alta densidade (HDPE). A ideia de utilizar conectores de HDPE, ao invés de aço, e reduzir o peso e o custo do músculo, devido a menor massa específica dos polímeros, quando comparado aos materiais metálicos (Meyers, 2001). A Fig. 1 apresenta o músculo de Mckibben desenvolvido no presente estudo. O custo de peças do atuador foi de aproximadamente R\$5,00.



Fig. 1. Músculo de Mckibben desenvolvido, com destaque para seus principais componentes.

Os instrumentos de medição, equipamentos e *softwares* utilizados encontram-se na Tabela 1.

Tabela 1. Instrumentos de medição, equipamentos e softwares utilizados na pesquisa.

Instrumentos/ equip./software	Modelo	Fabricante	Resolução
Paquímetro digital	300 mm	DIGIME SS	0,01 mm
Pressostato digital	-	FESTO	0,01 bar
Válvula reguladora de pressão proporcional	P31PA12 AD2VD1 A	Parker	Tensão elétrica (1 V/1 bar)
Bancada didática	-	Festo	-
Máquina de tração	DL-10000	EMIC	0,1 N
Encoder incremental	E6B2-CWZ6C	Omron	600 PPR
MATLAB®	2016 a)	MATHWORKS	-
Placa de desenvolvimento	Arduino Uno®	Arduino	-

2.2 Metodologia

Para a caracterização estática e dinâmica, os músculos foram divididos em três grupos, de acordo com os diâmetros internos, externos e espessura de parede.

A estimativa e cálculo da pressão de entrada do músculo para atingir determinada força estática e razão de contração foi determinada numericamente e através de equações analíticas. Como soluções numéricas, foram utilizadas a regressão linear múltipla (solução numérica 1 – SN1) via mínimos quadrados e a interpolação bilinear (solução numérica 2 – SN2). Esses métodos numéricos foram utilizados devido ao fato da pressão de entrada do músculo depender da razão de contração e da força estática. Já a solução analítica utiliza o modelo do cilindro ideal, solução analítica 1 – SA1, e o modelo do cilindro com troncos de cone nas pontas, solução analítica 2 – SA2. A caracterização dinâmica será realizada através da solução analítico-numérica ou SAN. A Fig. 2 apresenta a bancada experimental utilizada para a caracterização estática isotônica (CEI) do músculo. Com o auxílio de um pressostato digital são fornecidos incrementos de 0,40 bar de pressão ao atuador. A cada incremento o comprimento do músculo é mensurado com um paquímetro digital. Durante a execução dos testes a carga no músculo é variada de 10 a 100 N com incrementos de 10 N e a pressão alcança uma variação de 0,00 bar a 6,00 bar.

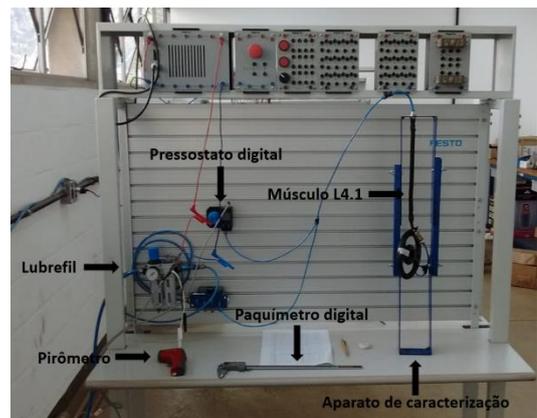


Fig. 2. Bancada experimental utilizada para a CEI.

O método isométrico consiste em variar a pressão de entrada do músculo, sem alterar o seu comprimento. O método é aplicado de forma estática e dinâmica através da máquina de tração apresentada na Fig. 3. Na forma estática, são fornecidos incrementos de 0,40 bar de pressão, variando de 0,00 bar até 6,00 bar a pressão de entrada. Já na metodologia dinâmica, será aplicado um degrau de 5,00 bar na planta, verificando as características da resposta transitória e de regime permanente.



Fig.3. Máquina de tração utilizada para as caracterizações isométricas.

A Fig. 4 apresenta a bancada experimental utilizada para a caracterização dinâmica isotônica (CDI) do músculo. Com o auxílio de um pressostato digital, um degrau de 5,00 bar é aplicado ao atuador. Um encoder incremental com resolução de 600 PPR mensura a variação no comprimento do músculo. Durante a execução dos testes a carga no músculo é variada novamente de 10 a 100 N com incrementos de 10 N. A partir da resposta transitória são levantados os parâmetros de frequência natural e coeficiente de amortecimento do atuador, sendo o cálculo repetido para diferentes valores de carga (Bomfim e Lima II, 2019).



Fig. 4. Bancada experimental utilizada para a CDI.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Solução analítica para a caracterização estática do músculo de Mckibben

Um dos desafios do presente estudo é obter uma solução analítica que relacione a pressão de trabalho, variável manipulada em projeto de sistemas de controle, em função da força e razão de contração, o que é representado por (9).

$$P(F_{ic}, \varepsilon) = \frac{F_{ic}}{\pi r_0^2 (a(1-\varepsilon)^2 - b)} \quad (9)$$

no qual F_{ic} é a força de contração (N) ou força estática do músculo, considerando-o um cilindro; r_0 é o raio inicial do músculo (m); ε é a razão de contração; e $a = \frac{3}{\tan^2(\alpha_0)}$ e $b = \frac{1}{\sin^2(\alpha_0)}$.

A expressão (10) apresenta a solução analítica para um músculo cilíndrico e os termos AA1 e CC1 são oriundos de (2) e (6), respectivamente. Essa solução é conhecida como SA1 no presente trabalho.

$$F_{est. cil.} = -CC1P^{\frac{4}{3}} + (AA1 - BB1)P + F_{el} \quad (10)$$

em que $F_{est. cil.}$ é a força estática, considerando o músculo cilíndrico; $F_{el} = -2,8(\pi t_0^2)G \left[1 - \frac{1}{\lambda_1^2(1-\varepsilon)^4} \right] \left[\frac{1}{\lambda_1^2} + \frac{2(1-h_0)}{h_0}(1-\varepsilon) \right]$ é a força elástica; $AA1P = \pi r_0^2 P \left[\frac{3}{\tan^2(\alpha_0)}(1-\varepsilon)^2 - \frac{1}{\sin^2(\alpha_0)} \right]$ é a força ideal no cilindro; $BB1P = \pi r_0^2 P \left[2h_0 \frac{2\cos^2(\alpha_0)(1-\varepsilon)^2 - 1}{(1-\varepsilon)(1-\cos^2(\alpha_0)(1-\varepsilon)^2)} \right] -$ é a força devido a parede do tubo; e $CC1P^{\frac{4}{3}} = 1,4f_s \frac{(1-v_N^2)^{1/3} S_{cont} P^{4/3}}{E_N^{1/3}} P^{\frac{4}{3}}$ é a força de atrito estático nylon-nylon. Todas as forças são expressas em N.

A expressão (11) representa o modelo fenomenológico do músculo, considerando as extremidades como troncos de cone. Os termos AA2 e CC1 foram retirados de (3) e (6), respectivamente. No presente estudo (11) é a SA2.

$$F_{est. cil. con.} = -CC1P^{\frac{4}{3}} + (AA2 - BB1)P + F_{el} \quad (11)$$

sendo $F_{est. cil. con.}$ a força estática, considerando as extremidades troncos de cone e $AA2P = \pi r_0^2 P \left\{ -1 + \frac{2(1-\varepsilon)}{\tan^2(\alpha_0)} \right\} \left[1 - \varepsilon + \frac{k_c \varepsilon}{3} \left(\frac{\sin(\alpha_0)}{\sqrt{1-\cos^2(\alpha_0)(1-\varepsilon)^2}} - 4 \right) \right]$ é a força ideal no cilindro cônico. Todas as forças são expressas em N.

3.2 Resultados experimentais para a caracterização estática

A Fig. 5 apresenta o comportamento do músculo L1 para a CEI. Pela figura, pode ser verificado o comportamento não linear e monotonicamente decrescente do comprimento do músculo, em que sua característica complacente fica evidente na rigidez variável ao longo da curva. Pela Fig. 5., pode ser analisado que a pressão e a carga influenciam na rigidez do

músculo. Para baixas pressões, abaixo de 2,00 bar, o músculo possui elevada rigidez. Para pressões acima de 2,00 bar o atuador apresenta elevada complacência e acima de 4,00 bar essa complacência volta a cair. À medida que a carga no músculo aumenta, sua rigidez também é ampliada. Nas próximas figuras Car. na legenda significa ciclo de carregamento de pressão e Des. ciclo de relaxação.

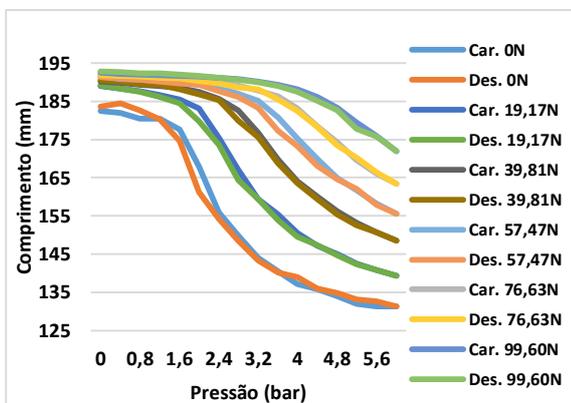


Fig. 5. CEI do músculo L1: gráfico de comprimento x pressão.

A Fig. 6 relaciona força estática e razão de contração através de curvas isobáricas. Dessa forma, um mesmo gráfico contém pressão, força estática e razão de contração. Resultados semelhantes ao da Fig. 6 foram encontrados em Tondur *et al.* (2012). O aspecto morfológico linear da figura serviu de base para os autores do presente artigo utilizarem técnicas numéricas lineares para a caracterização do comportamento muscular.

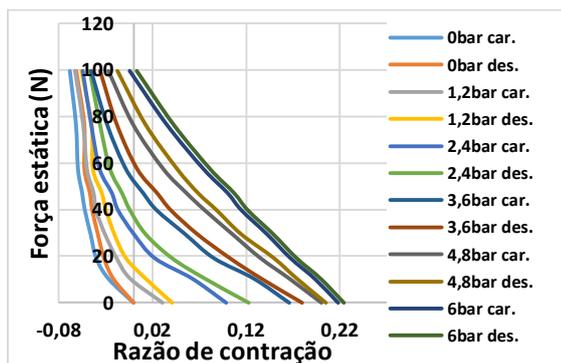


Fig. 6. CEI do músculo L4: gráfico de força estática x razão de contração.

A Tabela 2 apresenta os pontos retirados da Fig. 6 para a análise dos erros das simulações numéricas e das soluções analíticas.

Tabela 2. Pontos de teste retirados da Fig. 6.

Nr de ordem	Pressão (bar)	Força estática (N)	Razão de contração (ϵ)
1	0,00	0	0
2	1,20	10,32	-0,003820
3	2,40	19,17	0,022120
4	3,60	29,49	0,054874
5	4,80	39,81	0,075761
6	6,00	47,14	0,100103

A expressão (12) é o resultado da regressão linear múltipla. Com a equação é possível obter uma relação simples e fácil de ser manipulada ou embarcada em microcontroladores, por exemplo.

$$P(F, \epsilon) = 0,4316 + 0,0525F + 25,6914\epsilon \quad (12)$$

em que F é a carga no músculo (N); e ϵ é a razão de contração.

A Tabela 3 apresenta a comparação entre os erros percentuais em pressão, gerados por cada um dos métodos numéricos utilizados.

Tabela 3. Comparação entre as metodologias numéricas utilizadas para o modelamento do atuador.

Ponto	Pressão (bar)	Erro (%) na regressão linear múltipla	Erro (%) na interpolação bilinear
1	0,00	Inf. % (PI = 0,4316 bar)	-
2	1,20	27,05%	-
3	2,40	16,41%	0,40%
4	3,60	5,84%	3,47%
5	4,80	6,69%	4,57%
6	6,00	8,74%	2,43%
Coeficiente de correlação (R)		0,9825	0,9941

Já a Tabela 4 apresenta a comparação entre os erros percentuais em pressão, gerados por cada um dos métodos analíticos utilizados. Pela tabela, pode ser analisado que na SA1, modelo do cilindro perfeito, o erro cresce a partir de 2,40 bar, o que pode ser fundamentado no fato do músculo perder gradativamente a morfologia de um cilindro. Na SA2, o erro é baixo, abaixo de 5%, tanto para médias como para altas pressões. Isso valida o modelo do cilindro cônico proposto por Kothera *et al.* (2009).

Tabela 4. Comparação entre as metodologias analíticas utilizadas para o modelamento estático isotônico.

Nr de ordem	Pressão (bar)	Erro (%) na solução analítica 1	Erro (%) na solução analítica 2
1	0,00	Inf. % (PI = 1,34 bar)	Inf. % (PI = 1,34 bar)
2	1,20	38,95%	39,53%
3	2,40	1,26%	1,15%
4	3,60	3,39%	3,11%
5	4,80	5,61%	4,34%
6	6,00	16,54%	0,14%
R		0,9225	0,9960

3.3 Resultados experimentais para a caracterização estática isométrica

A Fig. 7 apresenta a caracterização estática isométrica (CEIM) para os músculos L4, L5 e L6. Pela figura, pode ser analisado que existe uma relação linear entre força estática e pressões a partir de 1,50 bar. Esse comportamento fenomenológico deve-se ao fato da existência de um volume morto entre o látex e a malha náutica no início de um ciclo de compressão. Também pode ser analisado que o volume morto está presente em ciclos de descompressão.

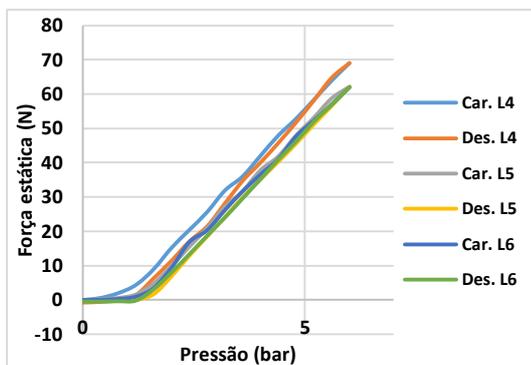


Fig. 7. CEIM dos músculos do Grupo 2: gráfico de força estática x pressão.

A Tabela 5 apresenta os pontos de teste retirados da Fig. 7. Os pontos são referentes ao músculo L4.

Tabela 5. Pontos de teste retirados da Fig. 7.

Ponto	Pressão (bar)	Força estática (N)
1	0,00	0,00
2	1,20	4,40
3	2,40	20,40
4	3,60	36,00
5	4,80	52,80
6	6,00	69,00

A Tabela 6 apresenta os erros percentuais em pressão para as soluções analíticas 1, 2 e 3. Pela tabela, pode ser analisado que os modelos analíticos apresentam baixa precisão, pois no modelo isométrico a razão de contração é nula. Nesse caso específico, a regressão linear e a interpolação linear apresentaram maior correlação, o que é apresentado na Tabela 7 abaixo.

Tabela 6. Comparação entre as metodologias analíticas utilizadas para o modelamento estático isométrico.

Ponto	Pressão [bar]	AS1 erro (%) em pressão	AS2 erro (%) em pressão
1	0,00	Inf, % (P1 = 1,34 bar)	Inf, % (P1 = 1,34 bar)
2	1,20	25,00%	25,00%
3	2,40	12,50%	12,50%
4	3,60	24,72%	24,72%
5	4,80	29,38%	29,38%
6	6,00	26,67%	26,67%
R		0,8424	0,8424

Tabela 7. Comparação entre as metodologias analíticas utilizadas para o modelamento estático isométrico.

Ponto	Erro (%) em pressão na regressão linear	Erro (%) em pressão na interpolação linear
1	Inf, % (P1 = 0,62 bar)	Inf, % (P1 = 0,62 bar)
2	1,64%	68,33%
3	0,02%	26,25%
4	1,34%	13,06%
5	0,18%	4,40%
6	0,22%	0,00%
R	0,9963	0,9653

A expressão (13) apresenta a regressão linear que relaciona a pressão no músculo com sua carga acoplada. A correlação obtida foi de 0,9963, o que já era esperado devido a morfologia da Fig. 7. Essa equação é conhecida como solução numérica 3 ou SN3 e foi obtida a partir de regressão linear.

$$P(F) = 0.0796F + 0.6162 \quad (13)$$

no qual F é a carga no músculo (N).

3.4 Solução analítico-numérica para a caracterização dinâmica do músculo de Mckibben

As expressões (14), (15) e (16) apresentam as características da resposta transitória em função do coeficiente de amortecimento, frequência natural e frequência natural amortecida para sistemas de segunda ordem (Franklin e Powell, 1998). Considerando o músculo um sistema MMA e conhecida a curva de resposta do sistema, é possível estimar os valores de amortecimento do músculo e frequência natural a partir do sobressinal e tempos da resposta transitória.

$$MP = e^{-\pi \left(\frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \right)} \quad (14)$$

$$t_p = \frac{\pi}{w_d} \quad (15)$$

$$t_{s5\%} = \frac{3}{\xi w_n} \quad (16)$$

Em que MP é o máximo sobressinal; ξ é o coeficiente de amortecimento; w_n é a frequência natural (rad/s); w_d frequência natural amortecida (rad/s); t_p é o tempo de pico (s); e $t_{s5\%}$ é o tempo de acomodação ou assentamento 5% (s).

A Fig. 8 apresenta a resposta dinâmica para o músculo L4 para diferentes cargas acopladas e a Tabela 8 apresenta os parâmetros calculados.

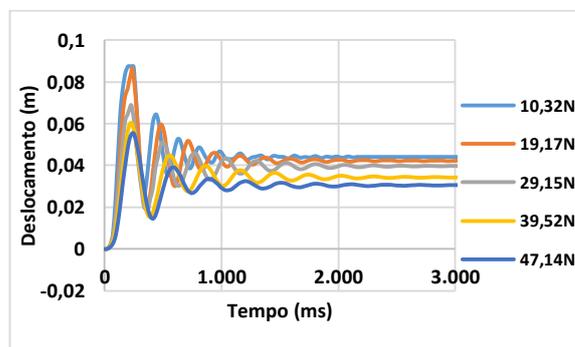


Fig. 8. Caracterização dinâmica isotônica para o músculo L4.

Tabela 8. Parâmetros calculados a partir da Fig. 8 e de (14), (15) e (16).

Carga (N)	t_p (ms)	$t_{s5\%}$ (ms)	w_{deq} (rad/s)	w_{neq} (rad/s)	k_{eq} (N/m)	ξ_{eq}
10,32	200	1414	28,10	28,18	842,36	0,076
19,17	234	1435	25,04	25,13	1243,88	0,083
29,15	224	1321	23,24	23,35	1633,76	0,098
47,14	234	1300	20,30	20,43	2022,79	0,114
57,12	244	1212	19,65	19,81	2303,30	0,126

A partir da Tabela 8 é possível levantar uma relação linear entre a carga no músculo e sua frequência natural equivalente. Essa relação é dada por (17) e tem coeficiente de correlação de 0,9760. Já a relação entre carga e coeficiente de amortecimento equivalente é dado por (18). Tal relação obteve um coeficiente de correlação de 0,9969.

$$w_{neq}(F) = -0.1737F + 29.039 \quad (17)$$

$$\xi_{eq}(F) = 0.0011F + 0.0644 \quad (18)$$

Para a resposta em regime estacionário, (19) foi obtida a partir de regressão linear múltipla e representa o comportamento muscular com um coeficiente de correlação de 0,9819.

$$P(F, \varepsilon) = -0.62 + 0.0525F + 25.6914\varepsilon \quad (19)$$

Já (20) representa a função de transferência para estimar a razão de contração do músculo. Com o uso dessa equação, um coeficiente de correlação de 0,9765 foi obtido. Essa solução é conhecida como solução analítico-numérica ou SAN.

$$\frac{\varepsilon(s)}{F(s)} = G(s) = \left(\frac{P+0.62-0.0525F}{25.6914} \right) \frac{w_{neq}^2}{s^2 + 2\xi_{eq}w_{neq}s + w_{neq}^2} \quad (20)$$

3.5 Validação dos modelos propostos

As Figs 9, 10 e 11 apresentam, em um mesmo gráfico, os dados experimentais, juntamente com as soluções analíticas e numéricas propostas. Pela Fig. 9 pode ser analisado que SN1 e SA2 são modelos precisos do músculo. Pela Fig. 10 pode ser concluído que a SA2 apresenta uma correlação ruim, quando comparada a um modelo que não leva em consideração a razão de contração. Já a Fig. 11 valida a abordagem proposta no presente artigo, que consiste em modelar o comportamento fenomenológico dinâmico do músculo a partir de um função de transferência com parâmetros ajustáveis de acordo com a carga muscular.

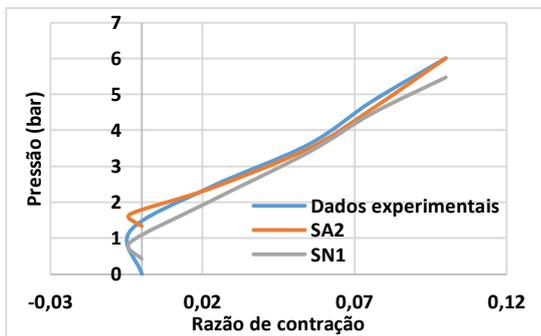


Fig. 9. Caracterização estática isotônica para o músculo L4.

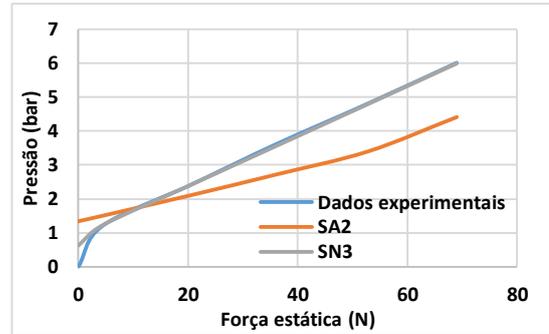


Fig. 10. Caracterização estática isométrica para o músculo L4.

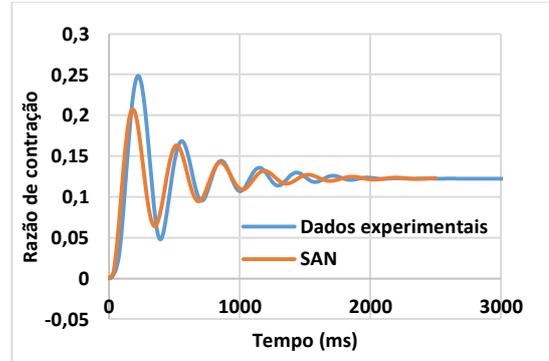


Fig. 11. Caracterização dinâmica isotônica para o músculo L4.

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho atingiu o objetivo de caracterizar estaticamente e dinamicamente um músculo de McKibben de baixo custo, a partir de modelos analíticos e numéricos, obtendo elevados coeficientes de correlação. Com os resultados obtidos é possível concluir que o modelo estático proposto por Kothera *et al.* (2009) possui elevada correlação ($R = 0,9960$), o que valida analiticamente a mudança de morfologia do atuador à medida que a pressão muscular é ampliada.

A regressão linear múltipla apresentou um modelo linear com elevado R (0,9825) o que facilitará o emprego do modelo fenomenológico em sistemas embarcados. A utilização da função de transferência com parâmetros ajustáveis apresentou elevada correlação ($R = 0,9765$), validando a abordagem para o modelamento dinâmico do atuador.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao IFMG Campus/Congonhas pelo empréstimo do Laboratório de Hidropneumática para realização dos ensaios e aos revisores pelas considerações relevantes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Albuquerque, A.R.L.; Caurin, G.A.P.; Montezuma, M.A.F.; Miranda, A.L.A. (2004). Desenvolvimento de um Controle Multivariável de Posição Aplicado a um Projeto

- de Mão Artificial Robótica. XV Congresso Brasileiro de Automática, UFRGS, Gramado.
- Antonelli, M.G.; Beomonte Zobel, P.; Durante, F.; Raparelli, T. (2017). Numerical Modelling and Experimental Validation of a McKibben Pneumatic Muscle Actuator. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 28, No. 19, pp. 2737- 2748.
- Bomfim, M.H.S. e Lima II, E.J. (2019). Uma Nova Metodologia para a Caracterização de Músculos de McKibben e sua Aplicação em um Manipulador Pneumático. XIV Conferência Brasileira de Dinâmica, Controle e Aplicações, USP, São Carlos.
- Caldwell, D.G.; Tsagarakis, N.G.; Medrano-Cerda, G.A. (2000). Bio-mimetic Actuators: Polymeric Pseudo Muscular Actuators and Pneumatic Muscle Actuators for Biological Emulation. *Mechatronics*, Vol. 10, No. 4-5, pp. 499- 530.
- Caldwell, D.G.; Medrano-Cerda, G.A.; Goodwin, M. (2005). Control of Pneumatic Muscle actuators. *IEEE control systems*, Vol. 15, No. 1, pp. 40- 48.
- Caldwell, D.G.; Tsagarakis, N.G.; Kousidou, S.; Costa, N.; Sarakoglou, I. (2007). Soft Exoskeletons for Upper and Lower Body Rehabilitation—Design, Control and Testing. *International Journal of Humanoid Robotics*, Vol. 4, No. 3, pp. 549- 573.
- Chapman, E.M. and Bryant, M. (2018). Bioinspired Passive Variable Recruitment of Fluidic Artificial Muscles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 29, No. 15, pp. 3067- 3081.
- Chou, C.P. and Hannaford, B. (1996). Measurement and Modeling of McKibben Pneumatic Artificial Muscles. *IEEE Transactions on robotics and automation*, Vol. 12, No. 1, pp. 90- 102.
- Davis, S. and Caldwell, D.G. (2006). Pneumatic Muscle Actuators for Humanoid Applications—Sensor and Valve Integration. In: *Humanoid Robots, 2006 6th IEEE-RAS International Conference on*, Genova, IT, 4- 6 December, pp. 456- 461. Publisher: IEEE.
- Doumit, M. and Leclair, J. (2017). Development and Testing of Stiffness Model for Pneumatic Artificial Muscle. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 120, pp. 30- 41.
- Franklin, G.F. and Powell, W. (1998). *Digital Control of Dynamic Systems*. Addison-wesley publishing company.
- Gaylord, R.H. (1958). Fluid Actuated Motor System and Stroking Device. U.S. Patent No. 2844126.
- Gasser, T.C. and Holzapfel, G.A. (2002). A Rate-independent Elastoplastic Constitutive Model for Biological Fiber-reinforced Composites at Finite Strains: Continuum Basis, Algorithmic Formulation and Finite Element Implementation. *Computational Mechanics*, Vol. 29, No. 4- 5, pp. 340- 360.
- Klute, G.K. and Hannaford, B. (2000). Accounting for Elastic Energy Storage in McKibben Artificial Muscle Actuators. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, Vol. 122, No. 2, pp. 386- 388.
- Kothera, C.S.; Jangid, J.S.M.; Wereley, N.M. (2009). Experimental Characterization and Static Modeling of McKibben Actuators. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 131, No. 9, 091010-1–091010-10.
- Meyers, R.A. (2001). *Encyclopedia of Physical Science and Technology*. Third Edition, pp. 697- 722.
- Paynter, H.M. and Juarez, J.M. (1999). Thermodynamic Treatment of Tug-&Twist Technology. 2. Thermodynamic Twistor Design. In: *1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics* (Cat. No. 99TH8399), Atlanta, USA, 19- 23 September 1999, pp. 826- 829. Publisher: IEEE.
- Reynolds, D.B.; Repperger, D.W.; Phillips, C.A.; Bandry, G. (2003). Modeling the Dynamic Characteristics of Pneumatic Muscle. *Annals of biomedical engineering*, Vol. 31, No. 3, pp. 310-317.
- Schulte, H.F. and Pearson, J.R. (1961). Characteristics of the Braided Fluid Actuator. Report at Department of Physics Medicine and Rehabilitation, University of Michigan, USA, November.
- Silva, A.F.C.; dos Santos, A.J.; Souto, C.R.; Silva, S.A.; Andrade, A.S. (2016). Sistema de Controle Fuzzy Aplicado a uma Mão Robótica Acionada por Ligas com Memória de Forma. XXI Congresso Brasileiro de Automática, UFES, Vitória, pp. 1745- 1750.
- Stolarski, T.A. (1999). *Tribology in Machine Design*. Elsevier.
- Tondu, B.; kothera, C.S.; Philen, M. (2012). Modelling of the McKibben Artificial Muscle: A Review. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 23, No. 3, pp. 225- 253.
- Treloar, L.R.G. (1975). *The physics of rubber elasticity*. Oxford University Press.
- Vo-Minh, T.; Tjahjowidodo, H.R.T.; Van Brussel, H. (2011). A New Approach to Modeling Hysteresis in a Pneumatic Artificial Muscle Using The Maxwell-Slip Model. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 16, No. 1, pp. 177- 186.
- Wang, G.; Wereley, N.M.; Pillsbury, T. (2015). Non-linear Quasi-Static Model of Pneumatic Artificial Muscle Actuators. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 26, No. 5, pp. 541- 553.
- Woods, B.K.; Gentry, M.F.; Kothera, C.S.; Wereley, N.M. (2012). Fatigue Life Testing of Swaged Pneumatic Artificial Muscles as Actuators for Aerospace Applications. *Journal of intelligent material systems and structures*, Vol. 23, No. 3, pp. 327- 343.
- Zhang, Z. and Philen, M. (2012). Pressurized Artificial Muscles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 23, No. 3, pp. 255- 268.