

OTIMIZAÇÃO DA GEOMETRIA DE UM CONJUNTO MOLA-SEGUIDOR-CAME DESTINADO À FUNÇÃO DE APARELHOS DE MUSCULAÇÃO

Bárbara Nara Teixeira Cunha, Faculdade de Engenharia Mecânica (UFU), barbara.teixeira@ufu.br
Cleudmar Amaral de Araújo, Faculdade de Engenharia Mecânica (UFU), cleudmar.araujo@ufu.br
Renato Montandon de Lima, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET), rmontandon@cefetmg.br

Resumo. Um dispositivo de resistência alternativo composto por um sistema came-mola-seguidor que pode ser utilizado em aparelhos de musculação foi modelado e otimizado utilizando o método dos elementos finitos. O came realiza o ajuste biomecânico da resistência sendo projetado para a condição de máximo torque em uma velocidade projetada para um treinamento específico. O objetivo desse trabalho foi avaliar o came e otimizar a sua geometria visando uma redução de peso e consequentemente, o efeito das forças de inércia envolvidas durante a execução de um treinamento em aceleração. A simulação computacional no software Ansys foi desenvolvida considerando um processo de parametrização da geometria de acordo com as condições de movimento e trabalho do dispositivo, proporcionando uma menor força de acionamento da mola. Assim, realizou-se uma análise estática combinada com um estudo de fadiga. Com a otimização da geometria houve uma redução de 22% da massa da came em relação ao modelo original, reduzindo assim a inércia total do dispositivo came-mola-seguidor.

Palavras chave: Sistema Came-mola-seguidor, Musculação, Condicionamento Físico, Esportes, Esportes Paralímpico, Elementos finitos.

1. INTRODUÇÃO

A importância dos métodos e equipamentos utilizados para avaliar o condicionamento físico e, até mesmo para, reabilitação muscular cresce na proporção do aumento do interesse social e científico pelo papel das atividades físicas e melhoria da saúde e da qualidade de vida.

Sendo assim, o interesse econômico pelos bens e produtos ligados a esta nova tendência de valorização da qualidade de vida impulsionou também o avanço científico, que vem produzindo resultados positivos e concretos nesta área.

Equipamentos convencionais de musculação utilizados em academias e clínicas utilizam, normalmente, sistemas de carga passivos e discreto do tipo pilha de pesos, ou seja, trabalham sem o auxílio de uma fonte de força externa controlada. Os modelos desta classe de equipamentos utilizam para geração de resistência, pesos que deslizam por guias, sendo geralmente tracionadas por cabos, correntes ou correias. Tais sistemas apresentam uma série de inconvenientes, como por exemplo: cabos que se rompem durante o uso; variação da carga em incrementos discretos; baixos valores para a velocidade de contração; alta produção de forças de inércia e alta produção de forças de atrito.

Quando se utilizam massas para a geração de resistência extra ao movimento dos músculos esqueléticos, a ação das acelerações inerentes ao próprio movimento cíclico acrescenta forças de inércia consideráveis ao sistema de carga. Estas forças comprometem o ajuste biomecânico do exercício, fazendo com que estas máquinas convencionais funcionem com razoável precisão somente em regimes de velocidade e aceleração muito restritos, onde as forças de inércia podem ser controladas.

Neste trabalho é mostrado o princípio de funcionamento de um sistema alternativo de musculação composto por um conjunto mola-seguidor-came (Siquieroli, 2007). O princípio deste sistema é utilizar uma curva de um came ajustado para a produção máxima de torque no músculo para uma dada velocidade. Neste trabalho, a curva do came foi estudada e otimizada através de simulação feita por elementos finitos. O objetivo deste estudo foi reduzir a inércia do conjunto visando o funcionamento adequado na velocidade projetada melhorando a precisão final do equipamento.

2. MECANISMO CAME- MOLA-SEGUIDOR

O mecanismo proposto por Siquieroli (2007) minimiza alguns problemas encontrados em máquinas convencionais, como a falta de um ajuste infinitesimal da carga. Outros problemas associados são o alto valor das forças de atrito (principalmente nas máquinas em que as massas são tracionadas por cabos, polias ou correntes) e a falta de segurança (devido ao possível rompimento dos elementos de tração, que ocorre sempre durante o exercício, ou pela presença de grande número de partes móveis expostas ao contato do usuário).

Para solucionar estes problemas, foi proposto um novo mecanismo, mostrado na figura 1. O sistema é composto, basicamente, por três componentes principais: um came; um seguidor e uma mola.

O mecanismo deve ser capaz de oferecer resistência dinâmica a um movimento específico realizado pelo paciente/praticante/atleta, de tal forma que esta resistência seja proporcional à capacidade de manter o movimento para um dado perfil de aceleração e velocidade.

Para a produção deste torque resistente, proporcional à capacidade do músculo esquelético da articulação, será utilizada a força elástica da mola controlada pelo perfil da came/seguidor. Ao mesmo tempo, ocorre uma variação do comprimento da mola, da componente normal da força elástica com relação ao centro de rotação do came e do raio da came com relação ao ponto de contato com o seguidor.

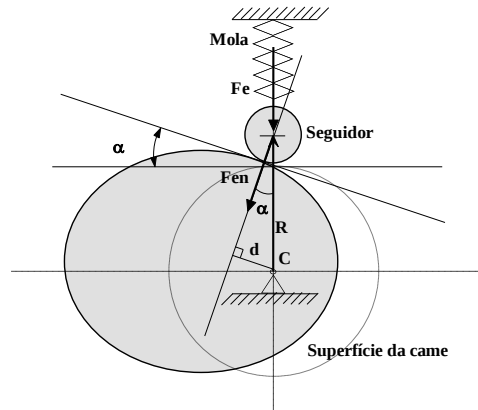


Figura 1. Mecanismo composto por mola-seguidor-came, Siquierioli (2007)

A solução numérica desenvolvida no software MATLAB para estimar o perfil da came de um torque médio, produzido pela articulação do bíceps apropriado para gerar o torque resistente apresentada por Siquierioli (2007), é mostrada na Fig. (2). Esta curva foi gerada por uma aproximação polinomial utilizada pelo algoritmo na síntese do came, uma vez que, o modelo matemático gera uma equação transcendental (Siquierioli, 2007). Para o desenvolvimento desta curva é necessário de um equipamento para obter a curva de máximo torque e, com o grande diferencial que é a aplicação de uma aceleração dentro da equação. Esta aceleração pode ser especificada de acordo com as condições de treinamento do usuário. Por exemplo, um atleta do remo que aplica força máxima durante um processo de remada para impulsionar o barco em certo nível de aceleração. Estes níveis de velocidade podem ser incluídos na equação final e a curva real de treinamento muscular leva em consideração não somente a condição de torque muscular máximo, como também a condição ótima de aceleração desejada para aquele treinamento específico.

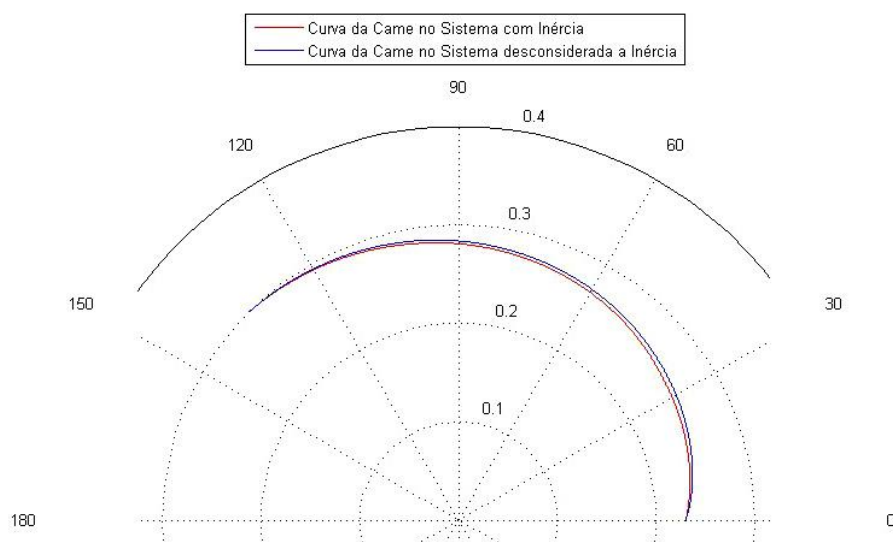


Figura 2. Perfis do came gerados pelo algoritmo para uma curva de torque média para o bíceps, Siquierioli (2007)

3. MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS

O software Ansys é um programa computacional que possui uma grande funcionalidade para a análise de problemas de engenharia através da técnica de elementos finitos (Stolarski *et al* 2018).

A metodologia utilizada nesse trabalho, visando a otimização do peso do came, foi realizar furos no came resultando na redução da inércia e rigidez do conjunto e posterior análise estrutural de resistência na superfície curva do came.

A análise estática foi combinada com um estudo de fadiga no came associada com um modelo de elementos finitos gerado a partir de uma malha formada por elementos triangulares. A Figura 3 mostra o refinamento da malha que apresenta uma curtosse 0,881.

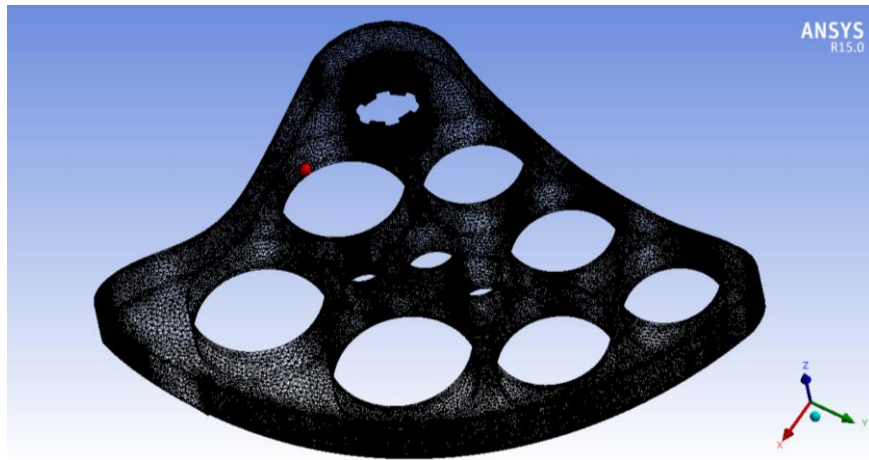


Figura 3. Refinamento da malha

A peça estrutural trata-se de um came que trabalha conjuntamente com sistema mola e eguidor. No eixo da came está acoplado um torquímetro. O material de fabricação da peça é o Alumínio 6061, DIN Cu, Têmpera T6 que apresenta as seguintes propriedades físicas e mecânicas:

- Peso específico: $2710 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (Alumicopper, 2012).
- Limite de Resistência à tração: 260 MPa (Alumicopper, 2012).
- Limite de Escoamento: 240 MPa (Alumicopper, 2012).
- Limite de Resistência à fadiga: 96 MPa (SHIGLEY, 2008).

O movimento rotativo do came em contato com o seguidor provoca solicitações em uma direção perpendicular ao plano da came. Para a modelagem e análise foi considerado um suporte fixo no furo.

Os carregamentos adotados na modelagem consideraram a ação da gravidade, o torque no eixo, a velocidade angular e a força aplicada pelo seguidor no came. Considerou-se a aceleração da gravidade na came igual a $9,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ para uma condição de torque isométrico disponível máximo, figura 4, adotou-se 85 N.m a uma velocidade angular de 15 rd/s (Siquerioli, 2007). Estes testes foram feitos para o treinamento do músculo bíceps braquial.

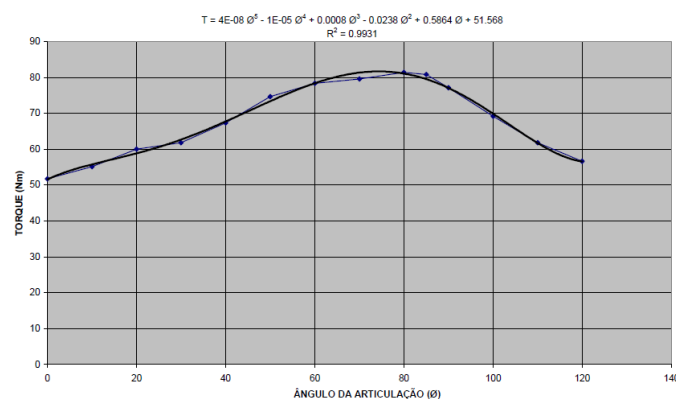


Figura 4. Curva de torque máximo do bíceps direito de um voluntário testado, (Siquerioli, 2007)

A força devido à ação do seguidor é a pré-carga na came e foi representada pela força elástica da mola, presente no conjunto mola-seguidor-came. De acordo com Siquerioli (2007), as especificações da mola utilizada no conjunto são:

- $k_{\text{mola}} = 14\,691 \text{ N.m}$.
- Deslocamento máximo da mola (d) = 0,230 m.
- Força elástica = 3379 N

(1)

Como o came está submetido a um torque, a cada instante de tempo, a força devido à ação da gravidade e a força elástica da mola possuem direções diferentes. A força elástica atua, em cada instante, em um elemento diferente da base came, ou seja, neste estudo não foi feito uma análise não linear considerando os efeitos dinâmicos em tempo real. Por isso, para a análise estática adotou-se 10 posicionamentos diferentes do came e foi realizada a análise estática em cada posição a fim de se obter o posicionamento mais crítico do came em relação ao seguidor.

A condição de contorno considerou o suporte fixo nas faces de contato com o seguidor, os esforços como o torque máximo e a velocidade angular seriam os mesmos para as 10 configurações diferentes. Como já mencionado, a mudança dessas 10 análises seria os valores das componentes da força elástica e da ação da gravidade, devido ao posicionamento do came. A Figura (5) mostra o posicionamento de trabalho do came para cada um desses pontos.

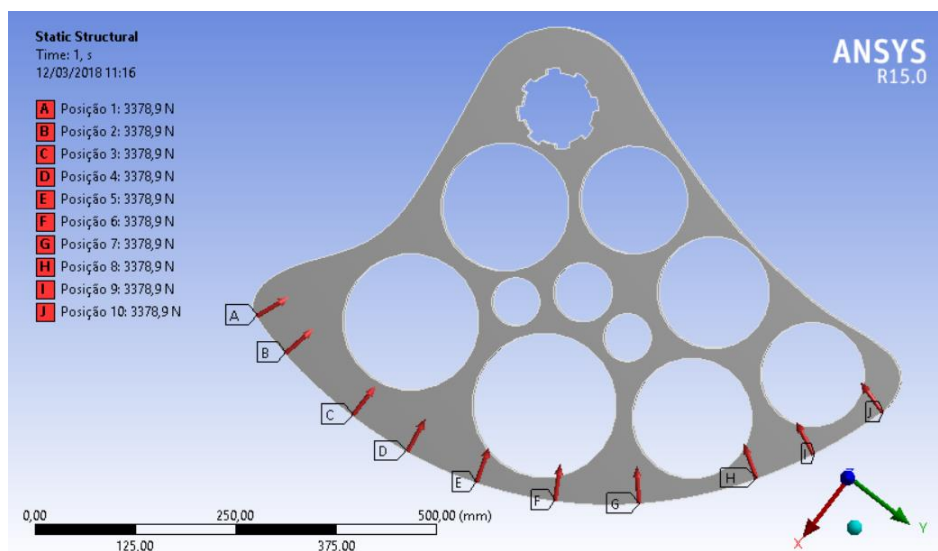


Figura 5. Posicionamento dos esforços na came

Para obter as 10 diferentes posições e direções da força gravitacional e elástica adotou-se 10 ângulos para o cálculo das componentes desses esforços. A Tabela (1) mostra o ângulo de inclinação dessas posições e os valores das componentes em X e Y, da força elástica, assim como a aceleração da gravidade.

Tabela 1: Ângulo de inclinação do sistema de referência, força e aceleração de cada ponto adotado.

Posição	Ângulo [rad]	Ângulo [°]	Força Elástica Componente x [N]	Força Elástica Componente y [N]	Componente x da aceleração da gravidade [m.s ⁻²]	Componente y da aceleração da gravidade [m.s ⁻²]
A	- 0,38	- 21,77	-3137,9	1253,3	9,11	-3,64
B	- 0,19	- 10,89	-3318,2	638,4	9,63	-1,85
C	0	0	-3378,9	0	9,81	0
D	0,16	9,17	-3335,8	-538,3	9,68	1,5
E	0,32	18,33	-3207,4	-1062,9	9,31	3,08
F	0,52	29,79	-2932,3	-1678,9	8,51	4,87
G	0,72	41,25	-2540,3	-2228,0	7,37	6,47
H	1,00	57,30	-1825,6	-2843,3	5,30	8,25
I	1,15	65,89	-1380,2	-3084,2	4,01	8,95
J	1,29	73,91	-936,4	-3246,6	2,72	9,43

4. RESULTADOS

A tabela 2 mostra os níveis de deformação e tensão equivalente de Von Mises no came, considerando as 10 diferentes configurações de análise. Na tabela 2 também são mostrados os resultados para a estimativa da vida à fadiga e uma análise de tolerância ao dano em ciclos de vida.

Tabela 2: Resultados obtidos de deformação e tensões em cada configuração analisada

Posição	Deformação máxima [mm]	Tensão Equivalente de Von Mises máxima [MPa]	Vida a fadiga [ciclos]	Tolerância ao dano [ciclos]
A	0,0434	7,49	$3,2 \cdot 10^{17}$	$3,09 \cdot 10^{-9}$
B	0,0306	5,51	$5,4 \cdot 10^{18}$	$1,86 \cdot 10^{-10}$
C	0,0392	6,22	$1,5 \cdot 10^{18}$	$2,49 \cdot 10^{-10}$
D	0,0371	6,59	$8,6 \cdot 10^{17}$	$1,16 \cdot 10^{-9}$
E	0,0453	7,09	$5,0 \cdot 10^{17}$	$1,99 \cdot 10^{-9}$
F	0,0425	6,72	$7,5 \cdot 10^{17}$	$1,34 \cdot 10^{-9}$
G	0,0380	4,48	$3,4 \cdot 10^{19}$	$2,97 \cdot 10^{-11}$
H	0,0444	9,21	$5,1 \cdot 10^{16}$	$2,31 \cdot 10^{-8}$
I	0,0451	8,05	$1,8 \cdot 10^{17}$	$5,65 \cdot 10^{-9}$
J	0,0525	9,36	$4,3 \cdot 10^{16}$	$2,32 \cdot 10^{-8}$

Considerando os critérios de máxima deformação, máxima tensão equivalente de Von Mises e um menor ciclo de vida de acordo com o critério de vida fadiga, verifica-se que a posição de maior solicitação do came é quando o mesmo encontra-se na configuração 10, Fig. (6) e Fig.(7). Nesta configuração observa-se maiores níveis de tensão equivalente e deformação no came. Além disso, nessa configuração também foi observado a menor quantidade de ciclos de vida à fadiga.

Considerando a configuração 10 como sendo a de maior solicitação pode-se concluir que mesmo após a redução de massa do came em torno de 22%, o mesmo encontra-se dimensionado utilizando como material, o Alumínio 6061, DIN Cu, têmpera T6 que apresenta um valor crítico de tensão de escoamento da ordem de 240 MPa.

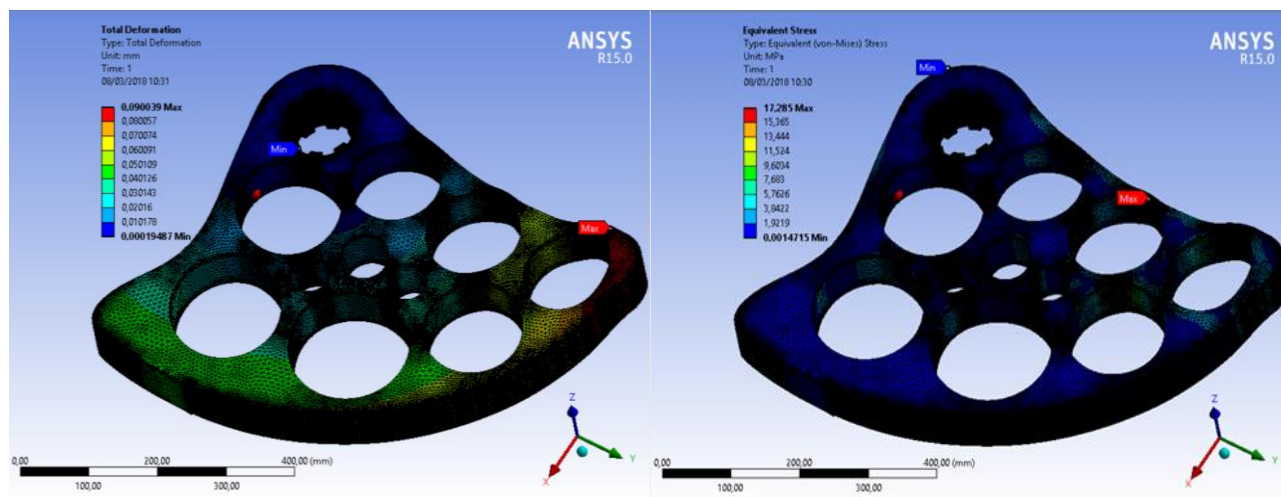


Figura 6. Tensão de Von Mises e deformação máxima para a configuração 10 de solicitação.

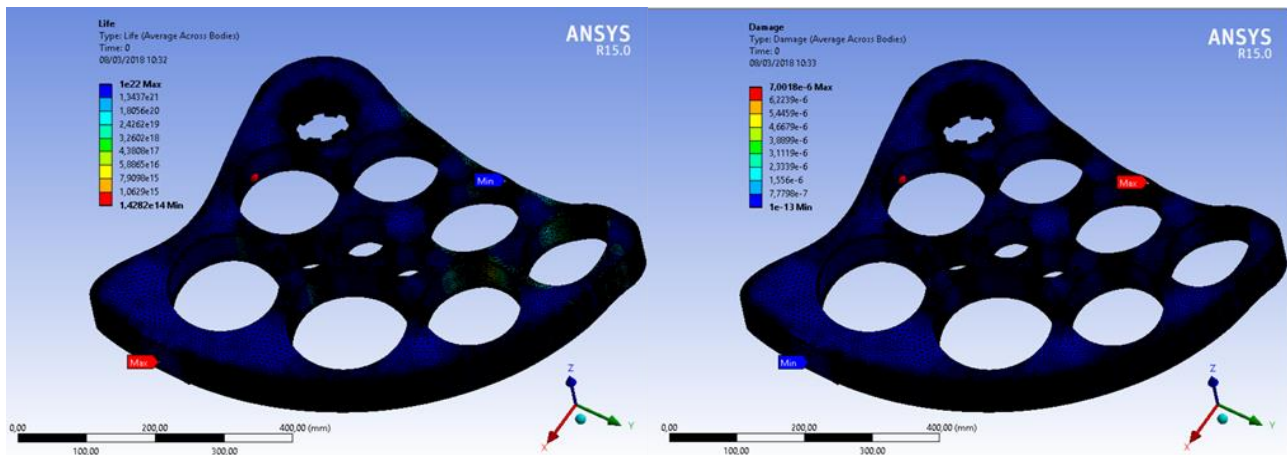


Figura 7. Análise de fadiga para a vida útil do projeto e análise de tolerância ao dano

O resultado de tolerância ao dano é definido na análise como sendo a vida de projeto dividida pela vida útil disponível. A vida de projeto utilizada na análise do came foi de 10^9 ciclos. Um dano com um valor maior do que 1 indica que a peça poderá falhar por fadiga antes que a vida de projeto desejada seja atingida. Observando as 10 simulações para as diferentes configurações, os resultados indicam que a came não irá falhar por fadiga de acordo com o critério de tolerância ao dano.

5. CONCLUSÕES

A análise do came com alívio de inércia mostrou que é possível utilizar o sistema para o treinamento do músculo bíceps braquial sem afetar sua resistência estrutural. Esta análise não levou em consideração ações não lineares devido ao rolamento do seguidor sobre a curva do came, com isso, o efeito do atrito foi negligenciado. No entanto, o estudo mostra que é possível otimizar o sistema came-mola-seguidor visando melhorar a eficiência do conjunto, principalmente, para treinamentos realizados em maiores velocidades.

6. REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, A; **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE**, 2.ed, Recife, Editora Erica.
- AlumiCopper. Disponível em: <http://www.alumicopper.com.br/produtos_aluminio_6061.html>. Acesso em: 16 nov. 2017.
- BUDYNAS, R.G; Nisbett, J.K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 9. ed. (McGraw-Hill series in mechanical engineering), 2008.
- Hall, S., 1999, **Biomecânica Básica**, Editora Guanabara Kogan.
- SIQUIEROLI, W.A. **Desenvolvimento de um sistema de geração de resistência para aparelhos de musculação e fisioterapia**. 2007. 348 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.
- STOLARSKI, T; NAKASONE, YOSHIMOTO, S. **Engineering Analysis with Ansys software**. Butterworth-Heinemann, 2018

7. AGRADECIMENTOS

Ao Apoio financeiro da FAPEMIG. Ao LPM, ao Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica/FEMEC/UFU. Aos órgãos de fomentos, CAPES e CNPq.
À Deus pela vida e nossas respectivas famílias pelo apoio oferecido.

8. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.