UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO CT – CENTRO TECNOLÓGICO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL ZUCATELLI NOSSA

# MODELAGEM DO ATUADOR COM ELEMENTO ELÁSTICO SERIAL

VITÓRIA

2013

# MODELAGEM DO ATUADOR COM ELEMENTO ELÁSTICO SERIAL

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Antônio Bento Filho

VITÓRIA

2013

# MODELAGEM DO ATUADOR COM ELEMENTO ELÁSTICO SERIAL

Projeto de Graduação apresentado pelo aluno Gabriel Zucatelli Nossa com número de matrícula 2008201415, ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_de \_\_\_\_\_.

# **COMISSÃO EXAMINADORA**

Prof. Dr. Marcio Coelho de Mattos

Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr. Fernando Cesar Menandro

Universidade Federal do Espírito Santo

Agradecimentos:

Deus, Maria e Jesus em primeiro lugar, minha Família e a Layla.

"Se for fazer alguma coisa, faça bem feito."

Margarete de Lourdes Zucatelli Nossa

"Ronaldo, Rivaldo ou Ronaldinho são jogadores na média?"

Gilsimar Luiz Nossa

"Mais cedo ou mais tarde, quem cativa a vitória é aquele que crê plenamente Eu conseguirei!"

Napoleon Hill

### RESUMO

O presente trabalho apresenta estudo teórico de um Atuador com Elemento Serial (Serial Elastic Actuator – SEA), para o acionamento de robôs que operam em ambientes pouco estruturados, exoesqueletos e próteses, com uma análise de características para ajustar o modelo e confirmar segurança de trabalho do atuador.

A formulação do modelo matemático de um sistema dinâmico é importante para fins de simulação, de análise de comportamento e projeto de algoritmos de controle. Além disso, as simulações baseadas no modelo que descrevem o comportamento do sistema têm por objetivo prever os problemas e falhas, por isso a grande importância do controle de impedância, que é uma estratégia de controle de força e deslocamento, para o tratamento de instabilidades e variações perigosas da velocidade e aceleração no controle de força.

**Palavras Chaves:** SEA, atuador serial, controle de força, impedância, robótica a pernas, simulação dinâmica, exoesqueleto.

## ABSTRACT

This work presents a theoretic study of a Serial Elastic Actuator (SEA), to activate robots that work at badly structured environments, exosuits and prosthesis, using the software Matlab, with a variation of date for the optimization and work security. The formulation of the mathematical model of a dynamic system is important for simulation, behavior analysis and design of control algorithms.

The formulation of the mathematical model of a dynamic system is important for simulation purposes, behavior analysis and design of control algorithms. Furthermore, the simulations based on the model that describes the behavior of the system are intended to predict the problems and faults, so the great importance of impedance control, which is a control strategy of force and displacement, for the treatment of instability and dangerous variations of velocity and acceleration in force control.

**Keywords:** SEA, Serial Actuator, Impendence, legs robots, dynamic simulation, exosuit

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: SEA elétrico.

- Figura 2: SEA hidráulico.
- Figura 3: SEA rotativo.
- Figura 4: Acoplamento de rigidez variável com molas planas.
- Figura 5: Exemplo de driver.
- Figura 6: Exoesqueleto auxiliando o movimento do joelho.
- Figura 7: Diagrama de Blocos controle PID.
- Figura 8: Ação integral.
- Figura 9: Protótipo digital do atuador elástico serial.
- Figura 10: Modelo massa, mola, amortecedor.
- Figura 11: Diagrama de blocos utilizando um controlador PID.
- Figura 12: Resposta a um impulso de 1N, com um compensador PID.
- Figura 13: Resposta a um degrau de 1N, com fator de amortecimento iguala 0.5.
- Figura 14: Resposta a um degrau de 1N com fator de amortecimento 0.0.
- Figura 15: Resposta a um degrau de 1N com fator de amortecimento 1.2.
- Figura 16: Modelo esquemático do atuador com motorredutor e fuso.
- Figura 17: Diagrama de Blocos do modelo final.
- Figura 18: Resposta para impulso de 1N no atuador.
- Figura 19: Resposta do atuador em 4s em um pulso com 50% da força de 1N.

# SUMÁRIO

1	INTR	ODUÇÃO	10							
	1.1	Objetivos	10							
	1.2	Considerações Iniciais e Perspectivas	10							
	1.3	Características Construtivas	11							
	1.3.1	SEA Linear Elétrico	12							
	1.3.2	SEA Linear Hidráulico	13							
	1.3.3	SEA Rotativo Elétrico								
2	CON	CONTROLE DO ATUADOR ELÁSTICO SERIAL SEA								
	2.1	Controle de posição e força	17							
	2.2	Controle de Impedância	19							
	2.3	Estratégias para Controle	21							
	2.3.1	Controle PID	22							
	2.3.2	Controlador PI 2								
3	DESE	ENVOLVIMENTO DO CONTROLADOR	24							
	3.1	Introdução	24							
	3.2	Funcionamento do Atuador	24							
	3.3	Características do Atuador	25							
	3.4	Modelo Proposto	25							
	3.4.1	Modelo massa, mola, amortecedor para a massa móvel	25							
	3.4.2	Modelo completo incluindo motorredutor e fuso	31							
4	SIMU	ILAÇÕES E RESULTADOS	33							
5	CON	CLUSÃO	37							
6 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS										
7	7 ANEXOS									
8	REFE	RÊNCIAS	41							

# 1 INTRODUÇÃO

# 1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é simular e analisar o comportamento dinâmico dos atuadores em um protótipo virtual de um *Serial Elastic Actuator (SEA)*, em português um "atuador com elemento elástico serial" inserido entre o atuador e a carga, assim como estudar algumas possibilidades de escolha dos componentes elásticos do atuador e o seu efeito no comportamento deste. O atuador poderá ser utilizado para robôs com pernas, robôs humanóides e robôs manipuladores para aplicações na indústria em geral onde o robô interage com seu entorno físico.

O atuador linear com elemento elástico em série é um dispositivo que gera movimento, podendo-se utilizar cilindros pneumáticos ou hidráulicos e motores elétricos associados a parafusos de esferas recirculantes. No caso presente, um motor elétrico DC aciona um fuso de esferas recirculantes, sendo propositadamente inseridas molas entre a saída do atuador e a carga acionada. Estes atuadores são indicados para aplicação em acionamentos com precisão de posicionamento e de aplicação de força assim como controle de aceleração.

# 1.2 Considerações Iniciais e Perspectivas

De maneira geral, os atuadores dos sistemas mecânicos são sempre conectados rigidamente à carga a ser movimentada. Isso pode ser observado nos sistemas hidráulicos de máquinas e implementos para aplicações agrícolas, rodoviárias e para mineração, nos equipamentos de elevação e transporte de cargas, dentre outros.

O atuador linear com elasticidade em série é construído colocando-se uma mola entre a transmissão e a carga (em série entre o motor e a carga). A função da mola é aliviar os impactos, excitações externas, atrito e folgas, além de possibilitar a medição da carga exercida pelo efetuador.

A interface entre um atuador e a carga é tradicionalmente projetada para ser a mais rígida possível, [1]. Apesar disso, reduzir a rigidez da interface atuador-carga pode oferecer uma série de vantagens. Um dos efeitos da elasticidade introduzida pela inserção de uma mola em série entre o atuador e a carga, é que resulta em um filtro das cargas de choque, reduzindo significativamente as forças de pico no sistema. Também ocorre uma menor reflexão da inércia associada ao acionamento, a qual permite o controle mais preciso e estável da força aplicada pelo atuador, e acrescenta a capacidade de armazenamento de energia ao conjunto.

Para tal projeto devemos priorizar a segurança e a interação segura dos atuadores com o ambiente e com o usuário o que é obtido com uma baixa impedância do

atuador, [2]. Para obter os dados de força aplicada pode-se utilizar de célula de carga e pode ser implementado também o controle de velocidade.

Na análise de controle sabe-se que diminuindo a rigidez do sistema podem-se aumentar os ganhos do controlador, tornando-o mais preciso, e evitando a instabilidade decorrente quando o robô interage fisicamente com seu entorno para executar tarefas de usinagem, polimento, etc., ou nas aplicações dos atuadores em exoesqueletos e próteses inteligentes. Segundo [3], para aplicações com robôs bípedes ou braços robóticos é necessário haver uma interface com impedância controlável.

# **1.3 Características Construtivas**

O atuador linear com elemento elástico em série, como já mencionado é um dispositivo que gera movimento, podendo-se utilizar cilindros pneumáticos ou hidráulicos e motores elétricos associados a parafusos de esferas recirculantes. Mas o ponto crucial a ser desenvolvido é o controle de impedancia que tem como objetivo fazer com que a interface entre o atuador e a carga não seja fixa, logo a impedância deve ser variavél.

Essa característica é importante em aplicações na indústria onde há presença de vibrações, e em próteses para simular o contato com músculo e tendões.

A interface entre um atuador e a carga é projetada para ser mais rígida possivel, se aumentar a rigidez nos dá uma melhora na precisão, estabilidade e a largura de banda do controle de posição, porém essa interface propicia a problemas muito complicados e indesejaveis, principalmente lidando com segurança e bem estar, que são folgas, atritos e oscilações do torque e ruídos.

Para diversas aplicações como robôs bípedes ou braços robóticos, com interface homem-máquina, é necessário ter uma interface com impedância controlável, de acordo com [4].

O controle de força nos atuadores elétricos utiliza técnicas que são por controle de corrente sendo a atuação direta, por correia de transmissão ou por meio de engrenagens.

Para atuação direta, o servomotor é ligado diretamente à carga, sendo que assim a corrente elétrica do motor será proporcional ao valor do torque de saída. Os servomotores não possuem grande eficiência quando são operados em regime de baixa velocidade e torques altos, deste modo se faz necessário aumento da potência e aumento do seu peso e tamanho, não sendo viáveis para aplicação em robôs com a tecnologia atual.

Uma solução seria diminuir os valores de peso e do tamanho dos motores. Com intuito de manter baixa a velocidade e aumentar o torque, é inserida uma redução no

atuador. O redutor é capaz de fornecer um torque proporcional à relação de redução. Todavia fazer esta redução por engrenagens acarreta problemas como folgas, atrito e aumento de inércia. Se o fator de redução for grande haverá aumento significativo da inércia refletida do motor e o controle se tornará impreciso. Caso seja substituido por correia as folgas e o atrito serão reduzidos em boa parte, para esse caso de atuador com redutor por engrenagens.

Para reduzir os efeitos indesejáveis mencionados é então inserido um elemento elástico entre o atuador e a carga, daí o nome de atuador elástico serial ou serial elastic actuator (SEA).

O que foi feito nesse novo sistema é a inclusão de uma mola entre a transmissão e a carga. A mola filtra os impactos e os distúrbios externos, além das folgas e atritos existentes, soma-se ainda o fato de permitir obter-se diretamente a força aplicada à carga pelo efetuador do robô.

Com essa tecnologia foram feitos inúmeros robôs, desde simples com poucos graus de liberdade até com 12 graus de liberdade.

# 1.3.1 SEA Linear Elétrico

A figura 1 mostra um atuador elástico serial (SEA) linear elétrico [5]



Figura 1: SEA elétrico: (1) motorredutor elétrico; (2) conjunto de deslocamento; (3) placa de apoio; (4) fuso de esferas recirculantes; (5) haste guia; (6) placa de fixação; (7) terminal de conexão à carga; (8) haste móvel; (9) molas e (10) flange de fixação do motor e hastes.

Primeiramente o motorredutor (1) inicia o movimento do fuso de esferas recirculantes (4) com isso desloca a placa de apoio (3) por meio da porca fixa que está fixada a ela. Logo a placa de apoio (3) então move as molas que estão em série

(9) contra o conjunto de deslocamento (2) ao qual estão fixadas nas hastes móveis(8), finalmente inicia assim o deslocamento da barreira de conexão à carga (7) e com isso o movimento do sistema.

As hastes guias (5) são fixadas ao flange de fixação do motor (10) e também na placa de fixação (6), que contém mancais de deslizamento para o fuso de esferas recirculantes e para o deslocamento das hastes móveis (8). Elas iniciam o movimento juntamente com o conjunto de deslocamento (2) onde se encontram fixos. O valor do comprimento das hastes guia é que define a amplitude do deslocamento do movimento que o nosso atuador será capaz de fazer.

Nesse arranjo toda a força exercida pelo motor e fuso sobre a carga é suportada pelas molas sem interferência, ou seja, transmissão direta. Temos ainda o elemento elástico que está inserido propositadamente no qual reduz a rigidez do atuador no acionamento da carga.

Junto ao conjunto de deslocamento (2) é acoplado um *encoder* linear para medição do deslocamento relativo entre este e a haste de apoio (3) o qual permite inferir o valor da força aplicada pelo atuador na carga; temos ainda um *encoder* rotativo acoplado ao motor elétrico permitindo inferir a localização do atuador em comparação à amplitude de movimento que o atuador é capaz de executar.

# 1.3.2 SEA Linear Hidráulico

A Figura 2 mostra um atuador elástico serial (SEA) linear hidráulico [6], cujo arranjo é semelhante ao do SEA elétrico, substituindo-se o conjunto motor-fuso de esferas recirculantes.

O êmbolo do cilindro hidráulico de dupla ação (1) move a placa de apoio (3) a qual está fixa ao mesmo. A placa de apoio (3) então move as molas (8) de encontro ao conjunto de deslocamento (2) ao qual estão fixas as hastes móveis (5), provocando assim o deslocamento do terminal de conexão à carga (6) e então o movimento da carga.

As hastes guia (5) são fixadas ao flange de fixação do cilindro hidráulico e das hastes guia (9) e também na placa de fixação (7), onde se localizam mancais de deslizamento para o deslocamento das hastes móveis (5), as quais se movem em similaridade com o conjunto de deslocamento (2) no qual estão fixadas. O valor do comprimento das hastes guia é que define a amplitude de movimento que teoricamente o atuador será capaz de executar no processo.



Figura 2: SEA hidráulico: (1) cilindro hidráulico de dupla ação; (2) conjunto de deslocamento; (3) placa de apoio; (4) haste guia; (5) hastes móveis; (6) terminal de conexão à carga; (7) placa de fixação das hastes fixas; (8) molas e (9) flange de fixação do cilindro hidráulico e das hastes guia.

Neste tipo de sistema toda a força exercida pelo conjunto motor e fuso sobre a carga é suportado diretamente pelas molas (8), e o elemento elástico inserido propositadamente é responsável para a redução da rigidez do atuador no acionamento da carga.

Na parte do conjunto de deslocamento (2) é acoplado um *encoder* linear para medição do deslocamento relativo entre este e a haste de apoio (3) permitindo inferir o valor numérico da força aplicada pelo atuador na carga. Temos ainda outro *encoder* linear que está acoplado às hastes fixas e mais um sensor óptico é acoplado ao conjunto de deslocamento (2), facilitando a medição da posição do atuador em relação à amplitude de movimento que o mesmo é capaz de executar.

# 1.3.3 SEA Rotativo Elétrico

A Figura 3 apresenta o projeto mecânico de um atuador elástico serial *(SEA)* rotativo[7], aplicado ao movimento de um tornozelo humano. O movimento de rotação no tornozelo e denominado flexão *(Flexion)* se ocorrer no sentido horário e de extensão *(Extension)*, em caso contrário. O torque do motorredutor *(Motor & Gearbox)* é transmitido através da caixa de velocidades (*Gearbox*) e do pinhão e coroa cônicos (1) *(Bevel gears)* até o eixo de rotação (*Axis of joint rotation)*. A rotação e o torque são então convertidos em movimento linear e força respectivamente, através da articulação (3). No movimento de extensão *(Extension)* a força é transmitida através da haste da mola *(Spring pivot rod)* comprimindo as molas de extensão *(Extension springs)*, que empurra a estrutura que gira no sentido horário. No movimento de flexão, a rotação do motor é invertida, e a força é transmitida através da mola *(Spring pivot rod)* comprimindo a mola de flexão *(Flexion spring)*, empurrando estrutura que gira no sentido amola de flexão *(Flexion spring)*, empurrando estrutura que gira no sentido anti-horário.

No caso de atuadores rotativos, eles podem produzir mais do que uma rotação completa. A maioria dos atuadores lineares faz uso de um arranjo de engrenagens, para estender e retrair o braço de acionamento. Os tipos rotativos podem utilizar engrenagens, cames ou conexões diretas para transferir movimento, isso varia de acordo com o torque de aplicação. Os elétricos são aplicados em várias necessidades, o que inclui controladores para portas e aberturas, válvulas e maquinário em geral.

O atuador elétrico rotativo geralmente fornece baixa velocidade, alto torque rotativo de atuação de válvulas e processos da máquina. Ele não possui as mesmas limitações de atuadores hidráulicos rotativos e de acordo com a aplicação modela-se para um número infinito de voltas durante todo o ciclo. Logo, são excelentes para aplicações na indústria dos robôs ou também para válvula de portas, para fechamento ou abertura. Os modelos rotativos podem ser orientados para fornecer valores mais altos de torque em baixas velocidades. Acrescenta a possibilidade de trabalho com mais uma coordenada, sob influência de uma velocidade angular nessa junção do disco.



Figura 3: SEA rotativo

A Erro! Fonte de referência não encontrada. mostra um acoplamento elástico com rigidez variável [8]. Para um atuador elástico rotativo, a possibilidade de variar a rigidez do elemento elástico viabiliza aplicações mais sofisticadas em juntas robóticas com impedância variável, a qual pode ser utilizada em tarefas de montagem e encaixe e em exoesqueletos simulando tendões que absorvem energia elástica.



Figura 4: Acoplamento de rigidez variável com molas planas

# 2 CONTROLE DO ATUADOR ELÁSTICO SERIAL SEA

# 2.1 Controle de posição e força

Primeiramente, cabe explicar como é o uso, funcionamento e a importância do aparelho chamado driver de potência. Ele é responsável por operar em vários modos de controle de motores como, por exemplo: modo de posição, modo de velocidade, modo personalizado de posição ou velocidade entre outros vários que diferem de acordo com o fabricante do driver.

Na sua interface, que novamente difere por fabricante, configura-se o tipo de motor que será conectado, e/ou tipo de encoder conectado ao motor, mais a taxa de transferência de dados entre ele e o computador, e como será feito a comunicação; o driver de potência pode salvar estes dados na memória para estudos posteriores e analises.

Após essa primeira definição técnica, os próximos fatores que teremos que ajustar são os controle de posição, corrente e velocidade. Pode-se ajustar de forma manual ou automática os parâmetros, além dos ganhos como integral, derivativo ou proporcional. Caso seja optado por uma regulagem automática haverá uma aproximação considerada boa de ganhos, e após a compreensão dos dados e do funcionamento do sistema fazem os ajustes finais de forma manual para os fins necessários de cada sistema. Caso se queira um controle total do funcionamento do atuador deve-se atentar aos controles possíveis: controle de impedância e o controle de força. Pode-se também implementar um software que possa ser adaptado e adquirir os dados de impedância e força para realizar o controle.



Figura 5 – Exemplo de driver (EPOS 70/10 Position controller) [9].

O controle de posição é de vital importância, pois é ele que definirá onde se inicia o curso do atuador e onde termina. Pode-se modelar para iniciar na metade da distância de percurso ou então limitar a movimentação para a porcentagem da distância que quiser. Usa-se o atuador na indústria para controlar a vazão de válvulas por exemplo, ou então na medicina com intuito de controlar o movimento de uma prótese ou exoesqueleto a fim de estimular a movimentação correta das articulações do corpo. Vale pontuar o grande uso em próteses de cotovelos, joelhos

e tornozelos dos humanos e é cada vez mais usado em atletas de grande rendimento para condicionar determinado movimento ao ponto ideal para competição.

Um exemplo real é mostrado na Figura



Figura 6: Exoesqueleto auxiliando o movimento do joelho

No controle de força, sua criação está baseada no conforto e na segurança e principalmente na necessidade de manuseio de aplicação, não basta trabalhar perto no limite de trabalho suportável do sistema, essa tecnologia é um passo além no contato robô e ambiente. Aplicável diretamente nas usinagens de peças onde o acabamento superficial é de suma importância, ou seja, o conhecimento da função de trabalho do robô deve ser bem colocado para que não haja imprevistos de segurança e inconformidade na produção.

Um driver de potência comum possui essa função de controle, salienta-se que para um motor DC, que é o trabalhado nesse projeto, há uma relação direta entre corrente no motor e o torque gerado por ele, logo controlamos a força pelo controle da corrente fornecida ao motor elétrico.

Com intuito de haver um controle robótico com padrão mundial, tais forças entre o robô e ambiente devem ser controladas e conhecidas, de forma que com isso, não haja danos ao robô e nem ao ambiente em volta. Williamson [1], afirma que vários estudos comprovam que pesquisadores que desenvolvem os controles de força obtém instabilidades quando aplicam força em superfícies duras, e solucionaram esse problema revestindo o final do robô para reduzir essa dureza. Com o robô rígido, as conexões tendem a ser pesadas, logo grandes forças são aplicadas para se ter aceleração. Os motores elétricos, mais usados na robótica dos atuadores, não

geram grandes forças a baixa velocidade, logo se faz uso de reduções por engrenagens, o que nos dá vibrações, barulhos, atritos. Sendo o robô rígido, isso será transmitido para o sistema fornecendo um desempenho ruim do atuador. Outra desvantagem é que as engrenagens aumentam a inércia do sistema, logo ocorrerão choques imprevisíveis e colisões na engrenagem, podendo haver danos ao dente, que é onde ocorre concentração de tensão. Por esse motivo se usa um elemento elástico em série entre o atuador e carga conforme mostrado na Figura 7.



Figura 7: Esquema de atuador introduzindo a mola em série com a carga

Com o elemento elástico é possível um maior controle da força; ela fornece novamente ao motor propriedades perdidas com a aplicação das engrenagens redutoras. A ação do controle reduz a inércia, e a elasticidade do sistema, agora ameniza a carga que causa o choque.

Por fim, quem lança mão do sistema de controle de força, certamente desenvolve melhor o atuador, com uma estrutura menos rígida, menos ruídos e uma maior e melhor precisão do modelo, e controle da estabilidade que nos fornece segurança.

Com a equação (2.1), pode ser feita a analise do torque do sistema de forma proporcionalmente direta com a corrente elétrica, pois se usa um motor DC.

$$T = K^* I \tag{2.1}$$

Caso seja de intuito haver realimentação de força pode-se usar um potenciômetro linear, onde à medida que a mola se deforma teremos medida essa deformação, pois quando seu cursor se movimenta há um envio de sinal que é proporcional à deformação das molas.

# 2.2 Controle de impedância

Obter o comportamento e limites da impedância é desejável para um sistema coeso e de bom funcionamento, sendo a impedância a força resistiva em um sistema com corrente alternada. Ela existe quando há iteração do sistema com o ambiente, e para controlá-la não basta manusear a posição e a velocidade. A compreensão do funcionamento do sistema e posterior controle dessa iteração só é possível controlando a impedância segundo Hogan [10].

Hogan [10], mostrou que o importante fator de medição para determinar quando o sistema estará estável quando em contato com o ambiente é a impedância do sistema. A impedância pode ser definida por diferentes formas, uma delas é na relação entre força e posição ou na relação da força com a velocidade. O símbolo usado para este fator é o Z, e geralmente é um número complexo, uma impedância positiva e real corresponde ao comportamento do corpo nessa relação (F =  $mw^2x$ ), e sua parte negativa e real para a mola é (F = -kx). A impedância negativa imaginária corresponde a (F = -jwbx).

Hogan[10] provou que o sistema será estável no contato com o ambiente, se e somente se, a interação da impedância Z(s), definida como:

$$Z_{(s)} = \frac{F_{(s)}}{X_{(s)}}$$
(2.2)

Seja conforme:

- Z(s) não possui pólo no lado direito do plano [Z(s) é estável].

- A parte imaginária de Z(s) é negativa para todas as frequencias (w).

Essas regras implicam que a impedância é função da freqüência, e o que o sistema é passivo. Um sistema passivo é que absorve energia no ambiente, e que não retorna essa energia para fora do seu sistema.

Para o modelo realizar o controle de impedância, determina-se como K<sub>v</sub>, F<sub>v</sub> e B<sub>v</sub>, respectivamente como, constante elástica virtual, força elástica virtual e amortecimento virtual, estas são características que o atuador assumirá após o controle ser implementado.

No balanço de força do sistema temos:

$$F_t = F_v - K_v X_t - B_v X_t' \quad (2.3)$$

Compressão da mola dado por:

$$X_s = \frac{F_t}{K_s} \quad (2.4)$$

Ainda:

$$X_m = X_t + X_s \quad (2.5)$$

Com isso se realiza a relação:

$$X_t = X_m - \frac{F_t}{K_s} \quad (2.6)$$

Substituindo X<sub>t</sub> e X'<sub>t</sub> na equação 2.2 temos:

$$F_{t} = F_{v} - K_{v}X_{m} + \frac{K_{v}}{K_{s}}F_{t} - B_{v}X'_{m} + \frac{B_{v}}{K_{s}}F'_{t} \quad (2.7)$$

Para aperfeiçoar o desenvolvimento, o último termo é desconsiderado devido à relação de divisão entre o amortecimento e a constante elástica ser pequena, o que nos dá o último termo com valor pequeno, com isso:

$$F_t = F_v - K_v X_m + \frac{K_v}{K_s} F_t - B_v X'_m$$
 (2.8)

Pode-se ter com o modelo de controle de velocidade e/ou de posição a análise do sistema.

Para o controle de velocidade resolve-se a equação 2.7, em função de X'm:

$$X'_{m} = \frac{F_{v} - K_{v}X_{m} + \left(\frac{K_{v} - K_{s}}{K_{s}}\right)F_{t}}{B_{v}} \qquad (2.9)$$

O coeficiente de amortecimento do nosso sistema então, não deve possuir um valor extremamente baixo, haja vista a possibilidade de uma velocidade de trabalho alta o que prejudica o sistema com maior vibração, barulhos e folgas.

Caso seja necessário um controle de posição, resolvemos a equação 2.9, para o termo  $X_m$ , segue que:

$$X_{m(t)} = \frac{F_{v} + \left(\frac{K_{v} - K_{s}}{K_{s}}\right)F_{t(t)} + \left(\frac{B_{v}}{\Delta t}\right)X_{m(t-1)}}{\frac{B_{v}}{\Delta t} + K_{v}} \quad (2.10)$$

Para não ocorrer aumento significativo da amplitude a constante elástica virtual ( $K_v$ ) e o amortecimento virtual ( $B_v$ ) não devem ser pequenos.

## 2.3 Estratégias para Controle

Controlador proporcional integral derivativo é uma técnica de controle de processos que une as ações derivativa, integral e proporcional, fazendo assim com que o sinal de erro seja minimizado pela ação proporcional, e será zerado pela ação integral e obtido com uma velocidade antecipada pela ação derivativa. O PID combina as vantagens do controlador PI e PD. A ação integral está ligada à precisão do sistema sendo ela responsável pelo erro nulo em regime permanente. O efeito desestabilizador do controlador PI é balanceado pela ação derivativa que tenderá a aumentar a estabilidade relativa do sistema ao mesmo tempo em que torna a resposta do sistema mais rápida devido ao seu efeito antecipatório. O processo de ajuste dos parâmetros PID é chamado de sintonia.

# 2.3.1 Controle PID



Figura 7: Diagrama de Blocos controle PID.

O termo de natureza integral tem a característica de fornecer uma saída não nula após o sinal de erro ter sido zerado. Este comportamento é conseqüência do fato de que a saída depende dos valores passados do erro e não do valor atual. Em outras palavras, erros antigos levam o integrador num determinado valor, o qual persiste mesmo que o erro se torne nulo. Esta característica tem como conseqüência que distúrbios constantes podem ser rejeitados com erro nulo já que, diferentemente do que ocorre com controladores proporcionais, aqui não é necessário que o erro seja não nulo para dar origem a um controle que cancele o efeito do distúrbio. Assim, a principal razão para a presença do termo de natureza integral é reduzir ou eliminar erros estacionários.

O termo derivativo tem o papel de aumentar o amortecimento e, em geral, melhorar a estabilidade de um sistema. Intuitivamente, a ação do termo derivativo pode ser entendida quando considerarmos um controlador PD num instante em que o erro é momentaneamente nulo, mas sua taxa de variação, não. Nesse caso, o termo proporcional não terá contribuição alguma sobre a saída, mas o termo derivativo, sim; este último tem assim o papel de fazer com que o controlador se antecipe a ocorrência do erro. Essa característica de tornar o controlador sensível à taxa de variação do erro tem claramente o efeito de aumentar o amortecimento do sistema.

A combinação dos termos de natureza proporcional, integral, e derivativa é normalmente utilizada para se obter um grau aceitável de redução de erro estacionário simultaneamente com boas características de estabilidade e amortecimento.

## 2.3.2 Controlador PI

A principal função da ação integral é fazer com que processos do tipo zero sigam, com erro nulo, um sinal de referência do tipo salto. Entretanto, a ação integral se aplicada isoladamente tende a piorar a estabilidade relativa do sistema. Para contrabalançar este fato, a ação integral é em geral utilizada em conjunto com a ação proporcional constituindo-se o controlador PI, cujo sinal de controle aplicado Laplace é dado por:

$$Pi = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right)$$
 (2.11)

O gráfico da figura 8 ilustra a aplicação da ação integral conjuntamente com a ação proporcional. A partir deste gráfico podemos dar uma interpretação para  $T_i$ : o tempo integral ou reset-time corresponde ao tempo em que a parcela relativa à parte proporcional da ação de controle é duplicada. Sendo que  $T_i$  é comumente especificado em minutos.



Figura 8: Ação integral.

Desta forma há um zero em  $\frac{-1}{T_i}$  que tende a compensar o efeito desestabilizador do pólo na origem.

Para altos valores de  $T_i$ , tem-se a predominância da ação proporcional, sendo que  $T_i = \infty$  corresponde ao controlador proporcional. Neste caso, existe um erro em regime permanente. À medida que diminuímos  $T_i$  a ação integral começa a predominar sobre a ação proporcional e a resposta tende a se aproximar mais rapidamente da referência, ou seja, o erro em regime tende a ser anulado mais rapidamente. Diminuindo-se excessivamente  $T_i$  observa-se que a resposta começa a ficar mais oscilatória numa tendência de instabilização. Isto se justifica pelo fato de que, neste caso, o zero do controlador começa a se afastar demasiadamente do pólo na origem e o controlador tende a comportar-se como um integrador puro.

# 3 DESENVOLVIMENTO DO CONTROLADOR

# 3.1 Introdução

O objetivo do presente trabalho é o desenvolvimento de um controlador para o SEA elétrico linear mostrado na Figura 9, criado em ambiente de prototipagem digital Solid Edge ST5 [11].

# 3.2 Funcionamento do Atuador

Para deslocar a haste móvel, a qual é conectada à carga, o motorredutor(1) aciona o fuso de esferas recirculantes que move a porca e o subconjunto de acionamento (5), empurrando as molas (2) para frente ou para trás. As molas (2) então pressionam a haste móvel (7) que está acoplada à carga. Com esse arranjo, toda a força do atuador é aplicada sobre a carga através das molas (2), inserindo então elasticidade ao acoplamento atuador-carga. A força aplicada pelo atuador é inferida pela leitura do sensor ótico de deformação das molas (4). A haste fixa (3) é o elemento externo que encapsula os componentes móveis e a haste móvel(7) que movimenta a carga.



Figura 9: Protótipo digital do atuador elástico serial.

# 3.3 Características do Atuador

O atuador mostrado na Figura 9 tem as seguintes características:

- ✓ Comprimento 425 mm com a haste móvel retraída;
- ✓ Haste móvel com 130 mm de alcance;
- ✓ Diâmetro máximo de 60 mm; Sensor óptico interno;
- ✓ Molas com K = 3,270E+04 N/m
- ✓ Possibilidade de operação com molas de dimensões variadas;
- ✓ Carga máxima suportada de acordo com o conjunto de molas escolhido;
- Fuso de esferas recirculantes laminado de 10 mm de diâmetro, passo de 3 mm;
- ✓ Mancais com rolamento para o fuso e ajuste deslizante da haste móvel;
- ✓ Estrutura principal em tubos de aço carbono trefilados ou ligas de alumínio;
- Tubo externo de 60 mm de diâmetro externo e tubo interno (haste móvel) com 48 mm de diâmetro externo ambos com 3 mm de espessura;
- ✓ Peso estimado em aço em torno de 3,5 Kg sem o motorredutor.

# 3.4 Modelo Proposto

Em [2] foram pesquisados outros métodos para desenvolver a melhoria do controle de impedância nos atuadores elásticos, como a variação da rigidez da série elástica, controle de torque, controle da impedância e tipos de motores elétricos.

# 3.4.1 Modelo massa, mola, amortecedor para a massa móvel

O modelo inicialmente usado aqui é feito pelo sistema massa – mola – amortecimento, Figura 2: para obter a força necessária para o movimento, sem incluir as dinâmicas do motor, redutor e fuso de esferas, as quais serão consideradas no modelo para fornecer a força necessária.



Figura 10: Modelo massa, mola, amortecedor.

## Sendo:

- F: Força gerada pelo motor elétrico;
- *K*: Rigidez do elemento elástico (mola) em série (K = 3,270E+04 N/m);

*b*: Amortecimento, b = 8,000E-01kgm/s;

X: Deslocamento;

m: Massa da porca e do subconjunto de acionamento, m =0,195 kg (Anexo I, Pág. 36);

- $F_t$ : Força de saída.
- $X_t$ : posição linear do suporte.

Com isso temos:

$$m\ddot{X} + b\dot{X} = F - F_t \quad (3.1)$$

Na saída:

$$F_t = K^*(X - X_t)$$
 (3.2)

X = posição relativa da carga

Aplica-se a transformada de Laplace:

$$ms^2X + bsX = F - F_t \quad (3.3)$$

Finalmente, a força  $F_t$  que X atua na carga é função de duas varivéis F e X.

$$F_{t(s)} = \frac{\left[F_{(s)} - (ms^2 + bs)X_{(s)}\right]}{\frac{ms^2}{k} + \frac{bs}{k} + 1} \quad (3.4)$$

### Analise dos parâmetros

Os fatores que influenciam na largura de banda para o controle de força, o amortecimento do sistema e a determinação da série elástica, serão analisados em seguida.

A freqüência natural do sistema é definida como:

$$w_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{0.5} (3.5)$$

Consideramos que o nosso sistema possui carga fixa, ou seja, X(0) é zero, temos então na equação 3.4;

$$F_{t(s)} = \frac{F_{(s)}}{\frac{ms^2}{k} + \frac{bs}{k} + 1}$$

Finalmente a força do motor e a força na carga possue o comportamento descrito pela equação 3.6, conforme abaixo.

$$\frac{F_{t(s)}}{F_{(s)}} = \frac{1}{\frac{ms^2}{k} + \frac{bs}{k} + 1} \quad (3.6)$$

A Figura mostra o diagrama de blocos implementado no Simulink com um controlador PID com compensador, mostrado na Eq. (3.6a).

$$H = K_p + K_i \frac{1}{s} + K_d \frac{N}{1+N_s^1}$$
 (3.6a)

A Figura 11, mostra a resposta a um impulso unitário, com as constantes sintonizadas em:

 $K_p$ =12.086389994807.  $K_d$ =0.0811180081516437.  $K_i$ =162.915658055328. N=3637.85124361043.



Figura 11: Diagrama de blocos utilizando um controlador PID.

O controlador apresenta resposta rápida com uma sobremedida de 10% e aproximando o valor desejado de forma ascendente.



Figura 12: Resposta a um impulso de 1N, com um compensador PID eq. (3.6a).

A equação (3.6) pode ser escrita de uma outra forma sendo;

$$s = jw_n \quad (3.7)$$

Ainda temos,

$$6 = \frac{w}{w_n} \quad (3.8)$$
$$b = 2\zeta m w_n \quad (3.9)$$

onde:

 $\zeta$  = fator de amortecimento;

m = massa da porca e do subconjunto de acionamento.

Fazendo o rearranjo da equação 3.6 substituindo em 3.7, a relação  $\frac{F_{t(s)}}{F_{(s)}}$  torna:

$$\frac{F_{t(s)}}{F_{(s)}} = \frac{w_n^2}{j^2 w^2 + 2\zeta w_n j w + w_n^2}$$
$$\frac{F_{t(s)}}{F_{(s)}} = \frac{w_n^2}{-w^2 + 2\zeta w_n j w + w_n^2}$$
$$\frac{F_{t(s)}}{F_{(s)}} = \frac{w_n^2}{(w_n^2 - w^2)^2 + 2\zeta w_n j w}$$

Finalmente substituindo as equações 3.8 e 3.9:

$$\frac{F_{t(s)}}{F_{(s)}} = \frac{1}{[(1-\theta^2)^2 + (2\zeta\theta)^2]^{0.5}} \quad (3.10)$$

Para avaliar o comportamento do sistema apresentamos 3 análises para o fator de amortecimento.

No primeiro caso, analisamos o fator de amortecimento como sendo subamortecido, deste modo o  $\zeta < 1$ .

Inicialmente temos um comportamento linear, após passar de 0.8 (no eixo y) há o começo da oscilação. Vale ressaltar que não interfere no sistema pois a variancia está nas casas decimais e centesimais.



Figura 13: Resposta a um degrau de 1N, com fator de amortecimento igual a 0.5.

Segunda análise é para  $\zeta = 0$ , com o fator de amortecimento sendo caracterizado por criticamente amortecido.



Figura 14: Resposta a um degrau de 1 N com fator de amortecimento 0.0.

Neste caso nota-se um comportamento "linear" no início do trajeto da curva, mas logo após o pico máximo ocorre um aumento da amplitude em relação à linha de centro nas três ondas plotadas. Portando este sistema com fator de amortecimento sendo zero pode causar inconveniências no funcionamento.

## E a última análise se dá com $\zeta > 1$ , ou seja, sobre-amortecido:

Finalmente, com o sistema sobre amortecido, há uma maior segurança na análise da curva, por não possuir amplitude nas ondas, e não temos preocupação quanto ás excitações do sistema e possiveis choques.



Figura 15: Resposta a um degrau de 1 N com fator de amortecimento 1.2.

# 3.4.2 Modelo completo incluindo motorredutor e fuso

Após análise simplificada de um modelo não considerando a dinâmica do motorredutor e fuso, baseado na ação de uma força aplicada sem considerar as componentes dinâmicas do motorredutor e fuso de esferas. Foi desenvolvido um modelo completo para estudo dinâmico do atuador elástico serial, sendo este modelo mostrado na Figura,



Figura 16: Modelo esquemático do atuador com motorredutor e fuso.

As equações a seguir representam:

- 1. Equação elétrica do motor DC :  $L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a + K_b w = V_a$
- 2. Equação dinâmica do motor DC:  $[J_m + J_g + n^2 J_b + (np/2\pi)^2 m]\ddot{\theta}_m + [C_m + C_g + n^2 C_b + C(np/2\pi)^2]\dot{\theta}_m = K_t i_a$ :
- 3. Força entre a porca e o braço móvel:  $f = m\ddot{x_1} + C_b\dot{x_1} = m\left(\frac{np}{2ni}\right)\ddot{\theta}_m + C_b\left(\frac{np}{2ni}\right)\dot{\theta}_m$
- 4. Equação dinâmica da haste móvel e da carga:  $M\ddot{x_1} + C_L\dot{x_2} + K_Lx_2 = F_L$

Onde:

 $L_a$  = indutância de armadura do motor.

 $i_a$  = corrente de armadura do motor.

 $R_a$  = resistência de armadura do motor.

 $K_b$  = constante de força contra-eletromotriz.

 $V_a$  = tensão de armadura do motor.

 $\theta_m$  = posição angular do eixo do motor.

 $J_m$  = Inércia do rotor do motor.

 $J_g$  = inércia do redutor.

 $J_b$  = inércia do fuso de esferas.

m = massa do conjunto porca, hastes e molas.

 $C_m$  = coeficiente de atrito viscoso do rotor do motor.

 $C_g$  = coeficiente de atrito viscoso do redutor.

 $C_b$  = coeficiente de atrito viscoso do fuso de esferas.

C = coeficiente viscoso do braço móvel.

 $n = relação de transmissão \theta_l/\theta_m$ .

p = passo do fuso de esferas.

 $K_t$  = constante de torque do motor.

f = força entre os subconjuntos porca, hastes e molas e braço móvel.

M = massa do braço móvel semi-montado.

 $C_{L}$  = coeficiente de atrito viscoso na interface atuador-carga.

K<sub>l</sub> = constante elástica na interface atuador-carga.

 $F_{L}$  = força atuante na interface atuador-carga.

A Figura 17 mostra o diagrama de blocos em malha fechada, após aplicação da transformada de Laplace nas equações mostradas nos itens 1 a 4 acima, e inserção de um controlador PI.



Figura 17: Diagrama de Blocos do modelo final.

Nesta configuração a malha é fechada com a realimentação de força na mola do atuador, a qual, no atuador real, será adquirida pelo sensor ótico de deformação das molas (4). Outras configurações podem ser implementadas com realimentação de posição e de força de contato com a carga.

### 4 Simulações e Resultados

Os resultados obtidos pelo modelo no *Simulink*<sup>™</sup> para o impulso de 1N de força é mostrado na figura 16 abaixo. As constantes do controlador PI são:

$$\begin{split} K_p &= 0.117433555701361 \\ H_i &= 0.237990734177755 \end{split}$$



Figura 18: Resposta para impulso de 1N no atuador.

A Figura 1 mostra a resposta do atuador a um gerador de pulso em intervalos regulares com forma de onda quadrada e largura de pulso de 2 s com período de 4 s.



Figura 19: Resposta do atuador em 4s em um pulso com 50% da força de 1N.

# 5 Conclusão

O objetivo deste trabalho foi simular e analisar o comportamento dinâmico de um protótipo virtual de um Serial Elastic Actuator (SEA), em português um "atuador com elemento elástico serial" inserido entre o atuador e a carga.

No caso presente, um motor elétrico DC aciona um fuso de esferas recirculantes, sendo propositadamente inseridas molas entre a saída do atuador e a carga acionada. Com os dados do protótipo virtual, apresentados nos Anexos I a V, foram levantadas as propriedades e, feitas as devidas análises, foram construídos dois modelos dinâmicos.O primeiro, simplificado, considera o sinal de força diretamente aplicado à haste móvel, sem considerar a dinâmica do conjunto motorredutor e fuso de esferas, com o elemento elástico à frente a haste móvel. O segundo modelo dinâmico é um modelo que considera a dinâmica acoplada de todos os elementos, com o elemento serial entre o acionamento e a carga.

O modelo com o sinal de força diretamente aplicado à haste móvel foi analisado sob diferentes condições de amortecimento, tendo apresentado resposta padrão para um sistema de primeira ordem, conforme mostrado no capitulo 3. Entretanto, logo foi observada a necessidade de elaborar um modelo mais completo, incluindo as dinâmicas do motorredutor e do fuso e com o elemento elástico colocado entre a porca e a haste móvel, conforme mostrado no capitulo 4.

Este modelo dinâmico do atuador, considerando a dinâmica acoplada de todos os elementos, com o elemento serial entre o acionamento e a carga, e inserido um controlador PI, conforme mostrado no capitulo 4, foi submetido a excitação externa em degrau e em pulso, demonstrando estabilidade em ambas situações.

A resposta à excitação em degrau mostrou-se estável e bastante satisfatória quanto ao tempo de resposta e ao valor final com uma sobremedida menor que 10%, por um período menor que 0.1 s, o que já qualifica o atuador para aplicações com precisão de posicionamento e carga, dentro da sua capacidade de carga e geométrica.

A resposta à excitação a um trem de pulso de período 4 s, equivalente a uma frequencia de 0.25 Hz, e amplitude de 1N, com duração do pulso de 2 s, também exibiu boa estabilidade e bom tempo de resposta às oscilações cíclicas. Pode-se observar uma sobremedida menor que 10% tanto no carregamento quanto na descarga da força de 1N, por um período menor que 0.1 s.

# 6 **Propostas para trabalhos futuros**

Serão necessárias algumas alterações e modificações no projeto virtual para a fabricação, construção e montagem de um protótipo físico e posterior teste real do atuador serial elástico. Sendo um dos projetos futuros é a construção deste modelo em liga de alumínio baseado no protótipo virtual.

O teste em ambiente real para desenvolvimento do desempenho do atuador permitirá melhor compreender o funcionamento do atuador e averiguar o seu desempenho em relação ao controle de força, posição, velocidade e com controladores diversos. Também será importante verificar o efeito da rigidez da mola no comportamento geral do atuador, desenvolver estratégias de aprimoramento na rigidez da mola, ainda com a capacidade de armazenamento de força elástica, realizar uma análise completa no modelo quanto ao atrito viscoso do fuso e da haste móvel.

# 7 ANEXOS

### ANEXO I

Relatório de Propriedades Físicas

Conjunto: Porca e subconjunto de acionamento (5) Figura

Características: Massa móvel, à frente das molas. Esta inércia é refletida no eixo do motor para construção do modelo físico.

```
Physical Properties Report
       volume= 43667,150 mm^3
       mass= 0,195 kg
       User Quantity Mass= 0,195 kg
With respect to the Global Coordinate System.
       Center of Mass:
             X = 0,73 \text{ mm}
             Y= -11,45 mm
             Z = -0,05 \text{ mm}
       Center of Volume:
             X = -0,02 \text{ mm}
             Y = -12, 22 \text{ mm}
              Z = -0, 10 \text{ mm}
       Mass Moments of Inertia:
             Ixx= 134,90 kg-mm^2
             Iyy= 30,68 kg-mm^2
             Izz= 133,10 kg-mm^2
              Ixy = -1, 12 \text{ kg-mm}^2
              Ixz= 0,23 kg-mm^2
             Iyz= 0,21 kg-mm^2
       Principal Axes Orientation:
             1= 0,993 -0,006 -0,121
              2 = 0,121 - 0,002
                                    0,993
             3= -0,006 -1,000
                                      -0,001
With respect to the Principal Axes
       Principal Moments of Inertia:
             I1= 109,40 kg-mm^2
              I2= 107,43 kg-mm^2
              I3= 30,57 kg-mm^2
       Radii of Gyration:
             K1 = 23,69 \text{ mm}
             K2 = 23,48 \text{ mm}
             K3= 12,52 mm
```

ANEXO II

Relatório de Propriedades Físicas

Conjunto: Sub-montagem Haste Móvel (5) Fig

Contém: Flanges de apoio das molas, haste de movimentação da carga e terminal olhal

Características: Massa móvel, à frente das molas. A inércia desta massa é refletida no eixo do motor para construção do modelo físico

```
Physical Properties Report
       volume= 199036,404 mm^3
       mass = 1,245 \ kg
       User Quantity Mass= 1,245 kg
With respect to the Global Coordinate System.
       Center of Mass:
             X= 0,01 mm
             Y= 162,88 mm
             Z = -1, 12 \text{ mm}
       Center of Volume:
             X= 0,01 mm
             Y = 160, 30 \text{ mm}
             Z = -0,95 \text{ mm}
       Mass Moments of Inertia:
             Ixx= 47997,34 kg-mm^2
             Iyy= 586,07 kg-mm^2
             Izz= 48023,46 kg-mm^2
             Ixy=0,74 \text{ kg-mm}^2
             Ixz= 0,21 kg-mm^2
             Iyz= -101,66 kg-mm^2
       Principal Axes Orientation:
             1= -0,008 -0,009 1,000
             2= 1,000 0,000
                                    0,008
             3= 0,000 1,000
                                   0,009
With respect to the Principal Axes
       Principal Moments of Inertia:
             I1= 14983,81 kg-mm^2
             I2= 14954,99 kg-mm^2
             I3= 583,39 kg-mm^2
       Radii of Gyration:
             K1= 109,69 mm
             K2 = 109,58 \text{ mm}
             K3= 21,64 mm
```

ANEXO III

Relatório de Propriedades Físicas

Conjunto: Molas(2) Fig

Contém: molas

Características: Massa móvel, à frente da porca.

```
Physical Properties Report
            volume= 2079,747622
                                   mm^3
              mass= 0,016291
                                   kg
      Surface Area= 2975,385227
                                   mm^2
      With respect to the Base :
      Center of Mass :
            X = -0,000284
                             mm
            Y = 13,000020
                             mm
            Z = -0,300044
                             mm
      Center of Volume :
            X = -0,000284
                             mm
            Y= 13,000020
                             mm
            Z = -0,300044
                             mm
      Mass Moments of Inertia :
     Ixx= 4,418344 kg-mm<sup>2</sup> Iyy= 1,204907 kg-mm<sup>2</sup> Izz= 4,422036 kg-
mm^2
     Ixy= -0,009349 kg-mm^2 Ixz= 0,000018 kg-mm^2
                                                       Iyz = -0,063475
kg-mm^2
      Principal Axes Orientation :
            X = -0,003555 -0,000217
                                        0,999994
            Y= 0,999790
                            0,020166
                                        0,003558
            Z= -0,020167
                           0,999797
                                        0,000145
      With respect to the Principal Axes :
      Principal Moments of Inertia :
     I1= 1,668906 kg-mm^2
                           I2= 1,663934 kg-mm^2 I3= 1,203253kg-mm^2
      Radii of Gyration :
            Rx= 10,121538
                             mm
            Ry= 10,106451
                             mm
            Rz= 8,594273
                             mm
```

ANEXO IV

#### Motor MaxonMotor



# Planetary Gearhead GP 62 A Ø62 mm, 8-50 Nm



Carried and program											
	apecial program (on request)	110499	110501	110502	110503	110504	110505	110506	110507	110508	
Gearhead Data											
1	Reduction		5.2:1	19:1	27:1	35:1	71:1	100:1	139 : 1	181 : 1	236:1
2	Reduction absolute		**/ <sub>11</sub>	300 / mr	33489/131	1000/44	2040/20/21/20	JOARDY JOART	100100/1201	arran/484	41660/178
3	Max. motor shaft diameter	mm	8	8	8	8	8	8	8	8	8
- 4	Number of stages		1	2	2	2	3	3	3	3	3
5	Max. continuous torque	Nm	8	25	25	25	50	50	50	50	50
6	Intermittently permissible torque at gear output	Nm	12	37	37	37	75	75	75	75	75
7	Max. efficiency	%	80	75	75	75	70	70	70	70	70
8	Weight	9	950	1250	1250	1250	1540	1540	1540	1540	1540
9	Average backlash no load		1.0	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
10	Mass inertia	gcm <sup>2</sup>	109	100	105	89	104	105	102	88	89
11	Gearhead length L1	mm	72.5	88.3	88.3	88.3	104.2	104.2	104.2	104.2	104.2



maxon Modular System														
+ Motor	Page	+ Sensor	Page	Brake	Page	Overall len	gth [mm] =	Motor length	1 + gearhead k	angth + (sens	or/brake) + a	ssembly parts		
RE 50, 200 W	83					180.6	196.4	196.4	196.4	212.3	212.3	212.3	212.3	212.3
RE 50, 200 W	83	HEDS 5540	277			201.3	217.1	217.1	217.1	233.0	233.0	233.0	233.0	233.0
RE 50, 200 W	88	HEDL 5540	279			201.3	217.1	217.1	217.1	233.0	233.0	233.0	233.0	233.0
RE 50, 200 W	83	HEDL 9140	282			243.0	258.8	258.8	258.8	2747	274.7	274.7	274.7	278.7
RE 50, 200 W	83			AB 44	334	243.0	258.8	258.8	258.8	2747	274.7	274.7	274.7	278.7
RE 50, 200 W	83	HEDL 9140	282	AB 44	334	256.0	271.8	271.8	271.8	287.7	287.7	287.7	287.7	287.7
EC 45, 250 W	150					216.6	232.4	232.4	232.4	248.3	248.3	248.3	248.3	248.3
EC 45, 250 W	150	HEDL 9140	281			232.2	248.0	248.0	248.0	263.9	263.9	263.9	263.9	263.9
EC 45, 250 W	150	Res 26	287			216.6	232.4	232.4	232.4	248.3	248.3	248.3	248.3	248.3
EC 45, 250 W	150			AB 28	331	224.0	239.8	239.8	239.8	255.7	255.7	255.7	255.7	255.7
EC 45, 250 W	150	HEDL 9140	281	AB 28	331	241.0	256.8	256.8	256.8	272.7	272.7	272.7	272.7	272.7

May 2012 edition / subject to change

maxon gear 247

maxon gear

# 8 REFERÊNCIAS

- [1] M. M Williamson, Series elastic actuators. Citeseer, 1995.
- [2] Jonathon W. Sensinger e Richard F.ff. Weir, "Mechatronic and Embedded Systems and Applications, Proceedings of the 2nd IEEE/ASME International Conference on", apresentado em Mechatronic and Embedded Systems and Applications, Proceedings of the 2nd IEEE/ASME International Conference on, 2006, p. 1–6.
- [3] C.-M. Chew e G. A. Pratt, "A general control architecture for dynamic bipedal walking", in *Robotics and Automation*, 2000. Proceedings. ICRA'00. IEEE International Conference on, 2000, vol. 4, p. 3989–3995.
- [4] G. A. Pratt e D. W. Robinson, *Force-controlled hydro-elastic actuator*. Google Patents, 2001.
- [5] J. Pratt, B. Krupp, e C. Morse, "Series elastic actuators for high fidelity force control", *Industrial Robot: An International Journal*, vol. 29, n<sup>o</sup> 3, p. 234–241, 2002.
- [6] J. E. Pratt e B. T. Krupp, "Series elastic actuators for legged robots", in Proceedings of SPIE–The International Society for Optical Engineering, 2004, vol. 5422, p. 135–144.
- [7] R. K. Aaron, H. M. Herr, D. M. Ciombor, L. R. Hochberg, J. P. Donoghue, C. L. Briant, J. R. Morgan, e M. G. Ehrlich, "Horizons in prosthesis development for the restoration of limb function", *Journal of the American Academy of Orthopaedic Surgeons*, vol. 14, n<sup>o</sup> 10, p. S198–S204, 2006.
- [8] J. Choi, S. Hong, W. Lee, S. Kang, e M. Kim, "A robot joint with variable stiffness using leaf springs", *Robotics, IEEE Transactions on*, n<sup>o</sup> 99, p. 1–10, 2011.
- [9] "DC motors and drive systems by maxon motor". [Online]. Available at: http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/. [Acessado: 06-jun-2012].
- [10] N. Hogan, "Impedance control: An approach to manipulation", in *American Control Conference, 1984*, 1984, p. 304–313.
- [11] "Solid Edge: Siemens PLM Software". [Online]. Available at: http://www.plm.automation.siemens.com/en\_us/products/velocity/solidedge/. [Acessado: 15-mar-2013].