

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE ACIONAMENTO PARA EQUIPAMENTO DE
AVALIAÇÃO MACROSCÓPICA DE MODELOS DE ATRITO

por

Ismael Antonio Santos Stona

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 01 de Julho de 2016.

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE ACIONAMENTO PARA EQUIPAMENTO DE
AVALIAÇÃO MACROSCÓPICA DE MODELOS DE ATRITO

por

Ismael Antonio Santos Stona

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Prof. Me. Patric Daniel Neis

Porto Alegre, 01 de Julho de 2016.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar à Deus, o grande engenheiro e construtor da humanidade.

Em especial, a minha esposa Ana Marta Stona, que esteve presente todo o tempo ao meu lado, me incentivando nos momentos mais difíceis, me apoiando com paciência e sabedoria ao longo desta jornada.

Aos meus pais Oclides Antonio Stona e Olinda dos Santos Stona, por suas orações, seus votos de confiança, sempre acreditando no nosso potencial.

A toda a minha família, amigos e familiares próximos e distantes, que sempre demonstraram carinho e compreensão pelas ausências durante a graduação. Em especial a minha irmã Karla Rute Dias Pimentel e sua cunhada Sandra Pimentel, nunca esquecerei a corrida para matrícula no vestibular.

Ao Prof. Eduardo Perondi, pela excelente orientação neste trabalho, sempre presente e participativo, acompanhando de perto o andamento do trabalho.

Ao Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC), que participou de forma fundamental na execução deste trabalho, e a todos os bolsistas e amigos deste laboratório, que ajudaram ativamente com sugestões e colaborações fundamentais.

Aos amigos Eder Dorneles, Gregori Fronza, Lucas Eisermann, Linus Schuster, Theo Souza e Lucas Maciel Catarino, por toda a ajuda durante a realização deste trabalho. Sem vocês, com certeza, esse projeto não seria possível.

Aos professores, e agora colegas engenheiros, pelo conhecimento transmitido.

Obrigado, UFRGS por ainda ser gratuita e de qualidade!

STONA, I. A. S. **Desenvolvimento de Sistema de Acionamento para Equipamento de Avaliação Macroscópica de Modelos de Atrito**. 2016. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um atuador linear elétrico que tem por finalidade automatizar o equipamento de avaliação macroscópica de modelos de atrito existente no LAMECC, Laboratório de Mecatrônica e Controle da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Para que a força, a ser medida por uma célula de carga, represente adequadamente a força de atrito necessária para alimentar os modelos que estão sendo testados, é preciso dispor-se de um atuador que proporcione uma velocidade constante do carro móvel, eliminando-se, assim, os efeitos das forças decorrentes da aceleração. O desenvolvimento proposto no âmbito do presente trabalho consiste na elaboração de um conceito de movimentação linear que permita uma transmissão de potência simples, energeticamente eficiente e com velocidade linear aproximadamente constante. Através de uma análise conceitual, optou-se pelo uso de tecnologia eletromecânica de atuação, pois essa tecnologia tem como vantagem uma maior facilidade de controle quando comparada com as alternativas pneumáticas ou hidráulicas. Testes experimentais foram realizados para avaliar a funcionalidade do dispositivo em comparação com os resultados obtidos manualmente antes da automação.

PALAVRAS-CHAVE: Atuador elétrico, Atuador linear, Sistema de Medição de Atrito

STONA, I. A. S. **Development of the Drive System for Macroscopic Evaluation Equipment of Friction Models**. 2016. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

This work presents the development of an electric linear actuator with the purpose of automating the macroscopic measuring equipment of friction models from LAMECC, *Laboratório de Mecatrônica e Controle* of the *Universidade Federal do Rio Grande do Sul*. If the force, measured by a load cell, is intended to properly represent the necessary friction force to feed the models that are being tested, an actuator that allows constant velocity of the moving car then becomes necessary, eliminating the effects of the forces that come from acceleration. The development which is proposed by this work's scope consists on elaborating a linear movement concept that allows the transmission of simple power, that is energetically efficient and that has approximately constant linear velocity. Through a conceptual analysis, the use of electromechanic actuation technology has been chosen, because of this technology's advantage of bringing easier control when compared to its pneumatic or hydraulic alternatives. Experimental tests have been run in order to evaluate the functionality of the device, comparing the results to those obtained manually before the automation.

KEYWORDS: Electric Actuator, Linear Actuator, Friction Measuring System

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO.....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3.1 Bancada de Atrito.....	1
3.2 Motor de Passo.....	3
3.3 Acoplamento.....	4
3.4 Parafuso de Potência.....	5
3.5 Mancais de escorregamento.....	5
4. MATERIAS E MÉTODOS.....	6
4.1 Projeto Conceitual.....	6
4.2 Detalhamento do conceito.....	8
4.3 Dimensionamento e especificações do projeto.....	8
4.3.1 Acionamento.....	9
4.3.2 Movimentação.....	10
4.3.2 Construção e Operação.....	12
5. RESULTADOS.....	12
6. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	14
ANEXO I.....	16
APÊNDICE I.....	16
APÊNDICE II.....	17
APÊNDICE III.....	18
APÊNDICE IV.....	19
APÊNDICE V.....	20

1. INTRODUÇÃO

O atrito ocorre geralmente por meio da interação entre duas superfícies, sendo, portanto, encontrado em todos os mecanismos com partes móveis. O fenômeno físico agrega diferentes áreas, como ciência dos materiais, mecânica dos fluidos e estudos de deformações elásticas e plásticas. Exemplos de engenharia mecânica onde o atrito é significativo são abundantes, como transmissões, freios, rolamentos, cilindros hidráulicos e pneumáticos [Olsson et al., 1998]. Tendo o atrito uma forte influência no desempenho e comportamento de sistemas, boas representações e previsões do fenômeno são importantes em simulações e análises. A bancada de teste de atrito desenvolvida por Fronza, 2015, mostrou-se capaz de ser utilizada para avaliações dos fenômenos e modelos de atrito.

Na sua concepção inicial, uma força manual é aplicada a uma célula de carga fazendo o deslocamento do carro móvel horizontal. No entanto, se verificou que este procedimento gera velocidade não uniforme. Para que seja possível isolar a força de atrito na composição da força resultante aplicada a célula de carga, se faz necessário que o carro móvel se desloque com velocidade constante, eliminando-se, assim, os efeitos das forças decorrentes da aceleração. Dessa forma, a força a qual a célula de carga irá medir é, basicamente, a força de atrito necessária para alimentar os modelos que estão sendo testados. Para tanto, é necessário dispor-se de um atuador que proporcione uma velocidade aproximadamente constante do carro.

Por outro lado, a crescente oferta de itens comerciais e a evolução dos métodos de construção de atuadores eletromecânicos e sistemas de movimentação linear, têm possibilitado uma compatibilização precisa com as necessidades de automação dos equipamentos e uma solução econômica com o uso de componentes encontrados facilmente no mercado. O uso de tecnologia eletromecânica de atuação tem como vantagem uma maior facilidade de controle, quando comparada com as alternativas pneumáticas. Além disso, quando as forças envolvidas são relativamente baixas, a tecnologia eletromecânica mostra-se também mais adequada do que a tecnologia hidráulica, principalmente pela sua maior facilidade de aplicação, dispensando a necessidade de fluidos (óleo) para transmissão de potência, não necessitando, portanto, de uma (dispendiosa) unidade de potência hidráulica.

Assim, como os atuadores elétricos proporcionam uma transmissão de potência limpa, simples e energeticamente eficiente, optou-se pela sua aplicação para o desenvolvimento de um sistema de acionamento para a bancada de atrito.

2. OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é de desenvolver um atuador linear elétrico para automatizar o deslocamento do carro móvel de uma bancada experimental para validação de modelos de atrito dinâmico existente no LAMECC, Laboratório de Mecatrônica e Controle da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Para tanto, será executado o projeto e a construção de um protótipo capaz de movimentar o dispositivo com velocidade controlada, resultando em uma melhor medição das forças de atrito.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Bancada de Atrito

O princípio de emulação do atrito por meio da bancada baseia-se no comportamento microscópico dos contatos físicos entre os materiais. Sabe-se, a partir de análises microscópicas, que essas superfícies são irregulares e ásperas microscopicamente. Assim, dois corpos em contato não estão totalmente unidos, pois as superfícies fazem contato através de um grande número de asperezas. A bancada, desenvolvida por Fronza, 2015, e doravante referenciada como Bancada Macroscópica de Teste de Modelos de Atrito (BMTMA), busca representar as rugosidades de maneira macroscópica através de hastes articuladas por meio

de elementos elásticos, conforme mostra esquematicamente a Figura 3.1. Uma breve discussão dos modelos de atrito se encontra no Apêndice I.

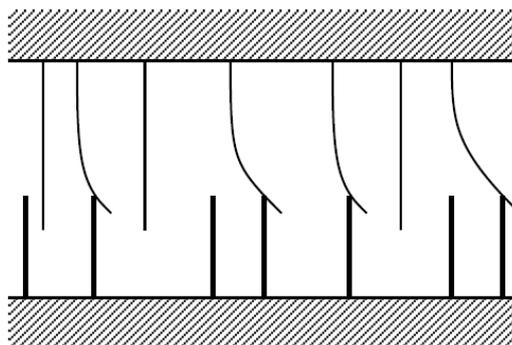


Figura 3.1 – Superfícies em contato segundo Modelo de Hastes. (Olsson, 1996)

Para poder reproduzir diversas condições necessárias para avaliar a capacidade dos modelos na reprodução dos fenômenos físicos, a BMTMA permite o movimento vertical do conjunto, com o objetivo de simular contato entre materiais mais polidos ou rugosos. Permite também um movimento horizontal controlado que reproduz o deslocamento entre as superfícies em contato. Dessa forma, para poder avaliar diferentes situações de sobreposição dos materiais, um sistema de retorno vertical com pré-tensionamento regulável foi instalado para contrapor o movimento de subida das hastes superiores durante o deslizamento. A Figura 3.2 mostra a bancada com suas principais partes.

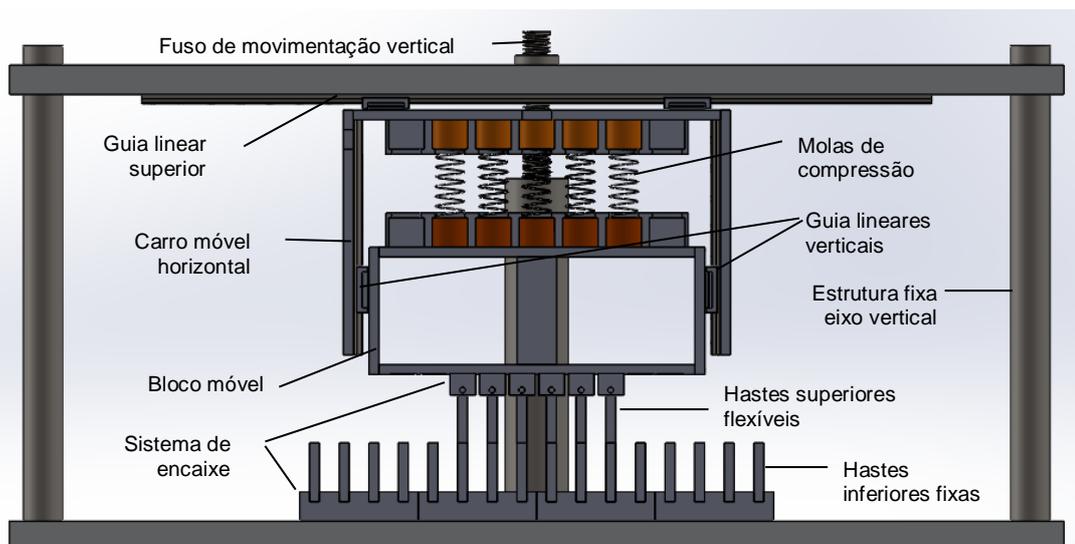


Figura 3.2 – Representação esquemática da bancada (adaptado de Fronza, 2015).

As hastes inferiores são fixas, enquanto as superiores são montadas em um conjunto com pinos e molas de torção, que permitem rotação de 30° para cada lado. Ambas são suportadas por um sistema de encaixe de nylon que permite a troca rápida e utilização de diferentes quantidades de hastes. No protótipo construído por Fronza, 2015, podem ser utilizadas até 24 hastes inferiores e 10 hastes superiores.

As placas superiores são fixadas em um bloco com molas de compressão. Quando há movimento relativo suficiente entre as hastes, elas deslizam uma sobre as outras fazendo com que o contato se afaste. Nesse momento, as molas de compressão opõem-se a esse movimento, fazendo com que as placas voltem à posição original. Guias lineares são utilizadas para permitir esse deslocamento. Para o deslizamento horizontal dos contatos, o conjunto é montado em outro conjunto de guias.

Para a movimentação vertical da estrutura, e, conseqüentemente, aproximação e afastamento das placas, é utilizado um sistema com dois eixos lineares, fuso de rosca quadrada e suporte nas extremidades, sendo, assim, possível controlar a sobreposição das hastes.

Para a obtenção de dados durante as simulações, a bancada desenvolvida por Fronza, 2015, possui três instrumentos de medição instalados, cujas características estão apresentadas na Tabela 3.1. Um sensor linear (LVDT) acoplado o bloco com as molas de compressão para obter o deslocamento vertical. Uma régua potenciométrica fixada no topo da estrutura para medir o deslocamento horizontal. Por fim, uma célula de carga é conectada à lateral do bloco com molas de compressão para avaliar a força aplicada durante o deslocamento. A Figura 3.3 mostra a configuração final da bancada proposta por Fronza, sem o sistema de acionamento proposto neste trabalho.

Para a aquisição dos dados, é utilizado uma placa da National Instruments®, modelo NI USB-6009, em conjunto com o software comercial LabView®.

Tabela 3.1 – Dados dos instrumentos de medição

	Modelo	Limite Aplicação	Erro
LVDT	GEFRAN PY-2-F-025-S01M	25 mm	±0,2%
Régua Potenciométrica	FESTO MLO-POT-360-TLF	360 mm	±0,2%
Célula de Carga	Obtida da balança SWAN SF-400	70 N	±5%

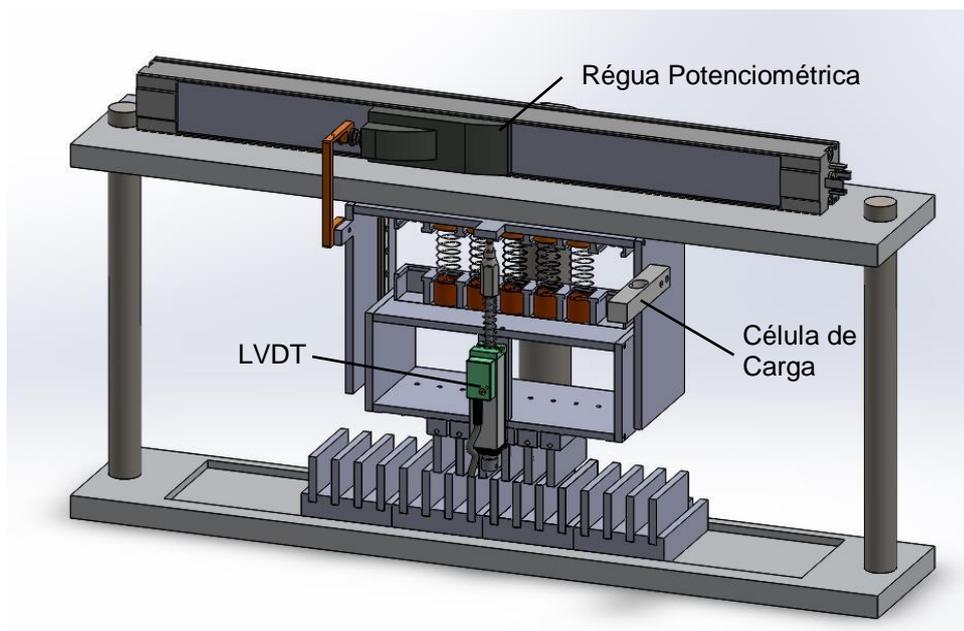


Figura 3.3 – Bancada experimental para validação de modelos de atrito (adaptado de Fronza, 2015).

Na versão atual, o deslocamento no sentido horizontal é realizado manualmente através de aplicação de força diretamente no extremo da célula de carga. Este procedimento gera força não uniforme e velocidade de deslocamento inconstante que interferem no processo de medição.

3.2 Motor de Passo

Na Seção 4.1 está apresentado o procedimento que levou à definição de um motor de passo como atuador elencado para a aplicação. Apresenta-se a seguir algumas considerações sobre este tipo de atuador.

Um motor de passo rotaciona o seu eixo, com deslocamento preciso, sem que seja necessária uma realimentação externa feita por algum dispositivo a ele acoplado. Isso caracteriza um sistema em malha aberta [KENJO, 1999]. Essa característica de funcionamento mostra-se favorável para a aplicação do presente projeto, pois permite uma rotação com velocidade aproximadamente constante e a parada em pontos precisos.

Os motores de passo possuem número fixo de polos magnéticos no seu rotor, juntamente com bobinas que são acionadas pelo controlador. Ao acionar uma bobina, é gerado um campo eletromagnético que move o rotor, pois seu polo é atraído pelo campo da bobina. Acionando as bobinas periodicamente e na ordem correta, é possível fazer com que o motor de passo sofra rotação por um número de passos associado a um movimento angular desejado. O número de passos do rotor depende do número de polos que o motor possui [Acarney, 2007].

O motor é geralmente acionado através de um sistema de controle de potência dedicado (*driver*). Segundo Boylestad (2004), o *driver* de motor de passo serve para controlar o acionamento das bobinas do motor. Os *drivers* usualmente recebem sinais que habilitam/desabilitam a rotação, definem o sentido de rotação e sua velocidade. Outros parâmetros, como tipo de passo (simples ou duplo), podem ser ajustados diretamente nos drives, dependendo do seu modelo. Como esses *drivers* necessitam de poucos sinais, podem ser facilmente controlados por computador, circuitos micro-controlados ou por placas de aquisição de dados com essa capacidade (placas A/D, D/A). No Apêndice V são apresentadas informações sobre o controle de velocidade do motor desenvolvido por @wwinder e disponibilizado por GitHub,2016.

A seguir são tecidas considerações sobre os principais elementos mecânicos utilizados no presente projeto.

3.3 Acoplamento

Os acoplamentos de eixos consistem de conjuntos mecânicos, compostos por elementos de máquinas, empregados na transmissão de movimento de rotação entre duas árvores ou eixo-árvores. Emprega-se um acoplamento quando se deseja transmitir um momento de rotação de um eixo motor a outro elemento de máquina, situado coaxialmente (eixo comum) a ele. Também podem ser definidos como elementos de transmissão de máquinas, cujo objetivo é unir duas extremidades (eixos) de equipamentos distintos na transmissão de força [Collins, 2015]. Os acoplamentos de eixo mostrados na Figura 3.4 são representativos da seleção disponível em catálogos, sendo: acoplamento plano (Figura 3.4a), acoplamento denteado de serviço leve (Figura 3.4b), projeto da BOST-FLEX® de orifício passante com elastômero inserido para transmitir torque por compressão, o inserto permite um grau de desalinhamento (Figura 3.4c) e acoplamento de três mandíbulas disponível com bronze, borracha ou inserto de poliuretano para minimizar vibrações (Figura 3.4d) [Shigley, 2005].

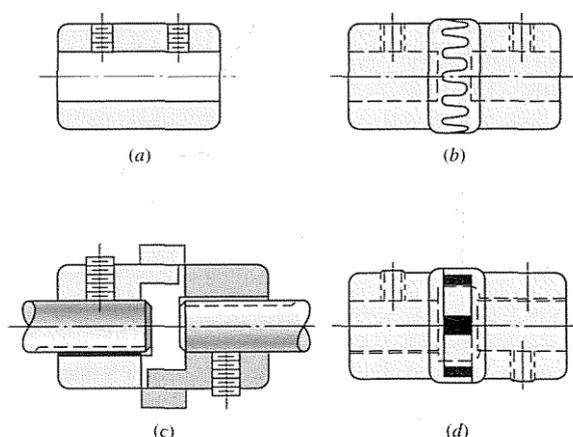


Figura 3.4 - Acoplamentos de eixo. (Shigley, 2005)

3.4 Parafuso de Potência

O fuso ou parafuso de potência é um dispositivo usado em equipamentos para transformar o movimento angular em linear transmitindo potência mecânica. Aplicações usuais incluem parafusos de avanço de tornos mecânicos e parafusos para morsa, prensas e macacos [Shigley e Mishke, 2005].

Uma aplicação de parafusos de potência ocorre em atuadores lineares, os quais motorizam a rotação da porca para transladar o parafuso ou motorizam a rotação do parafuso para transladar a porca, como mostrado na Figura 3.5. Esses dispositivos são utilizados, por exemplo, em máquinas de montagem para posicionar peças e em aviões para mover as superfícies de controle, como os *flaps* e os *ailerons*. Se a rotação de entrada for fornecida por um servomotor ou motor de passo em combinação com um parafuso de avanço preciso, pode-se obter um posicionamento relativamente preciso [Norton,2013]. A porca que se desloca linearmente com a rotação do fuso é também chamada de castanha em alguns casos.

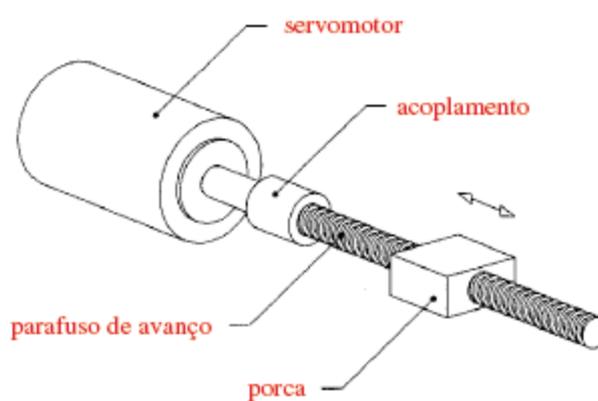


Figura 3.5 – Parafuso de avanço movido por servomotor para dispositivo de posicionamento. (Norton, 2013)

3.5 Mancais de escorregamento

Mancais são elementos de máquinas que permitem movimento relativo orientado entre dois componentes, enquanto transmitem forças de um componente para o outro sem permitirem movimento na direção da aplicação das cargas. São dispositivos mecânicos fixos, onde se apoia um eixo, girante, deslizante ou oscilante [Collins, 2015; Shigley e Mishke, 2005].

Conforme observado também por Collins, 2015, o uso de mancais de deslizamentos incluem deslizamentos alternativos, componentes rotativos ou oscilantes de seção transversal cilíndrica em luvas anelares e discos giratórios ou discos oscilantes deslizando sobre outros discos. Na figura 3.6, é mostrado um exemplo de mancal de deslizamento.

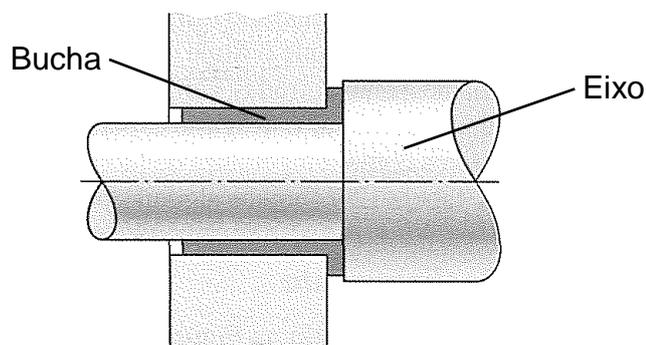


Figura 3.6 - Mancal de deslizamento. (adaptado de Shigley e Mishke, 2005)

A maioria das utilizações inclui o uso de um lubrificante na interface deslizante para redução do arrasto de fricção e da perda de potência, sustentar a carga transmitida e ajudar a dissipar o calor transmitido. No entanto, existem mancais com material não-metálico autolubrificado, que pode ser preenchido com grafite ou dissulfeto de molibdênio.

4. MATERIAS E MÉTODOS

A partir das considerações apresentadas a seguir, foi determinado o sistema de atuação considerado mais adequado para promover o deslocamento automatizado com velocidade controlada.

4.1 Projeto Conceitual

O sistema a ser desenvolvido deverá apresentar características de movimentação linear horizontal do carro a velocidade aproximadamente constante. Abaixo são listados os atributos solicitados previamente para o equipamento:

- Eficiência: deve ser capaz de produzir o movimento com alto rendimento energético sem falhas, erros ou travamentos;
- Peso: a massa do atuador não poderá ser excessivamente grande, pois poderá afetar a estabilidade da bancada;
- Resistência: deverá possuir resistência mecânica suficiente para evitar falhas e possíveis acidentes; os materiais utilizados devem apresentar boa durabilidade;
- Ruído: por se tratar de um instrumento de medição que irá trabalhar em laboratório necessita-se um baixo ruído no seu funcionamento;
- Limpeza: é desejável que o atuador trabalhe de forma limpa, sem respingar óleo ou outros resíduos.
- Manutenção: deve exigir mínimas revisões regulares com poucas interrupções; peças de reposições devem ter baixo custo;
- Instalação: o equipamento deve ser de fácil instalação na bancada, não necessitando alterar drasticamente a bancada ou o seu funcionamento;
- Custo: o custo de fabricação e montagem deve ser baixo, de forma que o seu projeto justifique a não utilização de equipamentos prontos comercializados no mercado;
- Fabricação: deve apresentar atributos necessários para boa fabricação do equipamento e redução de impactos ambientais;
- Praticidade: como a bancada é móvel, deve ser prático de ser acionada, mesmo com o deslocamento da bancada;
- Controle: o atuador deve ser de fácil controle e manuseio, permitindo alternar-se em diversas velocidades;
- Precisão: o equipamento deve ser preciso, de maneira a diminuir folgas que possam interferir no processo de medição.

Os conceitos do projeto foram definidos entre diversas combinações de configurações, a fim de facilitar a tomada de decisão quanto à sua concepção básica. Todos os conceitos considerados buscam obter o movimento linear automatizado à velocidade constante.

Para cada funcionalidade do equipamento foi gerada uma listagem com as possíveis configurações de execução:

4.1.1 Função Acionamento

a) Sistema Hidráulico:

- Atuador de deslocamento linear;
- Pistão hidráulico;
- Atuador rotativo.

b) Sistema Pneumático:

- Atuador de deslocamento linear;
- Pistão pneumático;
- Atuador rotativo.

c) Motores Elétricos:

- Motor de passo;
- Motor de corrente contínua (com controle externo);
- Servomotor (com controladora própria).

4.1.2 Função Movimentação

- Fuso de esferas recirculantes;
- Fuso de avanço e porcas dryspin®;
- Sistema coroa e sem fim;
- Polia e correia sincronizada.

A partir das configurações listadas para cada funcionalidade necessária para o produto, foi gerado uma lista de conceitos para o projeto. Atendendo previamente ao requisito “praticidade”, eliminaram-se os conceitos que incluíam atuação hidráulica e pneumática, pois como a bancada é móvel se deseja uma fácil energização e acionamento, dispensando a necessidade de uma unidade de potência hidráulica ou de uma fonte de ar comprimido para atuar o sistema de movimentação. Dessa forma, os conceitos restantes para análise seguem listados a seguir:

- Conceito 1: Motor de passo com fuso de esferas recirculantes;
- Conceito 2: Motor de passo com fuso de avanço e porcas dryspin®;
- Conceito 3: Motor de passo com sistema coroa e sem fim;
- Conceito 4: Motor de passo com polia e correia sincronizada;
- Conceito 5: Motor de corrente contínua com fuso de esferas recirculantes;
- Conceito 6: Motor de corrente contínua com fuso de avanço e porcas dryspin®;
- Conceito 7: Motor de corrente contínua com sistema coroa e sem fim;
- Conceito 8: Motor de corrente contínua com polia e correia sincronizada;
- Conceito 9: Servomotor com fuso de esferas recirculantes;
- Conceito 10: Servomotor com fuso de avanço e porcas dryspin®;
- Conceito 11: Servomotor com sistema coroa e sem fim;
- Conceito 12: Servomotor com Polia e correia sincronizada;

Para os conceitos atribuiu-se pesos de zero a três, sendo três o escore dos conceitos mais relevantes e zero os não relevantes. Além disso, para cada parâmetro atribuiu-se um valor de zero a quatro sendo: 0: muito ruim; 1: ruim; 2: regular; 3: bom; e 4: muito bom. A partir dos conceitos gerados é montada a matriz de seleção (Tabela 4.1) que auxilia na escolha da combinação mais adequada para o projeto.

Através da análise da matriz de seleção, opta-se pela solução que obteve a melhor nota. Sendo assim, foi escolhido o Conceito 2 que se constitui de um motor de passo com fuso de avanço e porcas dryspin®. Dentre os fatores que contribuíram para esta escolha estão a facilidade de controle do motor de passo em relação ao motor de corrente contínua, menor custo do motor de passo em relação ao servomotor, menor custo do fuso de avanço e porca dryspin® em relação aos outros sistemas de movimentação, eficiência semelhante ao fuso de esferas recirculantes, baixa manutenção devido ao fato de ser autolubrificante e o menor peso por se constituir de peças poliméricas.

Tabela 4.1 – Matriz de seleção de conceitos

Atributos	Peso	Conceitos												Valoração com peso											
		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	C12	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	C12
Eficiência	3	4	4	3	3	4	4	3	3	4	4	3	3	12	12	9	9	12	12	9	9	12	12	9	9
Peso	3	3	4	2	3	3	4	2	3	3	4	2	3	9	12	6	9	9	12	6	9	9	12	6	9
Resistência	3	4	3	3	3	4	3	3	3	4	3	3	3	12	9	9	9	12	9	9	9	12	9	9	9
Ruído	2	2	4	1	3	2	4	1	3	2	4	1	3	4	8	2	6	4	8	2	6	4	8	2	6
Limpeza	2	2	4	1	3	2	4	1	3	2	4	1	3	4	8	2	6	4	8	2	6	4	8	2	6
Manutenção	3	1	4	1	3	1	4	1	3	1	4	1	3	3	12	3	9	3	12	3	9	3	12	3	9
Instalação	2	3	3	2	3	3	3	2	3	3	3	2	3	6	6	4	6	6	6	4	6	6	6	4	6
Custo	3	1	4	2	3	1	4	2	3	0	0	0	0	3	12	6	9	3	12	6	9	0	0	0	0
Fabricação	1	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
Praticidade	3	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	9	9	6	6	9	9	6	6	9	9	6	6
Controle	3	4	3	2	3	1	1	1	4	4	4	4	4	12	9	6	9	3	3	3	12	12	12	12	12
Precisão	3	4	3	3	3	4	3	3	3	4	3	3	3	12	9	9	9	12	9	9	9	12	9	9	9
Soma final		88	109	64	90	79	103	61	93	85	100	64	84												
Média		7,3	9,1	5,3	7,5	6,6	8,6	5,1	7,8	7,1	8,3	5,3	7												

4.2 Detalhamento do conceito

Desta forma, o conceito selecionado para o projeto (Conceito 2) baseia-se no uso de um sistema de movimentação linear como o que está apresentado esquematicamente na Figura 4.1.

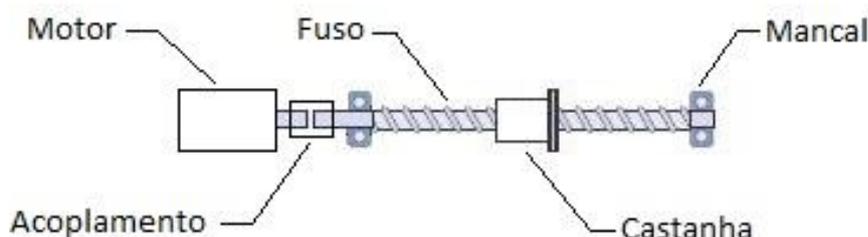


Figura 4.1 – Projeto esquemático do atuador linear.

Assim, de acordo com as discussões prévias, o acionamento do atuador proposto será feito através de um motor de passo que atua no fuso, rotacionando-o e fornecendo o deslocamento linear da castanha. O motor está fixo à estrutura da bancada, unido ao fuso por um acoplamento e o fuso, por sua vez, está apoiado em mancais. O carro está fixado à castanha que se move horizontalmente.

Para o atuador foi definido uma velocidade de deslocamento linear de 250 mm/s para o movimento horizontal do carro e uma força axial de 15 N [Fronza, 2015]. Considerando a equação 4.1.

$$P_m = F \cdot v_m \quad (4.1)$$

onde, P_m é a potência média, F é a força na mesma direção do movimento e v_m é a velocidade média linear. Temos que a potência necessária é de 4 W.

4.3 Dimensionamento e especificações do projeto

O atuador linear foi projetado no software de modelagem geométrica tridimensional Autodesk Inventor Professional 2015®, resultando no modelo tridimensional da Figura 4.2, e no desenho técnico apresentado no Apêndice II.

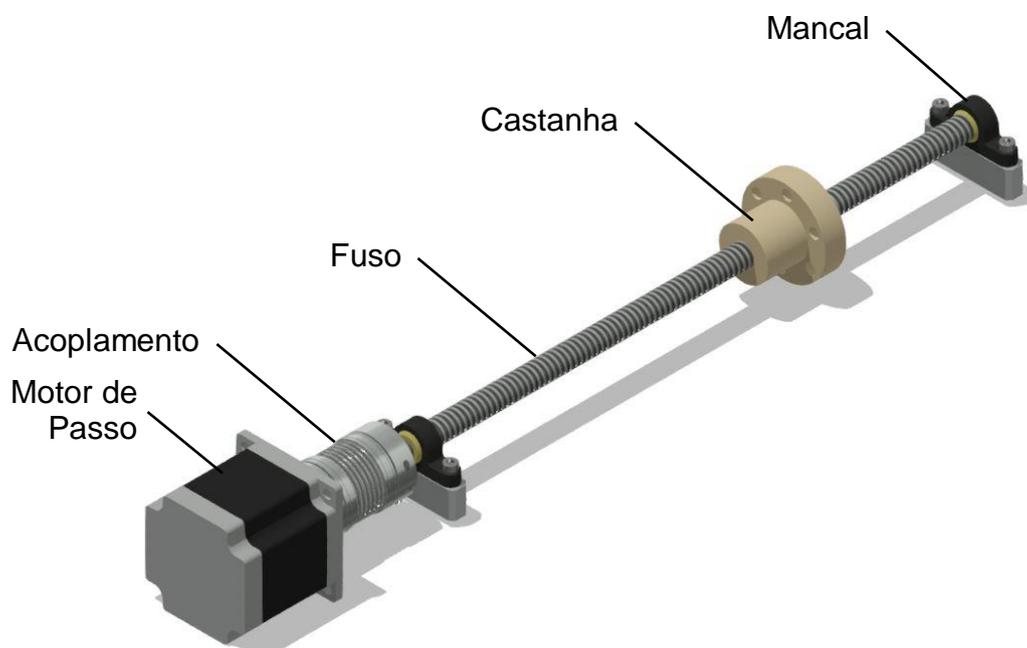
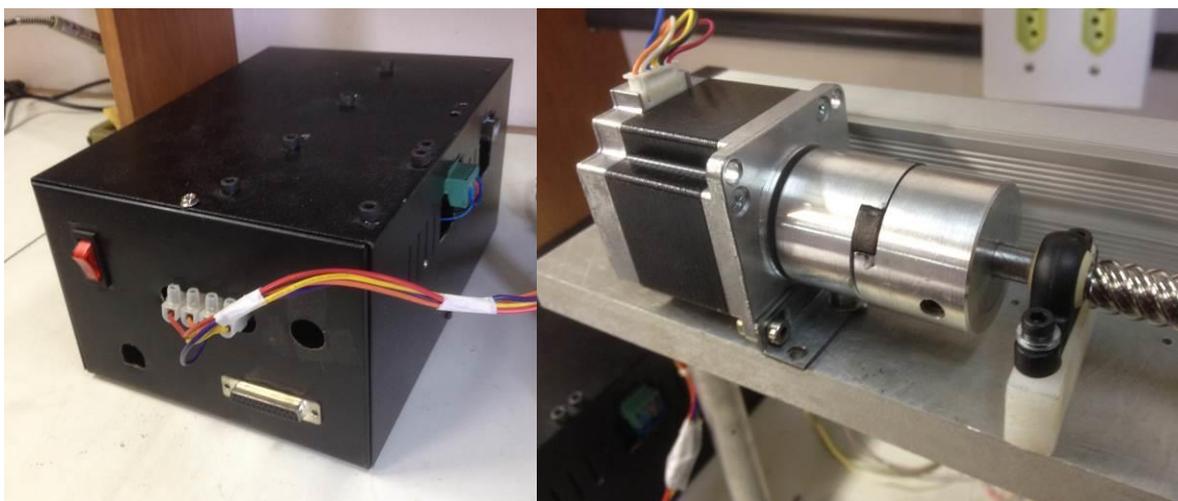


Figura 4.2 – Modelo tridimensional do atuador linear eletromecânico.

4.3.1 Acionamento

Dentre as possibilidades de solução existente no LAMECC, se utilizou o motor de passo é do modelo AK23/7.6F6FN, do fabricante Akiyama, e o driver controlador é o Tb6560 3A do fabricante Toshiba (é importante mencionar que estes componentes foram cedidos, não tendo sido, por uma questão de custo, realizado uma especificação e aquisição específica destes componentes). A Figura 4.3 apresenta estes componentes utilizados.



(a) Driver

(b) Motor de passo e acoplamento

Figura 4.3 – Componentes do sistema de acionamento.

O motor foi escolhido de forma a atender as especificações do projeto. Como o fuso possui um avanço de 25 mm por volta, é necessário 10 voltas por segundo para alcançar a velocidade linear de 250 mm/s. O eixo do motor selecionado gira 1,8° a cada passo, ou seja, executa uma volta completa em 200 passos. Dessa forma, segundo o seu gráfico de desempenho (Figura 4.4), pode-se verificar que possui um torque de aproximadamente 2,6 kgf.cm a uma velocidade 2000 pps (passo por segundo) e uma potência de 16,3 W. Portanto, o motor selecionado mostra-se capaz de produzir uma velocidade de 2000pps e 10 rotações/s, atendendo as especificações do projeto.

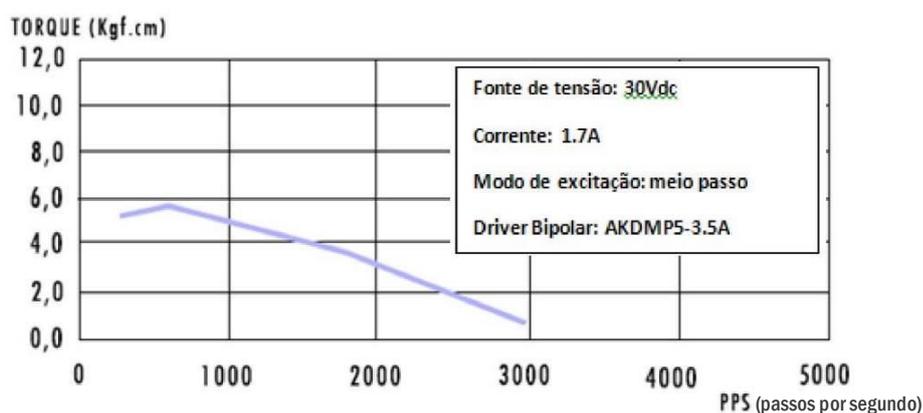


Figura 4.4 – Curva característica do motor de passo AK23/7.6F6FN (Fonte: Neoyama,2016)

4.3.2 Movimentação

Para o conjunto fuso, castanha e mancais, optou-se por um modelo de passo rápido do fabricante Iigus – Dryspin®, para corresponder à velocidade de deslocamento linear máxima definida como 250 mm/s. Suas características estão apresentadas na Tabela 4.2 e na Figura 4.5. A definição da velocidade linear se deu de maneira empírica em testes realizados e cronometrados na bancada. O critério de definição foi o de rigidez da estrutura, que apresentou vibrações consideradas excessivas em velocidades acima desse valor. Conforme procedimento de cálculo fornecido pelo fabricante, no Anexo I, poderia ser utilizado fuso de diâmetro 10 mm, mas devido à impossibilidade de pronta entrega desse dispositivo, o componente adquirido é de diâmetro de 12 mm.

Tabela 4.2 – Descrição técnica e modelo dos itens selecionados

Descrição	Modelo	Limite de Aplicação	Ref.
Eixo Fuso Dryspin®	PTGSG-10X25-01-R-ES	350 mm	Iigus,2016a
Porca Flangeada Dryspin®	JFRM-2835SG12x25	843 N	Iigus,2016a
Mancal Auto Compensador	KSTM-08	1.0 ft lbs	Iigus,2016b



(a) Fuso e porca, modelo dryspin®

(b) Mancal autocompensador igubal®

Figura 4.5 – Itens selecionados para a movimentação. (Fonte: igus® do Brasil Ltda.)

A porca e o mancal deslizante são fabricados com polímero iglidur® do fabricante igus® do Brasil Ltda. Suas principais características são sua base polimérica combinada com lubrificantes sólidos que consistem de pequenas partículas microscópicas, embutidas em cápsulas, da maior parte do material das fibras reforçadas. A partir destas cápsulas, os casquilhos soltam pequenas quantidades de lubrificante sólido durante o movimento. Os lubrificantes sólidos ajudam a diminuir o coeficiente de atrito durante os movimentos.

O polímero base, os materiais compostos e os lubrificantes sólidos são misturadas homogeneamente, como mostra a Figura 4.6. Os polímeros base são responsáveis pela resistência ao desgaste. As fibras e os materiais de enchimento reforçam o casquilho para que sejam possíveis grandes forças ou cargas nos extremos.

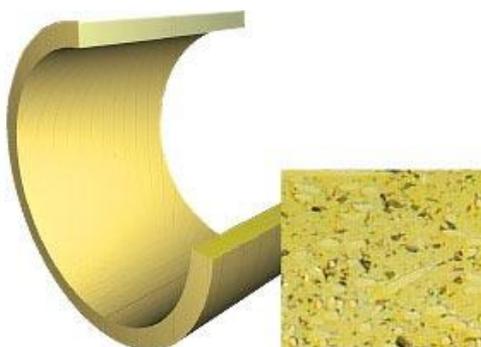


Figura 4.6 - Casquilhos auto-lubrificados iglidur® com estruturas homogêneas. Polímero base, materiais compostos e lubrificantes sólidos complementam-se mutuamente. (Fonte: igus® do Brasil Ltda.)

A pressão radial com que os casquilhos são carregados é suportada pelo material base do polímero. Na área de contato, este material proporciona um suporte ao veio. O material base do polímero assegura que os lubrificantes não recebam uma pressão excessiva na superfície. O material base também é reforçado por fibras ou materiais de enchimento. Estes materiais adicionais estabilizam o sistema, especialmente em casos de carga contínua.

Na fase inicial de operação, o eixo e a porca ou mancal auto-lubrificado combinam-se. Durante esta fase, as superfícies de ambos materiais ajustam-se uma à outra e a pressão específica do sistema baixa, pois as superfícies de contato se expandem durante o arranque. Concomitantemente, a taxa de desgaste diminui, aproximando-se de uma curva linear. Nesta fase, os coeficientes de atrito variam continuamente, até finalmente alcançarem um valor praticamente constante, como ilustra a Figura 4.7 [igus, 2016c].

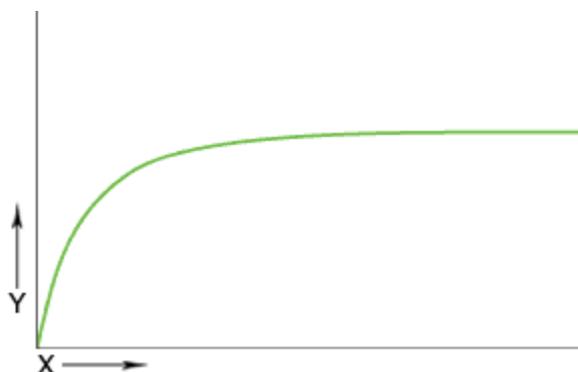


Figura 4.7 - Durante a fase inicial a taxa de desgaste da porca e mancal diminui consideravelmente, sendo X = tempo e Y = desgaste (Fonte: igus® do Brasil Ltda.)

4.3.2 Construção e Operação

Para fabricação dos componentes complementares, foram adquiridos chapas de alumínio e nylon. O Apêndice II mostra a lista completa de materiais do sistema de acionamento projetado para a bancada.

Para a fabricação, foram utilizados os processos de corte, torneamento e ajuste mecânico realizados manualmente com apoio de maquinário especializado. As fresadoras e o torno utilizados foram disponibilizados pelo LAMECC e pelo o Laboratório de Usinagem da UFRGS.

A montagem do equipamento se deu de maneira simples na bancada existente, sem ser necessária alteração estrutural ou em suas características. Somente foi necessário a confecção de furos rosqueados no carro de movimento vertical para a fixação do atuador.

O controle é realizado através de um *software* livre, Universal GcodeSender. Programa Java baseado em Grbl, uma fonte aberta, incorporado, de alto desempenho g-code, analisador e controlador de CNC (Computer Numeric Control), escrito em linguagem C otimizado que é executado em um microcontrolador Arduino [GitHub, 2016]. Este *software* foi instalado em um computador do laboratório, que irá fornecer as instruções ao *driver*. Para informações sobre o controle da velocidade do atuador ver Apêndice V.

5. RESULTADOS

Após a aquisição e fabricação de todas as peças necessárias para o atuador, foi realizada a sua montagem e instalação na bancada. Foram realizados testes de movimentação e verificação do seu funcionamento.

O atuador tem capacidade de curso de 250 mm, com incerteza de $\pm 0,014$ mm e intervalo de confiança de 99% (para informações sobre incertezas ver Apêndice IV). Conforme cálculo desenvolvido pelo fabricante, o fuso de 10 mm, especificação mínima para o projeto, tem duração mínima de serviço de 2.492.671 ciclos. Como o fuso utilizado é de 12mm de diâmetro, é possível afirmar que o atuador possui vida útil com números de ciclos superior a 2×10^6 . O atuador instalado na bancada é mostrado nas figuras 5.1 e 5.2.

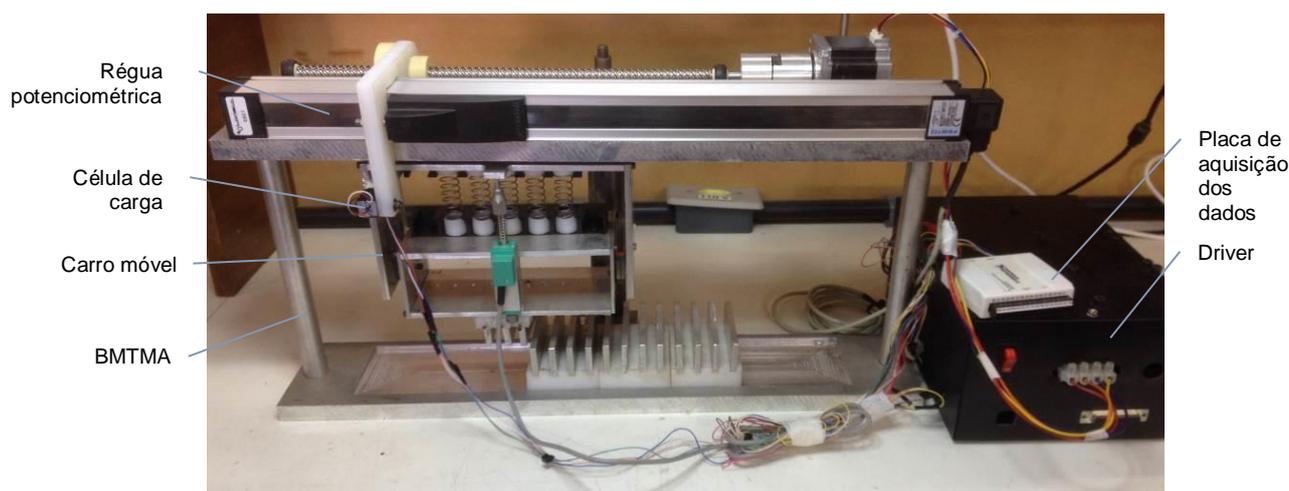


Figura 5.1 – Fotografia da bancada após montagem (frontal).

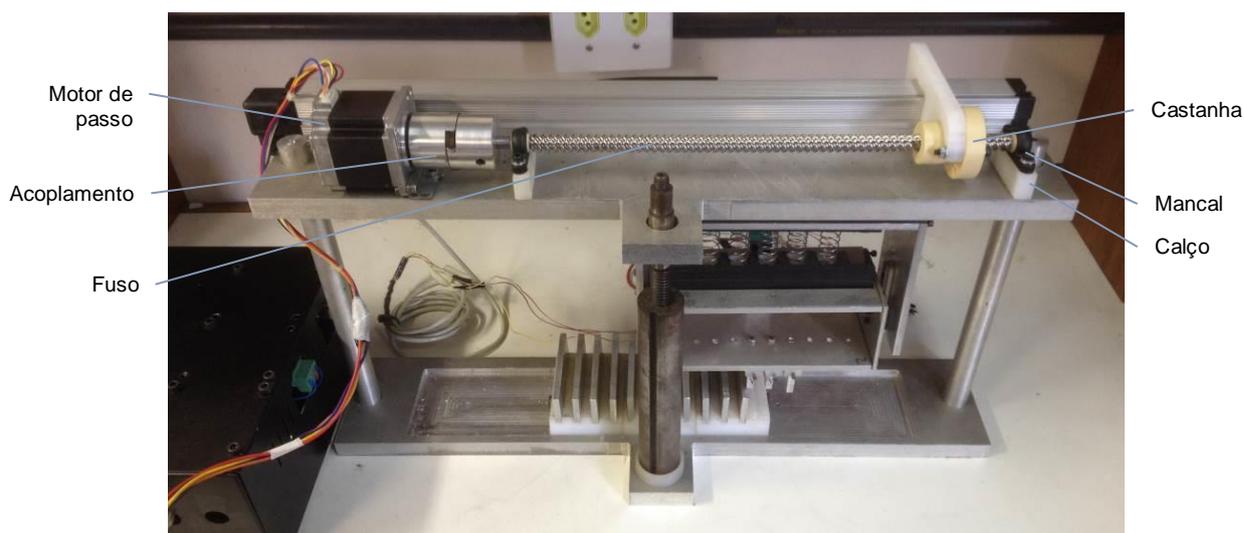
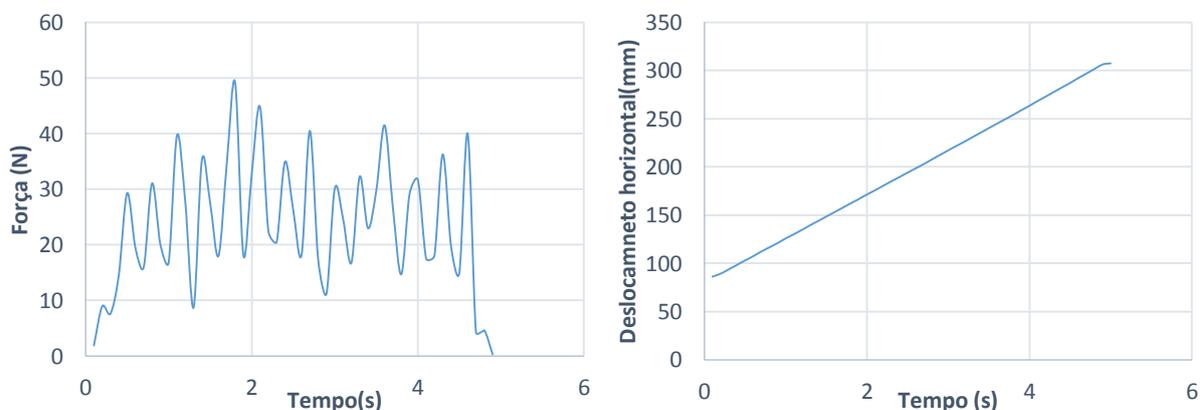


Figura 5.2 – Fotografia da bancada após montagem (traseira).

Uma dificuldade encontrada após a montagem, sendo também uma possibilidade de melhoria do projeto, se refere ao desempenho do motor. Ele trabalha adequadamente até uma velocidade de 2,5 rot/s, porém na tentativa de se obter velocidades superiores, ele apresentou um comportamento inadequado, com escorregamento magnético do seu rotor. Tecnicamente, o motor tem capacidade de atender ao projeto, no entanto, isto não ocorreu na prática. Assim, o atuador ficou limitado para velocidades lineares de até 52,4mm/s. Uma das razões para este comportamento pode estar relacionado com possíveis desalinhamentos de montagem do fuso e demais peças. Como se trata de um protótipo, há precisão limitada na fabricação e montagem das peças, podendo ter originado torque excessivo sobre o motor. Além disso, estudos sobre o comportamento do *driver* de potência, também são aconselhados em trabalhos futuros, pois umas das causas do problema poderia estar associado ao seu mau funcionamento.

Após a montagem e instrumentação, alguns testes preliminares foram feitos para avaliar a funcionamento do atuador e da bancada após a automação. Os equipamentos de medição utilizados foram os mesmos testados e aferidos por Fronza, 2015. Para a calibração da célula de carga, aplicou-se uma força com dinamômetro de mola à 25N. A figura 5.3 apresenta os resultados obtidos. Os testes foram realizados utilizando 3 hastes superiores, 12 hastes inferiores, 5 molas helicoidais no sistema de retorno vertical e aplicação de força automática do atuador na célula de carga. A sobreposição das placas nos testes foi de 5,5mm, e a velocidade linear desejada do atuador de 45mm/s. Mais resultados são apresentados no Apêndice III.



(a) Força de atrito em função do tempo

(b) Deslocamento do carro horizontal em função do tempo.

Figura 5.3 – Teste a velocidade linear 45mm/s. Força média de 23N.

Analisando os resultados obtidos após a automação, e comparando com os de Fronza, 2015, pode ser observado que a força de atrito teve um aumento. Este aumento já era esperado, uma vez que foi aumentado a sobreposição das placas. A força medida, então, corresponde principalmente à força de atrito do caso estudado. A força média (tomada entre 0 e 5s) é de 23N. Também é possível perceber que as regiões de picos nos gráficos correspondem ao número de hastes, ou seja, a força necessária para transpor cada haste. Verifica-se que o deslocamento do carro móvel é linear em função do tempo, a variação da sua posição em relação ao tempo permanece aproximadamente constante e, conseqüentemente, a sua velocidade de translação.

6. CONCLUSÕES

O conceito de atuador e movimentação linear proposto neste trabalho se mostrou adequado para a aplicação em estudo e para os principais requisitos solicitados para o projeto. Ao utilizar um fuso com porca autolubrificante se conseguiu obter uma movimentação sem resíduos de óleos ou graxas, e de fácil ou pouca manutenção (até o momento). O fuso apresenta baixo atrito, principalmente em regime de trabalho, pois após o arranque inicial forma-se um filme lubrificante sobre a peça que torna o movimento suave. Mostrou baixos ruídos, sendo os únicos ruídos audíveis, o do funcionamento do motor de passo e o referente à transposição das hastes da bancada. O mancal autocompensador foi importante para acomodar desalinhamentos da montagem, assim como o acoplamento flexível. A instalação do atuador não necessitou de alterações significativas na bancada, e seu acionamento elétrico forneceu um movimento com pouca flutuação na velocidade. O projeto atendeu os requisitos de resistência mecânica e rigidez. Com base nos resultados aqui obtidos verifica-se que a bancada possui velocidade praticamente constante, sendo este o principal requisito do projeto alcançado.

Entretanto, é importante salientar, que um dos objetivos propostos inicialmente, de uma velocidade linear de 250mm/s, não foi alcançado. Esta velocidade limite foi definida com base em testes experimentais e manuais, sendo que o atuador não poderia ultrapassar este limite para não comprometer a estrutura do equipamento. O atuador desenvolvido apresenta uma velocidade linear inferior, aproximadamente 50mm/s. Os testes mostraram que esta velocidade já é suficiente para realizar simulações e obter conclusões importantes sobre o comportamento macroscópico das superfícies em atrito. Tendo o atuador mostrado capacidade de ser controlado adequadamente para movimentação a baixas velocidades.

Pode-se concluir que o conceito de atuador elétrico é uma alternativa eficaz na utilização em movimentação linear e no equipamento alvo desta automação, contudo, a eficiência do motor de passo deve ser levada em conta. Para futuros trabalhos, recomenda-se uma análise melhor do acionamento e se possível a substituição por um motor de passo de maior potência, e o teste da força de atrito em diferentes velocidades e sobreposições de placas, podendo, assim, obter um gráfico tridimensional representativo do seu comportamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Acarnley, P.; **“Stepping Motors a guide to theory and practice”**, First edition. London: The institution of Engineering and Technology, 2007, p.14. (IET Control Engineering Series 63).

BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAC, IUPAP, OIML – **“Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM). Supplement 1: Numerical methods for the propagation of distributions”** – ISO, 2004 (*draft*)

Boldea, I.; Nasar, S.A. **“Linear Electric Actuators and Generators”**. IEE Transactions on Energy Conversion. Sept. 1999, 14(3):721-17.

Boylestad, Robert L.; NASHELSKY, Louis. “**Dispositivos eletrônicos e teoria de circuitos**”. 8. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004. xviii, 672 p. ISBN 8587918222

Canudas de Wit, C., Olsson, H., Åström, K., Lischinsky, P., “**A new model for control of systems with friction**”, IEEE Transactions on Automatic Control, vol 40, pp. 419–425, 1995.

Collins, J. A. “**Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção de falha**”; [tradução: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco. et al.] – Rio de Janeiro: LTC, 2015

Dahl, P., “**A Solid Friction Model**” Technical Report TOR-0158(3107–18)-1, The Aerospace Corporation, El Segundo, CA, 1968.

Fitzgerald, R.; Kingsley JR., C.; “**Electric Machinery**”, 6° edição, McGraw-Hill, New York, 2003.

Fronza, G. R. “**Desenvolvimento de um protótipo de equipamento de avaliação macroscópica de modelos de atrito**”. 2015. 22f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto alegre. 2015.

GitHub, “**An open source, embedded, high performance g-code-parser and CNC milling controller written in optimized C that will run on a straight Arduino**”. Disponível em: <https://github.com/winder/Universal-G-Code-Sender> . Acesso em 20 de abril. 2016.

Haessig, D., Friedland, B., “**On the Modelling and Simulation of Friction**”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol 113, pp. 354–362, 1991.

Igus plastics for longer life® (a). Disponível em: http://www.igus.com.br/wpck/7001/DryLin_Steilgewindemuttern?C=BR&L=pt . Acesso em 20 de abril. 2016.

Igus plastics for longer life® (b). Disponível em: http://www.igus.com.br/wpck/2486/igubal_Stehlager_KST?C=BR&L=pt . Acesso em 20 de abril. 2016.

Igus plastics for longer life® (c). Disponível em: http://www.igus.com.br/wpck/2323/iglidur_Eigenschaften . Acesso em 20 de abril. 2016.

Kenjo, T.; Sugawara A.; “**Stepping Motors and Their Microprocessor Controls**”, 2nd Edition. Oxford Science Publications, London, Great Britain, 1999.

Neoyama. Disponível em: <http://www.neoyama.com.br/produtos/motores/motor-de-passo/motor-de-passo-nema-23-torque-760-kgf-cm-corrente-240-a/> . Acesso em: 24 de abril. 2016.

Norton, Robert L. “**Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**”; [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos. et al.]. – 4. ed. – Porto Alegre: Bookman, 2013.

Olsson H., “**Control systems with friction**”, Doctoral thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, 1996.

Olsson, H., Åström, K., Canudas de Wit, C., Gäfvert, M., Lischinsky, P., “**Friction Models and Friction Compensation**”, European Journal of Control, vol 4, pp 176-195, 1998.

Shigley, J.E; Mishke, C.R. “**Projeto de Engenharia Mecânica**”, Bookman, 7ª edição, 2005.

ANEXO I



25.01.2016 - 10:36 Página1/1

Especialista em parafusos de avanço drylin®

igus® Lda.
Rua Eng. Ezequiel
Campos, 239
4100-231 Porto
Tel.: +351 226 109000
Fax: +351 228 328321
E-Mail: info@igus.pt

uas informações

Força axial din. (constante): até 15 N
Velocidade: até 0,5 m/s
Tempo de trabalho por ciclo: 50 %
Comprimento do curso: até 250 mm
Comprimento do fuso: 100 mm

Sistema:
Configuração preliminar

Resultados do cálculo

Binário necessário [Nm]: 0.18
Duração mínima de serviço [cursos de avanço e recuo]: 2.492.671

Lista de peças

Pos.	Número do pedido / descrição	Figura
1	Porca dryspin® Numár artico: DST-JFRM-2525DS10x25 Material iglidur®: J Rosca direita d2 [mm]: 25 b1 [mm]: 25	
2	Fuso dryspin® Numár artico: DST-LS-10X25-R-ES Material do fuso: Aço inoxidável Comprimento total [mm]: 375	

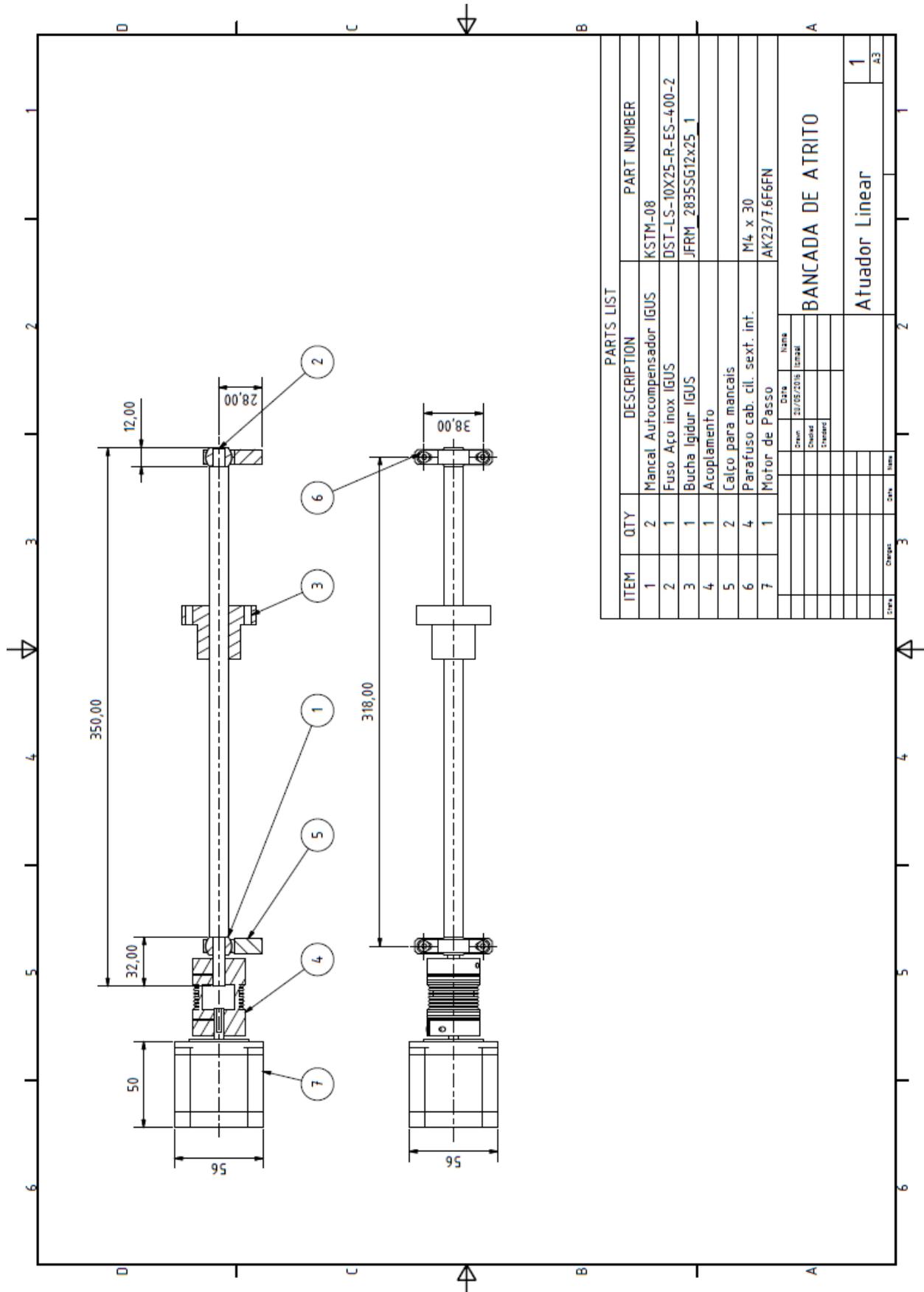
APÊNDICE I

Modelos de Atrito

O modelo de atrito de Coulomb tem princípio básico que o atrito se opõe ao movimento e que sua magnitude é independente da velocidade e da área de contato. Stribeck considera que a força de atrito não decresce de forma descontínua, mas através de uma dependência da velocidade. Com o objetivo de descrever características dinâmicas do fenômeno de atrito, Dahl, 1968, desenvolveu um modelo que tem como ponto de partida a curva tensão-deformação de estruturas mecânicas. Dahl modelou o atrito onde a força aumenta gradativamente até que a quebra ocorra.

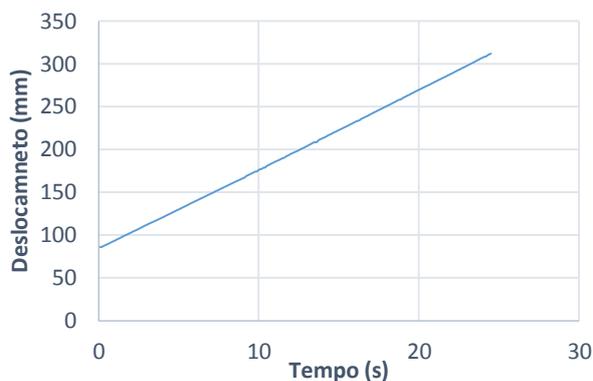
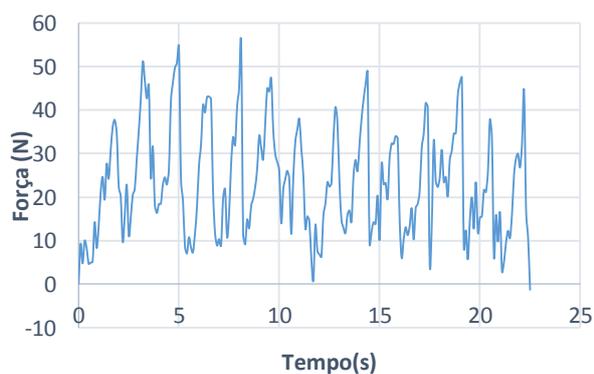
Haessig e Friedland, 1991, apresentaram um modelo que busca considerar o comportamento das rugosidades microscópicas no contato entre duas superfícies. Devido às irregularidades da superfície, o número de pontos de contato e sua posição são aleatórios. Cada ponto em contato é suposto ligado por hastes flexíveis. Quando existe movimento relativo entre as superfícies, a deformação nas ligações aumenta e as hastes passam a agir como molas.

O Modelo de LuGre (correspondente a um acrônimo dos nomes das universidades de Lund e Grenoble), proposto por Canudas de Wit et al, 1995, também baseia-se no comportamento microscópico dos materiais. Os dois corpos rígidos em contato são representados através de pequenos elementos elásticos. Quando ocorre movimento relativo entre as partes, surge uma força tangencial que tende a deformar os elementos elásticos na região de contato. Se a deformação for suficientemente grande, os elementos começam a deslizar. Esse modelo considera, portanto, os efeitos do movimento de pré-deslizamento e, quando ocorre o deslizamento, os efeitos dinâmicos do atrito, em função da velocidade v manifestam-se em concordância com o modelo de Stribeck.

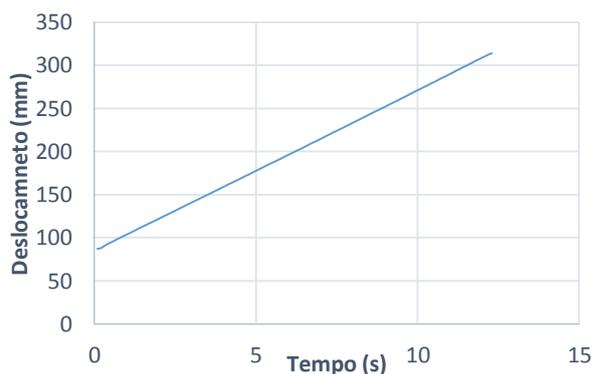
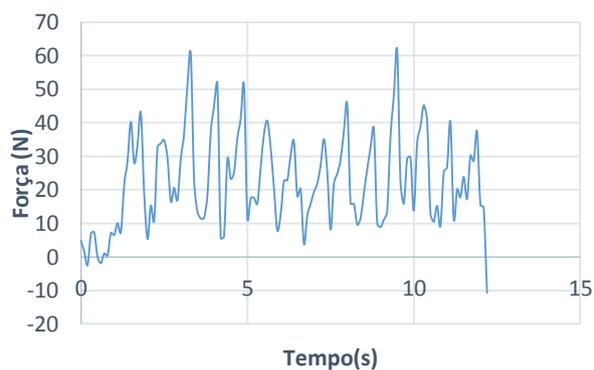


APÊNDICE III

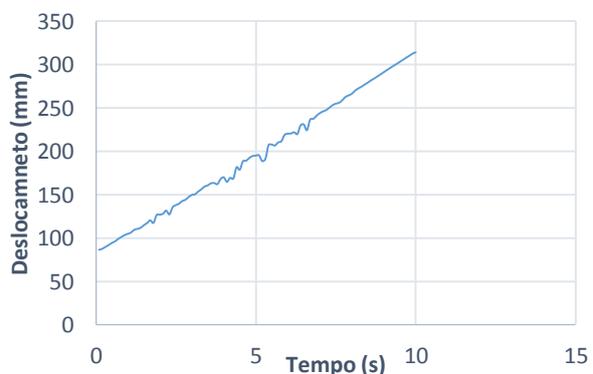
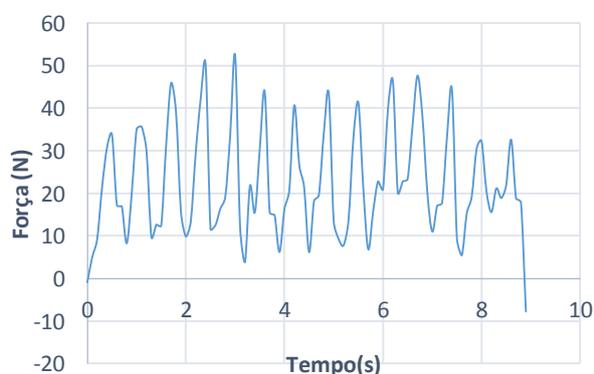
As figuras III.1 a III.6 apresentam os resultados obtidos nos testes complementares. Os testes foram realizados utilizando 3 hastes superiores, 12 hastes inferiores, 5 molas helicoidais no sistema de retorno vertical e aplicação de força automática do atuador na célula de carga. A sobreposição das placas nos testes foi de 5,5mm, e à velocidades lineares que variam de aproximadamente 9,3 a 45mm/s.



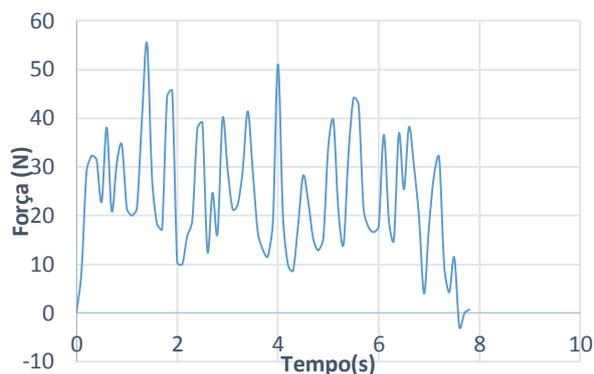
(a) Força de atrito em função do tempo. (b) Deslocamento em função do tempo.
 Figura III.1 – Teste a velocidade linear 9,3mm/s. Força média entre 0 e 25s de 23N



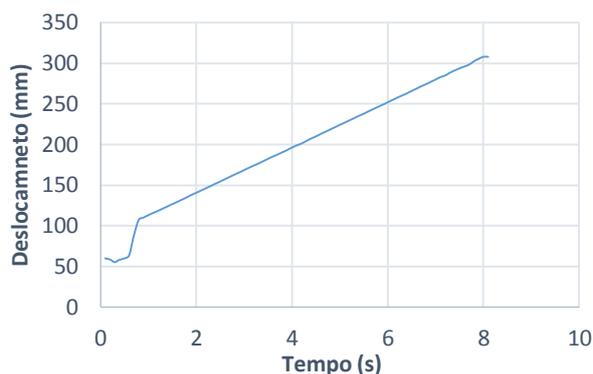
(a) Força de atrito em função do tempo. (b) Deslocamento em função do tempo.
 Figura III.2 – Teste a velocidade linear 18,5mm/s. Força média entre 1 e 12s de 23N



(a) Força de atrito em função do tempo. (b) Deslocamento em função do tempo.
 Figura III.3 – Teste a velocidade linear 23mm/s. Força média entre 0 e 9s de 22,5N

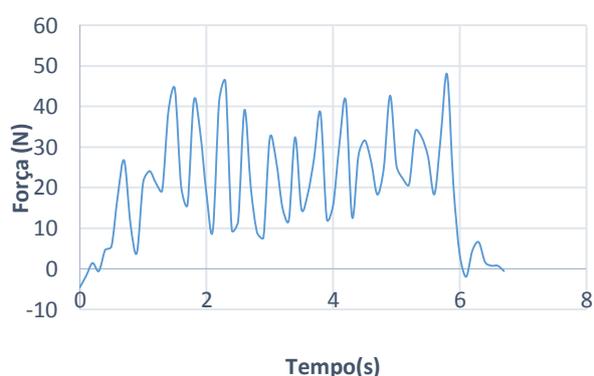


(a) Força de atrito em função do tempo.

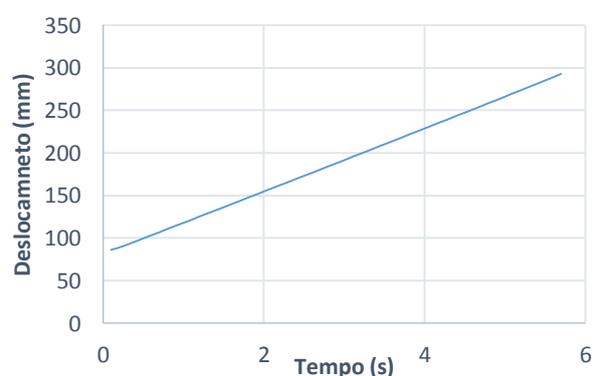


(b) Deslocamento em função do tempo.

Figura III.4 – Teste a velocidade linear 31mm/s. Força média entre 0 e 8s de 23N

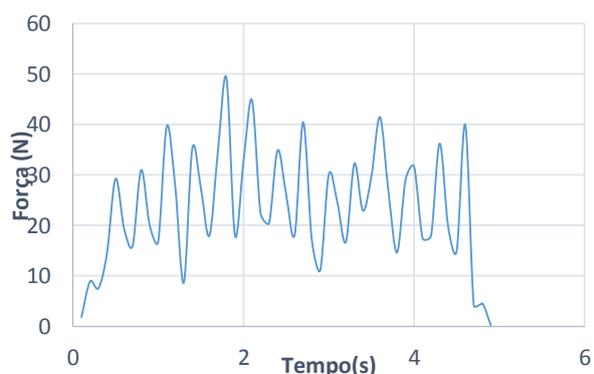


(a) Força de atrito em função do tempo.

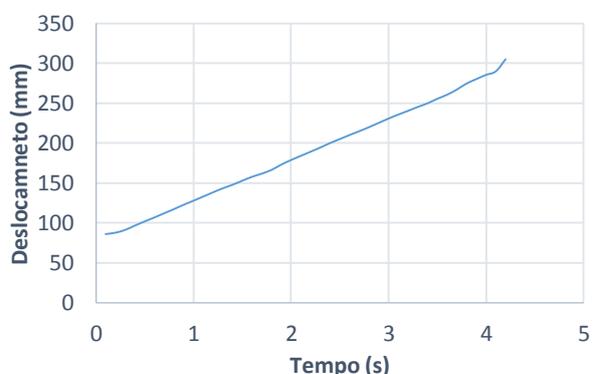


(b) Deslocamento em função do tempo.

Figura III.5 – Teste a velocidade linear 37mm/s. Força média entre 1 e 6 s de 22,4N



(a) Força de atrito em função do tempo.



(b) Deslocamento em função do tempo.

Figura III.6 – Teste a velocidade linear 45mm/s. Força média entre 1 e 5s de 23N

APÊNDICE IV

Discussão sobre Erros e Incertezas

Um estudo detalhado das incertezas e erros nos sistemas de medições e controle do presente trabalho deveria considerar a influência dos componentes eletrônicos, mecânicos e dos *softwares*, entretanto tal análise foge do escopo atual. Sendo realizada aqui uma análise simplificada da incerteza dos deslocamentos medidos pelo potenciômetro.

Erros segundo, BIPM, 2014, são classificados como:

- Tipo A: são incertezas aleatórias, cujo o sinal e módulo variam de forma randômica. Entretanto é possível obter valores limites e médios por análise estatística.
- Tipo B: erros sistemáticos, de natureza desconhecida, mas com comportamento repetitivo, apresentando valores de desvio praticamente constantes.

Para estimar as incertezas da posição do atuador, uma série de medições, com n medições de um mesmo valor X pode ser realizada. Extrai-se então a média dos valores medidos:

$$\bar{m} = \frac{\sum m_n}{n}, \quad (\text{IV.1})$$

onde \bar{m} é a média das medições. O desvio padrão da amostra, $S_{\bar{m}}$, pode ser calculado através da seguinte equação:

$$S_{\bar{m}} = \sqrt{\frac{\sum(m_n - \bar{m})^2}{n-1}}. \quad (\text{IV.2})$$

A incerteza pode ser computada por:

$$I_{\bar{m}} = \pm t(c, g) S_{\bar{m}}, \quad (\text{IV.3})$$

onde, $I_{\bar{m}}$ é a incerteza da medição e $t(c, g)$ o valor da distribuição de t de *Student*, para o intervalo de confiança c , e para g graus de liberdade, $g = n-1$.

As incertezas de posição foram estimadas realizando 40 medições do ponto de fim de curso do atuador. Com os valores das medições foi obtido o valor da incerteza tipo “A”, $I_{\bar{m}}$, igual a $\pm 0,014 \text{ mm}$, com intervalo de confiança de 99%. É importante ressaltar que essa análise só considera a incerteza aleatória da medição, e como o deslocamento é a diferença entre duas medições o erro sistemático é anulado.

APÊNDICE V

Controle de Velocidade do Atuador (Motor de Passo)

A velocidade e o sentido de movimento são determinados pela forma como cada bobina do motor de passo é ativada. O driver faz o correto acionamento das bobinas recebendo os sinais de passo e direção do Arduino. O controle do nível de tensão é realizado por *pulse width modulation* (PWM), (modulação de largura de pulso), que consiste em um sinal de onda quadrada de amplitude fixa e largura de pulso variável, simulando um sinal analógico através de um sistema digital. As bibliotecas padrões do Arduino possuem funções de PWM, e uma delas é a Grbl, usada neste projeto. O controle da velocidade é realizado através de um software livre integrado ao computador, Universal GcodeSender (Figura V.1) desenvolvido por @wwinder, na plataforma Java e como comandos em código G (linguagem padrão CNC).

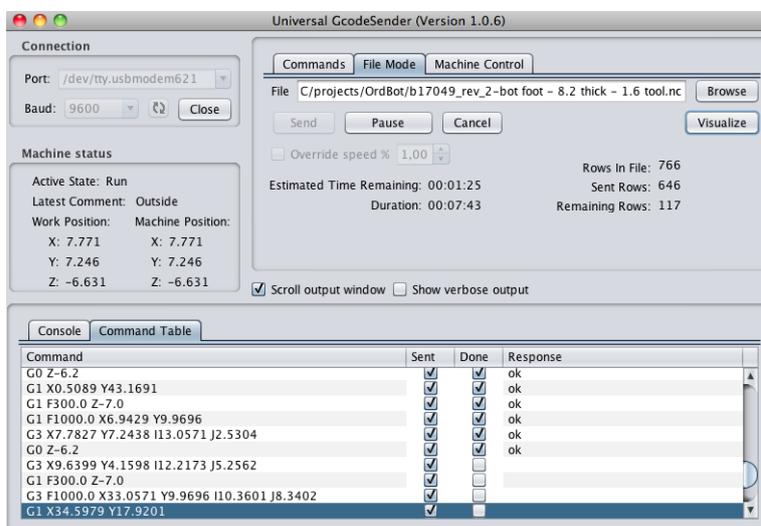


Figura V.1 – Software de controle Universal GcodeSender (Fonte: GitHub,2016).