

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

DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DE EQUIPAMENTO DE AVALIAÇÃO  
MACROSCÓPICA DE MODELOS DE ATRITO

por

Grégori Rinaldi Fronza

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, novembro de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DE EQUIPAMENTO DE AVALIAÇÃO  
MACROSCÓPICA DE MODELOS DE ATRITO

por

Grégori Rinaldi Fronza

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. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Mario Roland Sobczyk Sobrinho

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Rafael Antonio Comparsi Laranja

Porto Alegre, 13 de novembro de 2015.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Eduardo Perondi, pela excelente orientação não só neste trabalho, mas durante boa parte da minha vida acadêmica. Agradeço principalmente pela oportunidade de ter feito parte do LAMECC.

Ao Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC), que participou de forma fundamental em minha formação e na execução deste trabalho, e a todos os bolsistas e amigos deste laboratório.

A BL Indústria Ótica, pela oportunidade de colocar em prática os conhecimentos adquiridos na graduação e pela flexibilidade nos horários de trabalho.

Aos meus amigos e colegas de graduação, Christian Wartchow, Felipe Coelho, Guilherme Fraga, Maurício Lazzari e Lucas Lunelli, que se mostraram presentes durante todo o curso e principalmente pelas noites de cerveja e poker.

Aos amigos Carolina Vaghetti, Caroline Dorneles, Eder Dorneles e Luciano Vieira por toda a ajuda durante a realização deste trabalho. Sem vocês, com certeza, esse projeto não seria possível.

Agradeço por fim aos meus pais, Jacir e Eunite, e a minha irmã, Gabriele, por todo o suporte e a possibilidade de ter cursado o ensino superior.

FRONZA, G.R. **Desenvolvimento de um Protótipo de Equipamento de Avaliação Macroscópica de Modelos de Atrito**. 2015. 24 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **RESUMO**

O fenômeno do atrito agrega diferentes áreas do conhecimento e ainda não está completamente entendido. Diversos são os tipos de sistemas que são adversamente afetados por ele, em especial, máquinas e demais equipamentos que possuem dispositivos mecânicos móveis controlados, como, por exemplo, robôs. Nesse contexto, o objetivo do presente trabalho consiste no desenvolvimento de um protótipo de equipamento de avaliação macroscópica de modelos de atrito para auxiliar desenvolvimentos na área de tribologia e, em especial, em modelos matemáticos visando ao controle preciso. O desenvolvimento proposto no âmbito do presente trabalho compreende a concepção de um conceito para a bancada que permita a avaliação de uma ampla gama de modelos de atrito baseados na hipótese de que o comportamento macroscópico dos materiais em contato pode ser entendido como a soma de efeitos microscópicos resultantes de elementos elásticos de dimensões reduzidas em contato. Testes estáticos foram realizados para avaliar a funcionalidade do dispositivo, resultando no levantamento de características importantes do atrito, como, por exemplo, as curvas de força versus deslocamento relativo para diferentes configurações de operação.

**PALAVRAS-CHAVE:** Modelos de Atrito, Sistema de Medição de Atrito, Modelos de Hastes para Atrito

FRONZA, G.R. **Development of Prototype Equipment for Macroscopic Evaluation of Friction Models**. 2015. 24 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **ABSTRACT**

The friction phenomenon connects different areas of knowledge and isn't yet fully understood. Several types of systems are adversely affected by it, in particular, machinery and other equipments with moving mechanical devices controlled, for example, robots. In this context, the objective of this study is to develop a prototype of equipment for macroscopic evaluation of friction models to assist developments in tribology area and, in particular, on mathematical models in order to achieve a precise control. The proposed development under this work consists in designing a concept for bench which allows the evaluation of a wide range of friction models based on the assumption that the macroscopic behavior of the materials in contact can be understood as the sum of microscopic effects resulting of elastic elements with small dimensions in contact. Static tests were performed to evaluate the functionality of the device, resulting in the collection of important characteristics of friction, such as, for example, the force versus displacement curves relating to different operating configurations.

**KEYWORDS:** Friction Models, Friction Measuring System, Bristles Models for Friction

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS .....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
3.1 Atrito .....	1
3.2 Modelos Clássicos .....	4
4. MATERIAS E MÉTODOS.....	7
4.1 Definição da Geometria e Modelagem .....	7
4.2 Instrumentação .....	9
4.3 Construção .....	10
5. RESULTADOS .....	11
6. CONCLUSÕES .....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	14
APÊNDICE I – Vista Frontal do Protótipo .....	16
APÊNDICE II – Vista Lateral Direita do Protótipo .....	17
APÊNDICE III – Lista de materiais .....	18

## 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 sistemas de transmissões, freios, mancais, cilindros hidráulicos e pneumáticos, entre outros [Olsson et al., 1998].

As forças de atrito dependem de fenômenos que não estão ainda completamente entendidos, consistindo um importante objeto de investigação em diversas áreas do conhecimento, como, por exemplo, no desenvolvimento de sistemas de controle preciso. Nesta aplicação, o atrito pode levar a erros de posicionamento e de seguimento de trajetória e limitar o desempenho dinâmico dos sistemas, provocando oscilações, além de ocasionar desgaste precoce de componentes.

O desejo de compreender os fenômenos que envolvem o atrito é antigo. Segundo Zum-Gahr, 1987, Leonardo da Vinci (1452-1519) deu importantes contribuições para o entendimento da área. Em seus estudos, da Vinci mediu forças de atrito em planos horizontais e inclinados, demonstrando que estas são dependentes da força normal ao movimento de deslizamento dos corpos e independentes da área de contato aparente. Propôs, assim, uma distinção entre atrito de escorregamento e de rolamento e introduziu o coeficiente de atrito como sendo proporcional à força normal à superfície de contato.

Tendo o atrito uma forte influência no desempenho e comportamento de sistemas, representações e previsões do fenômeno são importantes em simulações e análises, além de poderem ser utilizados em estratégias de compensação. Segundo Olsson, 1996, um modelo de atrito é elemento essencial para um bom projeto de sistemas. O modelo deve ser de complexidade moderada e funcionar sob várias condições de operação, sendo possível o ajuste de parâmetros para aplicações específicas.

Neste trabalho, busca-se contribuir para a evolução de modelos de atrito, por meio do desenvolvimento de uma bancada experimental para estudo e validação de modelos.

## 2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um projeto conceitual e a construção de protótipo de uma bancada experimental para estudos e validação de modelos de atrito a qual deverá permitir a representação de forma macroscópica, através de elementos rígidos e molas flexíveis, os fenômenos microscópicos que, de acordo com teorias tribológicas, ocorrem nos materiais em contato.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1 Atrito

Conforme já mencionado, o atrito é a força de reação tangencial entre duas superfícies em contato. Essa força de reação é resultado de muitos diferentes mecanismos, os quais dependem da geometria do contato, propriedades do material, deslocamento e velocidade relativa dos corpos, presença de lubrificantes, entre outros.

Segundo Bowden e Tabor, 2001, em contatos deslizantes secos entre superfícies planas, o atrito pode ser modelado como forças de deformação elástica e plástica das rugosidades microscópicas em contato.

As superfícies são naturalmente ásperas, conforme mostra a Figura 3.1. O contato não existe continuamente, e sim sobre um determinado número de asperezas. Assim, deformações

podem ocorrer devido ao carregamento. Quando uma força tangencial é aplicada, surge cisalhamento entre os contatos, resultando em deformações plásticas e elásticas.

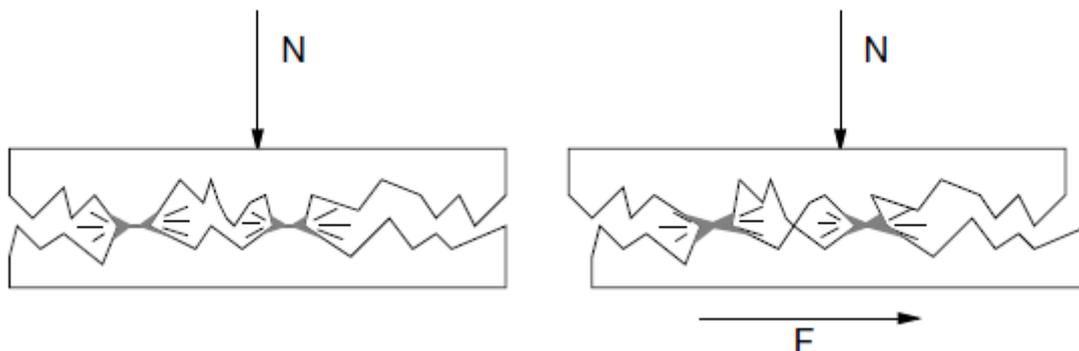


Figura 3.1 – Representação microscópica do contato entre superfícies

O comportamento do atrito pode ser dividido em quatro regiões, dependendo da velocidade relativa entre as superfícies, com presença de lubrificante, conforme descrito por Armstrong-Hélouvri, 1991. A Figura 3.2 mostra a relação entre a força de atrito e a velocidade dividida em quatro regimes de lubrificação.

O primeiro regime, atrito estático, se refere ao caso onde não há movimento significativo, ou seja, as superfícies estão aderidas (regime de pré-deslizamento). No segundo regime, de lubrificação de fronteira, o movimento ocorre com maior amplitude, mas quase nenhum lubrificante está presente na interface.

Conforme a velocidade de deslizamento aumenta, cresce a quantidade de lubrificante entre as superfícies. Assim, no terceiro regime, de lubrificação mista, parte das superfícies está em contato e outra parte está separada pelo lubrificante. Quando elas estão totalmente separadas pelo lubrificante, ocorre a lubrificação completa, caracterizando o quarto regime, o qual se aproxima do comportamento do atrito viscoso (ou de Newton).

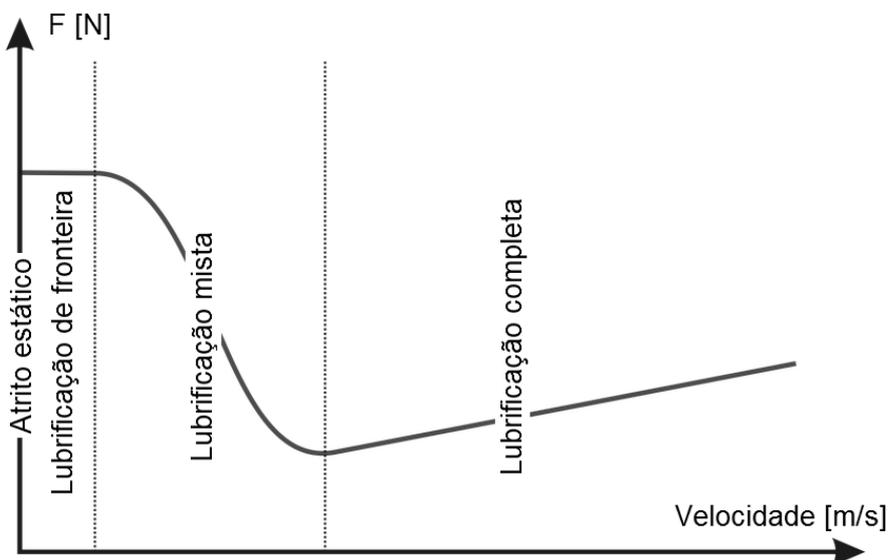


Figura 3.2 – Relação entre força de atrito e velocidade

A relação mostrada na Figura 3.2 é chamada de efeito de Stribeck, por ter sido descrita por Stribeck, em 1902. Neste efeito, existe a diminuição da força de atrito com o aumento da velocidade no início do movimento.

O chamado atrito estático ocorre quando os corpos estão aderidos. A força necessária para superar o atrito estático e iniciar o movimento é chamada de força de quebra. Rabinowicz,

1951, investigou o atrito como função do deslocamento e concluiu que a força de quebra é correspondente a um valor de pico, conforme destacado na Figura 3.3. A força de atrito máxima geralmente ocorre a uma pequena distância do ponto de partida.

Johannes et al., 1973, investigou a força de quebra e mostrou que ela é dependente da taxa de aumento (variação no tempo) da força externa aplicada.

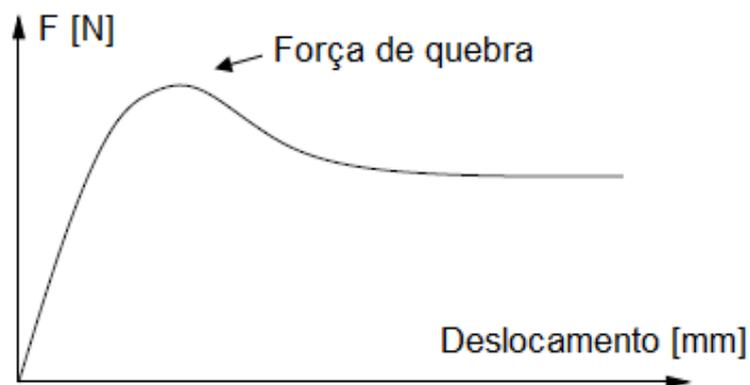


Figura 3.3 – Relação entre atrito e deslocamento

Experimentos realizados por Courtney-Pratt e Eisner, 1957, mostraram que mesmo no regime de atrito estático ocorrem movimentos microscópicos. Esse fenômeno é chamado de pré-deslizamento. A relação é mostrada na Figura 3.4. A interrupção da força aplicada resulta em deslocamentos permanentes, indicados por meio das linhas pontilhadas.

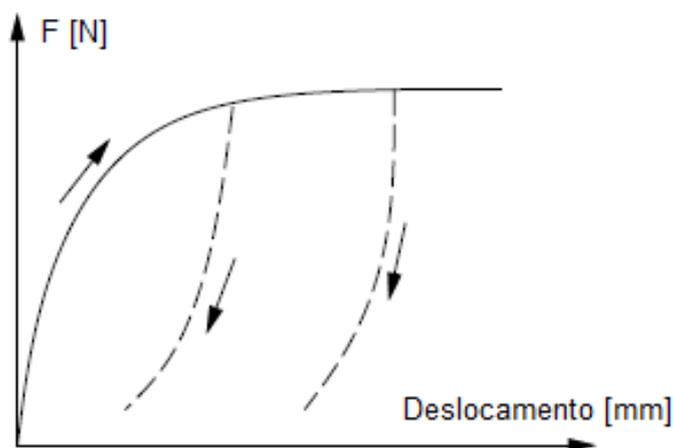


Figura 3.4 – Pré-deslizamento

Hess e Soom, 1990, realizaram experimentos com variação da velocidade em uma única direção e concluíram que a força é relacionada com a velocidade como mostrado na Figura 3.5, onde se identifica uma relação não-linear (incluindo histerese). A força de atrito é menor para velocidades decrescentes do que para velocidades crescentes. A histerese é influenciada pelo carregamento, viscosidade e taxa da variação da velocidade.

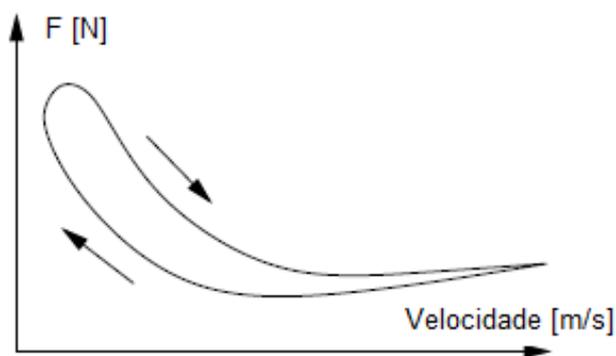


Figura 3.5 – Comportamento não-linear das forças de atrito com relação à velocidade

### 3.2 Modelos Clássicos

As curvas representativas dos modelos de atrito estático clássicos são apresentadas na Figura 3.6.

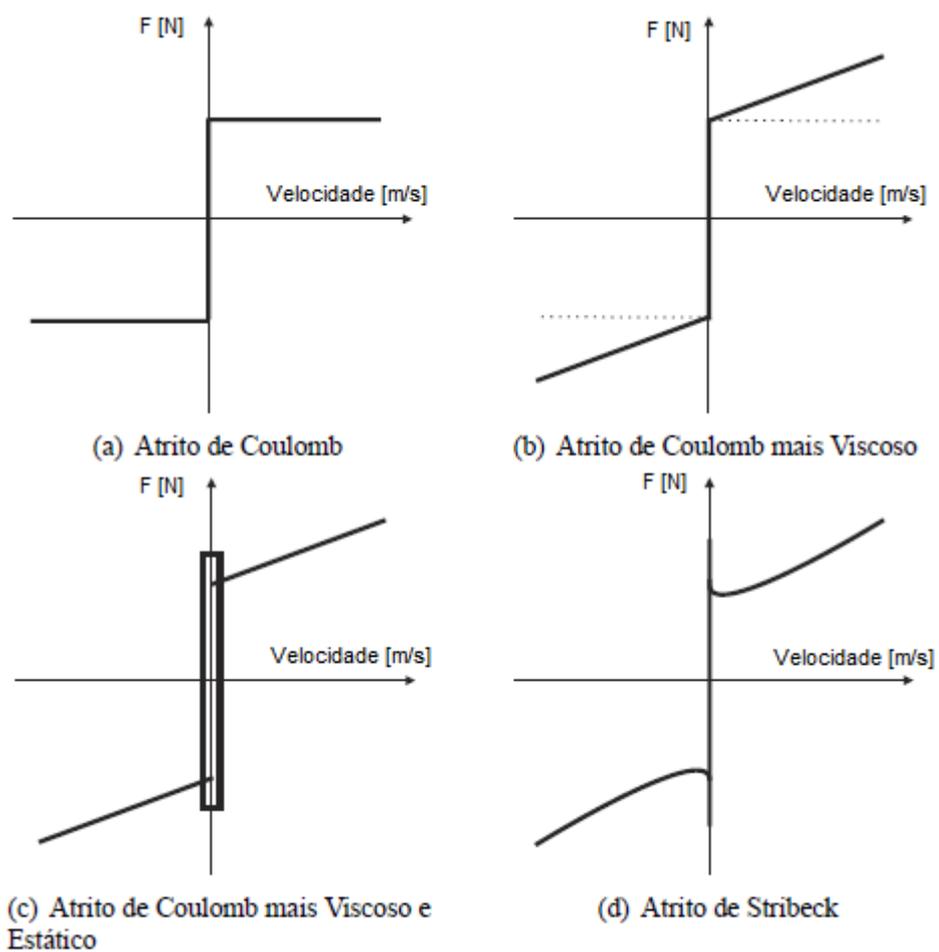


Figura 3.6 – Modelos de Atrito Clássicos

A Figura 3.6(a) apresenta o modelo de atrito de Coulomb, cujo princípio básico é de que o atrito se opõe ao movimento e que sua magnitude é independente da velocidade e da área de contato. O modelo pode ser descrito por meio da Equação 3.1.

$$F = F_C \operatorname{sgn}(v), \quad (3.1)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $F_C$  é o coeficiente de atrito de Coulomb e  $v$  é a velocidade. A definição do valor da força de atrito em velocidade zero depende de como a função sinal é definida.

Com o aprimoramento da teoria da hidrodinâmica, expressões para a força de atrito causada pela viscosidade dos lubrificantes foram desenvolvidas, como exposto na Equação 3.2:

$$F = F_v v, \quad (3.2)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $F_v$  é a força de atrito viscoso e  $v$  é a velocidade. A Figura 3.6(b) mostra a combinação entre o atrito de Coulomb e o atrito viscoso.

Morin, 1833, introduziu a ideia de que a força de atrito no repouso é maior que a força de atrito de Coulomb. O atrito estático contrapõe as forças externas até certo nível e impede o objeto de se mover. Entretanto, se a força externa é suficientemente grande, a força de atrito não impede o movimento. No repouso, o atrito não pode ser modelado em função somente da velocidade, e sim, utilizando uma força externa, como expresso na Equação 3.3:

$$F = \begin{cases} F_e & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_e| < F_s \\ F_s \operatorname{sgn}(F_e) & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_e| \geq F_s \end{cases}, \quad (3.3)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $F_e$  é a força externa e  $F_s$  é a força de atrito estático.

A Figura 3.6(c) mostra a combinação entre o atrito de Coulomb, viscoso e o estático.

Na Figura 3.6(d) é acrescentado aos outros modelos o efeito de Stribeck. Este considera que a força de atrito não decresce de forma descontínua como na Figura 3.6(c), mas através de uma dependência da velocidade. O modelo pode ser representado através da Equação 3.4:

$$F = \begin{cases} F(v) & \text{se } v \neq 0 \\ F_e & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_e| < F_s \\ F_s \operatorname{sgn}(F_e) & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (3.4)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $F_e$  é a força externa,  $F_s$  é a força de atrito estático e a função  $F(v)$  é a função de Stribeck e pode ser definida conforme Equação 3.5:

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c)e^{-|v/v_s|^{\delta_s}} + F_v v \quad (3.5)$$

onde,  $v_s$  é a velocidade relativa à força de atrito mínima (ou velocidade de Stribeck) e  $\delta_s$  é a constante de Stribeck (geralmente  $\delta_s = 2$ ). Quando  $v \approx 0$ , de acordo com a Equação 3.4, a força de atrito tende à força estática. Por outro lado, quando a velocidade entre as superfícies tende a valores altos  $v \rightarrow \infty$ ,  $F$  tende a soma da força de Coulomb com a viscosa.

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 através da Equação 3.6, onde a força de atrito aumenta gradativamente até que a quebra ocorra:

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left( 1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn}(v) \right)^\alpha, \quad (3.6)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $x$  é a posição,  $\sigma$  é o coeficiente de rigidez,  $F_c$  é a força de atrito de Coulomb e  $\alpha$  é o parâmetro que determina a forma da curva de atrito com relação ao deslocamento. O Modelo de Dahl é definido como a derivada da Equação 3.6 em relação ao tempo, mostrado nas equações 3.7 a 3.9 com o parâmetro  $\alpha = 1$ .

$$\frac{dF}{dt} = \sigma v - \frac{F}{F_c} |v| \quad (3.7)$$

$$F = \sigma z \quad (3.8)$$

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma |v|}{F_c} z \quad (3.9)$$

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 supostamente ligado por hastes flexíveis, como mostrado na Figura 3.7. Quando existe movimento relativo entre as superfícies, a deformação nas ligações aumenta e as hastes passam a agir como molas. A força de atrito é assim expressa por meio da Equação 3.10:

$$F = \sum_{i=1}^N \sigma_0 (x_i - b_i), \quad (3.10)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $N$  é o número de hastes,  $\sigma_0$  é a rigidez da haste,  $x_i$  é a posição relativa da haste e  $b_i$  é a localização do ponto onde ocorre o contato. O modelo é conhecido como Modelo de Hastes.

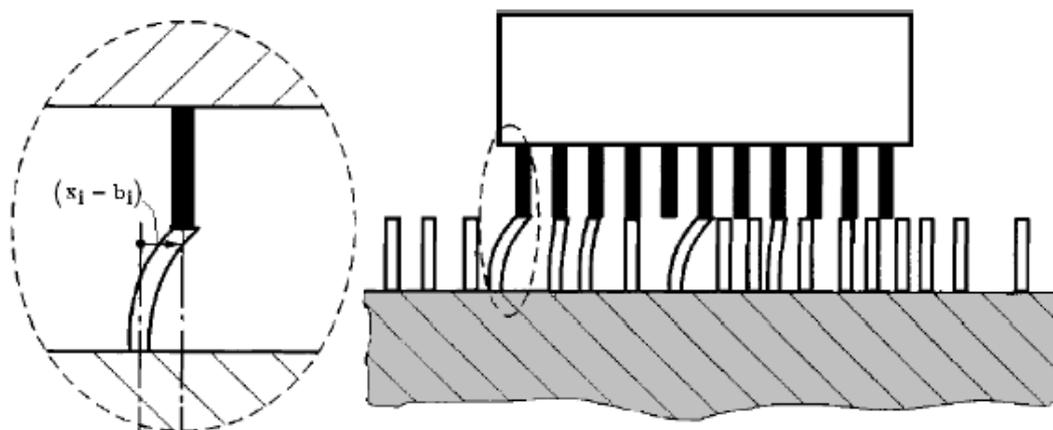


Figura 3.7 – Superfícies em contato segundo Modelo de Hastes

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. Neste caso, a força de atrito é representada pela Equação 3.11:

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v, \quad (3.11)$$

enquanto que a dinâmica da deflexão média  $z$  é expressa por meio da Equação 3.12:

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v| \sigma_0}{g(v)} z, \quad (3.12)$$

onde,  $F$  é a força de atrito,  $z$  é a deflexão média do elemento elástico,  $v$  é a velocidade relativa entre as duas superfícies,  $\sigma_0$  é a rigidez do elemento elástico,  $\sigma_1$  é o amortecimento microscópico e  $\sigma_2$  é o coeficiente de atrito viscoso. A função  $g(v)$ , por sua vez, é expressa por meio da Equação 3.13:

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2}, \quad (3.13)$$

É fácil verificar que  $g(v)$  corresponde a força de Stribeck (Equação 3.5) subtraída do termo relativo à força viscosa  $F_v v$ , a qual é considerada na expressão da força de atrito do modelo de LuGre (Equação 3.11) pelo termo  $\sigma_2 v$ . 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.

## 4. MATERIAS E MÉTODOS

Conforme já mencionado, os mecanismos que envolvem o atrito ainda não estão completamente entendidos. Assim, o protótipo a ser desenvolvido tem o intuito de auxiliar no entendimento e visualização do comportamento do fenômeno físico, sendo base para estudos, simulações e validações. Nesta fase do trabalho, serão enumeradas as premissas para o desenvolvimento e posterior construção da bancada.

### 4.1 Definição da Geometria e Modelagem

O desenvolvimento da bancada baseou-se no comportamento microscópico dos contatos, buscando representar as rugosidades de maneira macroscópica através de placas que representam as hastes conforme Figura 3.7. Para poder reproduzir diversas condições necessárias para avaliar a capacidade dos modelos na reprodução dos fenômenos físicos, a bancada deve permitir movimento vertical do conjunto, com o objetivo de simular contato entre materiais mais polidos ou rugosos, além do movimento horizontal, o qual 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 deve ser instalado para contrapor o movimento de subida das hastes superiores durante o deslizamento. A Figura 4.1 mostra um primeiro esboço do protótipo desenvolvido para atender a estes requisitos.

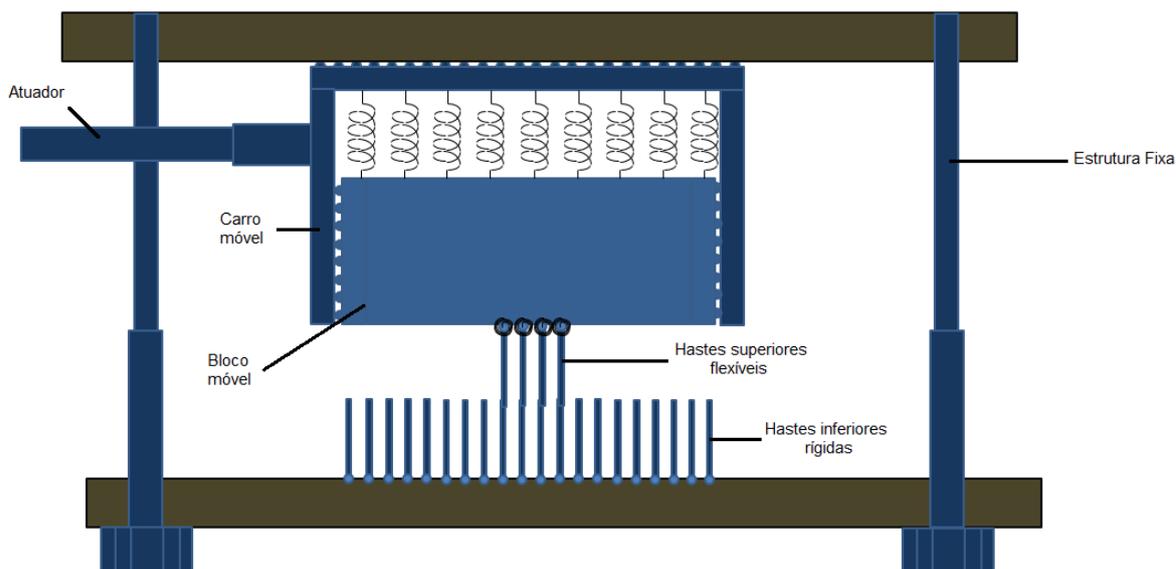


Figura 4.1 – Esboço do protótipo

A bancada foi desenhada no *software* de modelagem geométrica tridimensional SolidWorks®. As hastes foram definidas como placas de alumínio de 5 mm de espessura, pela facilidade na obtenção da matéria-prima, com espaçamento de 10 mm entre elas. As inferiores são fixas, enquanto as superiores são montadas em um conjunto com pinos e molas de torção, que devem permitir rotação de 30° para cada lado. Ambas são suportadas por um sistema de encaixe de nylon que permite a troca rápida e utilização de diferente quantidade de hastes. No protótipo construído, podem ser utilizadas até 24 hastes inferiores e 10 hastes superiores. A Figura 4.2 exhibe uma configuração com 6 hastes superiores e 16 hastes inferiores.

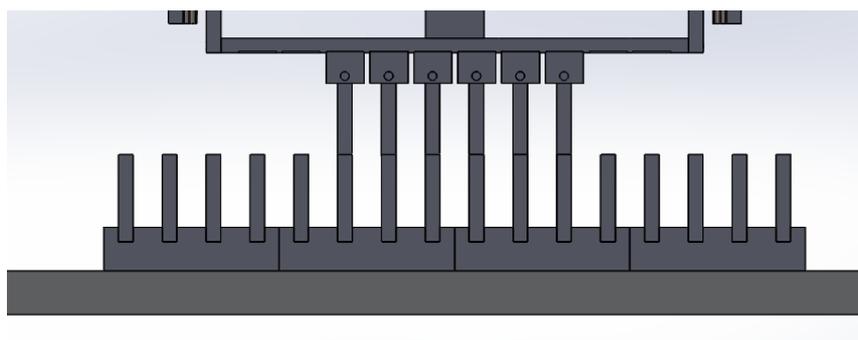


Figura 4.2 – Configuração hastes superiores e inferiores

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 a posição original. Guias lineares são utilizadas para permitir esse deslocamento. Para o deslizamento horizontal dos contatos, o conjunto é montado em outro par de guias. A Figura 4.3 apresenta a estrutura do bloco com molas de compressão.

Para a movimentação vertical da estrutura, e conseqüentemente aproximação e afastamento das placas, é utilizado um sistema com dois eixos lineares, fuso e suporte nas extremidades, conforme mostrado na Figura 4.4.

Os apêndices I e II exibem o desenho técnico do protótipo.

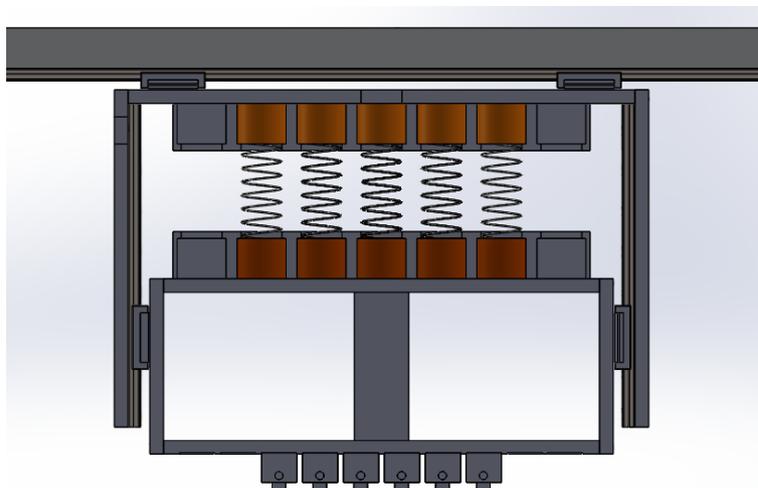


Figura 4.3 – Bloco com molas de compressão

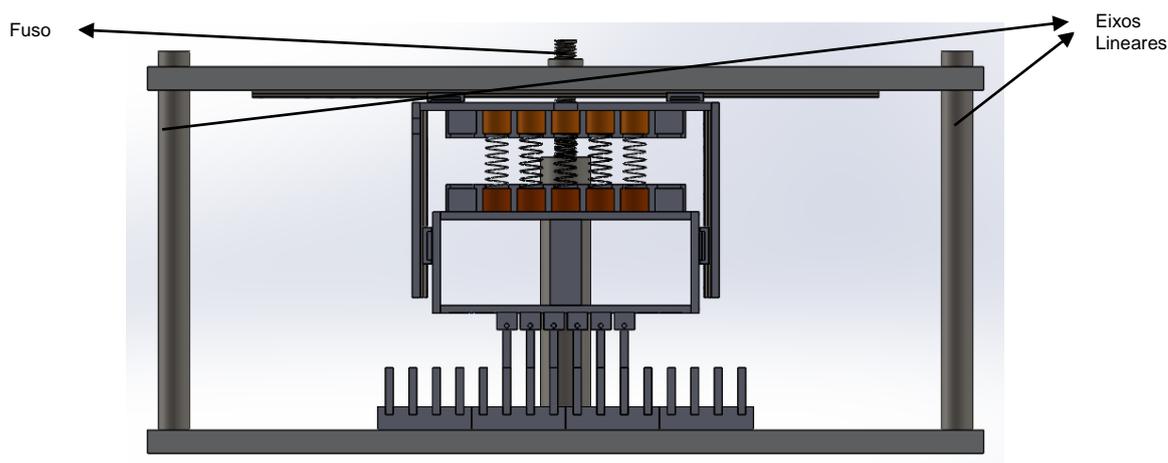


Figura 4.4 – Eixos e fuso para movimentação vertical

## 4.2 Instrumentação

Para a obtenção de dados durante as simulações, foram instalados três instrumentos de medição, cujas características estão apresentadas na Tabela 4.1. Um sensor linear (LVDT) foi acoplado no bloco com as molas de compressão para obter o deslocamento vertical. As molas helicoidais foram projetadas para não permitir que o LVDT chegue ao seu fim de curso. Uma régua potenciométrica foi fixada no topo da estrutura para verificar o deslocamento horizontal. Por fim, uma célula de carga foi conectada na lateral do bloco com molas de compressão para avaliar a força aplicada durante o deslocamento. A Figura 4.5 mostra a configuração final da bancada com os sensores acoplados.

Para a aquisição dos dados foi utilizado uma placa da National Instruments® em conjunto com o software comercial LabView®.

Nos testes preliminares, o acionamento da bancada será realizado manualmente através de aplicação de força diretamente no extremo da célula de carga.

Tabela 4.1 – Dados dos instrumentos de medição

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

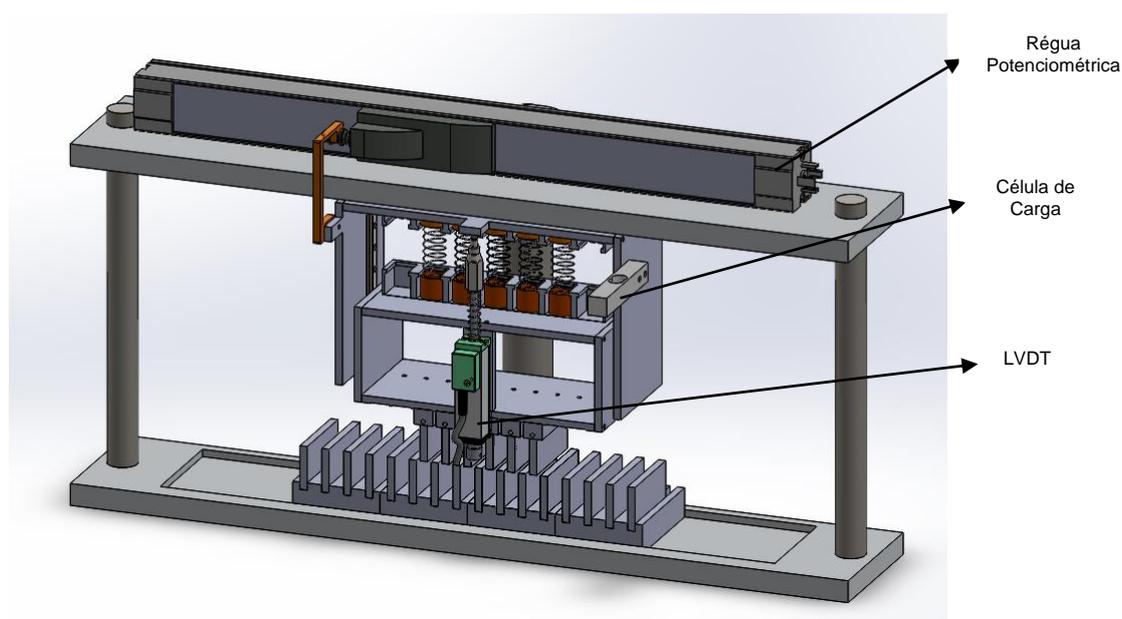


Figura 4.5 – Modelo Tridimensional completo da bancada de testes de modelos de atrito

### 4.3 Construção

Para a construção e montagem do protótipo foram adquiridas guias lineares de esferas em miniatura modelo MGN9C da marca HIWIN®, devido às dimensões reduzidas e a carga suportada, além de molas de compressão de aço inox  $\varnothing 1 \times 65$  mm, molas de torção de aço inox  $\varnothing 0,7 \times 3,5$  mm, pinos  $\varnothing 3 \times 14$  mm e um fuso de rosca quadrada de  $\varnothing 12 \times 300$  mm. Para o restante, foram adquiridos chapas e blocos de alumínio, nylon e baquelite. O Apêndice III mostra a lista de materiais do dispositivo. Os materiais foram comprados com o apoio do LAMECC – Laboratório de Mecatrônica e Controle.

Para a fabricação, foram utilizados os processos de fresamento, manual e por programação em código G, e torneamento. As fresadoras e o torno utilizados foram disponibilizados pelo LAMECC – Laboratório de Mecatrônica e Controle e o Laboratório de Usinagem.

A bancada, como concebida, terá as seguintes capacidades capaz de operar com as seguintes situações:

- 1) diferentes valores de intersecção entre as hastes - emulando diferentes “acabamentos superficiais” dos materiais;
- 2) diferente número de hastes flexíveis e rígidas - emulando diferentes características de rigidez das superfícies em contato ou diferentes áreas dessas regiões;
- 3) diferentes velocidades de movimentação;
- 4) diferentes tipos de força de reação vertical: força constante (peso próprio da massa deslocada, a qual pode ser variada), diferentes forças elásticas proporcionais ao deslocamento vertical (emulando, por exemplo, diferentes vedações de um pistão), além de diferentes combinações de peso e força elástica;

5) pré-deformação das molas verticais (emulando, por exemplo, sistemas com ajuste por interferência).

As seguintes variáveis podem ser obtidas por meio de medições diretas;

- 1) força de reação ao longo do tempo;
- 2) posição do carro ao longo do tempo;
- 3) movimento vertical da parte móvel do carro ao longo do tempo;
- 4) extensão da intersecção das hastes.

Considerando medições estáticas, é possível, para cada situação de operação:

1) calcular a inclinação das hastes ao longo do tempo (movimento angular das molas torcionais);

2) calcular a força vertical da parte móvel do carro devido ao deslocamento (reação das molas);

3) obter a força de quebra;

4) levantar a curva força versus posição;

5) calcular o trabalho necessário para “deformar” uma haste até a força de quebra;

6) obter a força máxima de reação;

7) obter a força média de reação;

8) calcular a derivada primeira da força de reação;

9) calcular a velocidade e aceleração de translação horizontal do carro;

10) calcular a velocidade e aceleração de translação vertical da parte móvel do carro.

## 5. RESULTADOS

Após a aquisição e fabricação de todas as peças necessárias para a bancada, foi realizada a sua montagem e comparação com o modelo tridimensional. Foram realizados testes de movimentação e verificação de construção.

O protótipo comporta até 24 hastes inferiores rígidas e 10 hastes superiores flexíveis, que possuem em média  $25^\circ$  de rotação para cada lado. O sistema de retorno vertical permite a utilização de no máximo 5 molas helicoidais que tem deslocamento de até 25 mm. O deslocamento no sentido horizontal é de 376 mm. O fuso de rosca quadrada é capaz de fazer a aproximação das hastes em até 22 mm. Desta forma, considerou-se que o protótipo foi desenvolvido conforme objetivos. Uma foto da bancada é mostrada na Figura 5.1.

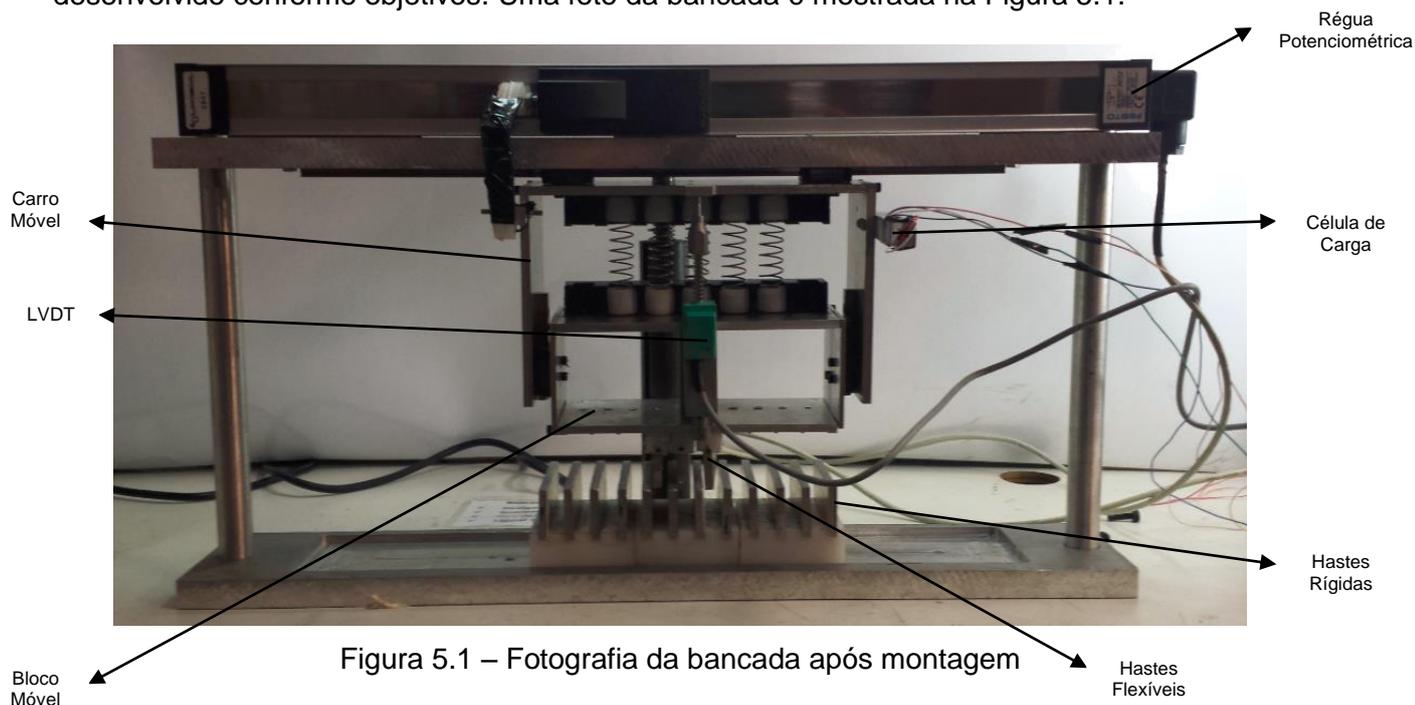


Figura 5.1 – Fotografia da bancada após montagem

Algumas dificuldades e possibilidades de melhorias foram identificadas durante a montagem. As principais se referem quanto ao suporte para as molas helicoidais que não resistiu a cola adesiva e precisou ser fixado através de parafusos. Os parafusos foram colocados nos encaixes das extremidades e isso fez com que o sistema passasse a suportar no máximo 5 molas helicoidais. Um novo suporte deve ser projetado com áreas laterais maiores para permitir a fixação sem perder espaços para as molas. Além disso, a montagem do conjunto da haste superior com o sistema pino e mola de torção foi de difícil obtenção devido ao tamanho pequeno dos componentes, além do conjunto ter ficado com muita interferência. A Figura 5.2 exibe a configuração. Uma alternativa seria a substituição da mola de torção por molas helicoidais na lateral da haste.



Figura 5.2 – Montagem haste-pino-mola de torção

Após a montagem e instrumentação, alguns testes preliminares foram feitos para avaliar a funcionamento da bancada. Os equipamentos de medição foram aferidos através de padrões conhecidos. Os gráficos das figuras 5.3 a 5.6 mostram os resultados. Os testes foram realizados utilizando 3 hastes superiores, 12 hastes inferiores, 5 molas helicoidais no sistema de retorno vertical e aplicação de força manual na célula de carga. A sobreposição das placas foi testada de 0,8 mm até 2,0 mm. Por meio dos gráficos, é possível perceber o aumento da força de atrito com o aumento da região de sobreposição.

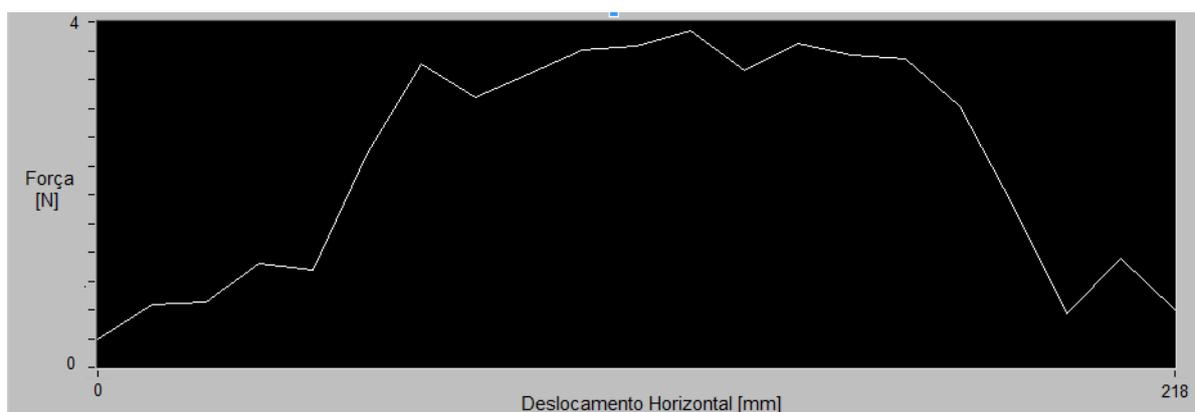


Figura 5.3 – Força de atrito X Deslocamento para sobreposição de 0,8 mm

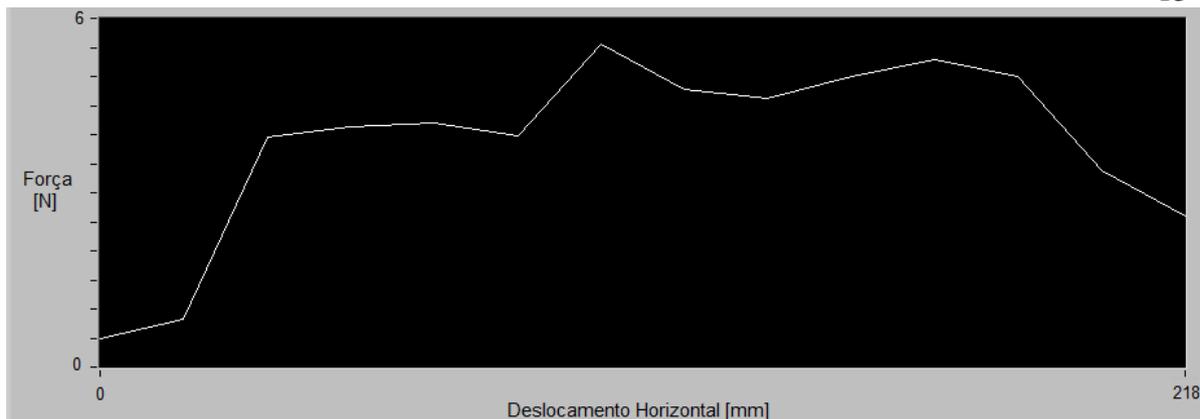


Figura 5.4 – Força de atrito X Deslocamento para sobreposição de 1,1 mm

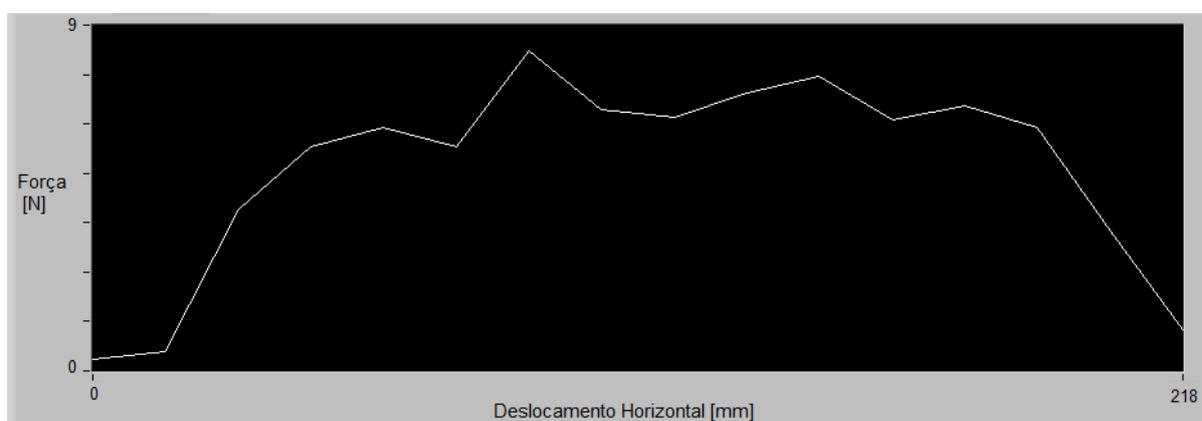


Figura 5.5 – Força de atrito X Deslocamento para sobreposição de 1,4 mm

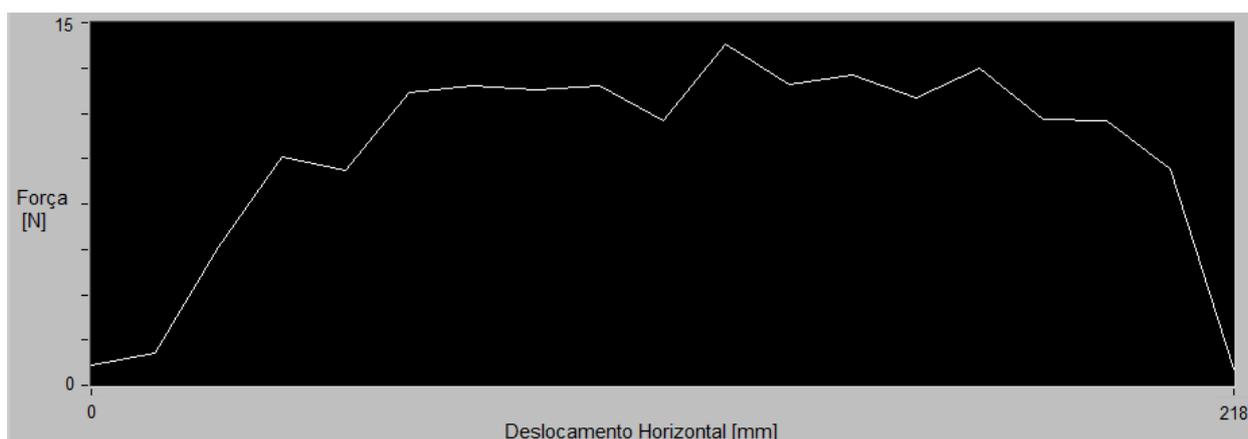


Figura 5.6 – Força de atrito X Deslocamento para sobreposição de 2,0 mm

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado, a partir de uma revisão bibliográfica sobre o assunto e conhecimentos de tribologia, o desenvolvimento de um protótipo para estudo e avaliação de modelos de atrito. A bancada mostrou-se capaz de ser utilizada para avaliação de tais fenômenos e modelos. No teste inicial, foi feita a análise da força de atrito em relação ao

deslocamento horizontal para diferentes sobreposições das hastes, mostrando o aumento da força de atrito com o aumento da sobreposição.

Para trabalhos futuros são feitas as seguintes sugestões:

- Instalação de um atuador com velocidade controlada para aplicação de força à célula de carga

- Análise da influência do número de hastes superiores, inferiores e molas helicoidais utilizadas

- Verificação das equações analíticas dos modelos de Hastes e LuGre utilizando a bancada de testes desenvolvida

- Acrescentar um pistão hidráulico passivo com amortecimento regulável em paralelo com o carro móvel para permitir emular também a parcela viscosa do atrito

- Acrescentar a possibilidade de “travar” o movimento vertical do carro móvel, o que equivaleria a uma restrição ao movimento vertical com grande rigidez

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Armstrong-Hélouvy, B., **“Control of Machines with Friction”**, Kluwer Academic Publishers, Boston, MA, 1991.

Bowden F., Tabor D., **“The Friction and Lubrication of Solids”**, Oxford University Press, Oxford Classic Texts, 2001.

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.

Courtney-Pratt, J., Eisner, E., **“The Effect of a Tangential Force on the Contact of Metallic Bodies”**, Proceedings of the Royal Society, vol A238, pp. 529-550, 1957.

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

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

Hess, D., Soom, A., **“Friction at a Lubricated Line Contact Operating at Oscillating Sliding Velocities”**, Journal of Tribology, vol 112, pp. 147–152, 1990.

Johannes, V., Green, M., Brockley, C., **“The Role of the Rate of Application of the Tangential Force in Determining the Static Friction Coefficient”**, Wear, vol 24, pp 381-385, 1973.

Morrin, A., **“New Friction Experiments Carried Out at Metz in 1831-1833”**, Proceedings of the French Royal Academy of Sciences, vol 4, pp 1-128, 1833.

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.

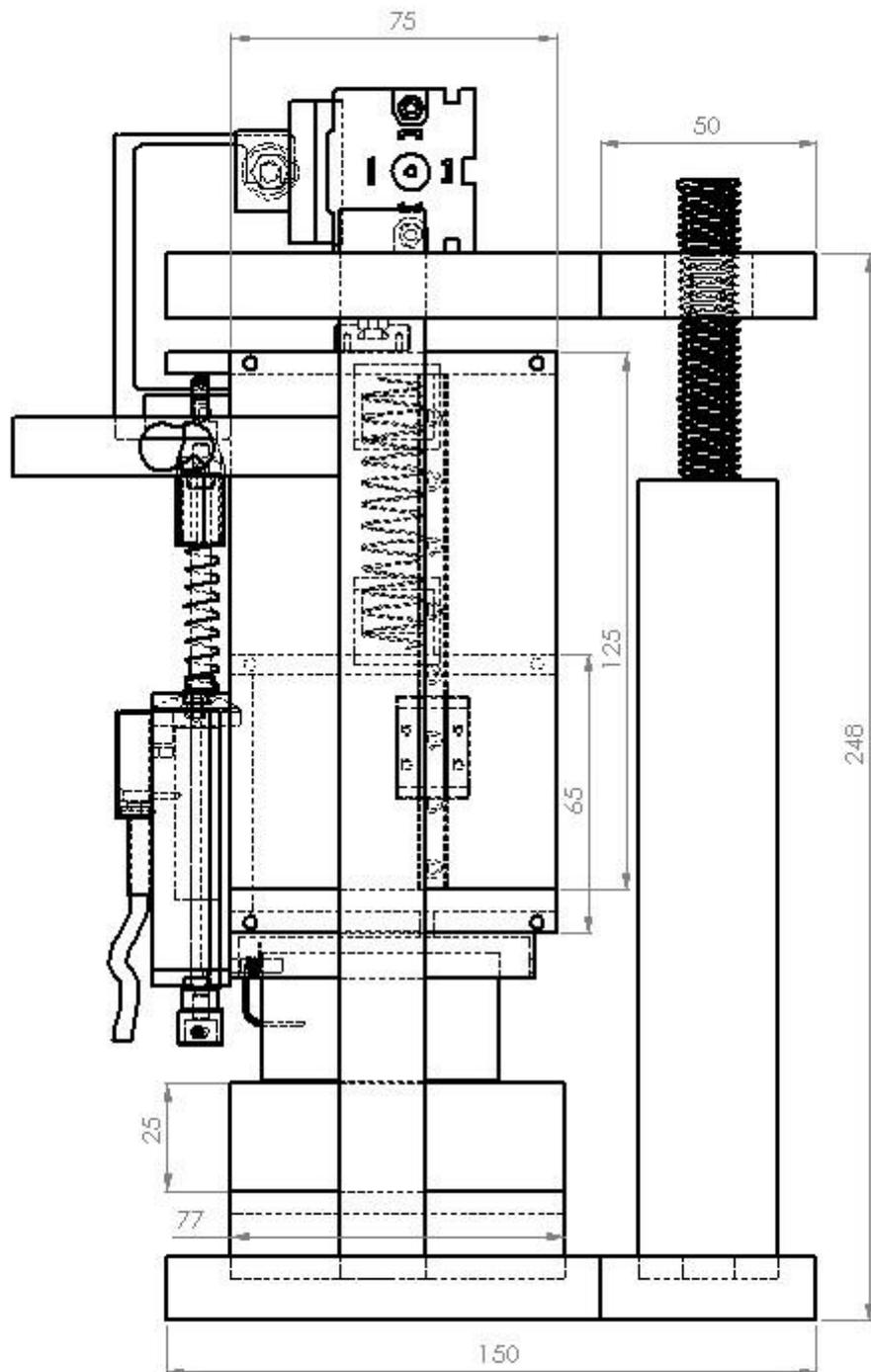
Rabinowicz, E., **“The Nature of the Static and Kinetic Coefficients of Friction”** Journal of Applied Physics, vol 22, pp. 1373–79, 1951.

Stribeck, R., “**Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager – The Key Qualities of Sliding and Roller Bearings.**” Zeitschrift des Vereines Seutscher Ingenieure, pp. 1342–1348,1432–1437, 1902.

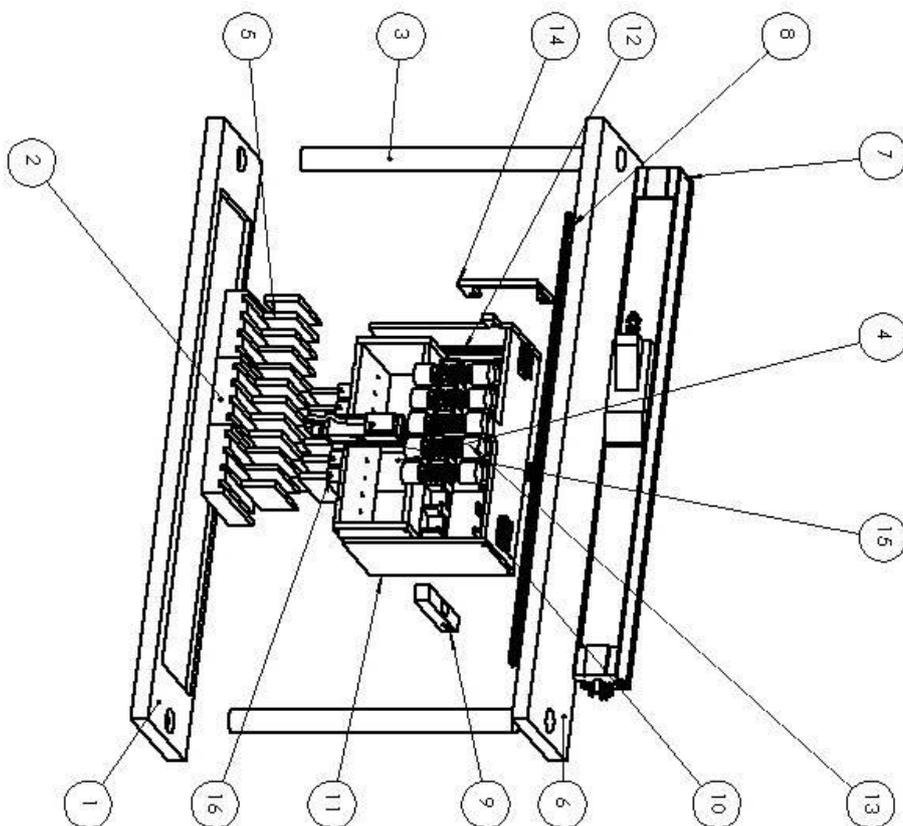
Zum-Gahr, K-H., “**Microstructure and Wear of Materials**”, Tribology Series, 10, Elsevier, 1987.



## APÊNDICE II – Vista Lateral Direita do Protótipo



## APÊNDICE III – Lista de materiais



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Base Inferior	Alumínio 6062	1
2	Caixa para Hastes	Nylon 6	3
3	Eixo Linear	Alumínio 5052	2
4	Fuso Movimentação Vertical	Fuso de Rosca Quadrada	1
5	Hastes	Alumínio 5052	12
6	Estrutura Superior	Alumínio 5052	1
7	Régua Potenciométrica	Festo ML-O-POT-380-TLF	1
8	Trilho Guia 400 mm	MGN9C	1
9	Célula de Carga	SWAN SF-400	1
10	Carro Guia Linear	MGN 9C	4
11	Carro Móvel	Alumínio 5052	1
12	Trilho Guia 60 mm	MGN9C	2
13	Caixa Molas Helicoidais	Agô Inox Ø1 x65 mm	5
14	Acoplamento Carro-Régua	Nylon 6	1
15	LVDT	GEFRAN PY-2-F-025-S01M	1
16	Caixa Hastes Superiores	Nylon 6	6