

# DESENVOLVIMENTO DE UM TRIBÔMETRO PINO SOBRE DISCO BASEADO NA NORMA ASTM G99

FELDMANN, Hugo Wilhelm  
Engenharia Mecatrônica  
Instituto Federal de Santa Catarina  
Criciúma, Santa Catarina, Brasil  
hugo.w@aluno.ifsc.edu.br

MARQUES, Fernando Michelin  
Docente da Engenharia Mecatrônica  
Instituto Federal de Santa Catarina  
Criciúma, Santa Catarina, Brasil  
fernando.marques@ifsc.edu.br

UGGIONI, Périson Pavei  
Docente da Engenharia Mecatrônica  
Instituto Federal de Santa Catarina  
Criciúma, Santa Catarina, Brasil  
perison.uggioni@ifsc.edu.br

**Resumo** — A tribologia é a ciência que estuda o atrito, desgaste e lubrificação, sendo fundamental para a manutenção e otimização de componentes mecânicos. A proposta deste artigo é o desenvolvimento de um tribômetro pino sobre disco no Instituto Federal de Santa Catarina Câmpus Criciúma. Este equipamento, seguindo as orientações da norma ASTM G99, permite análises precisas do desgaste e, por conseguinte, o coeficiente de atrito em função das condições de deslizamento não abrasivo, essenciais para a inovação e a eficiência da indústria local. A metodologia do trabalho em estudo se alicerçou na definição de projeto estrutural e dimensionamento de componentes elétricos e mecânicos. Os ensaios de testes do equipamento proposto evidenciaram resultados satisfatórios, demonstrando boa precisão e repetibilidade. O instrumento mostrou ser capaz de avaliar o desgaste e atrito dos tribossistemas de maneira confiável.

**Palavras Chaves** — Tribologia. Tribômetro. Pino sobre disco. Desgaste. Atrito.

## I. INTRODUÇÃO

A tribologia é o estudo científico destinado à compreensão do atrito, desgaste e lubrificação envolvidos na interação entre as superfícies de dois ou mais materiais sólidos. Quando os corpos estão em fricção, ou seja, quando há uma resistência ao deslocamento relativo, vários processos podem estar envolvidos, sendo eles mecânicos, químicos, elétricos, magnéticos e térmicos [1].

O desgaste, concomitantemente com a corrosão e a fadiga, são os principais causadores de manutenção e substituição de componentes mecânicos [2]. Nesse sentido, a perda de equipamentos em consequência do desgaste, bem como o impacto financeiro causado pelo desperdício de energia, tornou-se necessária a consciência sobre tribologia para potencializar a eficácia da engenharia [3]. A Tabela I retrata em números, o desperdício de energia global em automóveis nas últimas décadas.

TABELA I. CONSUMO GLOBAL DE ENERGIA [4].

Soluções de tribocontatos em carros comerciais	Energia total usada para superar o atrito do carro (TJ/ano)	Redução de energia consumida (%)	Economia de energia (TJ/ano)
2000	7.350.000	-	-
2010	4.620.000	37	8.171.000
2020	2.205.000	70	15.460.000

Uma das consequências dessa perda de energia, é a perda progressiva de material, ocasionada pelo atrito. Conhecido como desgaste, este processo gera alterações nas dimensões do mecanismo que comprometem a eficiência das máquinas [5]. Portanto, o forte interesse social por inovações na conservação da energia e o aumento da vida dos equipamentos possuem uma relação intrínseca com os principais objetivos da tribologia [3].

O desgaste por deslizamento é um fenômeno complexo que está presente na interação entre duas superfícies em movimento relativo. Esse mecanismo de desgaste fundamental é caracterizado pela diferença nas velocidades superficiais no ponto de contato, o que resulta em atrito e, conseqüentemente, na geração de calor. Fatores como a carga normal aplicada, o histórico de carregamento, as condições ambientais, a temperatura operacional e a presença de algum tipo de lubrificante são determinantes na quantidade de calor gerado e na taxa de desgaste. Além disso, mecanismos como abrasão, adesão, corrosão e fadiga superficial podem ocorrer simultaneamente, aumentando a complexidade do processo e a dificuldade em prever e mitigar o desgaste [6].

Neste cenário de incertezas, surge o instrumento denominado tribômetro com a finalidade de medir, qualitativamente quanto quantitativamente, o atrito e o desgaste dos materiais sob condições laboratoriais controladas, de modo a isolar os mecanismos típicos de desgaste [7]. Atualmente, existe uma variedade de tribômetros para contatos deslizantes. Dentre eles, é possível citar o *4-ball*, *Falex*, *Timken*, *Pin or ball on slab* e *Pin on disc*, sendo todos pertencentes à classe de contatos deslizantes secos ou parcialmente lubrificados [8].

Entre os mais utilizados, senão o primeiro, o tribômetro pino sobre disco executa experimentos estáveis sem a ocorrência de variações sistemáticas. A exemplo da mudança de velocidade e área de contato [7]. O método padrão de testes de desgaste com a utilização de um aparelho pino sobre disco é regulamentado pela norma G99 de novembro de 2023, redigida pela *American Society for Testing and Materials* (ASTM). Através da descrição do procedimento laboral, é possível determinar o desgaste dos materiais em pares sob condições não abrasivas. Essa análise de desgaste necessita da aquisição de parâmetros importantes como carga, velocidade e distância de deslizamento, pois através do cruzamento de dados e com a medição da perda de volume em milímetros cúbicos do corpo de prova, é possível determinar o desgaste do tribossistema [9].

Archard, engenheiro britânico conhecido pelo seu trabalho na tribologia, foi o responsável por apresentar a comunidade acadêmica a equação 1, que é capaz de expressar fielmente o desgaste macroscópico de duas superfícies metálicas [5]. Essa lei de Archard é o modelo fundamental

## II. METODOLOGIA

A metodologia foi dividida em etapas representadas na Fig. 1. Sobre cada etapa listada, serão discorridos os principais fatores do desenvolvimento do tribômetro.

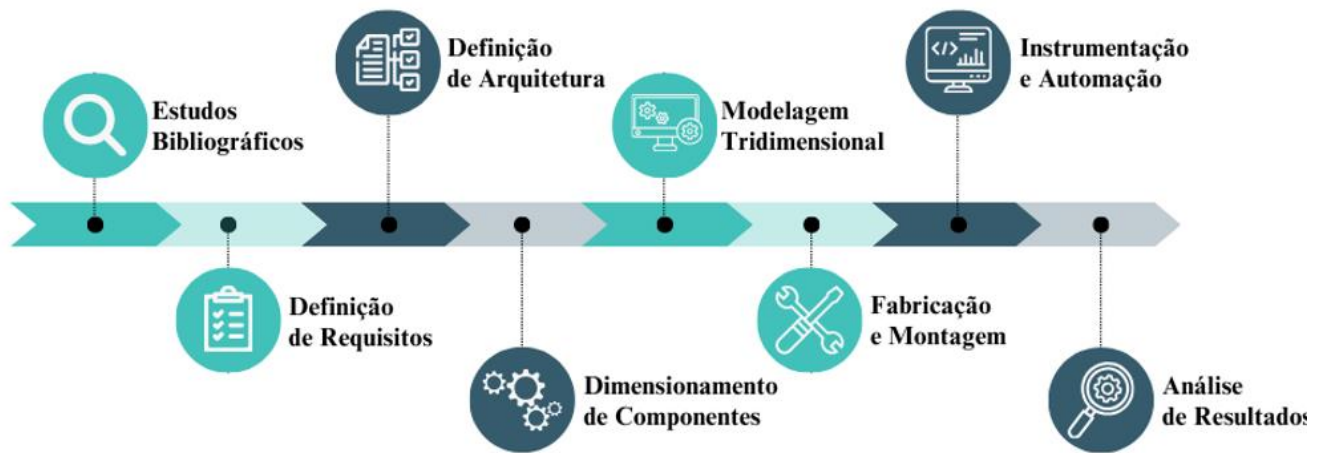


Fig. 1. Fluxograma da metodologia

que rege a tribologia para descrever o desgaste por deslizamento, baseando-se na teoria do contato de asperezas [10].

$$V=K \cdot (FL/H) \quad (1)$$

Onde:

V= Volume de desgaste em metros cúbicos [m<sup>3</sup>]

K= Coeficiente de desgaste em milímetros cúbicos por Newton-metro [mm<sup>3</sup>/Nm]

F= Carga aplicada em quilograma-força [kgf]

L= Distância de deslizamento em metros [m]

H= Dureza em Vickers [HV]

Segundo essa lei, o volume de detritos de desgaste é proporcional ao trabalho realizado pelas forças de atrito. No entanto, o conceito de terceiro corpo, destaca a importância de considerar não apenas a formação de detritos, mas também o seu fluxo dentro do contato e a ejeção para fora do contato de modo a entender efetivamente o desgaste. Este conceito é particularmente útil para analisar o comportamento dos detritos de desgaste em condições de deslizamento seco, onde desempenham um papel dominante [10].

Atualmente existem tribômetros comerciais extremamente confiáveis, dos quais são capazes de disponibilizar resultados precisos do desgaste dos materiais em análise [11]. Entretanto, devido ao custo substancial, tais instrumentos se tornam inacessíveis, inviabilizando, assim, a pesquisa relacionada a tribologia no curso de Engenharia Mecatrônica do Instituto Federal de Santa Catarina - Câmpus Criciúma.

O presente trabalho trata do desenvolvimento de um tribômetro pino sobre disco fundamentado nos requisitos da norma ASTM G99, mediante a implementação de um método capaz de adquirir e informar de modo confiável e preciso as propriedades do sistema de desgaste.

### A. Estudos Bibliográficos

O projeto está embasado em uma área de conhecimento da ciência denominada tribologia. A necessidade do conhecimento de aspectos fundamentais tribológicos e normas relacionadas evidencia-se quando há intenção de desenvolver um tribômetro pino sobre disco. Nota-se que a incompreensão e a inaplicabilidade das normas, procedimentos e mecanismos fundamentais que regem o tribosistema podem ocasionar uma ineficácia do instrumento em avaliar exclusivamente o desgaste por deslizamento a seco.

### B. Definição de Requisitos

Os requisitos a nível de processo, bem como os serviços oferecidos para a operação de um ensaio tribológico com a utilização de um instrumento pino sobre disco, estão descritos na Tabela II a seguir.

TABELA II. REQUISITOS DO INSTRUMENTO

Realizar deslocamento relativo entre duas amostras (pino e disco)
Atender a norma ASTM G99
Possuir alimentação monofásica (220 V)
Determinar o coeficiente de atrito
Adquirir dados de carga tangencial
Suportar carga normal máxima de 50 N
Suportar diâmetro do pino de 2 a 10 mm
Suportar diâmetro do disco de 30 a 80 mm
Atíngir velocidades de rotação entre 60 a 600 rpm

### C. Definição de Arquitetura

O teste de desgaste pino-disco é considerado um modelo bem estabelecido e amplamente difundido no meio acadêmico. Durante o procedimento, uma força conhecida é aplicada ortogonalmente à superfície do disco, de modo que,

à medida que o disco gira, o caminho de deslizamento cria uma cicatriz de desgaste em forma de círculo na superfície da amostra [12].

Nesta lógica, parâmetros, como a rotação do disco e o raio de deslocamento do pino são configurados, pois influenciam na velocidade periférica e distância de deslizamento.

Em síntese, o desgaste é gerado através da interação do pino contra o disco. Na Fig.2, temos um diagrama de corpo livre que relaciona os parâmetros de força (F), velocidade angular ( $\omega$ ) e raio de deslocamento (R) de um tribômetro pino sobre disco [12].

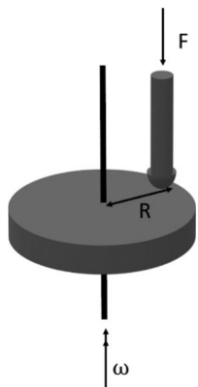


Fig. 2. Diagrama de corpo livre do pino sobre disco

Em comparação a isso, o pino, elemento estacionário do sistema, deve ser fixado a um braço de alavanca resistente para que não ocorram movimentos vibracionais durante o ensaio. Sobre esse pino, são adicionados blocos padrões capazes de exercer uma força de teste proporcional à massa de carregamento aplicada sobre o disco. Adicionalmente, uma célula de carga pode ser implementada no braço de alavanca, quando há o interesse de obtenção do coeficiente de atrito por meio da medição da força tangencial [9].

Além da necessidade de seleção de carga, raio de deslocamento do pino e da rotação por minuto do disco, deve-se pré-selecionar a distância de deslizamento do ensaio, que, conforme Archard, é outro fator fundamental no processo de desgaste. A norma ainda recomenda a automatização desse processo, de forma que, ao atingir o valor pré-selecionado de distância, a máquina desligue automaticamente o motor do disco para evitar falhas no processo [9].

#### D. Dimensionamento de Componentes

##### 1) Motor elétrico

Uma das formas de construção característica do pino-disco consiste em um sistema de fixação do disco, no qual é tipicamente utilizado um mandril ou uma placa de torno com castanha. Nesse sistema de fixação deve ser acoplado um motor com ajuste de velocidade, de maneira que sua vibração não interfira no ensaio. Esse motor deve ser capaz de atingir velocidades angulares, de maneira estável e sob plena carga, contidas dentro de um intervalo de 6,28 a 62,8 rad/s conforme norma ASTM G99 [9].

Motores de corrente alternada possuem uma maior facilidade de implementação por não haver a necessidade de transformação da energia elétrica fornecida pelos sistemas de transmissão, como é o caso de motores de corrente contínua [13]. Entretanto, a relação entre torque e velocidade deve ser respeitada, pois à medida que a carga aumenta e

consequentemente o conjugado, a rotação real do motor diminui. O ideal é que o conjugado nominal do motor não seja ultrapassado, pois assim, a rotação real não se distanciará da faixa de escorregamento [14].

A potência está associada à velocidade de execução do trabalho e ao conjugado. Assim, para calcular a potência do motor necessária para mover o disco na velocidade máxima exigida pela norma ASTM G99, são aplicadas as equações 2, 3 e 4, considerando o rendimento da transmissão.

$$F_t = \mu \cdot F \quad (2)$$

$$C1 = F_t \cdot rA \quad (3)$$

$$P = (2\pi \cdot n1 \cdot C1) / 60 \cdot \eta_c \quad (4)$$

Onde:

$F_t$  = Força tangencial em Newton [N]

$F$  = Força aplicada em Newton [N]

$\mu$  = Coeficiente de atrito

$C1$  = Conjugado da polia maior em Newton-metro [Nm]

$rA$  = Raio de alavanca do disco maior em metros [m]

$P$  = Potência do motor em Watt [W]

$n1$  = Velocidade polia maior em rotações por minuto [rpm]

$\eta_c$  = Rendimento da transmissão por correia

O inversor de frequência é amplamente utilizado como um recurso muito eficiente para controlar a velocidade dos motores de indução. Com ele é possível obter uma relação entre frequência, número de polos e escorregamento para obter a rotação real do motor. O método mais prático para alterar a rotação do motor é alterando a frequência, pois assim, é possível variar a tensão de alimentação do motor de modo que a velocidade do campo girante altere a velocidade mecânica do rotor [14].

A Tabela III, a seguir, relaciona a quantidade de pares de polos do motor com a relação de transmissão mecânica, de modo que os intervalos obtidos representem a frequência a ser utilizada no inversor de frequência para alcançar a faixa de velocidades definida pela norma ASTM G99.

TABELA III. PAR DE POLOS X RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Par de polos	Relação de transmissão	
	1:3	1:4
4	6 – 60 Hz	8 – 80 Hz
6	9 – 90 Hz	12 – 120 Hz

##### 2) Correia

A correia é um elemento de máquina flexível capaz de transmitir potência. Quando comparada com elementos rígidos, como as engrenagens, ela simplifica o projeto, reduz custos e ruídos. Outros papéis importantes desempenhados pela correia são absorção e isolamento de vibrações além do amortecimento de choques mecânicos [15]. Os perfis convencionais de correias designados pelas letras A, B, C, D e E são padrões de aplicações gerais, diferentemente dos perfis de designações 3V, 5V e 8V que são padrões de aplicações de carregamento pesado. A diferença entre os padrões é resumida pelo aumento da área da secção transversal da correia, resultando no aumento da carga suportada pela mesma. A definição do perfil da correia leva em consideração a potência projetada e a rotação máxima por

minuto da menor polia do sistema. Dessa forma, a designação da correia convencional necessária é obtida através do ábaco de seções padrões de correia em V [16].

A Fig. 3 auxilia na compreensão das forças existentes em um conjunto de transmissão com a utilização de uma correia.

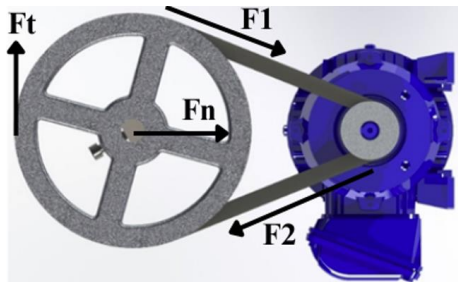


Fig. 3. Diagrama de corpo livre da relação de transmissão

As correias em V são utilizadas em distâncias de centro menores quando comparadas às correias planas, pois a vibração excessiva no lado frouxo pode encurtar significativamente a vida da correia [17]. Considerando que o comprimento das correias é tabelado comercialmente, deve-se adequar o projeto ao tamanho mais próximo do valor obtido pelas equações 5 e 6.

$$C=(3 \cdot d+D)/2 \quad (5)$$

$$lc=2 \cdot C+1,57 \cdot (D+d)+(D-d)^2/(4 \cdot C) \quad (6)$$

Onde:

C = Distância entre centros em milímetros [mm]

D= Diâmetro polia maior em milímetros [mm]

d= Diâmetro polia menor em milímetros [mm]

lc= Comprimento correia em milímetros [mm]

### 3) Eixo-árvore

Para dimensionar o diâmetro mínimo do eixo-árvore, é necessário calcular o momento torsor do eixo, conforme equação 7, que tem como variáveis a velocidade de rotação e a potência do movimento.

$$Mt=(30 \cdot P)/(\pi \cdot n) \quad (7)$$

Onde:

Mt= Momento torsor em Newton-metro [Nm]

n = Velocidade polia menor em rotações por minuto [rpm]

O ângulo de abraçamento, ou arco de contato entre as polias e a correia é calculado pela equação 8.

$$\alpha=180^\circ+(60 \cdot (D-d))/C \quad (8)$$

Onde:

$\alpha$  = Arco de Contato em graus [°]

As equações 9, 10 e 11 permitem obter a força resistiva e motora, demonstradas no diagrama de corpo livre da Fig. 3. A partir dessas forças, é possível determinar o valor correspondente à força resultante entre as polias mediante a equação 12.

$$F1/F2=e^{(\mu \cdot \alpha \text{rad})} \quad (9)$$

$$Ft=F1-F2 \quad (10)$$

$$Ft =Mt/r \quad (11)$$

$$Fn=\sqrt{F1^2+F2^2+2 \cdot F1 \cdot F2 \cdot |\cos\alpha|} \quad (12)$$

Onde:

Fn= Força resultante em Newton [N]

F1= Força motora em Newton [N]

F2= Força resistiva em Newton [N]

Ft= Força tangencial em Newton [N]

ra = Raio de alavanca da polia maior em metros [m]

$\mu$ = Coeficiente de atrito (polia x correia)

$\cos\alpha$ = Arco de contato em radianos [rad]

A Fig. 4 representa o conjunto mecânico do eixo-árvore e o diagrama de corpo livre em um corte longitudinal. Nesta figura, é possível observar as forças de reação nos rolamentos, resultantes da força normal exercida pelas polias.

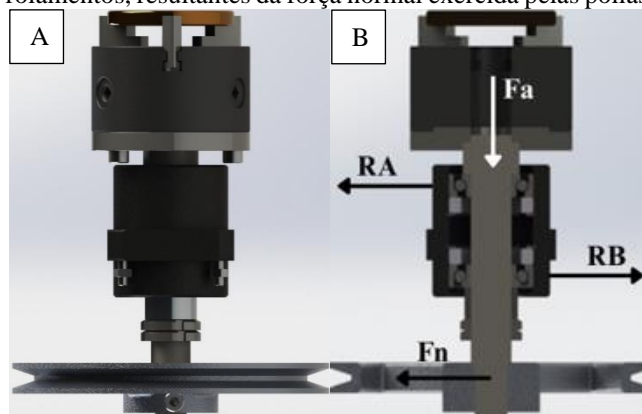


Fig. 4. Eixo-árvore, (A) vista frontal, (B) corte longitudinal

As Equações 13 e 14 mostram os balanços de momentos utilizados para calcular o momento fletor máximo que é aplicado ao eixo.

$$\sum MA=RB \cdot X1=Fn \cdot X2 \quad (13)$$

$$\sum MB=RA \cdot X1=Fn \cdot (X2-X1) \quad (14)$$

Onde:

$\sum MA$  = Soma de momentos em A em Newton-metro [Nm]

$\sum MB$  = Soma de momentos em B em Newton-metro [Nm]

RA = Reação no apoio A em Newton [N]

RB = Reação no apoio B em Newton [N]

X1= Distância do apoio A para apoio B em metros [m]

X2= Distância do apoio A para polia maior em metros [m]

Aplicando o valor do momento fletor máximo e do momento torsor à equação 16, é possível obter o valor do momento ideal. Para isso, é necessário calcular o coeficiente de Bach, equação 15, pois ele relaciona as tensões admissíveis do material a ser utilizado.

$$a=\frac{\sigma_{fad}}{r_{td}} \quad (15)$$

$$Mi=\sqrt{Mf^2+\left(\frac{a}{2} \cdot Mt\right)^2} \quad (16)$$

Onde:

Mi = Momento ideal em Newton-metro [Nm]

Mf = Momento fletor em Newton-metro [Nm]

Mt = Momento torsor em Newton-metro [Nm]  
a= Coeficiente de Bach  
σfad = Tensão admissível de flexão [N/m<sup>2</sup>]  
τtd = Tensão admissível de torsão [N/m<sup>2</sup>]

Para determinar o diâmetro mínimo do eixo-árvore, é aplicado o valor do momento ideal na equação 17.

$$Dm \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_i}{\sigma_{fad}}} \quad (17)$$

Onde:

Dm = diâmetro mínimo em metros [m]

#### 4) Rolamentos

Os rolamentos angulares garantem estabilidade ao suportar as forças radiais e axiais, além de fixar o eixo em balanço. A Fig. 5, representa o par de rolamentos de contatos angulares em arranjo de mancal "DB" (costado com costado). Ademais, esse modelo de montagem é inflexível a variações de desalinhamento do conjunto mecânico, conseguindo suportar cargas axiais em ambas as direções e cargas radiais pesadas [15].

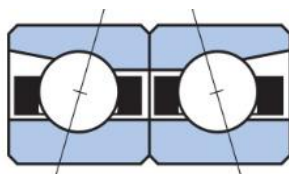


Fig. 5. Arranjo de mancal "DB".

As cargas radiais e axiais exercidas sobre os rolamentos foram calculadas em função do projeto do equipamento e das condições de operação, conforme a Fig. 4. Além disso, os fatores de utilizados para cada modelo de rolamento foram adquiridos através de documentos disponibilizados pelo fabricante. Em síntese, com esses valores foi possível calcular as cargas dinâmica equivalente e estática equivalente exercida nos rolamentos.

O valor da carga estática equivalente, equação 18, não deve ultrapassar a capacidade de carga estática básica de classificação do rolamento, para não provocar no elemento rolante e na pista, uma deformação plástica. Da mesma forma, o valor da carga dinâmica equivalente, equação 19, não deve ultrapassar a carga dinâmica básica de classificação, pois, em um lote de rolamentos, com essa carga, 90% deles alcançam um milhão de rotações sem apresentar sinais de fadiga [15].

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad (18)$$

$$P_0 = X_0 \cdot Fr + Y_0 \cdot Fa \quad (19)$$

Onde:

P = Carga dinâmica equivalente [N]

P0 = Carga estática equivalente [N]

X= Fator radial da carga dinâmica

Y= Fator axial da carga dinâmica

X0= Fator radial da carga estática

Y0= Fator axial da carga estática

Fa= Carga axial [N]

Fr= Carga radial [N]

#### 5) Suporte da Torre

O suporte da torre, Fig. 6, refere-se a um conjunto de apoio à torre que desliza em sentido ao centro do disco de amostra. Suas principais funções são estimadas em garantir o ajuste do raio da cicatriz de desgaste e estabilidade para torre suportar o pino. Para assegurar um deslizamento linear suave e preciso, o *Pillow Block*, também conhecido como rolamento linear, apresenta-se uma solução eficiente e viável.

Para transmitir o movimento manual à torre, elaborou-se um mecanismo de fuso com castanha. Esse sistema é apropriado para garantir um posicionamento preciso da torre. Um manipulador e uma contraporca funcionam em conjunto para deslocar e fixar a trilha de desgaste.

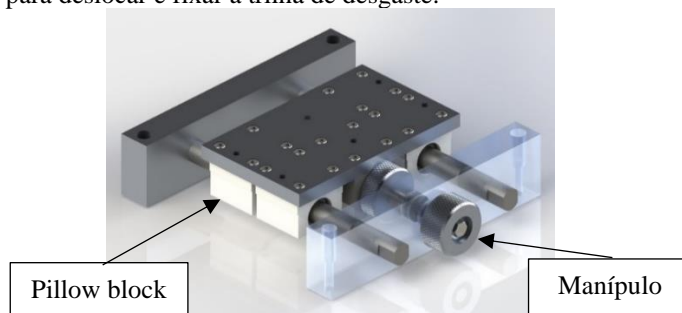


Fig. 6. Suporte da Torre

#### 6) Torre

O subconjunto da torre, Fig. 7, foi projetado para sustentar o braço de alavanca. Este é formado principalmente por uma célula de carga (A), haste paralela porta pinça (B), e contrapeso (C).

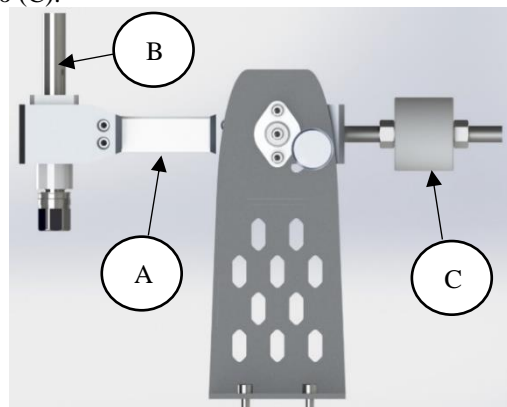


Fig. 7. Torre vista lateral

A função da torre é fixar a variedade de amostras de maneira que a carga pré-estabelecida, aplicada acima da haste paralela porta pinça, incida diretamente no disco. O contrapeso serve para garantir que a carga do conjunto não interfira no ensaio, pois ele mantém o braço em balanço.

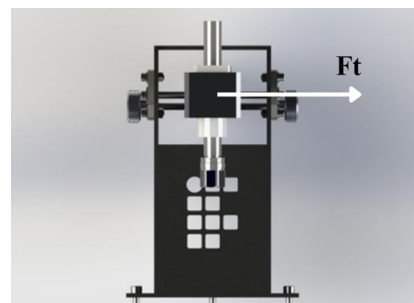


Fig. 8. Torre vista frontal

A célula de carga, que é o transdutor responsável por medir a força tangencial aplicada no pino durante o ensaio, conforme Fig. 8, transmite os dados ao controlador com a finalidade de obter o coeficiente de atrito. Isso é possível porque, no interior da célula de carga, os extensômetros são fixados em pontos específicos da geometria que concentram maiores tensões. Esses extensômetros ligados em uma ponte completa de *Wheatstone*, deformam-se proporcionalmente à quantidade de força exercida, dentro do regime elástico do material, e enviam um sinal analógico correspondente a essa intensidade de força [18].

#### E. Modelagem Tridimensional

O desenvolvimento do projeto mecânico do equipamento foi realizado com a utilização do software CAD *SOLIDWORKS®*. Para otimizar a organização do projeto, o instrumento é dividido em subconjuntos que estão representados pela Fig. 9 como: estrutura geral (A); suporte do motor (B); eixo-árvore (C); base da torre (D); e torre (E).

A estrutura geral serve como suporte para a fixação de todos os subconjuntos.

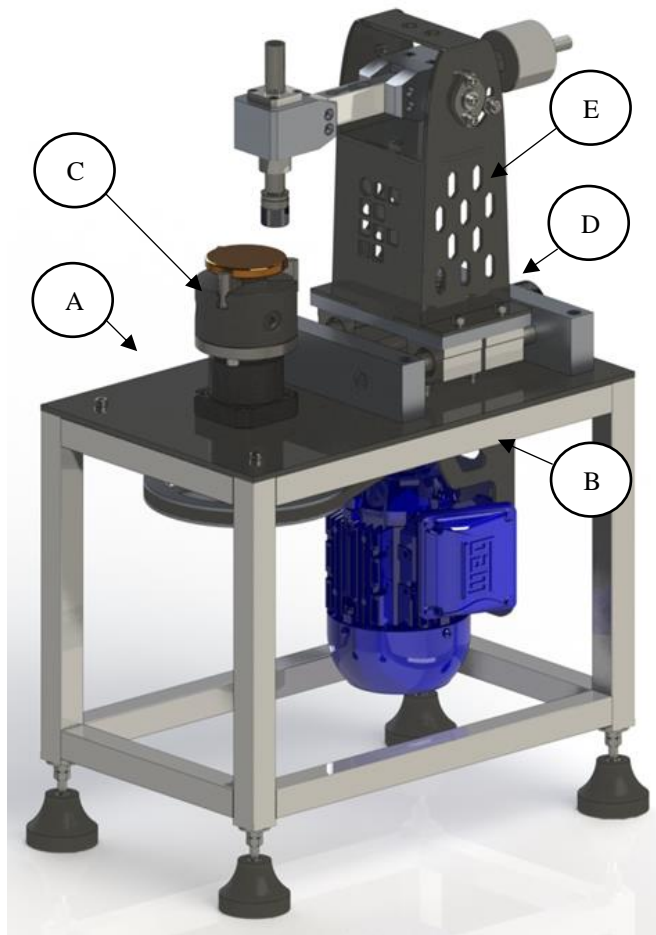


Fig. 9. Pino sobre Disco Renderização 3D

#### F. Fabricação e Montagem

Para a fabricação das peças, foram utilizadas máquinas-ferramentas convencionais de usinagem. A fresadora e o centro de usinagem computadorizado foram empregados para confecção de peças prismáticas, enquanto o torno foi utilizado para a elaboração de peças cilíndricas. As chapas utilizadas no projeto foram confeccionadas a laser

externo ao IFSC, devido à ausência de equipamento similar nas dependências do Câmpus.

#### G. Instrumentação e automação

O LabVIEW, visto como um ambiente de programação em linguagem gráfica, foi criado pela *National Instruments*, empresa produtora de equipamentos para testes automatizados e softwares de instrumentação virtual. Essa linguagem de programação acelera o processo de desenvolvimento de sistemas de testes por meio de uma abordagem intuitiva e ágil [19].

Com esse software foi possível criar uma interface para o usuário que garantiu a integração dos instrumentos periféricos como as células de carga e o inversor de frequência. A interface também permitiu visualizar e armazenar resultados instantâneos do processo.

A célula de carga detecta deformações impostas por forças externas, na casa dos milésimos de milímetro, que são imperceptíveis ao olho nu, mas são suficientes para causarem variações na resistência elétrica dos condutores que compõem os extensômetros [20]. Para medir essas variações resistivas e evitar os efeitos da temperatura nos extensômetros, usualmente é implementado a ponte de *Wheatstone*, conforme a Fig. 10, que permite a leitura de valores resistivos. Neste circuito, qualquer desbalanceamento resistivo, provocado pela força aplicada na célula de carga, passa a ser representado por um valor de tensão [21].

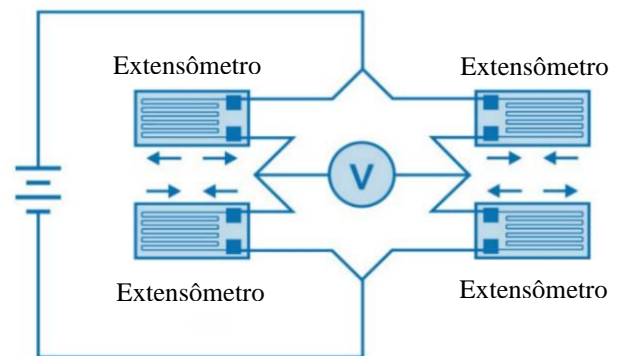


Fig. 10. Representação da Ponte de *Wheatstone*

Tendo em vista que o sinal analógico proveniente da ponte de *Wheatstone* está na ordem de milivolts, é necessária a utilização de um amplificador operacional antes do controlador. Dessa forma, o condicionamento do sinal garante maior precisão e dados mais confiáveis para exibição no supervisório [21].

#### H. Procedimento de Ensaio

Os parâmetros de ensaio, incluindo carga, velocidade e distância de deslizamento, devem ser rigorosamente medidos, utilizando-se das unidades SI, pois são variáveis que influenciam no processo de desgaste. Da mesma maneira, os parâmetros das amostras, tais como dimensões, acabamento superficial, forma, composição, microestrutura e dureza, devem aderir às mesmas normas de medição. É imperativo que todas as fases do procedimento de ensaio, conforme delineadas na Fig.11 subseqüente, sejam executadas com máxima cautela [9].

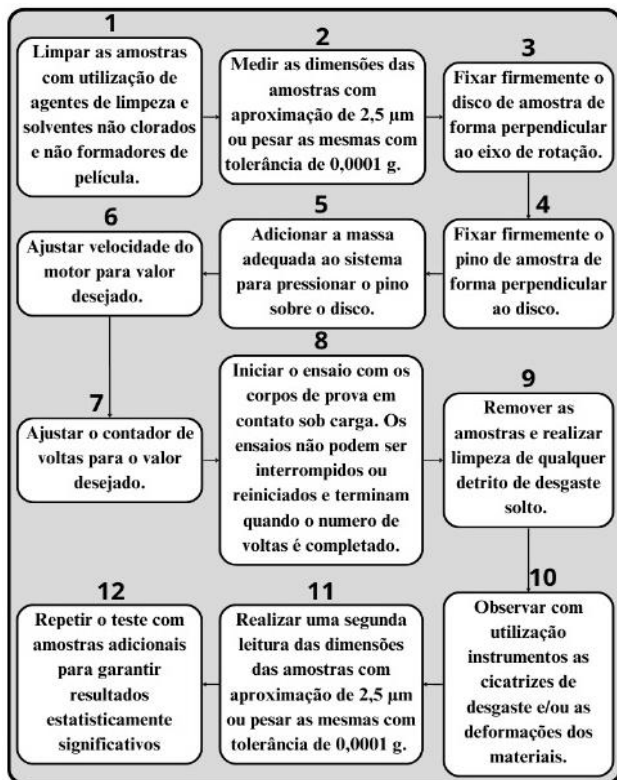


Fig. 11. Procedimento de Ensaio

A Tabela IV apresenta os parâmetros das amostras escolhidas para os testes do instrumento. Foram utilizadas esferas de aço AISI 52100 como amostra em forma de pino, justificando sua aplicação pela elevada dureza, quando comparada com as amostras dos discos [22]. O disco de aço AISI H13 (estado recozido) com dureza inferior as esferas, foi usinado no torno de comando numérico computadorizado (CNC) com o avanço e resfriamento controlados [23].

TABELA IV. CARACTERÍSTICAS DOS CORPOS DE PROVA

	Composição química %	Dureza HV	Rugosidade (média)	
			Rz (µm) - Ra(µm)	
<b>Esfera de rolamentos comerciais AISI 52100</b>	0,95-1,05 C 0,15-0,35 Si 0,25-0,45 Mn 0,025 P 0,025 S 1,40-1,65 Cr 0,30 Ni 0,08 Mo 0,20 Cu	697	-	0,020
<b>Disco de aço AISI H13 (estado recozido) Diâmetro de 40 mm</b>	4,75-5,50 Cr 1,10-1,75 Mo 0,80-1,20 Si 0,80-1,20 V 0,32-0,45 C 0,3 Ni 0,25 Cu 0,20-0,50 Mn 0,03 P 0,03 S	180	5,518	0,903

### III. RESULTADOS E DISCUSSÕES

#### A. Estrutura Mecânica

A estrutura mecânica, representada pela Fig.12, ficou de acordo com o desenvolvimento via *software* (SolidWorks®) do projeto. Sua dimensão final é de 500x520x820 mm.

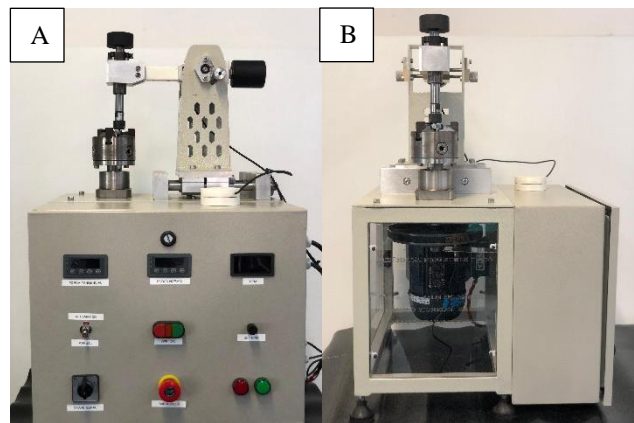


Fig. 12. Pino sobre Disco, (A) vista lateral e (B) vista frontal

O subconjunto mecânico da estrutura geral foi confeccionado com a utilização de tubos quadrados de aço AISI 1020 e fixados permanentemente com o processo de soldagem *Metal Inert Gas* (MIG). Adicionalmente, no contato entre o chão e o equipamento foram adicionados pés niveladores emborrachados de maneira a garantir uma maior estabilidade e absorção de vibração. Além disso, na parte superior da estrutura geral, foi fixada uma chapa de aço AISI 1020 com espessura de 3/16", permitindo o suporte ao peso dos demais subconjuntos e assegurando uma maior rigidez ao sistema.

Para movimentar o disco, foi utilizado um motor trifásico de 368 W, 4 polos, com alimentação de 220/380 V da fabricante Hercules. A carcaça deste motor, foi escolhida em alumínio, com o intuito de reduzir o peso e aumentar a dissipação de calor, considerando a densidade e a condutividade térmica deste material. Por consequência, a maior temperatura monitorada em regime permanente de trabalho na carcaça do motor, em mínima e máxima rotação, foi de 49° C, enquanto a temperatura ambiente média em Criciúma manteve-se em 26° C. Por conseguinte, o modelo de motor escolhido pertence à categoria F das classes de isolamento, que, segundo o fabricante, permite uma temperatura máxima no bobinado de 155° C [24].

A transmissão de movimento circular do sistema foi composta por duas polias de ferro fundido, material selecionado devido ao amortecimento de vibrações, configuradas como um redutor de velocidade de 4:1. Além disso, a correia dimensionada para potência e distância entre centros foi uma A31. Em virtude disso, o inversor monofásico de 220 V, modelo CFW300 da WEG, suportou o controle de rotação máxima de 550 rpm e a mínima de 55 rpm. Esses resultados foram conferidos com um tacômetro digital portátil.

O eixo árvore, de 25 mm de diâmetro, foi usinado em uma barra de aço AISI 1045 e apoiado em dois rolamentos de contatos angulares 7205 ACCBM, que possuem um ângulo de contato de 25°. O material optado para a fabricação do mancal dos rolamentos também foi um aço AISI 1045. A placa para torno universal com três castanha, K-11100 de 100 mm de diâmetro, foi fixada em uma flange com utilização de parafusos classe 12.9. A flange foi usinada e fixada ao eixo com soldagem MIG. Essa placa de torno permite a fixação temporária de amostras em forma de disco de 30 a 80 mm.

O suporte da torre foi montado com quatro rolamentos lineares SCS20UU, dois para cada eixo de 20 mm

de aço AISI 1020 retificado. Uma barra roscada M14 de aço inox 304 foi utilizada como fuso para deslocamento da torre.

A torre foi cortada e soldada a laser com chapas de aço AISI 1020. A haste paralela porta pinça escolhida foi a ER16A de 150 mm de curso. O curso da haste desliza internamente ao rolamento linear com flange quadrada, LMKL20UU. Sobre a haste é apoiada a carga de ensaio. A haste paralela porta pinça recebe pinças de fixação com capacidade de suportar amostras de 1,0 a 10,0 mm de diâmetro.

### B. Painel Elétrico

O painel elétrico, adquirido comercialmente, com dimensões de 500x400x300 mm, foi fixado na lateral da estrutura geral, conforme observado na Fig. 12. Os circuitos de potência, Fig. 13 A, e de controle, Fig. 13 B, foram alojados no mesmo painel, mas de maneira organizada, separando os cabos conforme o tipo de corrente para evitar interferências eletromagnéticas que poderiam distorcer os sinais dos sensores.

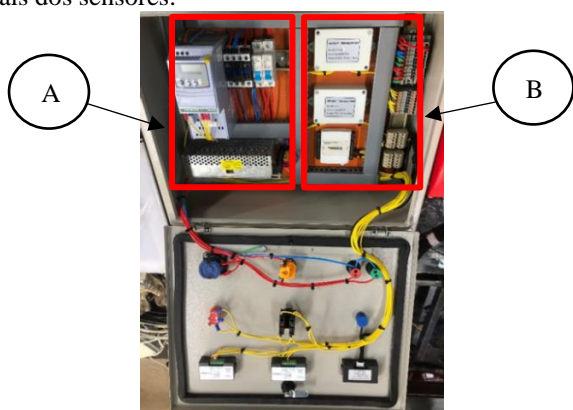


Fig. 13. Painel elétrico

A porta do painel serviu como suporte para botoeiras e chaves de acionamento. Nela, posicionou-se uma chave geral para o seccionamento da energia de todo o instrumento, um botão de emergência, um botão de liga e desliga para controle do ensaio e uma chave de seleção manual/automático.

No modo manual, o motor é acionado diretamente, sem a necessidade do controlador. No modo automático, o motor é controlado pelo algoritmo do supervisor. Quando não houver necessidade de obtenção do coeficiente de atrito, o operador poderá utilizar o instrumento de maneira manual, sem a necessidade de utilização de um computador para executar o programa.

Os indicadores digitais, observados na Fig. 12, servem para informar a força tangencial, a carga normal e as rotações por minuto do disco. Esses instrumentos auxiliam o técnico de laboratório a ter maior controle do processo. O potenciômetro multivoltas de 10k ohms, componente abaixo do display da direita do quadro, ajusta a velocidade do motor.

### C. Automação

O controlador utilizado trata-se da placa NI USB 6009, um sistema embarcado indicado para aplicações de registros simples de dados, medições portáteis e experimentos de laboratório acadêmico. O dispositivo possui 13 portas digitais que podem ser configuradas como entrada ou saída, 8 entradas analógicas de 14 bits de resolução e 2

saídas analógicas de 12 bits de resolução. Com esse controlador, foi possível utilizar suas portas analógicas e digitais, para adquirir dados dos transdutores de força, e controlar o acionamento do motor.

O supervisor do pino sobre disco, representado na Fig. 14, foi desenvolvido em linguagem gráfica no ambiente de desenvolvimento LabVIEW. O programa é executado apenas quando o controlador está conectado ao computador via cabo USB. Dessa forma, os dados de ensaio são transferidos do controlador para o computador e armazenados em arquivos separados.

O algoritmo controla o tempo limite de ensaio com base nos dados fornecidos pelo usuário, quando o tempo de ensaio ultrapassa o limite estabelecido, o ensaio é interrompido para garantir a precisão na distância de deslizamento. O programa também calcula a velocidade periférica, relacionando o diâmetro da trilha de desgaste com o rpm do disco, proporcionando ao operador um maior controle sobre o processo.

O programa permite ao usuário realizar a tara caso seja necessário algum ajuste de zeramento nos valores informados pelas células de carga. O gráfico de penas na parte inferior da Fig. 14 refere-se a força tangencial.

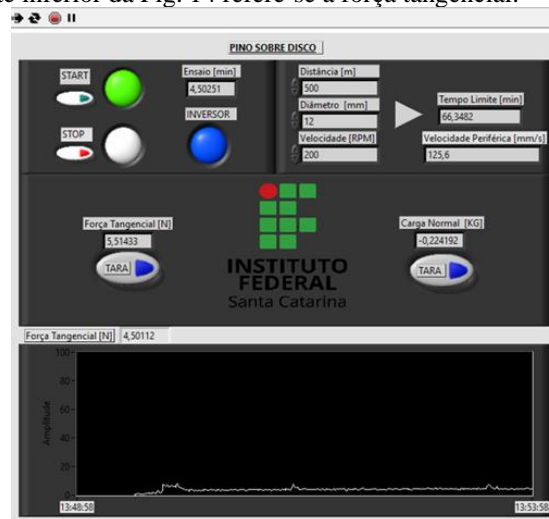


Fig. 14. Supervisor

### D. Testes

Os testes do instrumento proposto, Fig. 15, foram realizados por meio de quatro ensaios, mantendo constante a força normal, de 9,47 N, a velocidade periférica, de 0,126 m/s e a distância de deslizamento, de 500 m. Para restringir a influência das variações do material dos corpos de prova, optou-se por utilizar apenas um disco, variando o diâmetro da trilha de desgaste.

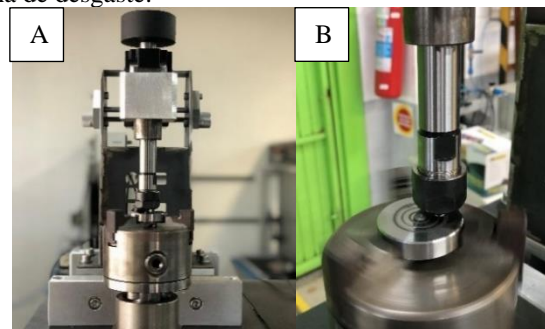


Fig. 15. Ensaios de teste, (A) vista geral e (B) vista detalhada

A Tabela IV apresenta os resultados dos ensaios. A cada ensaio, o disco foi limpo e pesado e a esfera virada. A taxa de amostragem para os ensaios foi de 10 Hz. O coeficiente de atrito do tribossistema foi calculado utilizando a média da carga tangencial dos últimos 10 min de ensaio. Para manter a velocidade periférica constante, a rotação do disco foi ajustada inversamente proporcional a trilha de desgaste.

TABELA V. RESULTADOS DOS ENSAIOS

Ensaio	I	II	III	IV
<b>Diâmetro trilha de desgaste (mm)</b>	12	16	24	32
<b>Rotação (rpm)</b>	200	150	100	75
<b>Perda de Massa (mg)</b>	10	12	8	9
<b>Perda de volume disco (mm<sup>3</sup>)</b>	1,28	1,53	1,03	1,15
<b>Coefficiente de atrito</b>	0,527	0,493	0,495	0,493

À medida que a distância de deslizamento aumenta, o desgaste deixa de ser pontual pois há um aumento da superfície de contato entre as amostras. Esse aumento da superfície de contato facilita o deslizamento entre os corpos pois os detritos, originados da fragmentação dos picos de rugosidade, são depositados nos vales, modificando a interação entre os corpos.

A estabilização da força tangencial nos ensaios ocorreu quando o fluxo de ejeção de detritos da trilha de desgaste tornou-se constante. Os ensaios foram realizados sem lubrificação em condições nominais não abrasivas. Em virtude disso, foi possível observar a formação do fluxo de detritos de desgaste, conforme a Fig 16.



Fig. 16. Fluxo de detritos

O gráfico gerado do Ensaio I, Fig. 17, mostra que o pico de força tangencial foi de 6,5 N nos instantes iniciais do ensaio. No entanto, essa intensidade de força diminuiu rapidamente e seguiu com uma retomada gradual ao longo dos primeiros 11 minutos, até atingir valores próximos de 5,5 N. Após o minuto 56, a força tangencial passou a variar dentro de um intervalo menor. Contudo, esse intervalo de oscilação ainda se apresentou maior quando comparado aos outros ensaios propostos nestes testes.

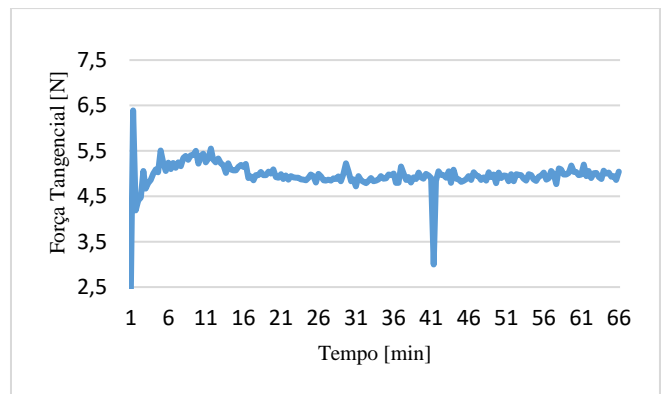


Fig. 17. Ensaio I

O gráfico gerado do Ensaio II, Fig. 18, apresentou uma tendência de curva semelhante ao ensaio anterior. Novamente, a força tangencial, durante os primeiros minutos, elevou-se gradativamente até os valores adjacentes de 5,5 N. No entanto, não foi possível observar um pico de força semelhante aos demais ensaios, mas de maneira discreta os pontos do gráfico foram se estabilizando dentro de uma faixa restrita de valores próximos a 4,7 N, após o minuto 56.

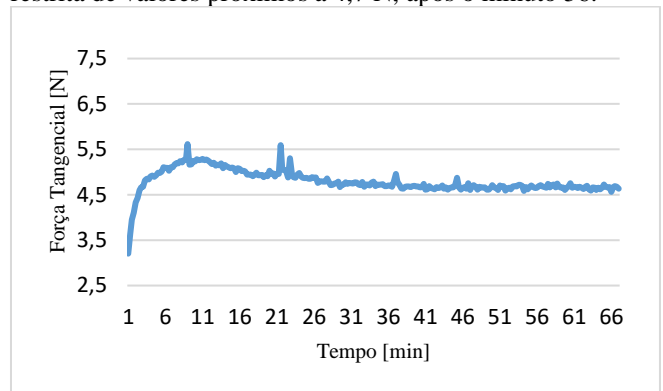


Fig. 18. Ensaio II

O pico de força tangencial, nos instantes iniciais, foi novamente evidenciado no gráfico do Ensaio III, Fig. 19. A projeção da curva ascendente deste ensaio assemelhou-se ao ensaio anterior de maneira que os valores ligeiramente ultrapassaram os 5,5 N. De todos os ensaios realizados, esse foi o qual apresentou uma menor oscilação de valores, resultando em uma média de força, nos 10 minutos finais de ensaio, de 4,8 N.

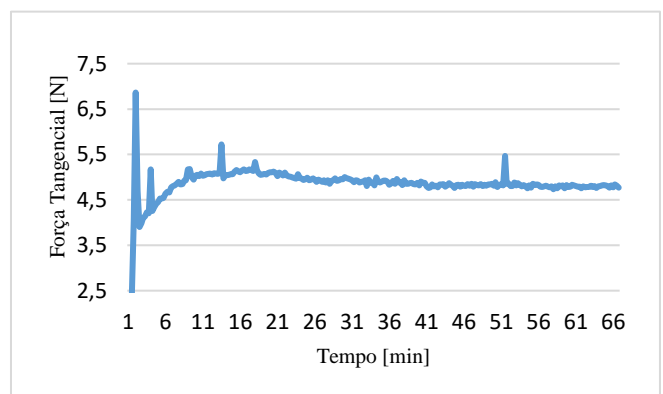


Fig. 19. Ensaio III

O pico de força tangencial, nos instantes iniciais, foi outra vez evidenciado no gráfico do Ensaio IV, Fig. 20. Em contrapartida, a curva ascendente deste ensaio foi plotada de maneira suave. A oscilação da força tangencial, novamente estabilizou em um intervalo pequeno. Em virtude disso, a média de força nos 10 minutos finais de ensaio foi de 4,7 N.

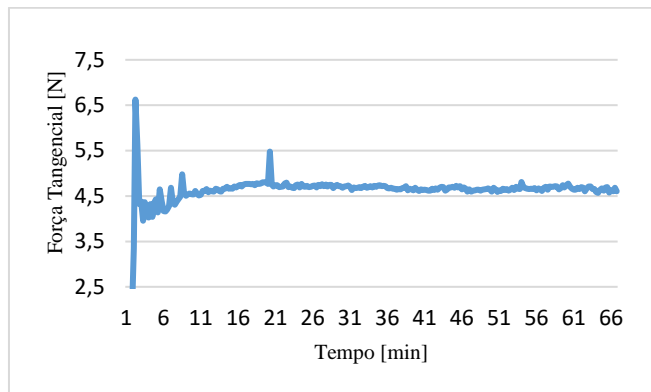


Fig. 20. Ensaio IV

#### IV. CONCLUSÕES

O desenvolvimento da estrutura mecânica do instrumento pino sobre disco cumpriu fielmente os requisitos de construção da norma ASTM G99. Por consequência, o equipamento apresentou a rigidez necessária para a execução do deslocamento relativo, a seco, entre duas amostras, além da fundamental absorção de vibrações geradas pelo conjunto mecânico de transmissão do movimento, que poderia interferir na área de contato dos corpos de prova.

O painel elétrico, fixado ao lado da estrutura mecânica, abrigou, de forma organizada e simplificada, todos os componentes de comando e potência do equipamento. A instrumentação utilizada neste trabalho permitiu ao usuário comandar o ensaio de forma segura e simples, tendo o acesso e o controle de todos os parâmetros fundamentais de desgaste.

A utilização da placa NI USB 6009 na automação do equipamento concedeu uma maior facilidade e exatidão na aquisição de dados. Nesse mesmo sentido, contribuiu significativamente para repetibilidade do instrumento, pois a interferência humana ao longo da duração do ensaio foi eliminada.

Os ensaios de testes deste trabalho apontaram para um instrumento laboratorial com capacidade de executar ensaios de desgaste e atrito de forma confiável. Além disso, o equipamento proposto demonstrou-se apto para avaliar de formar qualitativa e quantitativa os parâmetros em investigações tribológicas.

#### V. REFERÊNCIAS

[1] GORYACHEVA, I. G. Contact Mechanics in Tribology. Dordrecht: Springer Netherlands, 1998. v. 61

[2] RAMOS, D. T. L. et al. Projeto de um banco de ensaio de desgaste do tipo "pin-on-disc." Cerâmica, v. 60, n. 355, p. 443–448, set. 2014.

[3] KAYODE, J. F.; LAWAL, S. L.; AFOLALU, S. A. An Overview of Tribology and its Industrial Applications. 2023 International

Conference on Science, Engineering and Business for Sustainable Development Goals (SEB-SDG). Anais...IEEE, 5 abr. 2023.

[4] HOLMBERG, K.; ANDERSSON, P.; ERDEMIR, A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. Tribology International, v. 47, p. 221–234, mar. 2012.

[5] ZHANG, G. et al. **Important contributions of metal interfaces on their tribological performances: From influencing factors to wear mechanisms.** Composite Structures, v. 337, p. 118027, 1 jun. 2024.

[6] OTTANI, F. et al. Using infrared imaging to measure the friction coefficient during pin-on-disk sliding wear tests. Measurement, v. 225, p. 114048, fev. 2024.

[7] DA SILVA SIMIONI, G. C. et al. Engineering Design Process in Developing a Pin-on-Disk Apparatus to Perform Dry or Lubricated Sliding Wear Test. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, v. 72, p. 1–9, 2023.

[8] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W.; STACHOWIAK, G. B. Tribometers. In: Tribology Series. p. 25–78. 2004.

[9] ASTM. G99-17: Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus. United States, 2023.

[10] FILLOT, N.; IORDANOFF, I.; BERTHIER, Y. Wear modeling and the third body concept. Wear, v. 262, n. 7–8, p. 949–957, mar. 2007.

[11] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Introduction. Engineering Tribology**, p. 1–9, 1 jan. 2006.

[12] MACULOTTI, G. et al. Uncertainty-based comparison of conventional and surface topography-based methods for wear volume evaluation in pin-on-disc tribological test. Tribology International, v. 165, p. 107260, jan. 2022.

[13] PETRUZELLA, Frank D. **Motores elétricos e acionamentos.** (Tekne). Grupo A, 2013. E-book. ISBN 9788580552584. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580552584/>. Acesso em: 29 jun. 2024.

[14] **Motores Elétricos | WEG - Produtos.** Disponível em: [https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Motores-EI%C3%A9tricos/c/BR\\_MT](https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Motores-EI%C3%A9tricos/c/BR_MT). Acesso em: 28 jun. 2024.

[15] BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley.** Grupo A, 2016. E-book. ISBN 9788580555554. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/>. Acesso em: 29 jun. 2024.

[16] ALMEIDA, Julio César de; LIMA, Key Fonseca de; BARBIERI, Renato. Elementos de máquinas: projeto de sistemas mecânicos

[17] COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas, 2ª edição.** Grupo GEN, 2019. E-book. ISBN 9788521636243. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521636243/>. Acesso em: 29 jun. 2024.

[18] Células de Carga de Plataforma - Personalizada e Padrão | Flintec. Disponível em: <https://www.flintec.com/br/sensores-de-peso/celulas-de-carga/plataforma>. Acesso em: 24 jun. 2024.

[19] **Test and Measurement Systems, a part of Emerson - NI.** Disponível em: <https://www.ni.com/en.html>. Acesso em: 12 ago. 2024.

[20] **Célula de carga single point - para plataformas | LAUMAS.** Disponível em: <https://www.laumas.com/pt/produtos/celulas-de-carga-e-acessorios-de-montagem/celulas-de-carga-single-point/>. Acesso em: 24 jun. 2024.

[21] THOMAZINI, Daniel; ALBUQUERQUE, Pedro Urbano Braga de. **Sensores industriais.** SRV Editora LTDA, 2020. E-book. ISBN 9788536533247. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788536533247/>. Acesso em: 25 jun. 2024.

[22] Aço H13: Aço ferramenta para trabalho a quente» Aços Nobre em Sorocaba. Disponível em: <https://acosnobre.com.br/blog/aco-h13-propriedades-composicao-quimica-caracteristicas-dureza/>. Acesso em: 17 jan. 2025.

[23] Esfera Cromo AISI 52100 100Cr6 | CYH Rolamentos. Disponível em: <https://www.cyhrolamentos.com.br/loja/produto/esfera-cromo>. Acesso em: 27 jan. 2025.

[24] Hercules Motores Elétricos. Disponível em: <https://herculesmotores.com.br/>. Acesso em: 7 jan. 2025.