

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

DETERMINAÇÃO DO RAI EFETIVO EM PASTILHAS CIRCULARES DE FREIOS A DISCO
EM TRIBÔMETRO

por

Lucas Souza Euzébio

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 2010



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

DETERMINAÇÃO DO RAIO EFETIVO EM PASTILHAS CIRCULARES DE FREIOS A DISCO
EM TRIBÔMETRO

por

Lucas Souza Euzébio

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. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. Flávio José Lorini

Prof. José Antônio Esmerio Mazzaferro

Prof. Darci Campani

Porto Alegre, 09 de Dezembro de 2010.

Dedico este trabalho de modo especial
aos meus pais, José Luiz e Dione,
à minha esposa Michelle e à minha filha Alice,
pelo apoio, compreensão e amor dedicado.

- AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Universidade Federal do Rio Grande do Sul e todos os seus colaboradores pela oportunidade da formação acadêmica;

ao meu orientador, Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira, pelos conhecimentos transmitidos e disponibilidade de tempo para ajudar sempre que necessário;

aos meus amigos e colegas, pelo companheirismo e compreensão durante a minha graduação.

EUZÉBIO, L. S. Determinação do Raio Efetivo em Pastilhas Circulares de Freios a Disco em Tribômetro. 2010. 29 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho visa dar continuidade à linha de pesquisa com materiais de fricção utilizando um equipamento especificamente desenvolvido para esse fim. O equipamento encontra-se em condições de funcionamento, porém a medição do raio de aplicação da força é indireta, gerando erros em sua medição. Determinou-se, de forma analítica, o raio efetivo em pastilhas de geometria circular de discos de freio no tribômetro. Projetou-se também um dispositivo para medição do raio de aplicação da força de modo direto sendo ainda criado um procedimento padronizado para usinagem da plaqueta e montagem do corpo de prova no tribômetro visando garantir uma incerteza definida. Para a realização do estudo do raio efetivo, foram comparados os valores obtidos utilizando-se a equação proposta no trabalho e as fórmulas propostas por outros autores para o raio efetivo em pastilhas circulares. A fim de analisar os erros associados ao método de medição do raio de aplicação da força, foi medido o desalinhamento entre os eixos do motor e do atuador pneumático utilizando um braço de medição tridimensional portátil. Após a realização das modificações no procedimento de medição do raio de aplicação da força, definiu-se o valor para a incerteza de medição do raio efetivo, cujo valor é utilizado no cálculo da incerteza padrão combinada do coeficiente de atrito. Por fim, foi realizado um ensaio com uma câmera termográfica para análise da homogeneidade da área de contato do disco com a pastilha e avaliação do raio efetivo real. Os resultados mostraram uma evolução na qualidade dos ensaios.

PALAVRAS-CHAVE: Pastilha de freio, material de atrito, raio efetivo, incerteza de medição.

EUZÉBIO, L. S. **Determination of Effective Radius in Circular Pads of Disk Brakes in Tribometer**. 2010. 29 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The the work gives continuity to the research line with friction materials using a equipment specifically developed for this use. The equipment is working properly, but the slip radius measurement is an indirect measuring, leading to errors on the measuring. The effective radius from circular pads used as samples in the tribometer was determined in analytic form. It was also designed a device for direct measurement of the effective radius. A standard procedure to machining the samples and assembly them in the tribometer was implemented in order to guarantee a defined uncertainty. Results for the effective radius in circular pads, which were obtained by using the proposed equation and equations from literature, were compared. In order to analyze the errors associated by the measurement method for the slip radius, the unaligned between the motor and cylinder shafts was determined using a portable tridimensional measuring arm. After the changes measurement procedure for the effective radius, the uncertainty resulting from the method was calculated. Finally, was made a test with a thermographic cam to analyze the contact area homogeneity between the disk brake and the pad, and evaluation of effective radius. The results showed an evolution in quality of the tests.

KEYWORDS: Brake pad, friction material, effective radius, measurement uncertainty.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3.1 Tribômetro	1
3.2 Raio Efetivo	2
3.3 Raio de Aplicação da Força Ativante	4
3.4 Incerteza de Medição	5
3.5 Incerteza Padrão Combinada	5
4 METODOLOGIA	6
4.1 Determinação da Equação do Raio para Pastilhas Circulares	6
4.2 Cálculo do Raio Efetivo	8
4.2.1 Pressão Uniforme	8
4.2.2 Desgaste Uniforme	9
4.3 Determinação as Incerteza de Medição do Raio de Aplicação da Força Ativante	10
4.3.1 Cálculo do Raio de Aplicação da Força Ativante	11
4.3.2 Análise termográfica	11
4.3.3 Novo método de medição da Excentricidade	14
4.3.4 Incerteza de Medição do Novo Método	16
5. CONCLUSÃO	17
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	18
Apêndice A	19
Apêndice B	20
Apêndice C	21
Apêndice D	22

1. INTRODUÇÃO

A utilização de discos de freio em automóveis tornou-se grandemente difundida e, para o ritmo industrial atual, qualquer avanço tecnológico nessa área pode ser um grande diferencial. A função básica dos freios é absorver energia cinética e dissipá-la na forma de energia térmica, ou seja, calor. De modo que o estudo das reações físicas e químicas nos componentes traz dados importantes para sua completa interpretação, otimizando tanto o processo de absorção quanto de dissipação da energia.

Um importante fator utilizado no cálculo do coeficiente de atrito das pastilhas de freio a partir de dados experimentais obtidos nos ensaios de frenagem em tribômetro, é o raio efetivo, que é definido como uma sapata equivalente de espessura radial infinitesimal. O coeficiente de atrito varia também em função do torque frenante e da força aplicada. O raio efetivo depende da geometria da pastilha e de sua localização em relação ao disco de freio. Alguns autores usam o valor médio entre o raio interno e externo da pastilha, outros utilizam a distância entre os centros do disco de freio e do cilindro de acionamento do freio. Essas proposições geram erros consideráveis próximos à 3%, segundo Vieira, 2008.

O presente trabalho visa dar continuidade ao aprimoramento do desenvolvimento de ensaios de frenagem no tribômetro do Laboratório de Usinagem da UFRGS. Para tanto, foi determinada uma equação algébrica para definir, matematicamente, uma pastilha de geometria circular, como as utilizadas nos ensaios de frenagem. O raio efetivo foi calculado numericamente e comparado com os valores sugeridos pela literatura. Foi também avaliado o erro associado ao processo de medição do raio de aplicação da força ativante e elaborado um novo processo de medição com uma incerteza definida. Essa incerteza será usada para avaliação da incerteza padrão combinada da medição do coeficiente de atrito.

2. OBJETIVOS

O trabalho visa determinar, de forma analítica, o raio efetivo para pastilhas de geometria circular, visto que as fórmulas propostas na literatura são aproximadas e que sua relação com o atrito ainda não está bem definida, além de criar um procedimento padronizado para medição do raio de aplicação da força de modo a garantir uma incerteza de medição conhecida nos ensaios realizados no tribômetro.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Tribômetro

Equipamento de testes destinado à determinação de parâmetros e características de ensaios de frenagens, tais como desgaste do corpo de prova, coeficiente de atrito e comportamento do material do corpo de prova em altas temperaturas.

O tribômetro é composto basicamente dos seguintes sistemas (Neis, 2008):

- Base: Estrutura em aço com perfil “caixão”, serve como suporte para todos os outros sistemas.
- Sistema de rotação: Eixo acoplado ao motor, transdutor de torque, que mede torque durante frenagem, e disco de freio.
- Sistema de aplicação de carga axial: Eixo que contém o cilindro pneumático, a célula de carga, que mede a força aplicada, e o suporte do corpo de prova.
- Sistema de automação e controle: Através de um hardware de aquisição e interface gráfica que gerenciam todos os processos envolvidos nos ensaios.

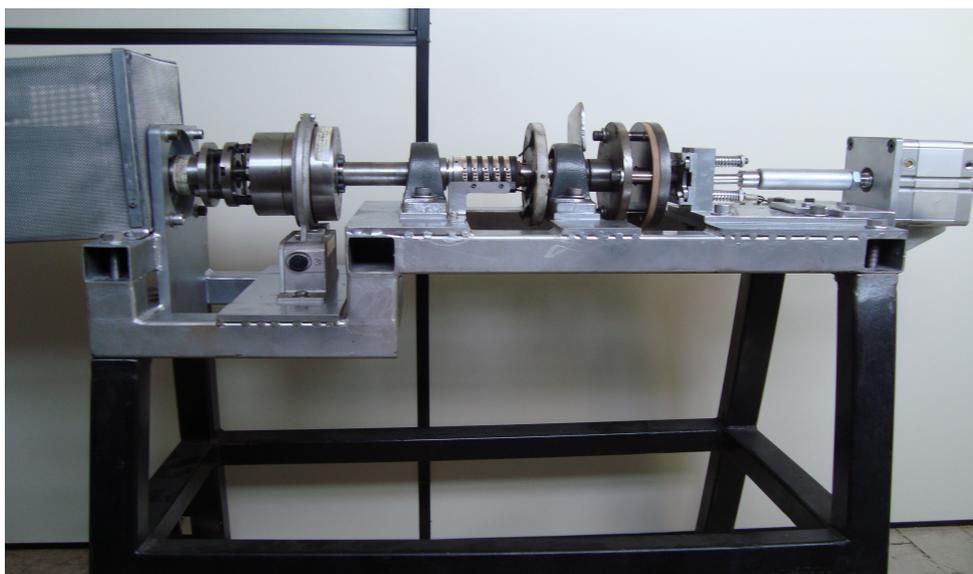


Figura 3.1: Tribômetro

As características do tribômetro podem ser vistas na tabela abaixo:

Tabela 3.1: Parâmetros do tribômetro

Parâmetros característicos do tribômetro	
Carga normal máxima	~1780N
Potência do motor	11 kW
Faixa de regulagem do raio de aplicação da carga	de 27 à 54 mm
Geometria dos corpos de prova	Cilíndrica
Rotação do disco	0 à 4000 Rpm
Pressão máx. de contato	~7 MPa

Fonte: Neis, 2008

3.2 Raio Efetivo

O raio efetivo é determinado como o raio de uma sapata equivalente de espessura radial infinitesimal, conforme Shigley et al, 2005. A figura 3.2 mostra a geometria mais simples para o cálculo do raio efetivo.

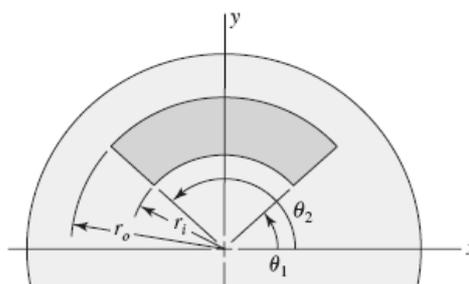


Figura 3.2: Geometria padrão da sapata.

Fonte: Shigley et al, 2005.

Onde r_i é o raio interno, r_o é o raio externo, θ_1 é o ângulo inicial e θ_2 é o ângulo final da sapata.

As equações que fornecem a força atuante e o torque de fricção são, segundo Shigley et al, 2005:

$$F = p \cdot A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad (3.1)$$

$$T = \mu \cdot F \cdot R_e = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta \quad (3.2)$$

Onde F é a força ativante, T é o torque de fricção R_e é o raio efetivo e p é a pressão média.

O raio efetivo pode ser calculado através das equações (3.1) e (3.2):

$$R_e = \frac{T}{F \cdot \mu} \quad (3.3)$$

Para uma pastilha de geometria circular, o raio efetivo pode ser calculado utilizando-se a fórmula proposta por Fazekas, 1972, como pode ser visto na figura a seguir:

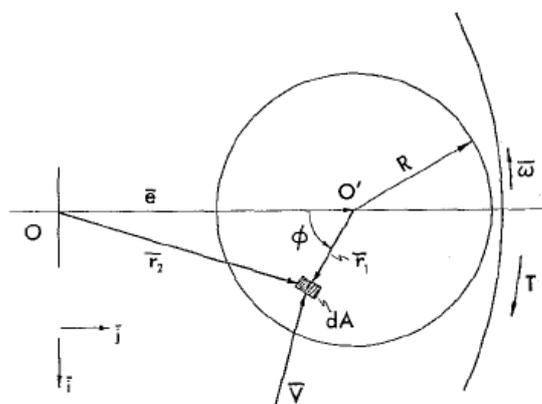


Figura 3.3: Pastilha circular
Fonte: Fazekas, 1972

Onde O é a origem do sistema e centro geométrico do disco de freio, O' é o centro geométrico da pastilha, R é o raio da pastilha, \vec{V} é o vetor velocidade linear sobre o elemento de área dA , T é o torque devido às forças de atrito, e é a excentricidade, ou seja, a distância entre os centros geométricos do disco e da pastilha, ω é a velocidade angular, \bar{r}_2 é a distância do elemento de área até a origem, \bar{r}_1 é a distância do elemento de área até o centro geométrico da pastilha e ϕ é o ângulo formado pelo vetor \bar{r}_1 e o eixo x .

O autor determina as equações que caracterizam a relação $\frac{P_{av}}{P_{máx}}$ e o raio efetivo, com a variação da relação $\frac{R}{e}$:

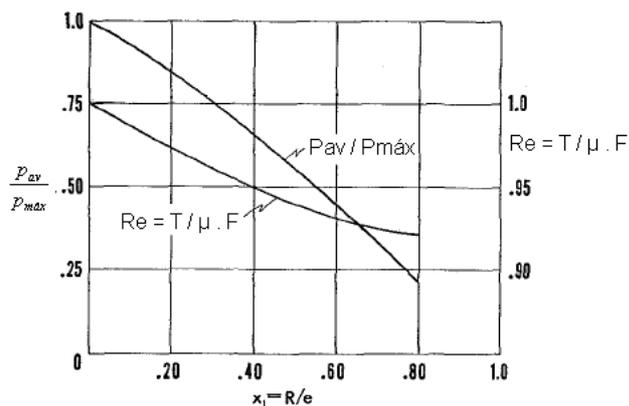


Figura 3.4: Comportamento do raio efetivo em função da relação raio da pastilha e excentricidade
Fonte: Fazekas, 1972.

Onde p_{av} é a pressão média sobre a pastilha, $p_{máx}$ é a pressão máxima atuando sobre a pastilha.

A fórmula pode ser aplicada somente dentro da faixa $0 < R/e < 0,80$, onde a equação pode ser aproximada para um valor calculável manualmente. Do gráfico acima, pode-se montar uma tabela de relações, como pode ser visto abaixo:

Tabela 3.2: Parâmetros para um freio a disco com pastilha circular

R/e	$\delta = r_e / e$	$p_{máx} / p_{av}$
0,0	1,000	1,000
0,1	0,983	1,093
0,2	0,969	1,212
0,3	0,957	1,367
0,4	0,947	1,578
0,5	0,938	1,875

Fonte: Shigley et al, 2005.

Alguns autores, como William, 2004, propõem adotar o raio médio ($R_m = \frac{r_i + r_o}{2}$) como sendo o raio efetivo.

3.3 Raio de aplicação da força ativante

O raio de aplicação da força ativante (\bar{r}) é a coordenada de localização da força ativante, ou seja, distância entre o eixo do motor, conseqüentemente do disco de freio, e o eixo do atuador pneumático, que aplicará a força no corpo de prova na direção normal ao plano de giro do disco, como mostra a figura a seguir:

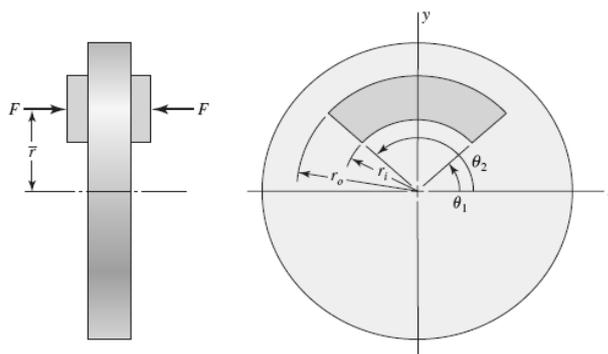


Figura 3.5: Raio de aplicação da força ativante
Fonte: Shigley et al, 2005.

A localização do \bar{r} pode ser determinada calculando-se momento fletor em torno do eixo x , e deve estar sobre o eixo y , visto que este é um eixo de simetria da geometria da pastilha. Portanto, segundo Shigley et al, 2005, tem-se a seguinte equação:

$$M_x = F \cdot \bar{r} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_1}^{r_2} p \cdot r \cdot (r \cdot \text{sen}\theta) \cdot dr \cdot d\theta \quad (3.4)$$

$$\bar{r} = \frac{M_x}{F} \quad (3.5)$$

Onde M_x é o momento fletor em torno do eixo x e p é a pressão média.

3.4 Incerteza de medição

A grandeza física que é obtida através de um procedimento experimental é sempre uma aproximação do valor verdadeiro da mesma grandeza que é, por natureza, indeterminado. A diferença entre o valor obtido e o valor verdadeiro é chamada de erro segundo INMETRO, 1995. Os erros de medição podem ser divididos em três classes:

- Erros grosseiros: Oriundos de cálculos e medições. A fonte desse erro é usualmente aparente, como pontos experimentais obviamente incorretos, ou resultados que não estão suficientemente próximos dos valores esperados. Esses erros podem e devem ser eliminados realizando-se a operação novamente, desta vez corretamente.
- Erros sistemáticos, ou de exatidão: Têm origem numa calibração mal feita do sistema de medição ou em erros de interpretação do fenômeno físico por parte do observador.
- Erros aleatórios, ou de repetitividade: Podem ter diferentes e variadas origens, como a diferença entre a variação do fenômeno e a capacidade de detecção do instrumento, as condições de controle do experimento, a variabilidade das condições do fenômeno medido ou do instrumento ou ainda das condições ambientais, etc.

3.5 Incerteza padrão combinada

Incerteza padrão combinada é a incerteza padrão do resultado de uma medida, quando esse resultado é obtido a partir dos valores de outras grandezas. Dependerá das incertezas padronizadas de todas as grandezas envolvidas.

A avaliação da incerteza padronizada é realizada de duas maneiras:

- a) **Tipo A:** Baseia-se em parâmetros estatísticos, estimados a partir de valores de observações repetitivas do mensurando. Para que a estimativa seja confiável, é

necessário grande número de observações independentes. Nesse caso, a incerteza padronizada é o desvio padrão da média das observações efetuadas.

- b) **Tipo B:** A determinação da incerteza padronizada é feita através de meios não estatísticos. Baseia-se em informações conhecidas anteriormente, como medições anteriores, especificações do instrumento, manuais técnicos e certificados de calibração.

Para o cálculo da incerteza padrão combinada do tipo B, analisa-se as incertezas de cada variável aleatória. Duas variáveis aleatórias são ditas estatisticamente independentes se suas variações se comportam de forma totalmente desvinculadas, isto é, não há nenhuma relação entre o crescimento de uma e o crescimento (ou decréscimo) da outra. Do ponto de vista estatístico estas variáveis são ditas não correlacionadas, e seu coeficiente de correlação é zero. É a situação mais comumente presente entre as fontes de erro em medições diretas.

Duas variáveis aleatórias são ditas estatisticamente dependentes se suas variações se dão de forma vinculada, isto é, há uma relação nitidamente definida entre o crescimento de uma e o crescimento da outra de forma proporcional.

Para variáveis estatisticamente independentes, a incerteza padrão combinada pode ser calculada pela fórmula de Kline e McClintock:

$$U_v = \left(\left(\frac{\partial V}{\partial x_1} u_1 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial V}{\partial x_n} u_n \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3.6)$$

Onde U_v é a incerteza combinada, V é a variável da qual se deseja obter a incerteza padrão combinada, x é uma variável independente e u é a incerteza da variável independente avaliada.

4. METODOLOGIA

4.1 Determinação da equação do círculo em coordenadas polares

Os ensaios de frenagem no tribômetro são realizados utilizando-se pastilhas de seção circular, conforme figura abaixo:

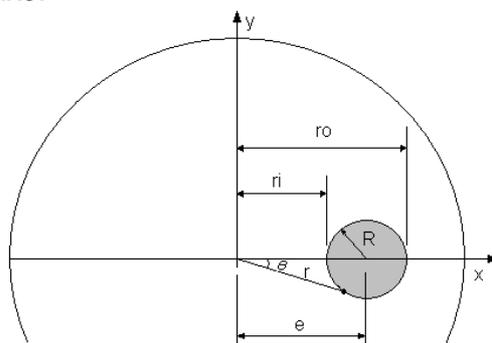


Figura 4.1: Geometria circular de pastilha

Onde R é o raio da pastilha, θ é o ângulo formado pelo vetor de posição r e o eixo x , e é a excentricidade, r_i é o raio interno, r_o é o raio externo.

Para o cálculo da área da seção da pastilha e, conseqüentemente do raio efetivo, primeiramente, deve-se determinar a equação que define a pastilha, que nada mais é do que um círculo com centro fora da origem e sobre o eixo x , em função do raio desta, da

excentricidade e do ângulo formado pelo vetor posição e o eixo x ($r = f(R, e, \theta)$). A equação do círculo com centro fora da origem, em coordenadas retangulares é a seguinte:

$$y^2 + (x - e)^2 = R^2 \quad (4.1)$$

Onde y é a coordenada no eixo y, x é a coordenada no eixo x, e é a excentricidade e R é o raio da pastilha.

Através de operações algébricas, a equação (4.1), torna-se:

$$y^2 + x^2 - 2 \cdot e \cdot x + e^2 - R^2 = 0 \quad (4.2)$$

Segundo Anton, 2000, transformam-se as coordenadas retangulares em coordenadas polares aplicando-se a seguinte relação:

$$y = r \cdot \text{sen}\theta \quad (4.3)$$

$$x = r \cdot \text{cos}\theta \quad (4.4)$$

Logo, substituindo-se as equações (4.3) e (4.4) na equação (4.2), tem-se:

$$r^2 \cdot \text{sen}^2\theta + r^2 \cdot \text{cos}^2\theta - 2 \cdot e \cdot r \cdot \text{cos}\theta + (e^2 - R^2) = 0 \quad (4.5)$$

Aplicando-se definições trigonométricas ($\text{sen}^2\theta + \text{cos}^2\theta = 1$) e álgebra, a equação (4.5) torna-se:

$$r^2 - (2 \cdot e \cdot \text{cos}\theta) \cdot r + (e^2 - R^2) = 0 \quad (4.6)$$

A equação (4.6) caracteriza-se como uma equação de segundo grau, podendo ser resolvida pela fórmula de Baskara, chegando-se à equação do vetor de posição da seção circular da pastilha:

$$r = e \cdot \left[\text{cos}\theta \pm \sqrt{\text{cos}^2\theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right] \quad (4.7)$$

Onde r varia de $e \cdot \left[\text{cos}\theta - \sqrt{\text{cos}^2\theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right]$ até $e \cdot \left[\text{cos}\theta + \sqrt{\text{cos}^2\theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right]$.

Para que r assuma valores que sejam números reais, o valor do interior do radical deve ser maior ou igual a zero, portanto:

$$\text{cos}^2\theta \geq 1 - \frac{R^2}{e^2} \quad (4.8)$$

Consequentemente, a equação é válida para os seguintes valores de θ :

$$- \arccos\left(\sqrt{1 - \frac{R^2}{e^2}}\right) \leq \theta \leq + \arccos\left(\sqrt{1 - \frac{R^2}{e^2}}\right) \quad (4.9)$$

4.2 Cálculo do raio efetivo

De acordo com Oliveira, 1961, o desgaste δ de uma superfície é proporcional à pressão p e à velocidade relativa do corpo \bar{v} em contato com ela:

$$\delta \propto \bar{v}p \quad (4.10)$$

Existem duas situações para o cálculo do desgaste em pastilhas de freio. A primeira caracteriza-se quando o freio ainda é novo e a pressão é uniforme sobre a superfície e o desgaste é proporcional à velocidade linear relativa da pastilha, ou seja, ao raio desta em relação ao centro de giro do disco. A essa teoria é dado o nome de *pressão uniforme*. Após algum tempo de uso o desgaste se verifica de modo uniforme na área da pastilha. Nesse segundo cenário, caracteriza-se a teoria do *desgaste uniforme*.

4.2.1 Pressão Uniforme

Supondo que o freio é novo e suficientemente rígido, despreza-se qualquer flexão dos discos. Nessa situação, $p = p_a$ (pressão admissível) que é constante sobre toda a área da pastilha, e as equações da força ativante e do torque de fricção ficam:

$$F = p_a \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot dr \cdot d\theta \quad (4.13)$$

$$T = \mu \cdot p_a \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r^2 \cdot dr \cdot d\theta \quad (4.14)$$

Onde F é a força ativante, T é o torque de fricção, p_a é a pressão admissível, μ é o coeficiente de atrito e r e θ são as coordenadas polares da pastilha.

A equação do raio efetivo, segundo Shigley et al, 2005, pode então ser escrita como:

$$Re = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r^2 \cdot dr \cdot d\theta}{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot dr \cdot d\theta} \quad (4.15)$$

Para calcular o raio efetivo sobre a geometria circular, é necessário calcular as seguintes integrais de área, utilizando a equação (4.7):

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r^2 \cdot dr \cdot d\theta = \int_{-ar \cos \sqrt{\frac{1-R^2}{e^2}}}^{+ar \cos \sqrt{\frac{1-R^2}{e^2}}} \int e^{\left[\cos \theta + \sqrt{\cos^2 \theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right]} \left[\cos \theta - \sqrt{\cos^2 \theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right] r^2 \cdot dr \cdot d\theta \quad (4.16)$$

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot dr \cdot d\theta = \int_{-ar \cos \sqrt{\frac{1-R^2}{e^2}}}^{+ar \cos \sqrt{\frac{1-R^2}{e^2}}} \int e^{\left[\cos \theta + \sqrt{\cos^2 \theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right]} \left[\cos \theta - \sqrt{\cos^2 \theta - \left(1 - \frac{R^2}{e^2}\right)} \right] r \cdot dr \cdot d\theta \quad (4.17)$$

Utilizou-se a plataforma para computação numérica Scilab 5.2.2 para calcular numericamente as integrais (4.16) e (4.17) para uma pastilha de 34 mm de diâmetro, fixada no

tribômetro com uma excentricidade “e” de 40 mm (algoritmos da programação encontram-se no apêndice A) e encontrado o valor do raio efetivo de 40,91 mm.

4.2.2 Desgaste Uniforme

Depois de algum tempo de uso, a pressão não se dá mais de forma uniforme sobre a área da pastilha devido ao desgaste ser mais intenso nas regiões onde a velocidade relativa é maior. Nessa configuração, a pressão se apresenta inversamente proporcional ao raio da pastilha e pode ser expressa em termos da maior pressão admissível p_a (que ocorre no raio interno r_i) como $p = p_a \cdot \frac{r_i}{r}$, de forma que as equações (4.13) e (4.14) tornam-se:

$$F = p_a \cdot r_i \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} dr \cdot d\theta \quad (4.18)$$

$$T = \mu \cdot p_a \cdot r_i \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot dr \cdot d\theta \quad (4.19)$$

Nesse caso, a equação do raio efetivo torna-se:

$$Re = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot dr \cdot d\theta}{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} dr \cdot d\theta} \quad (4.20)$$

As integrais de área nessa configuração podem ser expressas da seguinte forma, utilizando a equação (4.7):

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot dr \cdot d\theta = \int_{-ar \cos \sqrt{\left(\frac{1-R^2}{e^2}\right)}}^{+ar \cos \sqrt{\left(\frac{1-R^2}{e^2}\right)}} e \left[\cos \theta + \sqrt{\cos^2 \theta - \left(\frac{1-R^2}{e^2}\right)} \right] r \cdot dr \cdot d\theta \quad (4.21)$$

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} dr \cdot d\theta = \int_{-ar \cos \sqrt{\left(\frac{1-R^2}{e^2}\right)}}^{+ar \cos \sqrt{\left(\frac{1-R^2}{e^2}\right)}} e \left[\cos \theta + \sqrt{\cos^2 \theta - \left(\frac{1-R^2}{e^2}\right)} \right] dr \cdot d\theta \quad (4.22)$$

O resultado obtido para o raio efetivo agora é de 39,05 mm (algoritmos da programação encontram-se no apêndice B).

Através das equações propostas, é possível determinar o comportamento do raio efetivo quando se varia o raio do corpo de prova (CP) e a excentricidade. Os gráficos abaixo demonstram esse comportamento:

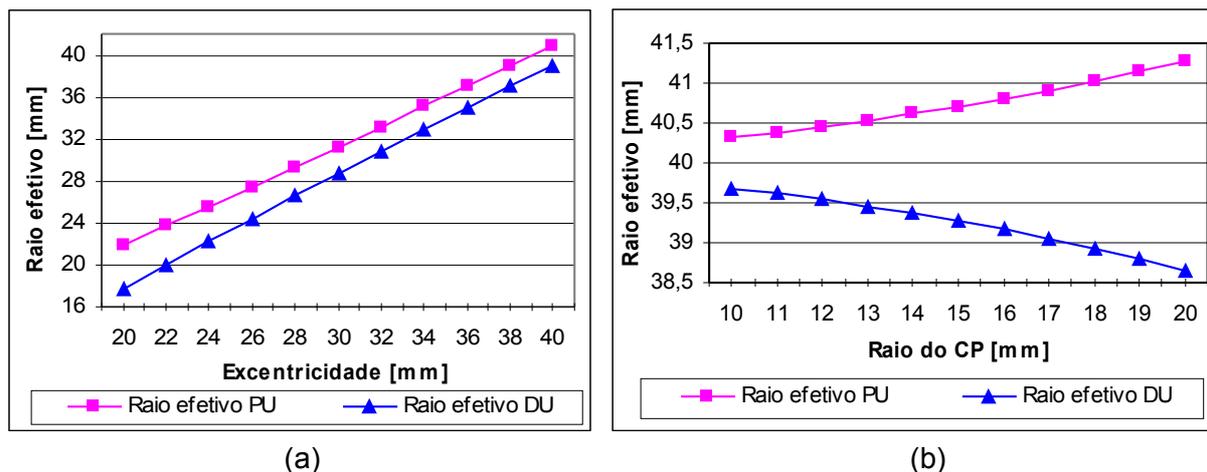


Figura 4.2: (a) Comportamento do raio efetivo em função da variação da excentricidade, e (b) da variação do raio do CP

Onde as siglas PU e DU representam os métodos de pressão uniforme e desgaste uniforme, respectivamente.

Analisando o gráfico da figura 4.2(a), pode-se perceber que a excentricidade não influencia de forma considerável a posição do raio efetivo no CP, uma vez que esta varia linearmente com aquela, mas interfere na posição do raio efetivo em relação à origem do sistema de coordenadas, ou seja, o eixo do disco, que é o valor que realmente interessa para o cálculo do coeficiente de atrito.

A análise do gráfico da figura 4.2(b) demonstra que o raio efetivo afasta-se do raio médio a medida que o raio do CP aumenta, ou seja, sua posição no CP varia. Para o caso do método de desgaste uniforme, quanto maior o raio do CP menor o raio efetivo, o que gera um torque de fricção menor, conseqüentemente requer uma força de frenagem maior.

Para o caso de uma pastilha de raio infinitesimal, R_e tende ao valor da excentricidade, o que era esperado.

Comparando-se os valores do raio efetivo obtidos utilizando as equações apresentadas com valores propostos por Fazekas, 1972, retirados da tabela 3.2 e valores de R_m como sendo raio efetivo, montou-se a tabela abaixo:

Tabela 4.1: Comparação de valores de raio efetivo

Método	Cálculo	Re (PU)	Erro	Re (DU)	Erro
Proposto	Equação (4.7)	40,91	-	39,05	-
Fazekas (tab 4.2)	$R_e = \delta \cdot e$	37,655	7,96%	37,655	3,57%
$R_m = R_e$	$(R_i + R_o)/2$	40	2,22%	40	2,43%

Os resultados mostrados na tabela 4.1 demonstram que as fórmulas de Fazekas, 1972, têm grandes erros para PU e DU. Os valores tiveram de ser interpolados, pois a relação R/e é igual a 0,4625. Esses erros aumentam (PU) ou diminuem (DU) a medida que o raio do CP aumenta. Também é possível verificar que o erro do cálculo de $R_m = R_e$, apesar de menor que o anterior, tende a aumentar quando se aumenta o raio do CP, tanto para PU como para DU.

4.3 Determinação da incerteza de medição do raio de aplicação da força

O erro associado ao valor do raio efetivo depende, basicamente, da geometria da pastilha de freio, da teoria empregada no cálculo, do correto posicionamento do raio de aplicação da força e do alinhamento dos eixos. A determinação do raio efetivo devido à geometria da pastilha e à teoria empregada foram analisadas e discutidas no capítulo 4.2 do

trabalho. Agora se faz necessário analisar o posicionamento e alinhamento do eixo do cilindro pneumático em relação ao eixo do motor.

4.3.1 Cálculo do raio de aplicação da força

A correta localização do raio de aplicação da força ativante “ \bar{r} ” é de vital importância para a determinação do raio efetivo. Caso o \bar{r} não esteja na posição correta, haverá um momento fletor atuando sobre o corpo de prova, alterando o resultado e invalidando o ensaio.

Para uma pastilha circular, a posição do \bar{r} é dada pela seguinte equação, a partir das equações (3.4) e (3.5):

$$\bar{r} = \frac{M_y}{F} = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} r \cdot (r \cdot \cos\theta) \cdot dr \cdot d\theta}{F} = \frac{\int_{-ar \cos \sqrt{1 - \frac{R^2}{e^2}}}^{+ar \cos \sqrt{1 - \frac{R^2}{e^2}}} e \left[\cos\theta + \sqrt{\cos^2\theta - 1 - \frac{R^2}{e^2}} \right] r^2 \cdot \cos\theta \cdot dr \cdot d\theta}{F} \quad (4.23)$$

A análise numérica resulta em um valor de \bar{r} de 40 mm (algoritmos da programação encontram-se no apêndice C), exatamente o valor da excentricidade, ou seja, a força deve ser aplicada no centro geométrico do corpo de prova. Devido à simetria da geometria em relação ao eixo x, a coordenada no eixo y é zero, ou seja, está sobre o eixo x. A figura 4.3 mostra esquematicamente a medição do \bar{r} , ou seja, da excentricidade no tribômetro:

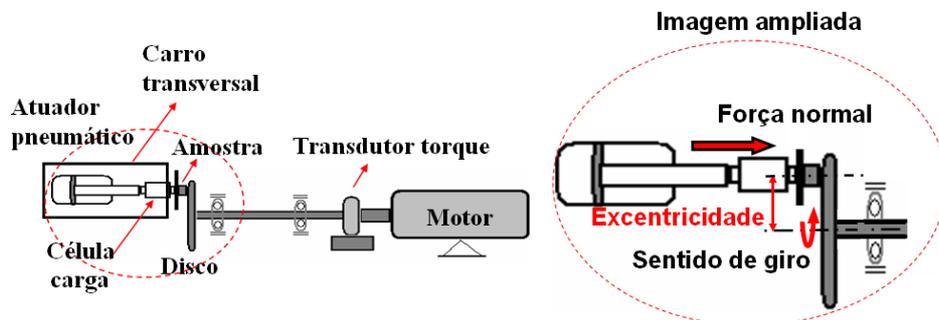


Figura 4.3: Desenho esquemático do tribômetro

4.3.2 Novo método de medição da excentricidade

Para a criação de um novo procedimento que fixasse o corpo de prova corretamente em relação ao eixo da haste do cilindro pneumático e mantivesse a incerteza de medição conhecida, primeiramente foi medido o paralelismo entre os eixos do atuador pneumático e do motor com o auxílio de um braço de medição tridimensional portátil CIMCore, como o da figura 4.4 a seguir, que tem incerteza de $\pm 0,035$ mm no volume.



Figura 4.4: Braço de medição tridimensional CIMCore

Foi alinhado o eixo x do sistema de coordenadas com o eixo do motor, o plano da base do dispositivo foi considerado como sendo a origem do eixo z e o centro de giro na face do disco de freio como sendo a origem dos eixos x e y.

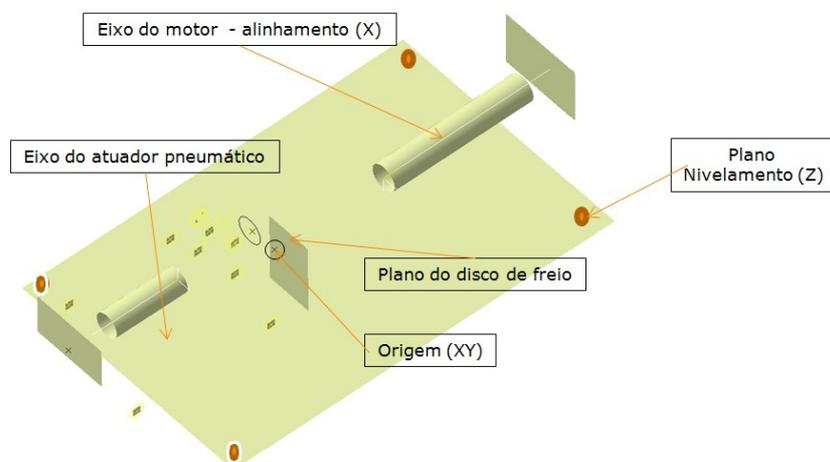


Figura 4.5: Definição do sistema de coordenadas

Os resultados mostraram que o desalinhamento entre os eixos na altura, ou seja, no eixo z, é pequeno (0,51 mm em 250 mm de comprimento) e pode ser desprezado. O desalinhamento no eixo y depende da fixação do carro transversal (ver figura 4.6), que sustenta o cilindro pneumático e pode ser movimentado afrouxando-se os seus quatro parafusos que atravessam dois furos oblongos.

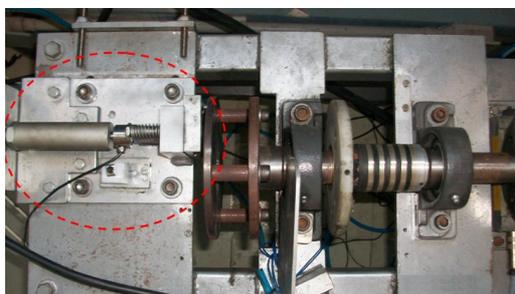


Figura 4.6: Carro transversal

Para alinhar os eixos na coordenada y, foi fixada uma régua auxiliar na lateral da máquina de forma que sua face lateral ficasse paralela ao eixo do motor (ver figura 4.7). Ela é a referência de alinhamento para ajuste e fixação do carro transversal.

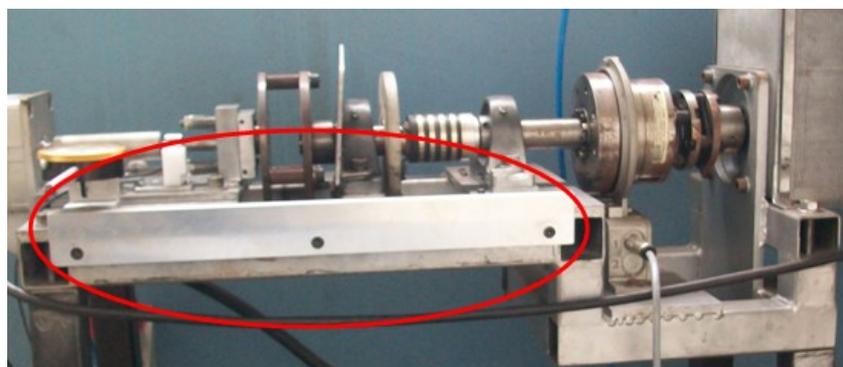


Figura 4.7: Régua auxiliar

Tabela 4.2: Procedimento de medição do \bar{r} com relógio comparador

Operação	Observação	
1	Encaixar relógio comparador no furo A	
2	Apoiar face B do suporte do relógio comparador contra a face lateral da régua auxiliar na posição 1	Cilindro do eixo do motor raio = 17,30 [± 0,035 mm]
3	Ajustar relógio de modo que marque 80,00 mm e fixar relógio comparador através do parafuso do suporte	
4	Retirar suporte da posição 1 e colocar na posição 2 apoiando a face B contra a face lateral da régua auxiliar	Cilindro acoplado à haste do atuador pneumático raio = 15,82 [± 0,035 mm]
5	O valor lido no relógio é resultado da subtração de 78,52 menos o valor do r' . Para uma excentricidade de 40 mm. Por exemplo, o relógio deverá marcar 38,52 mm.	Medida (M) = 80 + 15,82 - r' - 17,3 M = 78,52 - r' [± 0,05 mm]
6	Deslizar suporte na direção da posição 3, de forma a medir o alinhamento do eixo do atuador	Cilindro acoplado à haste do atuador pneumático raio = 15,82 [± 0,035 mm]

Foi fabricado um batente de alumínio e fixado na lateral do suporte do corpo de prova, para alinhamento do centro geométrico do corpo de prova (CP) com o cilindro pneumático, conforme figura 4.10, a seguir:

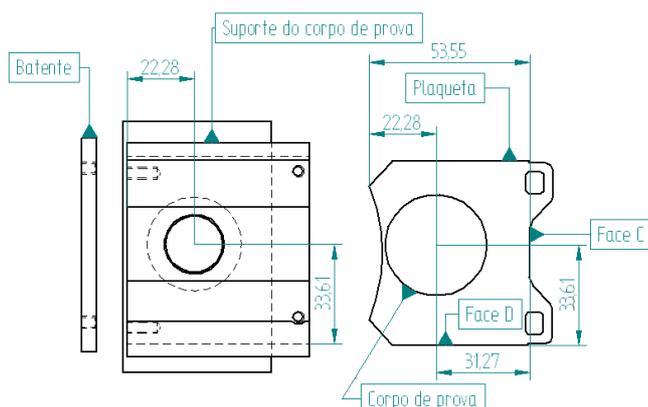


Figura 4.10: Fixação da plaqueta no suporte do CP

A usinagem do CP deve garantir que o centro da seção circular esteja a 31,27 mm da face C e a 33,61 mm da face D (desenho para usinagem do CP encontra-se no apêndice D). Os vértices inferiores da plaqueta tocam o batente e o eixo do CP torna-se coaxial com o cilindro pneumático, eliminando eventuais momentos fletores.

4.3.3 Incerteza de medição

Para a análise da incerteza de medição teórica, utilizou-se a fórmula de Kline e McClintok, onde a equação do \bar{r} é:

$$\bar{r} = 80 + \frac{\phi_p}{2} - \frac{\phi_m}{2} - M \quad (4.24)$$

Onde ϕ_p é o diâmetro do cilindro conectado ao atuador pneumático, ϕ_m é o diâmetro do cilindro acoplado ao eixo do motor e M é o valor lido no relógio comparador.

A partir da equação (4.24), chega-se às seguintes derivadas:

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial M} = -1 \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial \phi_m} = -\frac{1}{2} \quad (4.26)$$

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial \phi_p} = +\frac{1}{2} \quad (4.27)$$

Substituindo-se as derivadas na equação (3.6), tem-se:

$$U_{\bar{r}} = \left[(-1 \cdot u_1)^2 + \left(-\frac{1}{2} \cdot u_2\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot u_3\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.28)$$

Onde $U_{\bar{r}}$ é a incerteza combinada, u_1 é a incerteza do relógio comparador e u_2 e u_3 são a incerteza do braço tridimensional.

Através do procedimento de usinagem proposto, é possível manter o CP no mesmo eixo do cilindro pneumático com uma incerteza de $\pm 0,1$ mm.

A incerteza padronizada do relógio comparador é de $\pm 0,05$ mm e a incerteza padronizada do braço tridimensional é de $\pm 0,035$ mm. E através do procedimento de medição do \bar{r} com incerteza de $\pm 0,13$ mm, ou seja, $\pm 0,33\%$, além de garantir que os eixos do motor e do atuador estejam paralelos. Nos trabalhos anteriores, assumia-se que a incerteza associada à medição do Re era apenas a do paquímetro, ou seja, $\pm 0,0178$, segundo Neis, 2010.

A incerteza de medição combinada no cálculo do coeficiente de atrito pode, finalmente ser determinada, utilizando-se a equação 3.3 modificada:

$$\mu = \frac{T}{F \cdot R_e} \quad (4.29)$$

Onde as derivadas parciais são:

$$\frac{\partial \mu}{\partial T} = \frac{1}{F \cdot R_e} \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial F} = -\frac{T}{F^2 \cdot R_e} \quad (4.31)$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial R_e} = -\frac{T}{F \cdot R_e^2} \quad (4.32)$$

A incerteza do transdutor de torque é 0,20%, a incerteza da célula de carga é 0,50%. Logo, a incerteza do coeficiente de atrito é calculada, pela equação 3.6, chegando-se a $\pm 2,6\%$. Portanto o atrito medido é $0,307 \pm 0,0078$.

4.3.4 Análise termográfica

Dohle et al, 2006, propõem que o raio efetivo pode ser determinado experimentalmente pela distribuição da temperatura radial, podendo ser calculado como o centróide dessa distribuição. Porém, segundo Vieira, 2008, há limitações para a termografia atual, sendo a principal o fato de não se conhecer com precisão a condição térmica no começo do ensaio, resultando em dados não confiáveis para essa situação. A termografia fornece o raio efetivo levando em consideração todo o sistema de freio ensaiado, podendo apresentar diferentes resultados em outro sistema.

Foi realizado ensaios de frenagem e capturado a imagem termográfica do disco de freio. Em todos os ensaios as pastilhas são assentadas, ou seja, são pressionadas contra o disco de freio girando para que o comportamento do desgaste seja uniforme. O resultado da termografia revelou que a posição do \bar{r} estava localizada fora do centro geométrico do CP e que o próprio CP não estava fixado coaxialmente com o atuador pneumático.

Como mostra a figura 4.11, onde a linha 1 determina a localização da pastilha em relação ao centro e giro do disco. O contato não era uniforme, gerando calor apenas na parte interna da pastilha, o que indica que o raio de aplicação da força estava localizado antes do centro geométrico.

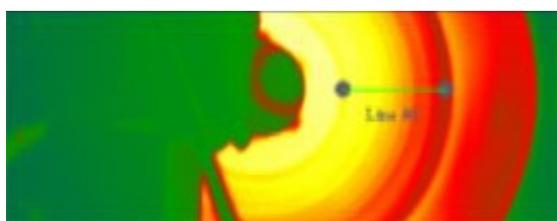


Figura 4.11: Análise termográfica realizada antes das alterações propostas

O procedimento anterior de usinagem e fixação do corpo de prova no tribômetro não garantia o correto posicionamento em relação ao eixo do cilindro pneumático, gerando momentos fletores sobre o CP, o que adulterou o resultado. Esse erro sucedeu devido a alterações dos diâmetros dos corpos de prova.

Após ser aplicado o novo método de medição do \bar{r} , usinagem e fixação do CP, foi realizada uma nova termografia para avaliação do raio efetivo na pastilha, chegando-se ao seguinte resultado, visto na figura 4.12:

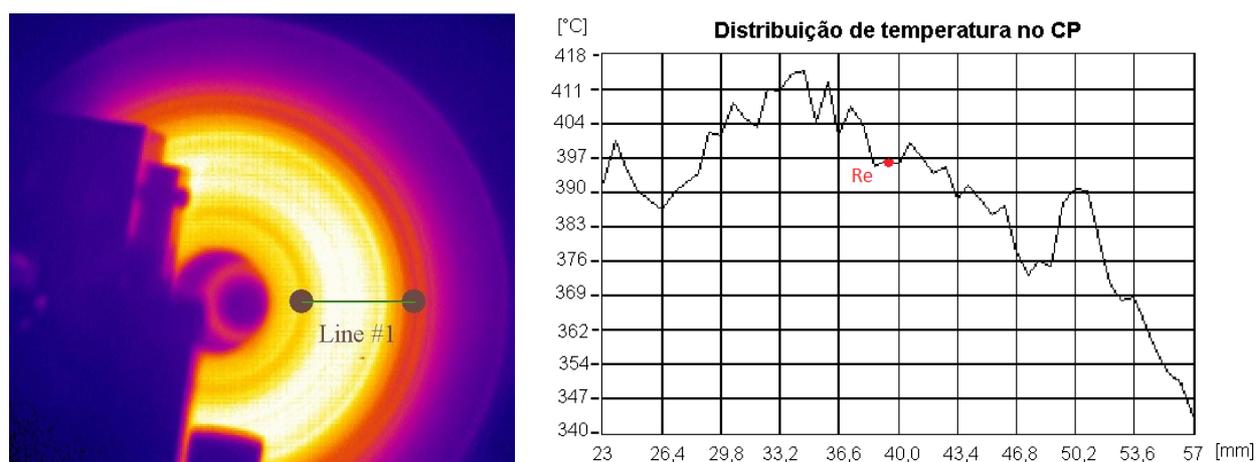


Figura 4.12: Análise termográfica realizada depois das alterações propostas

Foi possível notar que o CP encostou no disco de forma mais homogênea, ou seja, após as modificações, o sistema de fixação está alinhado e bem posicionado. Os dois vales vistos no gráfico, nas posições 26,4 mm e 47 mm, são ranhuras no próprio disco de freio.

O R_e determinado em três ensaios, como mostra a tabela 4.3:

Tabela 4.3: Resultados dos ensaios termográficos

Re experimental	
Ensaio	Re
1	40,009
2	39,973
3	39,962

O valor experimental do R_e variou em torno de 40 mm. A diferença em relação ao valor calculado e a variação nos valores se devem ao comportamento do material com o aumento da temperatura. O material de atrito é composto de diversos constituintes com pontos de fusão variados, o primeiro constituinte a fundir é a resina fenólica nos raios mais externos deixando apenas as fibras metálicas em contato com o disco, como garras. Assim que essas fibras se soltam do material, o composto inteiro volta a entrar em contato com o disco. Exatamente por isso é que o R_e é dinâmico, ou seja, varia durante o ensaio.

5. CONCLUSÃO

As equações propostas possibilitaram a avaliação teórica da posição do raio efetivo utilizando-se das duas teorias para o desgaste na pastilha e como esta posição se comporta com a variação do diâmetro do corpo de prova, afastando-se do centro geométrico proporcionalmente com o aumento do diâmetro. Essas equações representam uma evolução no estudo do raio efetivo, que agora pode ser estimado analiticamente sem a necessidade de aproximações, como as feitas por Fazekas, 1972. As modificações relacionadas à fixação da plaqueta, com batente e a usinagem do CP mostraram resultados positivos visto que o contato do CP com o disco de freio tornou-se mais homogêneo, resultado verificado através de termografia. As modificações relacionadas à medição do raio de aplicação da força, agora com relógio comparador, possibilitaram o alinhamento do eixo do cilindro pneumático em relação ao eixo do motor e também a avaliação teórica da incerteza de medição do R_e , cujo valor é de $\pm 0,33$. Assim, a incerteza de medição do coeficiente de atrito, que era de $\pm 0,54\%$ calculada a partir apenas da incerteza do paquímetro, agora é de $\pm 2,6\%$, envolvendo todas as incertezas teóricas da medição do raio efetivo. Esses valores de incerteza complementaram o trabalho de Neis, 2010 e possibilitaram resultados mais confiáveis para os ensaios.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Anton, H., **“Cálculo, um novo horizonte”**, vol. 2, Bookman, 6ª edição, 2000.
- Dohle, A., Elvenkeper, A., Lange, J., **“The ‘ μ ’ Value’ – Friction Level Determination in Brakes Systems”**, TMD Friction, Leverkusen, Germany, 2006.
- Fazekas, G. A. **“On Circular Spot Brakes”**, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Engineering for Industry, vol. 94, Series B, No. 3, pp 859 – 863, 1972.
- INMETRO. **“Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia”**, Instituto Nacional de Metrologia, Rio de Janeiro, 1995.
- Oliveira, N. C., **“Freios”**, Grêmio Politécnico da USP – DLP, 1961.
- Neis, P. D., **“Projeto e Construção de um Tribômetro para Estudos Relacionados a Materiais de Atrito Veiculares”**. 84 folhas. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.
- Neis, P. D., **“Aplicação de Método Estatístico para Análise da Relação entre a Formulação e Parâmetros Operacionais com os resultados de Atrito de Ensaios Executados em um Tribômetro”**, VI CONEM, Campina grande - PB, 2010.
- Shigley, J.E.; Mishke, C.R.; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 7ª edição, 2005.
- William, C. O., **“Clutches and Brakes - Design and Selection”**, Marcel Dekker, 2nd edition, 2004.
- Vieira, F. C.; Ferreira, N. F.; Neis, P. D. **“Determinação do Raio Efetivo para Pastilhas de Freio a Disco”**, V CONEM, 2008.

7. APÊNDICE

7.1 Apêndice A – Algoritmos para cálculo do raio efetivo à pressão uniforme

	-->// Trabalho de Conclusão	
Constantes	-->mi = 0.1; // Coeficiente de atrito	
	-->Pa = 10; // Pressão máxima medida	
	-->R = 17; // Raio do CP	
	-->a = 40; // Distância do centro do disco ao centro do CP	
	-->r = [a - R; a + R];	
	-->ri = min (r); // Raio interno	
	-->ro = max (r); // Raio externo	
Domínio da função (limites de integração)	-->theta1 = - acos (sqrt(1 - (R^2)/(a^2))); // Ângulo inferior	
	-->theta2 = acos (sqrt(1 - (R^2)/(a^2))); // Ângulo superior	
	-->// Pressão uniforme	
Definição de funções	-->function b = y(theta);	
	--> b = 2*(a^2)*(cos(theta))*sqrt((cos(theta)^2 + (R^2)/(a^2) - 1));	
	-->endfunction	
	-->function c = z(theta);	
	--> c = (2/3)*(a^3)*((sqrt((cos(theta)^2 + (R^2)/(a^2) - 1)))*(4*(cos(theta)^2 + (R^2)/(a^2) - 1)));	
	-->endfunction	
	-->Afp = intg(theta1,theta2,y)	
	Afp =	907,92028
Definição de funções	-->Atp = intg(theta1,theta2,z)	
	Atp =	37143,16942
Definição de funções	-->Fp = Pa*Afp // Força atuando no CP	
	Fp =	2233,48388
Definição de funções	-->Tp = mi*Pa*Atp // Torque de fricção no CP	
	Tp =	27411,65903
Definição de funções	-->Rep = Tp/(Fp*mi) // Raio efetivo	
	Rep =	40,91017

7.2 Apêndice B – Algoritmos para cálculo do raio efetivo com desgaste uniforme

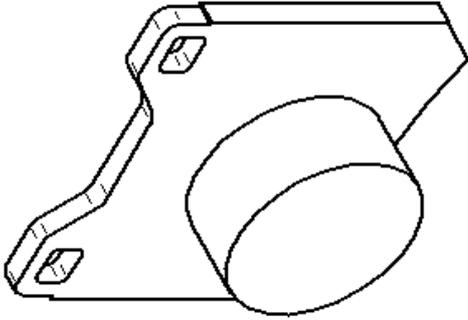
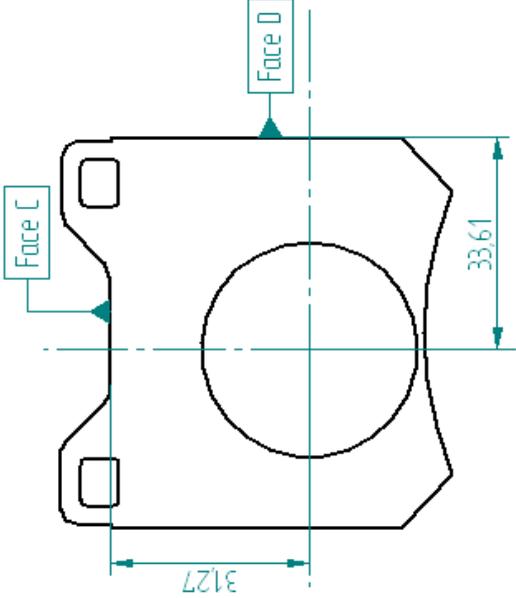
	--// Trabalho de Conclusão	
Constantes	-->mi = 0.1; // Coeficiente de atrito	
	-->Pa = 10; // Pressão máxima medida	
	-->R = 17; // Raio do CP	
	-->a = 40; // Distância do centro do disco ao centro do CP	
	-->r = [a - R; a + R];	
	-->ri = min (r); // Raio interno	
	-->ro = max (r); // Raio externo	
Domínio da função (limites de integração)	-->theta1 = - acos (sqrt(1 - (R^2)/(a^2))); // Ângulo inferior	
	-->theta2 = acos (sqrt(1 - (R^2)/(a^2))); // Ângulo superior	
	--// Desgaste uniforme	
Definição de funções	-->function d = m(theta);	
	--> d = 2*a*sqrt((cos(theta)^2) + (R^2)/(a^2) - 1);	
	-->endfunction	
	-->function f = n(theta);	
	--> f = 2*(a^2)*(cos(theta))*sqrt((cos(theta)^2) + (R^2)/(a^2) - 1);	
	-->endfunction	
	-->Afd = intg(theta1,theta2,m)	
	Afd =	23,24888
Definição de funções	-->Atd = intg(theta1,theta2,n)	
	Atd =	907,92028
Definição de funções	-->Fd = Pa*ri*Afd // Força atuando no CP	
	Fd =	1315,42137
Definição de funções	-->Td = mi*Pa*ri*Atd // Torque de fricção no CP	
	Td =	15411,03878
Definição de funções	-->Red = Td/(Fd*mi) // Raio efetivo	
	Red =	39,05222

7.3 Apêndice C – Algoritmos para cálculo do raio de aplicação da força

	-->// Trabalho de Conclusão	
Constantes	-->mi = 0.1; // Coeficiente de atrito	
	-->Pa = 10; // Pressão máxima medida	
	-->R = 17; // Raio do CP	
	-->a = 40; // Distância do centro do disco ao centro do CP	
	-->r = [a - R; a + R];	
	-->ri = min (r); // Raio interno	
	-->ro = max (r); // Raio externo	
Domínio da função (limites de integração)	-->theta1 = - acos (sqrt(1 - (R^2)/(a^2))); // Ângulo inferior	
	-->theta2 = acos (sqrt(1 - (R^2)/(a^2))); // Ângulo superior	
	-->// Raio de aplicação da força ativante	
Definição de funções	-->function k = q(theta);	
	--> k = 2*(a^2)*(cos(theta))*sqrt((cos(theta)^2) + (R^2)/(a^2) - 1);	
	-->endfunction	
	-->function l = t(theta);	
	--> l = (cos(theta))^(2/3)*(a^3)*((sqrt((cos(theta)^2) + (R^2)/(a^2) - 1)))^(4*(cos(theta)^2) + (R^2)/(a^2) - 1));	
	-->endfunction	
	-->Amf = intg(theta1,theta2,q)	
	Amf =	907,92028
Definição de funções	-->Amx = intg(theta1,theta2,t)	
	Amx =	36316,81108
Definição de funções	-->F = Pa*Amf	
	F =	2233,48388
Definição de funções	-->Mx = Pa*Amx	
	Mx =	89339,35525
Definição de funções	-->rlinha = Mx/F // Raio de aplicação da força ativante	
	rlinha =	40

7.4 Apêndice D – Desenho para usinagem do corpo de prova

REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

SOLID EDGE		<i>UGS - The PLM Company</i>	
DRAWN		L. Euzébio	
CHECKED			
ENG. APPR.			
MGR. APPR.			
TITLE		Usinagem do CP	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX°		SIZE	DWG NO
2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX		A4	1
		FILE NAME	Corpo de Prova.dft
		SCALE	WEIGHT:
		SHEET 1 OF 1	