

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TRIBÔMETRO PARA ESTUDOS RELACIONADOS
A MATERIAIS DE FRICÇÃO VEICULARES

por

Patric Daniel Neis

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, outubro de 2008.

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TRIBÔMETRO PARA ESTUDOS RELACIONADOS
A MATERIAIS DE FRICÇÃO VEICULARES

por

Patric Daniel Neis
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Aprovada por:

Dr. Marcos Roberto Soares

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31 de outubro de 2008.

A mente que se abre a uma nova idéia jamais voltará ao seu tamanho original.

Albert Einstein

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um tribômetro para a realização de ensaios com materiais de fricção utilizados em freios veiculares, capaz de servir como uma ferramenta adicional para pesquisa e desenvolvimento de novos produtos. São apresentadas todas as etapas de desenvolvimento da máquina, desde suas premissas básicas, projeto mecânico e de automação e procedimento de calibração até os testes finais para comprovação das suas potencialidades.

Construiu-se um equipamento de pequeno porte (dimensões reduzidas), a fim de permitir ensaios rápidos e de baixo custo. O sistema atuador e de rotação foi dimensionado a partir de faixas de velocidade e pressão de contato que ocorrem em sistemas de freio comerciais. O tribômetro permite a troca rápida dos corpos de prova além do ajuste do raio de deslizamento do par de atrito. Além disso, um mecanismo de atuação próprio permite a realização de ensaios sem a influência do tipo de sistema de freio empregado. O sistema de automação, composto por *hardware* para aquisição de dados e programa para gerar interface gráfica, gerencia todos os processos envolvidos na máquina, além de tornar a sua operacionalidade simples e racional. Um conjunto composto por resistência aquecedora, soprador de ar, relé e termopares é responsável por controlar a temperatura do disco, separando esta variável dos demais parâmetros de operação (pressão e velocidade de escorregamento) durante os ensaios.

O procedimento de calibração adotado mostra que o equipamento projetado fornece medições confiáveis da força normal, do torque de frenagem e, conseqüentemente, do coeficiente de atrito. Testes de avaliação do sistema atuador apontam que a força medida sofre a influência da rugosidade do disco, da baixa capacidade do reservatório de ar do sistema pneumático, de efeitos de histerese mecânica e da dilatação térmica e de ruídos eletromagnéticos.

Os resultados dos ensaios de frenagem empregados comprovam que a máquina projetada é capaz de separar a variável temperatura do disco dos demais parâmetros de operação e, desta forma, pode servir de ferramenta adicional na compreensão do comportamento do atrito (e do desgaste em um momento posterior) frente às diferentes condições de operação contribuindo, de certa forma, para o aumento do conhecimento dos fenômenos tribológicos.

PALAVRAS-CHAVE: Tribômetro, material de fricção, freios, atrito.

ABSTRACT

This work presents the development of a tribometer for friction tests with materials used in vehicular brakes, able to serving as an additional tool for research and development of new products. Every stage of the project are presented since its basic premises, mechanical and automation design, the calibration procedure until the final tests to prove its potential.

It was constructed an equipment with small dimensions to enable rapid and low cost testing. The actuator and rotation system has been designed to operate in the range of velocity and contact pressures that occur in commercial brake systems. The tribometer allows the rapid exchange of specimen beyond the adjustment of the wear track radius. Furthermore, a special mechanism of action was designed to allow testing without the influence of the type of brake system employed. The automation system, composed of a data acquisition hardware and software to generate graphical interface, manages all processes involved in the machine, and makes its operation simple and rational. A set composed of heating resistance, air blower, relay and thermocouples is responsible for controlling the temperature of the disk, separating it from other variable operating conditions (pressure and slip velocity) during tests.

The calibration procedure performed show that the equipment designed provides reliable measurements of normal force, braking torque and friction coefficient. The tests for evaluating the system actuator suggest that the force measurement has influence of the disk surface roughness, of low air capacity in the tank, of thermal dilation and mechanic hysteresis effects and of electromagnetic noise.

The results of braking tests performed show that the designed machine is capable of separating the variable disk temperature of the other operation parameters and thus can serve as an additional tool in understanding the friction behavior (and wear a moment later) under a set of operating conditions. It can contribute, in some way, to enlarge the knowledge with respect to tribologics phenomenons.

KEYWORDS: Tribometer, friction materials, brake, friction.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	OBJETIVOS.....	3
3	REVISÃO BIBLIOGRAFICA.....	4
3.1	Atrito	4
3.2	Sistemas de Freios	4
3.3	Materiais de Atrito Utilizados em Freios Veiculares.....	4
3.4	Fatores que Influenciam no Desempenho dos Materiais de Atrito	6
3.4.1	A Composição Química e a Microestrutura dos Materiais de Fricção	6
3.4.2	O Terceiro Corpo	7
3.4.3	A Pressão na Interface de Contato	8
3.4.4	A Velocidade de Deslizamento entre o Par de Fricção.....	9
3.4.5	A Temperatura de Superfície dos Corpos Atritados	11
3.4.6	A Condição de Frenagem a Seco e Molhado	13
3.4.7	O “Histórico” Anterior de Frenagens do Material.....	14
3.5	Método para Determinação do Coeficiente de Atrito.....	15
3.6	Método para Determinação do Desgaste.....	17
3.7	Métodos de Medição da Temperatura nos Ensaios	18
3.7.1	Termopar Fixo	18
3.7.2	Termopar de Deslizamento.....	18
3.7.3	Termopar exposto	18
3.7.4	Pirometria	19
3.7.5	Termografia	20
3.8	As Máquinas para Ensaios	20
3.8.1	Dinamômetro Inercial	22
3.8.2	Máquina Chase	23
3.8.3	Máquina FAST (Friction Assessment and Screening Test).....	25
3.8.4	Máquina Krauss	26
3.8.5	Tribômetros	27
3.9	Faixa de Velocidades e Pressões de Sistemas de Freios Comerciais	36
4	O PROJETO DO TRIBÔMETRO	39
4.1	As Premissas do Projeto.....	39

4.2	O Dimensionamento dos Elementos do Tribômetro.....	39
4.2.1	O Corpo de Prova.....	40
4.2.2	O Raio Efetivo	41
4.2.3	O Disco de Freio	42
4.2.4	O Motor do Tribômetro.....	42
4.2.5	O Pistão Atuador do Tribômetro	43
4.3	O Projeto Mecânico do Tribômetro	45
4.4	O Projeto de Automação e Controle	48
5	A CALIBRAÇÃO DO EQUIPAMENTO	53
5.1	Calibração do Sistema Eletrônico de Medição da Força	54
5.2	Calibração do Sistema de Medição do Torque.....	55
5.3	Aferição das Medidas de Atrito.....	57
6	TESTES PARA AVALIAR O SISTEMA DE ATUAÇÃO.....	60
6.1	Força das Molas de Retorno do Sistema de Atuação.....	60
6.2	Carga Máxima Admitida pelo Sistema de Atuação.....	61
6.3	Efeitos de Histerese das Medições da Força.....	61
6.4	Efeitos da Dilatação Térmica sobre as Medições da Força.....	62
6.5	Efeitos da Rugosidade do Disco sobre as Medições da Força	64
7	COMPARAÇÃO ENTRE AS PRESSÕES DE CONTATO E VELOCIDADES (MÁXIMAS) DO TRIBÔMETRO E DOS SISTEMAS DE FREIO VEICULARES.....	67
7.1	Comparação entre as Pressões de Contato	67
7.2	Comparação entre as Velocidades de Escorregamento	68
8	OS ENSAIOS DE FRENAGEM REALIZADOS NO TRIBÔMETRO PROJETADO	70
9	ESTUDO COMPARATIVO ENTRE AS PRINCIPAIS MÁQUINAS DE ENSAIO.....	74
10	CONCLUSÕES.....	76
11	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	77
12	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:	78
13	NORMAS.....	84

LISTA DE SÍMBOLOS

		SI
$A_{pistão}$	Área do pistão	[m ²]
a_p	Área do êmbolo do pistão acionador	[m ²]
CP	Corpo de prova	
D_{vol}	Perda volumétrica do disco	[mm ³]
F_N	Força normal do corpo de prova sobre o disco	[N]
$F_{max adm}$	Força máxima admitida pelo sistema do atuador	[N]
M_B	Torque frenante	[Nm]
M	Torque medido durante as frenagens	[Nm]
NAO	Non asbesto organic	
p	Pressão mecânica do atuador	[Pa]
p_o	Pressão hidráulica para vencer a mola de retorno e o atrito do pistão	[Pa]
P_{vol}	Perda volumétrica da pastilha	[mm ³]
$p_{p max}$	Pressão pneumática máxima no interior do pistão	[Pa]
$P_{p max}$	Pressão máxima permitida pela válvula que alimenta o pistão	[Pa]
$P\&D$	Pesquisa e desenvolvimento	
R_e	Raio efetivo	[m]
R_M	Raio médio da pastilha	[m]
R_{ms}	Força de reação do par de molas do sistema	[N]
R_{mc}	Força de reação da mola de retorno do cilindro	[N]
Rot	Rotação por minuto do tribômetro	
SUV	Veículos utilitários esportivos	
T	Temperatura	[°C]
T_{max}	Torque máximo exigido do motor	[Nm]
UR	Umidade relativa	[]
V	Velocidade de escorregamento	[m/s]
ρ	Densidade do material ensaiado	[g/cm ³]
Δm	Varição da massa antes e depois do ensaio	[g]
η	Eficiência mecânica do sistema de freio	[]
μ	Coefficiente de atrito	[]
μ_{max}	Coefficiente de atrito máximo considerado para o par de fricção	[]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 – Esquema da situação de contato pastilha/disco de freio envolvendo o contato dos platôs primário e secundário.....	7
Figura 3.2 - Evolução do coeficiente de atrito com a pressão.....	9
Figura 3.3 - Evolução do coeficiente de atrito com a pressão.....	9
Figura 3.4 - Variação do coeficiente de atrito com a velocidade.....	10
Figura 3.5 - Efeito da velocidade sobre o coeficiente de atrito.....	10
Figura 3.6 - Média e desvio padrão do coeficiente de atrito para cada frenagem sob arrasto com velocidades diferentes.....	11
Figura 3.7 - Comportamento térmico de um material de fricção semi-metálico.....	12
Figura 3.8 – Efeito das condições de ensaio (a seco e molhado) sobre o coeficiente de atrito.....	13
Figura 3.9 – Efeito do aumento da força normal sobre a força de atrito em condições molhadas.....	14
Figura 3.10 – Recuperação do alto coeficiente de atrito após removido o spray de água dos testes.....	14
Figura 3.11 – Esquema de montagem do termopar exposto.....	19
Figura 3.12 – Diagrama de um dinamômetro inercial.....	22
Figura 3.13 – Máquina Chase para ensaios com materiais de fricção.....	24
Figura 3.14 – Máquina FAST para ensaios com materiais de fricção.....	26
Figura 3.15 – Diagrama esquemático da máquina de teste de fricção Krauss.....	27
Figura 3.16 – Tribômetro padrão pertencente ao Instituto de Física da UFRGS.....	29
Figura 3.17 – Sistema aplicador de cargas do tribômetro.....	31
Figura 3.18 – Fotografia da base móvel e fixa do tribômetro.....	31
Figura 3.19 – Mecanismo de medição da força tangencial ao disco.....	32
Figura 3.20 - Desenho esquemático e imagem do tribômetro para teste de frenagem.....	33
Figura 3.21 - Desenho esquemático do tribômetro utilizado nos estudos conduzidos por Blau e McLaughlin, 2003 e Lee et al., 2007.....	34
Figura 3.22 - Figura esquemática do tribômetro utilizado nos estudos Bhabani e Bijwe.....	36
Figura 3.23 – Velocidades de escorregamento no raio médio das pastilhas dos sistemas.....	37
Figura 3.24 – Pressões de contato teóricas nas pastilhas dos sistemas.....	38
Figura 4.1 – Desenho do corpo de prova utilizado para o dimensionamento do tribômetro.....	41

Figura 4.2 – Desenho do disco dimensionado para o tribômetro.....	42
Figura 4.3 – Desenho de montagem do sistema de atuação.	45
Figura 4.4 – Desenho de montagem do sistema de rotação.....	46
Figura 4.5 – Desenho da estrutura de sustentação do tribômetro.	47
Figura 4.6 – Desenho tridimensional (à esquerda) e reprodução fotográfica (à direita) do tribômetro projetado.	48
Figura 4.7 - Programação dos sinais de entrada do tribômetro em Simulink.....	49
Figura 4.8 - Interface computacional desenvolvida especialmente para a máquina projetada.....	49
Figura 4.9 – Desenho esquemático do transdutor de torque utilizado no tribômetro	50
Figura 4.10 – Esquema de ligação dos dispositivos elétricos e pneumáticos do tribômetro.....	52
Figura 5.1 – Imagem do aparato experimental utilizado para aferição do sistema de medição da força.....	54
Figura 5.2 – Fotografia tirada durante o experimento utilizado para certificação do sistema de medição do torque.....	56
Figura 5.3 – Curvas de atrito resultantes do teste de aferição.	59
Figura 6.1 – Medições da força sob diferentes condições de pressão de atuação para análise do efeito de histerese.....	62
Figura 6.2 - Efeitos de dilatação térmica do disco e demais componentes metálicos da máquina sobre a medição da força no tribômetro (condição motor ligado com rotação nula).....	63
Figura 6.3 - Efeitos da dilatação térmica do disco e demais componentes metálicos da máquina sobre a medição da força no tribômetro (condição motor desligado da fonte de alimentação)....	64
Figura 6.4 - Efeitos da rugosidade do disco sobre as aquisições de força e torque.	65
Figura 6.5 – Resultados da medição do coeficiente devido à influência da rugosidade do disco.....	65
Figura 6.6 – Resultados da influência da rugosidade do disco sobre as aquisições de força.....	66
Figura 7.1 - Resultados do comparativo entre as pressões de contato máximas do tribômetro e dos sistemas de freio veiculares.....	68
Figura 7.2 - Resultados do estudo comparativo entre as velocidades de escorregamento máximas do tribômetro e dos sistemas de freio veiculares.....	69
Figura 8.1 – Curvas de temperatura dos ensaios de frenagem.....	71
Figura 8.2 – Curvas de atrito dos ensaios de frenagem.....	72
Figura 8.3– Curvas de força dos ensaios de frenagem.....	72
Figura 8.4 – Curvas de torque dos ensaios de frenagem.....	73

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 – Funções dos testes com materiais de fricção no veículo e nas máquinas.....	21
Tabela 3.2 – Máquinas para avaliação de materiais de fricção utilizados em freios veiculares...	21
Tabela 3.3 – Características gerais do tribômetro padrão do Laboratório de Microanálises (Instituto de Física).....	30
Tabela 3.4 – Características do tribômetro utilizado por Desplanques et al.	33
Tabela 5.1 – Resultados do experimento para certificação do sistema de medição da força.	55
Tabela 5.2 – Resultados do experimento para aferição do sistema de medição do torque.	57
Tabela 5.3- Comparativo entre as condições de teste da norma ASTM-G99-04 com a dos tribômetros utilizados.	58
Tabela 6.1 – Medições da força de reação do par de molas do sistema de retorno do atuador.	60
Tabela 6.2 – Metodologia do experimento para estudar o efeito da histerese das medições da força no tribômetro.	61
Tabela 6.3 – Metodologia dos experimentos para estudar os efeitos da dilatação térmica do disco sobre a medição da força no tribômetro.	63
Tabela 6.4 – Parâmetros dos experimentos para estudar os efeitos do relevo do disco sobre as medições da força.	64
Tabela 8.1 – Ensaio de frenagem realizados no tribômetro projetado.....	70
Tabela 9.1 - Quadro comparativo entre as principais máquinas de ensaios com materiais de fricção.	75

1 INTRODUÇÃO

A alta competitividade da indústria automobilística tem exigido grandes investimentos em pesquisa e desenvolvimento dos diversos componentes dos veículos a fim de obter alto desempenho aliado à redução de custo de fabricação e à segurança. Os freios automotivos se incluem nessa exigência do mercado, sejam eles voltados para carros esportivos de alto desempenho ou para carros populares.

Inicialmente (até aproximadamente a década de 50), os sistemas de freio eram avaliados e testados somente nos veículos, através de ensaios em campo, chamados de “on road”. Entretanto, esse tipo de teste apresenta algumas dificuldades devido a variações nos resultados, que são acarretadas por fatores humanos (diferentes motoristas), ambientais (oscilações de temperatura e umidade) e externos (trafegabilidade) [Tsang et al., 1985; Rusnak et al., 1970; Rhee e Schwartz, 1979].

Atualmente, a maioria dos testes com materiais de atrito utilizados em freios é realizada em laboratório. Isso se deve a uma maior facilidade de instrumentação bem como a um controle preciso das condições dos ensaios. Além disso, há também um menor tempo gasto na execução dos testes e redução dos custos envolvidos [Rusnak et al., 1970].

Existem diversos tipos de máquinas com a finalidade de ensaiar materiais de atrito utilizados em freios veiculares, cada qual com normas específicas de ensaio. Alguns equipamentos – como os dinamômetros inerciais, por exemplo – são capazes de correlacionar muito bem os resultados da frenagem (em termos de curvas de atrito e taxa de desgaste) aos que ocorrem nos veículos. Por isso, são muito utilizados nos chamados ensaios de aprovação, que são procedimentos de teste exigidos pelas normas de segurança a fim de avaliar características de desempenho dos sistemas de freio, cujos resultados devem atender as faixas especificadas pelo solicitante. Essa é a maneira que as montadoras utilizam para garantir a segurança dos veículos novos durante as frenagens.

Por outro lado, equipamentos em escala reduzida, como a Chase e a FAST, não correlacionam os seus resultados ao dos veículos sendo, pois, mais adequados para o controle de qualidade [Tsang et al., 1985; Zimmer e Teves, 1982].

Por último, existe ainda uma máquina chamada de tribômetro, que é um equipamento que vem sendo utilizado por muitos autores para fins de pesquisa de base com relação ao entendimento do comportamento e dos mecanismos de atrito e desgaste dos materiais, conforme revisões recentes [Desplanques et al., 2006; Cristol-Bulthé et al., 2007; Blau e McLaughlin, 2003; Lee et al., 2007; Desplanques et al., 2007]. Isso é importante do ponto de vista científico e

de desenvolvimento de sistemas de freios, haja vista que o conhecimento dos mecanismos tribológicos que determinam o funcionamento e a vida útil de um material de fricção ainda se encontram em estágios iniciais quando comparados à evolução apresentada em outras áreas de conhecimento da engenharia automotiva. Além disso, materiais de fricção são desenvolvidos, ainda hoje, a partir da aplicação de regras empíricas pelos fabricantes, conforme afirmam alguns pesquisadores [Desplanques et al., 2007; Ostermeyer, 2001; Desplanques et al., 2006].

Visando contribuir para a diminuição do empirismo com relação à compreensão do comportamento do atrito e do desgaste dos materiais de fricção frente a diferentes condições de operação e/ou formulação bem como para a disseminação do conhecimento relacionado a este assunto surgiu uma parceria entre o Grupo de Projeto, Fabricação e Automação Industrial – GPFAI – do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS e uma empresa do ramo de materiais de atrito, a Fras-le S/A, de Caxias do Sul. Essa parceria entre a Universidade e a empresa conta também com recursos provenientes da FINEP, prevendo o desenvolvimento de um equipamento para testes tribológicos (tribômetro) bem como a construção de um dinamômetro em escala reduzida, também chamado de Fras-le Scale Dinamometer (FSD).

Este trabalho visa descrever especificamente o projeto do tribômetro, cujas características foram designadas especialmente para realização de ensaios com materiais de atrito utilizados em freios veiculares. Assim, a máquina desenvolvida deverá funcionar como uma ferramenta de apoio à pesquisa envolvendo o desgaste e o atrito dos materiais ensaiados em dinamômetro e na máquina em escala FSD. Nesta dissertação, são apresentadas as premissas para o desenvolvimento do tribômetro bem como as etapas de cálculo envolvidas para o seu dimensionamento. A seguir, é mostrado o projeto mecânico e de automação e controle da máquina, além da descrição do procedimento de calibração dos instrumentos e de aferição da máquina, seguido dos respectivos resultados. Depois disto, são apresentados os resultados dos experimentos para avaliar o sistema atuador da máquina, seguido de um comparativo entre as capacidades máximas de pressão de contato e velocidade de escorregamento da máquina projetada com sistemas comerciais de freios. São também divulgados os resultados dos ensaios de frenagem realizados no tribômetro, onde são evidenciadas as suas potencialidades. Por último, é apresentado um estudo comparativo entre as características das principais máquinas de testes com materiais de fricção que foram encontradas durante a revisão da literatura feita.

2 OBJETIVOS

Objetivo geral:

Desenvolver um equipamento para ensaio de materiais de fricção veiculares (tribômetro) capaz de facilitar a compreensão do comportamento do atrito e do desgaste frente às diferentes condições de operação, servindo, pois, como uma ferramenta adicional para pesquisa e desenvolvimento de novos produtos.

Objetivos específicos:

- Definir as premissas de projeto, verificando o que é importante para o auxílio na compreensão do comportamento do atrito e desgaste dos materiais e quais características a máquina deve apresentar
- Desenvolvimento e construção da máquina
- Calibração dos instrumentos
- Aferição da máquina
- Testes e ensaios finais de frenagem para verificação das características e potencialidades do equipamento projetado

3 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

3.1 Atrito

O atrito é uma força natural que atua apenas quando dois corpos estão em contato e sofrem a ação de outra força que tende a colocá-los em movimento. A força de atrito está dividida em força de atrito estática e força de atrito dinâmica, sendo que a primeira ocorre sem que haja movimento relativo enquanto que a última atua durante o deslizamento relativo entre as superfícies [Wikipedia, 2008].

3.2 Sistemas de Freios

Os freios automotivos podem ser classificados quanto à geometria do rotor em freios a tambor e a disco. Comparativamente, os freios a tambor são constituídos por um número maior de componentes, o que dificulta a sua conservação. Além disso, devido à sua concepção, apresentam menor eficiência frenante. Porém, apresentam menores custos de fabricação, o que os tornam ainda bastante aplicados. São largamente utilizados em veículos comerciais (ônibus e caminhões) e no eixo traseiro de alguns veículos leves. A geometria das sapatas de freio e a sua flexibilidade estrutural podem afetar significativamente o atrito e o desgaste do sistema de freio a tambor [Yoshioka et al., 2008].

Embora freios a disco sejam menos suscetíveis aos efeitos geométricos e estruturais [Tirovic e Day, 1991], Infantini, 2008, menciona que o uso do sistema de freio tende a provocar um aumento das folgas no pistão do cáliper com o tempo de uso, o que influencia de maneira significativa o desempenho dos freios. Infantini concluiu ainda que o sistema (cáliper, pistão, mecanismos de fixação, etc) constitui-se ainda como uma fonte adicional de incertezas, ou seja, sua flexibilidade estrutural, folgas e geometria podem afetar significativamente o atrito.

Entretanto, quanto aos efeitos prejudiciais da temperatura sobre o atrito (*Fade*), é indiscutível a superioridade dos sistemas de freios a disco sobre os sistemas a tambor. Em função disto, caminhões da Europa utilizam em sua maioria freios a disco e a tendência é a sua utilização cada vez em mais larga escala devido aos benefícios inerentes [Blau e McLaughlin, 2003].

3.3 Materiais de Atrito Utilizados em Freios Veiculares

Enquanto nas últimas décadas os materiais empregados na construção de motores e de compósitos usados na fuselagem de aviões mostraram uma significativa evolução tecnológica, ainda hoje materiais de fricção são otimizados a partir de regras empíricas [Desplanques et al., 2007; Ostermeyer, 2001; Desplanques et al., 2006].

As pastilhas de freios geralmente consistem de mais de 20 diferentes componentes [Eriksson et al., 2002; Ostermeyer, 2001; Ostermeyer, 2003; Eriksson e Jacobson, 2000]. Segundo Eriksson e Jacobson, 2000, os componentes básicos dos materiais de fricção são:

- **Materiais estruturais:** que conferem a resistência mecânica. Geralmente são utilizadas fibras metálicas, carbono, vidro, etc. Antes da sua proibição na década de 80, o amianto (asbesto) foi largamente utilizado como fibra. Ex: asbestos, fibra de vidro, aramida, palha de aço.
- **Modificadores de fricção:** utilizados para estabilização do coeficiente de atrito e controle da taxa de desgaste da pastilha e disco. Lubrificantes sólidos, tais como grafite ou sulfetos metálicos, são utilizados para promover a estabilidade do atrito, principalmente em elevadas temperaturas. Partículas abrasivas, tipicamente alumina ou mica, incrementam o coeficiente de atrito e ainda ajudam a remover camadas de óxidos de ferro das superfícies dos discos. Ex: Latão, zinco, grafite, borracha de estireno butadieno, óxido de cobre, óxido de ferro.
- **Carga:** melhora a resistência e a dissipação térmica. Portanto, aumenta a vida útil do material de fricção, preenchendo os espaços e minimizando o custo. Ex: sulfeto de bário, carbonato de cálcio, sílica.
- **Ligantes:** utilizados para aglutinar e unir os demais ingredientes, formando uma matriz termicamente estável (resinas fenólicas), onde eventualmente são adicionados anti-ruídos (elastômeros). Frequentemente adiciona-se borracha para melhorar as propriedades de amortecimento.

Alguns autores citam também os *agentes de cura* – que atuam sobre o ligante nas reações químicas durante o processo de fabricação, realizando a cura do material.

Quanto à classificação, os materiais utilizados em pastilhas variam dependendo do autor, porém uma classificação mais geral foi sugerida por Nicholson apud Serbino, 2005:

- **Não metálico:** menos de 10% de metal (em peso)
- **Intermediário:** 10% a 40% de metal (em peso)
- **Semi-metálico:** 40% ou mais de metal (em peso)

Birch, 1999, por sua vez, em seu trabalho cita uma classificação que é bastante difundida entre os fabricantes de materiais de fricção:

- **Non-Asbestos Organic (NAO):** Com a redução do uso de asbestos nas últimas décadas, devido ao fato de causar danos à saúde, os materiais orgânicos passaram a chamar-se non asbestos organic (NAO). São compostos por resinas, materiais orgânicos e inorgânicos, grafite, mica, fibras metálicas (em baixa porcentagem) e de aramida, esta que substitui em parte o

amianto. Pastilhas construídas com materiais NAO são mais macias, proporcionando um maior contato com o disco, diminuindo o coeficiente de atrito e aumentando a vida de serviço dos discos. É utilizado em mercados que priorizam o conforto da operação de frenagem (mercado americano).

- **Semi-metálicas:** o termo semi-metálico se deve ao fato de que, neste material, é utilizada uma carga maior de compostos metálicos (fibras de aço, conforme Eriksson e Jacobson, 2000) em sua formulação, que pode chegar até a 50 %. Em relação aos materiais NAO são mais resistentes a elevadas temperaturas e ao desgaste; no entanto, são mais caros. Este material é mais utilizado em mercados que buscam desempenho (mercado europeu).

Ainda, segundo Birch, 1999, os materiais orgânicos caracterizam-se por seu baixo custo, baixa abrasividade, baixo ruído, bom atrito a frio e maior propensão ao *fade*. Já os materiais semi-metálicos são mais caros, frágeis, possuem vida útil mais longa (baixo desgaste), têm baixo atrito a frio e são mais resistentes ao *fade*. A composição dos materiais de fricção é semelhante tanto para os freios a tambor quanto os freios a disco. Porém, nos freios a disco, é projetada para operar a temperaturas mais elevadas, conforme mencionado por Puhn, 1985.

3.4 Fatores que Influenciam no Desempenho dos Materiais de Atrito

A seguir, são apresentadas, na forma de tópicos, as variáveis que influenciam no desempenho dos materiais de atrito, entendido aqui como atrito e desgaste. A idéia é mostrar o mecanismo de ação de cada um dos fatores sobre o desempenho dos materiais de atrito, sem, contudo, quantificar ou apresentar modelos matemáticos que simulem a sua influência.

3.4.1 A Composição Química e a Microestrutura dos Materiais de Fricção

O papel de cada ingrediente, bem como o desenvolvimento de novos materiais, tem sido intensamente estudado a fim de melhorar o desempenho dos sistemas de freio. A composição química dos materiais atritados exerce influência direta sobre o atrito e o desgaste, conforme atestado por diversos estudos [Coyle et. al., 1983; Kim e Jang, 2000].

Coyle et. al., 1983, realizaram um estudo com discos de freio de diferentes proporções de C, Si, Mn, P e Ti fabricados com variações dos parâmetros do processo: taxas de resfriamento e solidificação. Concluíram que é possível alterar o desempenho do sistema de freio através de alterações químicas e microestruturais do rotor.

Kim e Jang, 2000, investigaram o desempenho dos materiais de atrito contendo diferentes porcentagens de resinas fenólicas e fibras. Houve uma melhora significativa da estabilidade do

coeficiente de atrito com o aumento da quantidade da fibra de aramida enquanto que a adição de uma resina específica (novolac) provocou a redução da resistência ao desgaste.

Diversas análises relativas à influência da composição química no desempenho dos freios poderiam ser citadas. Porém, ainda há muito a ser pesquisado sobre o assunto devido à quantidade de ingredientes passíveis de ser utilizados no processo de fabricação de pastilhas ou lonas de freios - aproximadamente 150, segundo Kim e Jang, 2000.

3.4.2 O Terceiro Corpo

Segundo Fillot et al., 2007, o conceito de terceiro corpo foi introduzido por Godet em 1970 para identificar a interface entre dois sólidos postos em contato.

Esse meio, também conhecido como filme ou camada de fricção, pode ser injetado artificialmente, como no caso dos óleos e outros tipos de lubrificantes ou, no caso de superfícies secas, pode ser o resultado do arrancamento das superfícies atritadas [Fillot et al., 2007].

O efeito de arrancamento é causado pelos chamados “platôs” de contato da superfície das pastilhas [Erikson e Jacobson, 2000; Eriksson, 2002]. De acordo com Eriksson e Jacobson, 2000, os platôs primários (mais resistentes) desgastam a parte mais macia do disco e pastilha e a fragmentam. Esses fragmentos, também chamados de “debris”, circulam livremente entre os materiais atritados, dando origem à camada de fricção (filme) ou aglomerando-se e formando os platôs secundários. A Figura 3.1 mostra esquematicamente a situação de contato, onde podem ser vistos os platôs junto dos fragmentos que circulam na interface e dão origem ao filme.

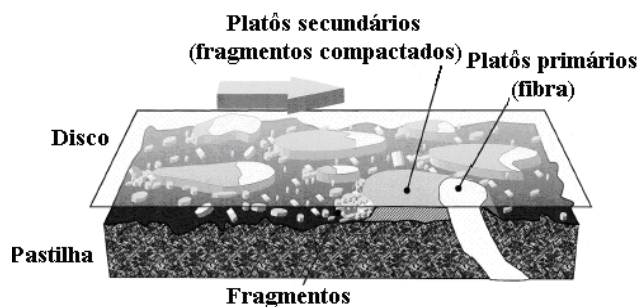


Figura 3.1 – Esquema da situação de contato pastilha/disco de freio envolvendo o contato dos platôs primário e secundário [Fonte: Eriksson e Jacobson, 2000].

Segundo Österle e Urban, 2006, a composição do filme de fricção presente no disco e pastilha é determinada principalmente pelos lubrificantes sólidos (modificadores de fricção) que são parte da formulação da pastilha.

Conforme Godet, 1984, apud Fillot et al., 2007, o terceiro corpo tem por função suportar a carga, participar na acomodação da velocidade e separar as superfícies em contato, evitando

interações diretas. Além disso, o filme de fricção é importante não somente para a estabilização do atrito e minimização do desgaste, mas também, desempenha um papel importante na prevenção de ruído e vibração [Österle e Urban, 2006]. Segundo esse mesmo estudo, o filme pode ser observado tanto na superfície da pastilha quanto do disco.

Apesar de diversos trabalhos publicados abordarem o assunto, uma série de questões a respeito da estrutura e do papel do terceiro corpo ainda intriga os pesquisadores.

3.4.3 A Pressão na Interface de Contato

A literatura mostra que a pressão de contato entre o par de fricção influi no coeficiente de atrito tanto pela sua magnitude quanto pela forma como é distribuída sobre a superfície de contato.

3.4.3.1 A distribuição da pressão na interface de contato

Tirovic e Day, 1991, afirmam que a forma da distribuição da pressão de contato na interface entre o disco de freio e o material de fricção afeta o desempenho dos sistemas. Mencionam ainda que esse contato é quase sempre incompleto e que, mesmo quando total, a distribuição de pressão na interface entre pastilha/disco é não-uniforme. Segundo os autores desse estudo, para um bom desempenho, a pressão deve ser o mais uniforme possível. Isso é obtido através de um projeto robusto do sistema de freio (mecanicamente rígido e com um mínimo de folgas). Além disso, a compressibilidade do material de fricção também é um dos fatores de maior influência sobre a distribuição da pressão na interface de qualquer freio e deve ser levada em conta. Em geral, materiais de atrito mais macios apresentam uma distribuição da pressão mais uniforme.

A não uniformidade da pressão de contato é devido às deformações e folgas do sistema de freios [Dohle et al., 2006; Qi e Day, 2006; Tirovic e Day, 1991] bem como à topografia superficial da pastilha [Baker, 1987]. Conforme Eriksson et al., 2000, os materiais de fricção, de composição heterogênea, estão sujeitos ao mecanismo de formação e degradação dos platôs apresentando, assim, uma superfície de contato irregular e que se alterna periodicamente. Dillenburg, 2007, utilizando a técnica da termografia, verificou a ocorrência dessa irregularidade e alternância da região de contato entre o par de atrito durante as frenagens, concluindo ainda que o material semi-metálico é mais suscetível a esse efeito do que o NAO.

3.4.3.2 A magnitude da pressão de contato

É consenso entre os autores que a carga normal age no sentido da diminuição do coeficiente de atrito [Ostermeyer, 2003; Desplanques et al., 2007], embora não seja claro ainda como isso

ocorre. A Figura 3.2 mostra o efeito da pressão de contato sobre o coeficiente de atrito para um material de atrito utilizado em sistemas de freio de trem, o qual foi testado num tribômetro em escala reduzida desenvolvido por Desplanques et al., 2007.

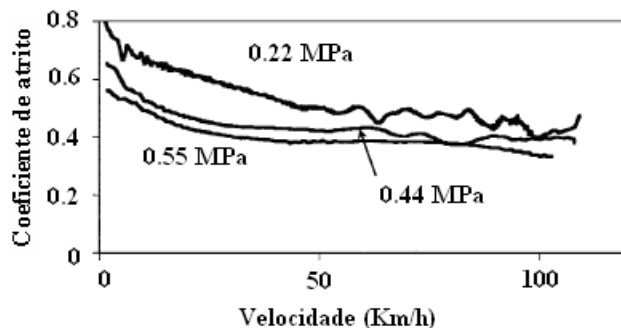


Figura 3.2 - Evolução do coeficiente de atrito com a pressão [Adaptado: Desplanques et al., 2007].

Um efeito bastante interessante que ocorre durante a variação da pressão é a histerese do coeficiente de atrito. Eriksson e Jacobson, 2000 verificaram diferenças da ordem de 20% entre o coeficiente de atrito encontrado durante o aumento e a diminuição da pressão. A Figura 3.3 mostra o efeito da histerese para uma pastilha de material orgânico, onde a pressão variou a uma taxa de 1 Bar/s e a velocidade foi mantida constante em 3 m/s.

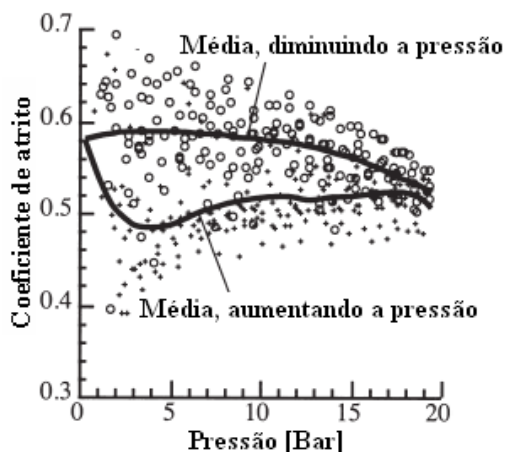


Figura 3.3 - Evolução do coeficiente de atrito com a pressão [Adaptado: Eriksson e Jacobson, 2000].

3.4.4 A Velocidade de Deslizamento entre o Par de Fricção

Nos testes reproduzidos no seu tribômetro em escala reduzida, Desplanques et al., 2007, verificou a influência da velocidade de deslizamento da pastilha no disco sobre o atrito. Concluiu que em velocidades mais baixas há um rápido aumento deste coeficiente. Afirmção semelhante foi feita por Ostermeyer, 2003. A Figura 3.4, retirada de Desplanques et al., 2007, apresenta as

curvas de atrito para cinco velocidades iniciais de frenagem (30, 80, 120, 160 e 200Km/h) a uma pressão constante de 0,44 MPa,. O material do disco e da pastilha utilizado nestes experimentos é o de um sistema de freio de trem.

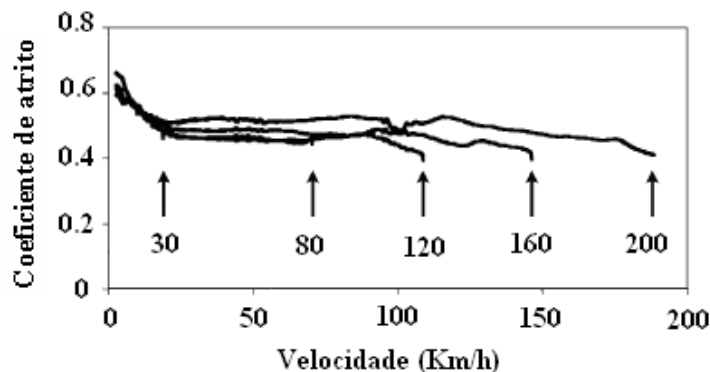


Figura 3.4 - Variação do coeficiente de atrito com a velocidade [Adaptado: Deslanques et al., 2007].

Wilson e Bowsher, 1971, verificaram que, sob as mesmas condições de temperatura e pressão, uma variação de $\pm 23\%$ na velocidade, correspondente à diferença entre o raio efetivo mínimo e máximo do corpo de prova testado pelos autores (material orgânico) em um equipamento em escala reduzida, não produz variação significativa do coeficiente de atrito (Figura 3.5).

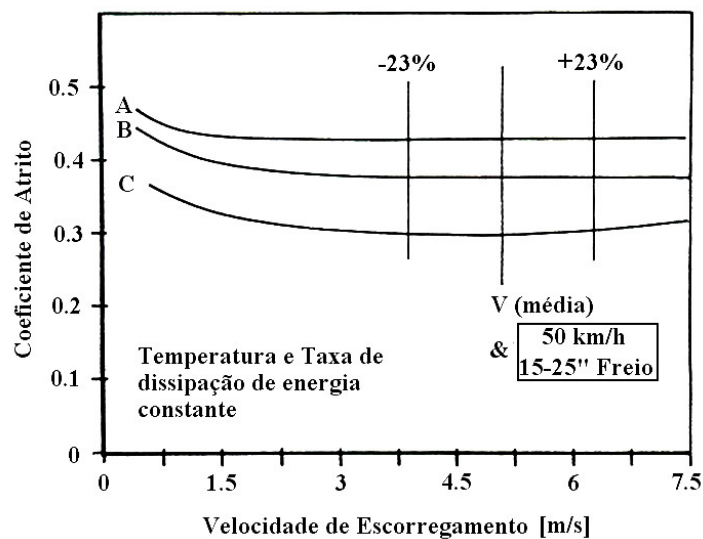


Figura 3.5 - Efeito da velocidade sobre o coeficiente de atrito [Adaptado: Wilson e Bowsher, 1971].

Blau e McLaughlin, 2003, realizaram testes atritando um corpo de prova de $12,7 \times 12,7 \text{ mm}^2$ (retirada de um caminhão comercial) sobre um disco em uma máquina em escala reduzida. Perceberam haver uma tendência de queda do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade

de deslizamento em condição de arrasto constante (tempo de 30s para cada frenagem), conforme ilustrado na Figura 3.6.

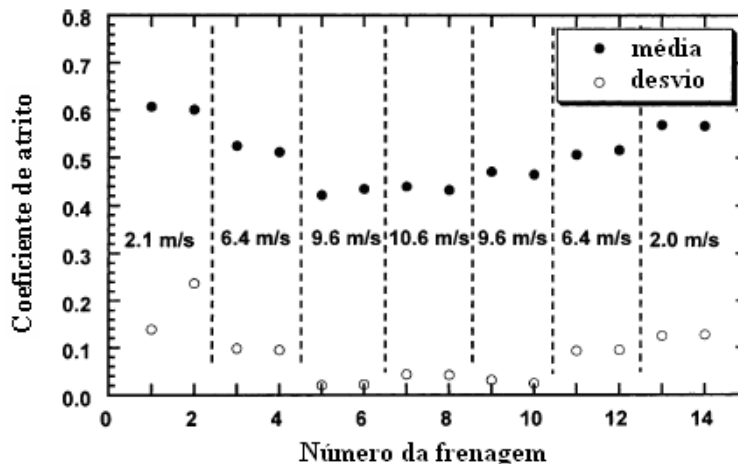


Figura 3.6 - Média e desvio padrão do coeficiente de atrito para cada frenagem sob arrasto com velocidades diferentes [Fonte: Blau e McLaughlin, 2003].

3.4.5 A Temperatura de Superfície dos Corpos Atritados

Durante as frenagens, temperaturas da ordem de 1000°C são observadas na superfície de fricção dos materiais [Ramousse et al., 2001]. Ostermeyer, 2003, especula que temperaturas pontuais maiores que 1200°C sejam atingidas pela superfície da pastilha durante as frenagens. Fenômenos de sobre-aquecimento localizado, como os pontos quentes – ou “hot spots” - e bandas quentes – ou “hot bands”- têm sido freqüentemente relatados pela literatura [Cristol-Bulthé et al., 2007; Desplanques et al., 2007]. De acordo com Iombriller, 2002, ao ocorrer o resfriamento dos pontos quentes, ocorre uma transformação da fase perlítica para martensítica do material. Panier et al., 2004, afirmam que esta fase possui um volume maior que a primeira, o que leva à criação de tensões residuais que podem acarretar trincas no material do disco.

Ramousse et. al., 2001, realizaram um estudo sobre os processos físico-químicos que ocorrem em pastilhas de freio quando a temperatura aumenta. Amostras de material semi-metálico foram mantidas durante 1h em um forno a 1000°C e resfriadas a uma taxa de 10°C/min até alcançarem 25°C. Os autores determinaram as temperaturas nas quais o carvão, o grafite e o ferro oxidam e os elementos ligantes se decompõem.

O gráfico da Figura 3.7 mostra as faixas de temperatura e mudanças de massa ocorreram a cada transformação química sofrida pelo corpo de prova durante o experimento dos referidos autores.

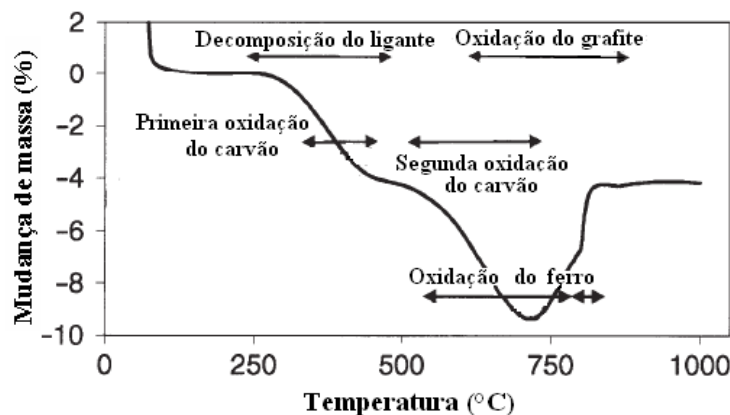


Figura 3.7 - Comportamento térmico de um material de fricção semi-metálico [Adaptado: Ramousse et al.,2001].

Segundo Blau e McLaughlin, 2003, em altas temperaturas, a taxa de formação de óxidos metálicos é maior nas pastilhas. Certos óxidos metálicos têm características lubrificantes e podem contribuir para a redução do coeficiente de atrito entre a pastilha e disco.

Segundo Limpert, 1999, um problema comum que ocorre com os sistemas de freio quando atingem temperaturas elevadas (acima de 300 °C) é o *fade*, isto é, a redução do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura durante a frenagem. O *fade* é mais pronunciado em sistemas a tambor, uma vez que nesses sistemas ocorre a combinação da perda das propriedades de fricção do material de atrito (lona) com o efeito da dilatação do tambor em elevadas temperaturas. O autor salienta que, durante o *fade* em sistemas a tambor, é necessário um aumento de 30 a 40% no curso do pedal de freio para a aplicação de um torque frenante equivalente às condições normais de operação.

Conforme Rhee apud Rhee e Schwartz, 1979, a taxa de desgaste dos materiais de fricção se mantém razoavelmente constante em relação à temperatura do rotor até aproximadamente 220°C. A partir daí, a taxa aumenta exponencialmente. O desgaste a baixas temperaturas (abaixo de 220°C), conforme Liu e Rhee apud Rhee e Schwartz, 1979, é atribuído essencialmente aos mecanismos de desgaste abrasivo e adesivo, enquanto que em altas temperaturas se deve à decomposição dos ingredientes poliméricos presentes nos materiais de fricção.

Como se pode observar pelo exposto acima, são inúmeros os problemas causados pelo excesso de temperatura no par de atrito. Assim, há um compromisso dos fabricantes no desenvolvimento de materiais resistentes a altas temperaturas bem como de sistemas de freio eficientes do ponto de vista da dissipação do calor.

3.4.6 A Condição de Frenagem a Seco e Molhado

Poucas publicações referem-se aos efeitos das condições de frenagem (a seco ou molhado) sob o coeficiente de atrito e desgaste dos freios. Segundo Blau e McLaughlin, 2003, ensaios sob condições de umidade geralmente são realizados em testes “on road”, ou seja, no próprio veículo. Esses testes acabam sendo inadequados para testar apenas os materiais de atrito, já que os resultados são também influenciados pelas condições molhadas da pista e dos pneus. Além disso, nas buscas feitas às revisões bibliográficas, não foi encontrada nenhuma metodologia (padrão) de ensaio que avaliasse os sistemas de freios sob condições molhadas.

Burkman et al. em 1967, em seu laboratório de testes, ensaiaram dois materiais de atrito diferentes em três condições diferentes: a seco, com névoa e molhado com água. Verificaram que existe uma diferença de resposta para cada material testado frente às condições impostas de umidade.

Blau e McLaughlin, 2003, realizando ensaios em um tribômetro em escala reduzida, mostraram que o atrito cai significativamente sob condições de frenagem aplicando jato de água durante os testes de arrasto ou *drag* quando comparado a frenagens sob condições secas (Figura 3.8). Concluíram que o filme tribológico é mais facilmente formado em condições a seco do que em condições de alta umidade.

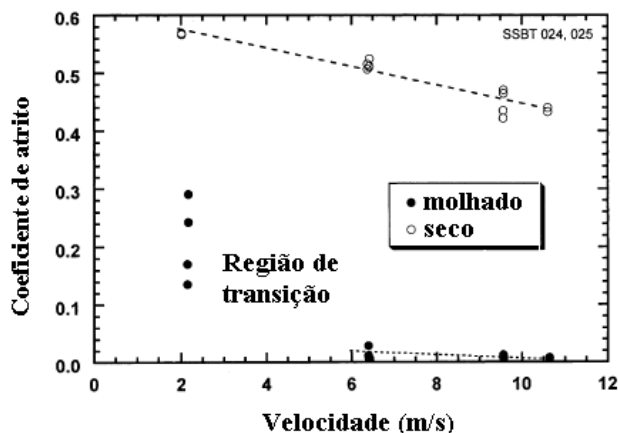


Figura 3.8 – Efeito das condições de ensaio (a seco e molhado) sobre o coeficiente de atrito
[Fonte: Blau e McLaughlin, 2003].

A fim de verificar a influência do filme de água (hidrodinâmico) sobre o atrito em condições de teste molhado, os autores aumentaram a força normal de atuação progressivamente, passando de 150N a 330N a uma velocidade constante de 9,6 m/s (Figura 3.9). Dessa forma, verificaram que, sob condições de carga mais alta, o coeficiente de atrito atinge patamares bem mais elevados, similares aos das condições a seco. Os autores concluem, portanto, que os efeitos

hidro-dinâmicos do filme de água formado são abrandados quando a pressão de contato é aumentada.

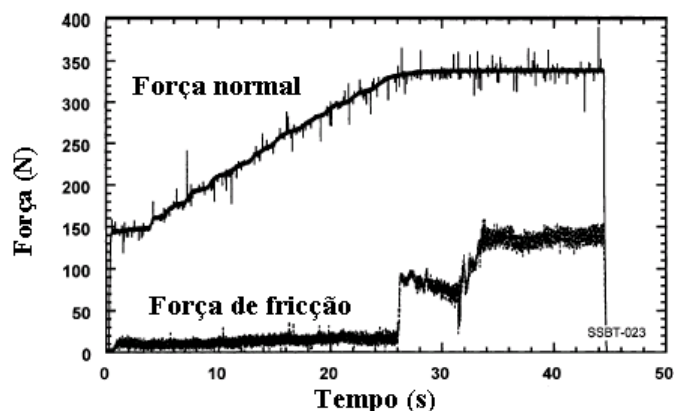


Figura 3.9 – Efeito do aumento da força normal sobre a força de atrito em condições molhadas [Fonte: Blau e McLaughlin, 2003].

Por último, nesse mesmo estudo os autores verificaram também um efeito de recuperação do atrito quando o spray de água é desligado (Figura 3.10), após 142 revoluções do disco ou num tempo de aproximadamente 5s (a 10m/s).

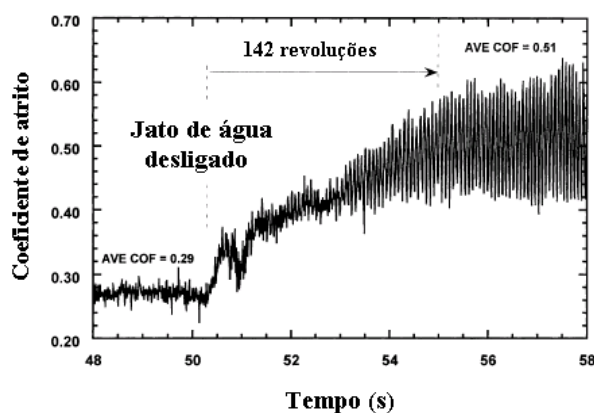


Figura 3.10 – Recuperação do alto coeficiente de atrito após removido o spray de água dos testes [Fonte: Blau e McLaughlin, 2003].

3.4.7 O “Histórico” Anterior de Frenagens do Material

Neuman et.al., 1983, destacam que o histórico de temperatura do material de fricção é muito importante porque a maioria dos materiais tem as suas propriedades alteradas em função de condições de operação recentes. O melhor exemplo disso é a recuperação do atrito quando as condições de frenagem são menos severas, logo após o *fade*. O autor também menciona que as razões para essas mudanças são diversas e incluem a cura adicional do material (a maioria dos

materiais não são 100% curados quando novos), alterações químicas (reversíveis e irreversíveis) e vaporização de componentes voláteis.

Ostermeyer, 2003, afirma que o histórico de desgaste da pastilha determina o estado atual da área de contato a nível microscópico (platôs) e, por conseqüência, o valor atual do coeficiente de atrito. Em outro trabalho, Ostermeyer, 2001, cita que o coeficiente de atrito cai por volta de 50% pela simples remoção (limpeza) dos fragmentos da superfície do disco.

Eriksson et al., 2002, mencionam que o histórico das frenagens anteriores é importante não apenas para as propriedades de fricção do material como também para sua tendência à produção de ruído. Rusnak et al., 1970, citam que o histórico das frenagens tem um efeito significativo também sobre o desgaste dos materiais de fricção.

Dessa forma, o histórico de frenagens do material pode ser atrelado há uma série mecanismos físicos envolvidos – alterações químicas, cura, vaporização de voláteis, topografia das superfícies atritadas, etc - os quais modulam o estado atual do coeficiente de atrito.

3.5 Método para Determinação do Coeficiente de Atrito

O coeficiente de atrito é o parâmetro mais importante a ser avaliado em um material de fricção. O motivo é óbvio, pois é o atrito que faz com que um veículo seja capaz de parar. Geralmente, valores típicos do coeficiente de atrito encontrados em sistemas de freios variam entre 0,1 e 0,7 [Ostermeyer, 2003]. Deve-se salientar que a qualidade de um material de atrito não se refere necessariamente a alto coeficiente de atrito, mas sim à sua estabilidade em função da temperatura, velocidade, pressão específica e outros fatores externos [Burkman et al., 1967].

Segundo Vieira, 2007, um importante fator usado principalmente para estimar o coeficiente de atrito de pastilhas de freio em testes experimentais para projetos de freios é o raio efetivo, definido como o raio de uma sapata equivalente de espessura radial infinitesimal. Nos dinamômetros inerciais, que são equipamentos especialmente projetados para realização de ensaios com materiais de fricção, existem outros dois fatores que devem ser levados em conta para a medição do atrito, que são o torque frenante e a força de aplicação, sendo esta última variável medida indiretamente, através de uma relação com a pressão de aplicação do freio.

Dohle et al., 2006, apresentam a seguinte expressão para o cálculo do coeficiente de atrito em dinamômetros:

$$\mu = \frac{M_B}{2R_M A_{\text{pistão}} \eta (p - p_0)} \quad (1)$$

onde μ é o coeficiente de atrito; M_B é o torque frenante, R_M é o raio médio da pastilha, $A_{\text{pistão}}$ é a área do pistão, η é a eficiência mecânica do sistema de freio, p é a pressão mecânica do atuador e

p_0 é a pressão limiar - pressão necessária para que o atuador vença as forças resistivas (anel o' ring, mola de retorno, atrito do pistão, etc). Geralmente esta pressão se situa entre 0,5 e 0,7 Bar.

Os autores deste estudo também avaliaram a contribuição de cada fator na incerteza de medição do atrito existente em um procedimento de ensaio utilizando um dinamômetro inercial. Conforme os pesquisadores, os parâmetros propagadores de incerteza de medição em um dinamômetro são os seguintes:

- ***Incerteza na medição do torque:*** nos dinamômetros inerciais, o torque geralmente é medido pelo princípio da força de reação sobre um braço de alavanca, como no caso do equipamento avaliado neste experimento. Com isso, as incertezas significativas na medida do torque são: o transdutor de força, o condicionamento, a medida do comprimento do braço de alavanca, a diferença entre a calibração estática e as condições dinâmicas de uso da máquina e o atrito dos rolamentos e mancais.
- ***Incerteza na medição da pressão de acionamento:*** essa incerteza é atribuída à calibração de referência da saída de pressão da linha, ao instrumento medidor de pressão e ao condicionamento do sinal.
- ***Incerteza da pressão limiar:*** a pressão limiar p_0 é resultado do sistema de freio utilizado e também das condições de carga.
- ***Incerteza do raio efetivo:*** o raio de fricção não é constante, mas varia de forma irregular e periódica, conforme contatado por termografia pelos autores e também por Dillenburg, 2007.
- ***Incerteza da área do pistão:*** a área do pistão é um dado do fabricante e, sendo assim, é especificada dentro de uma faixa de tolerância da medida.
- ***Incerteza da eficiência mecânica:*** esse valor varia na prática de acordo com o tipo e o projeto do sistema de freio bem como com a carga aplicada. Ocorre pelo efeito das distorções do calíper bem como de mudanças no assentamento deste sobre o suporte de fixação.

Dohle et al., 2006, concluíram, utilizando a equação Gaussiana de propagação de erros aplicada sobre cada parâmetro citado acima, que a máxima incerteza na medição do valor do atrito para o dinamômetro avaliado no estudo é da ordem de 10 % para um grau de confiança de 95 %. Para chegar ao valor máximo da incerteza, foi considerado, na equação Gaussiana, o maior torque e a menor pressão do estudo. O efeito das variações do material de fricção não foi contabilizado no estudo das incertezas devido à complexidade envolvida neste tipo de análise.

3.6 Método para Determinação do Desgaste

A forma de medição do desgaste dos materiais de fricção depende do tipo de norma e equipamento utilizados durante os ensaios. Por exemplo, os métodos utilizados para medição do desgaste entre materiais para um tribômetro pino sobre disco são definidos pela norma ASTM G99-04 enquanto que para uma máquina FAST são definidos pela NBR 7813:1998. Este último procedimento é específico para testes de materiais de fricção utilizados em freios.

O desgaste volumétrico dos materiais pode ser medido por duas maneiras distintas:

- **Através de variações geométricas:** por esse método, são verificadas as variações dimensionais do par de atrito e depois dos ensaios. Através de cálculos específicos, consegue-se determinar o volume perdido em mm³.
- **Através de variações de massa:** por esse método, a perda volumétrica é o resultado da relação entre a perda de massa do material pela sua densidade, conforme apresentado pela equação 2.

$$P_{\text{vol}} \text{ ou } D_{\text{vol}} = \frac{\Delta m}{\rho} 1000 \quad (2)$$

onde P_{vol} ou D_{vol} referem-se, respectivamente, a perda volumétrica da pastilha ou do disco [mm³], Δm é a variação da massa antes e depois do ensaio [g], ρ é a densidade do material ensaiado [g/cm³].

Segundo Lee et al., 2007, para testes em tamanho real, a forma de medir desgaste é através da espessura do disco e pastilha. Já para testes em escala reduzida, o desgaste é medido através da mudança de massa do corpo de prova, feito através de balança eletrônica de precisão. A vantagem desta última metodologia é evidente, uma vez que testes em um tempo relativamente curto produzem variações extremamente pequenas no volume, as quais podem ser detectadas pela variação da massa. Porém, segundo o mesmo trabalho, esse método sofre grande influência das condições ambientais, já que cerca de 15% do volume de pastilhas de freio NAO é composto de poros, que podem reter a umidade e influenciar na pesagem do corpo de prova. As variações das medições na pesagem devido a esse efeito chegam a ser da mesma ordem de grandeza das alterações produzidas pelo desgaste. Por isso, o autor aconselha condições controladas de temperatura e umidade durante as pesagens através de métodos gravimétricos.

Segundo Blau e Jolly, 2005, testes de desgaste em dinamômetro em geral são pouco realizados na indústria devido aos altos tempos e custos envolvidos ou quando realizados, podem não correlacionar muito bem as verdadeiras condições de vida em serviço de um material. A grande dificuldade reside no fato dos fabricantes não saber em que estado de conservação estará

o veículo em que o material será usado, tampouco as condições de utilização em serviço. Frequentes paradas e arrancadas, ou o uso do veículo em serra produzem uma reposta de desgaste bem diferente que a utilização em estradas planas, por exemplo.

3.7 Métodos de Medição da Temperatura nos Ensaios

Como a temperatura é um dos parâmetros mais importantes para ser monitorado durante os testes de frenagens com materiais de fricção [Neuman et al.,1983], são apresentados alguns métodos geralmente utilizados nos ensaios para a sua medição. A intenção é discutir as aplicações, vantagens e desvantagens relativas a cada método empregado.

3.7.1 Termopar Fixo

Neste método, o termopar é inserido dentro do disco, próximo da superfície, e é posto a girar junto com o disco. Eisengräber et al.,1999, mencionam que esse método é muito empregado em dinamômetros. Citam como vantagens uma boa exatidão na medição da temperatura instantânea do disco, a rapidez na montagem e baixo custo. Porém, como desvantagem, os autores mencionam que a temperatura obtida por esse método é apenas pontual, o qual passa a representar toda a superfície do disco.

3.7.2 Termopar de Deslizamento

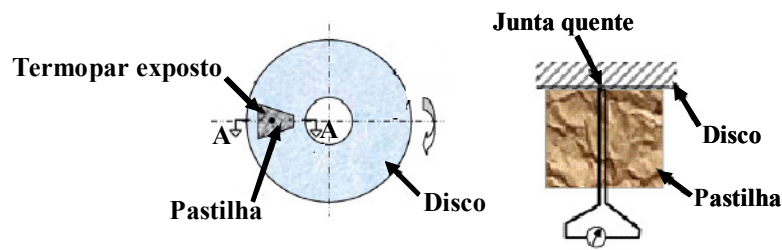
Neste método, a medição da temperatura é feita pelo contato da ponta do termopar, que desliza sobre disco girante. Segundo Eisengräber et al., 1999, essa técnica é muito utilizada em testes de campo com automóveis. Apresenta como desvantagens uma exatidão da medida inferior a do termopar fixo, uma vez que condutividade térmica é prejudicada pelo deslizamento do disco sobre o termopar. Além disso, a temperatura lida é realizada apenas em um raio específico.

3.7.3 Termopar exposto

Qi e Day, 2007, mencionam que a técnica do termopar exposto é eficaz na medição da temperatura interfacial do par de fricção. A diferença dessa técnica em relação aos demais métodos de medição com termopar é que a junta quente do instrumento se localiza diretamente na interface de atrito. Logo, segundo os autores, enquanto o termopar fixo e de deslizamento indicam a temperatura superficial do disco, a técnica do termopar exposto mede a temperatura na interface entre o par de atrito.

O esquema da Figura 3.11 ajuda no entendimento do esquema de montagem do termopar exposto, onde em (a) é apresentada a localização de um termopar exposto montado sobre o disco e em (b) está representada a vista em corte A-A, onde pode ser visualizada a junta quente montada sobre a interface do disco e da pastilha.

Qi e Day, 2007, concluíram que essa técnica representa melhor a temperatura da interface de interação entre o par de atrito, sendo, pois, a mais adequada para detectar os fenômenos térmicos ali envolvidos.



(a) Localização do termopar exposto na montagem (b) Vista do corte A-A.

Figura 3.11 – Esquema de montagem do termopar exposto [Adaptado: Qi e Day, 2007].

3.7.4 Pirometria

A pirometria   uma técnica sem contato que detecta a temperatura das superfícies através de radia o infravermelha, utilizando para isso um instrumento conhecido como pirômetro. Possui como vantagens a facilidade na montagem e custo razoável [Unicamp, 2008]. Além disso, segundo Eisengraber et al., 1999, um pirômetro   capaz de medir a distribui o da temperatura na dire o circunferencial do disco. Como desvantagem da utiliza o desta técnica, os autores citam algumas características dos pir metros que exigem cuidados, sob o risco de prejudicar a exatidão e precisão da medida:

- **Diâmetro da área medida:** pir metros medem a temperatura em uma área (ou ponto), o qual varia seu diâmetro de acordo com a distância do instrumento até o objeto medido bem como de acordo com as características do pirômetro utilizado.
- **Emissividade fixa para medi o de superfícies:**   senso comum na literatura que a emissividade de uma superfície metálica varia (e muito) com a temperatura. No caso de discos de freios, podem ocorrer varia es de 0,15 a 0,9 do valor da emissividade durante as frenagens com discos de freios de ferro fundido.
- **Tempo de resposta relativamente alto:** tempos de resposta t picos de pir metros podem variar de 50-100ms.

3.7.5 Termografia

Segundo Eisengräber et al., 1999, medições com termógrafos apresentam diversas vantagens, como ótimo tempo de resposta (frequência de 2,5 KHz), capacidade de medir a distribuição da temperatura em toda a superfície do disco, possibilitando ainda a medição de ambos os lados do disco simultaneamente com o uso de um espelho. Além disso, em conjunto com um termopar fixo de referência, pode-se corrigir a emissividade das superfícies em análises posteriores feitas em software específico. As imagens termográficas também permitem a visualização de pontos quentes ou *hot-spots* no disco. A desvantagem ainda é seu alto custo, embora os valores tenham diminuído significativamente nos últimos anos. Além disso, os autores mencionam ainda que o termógrafo não é adequado para análises das medições em tempo real (*on-line*) por causa do erro causado pelo valor de emissividade que é constante. Por isso, os autores sugerem que as análises sejam feitas posteriormente com a utilização de software específico.

3.8 As Máquinas para Ensaios

Existem diversos tipos de máquinas com a finalidade de ensaiar materiais de fricção utilizados em freios veiculares, cada qual visando atender especificamente a um (ou mais) tipos de teste, de acordo com suas características ou procedimentos. Os principais equipamentos utilizados para testes envolvendo materiais de fricção para uso em freios são a FAST (Friction Assessment and Screening Test), a Chase, o Dinamômetro inercial e a Krauss. Existe ainda uma máquina chamada de tribômetro, que serve para estudos relacionados ao comportamento e mecanismos de atrito e desgaste dos materiais em geral, e que vem sendo utilizado por muitos autores para fins de pesquisa de base com materiais de fricção utilizados em freios veiculares, conforme revisões recentes [Desplanques et al., 2006; Cristol-Bulthé et al., 2007; Blau e McLaughlin, 2003; Lee et al., 2007; Desplanques et al., 2007].

Com relação aos ensaios, Rusnak et al., 1970, mencionam 6 tipos ou funções diferentes de testes que podem ser realizados com os materiais de fricção:

- 1) **Pesquisa:** testes desenvolvidos para o conhecimento dos mecanismos da conversão de energia e de mudança no nível de atrito, entendimento das causas do desgaste e da geração do ruído;
- 2) **Desenvolvimento:** testes utilizados durante o desenvolvimento para avaliar diferentes materiais de fricção, ligas do rotor e configurações do par de fricção.
- 3) **Qualificação:** testes utilizados para qualificar um material de fricção particular utilizado com um determinado modelo de veículo.

4) **Controle de qualidade:** selecionado e qualificado um material, sua composição e processo de fabricação são testados através do controle de qualidade, o qual visa assegurar que todas as peças tenham as mesmas propriedades que as que foram originalmente qualificadas (padrão).

5) **Aprovação:** testes de aprovação funcionam como uma dupla verificação sobre a consistência das propriedades dos materiais de fricção.

6) **Desempenho em serviço:** é a última etapa de testes, realizada no próprio veículo. Visa ao conhecimento mais amplo das capacidades e características do material de fricção.

Além disso, os mesmos autores também relacionaram as principais funções dos testes com os ensaios realizados em veículos e nas máquinas de ensaio FAST, Chase e no Dinamômetro Inercial, conforme a Tabela 3.1. A indicação “X” significa a capacidade de desempenhar a função proposta na coluna da esquerda.

Tabela 3.1 – Funções dos testes com materiais de fricção no veículo e nas máquinas
[Adaptado: Rusnak et al., 1970].

		ENSAIO			
		FAST	Chase	Dinamômetro	Veículo
FUNÇÃO	Pesquisa	-	-	-	-
	Desenvolvimento	-	X	X	X
	Qualificação	-	-	-	X
	Controle de qualidade	X	X	-	X
	Aprovação	X	X	X	X
	Desempenho em serviço	-	-	-	X

Zimmer e Teves, 1982, também realizaram alguns estudos sobre as características apresentadas pelos principais equipamentos de ensaio com materiais de fricção encontrados no mercado, incluindo a máquina Krauss. A Tabela 3.2 apresenta os resultados encontrados pelos autores de forma resumida.

Tabela 3.2 – Máquinas para avaliação de materiais de fricção utilizados em freios veiculares
[Adaptado: Zimmer e Teves, 1982].

		CARACTERÍSTICAS				
		Material de atrito	Disco	Tempo dos testes (incluindo preparação)	Vantagens	Desvantagens
TIPO DE MÁQUINA	Dinamômetro	Original	Original	10 h	Resultados significativos	Alto custo; Tempo longo dos testes;
	Chase	Parcial (25,4 x 25,4mm)	Fabricado	7,5 h	Baixo custo	Resultados não correlacionáveis aos veículos;
	FAST	Parcial (12,7 x 12,7mm)	Fabricado	7,5 h	Baixo custo	
	Krauss	Original	Original	3 h	Baixo custo	-

Cabe ressaltar que o tribômetro não consta nas revisões de Zimmer e Teves, 1982, e de Rusnak et al., 1970, visto que a sua aplicação em testes envolvendo materiais para freios veiculares é bastante recente.

A seguir, são apresentados em detalhes os equipamentos de teste relacionados a materiais de fricção para utilização em freios encontrados na literatura, incluindo tribômetros.

3.8.1 Dinamômetro Inercial

É atualmente o equipamento mais utilizado para avaliar materiais de atrito [Zimmer e Teves, 1982]. Consiste basicamente de discos de inércia conectados a um eixo girante, o qual de um lado está ligado ao rotor do freio (disco ou tambor) e de outro a um motor elétrico (Figura 3.12). Os dinamômetros são montados com os sistemas de freio originais dos veículos. Podem funcionar em modo inercial ou em modo de arraste. No modo inercial, o motor provoca uma velocidade rotacional no eixo até o momento em que a frenagem começa, quando o motor se desacopla do eixo, deixando que o sistema de freio absorva a energia cinética. A inércia rotacional do eixo pode ser variada através dos discos de inércia para igualar a inércia de um automóvel específico. Por isso, esse modo é o que melhor simula as condições que ocorrem nos veículos durante as frenagens. Já no modo de arraste, o motor fica ligado a uma velocidade ou um torque constante enquanto o freio é atuado.

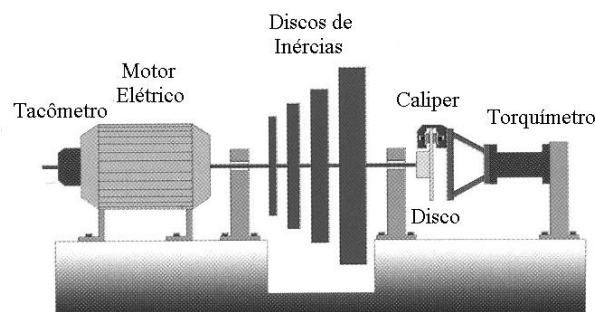


Figura 3.12 – Diagrama de um dinamômetro inercial [Haynes Publishing, 1999].

Segundo Rusnak et al., 1970, dinamômetros podem ser categorizados em equipamentos para teste em escala real e em escala reduzida, sendo a utilização desse último, segundo Sanders et al., 2001, uma forte tendência devido ao menor custo do equipamento e instalações aliado a um também menor tempo exigido para os ensaios. Porém, ainda conforme esses autores, esse tipo de máquina não tem sido adequado para obter dados quantitativos de desempenho dos materiais devido às dificuldades ainda existentes para reprodução das condições reais dos veículos.

Nos laboratórios de teste da empresa Fras-le S/A, dinamômetros inerciais possuem um sistema capaz de realizar o controle da temperatura do ar que é soprado sobre o sistema de freio durante os ensaios. Esse sistema é constituído por um ventilador que regula o fluxo do ar, um sensor de temperatura que realimenta a malha de controle e um aparato de dutos e *dampers* capazes de tornar o circuito do ar aberto ou fechado para o ambiente externo. Modelos mais sofisticados de dinamômetros inerciais possuem ainda o controle da umidade relativa do ar que é soprado sobre os freios e/ou possuem câmara de resfriamento, capaz de baixar a temperatura do ar soprado a até 20°C negativos. Outro recurso interessante verificado em alguns modelos de dinamômetros é a determinação da inércia efetiva (real), feita através de testes e cálculos realizados pelo software do equipamento. Isso pode ser importante, uma vez que através da comparação do valor desta inércia com a inércia montada sobre o eixo, pode-se conhecer o nível das perdas apresentadas pela máquina (atrito excessivo dos mancais, rolamentos, entre outros).

Zimmer e Teves, 1982, citam que, construtivamente, os dinamômetros podem possuir um, dois ou quatro rotores girantes. Mencionam ainda que dinamômetros são capazes de avaliar a sensibilidade dos materiais frente a diferentes pressões, velocidades e temperaturas, além de também serem capazes de permitir análises de desgaste e atrito dos materiais bem como avaliações de ruído e vibração.

Dinamômetro inercial em tamanho real é o equipamento que melhor simula as condições reais dos sistemas dos freios dos veículos quanto às características de desempenho e durabilidade [Neumann et al., 1983, Rhee e Schwartz, 1979]. Preston e Forthfer, 1971, mencionam que a principal desvantagem do dinamômetro é o seu elevado custo.

3.8.2 Máquina Chase

A primeira máquina Chase foi construída na década de 50 (antes da FAST) pelo corpo de engenheiros da General Motors [Burkman e Highley, 1967]. Seu funcionamento é baseado em um corpo de prova de dimensões 25,4 mm x 25,4 mm (1 pol²) que é pressionado contra um tambor de freio com raio de escorregamento de aproximadamente 279 mm. Segundo Rhee e Schwartz, 1979, o equipamento é capaz de funcionar em dois modos de operação:

- Modo de força normal constante ou modo entrada constante;
- Modo de força de fricção constante ou saída constante (novas versões da máquina);

A Chase não possui discos de inércia e é utilizada principalmente para avaliação das características dos materiais de fricção sob diferentes velocidades e para o controle de qualidade [Tsang et al., 1985]. Segundo informações de um fabricante deste tipo de máquina, a Chase pode

ser utilizada para ensaios de aprovação [Link Engineering Company, 2008]. O teste é descrito no procedimento SAE J661.

A máquina Chase permite determinar as propriedades de fricção sob diversas condições de temperatura, velocidade e carga, sendo, pois, capaz de gerar resultados que possam ser úteis nas etapas de pesquisa e desenvolvimento de novos produtos [Link Engineering Company, 2008; Greening Incorporated, 2008]. Porém, Tsang et al., 1985, afirmam que a Chase deve ser utilizada com cautela na área de pesquisa, uma vez que não correlaciona muito bem as condições reais que ocorrem nos veículos durante as frenagens.

A temperatura do tambor de freio é controlada por um sistema de resistências elétricas para aquecimento e um sistema soprador de ar para resfriamento. Segundo Rhee e Schwartz, 1979, essa característica da Chase permite que sejam conduzidos testes para avaliar desgaste dos corpos de prova em temperatura constante do tambor (de 212°C até 400°C).

Segundo pesquisa feita entre os principais fabricantes da Chase, alguns modelos deste equipamento são capazes de produzir cargas (força normal ao corpo de prova) de até 2670 N assim como uma temperatura máxima da ordem de 540 °C no tambor e uma velocidade de rotação de até 1200 rpm.

A Figura 3.13 apresenta em (a) o diagrama esquemático da Chase e em (b) um modelo comercial do equipamento. O fabricante também afirma que esse é o equipamento ideal para as etapas de pesquisa e desenvolvimento relacionados a materiais de fricção.

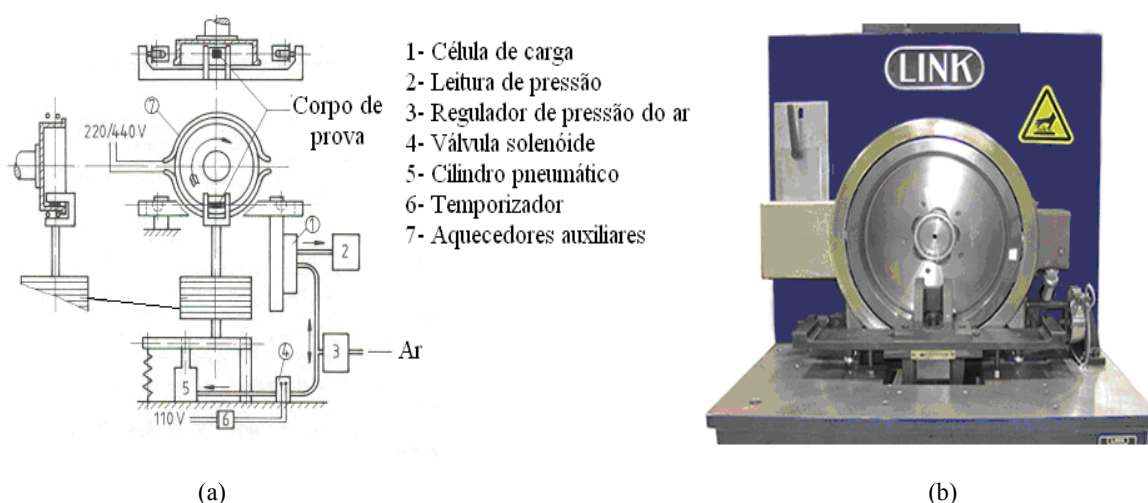


Figura 3.13 – Máquina Chase para ensaios com materiais de fricção. Em (a) diagrama esquemático da máquina Chase [Adaptado: Zimmer e Teves, 1982], em (b) um modelo comercial do equipamento [Fonte: www.linkeng.com].

3.8.3 Máquina FAST (Friction Assessment and Screening Test)

Segundo Zimmer e Teves, 1982, esse equipamento foi desenvolvido pela Ford Motor para o controle de qualidade de materiais de fricção. De acordo com Anderson et al., 1969, o ensaio FAST nasceu da necessidade de aproximar os testes com as condições reais de frenagens veiculares. Até então a maioria dos métodos de ensaios operavam no modo entrada constante (força de atuação constante) o que, conforme os autores, é significativamente diferente do que ocorre na prática durante as frenagens. Para haver uma maior aproximação com as condições reais de frenagem, a força de atrito deve ser mantida constante, afirmam os autores. Wilson et al., 1968, em seus estudos mencionam algo semelhante, o que também ratifica as conclusões de Anderson et al., 1969. Eles afirmam que, ao frear um veículo, os motoristas tendem inconscientemente produzir uma desaceleração e um torque praticamente constantes.

Diante disto, a máquina FAST foi projetada para operar em dois modos distintos: entrada constante ou também no modo de saída constante (mesma força de atrito) [Rhee e Schwartz, 1979].

Conforme a norma NBR7813 (Ensaio FAST), essa máquina utiliza um pequeno corpo de prova de 12,7 mm x 12,7 mm, o qual é atritado contra um disco (ao invés de um tambor, como na Chase) de 179,3 mm de diâmetro e espessura de 38,10 mm, girando a 870 Rpm. O raio de escorregamento é de 76,2 mm (3 pol).

A FAST não possui discos de inércia, sendo que é bastante utilizada para o controle de qualidade, mas, conforme Preston e Forthofer, 1971, pode também ser empregada para caracterização do atrito de diferentes formulações durante a etapa de desenvolvimento de novos materiais. Esse equipamento serve também para caracterização de guarnições de embreagem.

No ensaio FAST (realizado na máquina de mesmo nome), os testes de qualidade são rodados por 90 minutos e os resultados do atrito e desgaste são posteriormente analisados. A taxa de desgaste é determinada através das variações geométricas do corpo de prova, sendo que as correlações necessárias para o cálculo estão descritas na NBR 7813. Segundo Rhee e Schwartz, 1979, a combinação de velocidade, força de fricção e capacidade térmica do disco conhecidas geram um perfil prescrito de temperatura versus tempo quando a máquina está em modo de saída constante. Assim, após 90 min de testes a temperatura do disco alcança 293 °C. Os autores mencionam ainda que essa característica da FAST (mesma quantidade de trabalho para cada corpo de prova testado) permite a concretização de uma base de dados comum para comparação dos resultados. Não foi encontrada nenhuma máquina deste tipo capaz de realizar controle direto da variável temperatura, somente da força de atrito (a temperatura é consequência desta força).

Alguns modelos comerciais da FAST são capazes de atingir velocidades de até 8 m/s (1000 Rpm no eixo) e carga máxima de aproximadamente 700 N. Tipicamente, o motor possui 1 a 1.5 HP de potência. A Figura 3.14 apresenta em (a) o diagrama esquemático da FAST e em (b) um modelo comercial do equipamento.

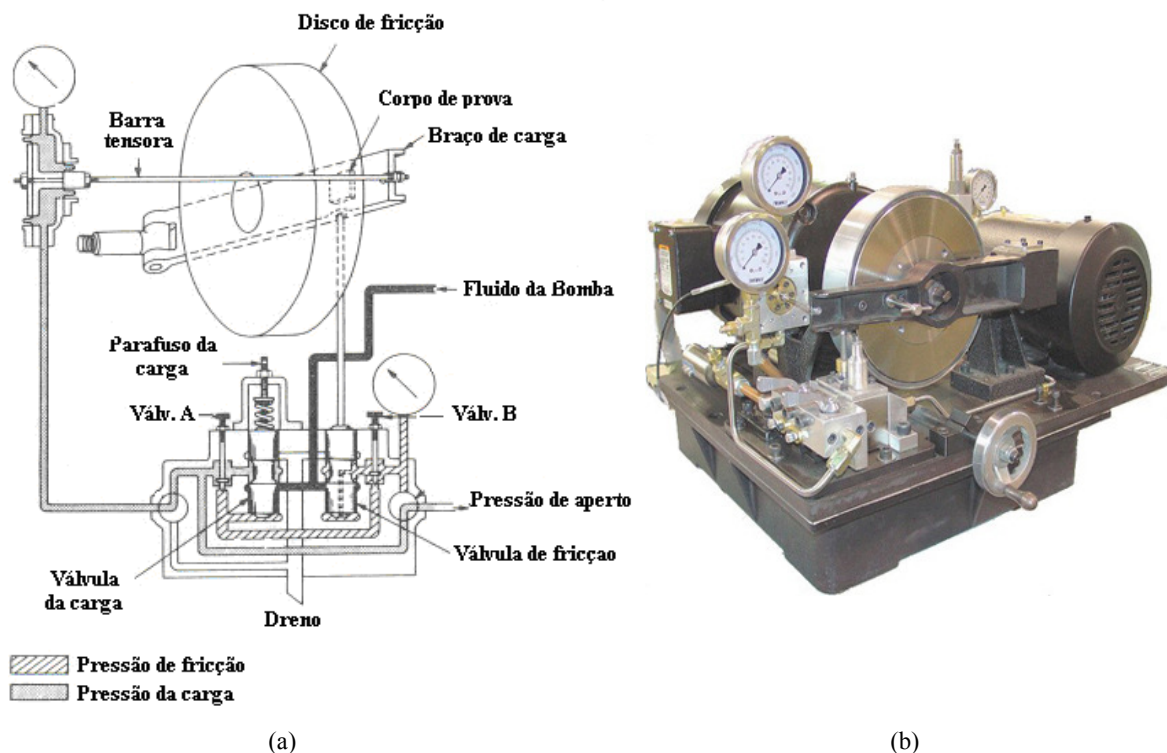


Figura 3.14 – Máquina FAST para ensaios com materiais de fricção. Em (a) diagrama esquemático da máquina FAST [Adaptado: Zimmer e Teves, 1982], em (b) um modelo comercial do equipamento [Fonte: www.linkeng.com]

3.8.4 Máquina Krauss

Essa máquina foi construída primeiramente por Erick Krauss, sendo muito utilizada na Europa para estudos de atrito e desgaste [Rhee e Schwartz, 1979]. Também é conhecida por *ATE Friction Test Machine*, cuja sigla “ATE” é uma referência as iniciais de Alfred Teves, autor da versão mais recente da máquina [Zimmer e Teves, 1982]. Construtivamente, é semelhante a um dinamômetro, porém não possui discos de inércia (Figura 3.15). Também utiliza a montagem de freios originais (como no dinamômetro) ao invés de pequenas amostras como na FAST ou na Chase, além de permitir rodar sistemas de freio a disco ou a tambor.

A Krauss possui ainda um sistema insuflador de ar (de vazão fixa) sobre o disco utilizado para simular o efeito da convecção existente nos sistemas de freios reais. Zimmer e Teves, 1982, citam que a temperatura é medida na circunferência exterior do disco por um termopar de deslizamento.

O modelo de máquina Krauss existente na empresa Fras-le S/A é capaz de rodar em velocidade única de 667 Rpm e atingir até 100 Bar de pressão hidráulica aplicada sobre os sistemas de freios.

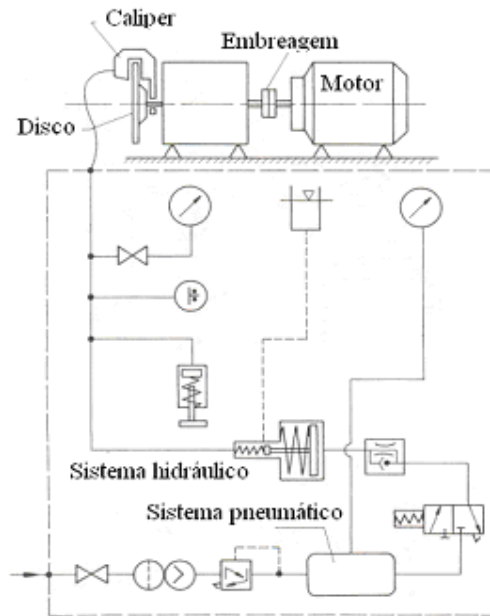


Figura 3.15 – Diagrama esquemático da máquina de teste de fricção Krauss [Adaptado: Zimmer e Teves, 1982].

Os ensaios Krauss duram cerca de 90 minutos. Da mesma forma que a FAST, esse equipamento pode ser utilizado para testes de qualidade e no desenvolvimento de novos materiais. Utiliza diversos procedimentos para teste. Zimmer e Teves, 1982, citam que algumas versões desta máquina são capazes de realizar testes com a presença de água sobre o sistema de freio. Nas buscas realizadas, não foi encontrado nenhuma empresa que fabrique esse equipamento atualmente.

Similarmente à FAST e à Chase, a Krauss também tem a capacidade de conduzir testes de entrada constante ou saída constante.

3.8.5 Tribômetros

Tribologia é a ciência que se preocupa com a interação das superfícies com movimento relativo, incluindo o atrito, o desgaste e a lubrificação. O prefixo “tribo” tem origem grega e significa atrito enquanto a palavra “logia” significa estudo, conhecimento [Texaco, 2008]. Desta forma, um tribômetro é uma máquina para testar atrito e desgaste dos materiais largamente utilizado como ferramenta de apoio à pesquisa para o entendimento de fenômenos tribológicos, inclusive envolvendo materiais de fricção para utilização em freios, conforme mostram revisões recentes da literatura [Desplanques et al., 2006; Desplanques et al., 2001]. Muitos tribômetros

são utilizados ainda para testes com respeito à sensibilidade dos materiais de fricção a variações na formulação, conforme descrito em alguns trabalhos [Bhabani e Bijwe, 2004; Satapathy e Bijwe, 2005; Bhabani e Bijwe, 2006].

Apesar disto, não há norma ou procedimento de ensaio voltado especificamente para testes com materiais de fricção de freios utilizando o tribômetro como ferramenta.

Embora a literatura não faça distinção entre os tipos de tribômetros existentes, no presente trabalho essas máquinas são classificadas de acordo com o tipo de aplicação visando a uma melhor compreensão. Assim, as máquinas projetadas especificamente para testar materiais de fricção utilizados em freios veiculares são denominadas de tribômetro para freio enquanto que os equipamentos que se destinam a aplicações diversas são chamados de tribômetro padrão.

Um tribômetro padrão, também conhecido como tribômetro pino sobre disco, é constituído por dois corpos de prova, um fixo (pino) e um rotor (geralmente um disco plano). O pino pode ser constituído de qualquer geometria ou material, sendo pressionado perpendicularmente contra o disco, formando uma superfície de deslizamento circular. O mais comum é o disco girar enquanto o pino é pressionado, embora também ocorra o contrário em alguns equipamentos. O plano do disco pode ter orientação horizontal ou vertical. A força (carga) sobre o pino pode ser dada por pesos ou através de um sistema pneumático ou hidráulico. As cargas geralmente são mais baixas que num tribômetro para freios, sendo que, tipicamente, não passam de 100 N. Versões mais sofisticadas de tribômetros padrão possuem sistema de aquecimento do disco, podendo alcançar até 1000 °C, conforme especificam catálogos técnicos de um fabricante [Tecnovac, 2008].

Os tribômetros para freio geralmente são providos de um projeto mais robusto, o que disponibiliza cargas e velocidades de rotação mais altas do que um tribômetro padrão. Além disso, possuem instrumentação específica para análise dos resultados, constituída de pirômetros, termopares, transdutores de torque, entre outros. Porém, o princípio de funcionamento é basicamente o mesmo: um corpo de prova, que representa a pastilha, é pressionado perpendicularmente a um disco girante, formando uma superfície de deslizamento. Durante os testes, dados de temperatura, pressão e força de aplicação e velocidade de escorregamento são adquiridos e/ou controlados por sistema microprocessado de controle e automação.

Assim, através do estudo e entendimento dos mecanismos tribológicos envolvidos no desgaste e atrito, pode-se promover o aprimoramento dos materiais e/ou processos empregados na fabricação dos mais diversos tipos de materiais, inclusive aqueles utilizados em freios veiculares. A possibilidade de pesquisa básica é uma das principais aplicações dos tribômetros

para freios, conforme verificado em trabalhos recentes da literatura [Desplanques et al., 2001; Bhabani e Bijwe, 2004; Satapathy e Bijwe, 2005; Cho et al., 2005; Desplanques et al., 2006; Bhabani e Bijwe, 2006; Siroux et al., 2008].

A seguir, é apresentado um Tribômetro padrão (pino sobre disco) e algumas versões de tribômetros para freios encontrados na literatura.

3.8.5.1 O tribômetro padrão

Nesta seção é mostrado um exemplar de tribômetro padrão (pino sobre disco) existente no Laboratório de Microanálises do Instituto de Física da UFRGS, o qual serve de exemplo para ilustrar o princípio de funcionamento deste tipo de equipamento, facilitando a sua compreensão. Assim, são apresentadas as características e as particularidades desta máquina, cuja fabricação é de origem inglesa (marca PLINT, modelo TE79). A Figura 3.16 apresenta uma vista geral da referida máquina, onde são destacadas as suas principais partes (corpo de prova, compartimento do disco, braço de carga, motor principal, motor de liberação da carga e de regulagem do raio efetivo, base fixa e móvel). A Tabela 3.3 apresenta algumas características gerais deste equipamento.

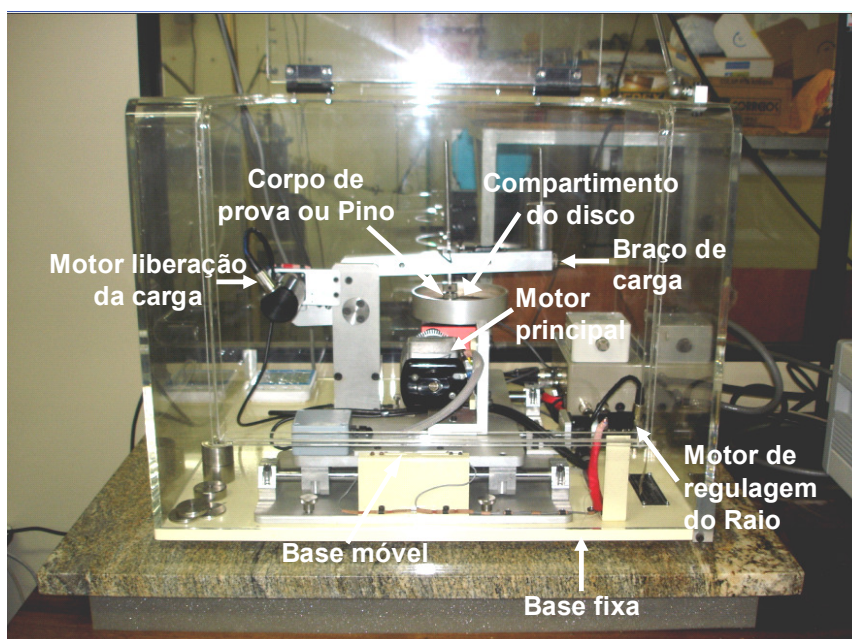


Figura 3.16 – Tribômetro padrão pertencente ao Instituto de Física da UFRGS.

Tabela 3.3 – Características gerais do tribômetro padrão do Laboratório de Microanálises (Instituto de Física).

Característica técnicas	
Carga	0,1 N à 20 N
Potência motor principal	50 W
Regulagem do Raio de deslizamento	De 0 à 50 mm
Geometria dos corpos de prova	Cilíndrica ou Esférica
Rotação do disco	0 à 400 Rpm

Este equipamento está dividido basicamente em três partes:

1) *Sistema de aplicação da carga*: é composto pelo braço aplicador de carga, motor de liberação da carga e pelo dispositivo de fixação do corpo de prova, que pode ser de formato cilíndrico (pino) ou esférico (bola).

A carga é regulada através de pesos fixos que podem ser colocados em duas posições diferentes sobre o braço de carga. Os valores destes pesos apresentam as seguintes configurações: 0,1 N - 0,2 N – 0,5 N – 1 N – 2 N e 5 N. Na primeira posição, logo acima do corpo de prova, tem-se o próprio valor da carga instalada (em Newtons), enquanto na segunda posição, os pesos são multiplicados por dois devido ao efeito de braço de alavanca formado pelo braço de carga da máquina. Dessa forma, se consegue diferentes combinações de força sobre o corpo de prova, numa resolução de 0,1 N e até o limite máximo de 20 N permitidos pelo equipamento.

O braço de carga possui um motor de liberação da carga, o qual, através de um came girante aproxima ou afasta o corpo de prova do disco. O nivelamento do braço da carga é garantido por um dispositivo nivelador (líquido mais bolha de ar). Isso é importante a fim de garantir o contato perfeito entre o par de fricção.

Por último, completa o sistema de aplicação da carga o dispositivo de fixação dos corpos de prova, também chamado de *holder*. Esses fixadores se dividem em dois tipos, sendo um tipo para fixação de corpos de prova de geometria cilíndrica (diâmetros 3 mm, 5 mm ou 8 mm) e o outro tipo para fixação de corpos de prova de geometria esférica (diâmetros de 6 mm e 12 mm).

A Figura 3.17 mostra as cargas (a) em ordem decrescente de peso (da esquerda para direita) e os detalhes do sistema aplicador da carga (b).

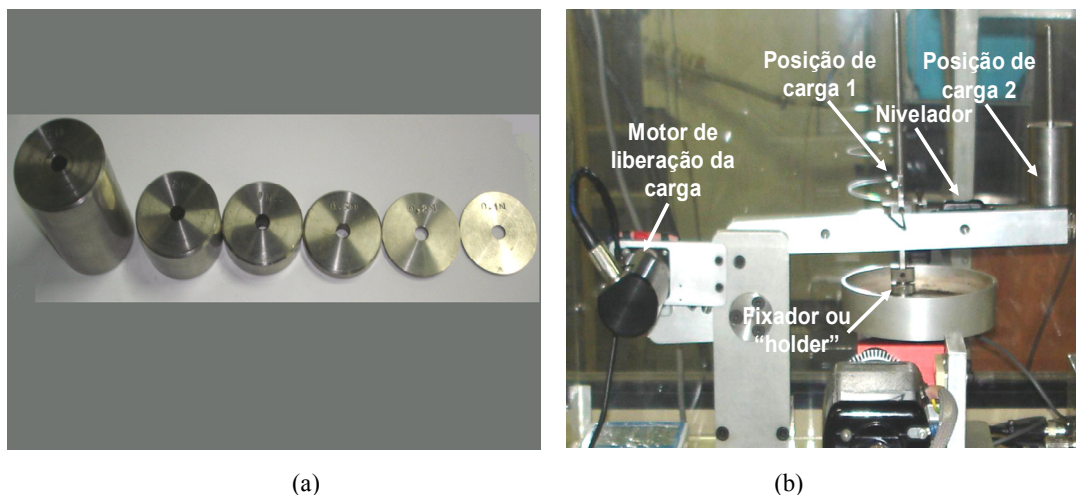


Figura 3.17 – Sistema aplicador de cargas do tribômetro.

II) Sistema de rotação: é composto pelo motor principal, redutor e compartimento do disco. O motor principal possui 50 Watt de potência e é capaz de atingir uma rotação de até 4000 Rpm. Devido à baixa potência desse motor, um sistema de redutor (10:1) aumenta o torque que é entregue ao compartimento que gira o disco. Em termos de velocidade de deslizamento pode-se chegar a um limite máximo de 2,1 m/s, avaliado na máxima rotação do disco (400 Rpm) e no maior raio (50 mm) permitido para o equipamento.

III) Bases móvel e fixa: a base móvel aloja o sistema de rotação e é responsável por deslocá-lo lateralmente (esquerda e direita) através de um fuso ligado a um motor de passo, ajustando o raio de deslizamento do corpo de prova sobre o disco. Já a base fixa não se movimenta e sobre ela está fixado o sistema de aplicação da carga e o motor de regulação do raio. A Figura 3.18 mostra a base móvel e a base fixa com seus detalhes (fuso, guia, motor de regulação do raio e braço de carga).

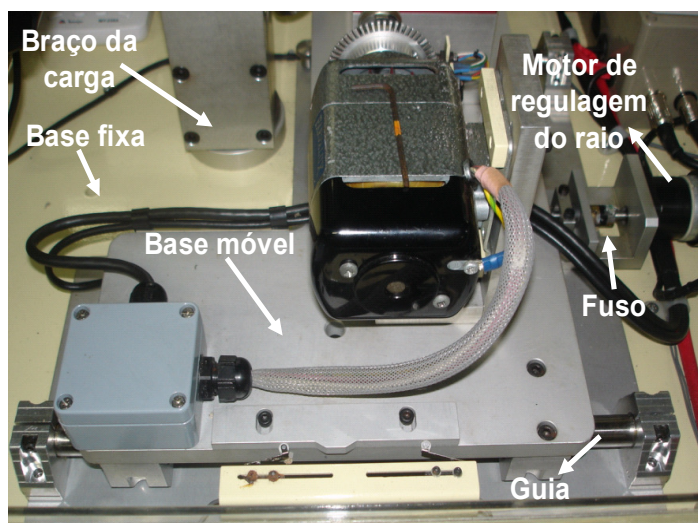


Figura 3.18 – Fotografia da base móvel e fixa do tribômetro.

Os resultados dos ensaios com esse tribômetro são feitos através de análises do coeficiente de atrito e do desgaste avaliados tanto no disco quanto no corpo de prova. O cálculo do coeficiente de atrito é realizado diretamente pelo *software* que acompanha o equipamento, através da relação existente entre a força tangencial e a força normal ao disco. Essa última é medida por um transdutor de força que é preso ao braço de carga por um braço secundário (Figura 3.19).

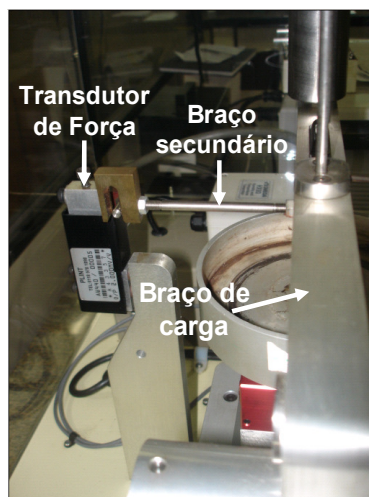


Figura 3.19 – Mecanismo de medição da força tangencial ao disco.

O *software* do equipamento permite a monitoração de variáveis como a força tangencial, o coeficiente de atrito, a rotação, a distância total percorrida e as condições ambientais de temperatura e umidade relativa do ar. Pode-se ainda, por meio deste *software*, realizar o ajuste do raio de deslizamento. Esse equipamento não controla e nem monitora a temperatura do disco ou do corpo de prova, pois nas condições ensaiadas (pequenas cargas e velocidades) o par de fricção não aquece significativamente.

3.8.5.2 Tribômetros para análises de materiais de fricção utilizados em freios

Um tribômetro capaz de simular condições severas de utilização dos freios, como as que ocorrem em freios de trens, foi utilizado em diversos estudos recentes [Desplanques et al., 2006; Cristol-Bulthé, 2007; Desplanques et al., 2007; Siroux et al., 2008]. Alguns resultados interessantes foram produzidos a partir deste equipamento, como as correlações entre o fluxo do terceiro corpo e as dinâmicas da zona real de contato, a ligação entre os mecanismos físicos de fricção e os fenômenos térmicos do par de atrito. Desplanques et al., 2007, afirmam que o equipamento projetado é capaz de produzir resultados representativos de um sistema real.

As características gerais do referido tribômetro estão resumidas na Tabela 3.4 a seguir.

Tabela 3.4 – Características do tribômetro utilizado por Desplanques et al. [Adaptado: Desplanques et al., 2007].

Característica técnicas	
Carga normal máxima	1000 N
Potência do motor principal	11,5 KW
Regulagem do Raio de deslizamento	De 85 à 160 mm
Geometria dos corpos de prova	Cilíndrica (diâmetro = 40 mm)
Rotação do disco	0 à 4000 Rpm
Pressão máx. de contato	10 MPa
Velocidade máx. de escorregamento	70 m/s
Disco de inércia	3,35 Kg.m ²
Inércia simulada	1,5 – 15 Kg.m ²

Desplanques et al., 2007, mencionam que o equipamento é capaz de controlar precisamente a taxa de energia entregue ao corpo de prova através do controle da desaceleração. A essa capacidade da máquina os autores chamam de simulação de inércia. Ainda, segundo os autores, graças a essa característica, o equipamento projetado é capaz de simular condições bem semelhantes as que ocorrem em veículos reais.

Outra particularidade desta máquina é a sua capacidade de controle das condições ambientais de temperatura e umidade através de uma câmara fechada, conforme destacado em alguns trabalhos [Desplanques et al.,2007; Siroux et al.,2008]. Entretanto, embora possua essa capacidade, esse tribômetro não possui sistema de controle de temperatura do par de atrito. A Figura 3.20 apresenta o desenho esquemático e uma imagem do equipamento.

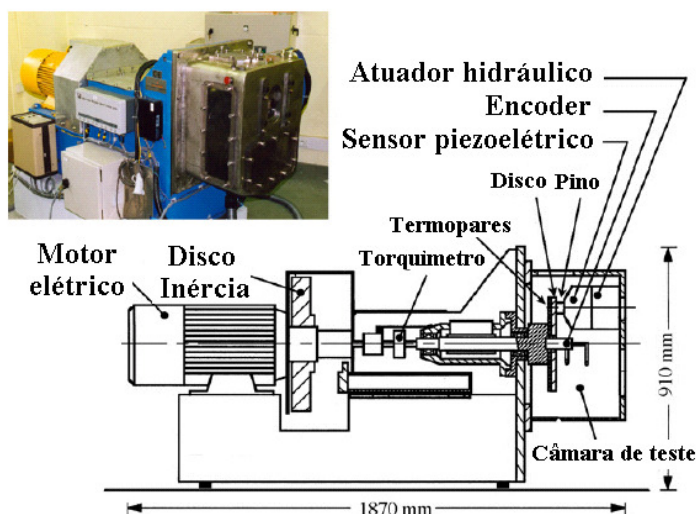


Figura 3.20 - Desenho esquemático e imagem do tribômetro para teste de frenagem.

Conforme destaca-se no trabalho, este tribômetro possui um disco de inércia fixo, torquímetro montado diretamente sobre o eixo e termopares tipo K no disco e no corpo de prova (pino). Além disso, um sensor de carga piezoelétrico é responsável por medir a carga normal enquanto a rotação é medida por um encoder. O controle e aquisição dos dados é realizado por uma placa de aquisição conectada a um computador a uma taxa de aquisição de 1KHz.

Outro tribômetro encontrado na literatura foi utilizado em dois estudos importantes, o primeiro com respeito aos efeitos de um filme de água sobre o comportamento do atrito [Blau e McLaughlin, 2003] e o segundo com respeito aos efeitos da umidade do ar sobre as medições de desgaste dos materiais de fricção [Lee et al., 2007].

A Figura 3.21 mostra um desenho esquemático da máquina, destacando-se detalhes da instrumentação e sistemas instalados.

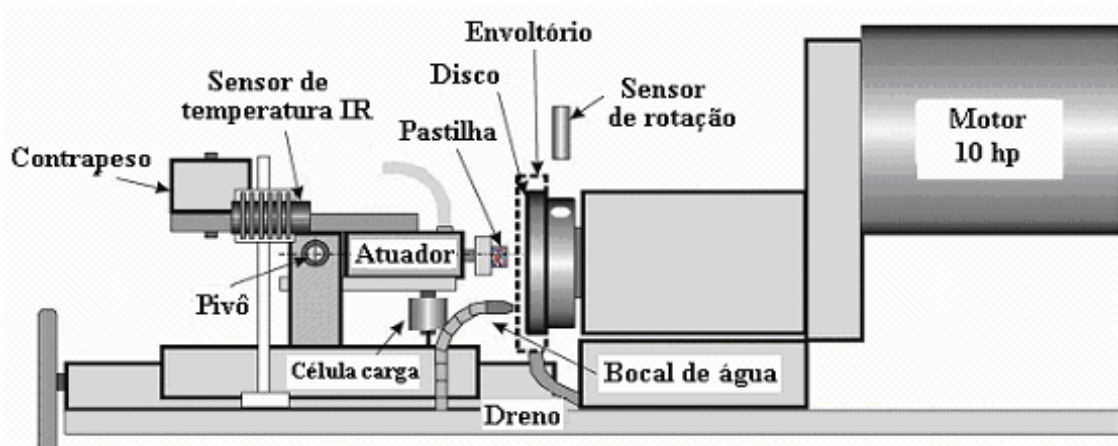


Figura 3.21 - Desenho esquemático do tribômetro utilizado nos estudos conduzidos por Blau e McLaughlin, 2003 e Lee et al., 2007 [Adaptado: Lee et al., 2007].

Em ambos os estudos [Blau e McLaughlin, 2003 e Lee et al., 2007] o corpo de prova utilizado para os testes tem dimensões de 12,7 mm x 12,7 mm, enquanto o disco, fabricado em ferro fundido, é sólido e possui 127 mm de diâmetro e espessura de 12 mm. A distância do centro do corpo de prova ao centro do disco (raio efetivo) é de 54 mm. Em nenhuma das duas publicações é mencionada a possibilidade de regulagem do raio efetivo.

Nos trabalhos de Lee et al., 2007, é mencionada a utilização de arruelas espaçadoras entre o disco e o prato visando a minimização de vibrações e de aquecimento dos demais equipamentos da máquina. Os autores citam ainda que o sistema de atuação é pneumático, sobre apenas uma das faces do disco, e que a força de atrito (tangencial) é medida através de uma célula de carga. Neste mesmo trabalho também é feita referência a um sistema de controle da temperatura da superfície do disco, realizado através de um controlador de temperatura, uma resistência aquecedora e um ventilador. Os autores não fazem alusão à faixa de temperaturas (mínima e

máxima) atingida através deste sistema, apenas que a precisão de controle é de $\pm 10^{\circ}\text{C}$. Um pirômetro ótico, apontado para o centro da trilha de desgaste do disco, faz a medição e realimenta o sistema de controle da temperatura.

Conforme Blau e McLaughlin, 2003, essa máquina possui motor trifásico de 10 HP, com controle da rotação realimentado por sensor ótico, bem como um sistema injetor de spray de água sobre o disco, composto de bocal injetor e um envoltório metálico que coleta e drena a água resultante dos experimentos com o spray ligado. Os dados dos testes são adquiridos usando o programa Lab-View, podendo ser monitorados 5 parâmetros: rotação do motor, pressão do atuador pneumático (força normal), força de fricção, coeficiente de atrito instantâneo (calculado) e temperatura do disco (apenas sob condições a seco devido a limitações impostas pela pirometria).

Nenhum dos artigos que se referem a esse equipamento menciona a presença ou não de discos de inércia e nem deixa claro algumas características técnicas importantes, tais como a faixa de carga e de rotação da máquina. A única afirmação que pode ser feita a respeito destas características está baseada nos parâmetros dos ensaios realizados por Blau e McLaughlin, 2003, onde a máxima carga normal utilizada é de 330 N enquanto a máxima velocidade de escorregamento é de 11 m/s (em arrasto constante).

Outro modelo de tribômetro para freios corresponde àquele utilizado em dois trabalhos publicados por Bhabani e Bijwe, 2004 e 2006. Em ambos estudos, os autores variaram, a porcentagem e o tipo de fibra, avaliando o desgaste dos materiais sob diferentes condições de operação. O equipamento utilizado é um tribômetro horizontal, montado com um motor de 7,5 HP, que é capaz de entregar uma rotação de até 1400 rpm no disco. A máquina trabalha com 2 corpos de prova de 25 mm x 25 mm colocados diametricamente opostos e opera também com discos de inércia sobre o eixo. Um atuador hidráulico faz a pressão de contato entre o corpo de prova e o disco atingir valores desde 0,1 até 6 MPa. Controlam-se diversos parâmetros de operação, como a pressão, a velocidade, o tempo de duração da frenagem e o número de ciclos via programa específico da máquina.

O referido equipamento é apresentado esquematicamente na Figura 3.22, destacando-se as suas partes principais (motor, discos de inércia, eixo, corpos de prova, cilindro hidráulico, célula de carga e disco de freio).

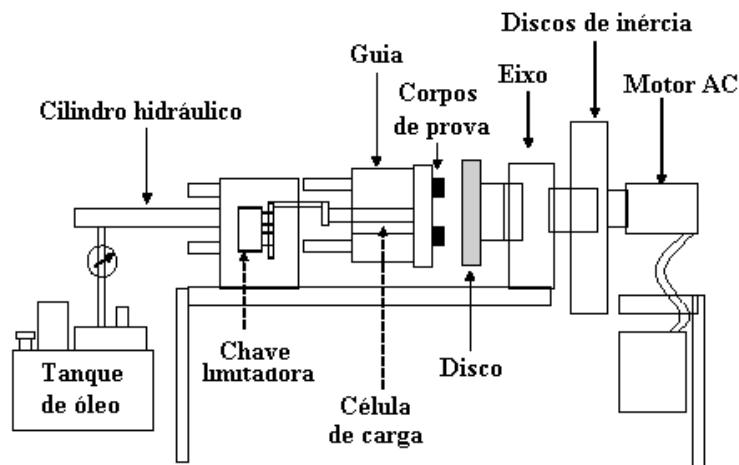


Figura 3.22 - Figura esquemática do tribômetro utilizado nos estudos Bhabani e Bijwe, 2004 e 2006 [Adaptado: Bhabani e Bijwe, 2006].

Outras publicações foram encontradas na literatura empregando versões diferenciadas de tribômetro para a realização de ensaios com materiais de fricção utilizados em veículos. Contudo, esses trabalhos foram julgados de menor relevância, dado que focaram principalmente os ensaios, oferecendo pouca informação referente às características do equipamento utilizado.

3.9 Faixa de Velocidades e Pressões de Sistemas de Freios Comerciais

É importante o conhecimento da faixa de abrangência destes parâmetros durante as etapas de dimensionamento do tribômetro, visto que uma das principais premissas do projeto desta máquina é que a mesma possua boa aproximação com as condições reais de frenagem, às quais são representadas pelas normas de ensaio, em especial a norma Ak-Master.

Infantini, 2008, realizou um levantamento das velocidades de escorregamento e das pressões de contato para 19 sistemas de freios comerciais, seguindo os principais procedimentos de ensaios para freios. Assim, os limites inferior e superior de velocidade do veículo utilizados para o levantamento da velocidade de escorregamento entre o par de atrito são de, respectivamente, 5 e 180 Km/h, conforme a norma Ak-Master. Os resultados foram divididos em três classes de veículos – leves, veículos utilitários esportivos (SUV) e pneumáticos – e estão representados graficamente pela Figura 3.23. A média entre as velocidades dos 19 sistemas de freios avaliados é de 16,8 m/s. Considerando apenas a linha leve e SUV, a média entre as velocidades de escorregamento é ligeiramente maior, passando para 17 m/s. Esse foi o valor de velocidade utilizado como limite superior a ser alcançado pelo tribômetro projetado, conforme será mostrado na seção 4.2.2.

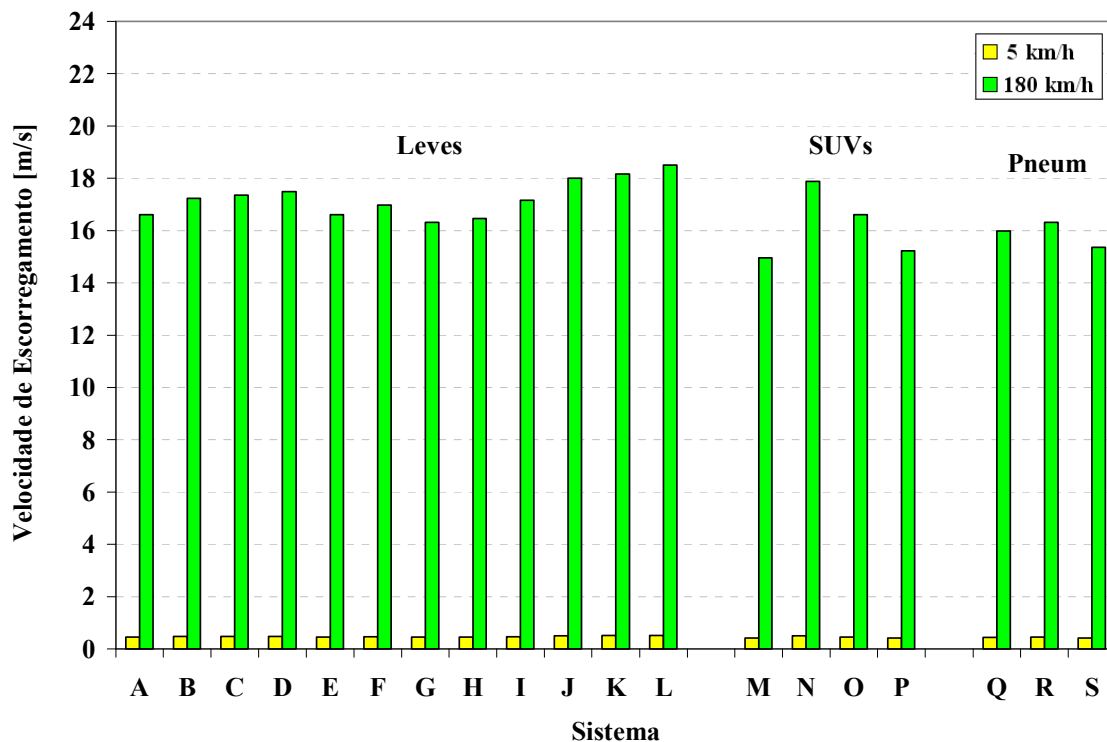


Figura 3.23 – Velocidades de escorregamento no raio médio das pastilhas dos sistemas
[Fonte: Infantini, 2008].

Para o levantamento das pressões de contato que ocorrem em frenagens veiculares, Infantini, 2008, considerou a faixa (mínima e máxima) de pressões hidráulicas de atuação variando de 1 a 8 MPa (10 a 80 Bar) nos sistemas de freios hidráulicos (linha leve e utilitários esportivos), conforme indica a norma de ensaio Ak-Master. Já para os sistemas de freios pneumáticos, a faixa (mínima e máxima) de pressão de atuação pneumática considerada variou de 0,1 a 0,9 MPa (1 a 9 Bar), baseada nas principais normas de ensaios referentes a essa classe de freios. A Figura 3.24 mostra graficamente os resultados encontrados pelo autor deste estudo para os 19 sistemas que foram avaliados.

O valor médio entre as pressões máximas de contato dos 19 sistemas de freios considerados ficou em aproximadamente 9 MPa (90 Bar). Considerando apenas a linha leve e SUV, o valor médio da pressão máxima de contato diminuiu, passando a ser de aproximadamente 4,20 MPa (42,0 Bar), conforme ilustrado na Figura 3.24.

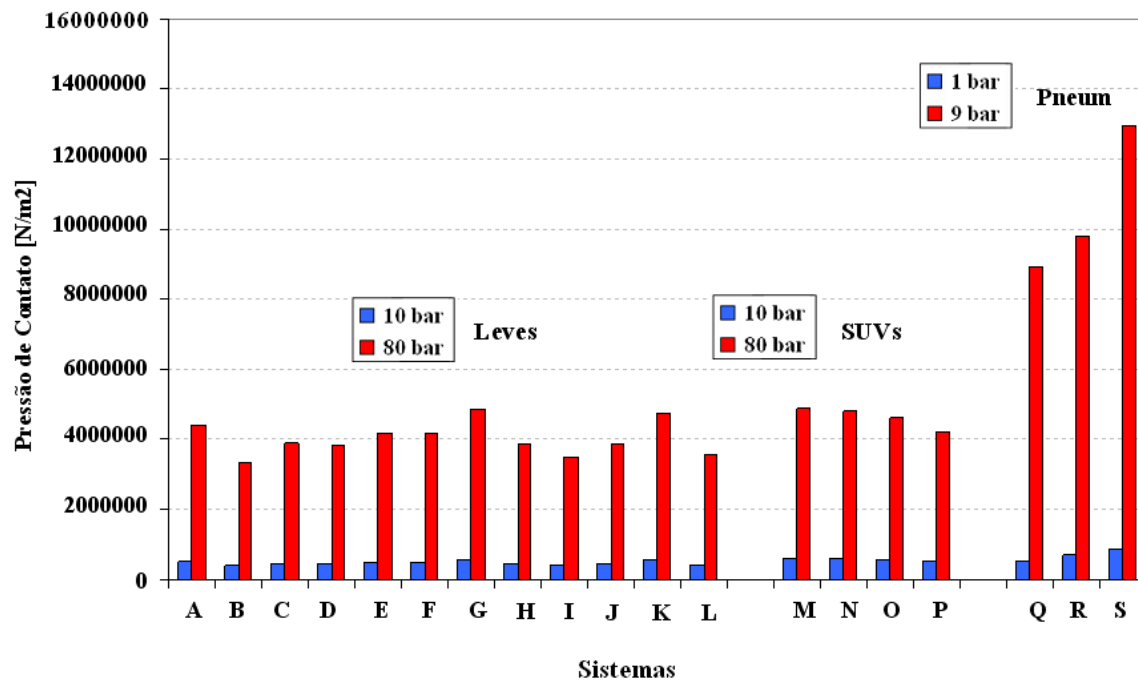


Figura 3.24 – Pressões de contato teóricas nas pastilhas dos sistemas
[Fonte: Infanti, 2008].

4 O PROJETO DO TRIBÔMETRO

4.1 As Premissas do Projeto

Durante a etapa inicial do projeto do tribômetro, foram definidas algumas características julgadas essenciais para que a máquina possa cumprir o seu objetivo principal, que é auxiliar na compreensão do comportamento do atrito e do desgaste dos materiais de fricção utilizados nos freios veiculares. Assim, ficou definido que:

- O equipamento deve ser capaz de operar com pressões de contato e velocidades de escorregamento semelhantes às presentes em condições reais de frenagem. Para isso, foram utilizados os resultados do levantamento feito por Infantini, 2008, que avaliou as pressões de contato e velocidades de escorregamento para 19 produtos comerciais (ver seção 3.9).
- A máquina deve ser capaz de controlar separadamente cada um dos parâmetros de operação (pressão de atuação, velocidade de escorregamento e temperatura do disco) durante os ensaios. Com isso, pode-se melhor caracterizar o comportamento do material de fricção frente a cada parâmetro de operação, facilitando inclusive a construção de um banco de dados de materiais.
- O tribômetro projetado deve ser capaz de realizar ensaios de maneira independente do tipo de sistema de freio utilizado, ou seja, possuir mecanismo de atuação próprio. Esse atributo possibilita a comparação direta entre materiais de fricção distintos, sem que os resultados sofram influência do tipo de cáliper, pistão ou de outros componentes utilizados nos sistemas de freio.
- A máquina deve permitir o controle preciso das variáveis envolvidas no processo durante os ensaios.
- A máquina deve ser construída em tamanho reduzido a fim de permitir ensaios rápidos e com menores custos.
- A operacionalidade da máquina deve ser simples e racional, com interfaces computacionais claras e intuitivas.
- O tribômetro deve ser projetado de maneira que permita a troca rápida dos corpos de prova ensaiados bem como o ajuste do raio efetivo de escorregamento.

4.2 O Dimensionamento dos Elementos do Tribômetro

Nesta seção são apresentadas as etapas de cálculo e de dimensionamento dos principais conjuntos mecânicos e de acionamento (motor e pistão) que compõem o tribômetro desenvolvido, dentro da seqüência lógica em que ocorreram.

4.2.1 O Corpo de Prova

Para o projeto do equipamento, decidiu-se pela utilização de um único corpo de prova sobre a superfície do disco, diferentemente do que ocorre nos veículos, onde duas pastilhas são friccionadas, uma sobre cada face do disco. Isso se justifica devido à menor potência exigida do motor da máquina neste caso, já que a mesma deverá realizar testes sob condições de arrasto constante ou *drag*. A consequência imediata desta escolha é a redução das dimensões e dos custos do equipamento projetado.

Para a definição das dimensões (área) do corpo de prova (CP) a ser utilizado no tribômetro, foram feitas as seguintes ressalvas:

- O tamanho do CP deve ser projetado de tal maneira que, em conjunto com o sistema aplicador da carga, seja capaz de atingir pressões de contato similares às condições reais de frenagem, conforme prevê uma das premissas do projeto. O valor de pressão de contato tomado como referencial a ser buscado pelo tribômetro projetado é de 4,20 MPa (42,0 Bar), que é a média da pressão de contato máxima de 16 sistemas das linhas leve e SUV, segundo os resultados do levantamento feito por Infantini, 2008, descrito na seção 3.9. Para o cálculo deste valor de referência, foram desconsiderados os sistemas pneumáticos (Q, R e S) devido às pressões de contato significativamente mais elevadas que as demais.
- Um CP muito grande requer um sistema de atuação com elevada capacidade de carga, a fim de suprir as pressões de contato. Isso eleva os custos envolvidos no projeto e aumenta consideravelmente as dimensões da máquina.
- Um CP muito pequeno, por outro lado, pode não representar muito bem as diferentes velocidades de escorregamento existentes em função dos raios mínimo e máximo, principalmente com altura reduzida, além de ser pouco representativo do volume do material de fricção.

Baseado nestas considerações, a configuração de CP definida para a máquina projetada possui geometria cilíndrica e uma área de aproximadamente 2,5 cm². Além disso, o CP é colado sobre uma plaqueta comercial. O material de fricção utilizado como CP durante os ensaios realizados para esta dissertação foi retirado de uma pastilha feita a partir de material orgânico (NAO), o mesmo que foi utilizado no trabalho de Infantini, 2008. Essa geometria foi determinada com base no formato de CP que é indicado pela norma para medição de desgaste dos materiais utilizando tribômetros pino sobre disco (ASTM G99-04).

A Figura 4.1 apresenta o desenho do corpo de prova e da plaqueta utilizados no tribômetro projetado.

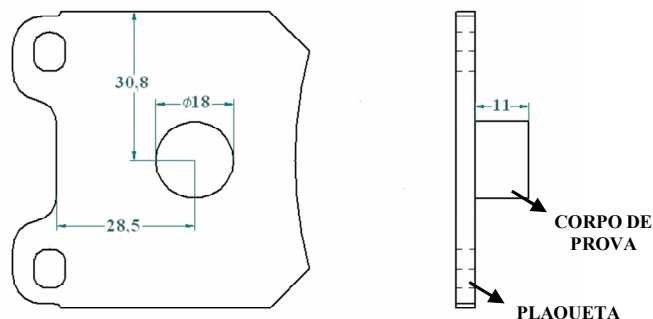


Figura 4.1 – Desenho do corpo de prova utilizado para o dimensionamento do tribômetro projetado.

Esta configuração de CP foi utilizada como referência para os cálculos de dimensionamento da máquina, o que não significa, contudo, que não possam ser utilizadas outras opções.

4.2.2 O Raio Efetivo

Consideração importante para o projeto do tribômetro corresponde a determinação do valor do raio efetivo, geralmente definido como sendo a distância entre o centro do disco e da pastilha. Esse parâmetro está relacionado à velocidade máxima de escorregamento (em m/s) que pode ser alcançada durante os ensaios a partir de uma rotação (rpm) fixa da máquina e ao torque de frenagem exercido pelo motor durante os testes em arrasto constante. Assim, o raio efetivo está associado ao dimensionamento do pistão atuador e do motor da máquina.

A equação 3 mostra a expressão que relaciona a rotação do eixo da máquina (em Rpm) e a velocidade de escorregamento do par de fricção (em m/s) com o raio efetivo. Essa é a equação utilizada para o cálculo (dimensionado) do raio efetivo da máquina:

$$R_e = \frac{60V}{2\pi Rot} \quad (3)$$

onde V é a velocidade de escorregamento do CP sobre o disco [m/s], Rot é a rotação do eixo [rpm], R_e é o raio efetivo [m].

A velocidade de escorregamento considerada para o cálculo do raio efetivo foi de 17 m/s, valor que representa a média das velocidades máximas dos sistemas de freio comerciais (linhas leve e SUV) quando ensaiados na norma Ak-Master. O valor máximo de rotação do eixo considerado nos cálculos foi de 4000 rpm, valor que pode ser considerado elevado, mas necessário para reduzir o tamanho do raio efetivo e cumprir com a premissa de construção de uma máquina em escala reduzida.

A partir destes dados e utilizando a equação 3, o raio efetivo calculado é de 40 mm. Esse valor serviu apenas de referência para especificação das demais características da máquina projetada (tamanho do pistão atuador e do disco, torque e velocidade do motor) já que, de acordo com uma das premissas do projeto, o tribômetro deve permitir o ajuste do raio efetivo.

4.2.3 O Disco de Freio

O disco dimensionado para o tribômetro é do tipo sólido, feito a partir de um material utilizado por discos de freio comerciais (ferro fundido), com um diâmetro de 159 mm e uma espessura de 12 mm. A Figura 4.2 mostra o desenho do disco com seus detalhes.

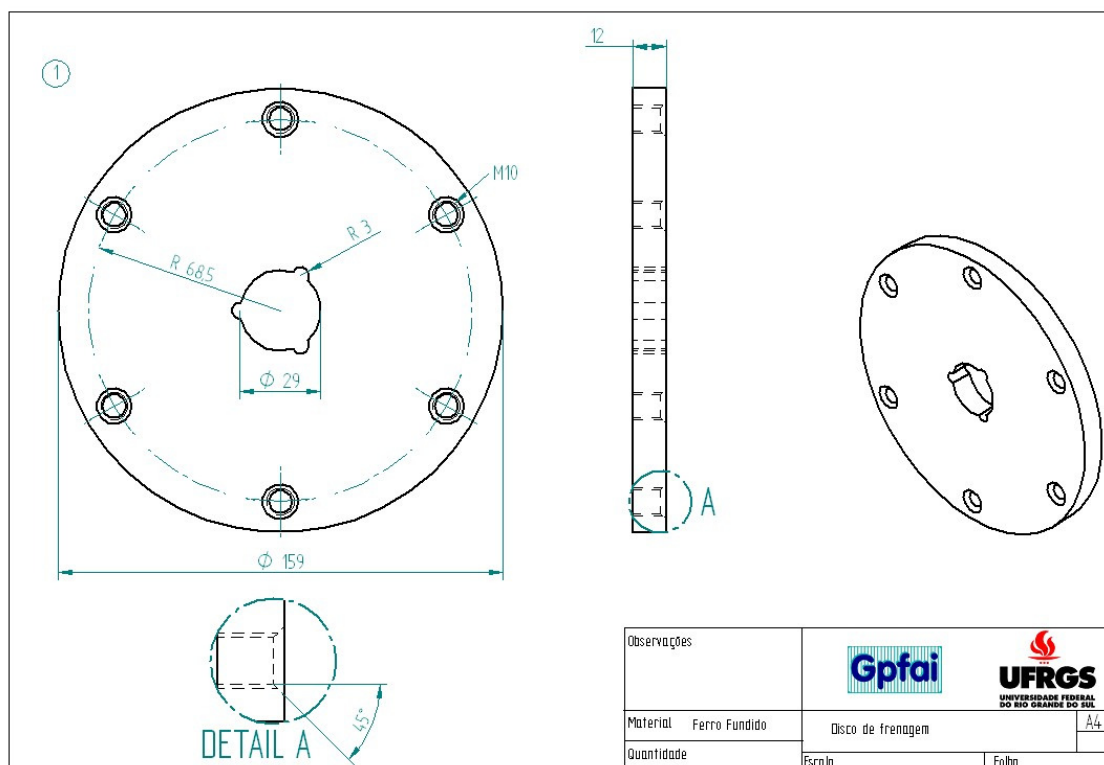


Figura 4.2 – Desenho do disco dimensionado para o tribômetro.

4.2.4 O Motor do Tribômetro

O motor especificado apresenta elevada capacidade de rotação (4500 rpm), capaz de fazer o par de fricção atingir altas velocidades de escorregamento (> 17 m/s) no raio efetivo de 40 mm. A velocidade máxima de rotação do motor escolhido (4500 rpm) é superior à rotação máxima prevista pelo projeto e utilizada nos cálculos do raio efetivo (ver seção 4.2.2). Porém, essa foi a opção comercial que mais se aproximou da necessidade requerida pelo projeto, que é de 4000 rpm.

A potência máxima do motor do tribômetro foi determinada segundo critérios econômicos, dimensionais e limitações impostas pela capacidade da rede elétrica do local da instalação da máquina. Dessa forma, optou-se por um servomotor fabricado pela SEW com 15 Cv de potência, com um torque nominal de até 30,5 Nm para toda a faixa de rotação e por um tempo indeterminado. Caso o tempo de solicitação do motor seja limitado a até 1 min, o torque máximo admitido pelo mesmo passa a ser de 45,75 Nm. A escolha por um motor do tipo servo se justificada pelas maiores dinâmicas de acelerações e desacelerações apresentadas, além de elevada capacidade de rotação, torque constante em toda a faixa de utilização, maior precisão no controle da velocidade e reduzidas dimensões.

4.2.5 O Pistão Atuador do Tribômetro

O ponto de partida para a configuração do pistão atuador, responsável por aplicar a força normal do CP ao disco, deu-se pela escolha do tipo de sistema de acionamento do cilindro: pneumático ou hidráulico. Optou-se pelo primeiro tipo principalmente em função da sua maior simplicidade de instalação e por possuir menor custo de manutenção, além de ser um sistema mais limpo.

Como o projeto do tribômetro busca capacitar o equipamento a realizar ensaios com pressões de contato o mais próximas possível dos sistemas de freio veiculares reais, é importante considerar os resultados apresentados por Infantini (seção 3.9), onde foi mostrado que o valor médio da pressão máxima de contato entre pastilha e disco de freio, considerando apenas a linha leve e SUV, é de aproximadamente 4,20 MPa (42,0 Bar). Esse valor foi utilizado como a pressão de referência a ser alcançada pelo projeto da máquina.

Para definição do tamanho (área) do êmbolo do pistão acionador, fez-se necessário considerar também o torque máximo fornecido pelo motor como uma condição de contorno restritiva e adicional ao dimensionamento do cilindro. Isso porque a força é proporcional ao tamanho da área do êmbolo do pistão para uma mesma pressão. Assim, um pistão de grandes dimensões, configurado para realizar a força normal do CP ao disco, pode exigir capacidade de torque além do que o motor é capaz de fornecer quando sob condições de frenagem em arrasto constante.

A relação entre o torque máximo exigido do motor durante os ensaios e a área do êmbolo do pistão acionador é apresentada pela equação 4:

$$T_{\max} = p_{p\max} a_p \mu_{\max} R_e \quad (4)$$

onde T_{\max} é o torque máximo exigido do motor [Nm], $p_{p \max}$ é a pressão pneumática máxima disponível na rede [Pa], a_p é a área do êmbolo do pistão acionador [m^2], μ_{\max} é o coeficiente de atrito máximo considerado entre o par de fricção [adimensional] e R_e é o raio efetivo [m].

Para proceder aos cálculos da equação 4, foi considerada 0,6 MPa (6 Bar) a pressão pneumática máxima p_p de acionamento do pistão, já que esse é o valor limite (máximo) da válvula proporcional de controle adotada e do próprio sistema de ar comprimido que abastece a máquina. O coeficiente de atrito máximo assumido para o par de fricção foi de 0,6, valor máximo que pode ser obtido para materiais de fricção. Os valores do raio efetivo e do torque máximo do motor utilizados nos cálculos foram, respectivamente, 40 mm e 30,5 Nm, conforme definido nas seções 4.2.2 e 4.2.4.

De posse destes dados e isolando o termo “ a_p ” da equação 4, chega-se a um pistão cuja área de êmbolo calculada é de 2118 mm², que equivale a um diâmetro de 52 mm. Comercialmente, têm-se duas opções de diâmetros, de 50 mm ou de 63 mm. A escolha realizada foi o cilindro com maior diâmetro do êmbolo, ou seja, 63 mm. Isso é justificado porque, na prática, o valor do coeficiente de atrito do par de fricção geralmente se encontra abaixo de 0,6 (valor utilizado nos cálculos da equação 4 para determinação do tamanho do cilindro). Dessa forma, a aplicação de uma carga normal maior do que a máxima estimada para o cilindro de 50 mm é admitida. Além disto, através da utilização de um pistão acionador com “sobra” de força (caso do cilindro de 63 mm), pode-se ainda experimentar corpos de prova com dimensões maiores que o de geometria cilíndrica (diâmetro 18 mm) que foi inicialmente projetado. Outro fator que contribui para a escolha do cilindro de 63 mm é a própria característica que a máquina possui de permitir o ajuste do raio efetivo, uma vez que esse parâmetro de operação interfere diretamente sobre o torque que é realizado pelo motor durante as frenagens. Assim, a regulagem de um raio efetivo menor do que os 40 mm inicialmente previstos em projeto permite a aplicação de cargas mais elevadas sem que haja sobre-torque do motor durante os ensaios. Considerando ainda o fato de que, segundo dados do fabricante do motor, a sua capacidade de torque pode ser ultrapassada em até 50 % do seu valor nominal (30,5 Nm) por um tempo de até 1 min, permite-se um aumento proporcional da força do atuador, ou seja, a aplicação de uma força até 50% mais elevada do que a especificada inicialmente, desde que o tempo de duração de cada ensaio não ultrapasse 1 min.

Portanto, ficou definido que a especificação do pistão acionador projetado para o tribômetro é de um cilindro pneumático de diâmetro de 63 mm, com retorno por mola. Para controlar a pressão de acionamento do cilindro atuador, foi especificada uma válvula proporcional, cuja pressão pode variar de 0 a 0,6 MPa (0 a 6 Bar) comandada por tensão (0 a 10 Vdc) na entrada.

4.3 O Projeto Mecânico do Tribômetro

Essa etapa do projeto de desenvolvimento da máquina ocorreu paralelamente às etapas de cálculos e especificações técnicas de seus equipamentos. O projeto em 3 dimensões do tribômetro partiu do conceito básico de máquinas de testes de materiais de fricção, onde um corpo de prova (atritante) é pressionado sobre um disco girante ou rotor. Por diversas vezes, os esquemas e desenhos da máquina foram modificados, à medida que novas idéias ou conceitos eram incorporados. Por fim, chegou-se à versão final da máquina, à qual, para um melhor entendimento, foi dividida mecanicamente em três partes principais:

1) *Sistema de atuação*: composto pelo pistão pneumático, suporte do corpo de prova, molas de retorno, luvas e acessórios de fixação (Figura 4.3).

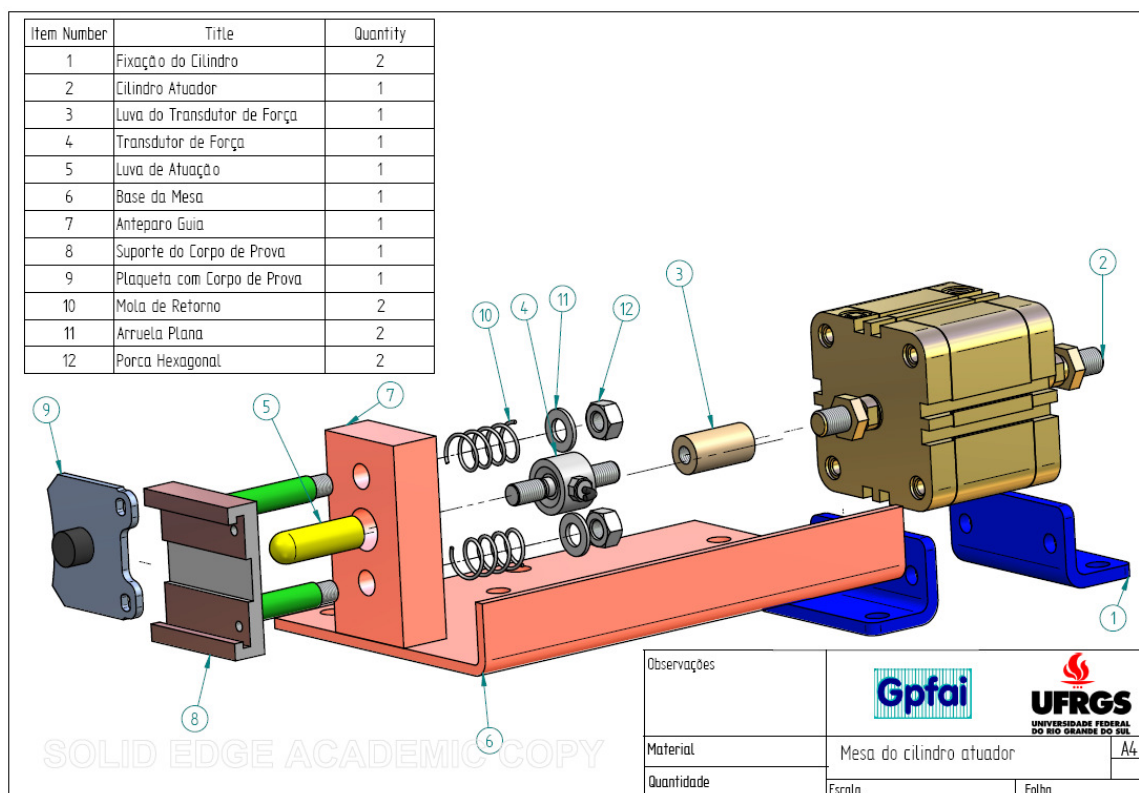


Figura 4.3 – Desenho de montagem do sistema de atuação.

Esse módulo é responsável pela aplicação da força normal do corpo de prova sobre o disco. Foi aberto um canal no suporte do corpo de prova visando diminuir a propagação do calor proveniente da fricção para os demais componentes da máquina e ainda permitir a passagem dos fios do termopar em uma eventual medição da temperatura da pastilha. A forma de fixação da plaqueta do corpo de prova ao suporte é feita por dois parafusos. O suporte do corpo de prova é empurrado pela luva de atuação, a qual está acoplada ao transdutor de força, responsável por

medir o valor da força normal. A luva de atuação é abaulada na extremidade que faz contato com o suporte do CP a fim de transmitir apenas o esforço uniaxial (na direção x), o qual deve ser medido pelo transdutor de força. Duas molas de retorno garantem o recuo do suporte do corpo de prova. O raio efetivo de aplicação da força pode ser ajustado através do deslocamento da base de fixação do sistema atuador, graças a dois furos oblongos (paralelos a superfície do disco) existentes na estrutura de sustentação da máquina, que será mostrado no item III. Os limites de regulagem permitidos para o raio efetivo considerando a geometria do disco e do CP dimensionados para a máquina vão desde 27 até 54 mm.

II) *Sistema de rotação*: composto pelos seguintes elementos girantes: mancais, eixo, motor, acoplamento, suporte dos condicionadores de termopar e disco (Figura 4.4).

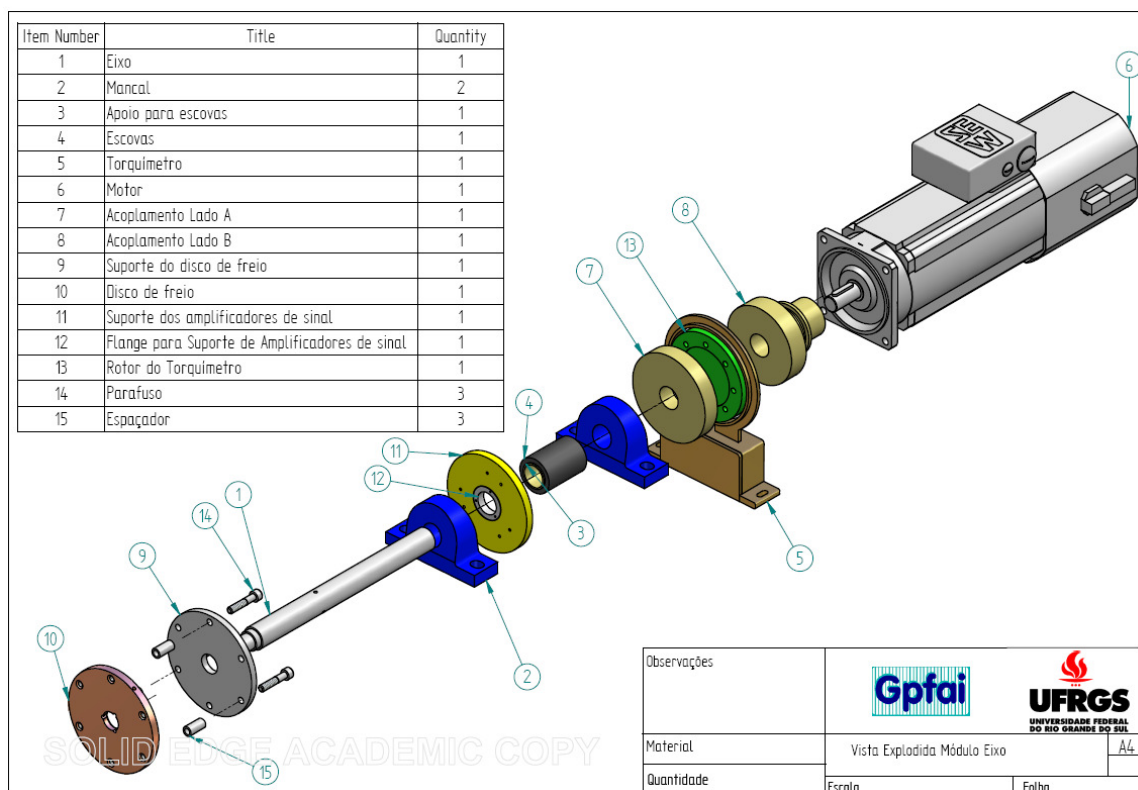


Figura 4.4 – Desenho de montagem do sistema de rotação.

Os mancais foram especificados para suportar esforços axiais de até 1200 N cada um, além de rotações de até 4000 rpm. O eixo é vazado para permitir a passagem dos fios dos termopares que vão ligados ao disco e que chegam até a escova. O acoplamento é do tipo de lâminas e capaz de suportar torques maiores que 30,5 N.m a uma rotação de até 4500 rpm. Quanto à geometria do disco, ver seção 4.2.3. A fixação do disco ao seu suporte é feita por 3 parafusos espaçadores, que separam os dois elementos a uma distância de cerca de 30 mm. Isso proporciona um efeito

turbulento do ar durante a rotação do sistema, o que aumenta a dissipação do calor gerado durante a fricção, diminuindo a sua propagação para os demais componentes da máquina (eixo, mancais e torquímetro). O desenho de montagem do sistema de rotação, apresentado pela Figura 4.4, mostra também parte da instrumentação da máquina (transdutor de torque e escova), tratada com detalhes na seção 4.4.

III) Estrutura de sustentação: composto pela base ou estrutura sobre a qual os equipamentos e sistemas de rotação e de atuação são montados. Dois furos oblongos e paralelos ao disco feitos sobre a chapa onde é instalado o cilindro acionador permitem a regulação da distância do centro do corpo de prova ao centro do disco (raio efetivo). O desenho da estrutura de sustentação está representado na Figura 4.5.

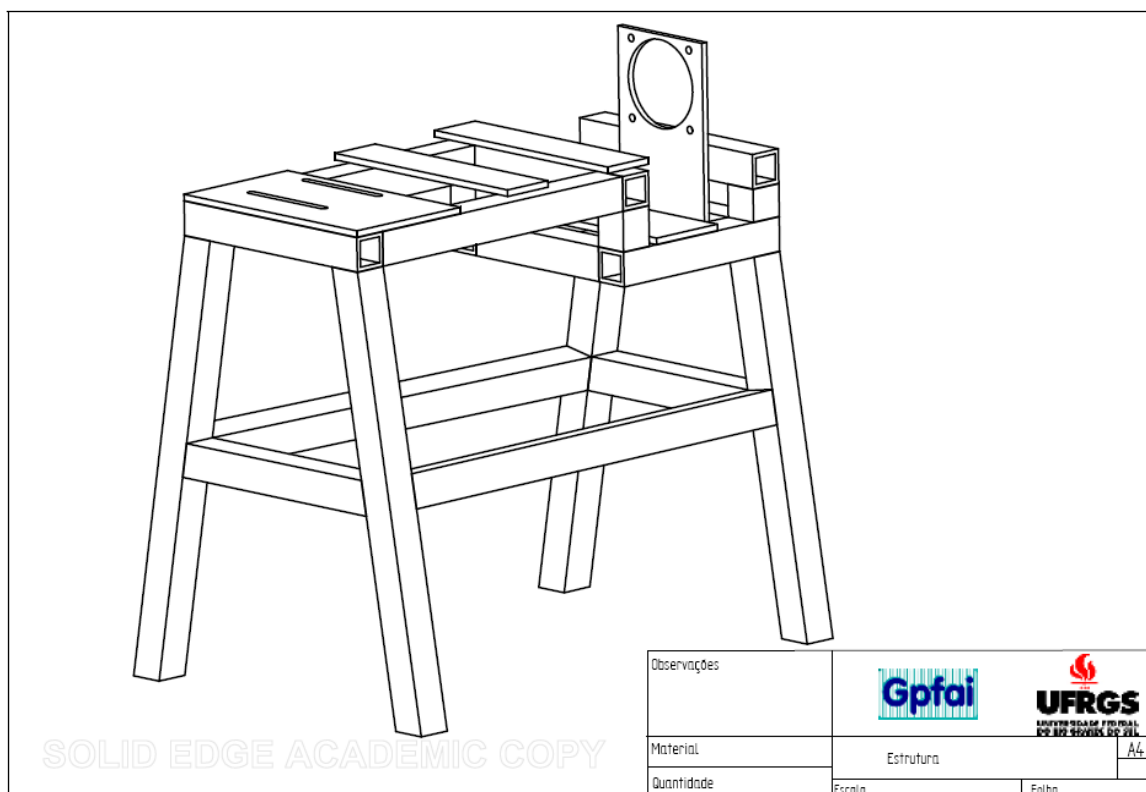


Figura 4.5 – Desenho da estrutura de sustentação do tribômetro.

Uma vista geral, em forma de desenho tridimensional, e uma imagem da máquina projetada estão representadas na Figura 4.6, onde podem ser vistos todos os 3 conjuntos mecânicos descritos nesta seção.

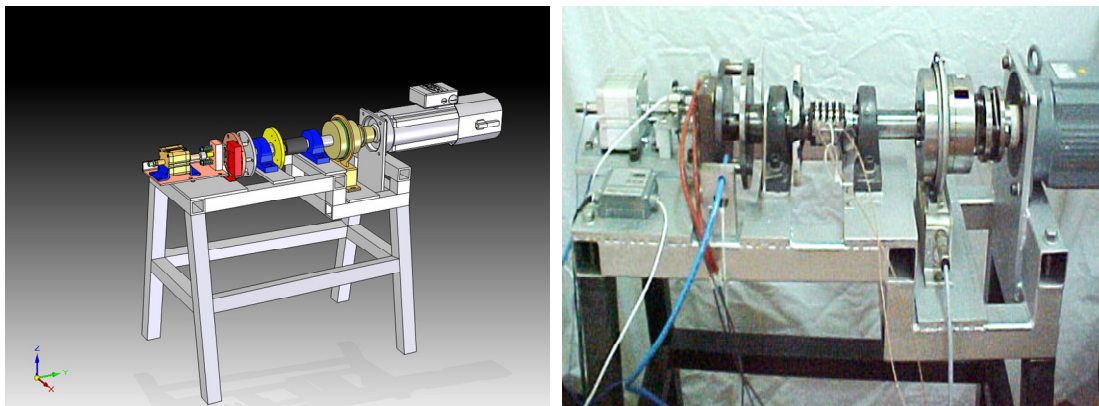


Figura 4.6 – Desenho tridimensional (à esquerda) e reprodução fotográfica (à direita) do tribômetro projetado.

4.4 O Projeto de Automação e Controle

Nesta seção são descritos os diversos sistemas e tecnologias empregadas para o controle e automação da máquina projetada. De maneira semelhante a que foi realizada a apresentação do projeto mecânico tridimensional do tribômetro, nesta seção também foram divididos e agrupados os diversos tipos de sistemas a fim melhorar a sua compreensão.

I) Sistema de aquisição e controle de dados: um sistema de aquisição de dados e controle em tempo real da DSpace gerencia todos os processos que são realizados pela máquina. A placa é conectada ao slot PCI do computador, sendo capaz de ler e escrever dados em tempo real. É compatível com a ferramenta Simulink da MatLab. Possui 8 entradas e 8 saídas analógicas de $\pm 10\text{Vdc}$ e 20 entradas ou saídas digitais (configuráveis) com sinal TTL. O *hardware* da DSpace roda de maneira independente do microcomputador (PC), uma vez que possui microprocessador próprio. Acompanham o pacote do sistema de aquisição da DSpace o software *Control Desktop*, utilizado para fazer interfaces gráficas entre o operador e a máquina (IHMs) e uma biblioteca de programação para Simulink, com módulos de controle em tempo real, além dos mais diversos tipos de blocos de controle. O *Control Desktop* permite a exportação dos dados adquiridos pelo *Hardware* para o MatLab ou para planilhas do Excel. Pode-se ainda configurar diferentes taxas de aquisição de dados a cada experimento.

II) O programa computacional de controle: A lógica de controle da máquina, gerenciada pelo *hardware* apresentado no item I desta seção, foi desenvolvida na ferramenta para modelagem e simulação Simulink da MatLab.

A Figura 4.7 mostra o diagrama de blocos dos sinais de entrada que foram programados e que são adquiridos pelo *hardware* de controle da máquina projetada.

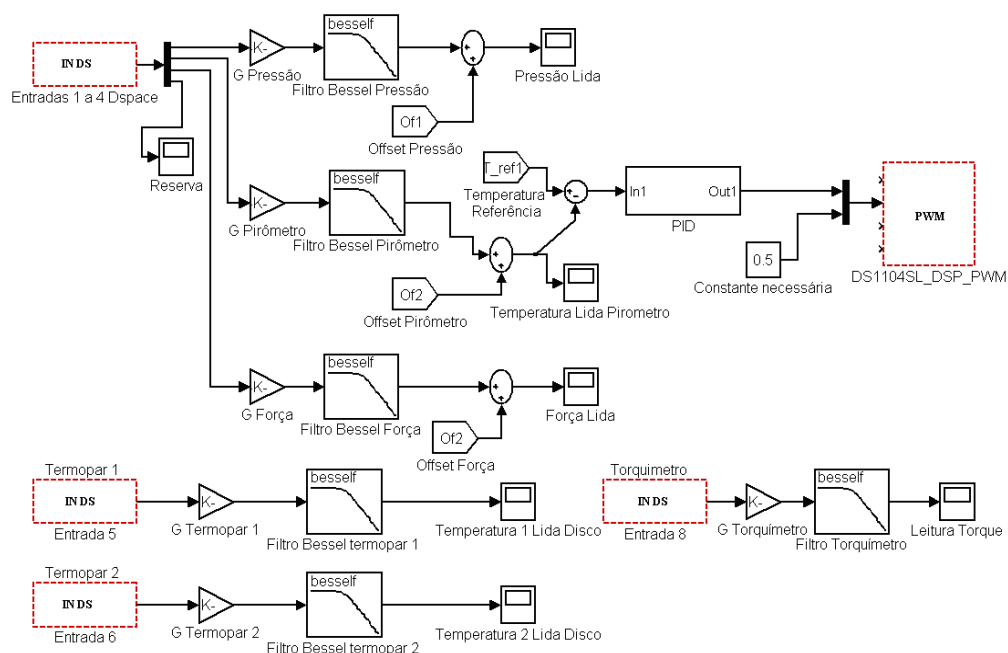


Figura 4.7 - Programação dos sinais de entrada do tribômetro em Simulink.

A Interface Homem Máquina (IHM) foi desenvolvida especificamente para o equipamento projetado através da utilização do programa computacional *Control Desktop* que acompanha a DSpace. Esta interface permite a entrada direta dos parâmetros de operação do ensaio (pressão, velocidade, temperatura e fluxo de ar sobre o disco), além da visualização dos gráficos e das variáveis do processo em tempo real. A Figura 4.8 apresenta a IHM desenvolvida, cuja imagem foi gerada durante a execução de um ensaio com o tribômetro.

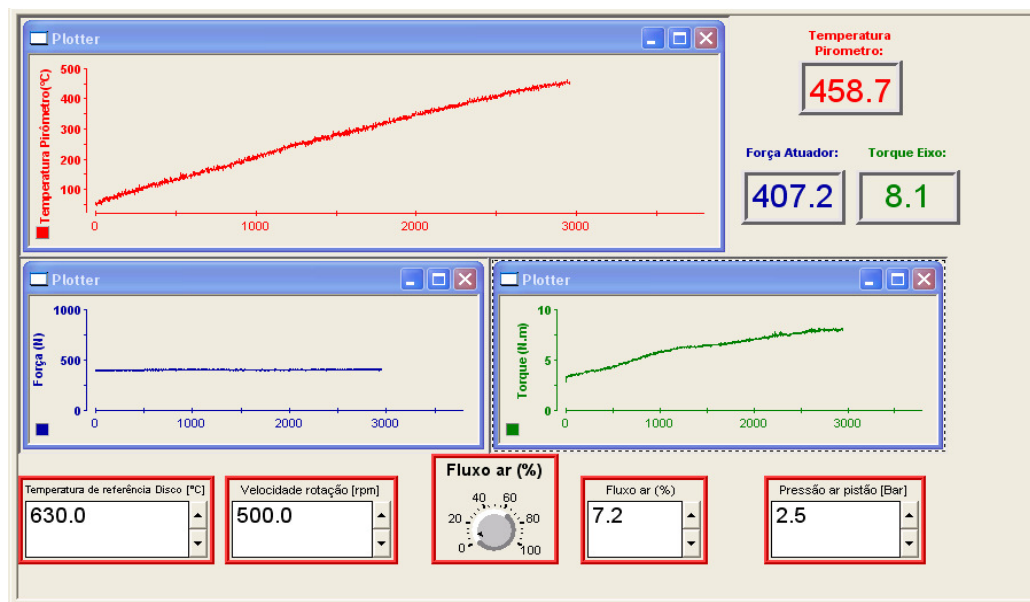


Figura 4.8 - Interface computacional desenvolvida especialmente para a máquina projetada.

III) *Sistema de controle do atuador*: a pressão do pistão pneumático é controlada por uma válvula proporcional de pressão, comandada por tensão (0 a 10 Vdc) e capaz de modular a pressão na faixa de 0 a 0,6 MPa (0 a 6 Bar). Um medidor de pressão digital foi instalado na entrada do ar que vai para o pistão com a função de indicar o valor desta variável. Segundo dados do fabricante da válvula proporcional, não há necessidade de realimentação externa do sinal de pressão da malha de controle, já que a própria válvula se encarrega de garantir a pressão ajustada. A força normal que é aplicada pelo sistema é medida através de um transdutor de força instalado entre o cilindro e o corpo de prova, conforme foi mostrado no desenho de montagem do sistema de atuação (Figura 4.3 da seção 4.3). Esse transdutor de força está ligado a um condicionador de sinais específico para este instrumento. O procedimento de calibração do sistema atuador é descrito posteriormente (seção 5.1).

IV) *Sistema de controle da velocidade*: o eixo rotativo da máquina está conectado a um servomotor, o qual possui um controle da rotação em malha fechada, realizado por um conversor de frequência realimentado por um encoder de 1024 pulsos/rotação que acompanha o servomotor. Não há nenhuma malha externa de controle (via Simulink, por exemplo) da velocidade já que, segundo o fabricante, o próprio conjunto (conversor, motor e encoder) é capaz de realizar sozinho o controle preciso da rotação do motor. A velocidade do motor é um parâmetro operacional de entrada que pode ser ajustado pelo usuário da máquina através da interface computacional desenvolvida. Fisicamente, ao ser solicitada uma velocidade de referência, um sinal analógico de tensão (± 10 Vdc) é enviado da saída da placa de aquisição para a entrada analógica do conversor de frequência, que converte o sinal elétrico em rotação do motor.

V) *Sistema de medição do torque*: o torque aplicado durante as frenagens ensaiadas no tribômetro é medido através de um sistema composto por um transdutor de torque mais um condicionador de sinais, ambos fabricados pela HBM. Construtivamente, este transdutor está dividido em 3 partes principais: estator, antena e rotor, conforme mostra a Figura 4.9.

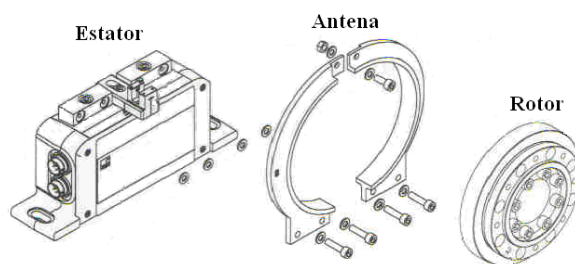


Figura 4.9 – Desenho esquemático do transdutor de torque utilizado no tribômetro
[Adaptado: Mounting Instructions T10F – Torque Flanges].

Pelas características construtivas, esse instrumento pode ser montado diretamente sobre o eixo da máquina (conforme apresentado anteriormente pela Figura 4.4 da seção 4.3), o que dispensa a necessidade de utilização de sistema composto por braço de alavanca para medição do torque (mecanismo comum na maioria dos dinamômetros inerciais).

Segundo o fabricante, o princípio de operação do transdutor de torque é por modulação da frequência, cuja faixa varia de $10\text{KHz} \pm 5\text{KHz}$. O torque nominal máximo permitido pelo equipamento é de 200 Nm, com um desvio ou tolerância do sinal medido de $\pm 0,1\%$.

Já o condicionador de sinais modelo PME possui 4 entradas, 4 saídas digitais e 1 analógica, sendo que essa última pode ser configurada em $\pm 10\text{ V}$, $\pm 20\text{ mA}$ ou 4 a 20 mA.

O procedimento de calibração do sistema de medição do torque é descrito na seção 5.2.

VI) Sistema de controle da temperatura do disco: o sistema para medição e controle da temperatura do disco é composto basicamente por dois termopares, um pirômetro ótico, uma resistência aquecedora (220 Vac e 350 W), um relé de estado sólido e uma válvula reguladora de fluxo de ar.

O pirômetro está instalado a aproximadamente 100 mm de distância do disco, tendo um ponto focal de diâmetro 7,5 mm sobre a pista de atrito do disco. Os dois termopares utilizados são do tipo K e estão instalados no meio da espessura do disco (6 mm da superfície) e posicionados a 180° um do outro num raio de 40 mm (mesmo raio do projeto). A saída do sinal elétrico dos termopares instalados dentro do disco é feita através de um sistema de escovas girantes. A atual versão do tribômetro conta com preparação para medição da temperatura da pastilha via termopar (entrada reserva na placa de aquisição e canal de passagem dos fios por trás do suporte do corpo de prova), embora não tenha sido realizada nenhuma medição deste tipo nesta máquina até o momento.

O disco é aquecido por radiação emitida por uma resistência elétrica, instalada a 1 mm de distância da superfície do mesmo. O tipo de controle utilizado para o aquecimento é Proporcional, Derivativo e Integral (*PID*), com o sinal de realimentação da malha feito pelo sensor de temperatura do disco (termopar). Foi inserido um bloco de modulação por largura de pulso (PWM) ao programa para realizar o controle sobre a potência aquecedora que é aplicada sobre o disco pela resistência.

O resfriamento do disco, por sua vez, é feito por um sistema insuflador de ar posicionado sobre a parte de trás do disco, evitando a dispersão dos fragmentos resultantes da fricção (debris). O fluxo de ar que é soprado pela válvula reguladora de fluxo, a qual é comandada eletricamente, pode ser regulado via interface computacional desde 0 até 7000 l/min.

A Figura 4.10 mostra a representação esquemática geral de todo o sistema de automação do tribômetro projetado, inclusive o *hardware* de controle e aquisição de dados, com suas entradas e saídas. As linhas tracejadas representam todos os sinais elétricos que são trocados entre os diversos dispositivos eletro-eletrônicos, enquanto que as linhas cheias representam a ligação dos dispositivos pneumáticos envolvidos. Não está representado na referida figura o esquema elétrico de ligação da parte de potência da máquina projetada (motor, conversor, resistência aquecedora).

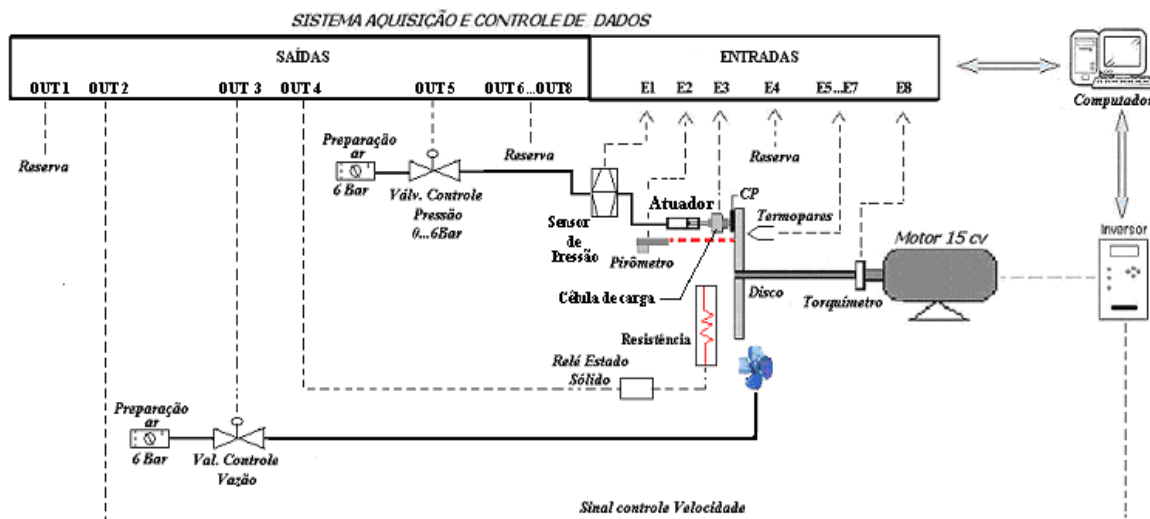


Figura 4.10 – Esquema de ligação dos dispositivos elétricos e pneumáticos do tribômetro.

5 A CALIBRAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Segundo Burkman et al., 1967, o coeficiente de atrito é o resultado mais importante gerado pelas máquinas de ensaios de materiais de fricção. Dessa forma, deve ser garantida uma boa precisão das medidas do atrito durante os testes. Geralmente empresas fabricantes de lonas e pastilhas de freios que utilizam este tipo de máquinas, como a Fras-le S/A por exemplo, têm um plano de calibração periódica para suas máquinas de ensaio.

No caso dos dinamômetros inerciais, o atrito é calculado através da relação entre o torque aplicado, a pressão hidráulica e parâmetros fixos (raio efetivo, pressão limiar, rendimento mecânico e área do pistão), conforme equação 1 apresentada na seção 3.5. Por isso, as variáveis que devem ser calibradas de forma a garantir uma melhor precisão das medidas de atrito neste caso são a pressão hidráulica e o torque, já que os parâmetros fixos são dados fornecidos pelo fabricante do sistema de freio. No procedimento utilizado pela Fras-le S/A para calibração destas máquinas, o ajuste e aferição da medida da pressão hidráulica no cilindro é realizado sobre o transdutor de pressão através da colocação de uma bomba de peso morto com valores pré-determinados de pressão na linha do sistema hidráulico. Já para calibração do torque são inseridas massas conhecidas (25 Kg, 50 Kg, 75 Kg e 100 Kg), uma a uma, sobre um braço de alavanca, ao qual está ligada uma célula de carga situada a 1,02 m do ponto de aplicação da carga. Ajusta-se o sinal da célula de carga até que os resultados do torque sejam iguais a 250, 500, 750 e 1000 Nm, respectivamente.

Procedimento similar é também adotado pela referida empresa com relação às máquinas Chase e FAST. A diferença, porém, é que nestes equipamentos o valor do coeficiente de atrito passa a ser o resultado da relação entre a força de atrito e a força normal ao rotor. Desta forma, a calibração nestas máquinas é garantida pelo ajuste dos transdutores de força, o que é feito aplicando uma faixa conhecida de força. Dispositivos específicos para calibração das máquinas de ensaio geralmente são itens fornecidos pelos fabricantes durante a compra das mesmas.

No caso do tribômetro projetado, o valor do coeficiente de atrito é determinado por uma relação entre o torque, a força normal e o raio efetivo, conforme a equação 5:

$$\mu = \frac{M}{R_e F_N} \quad (5)$$

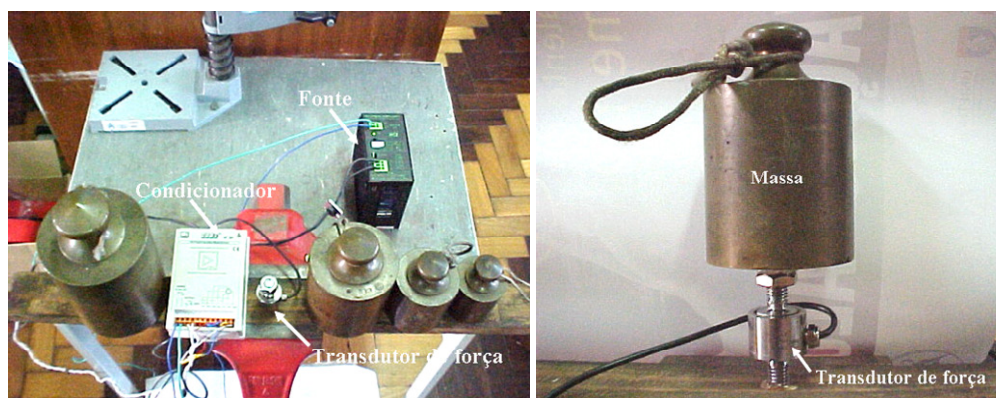
onde M é o torque medido durante as frenagens [em N.m], R_e é o raio efetivo [m] e F_N é a força normal aplicada [N].

Assim, as variáveis que devem ser ajustadas e aferidas para deixar o equipamento em questão calibrado em termos de resultados de atrito são o torque e a força normal. Quanto ao valor de raio efetivo, não há como realizar uma metodologia de calibração, uma vez que este é um parâmetro ajustado manualmente pelo operador a cada ensaio através de um paquímetro. Assim, essa variável fica sujeita às incertezas de medição inerentes aos fatores humanos e imprecisões do instrumento de medição (paquímetro).

5.1 Calibração do Sistema Eletrônico de Medição da Força

O sistema de medição da força do tribômetro é composto por uma célula de carga ou transdutor de força, fabricado pela HBM, cuja carga nominal máxima é de 5 KN. Esse instrumento está ligado a um condicionador de sinais modelo Clip AE301 também da HBM. O sistema de medição da força foi ajustado para operar na faixa de interesse, de acordo com o procedimento indicado pelo manual de operação do condicionador de sinais da célula de carga. Desta forma, o conjunto de medição foi regulado para operar de 0 a 1780 N, que é a faixa de abrangência do sistema atuador, conforme mostram os resultados da seção 6.2.

Para certificação da calibração do sistema de medição da força realizou-se um experimento em que massas conhecidas foram colocadas, uma a uma, sobre o transdutor de força e suas medidas de peso registradas. A Figura 5.1 mostra o aparato montado para este experimento.



(a) Bancada para realização dos testes

(b) Detalhe da massa sobre o transdutor de força

Figura 5.1 – Imagem do aparato experimental utilizado para aferição do sistema de medição da força.

As massas utilizadas para a medição da força peso foram 1Kg, 2Kg, 5Kg e 10 Kg. Foram realizadas 10 aquisições (medidas) para cada massa através do próprio sistema de aquisição de dados da máquina. A taxa de obtenção das medidas da carga foi configurada em 1 Hz para esse experimento. Um filtro de Bessel do tipo “passa baixa” configurado para 12 rad/s foi adicionado ao programa computacional da placa de aquisição a fim de minimizar efeitos indesejáveis, como ruídos elétricos e vibrações mecânicas. Os dados do experimento para calibração do sistema de

medição da força são apresentados na Tabela 5.1. O nível de confiança considerado para a determinação da incerteza apresentada na referida tabela é de 95%.

Tabela 5.1 – Resultados do experimento para certificação do sistema de medição da força.

	MASSAS [Kg]			
	1	2	5	10
FORÇA [N]	9,4	19,6	48,8	97,6
	10	20,1	49,5	98,5
	10,5	20,3	50,2	97,6
	9,3	20	50	99
	9,5	19,8	50,2	99,3
	9,9	19	49,5	98
	9,8	19,5	49,2	98,2
	10,1	19,9	49,8	98,5
	10	19,9	49,5	98
	9,3	20,1	49,6	97,6
CALCULADO [N]	9,8	19,6	49,1	98,1
MÉDIO [N]	9,8	19,8	49,6	98,2
INCERTEZA [N]	0,28	0,26	0,31	0,42

Pelos resultados apresentados, percebe-se que a incerteza da medida da força é tanto menor (em %) quanto maior é o valor medido, ou seja, para 9,8 N a incerteza é de aproximadamente 2,85% enquanto que para 98,1 N a incerteza é de aproximadamente 0,43%.

5.2 Calibração do Sistema de Medição do Torque

Para ligação e posterior colocação em operação do sistema de medição de torque, foi seguido o procedimento descrito no manual de operação do condicionador de sinais (modelo PME - MP 60 da HBM) ligado ao transdutor de torque. Uma série de chaves do tipo *dip switches* deste condicionador e do próprio transdutor de torque foram ajustadas de forma a deixar o sistema configurado para operar com um sinal de saída analógica (± 10 V) e dentro da faixa de abrangência desejada, que vai de 0 a 45,75 Nm.

Com o conjunto (condicionador e transdutor de força) devidamente instalado e posto em operação, realizou-se um experimento para certificação das medidas do torque. A Figura 5.2 apresenta uma fotografia de parte do aparato experimental, onde podem ser vistos o dispositivo de fixação da barra, cuja função é prendê-la ao disco da máquina, a barra de aço, que funciona como braço de alavanca, e a própria massa (peso). Os demais dispositivos utilizados nesta experiência e que não aparecem na imagem são o próprio transdutor de torque, o condicionador de sinais e o sistema de aquisição de dados.

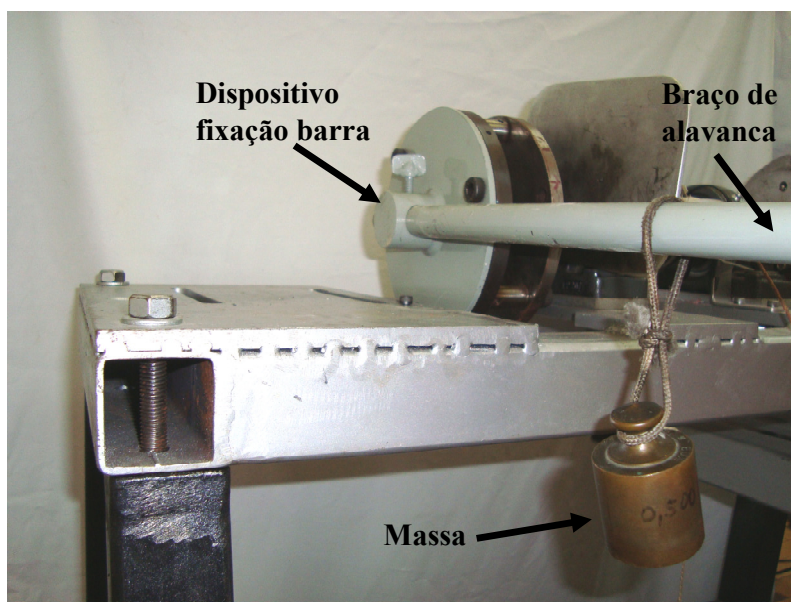


Figura 5.2 – Fotografia tirada durante o experimento utilizado para certificação do sistema de medição do torque.

Os valores de massa empregados na realização deste experimento de calibração do sistema de medição do torque foram 0,5 Kg, 1 Kg, 2 Kg. Foram feitas aquisições do valor do torque à medida que essas massas iam sendo inseridas, uma a uma, a uma distância pré-determinada (1,02 m) do ponto de apoio (centro do disco). Teve-se o cuidado de travar o eixo da máquina depois do transdutor de torque a fim de não permitir o giro do mesmo durante as medições. Foram realizadas 100 medições para cada uma das três massas, a uma taxa de aquisição de 10 Hz. O torque gerado pelo próprio peso da barra utilizada como braço de alavanca (11 Nm) também foi adquirido (100 medições) e considerado como o patamar inicial, anterior a cada medição de torque realizada com a aplicação das massas. Dessa forma, foram avaliadas as variações do torque, medidas em relação ao patamar inicial, cada vez que uma massa era inserida.

Um filtro de Bessel do tipo “passa baixa”, configurado para 12 rad/s, foi adicionado ao programa da placa de aquisição a fim de minimizar efeitos indesejáveis, como ruídos elétricos e vibrações mecânicas.

Os resultados do experimento de aferição das medidas do sistema de aquisição do torque são apresentados pela Tabela 5.2, onde podem ser vistos os valores médios das medições feitas para cada caso. Os dados resultantes deste experimento são comparados, em termos de variação do torque, com os valores teóricos esperados. O maior desvio da medida apresentado por este experimento foi de 2% e ocorreu para a massa de 0,5 Kg.

Tabela 5.2 – Resultados do experimento para aferição do sistema de medição do torque.

		MASSAS [Kg]		
		0,5	1,0	2,0
TORQUE [Nm]	Varição de torque medida	4,9	9,9	19,8
	Varição de torque esperada	5,0	10,0	20,0
	Desvio [em %]	2,0	1,3	1,3

5.3 Aferição das Medidas de Atrito

A fim de garantir que os resultados das medições de atrito do tribômetro sejam corretos e confiáveis, foi realizada a aferição da máquina projetada, com base na norma ASTM G 99-04. Esta norma apresenta uma metodologia padrão para avaliação de atrito e desgaste testada por 28 laboratórios no mundo inteiro. O procedimento descrito nesta seção e aplicado ao equipamento projetado se limita apenas à aferição do valor do coeficiente de atrito.

A norma citada sugere a utilização de materiais (aço ou alumínio) cuja composição química, propriedades físicas e geometria sejam bem específicas, o que dificulta a realização dos testes integralmente no equipamento projetado. Por exemplo, a norma especifica que o corpo de prova utilizado para aferição do atrito seja de formato esférico ou cilíndrico, com um diâmetro entre 2 e 10 mm, em aço AISI 52 100, com uma dureza de 838 ± 21 HV e com rugosidade máxima de pico a vale de $0,1 \mu\text{m}$. A carga especificada pela norma para aplicação durante os testes deve ser de 10 N, valor que pode ser considerado relativamente baixo para máquinas de ensaio de médio e grande porte. A força medida sob um regime de carga muito baixa sofre influência mais significativa dos efeitos do relevo do disco, conforme apresentado na seção 6.5.

Para a realização deste ensaio de acordo com as condições listadas, é necessário alterar diversos componentes da máquina projetada, principalmente no sistema de fixação do corpo de prova. Ademais, outras dificuldades ficam por conta da obtenção do material de acordo com as condições prescritas na norma.

Diante dessas dificuldades técnicas, optou-se por um procedimento alternativo: aferir o equipamento por método indireto, ou seja, através da comparação dos resultados de atrito obtidos no tribômetro projetado com o de outro equipamento já aferido anteriormente, nas mesmas condições de aplicação. Ao proceder desta maneira, não é necessária nenhuma modificação no

projeto do tribômetro construído. As condições do teste nos dois equipamentos devem ser semelhantes e, de preferência, o mais próximo possível do que está descrito na norma.

Assim, o tribômetro existente no Laboratório de Física da UFRGS (apresentado na seção 3.8.5.1) foi utilizado para exercer o papel do equipamento já aferido. As condições de aplicação do ensaio foram ajustadas de tal forma que puderam ser reproduzidas pelos 2 equipamentos. Embora essas condições difiram um pouco da norma, elas são semelhantes entre as máquinas utilizadas. A Tabela 5.3 apresenta as condições de ensaio que foram definidas para o teste de aferição.

Tabela 5.3- Comparativo entre as condições de teste da norma ASTM-G99-04 com a dos tribômetros utilizados.

	Norma ASTM G99 – 04	Tribômetro aferido (Física)	Tribômetro projetado	
CONDIÇÕES DOS TESTES	Velocidade (m/s)	0,1	0,1	
	Força (N)	10	40	
	Raio de deslizamento (mm)	16	38	
	Tempo de ensaio (s)	10 000	10 000	
	Geometria do corpo de prova	Esfera ou cilindro de 2 a 10 mm	Cilindro de diâmetro 8 mm	Cilindro de diâmetro 16 mm
	Material do corpo de prova	Aço AISI 52 100 ou Alumínio	NAO	NAO
	Material do disco	Aço AISI 52 100 ou Alumínio	Ferro fundido	Ferro fundido
	Condições Ambientais	T = 23°C UR 12 a 78%	T = 23°C UR 12 a 78%	T = 23°C UR 12 a 78%

Por questões construtivas e geométricas, o raio de deslizamento empregado durante os testes no equipamento projetado foi significativamente maior (38 mm ante a 16 mm para a norma e o tribômetro da Física), embora a velocidade de escorregamento tenha sido mantida igual a da norma ($V = 0,1$ m/s). A força empregada nos 2 equipamentos foi diferente visando à manutenção da mesma pressão de contato, já que o corpo de prova do tribômetro projetado teve o seu diâmetro aumentado em 2 vezes em relação ao equipamento de referência. Os materiais de fricção utilizados neste procedimento são diferentes dos indicados pela norma, porém são os mesmos nos testes realizados nos dois equipamentos. Assim, o corpo de prova escolhido é feito de material NAO, retirado de uma pastilha de freio comercial enquanto que os discos são de ferro fundido. As condições ambientais indicadas pela norma ASTM G99-04 também foram consideradas.

Os resultados deste experimento de aferição das medidas de atrito são apresentados na Figura 5.3. As medições mostram uma boa aproximação entre os resultados, sendo que o coeficiente de

atrito médio para o ensaio com a máquina projetada ficou em 0,33 enquanto que para o tribômetro da física ficou em 0,30. A diferença mais significativa entre as duas curvas ficou por conta da amplitude das oscilações da medida de atrito, a qual se mostrou relativamente maior nas medições da máquina projetada. A causa principal deste fenômeno pode ser atribuída à pequena carga aplicada durante este ensaio, já que o tribômetro desenvolvido é bastante sensível ao relevo do disco, principalmente sob condições de cargas mais baixas (ver seção 6.5).

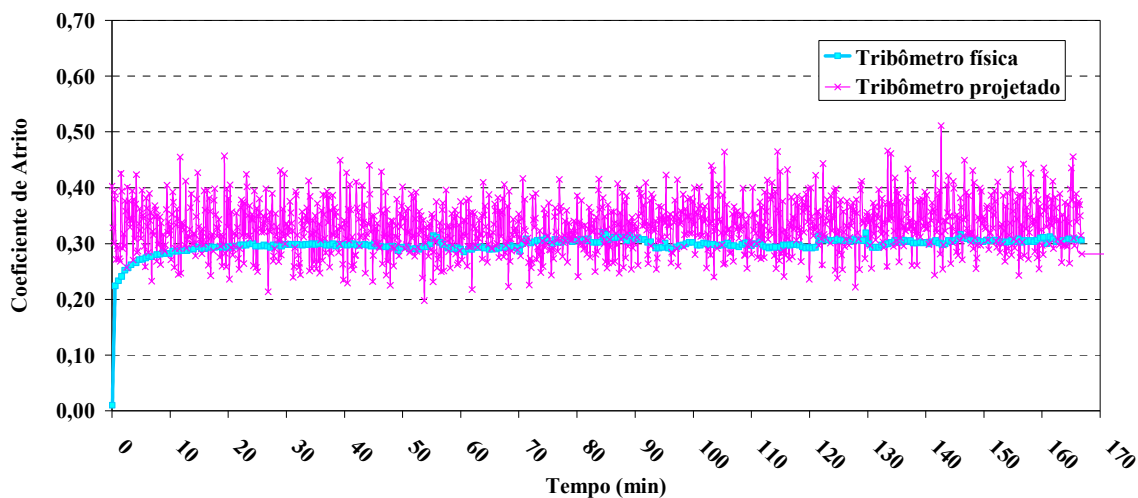


Figura 5.3 – Curvas de atrito resultantes do teste de aferição.

6 TESTES PARA AVALIAR O SISTEMA DE ATUAÇÃO

O objetivo dos testes de avaliação do sistema de atuação é identificar possíveis dificuldades e/ou fontes de erros existentes no sistema de medição da força. Primeiramente, é feito um experimento para determinar o valor da força de reação do par de molas responsáveis por promover o retorno do sistema de atuação. Feito isso, é calculado o valor da carga máxima que é admitido pelo sistema atuador, descontadas as forças de reação do par de molas de retorno do sistema e da mola de retorno do cilindro. Depois, é realizado um experimento para estudar os efeitos de histerese da força que ocorre durante alterações no valor da pressão aplicada. Por último, são realizados estudos sobre os efeitos da dilatação térmica e da rugosidade do disco sobre as aquisições da força.

6.1 Força das Molas de Retorno do Sistema de Atuação

O conhecimento da magnitude da força promovida pelas molas de retorno do sistema de atuação é importante para que se possa zerar o ponto inicial de aplicação da carga, o que é feito através da programação de uma compensação (ou *offset*) no programa computacional desenvolvido. Além disto, este é um dado essencial para que se possa proceder ao cálculo da carga máxima real admitida pelo sistema de atuação do CP que é feito na seção 6.2.

Este experimento consiste no aumento gradativo da pressão no cilindro do atuador até ser encontrado um valor de força capaz de manter o CP sobre a superfície do disco sem, contudo, aplicar uma pressão de contato sobre a mesma. O valor registrado da força corresponde à reação exercida pelo par de molas do sistema de atuação. Este procedimento foi repetido por 3 vezes. A compensação que foi depois inserida no programa desenvolvido considerou a média entre as 3 medições realizadas. Os dados registrados durante esta experiência estão apresentados pela Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Medições da força de reação do par de molas do sistema de retorno do atuador.

	Força Registrada [N]
1	28,1
2	28,9
3	27,7
MÉDIA	28,2

A média entre as 3 medições realizadas é de 28,2 N, valor de compensação (ou *offset*) inserido no programa da máquina com o objetivo de zerar o ponto inicial de aplicação da força que é informado pela interface computacional desenvolvida.

6.2 Carga Máxima Admitida pelo Sistema de Atuação

Nesta seção, é apresentada a metodologia de cálculo da carga máxima que é admitida pelo sistema de atuação do CP, considerando as forças de reação das molas de retorno do sistema e do cilindro. O valor da força de reação da mola de retorno do cilindro é um dado fornecido pelo fabricante do pistão enquanto que o valor da força de reação do par de molas do sistema atuador foi determinado através do experimento descrito na seção 6.1. A equação 6 apresenta a expressão utilizada para o cálculo da carga máxima do sistema atuador.

$$F_{\max adm} = (p_{p \max} a_p) - R_{ms} - R_{mc} \quad (6)$$

onde $F_{\max adm}$ é a força máxima admitida pelo sistema do atuador [N], $P_{p \max}$ é a pressão máxima permitida pela válvula que alimenta o pistão [Pa], a_p é a área do êmbolo do cilindro pneumático [m²], R_{ms} é a força de reação do par de molas do sistema [N], R_{mc} é a força de reação da mola de retorno do cilindro [N].

Considerando a pressão máxima permitida pela válvula que alimenta o pistão como sendo 0,6 MPa, a área do êmbolo do cilindro pneumático como sendo de 0,003116 m² e a força de reação cilindro e do par de molas do sistema como sendo de, respectivamente, 63 N e 28,2 N, o cálculo da força máxima admitida pelo sistema do atuador, segundo a equação 6, resulta em aproximadamente 1780 N. Esse valor também foi obtido na prática, através da aplicação de uma pressão de 0,6 MPa no atuador pneumático do tribômetro.

6.3 Efeitos de Histerese das Medições da Força

Para verificar os efeitos de histerese que ocorre com as medidas da força, realizou-se um experimento no qual foram aplicadas diferentes condições de pressão no atuador à medida em que os dados de força eram adquiridos. O disco de freio foi mantido parado durante todo o teste e a taxa de aquisição ajustada foi de 10 Hz. A metodologia aplicada durante este experimento é apresentada pela Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Metodologia do experimento para estudar o efeito da histerese das medições da força no tribômetro.

CONDIÇÕES DOS TESTES									
Velocidade	Pressão do atuador [$\times 10^5$ Pa]								Taxa de aquisição
Parado	0-2	2-3	3-2	2-4	4-2	2-6	6-2	0-2	10 Hz

Os resultados desta experiência, mostrados na Figura 6.1, comprovam que existe um efeito de histerese sobre as medições de força. Analisando a curva da referida figura, pode ser verificado que, para a mesma pressão de atuação de 0,2 MPa, existem diferenças na magnitude da força medida, a qual depende do histórico da aplicação da pressão de atuação. Assim, por exemplo, quando a pressão de atuação precedente era nula, o valor de força medido para 0,2 MPa foi de 519N (início e final do gráfico). Contudo, quando o valor anterior da pressão do atuador era de 0,3 MPa, 0,4 MPa e de 0,6 MPa a força medida para 0,2 MPa passou a ser de, respectivamente, 555N, 562N e 566N.

Suspeita-se que a histerese verificada durante as medições da força (como no caso deste experimento) seja provavelmente devido a efeitos de deformação dos elementos pneumáticos (vedações do cilindro) envolvidos no sistema do atuador. Para atenuar esse efeito, sugere-se realizar o controle realimentado da força (malha fechada).

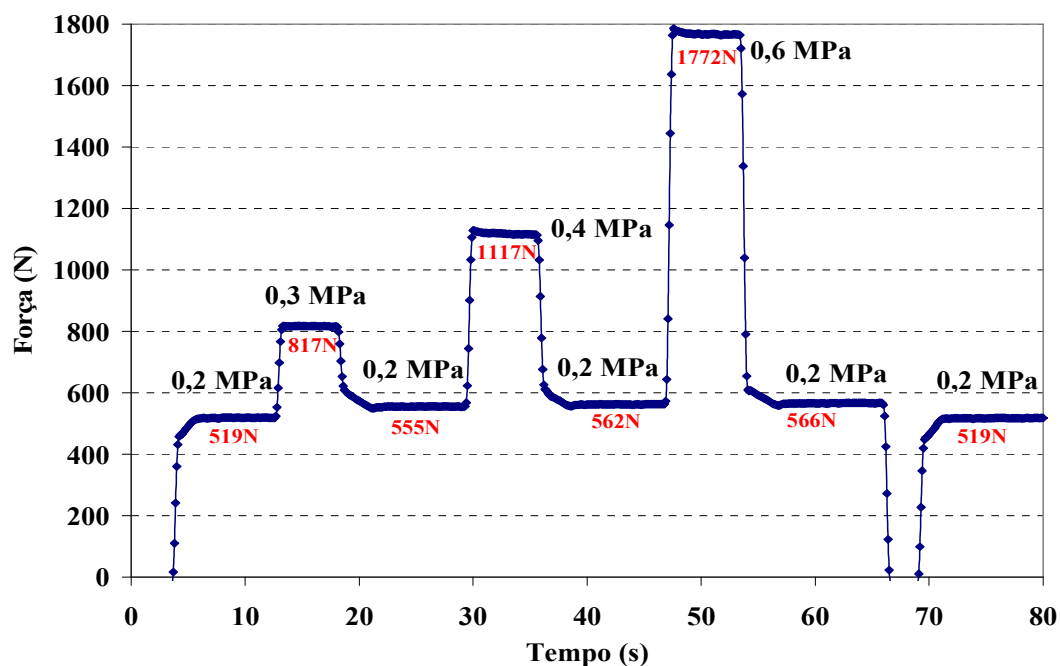


Figura 6.1 – Medições da força sob diferentes condições de pressão de atuação para análise do efeito de histerese.

6.4 Efeitos da Dilatação Térmica sobre as Medições da Força

O conhecimento deste fenômeno é importante uma vez que, em determinados ensaios, a temperatura do disco pode variar significativamente. Para avaliação do efeito da dilatação térmica, foram conduzidos 2 testes sob uma condição constante de pressão no pistão atuador enquanto a temperatura do disco é alterada através do funcionamento da resistência aquecedora ou do soprador de ar. Efeitos dinâmicos como vibrações, por exemplo, são desconsiderados nesta experiência já que a mesma foi conduzida sem aplicação de rotação ao disco. No primeiro teste,

o motor é mantido ligado com rotação nula visando verificar a existência ou não de ruídos elétricos que possam influenciar nas medições. No segundo teste, o motor é retirado de sua fonte de alimentação elétrica. Nos 2 testes, a pressão é mantida constante e igual a 0,15 MPa (1,5 Bar) durante todo o tempo de aplicação da força. Na Tabela 6.3 são ilustradas as condições dos 2 experimentos realizados para estudar os efeitos da dilatação térmica do disco sobre a medição da força no tribômetro projetado.

Tabela 6.3 – Metodologia dos experimentos para estudar os efeitos da dilatação térmica do disco sobre a medição da força no tribômetro.

	Descrição do experimento	CONDIÇÕES DOS TESTES				
		Pressão Atuador	Velocidade	Taxa de aquisição	Aquecedor	Soprador ar
1	Motor ligado com rotação nula	0,15 MPa (1,5 Bar)	Parado	0,5 Hz	Liga aos 10 min e desliga aos 20 min	Liga aos 20 min e desliga aos 60 min
2	Motor desligado da alimentação elétrica	0,15 MPa (1,5 Bar)	Parado	0,5 Hz	Liga aos 10 min e desliga aos 20 min	Liga aos 20 min e desliga aos 50 min

Analisando os resultados do experimento, representado pelas curvas das Figuras 6.2 e 6.3, pode ser observado que há um aumento proporcional da força com o incremento da temperatura. A diferença mais expressiva entre as curvas de força apresentada pelas duas figuras fica por conta da maior amplitude das oscilações das medidas da força apresentada pelo primeiro caso (Figura 6.2), sob a condição do motor ligado com rotação nula, o que sugere haver uma influência significativa dos ruídos eletromagnéticos originados pelo motor e transmitidos através da estrutura metálica da máquina e pelo ar.

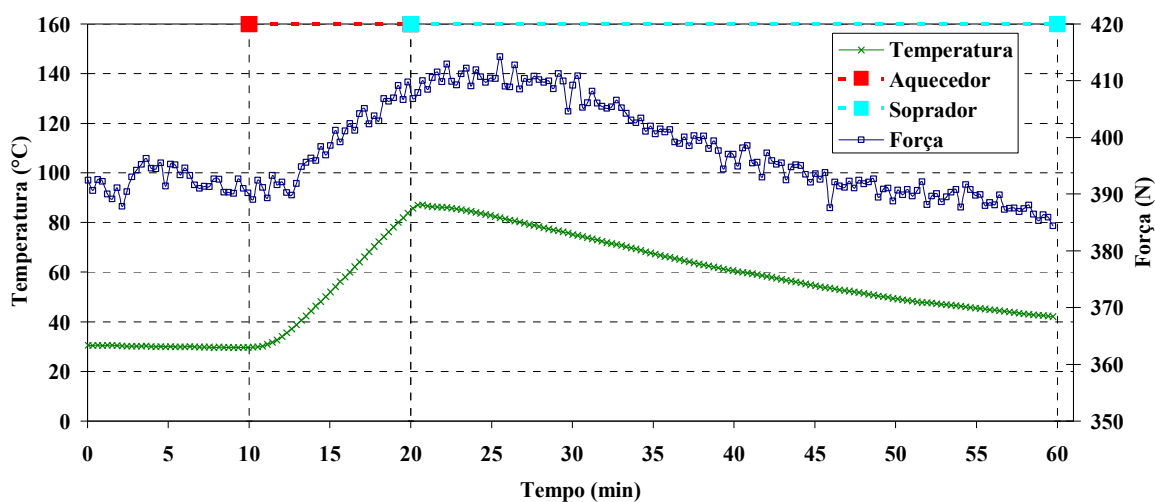


Figura 6.2 - Efeitos de dilatação térmica do disco e demais componentes metálicos da máquina sobre a medição da força no tribômetro (condição motor ligado com rotação nula).

Os gráficos das Figuras 6.2 e 6.3 mostram também que, em ambos os casos, ocorre um “atraso” da curva da força em relação à curva da temperatura do disco, ou seja, o pico da força não coincide com o da temperatura. Isso pode ser atribuído aos efeitos difusivos da onda de calor, que se propaga lentamente através dos componentes metálicos da máquina (eixo e mancais), aquecendo-os e, conseqüentemente, dilatando-os.

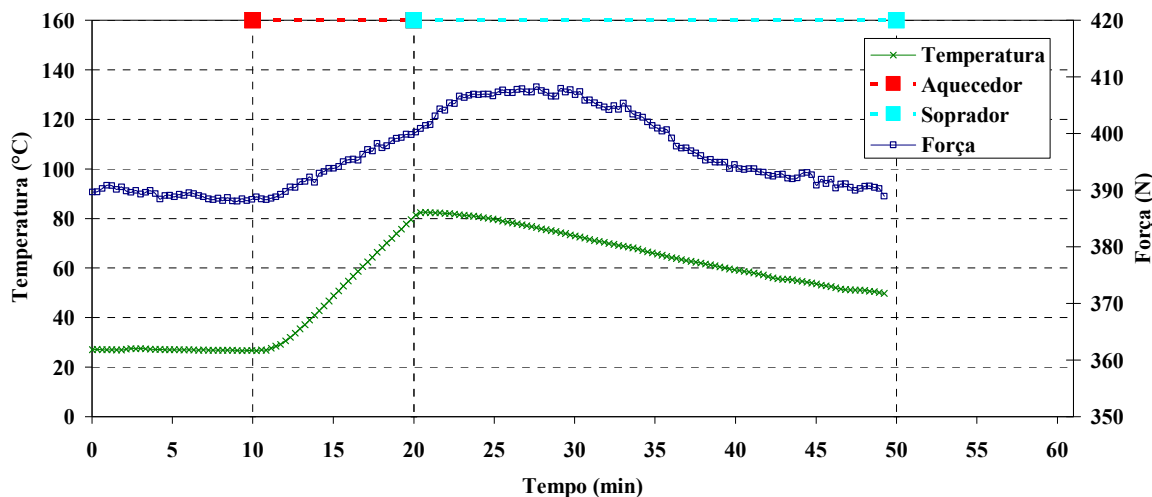


Figura 6.3 - Efeitos da dilatação térmica do disco e demais componentes metálicos da máquina sobre a medição da força no tribômetro (condição motor desligado da fonte de alimentação).

6.5 Efeitos da Rugosidade do Disco sobre as Medições da Força

Godfrey, 1995, mostrou que existem oscilações periódicas da força que é medida por um tribômetro padrão devido à presença de picos e vales sobre a pista de escorregamento do disco e que a amplitude destas oscilações varia continuamente.

Para essa avaliação foram conduzidos testes sob um regime de rotação relativamente baixo e com uma taxa de aquisição dos dados significativamente elevada a fim de estudar os efeitos da rugosidade do disco sobre as medições. Os parâmetros empregados nos testes para este estudo são apresentados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Parâmetros dos experimentos para estudar os efeitos do relevo do disco sobre as medições da força.

Experimento	Pressão Atuador	Velocidade	Taxa de aquisição	Pontos por volta
1	0,15 MPa (1,5 Bar)	10 Rpm	100 Hz	600
2	0,02 MPa (0,2 Bar)	10 Rpm	100 Hz	600

Os resultados do experimento 1 da Tabela 6.4 são apresentados pelas Figuras 6.4 e 6.5.

A curva da Figura 6.4 mostra haver variação periódica dos valores de força (curva em azul) medidos sobre o disco, comprovando as afirmações feitas por Godfrey, em 1995. Considerando o valor de força esperado durante este experimento como sendo de 390 N, verifica-se uma variação média de $\pm 3\%$ em torno deste valor. Pode-se constatar ainda que a curva de torque medida (na cor vermelha) também apresenta um comportamento periódico, sendo que seus picos e vales coincidem com os picos e vales da força medida.

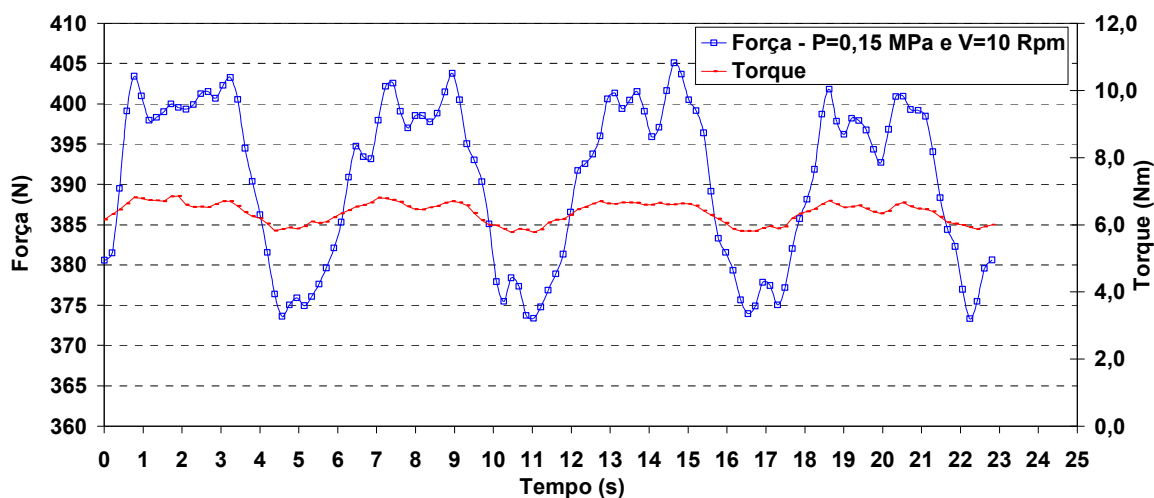


Figura 6.4 - Efeitos da rugosidade do disco sobre as aquisições de força e torque.

A Figura 6.5 apresenta a curva de atrito para o caso do experimento 1, onde se percebe uma significativa influência do relevo do disco também sobre as medições de atrito.

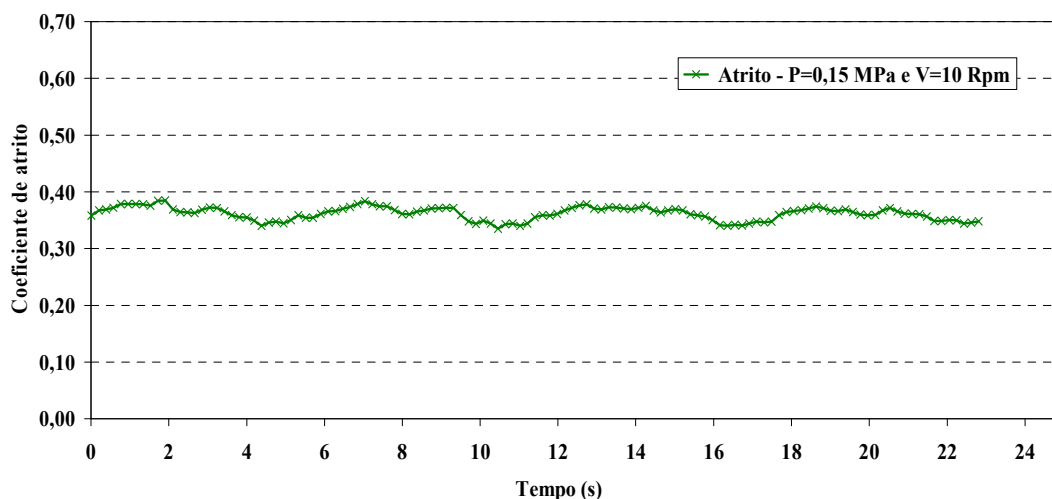


Figura 6.5 – Resultados da medição do coeficiente devido à influência da rugosidade do disco.

Os resultados do segundo experimento, realizado sob condições de carga relativamente mais baixas que o primeiro, estão representados pela curva da Figura 6.6. Novamente são observadas

oscilações periódicas da força. Porém, neste experimento pode-se verificar uma variação média da força relativamente maior, em torno de $\pm 17\%$ sobre a medida esperada, cujo valor é de 43 N. Esses resultados mostram que é preciso tomar cuidado com ensaios realizados sob condições de carga mais baixa, uma vez que as variações nas medidas de força devido a rugosidade do disco apresentam magnitudes relativamente maiores nestas condições.

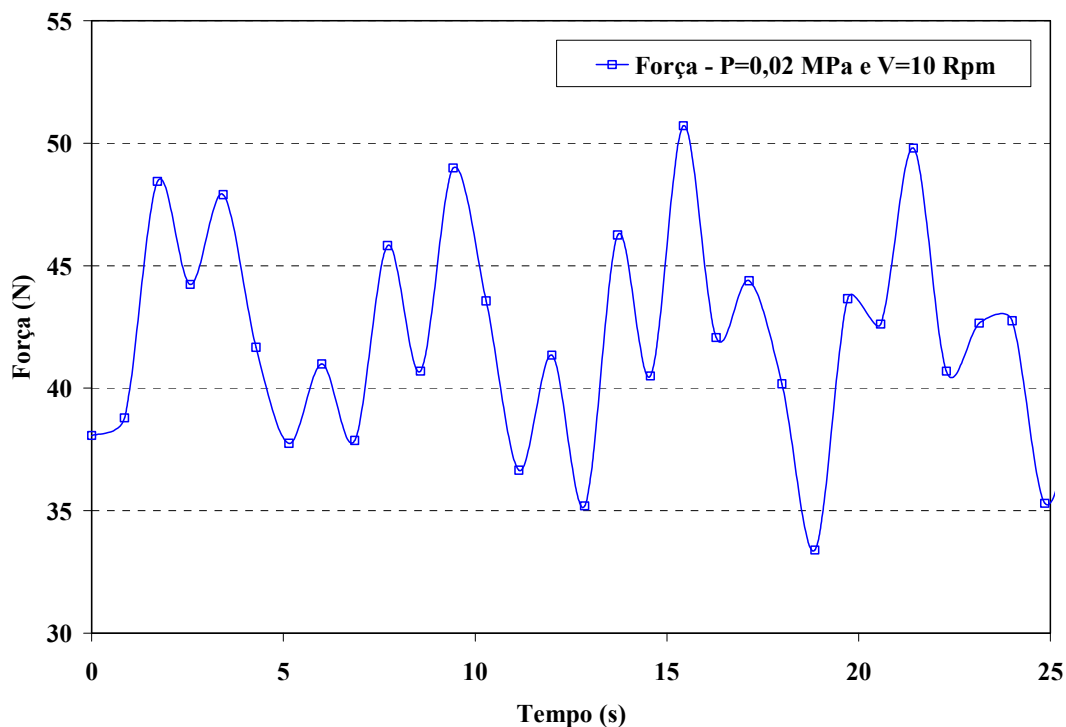


Figura 6.6 – Resultados da influência da rugosidade do disco sobre as aquisições de força.

7 COMPARAÇÃO ENTRE AS PRESSÕES DE CONTATO E VELOCIDADES (MÁXIMAS) DO TRIBÔMETRO E DOS SISTEMAS DE FREIO VEICULARES

Esta comparação é importante para o conhecimento das capacidades da máquina projetada bem como para avaliação do seu potencial em relação ao universo dos ensaios que são realizados por equipamentos já consolidados, como os dinamômetros.

Os sistemas de freio utilizados neste comparativo foram modelos comerciais da linha leve (representados pelas letras A até L) e modelos comerciais de veículos utilitários esportivos (representados pelas letras M até P), ficando fora os sistemas pneumáticos devido às pressões de contato relativamente mais elevadas. Além disso, os resultados apresentados pelos sistemas levaram em conta uma pressão hidráulica máxima de aplicação dos freios de 8 MPa e uma velocidade de 180 Km/h nos veículos, conforme indicado pelo procedimento de ensaio Ak-Master, discutido anteriormente pelo trabalho de Infantini, 2008.

7.1 Comparação entre as Pressões de Contato

Para os cálculos da pressão de contato do tribômetro, foram consideradas duas situações, onde cada uma delas avaliou um dado de entrada diferente. Em ambos os casos, o CP considerado nos cálculos foi o mesmo apresentado na seção 4.2.1, ou seja, geometria cilíndrica, com diâmetro de 18 mm. Além disso, a pressão de contato foi determinada a partir da divisão da força normal pela área do corpo de prova.

No primeiro caso, a força máxima utilizada nos cálculos da pressão de contato foi de 1271 N, valor que multiplicado pelo raio efetivo de 40 mm e pelo coeficiente de atrito de 0,6 resulta em um torque de 30,5 Nm, que é o máximo torque admitido pelo motor do tribômetro para solicitações de longa duração (tempo maior do que 1 min).

No segundo caso, considerou-se a maior força permitida pelo sistema atuador (1780 N) como o dado de entrada para a determinação das pressões de contato da máquina projetada. Essa segunda avaliação também é válida, uma vez que em muitos ensaios o coeficiente de atrito entre os materiais não atinge o valor máximo estimado no dimensionamento da máquina (0,6), o que permite aumentar a carga para valores superiores a 1271 N. Além disso, a possibilidade de ajuste do raio efetivo para valores inferiores ao que foi inicialmente especificado no projeto do tribômetro (40 mm) igualmente contribui para permitir o aumento da carga máxima que pode ser aplicada durante os ensaios.

Os resultados deste estudo comparativo são apresentados pela Figura 7.1 a seguir.

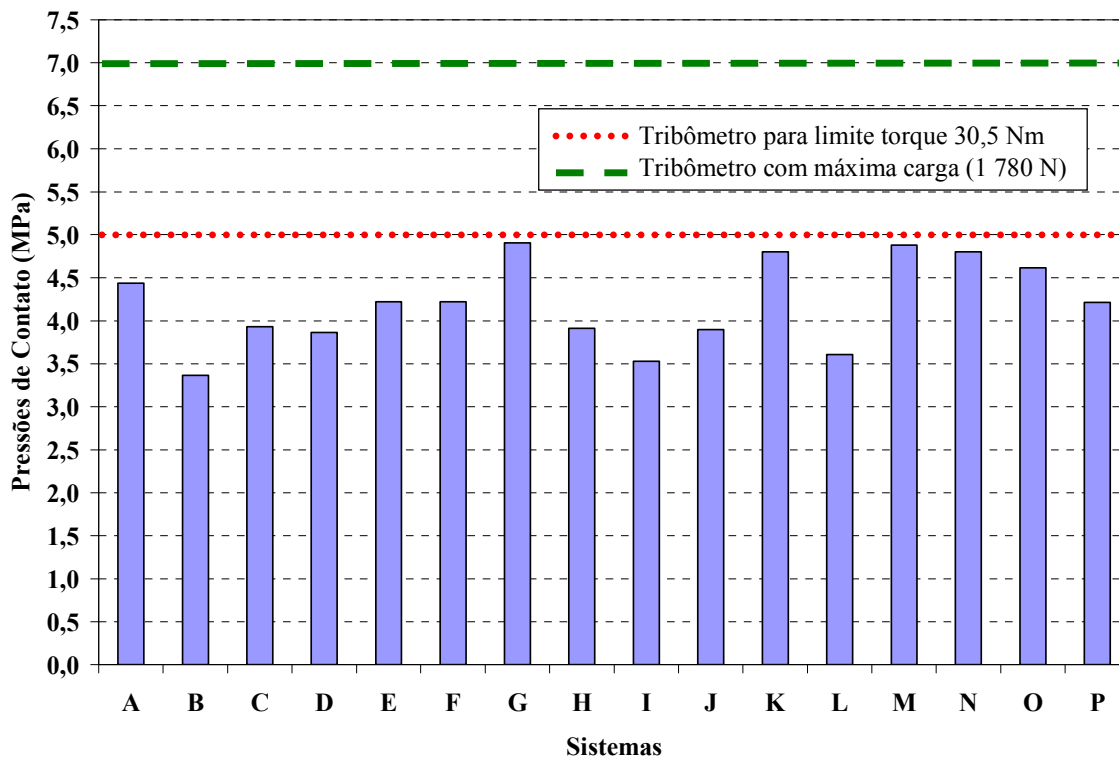


Figura 7.1 - Resultados do comparativo entre as pressões de contato máximas do tribômetro e dos sistemas de freio veiculares

Os resultados apresentados na Figura 7.1 mostram que, para as duas situações de limite de carga consideradas para o tribômetro, a máquina é capaz de atender perfeitamente as condições de pressão de contato que são empregadas nos 16 sistemas de freio comerciais considerados. Os resultados mostram ainda que, quando sob condições de carga máxima (1780 N), o tribômetro é capaz de atingir com folga as pressões de contato máximas dos sistemas, o que permite o aumento do tamanho do CP. Porém, isso deve ser avaliado com cuidado, já que o aumento exagerado da área do corpo de prova pode tornar a máquina incapaz de alcançar os valores de pressão de contato máxima dos sistemas de freio veiculares.

7.2 Comparação entre as Velocidades de Escorregamento

Para determinação da velocidade máxima de escorregamento existente entre o par de fricção quando ensaiado no tribômetro, foi utilizada a equação 7:

$$V_{esc} = \frac{Rot}{60} 2\pi R_e \quad (7)$$

onde V_{esc} é a velocidade de escorregamento do CP sobre o disco [m/s], Rot é a rotação por minuto máxima do tribômetro e R_e é o raio efetivo [m];

Procedendo ao cálculo da equação 7, o resultado da velocidade de escorregamento do tribômetro é de 17 m/s, considerando como dados de entrada a rotação máxima da máquina como sendo de 4000 rpm e o raio efetivo definido em projeto ($R_e = 40$ mm).

Os resultados desta comparação são apresentados pela Figura 7.2, onde a linha tracejada (em vermelho) representa a velocidade máxima do tribômetro enquanto que o gráfico em forma de barras (em verde) representa as velocidades de escorregamento dos 16 sistemas de freio avaliados.

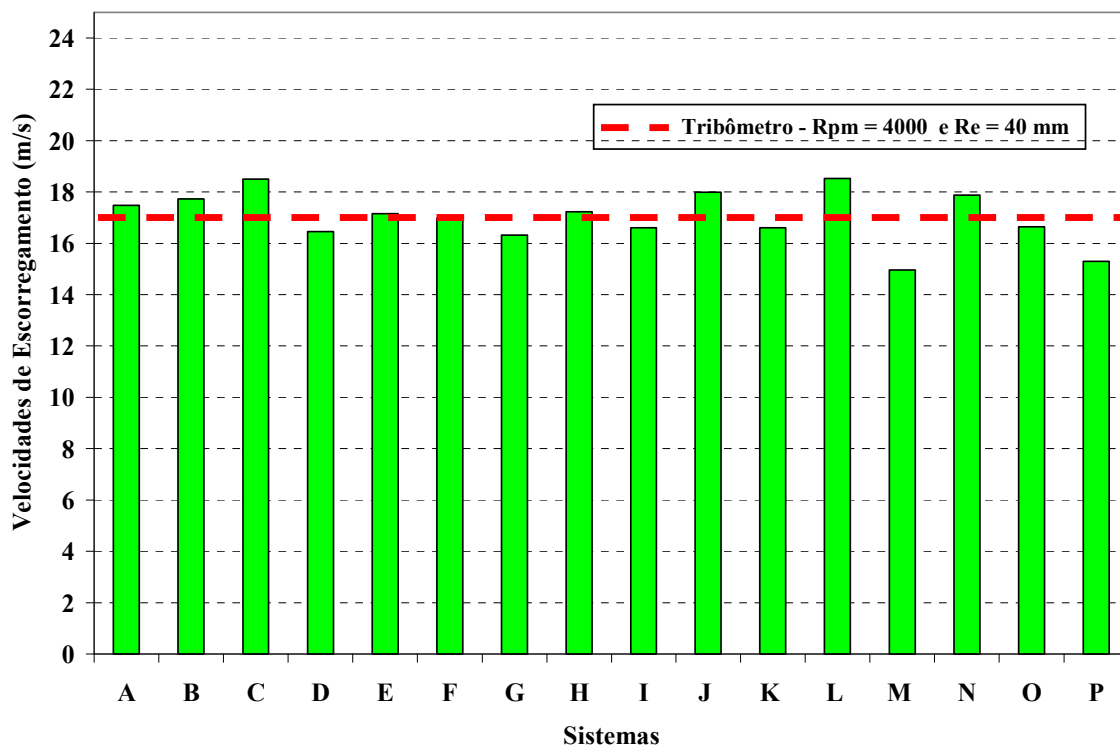


Figura 7.2 - Resultados do estudo comparativo entre as velocidades de escorregamento máximas do tribômetro e dos sistemas de freio veiculares.

Os resultados apresentados pela Figura 7.2 mostram que a velocidade máxima de escorregamento alcançada pelo tribômetro representa a média entre as velocidades dos sistemas de freio avaliados. Deve-se destacar que uma velocidade superior a 17 m/s pode ser atingida pela máquina através da simples regulagem de um valor de raio efetivo maior que 40 mm. Porém, deve-se ter o cuidado para que esse ajuste não acarrete sobre-torque no tribômetro, já que o torque exercido pelo motor durante os ensaios também é diretamente proporcional ao raio de deslizamento do par de atrito.

8 OS ENSAIOS DE FRENAGEM REALIZADOS NO TRIBÔMETRO PROJETADO

Nesta seção, são descritos os ensaios de frenagem empregados na máquina construída. A finalidade principal da realização destes ensaios, que é também o objetivo central do tribômetro projetado, é comprovar a potencialidade do equipamento como uma ferramenta facilitadora na compreensão do comportamento do atrito (e do desgaste em um momento posterior) frente às diferentes condições de operação. Por isso, são propostos ensaios que visam demonstrar a capacidade do tribômetro de tornar a temperatura do disco aproximadamente independente dos demais parâmetros de operação (pressão de atuação e velocidade de escorregamento).

São realizados um total de 4 ensaios, sob condições de frenagem em arraste constante e com um gatilho inicial de 80 °C. O valor ajustado para o raio efetivo é de 40 mm e o material utilizado como CP é o NAO, o qual é trocado por outro igual a partir do terceiro ensaio. O sistema composto pela resistência aquecedora e pelo soprador é ativado visando variar a temperatura do disco sob um regime de pressão e velocidade constante.

Os ensaios 1 e 2 e 4 são realizados nas mesmas condições. Neles, primeiramente é empregada uma rotação de 500 rpm no tribômetro quando então é aplicada uma pressão de 0,15 MPa no atuador. Aguarda-se até que o sistema entre em regime permanente de troca de calor com o meio, o que leva por volta de 35 min. Aí o aquecedor é ligado e mantido em sua máxima potência (350 W) até aproximadamente os 50 min de ensaio, quando então é desligado. Neste momento, aciona-se o soprador de ar sobre o disco, situação que perdura até os 63 min de teste.

No ensaio 3, a mesma condição inicial é empregada, ou seja, aplica-se uma pressão de atuação de 0,15 MPa sob um regime de rotação de 500 rpm no tribômetro e, aos 35 min, aciona-se a resistência aquecedora. A diferença é que neste ensaio o aquecedor continua ligado mesmo depois de acionado o soprador, situação que perdura dos 50 aos 60 min. O objetivo é verificar a possibilidade de aplicação de diferentes taxas de resfriamento do disco.

A Tabela 8.1 apresenta resumidamente as condições dos ensaios, onde podem ser vistos os tempos de duração da aplicação do aquecedor e do soprador.

Tabela 8.1 – Ensaios de frenagem realizados no tribômetro projetado.

Ensaio	CONDIÇÕES DOS TESTES							
	Pressão Atuador	Velocidade	Material	CP	Raio efetivo	Gatilho	Aquecimento (Aquecedor)	Resfriamento (Soprador ar)
1 e 2	0,15 MPa (1,5 Bar)	500 Rpm (≈2,1 m/s)	NAO	1	40 mm	T=80°C	Liga aos 35 min e desliga aos 50 min	Liga aos 50 min e desliga aos 63 min
3	0,15 Mpa (1,5 Bar)	500 Rpm (≈2,1 m/s)	NAO	2	40 mm	T=80°C	Liga aos 35 min e desliga aos 60 min	Liga aos 50 min e desliga aos 60 min
4	0,15 Mpa (1,5 Bar)	500 Rpm (≈2,1 m/s)	NAO	2	40 mm	T=80°C	Liga aos 35 min e desliga aos 50 min	Liga aos 50 min e desliga aos 63 min

A Figura 8.1 apresenta as curvas de temperatura dos ensaios de frenagem, cujos dados foram fornecidos por 2 termopares instalados a 6 mm da superfície de atrito do disco.

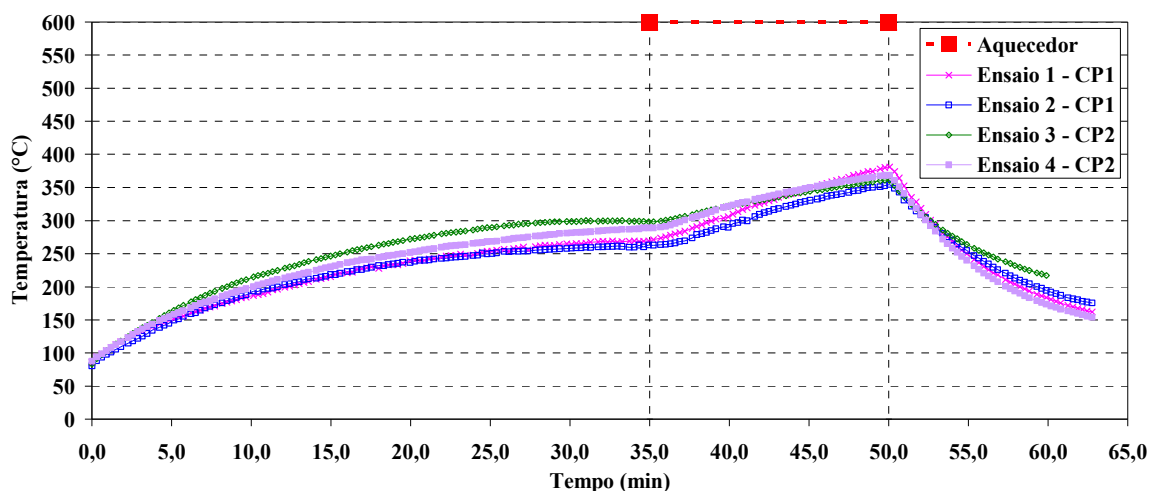


Figura 8.1 – Curvas de temperatura dos ensaios de frenagem.

Os resultados da Figura 8.1 indicam que, em ensaios realizados sob pressão e velocidade constante, a temperatura do disco tende a se estabilizar depois de decorrido determinado tempo, quando o sistema começa a atingir o regime permanente de troca de calor. Nas condições ensaiadas, observou-se que o tempo para estabilização da temperatura durou aproximadamente 35 min. As curvas da referida figura também comprovam que o sistema de controle de aquecimento e resfriamento do disco, composto pela resistência aquecedora e pelo soprador de ar, é capaz de cumprir com seu propósito de isolar o comportamento da variável temperatura dos demais parâmetros de operação. Dessa forma, os resultados mostram que, através do acionamento da resistência aquecedora por um tempo de aproximadamente 15 min, a temperatura do disco aumentou, em média, 95 °C para os 4 casos analisados. Já através do acionamento do sistema soprador de ar durante a etapa de resfriamento do disco, os resultados mostram que a sua temperatura caiu, em média, 200 °C em um tempo de aproximadamente 13 min para os ensaios 1, 2 e 4.

Os resultados apontam ainda uma característica importante do sistema de controle da temperatura, que é a possibilidade de modificação da taxa de resfriamento do disco. Isso é comprovado pelo ensaio 3, no qual a resistência aquecedora e o soprador de ar foram mantidos acionados durante o resfriamento e, por isso, a temperatura do disco apresentou uma tendência de queda relativamente menor do que as demais.

Observando a curva de temperatura apresentada pelo ensaio 1, durante a etapa de aquecimento que ocorre entre 35 e 50 minutos, percebe-se que a mesma apresenta a maior taxa

de aquecimento relativa, embora o sistema aquecedor tenha aplicado uma potência constante e igual a dos demais ensaios. A justificativa para esse fenômeno parece ser o maior coeficiente de atrito apresentado por este ensaio durante a referida etapa. A Figura 8.2 apresenta os resultados de atrito medidos durante os ensaios de frenagem.

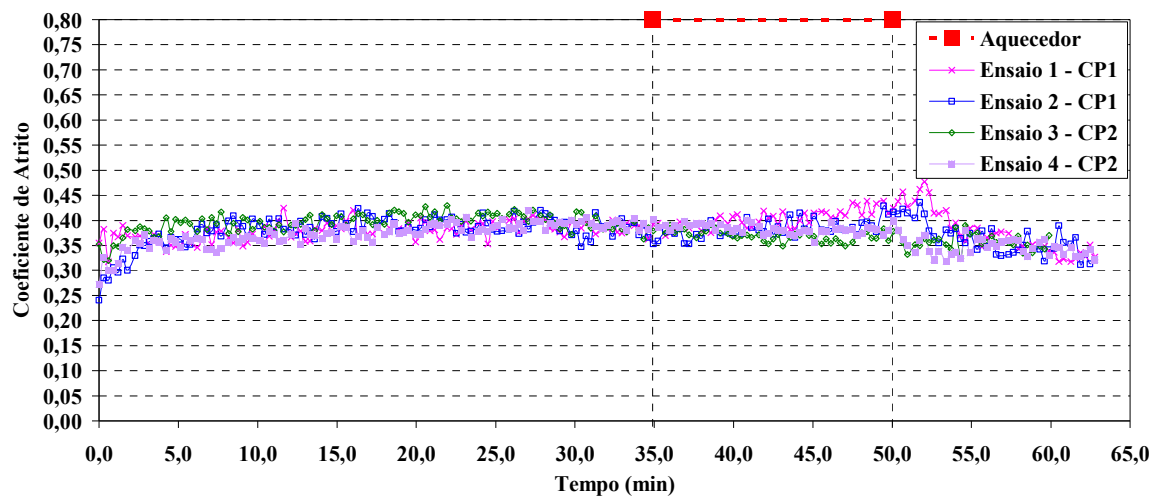


Figura 8.2 – Curvas de atrito dos ensaios de frenagem.

A análise das curvas da Figura 8.2 mostra que parece haver uma tendência de estabilização do valor do coeficiente de atrito durante os primeiros 5 minutos de duração dos ensaios. Percebe-se também que o material avaliado (NAO) apresenta uma boa repetibilidade dos resultados em termos de atrito.

As curvas da força medida durante os ensaios são apresentadas pela Figura 8.3.

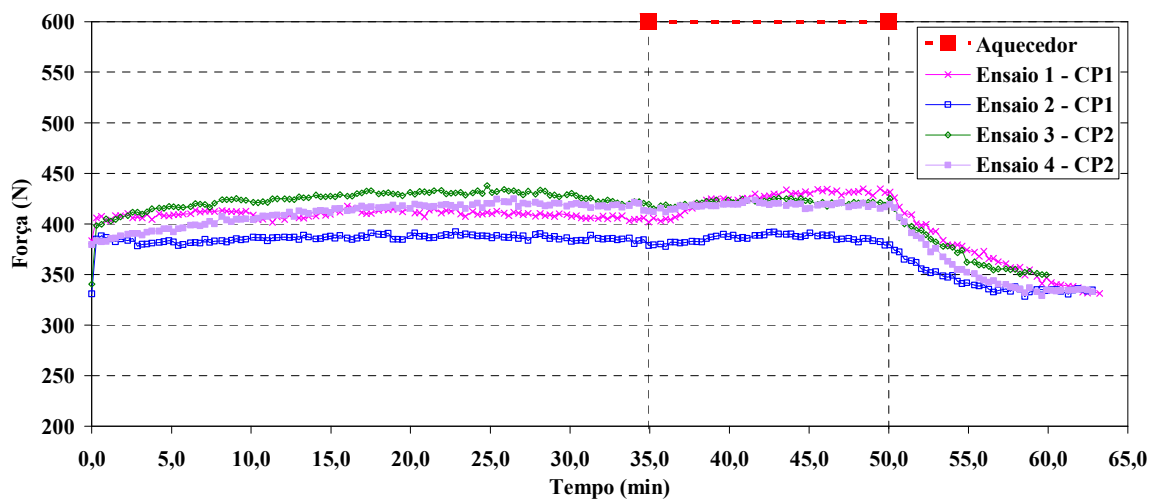


Figura 8.3– Curvas de força dos ensaios de frenagem.

As curvas apresentadas pela Figura 8.3 mostram uma relativamente baixa repetibilidade dos resultados das medições da força entre os ensaios. Pode-se verificar também que, em todos ensaios, ocorrem diferenças significativas na magnitude da força com o decorrer do tempo, mesmo sob condições de aplicação de uma pressão fixa no sistema de atuação, quando são esperadas também cargas constantes. Isso é devido a vários fatores, como efeitos de histerese e de dilatação térmica, ruído eletromagnético causado pelo motor e demais sistemas de potência (válvulas e aquecedor) e baixa capacidade do reservatório de ar quando é acionado o soprador. A solução sugerida para estes problemas é a implementação de um sistema de controle em malha fechada para a variável da força, visando obter uma menor sensibilidade a perturbações externas.

Na Figura 8.4, são apresentadas as curvas de torque dos ensaios de frenagem. Pode-se verificar que o ensaio 3 foi o que apresentou o torque mais elevado durante os primeiros 35 minutos de ensaio, o que já era esperado dada a também relativamente maior magnitude do atrito apresentado neste ensaio (Figura 8.2).

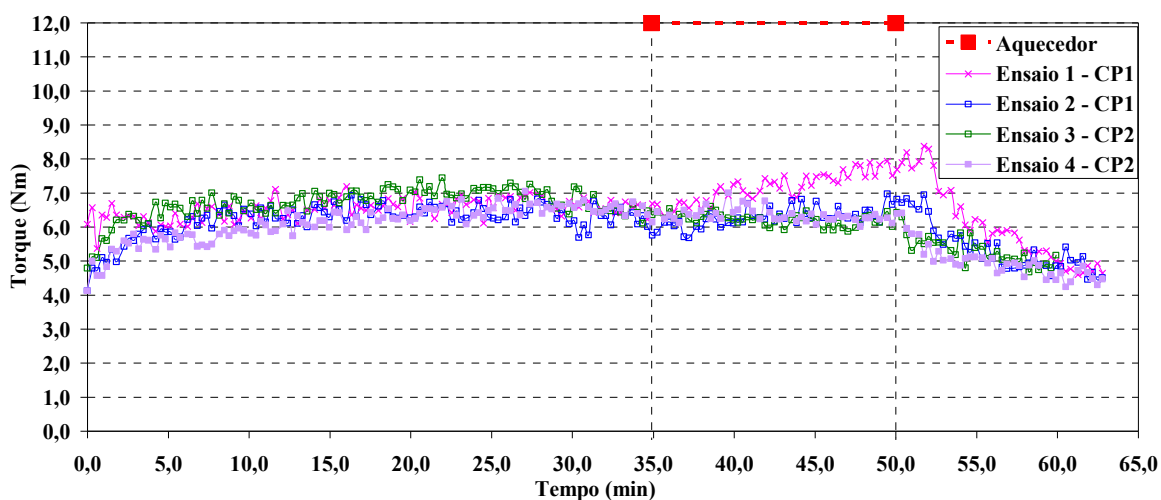


Figura 8.4 – Curvas de torque dos ensaios de frenagem.

A intenção destes ensaios de frenagem é demonstrar a capacidade do tribômetro em controlar a temperatura do disco, deixando-a independente dos demais parâmetros de operação (pressão de atuação e velocidade de escorregamento). Por isso, não são feitas aqui maiores discussões a respeito do comportamento do material frente às diferentes condições impostas e nem são realizadas análises aprofundadas dos resultados obtidos.

9 ESTUDO COMPARATIVO ENTRE AS PRINCIPAIS MÁQUINAS DE ENSAIO

Para uma análise da máquina projetada no contexto de suas similares, apresenta-se um quadro comparativo entre os principais tipos de máquinas de ensaio de materiais de fricção. Os equipamentos presentes nesta comparação foram o dinamômetro inercial, a FAST fabricada pela Link Engineering, a Chase fabricada pela Greening Incorporated e pela Link Engineering, a máquina Krauss (modelo igual ao existente na empresa Fras-le S/A) e os tribômetros que foram apresentados na revisão bibliográfica deste trabalho, à exceção do tribômetro utilizado nos estudos de Blau e McLaughlin, 2003 e de Lee et al., 2007, o qual não foi considerado neste estudo comparativo devido à falta de informações referentes a algumas de suas características.

Os dados técnicos a respeito destas máquinas foram obtidos a partir de catálogos eletrônicos, normas de ensaio ou até mesmo através de entrevistas com funcionários da empresa Fras-le S/A. No estudo comparativo realizado, consta somente um único modelo de máquina FAST, o qual é fabricado pela empresa Link Engineering. Isso porque não foi encontrada outra empresa que fabrique esse equipamento atualmente. No caso da máquina Krauss, nenhum fabricante atual foi identificado e, por isso, foi utilizado como referência o modelo existente na empresa Fras-le S/A.

As características avaliadas foram a carga máxima, a geometria e dimensões do CP, a máxima pressão de contato e velocidade de escorregamento e a faixa de ajuste do raio efetivo. Além disso, foi verificado quais equipamentos possuem discos de inércia bem como a capacidade de controlar a temperatura do disco, isolando o comportamento dessa variável dos demais parâmetros de operação (pressão e velocidade). Finalizam o estudo comparativo, exemplos de aplicação e algumas observações referentes às máquinas avaliadas.

Os dados relativos à carga máxima e ao raio efetivo do tribômetro utilizado nos trabalhos de Bhabani e Bijwe, 2004, 2006, não constam no quadro comparativo, pois não foram citados em suas respectivas publicações.

Para a determinação da máxima carga e pressão de contato do dinamômetro e da máquina Krauss foi tomado como referência a máxima pressão hidráulica que é empregada no procedimento de ensaio Ak-Master, cujo valor é de 8 MPa, aplicada sobre os modelos comerciais de freio (linhas leves e SUV) que foram apresentados por Infantini, 2008. O ajuste do raio efetivo que é permitido pela Krauss e pelo dinamômetro também está baseado nestes mesmos sistemas de freio comerciais.

O valor de pressão de contato máxima do tribômetro projetado foi avaliado para o CP apresentado na seção 4.2.1, ou seja, de geometria cilíndrica com diâmetro de 18 mm. Já para o cálculo da velocidade de escorregamento, foi considerado o raio efetivo como sendo de 40 mm.

Tabela 9.1 - Quadro comparativo entre as principais máquinas de ensaios com materiais de fricção.

	Dinamômetro Inercial	FAST	Chase		Krauss	Tribômetros				
			Link	Greening		Referência Ak-Master para carga e pressão	Padrão Ref. PLINT Mod. TE79	Y. Desplanques et al. (2001)	Bhabani e Bijwe (2004 e 2006)	UFRGS / FRAS-LE
Carga máx.	~ 45 239 N	700 N	2670 N	2500 N	~ 45 239 N	20 N	1000 N	-	~1780 N	
Geometria e dimensões CP	Original veículo	Quadrada 12,7 x 12,7 mm	Quadrada 25,4 x 25,4 mm	Quadrada 25,4 x 25,4 mm	Original veículo	Esférica (d = 6 e 12mm) Cilíndrica (d = 3, 5 e 8 mm)	Cilíndrica Diâmetro = 40mm	Quadrada 2 CP 25,4 x 25,4 mm	Cilíndrica Diâmetro = 18mm	
Pressão de contato máx.	~ 4,91 MPa	~ 4,34 MPa	~ 4,14 MPa	~ 3,87 MPa	~ 4,91 MPa	~ 2,83 MPa [cilíndrica]	10 MPa	~ 6 MPa	~ 7 MPa	
Raio efetivo	90,5 - 124,5 mm	~ 76 mm	140 mm	140 mm	90,5 - 124,5 mm	0-50mm	85 - 160mm	-	27 - 54 mm	
Velocidade máx.	~ 18,5 m/s	~ 8 m/s (1000 Rpm)	~ 14,6 m/s (1000 Rpm)	~ 17,6 m/s (1200 Rpm)	~ 8,7 m/s (667 Rpm) Avaliado p/ Re = 124,5 mm	~ 2,1 m/s (400 Rpm) Avaliado p/ Re = 50 mm	70 m/s (4000 Rpm)	15 m/s (1400 Rpm)	~ 17 m/s (4000 Rpm)	
Separa “V”, “P” e “T”	Não	Não	* Sim	* Sim	Não	Não	Não	Não	Não	Sim
Discos inércia	Sim	Não	Não	Não	Não	Não	Sim	Não	Não	
Aplicações	Ensaio aprovação Desenvolvimento	Controle qualidade Ensaio aprovação	P&D Controle qualidade Ensaio aprovação	P&D Controle qualidade Ensaio aprovação	Controle qualidade Desenvolvimento	Pesquisa básica	Pesquisa básica	Desenvolvimento	Pesquisa básica	P&D
Observações	Resultados similares aos veículos Alto custo	Perfil de T prescrito devido trabalho conste	Controle da taxa de aquecimento e resfriamento do tambor.	Controle da taxa de aquecimento e resfriamento do tambor.	Não foram encontrados fabricantes atuais desta máquina.	-	Frenagens em atmosfera controlada.	-	-	

* Tecnicamente, a máquina Chase é capaz de separar a variável temperatura dos demais parâmetros de operação, uma vez que possui sistema de resistência aquecedora e soprador de ar sobre o tambor. Porém, de acordo com o procedimento de ensaio J661, esse sistema é utilizado para desempenhar a tarefa de controlar a taxa de aquecimento ou resfriamento do tambor de freio durante os testes.

10 CONCLUSÕES

- Os resultados do procedimento de calibração dos instrumentos e de aferição das medidas de atrito do tribômetro mostram que o equipamento projetado fornece dados relativamente precisos em termos de força normal, torque de frenagem e coeficiente de atrito, estando, desta maneira, apto para a realização destas medidas durante os ensaios de frenagem com materiais de fricção.
- O estudo comparativo entre a máxima pressão de contato e velocidade de escorregamento dos sistemas comerciais de freios e o tribômetro mostra que a máquina construída é capaz de empregar condições de frenagem similares às que ocorrem na prática, o que a torna apropriada para a realização de ensaios de frenagem com materiais de fricção veiculares.
- Os resultados dos ensaios de frenagem comprovam que a máquina projetada é capaz de isolar o comportamento da variável temperatura do disco dos demais parâmetros de operação. Isso facilita a compreensão do comportamento do atrito frente às diferentes condições de pressão e velocidade empregadas. Conforme mostra quadro comparativo entre as principais máquinas de ensaio, essa capacidade é o principal diferencial do equipamento projetado frente aos demais.
- A avaliação realizada sobre o sistema de atuação do tribômetro mostrou que as medições da força normal são influenciadas significativamente pela rugosidade do disco de freio, por ruídos eletromagnéticos, pela dilatação térmica dos componentes da máquina, pela baixa capacidade (em volume) do reservatório de ar e pelo efeito de histerese do atuador. Isso torna difícil a obtenção de uma carga constante ao longo da realização de um ensaio. A solução sugerida para atenuação do efeito de histerese e de dilatação térmica sobre as medidas da força é a implementação de um sistema de controle realimentado, já que atualmente o processo é realizado em malha aberta. Já, para evitar quedas de pressão na linha (e conseqüentemente da força) ao ser acionado o sistema soprador, sugere-se a instalação de um acumulador ou *buffer* de ar comprimido em série com a rede de ar comprimido.

11 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

I) Com relação à máquina:

- Implementação de um sistema de controle realimentado (malha fechada) da força normal de atuação do CP sobre o disco.
- Avaliação da capacidade do tribômetro em variar as taxas de aquecimento e resfriamento do disco através da variação da potência de aquecimento pela resistência e da vazão de ar insuflado pelo soprador.
- Realização de estudos para avaliar a contribuição de cada fator (torque de frenagem, força normal e raio efetivo) sobre a incerteza de medição do atrito no tribômetro construído.

II) Com relação aos ensaios:

- Realização de ensaios promovendo a remoção (limpeza) dos fragmentos provenientes da fricção que ficam sobre a superfície do disco o que, segundo Ostermeyer, 2001, faz o coeficiente de atrito cair por volta de 50 %.
- Execução de ensaios com materiais de formulação simples e ao mesmo tempo ligeiramente diferenciada visando a uma mais fácil caracterização do atrito frente às variações na composição química, além do melhor entendimento dos mecanismos que agem sobre o desgaste e o atrito dos materiais (pesquisa básica).
- Verificação da existência (ou não) de correlação entre os resultados do ensaio de caracterização térmica que foi apresentado no trabalho de Infantini, 2008, com ensaios realizados no tribômetro em condições semelhantes.
- Realização de análises sobre a influência isolada de cada parâmetro de operação (pressão de contato, velocidade de escorregamento e temperatura do disco) sobre o atrito e o desgaste dos materiais de fricção. A principal idéia deste procedimento, no qual o tribômetro é peça fundamental, é dar subsídios à construção de um banco de dados de propriedades dos materiais.
- Realização de estudos comparativos, em termos de desempenho, entre os produtos originais com produtos fornecidos pelo mercado de reposição.
- Verificação da influência da forma geométrica do CP sobre os resultados de atrito e de desgaste dos materiais. Ensaio preliminares, realizados recentemente no tribômetro, mostram que existe influência significativa da geometria do CP, principalmente sobre o desgaste do material, devido a efeitos de deformação e de auto-acionamento (esforço de flexão criado sobre o corpo de prova) do CP.
- Planejamento e realização de ensaios para medição de desgaste dos materiais de fricção.

12 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

Anderson A.E., Serge G., Hayden P. H., 1969. **“A New Laboratory Friction and Wear Test for the Characterization of Brake Linings”**, Ford Motor Co.

Baker, A. K., 1987, **“Vehicle Braking”**, Pentech Press, London.

Berthier Y., 2001. **“Background on friction and wear”**, Handbook of Materials Behavior Models, Academic Press, Section 8.2.

Berthier Y., Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium, **“The third body concept: Interpretation of tribological phenomena”**, Tribology Series 31, Elsevier, 1996.

Bhabani K. S., Bijwe J., 2006. **“Composite friction materials based on organic fibres: Sensitivity of friction and wear to operating variables”**, Composites: Part A 37, 1557-1567.

Bhabani K. S., Bijwe J., 2004. **“Wear Data Analysis of Friction Materials to Investigate the Simultaneous Influence of Operating Parameters and compositions”**, Wear 256 (2004), pg. 797-804.

Birch, T. W., 1999. **“Automotive Braking Systems”**, Third Edition, Delmar.

Blau P.J., Jolly B.C., 2005. **“Wear of truck brake lining materials using three different test methods”**, Wear 259 (2005), pg. 1022-1030.

Blau P.J., McLaughlin J.C., 2003. **“Effects of water films and sliding speed on the frictional behavior of truck disc brake materials”**, Tribology International 36 (2003), pg. 709-715.

Blau, P. J.; 2001. **“Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives”**, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, USA.

Brezolin, A., Soares, M. R. F., Missell F., 2007. **“A Study of Thermal Cracks in Disc Brakes of Commercial Vehicles”**, SAEEngineers Paper - Caxias do Sul.

Burkman A. J., Highley F. H., 1967. **“Laboratory evaluation of brake lining materials”**, General Motors corp.

Coyle, J. P., Tsang, P. H. S., 1983, **“Microestrutural Changes of Cast Iron Rotor Surfaces and Their Effects on Brake Performance and Wear Resistance”**, Society of Automotive Engineers, paper 830534.

Coyle, J. P., Tsang, P. H. S., Johnson, T. E., 1983, **“The Effect of Rotor Metallurgy on Brake Performance and Wear Resistance”**, Society of Automotive Engineers, paper 830533.

Cho M. H., Kim S. J., Kim D., Jang H., 2005. **“Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining: an experimental case study”**, Wear 258 (2005), pg. 1682–1687.

Cristol-Bulthé A.-L., Desplanques Y., Degallaix G., 2007. **“Coupling between friction physical mechanisms and transient thermal phenomena involved in pad-disc contact during railway braking”**, *Wear* (2007), doi:10.1016/j.wear.2006.12.052.

Desplanques Y., Roussette O., Degallaix G., M. Francois, Bulthé A.-L., Sabatier L., 2006. **“A reduced-scale test for pad-disc contact tribological analysis in railway braking”**, *Wear* 262.

Desplanques Y., Roussette O., Degallaix G., Copin R., Berthier Y., 2007. **“Analysis of tribological behaviour of pad-disc contact in railway braking. Part 1. Laboratory test development, compromises between actual and simulated tribological triplets”**, *Wear* 262 (2006) pg. 582-591.

Desplanques Y., Degallaix G., Copin R., Berthier Y., 2001. **“A tribometer for the study of materials under railway braking conditions”**, *Tribology and Interface Engineering Series*, Volume 39, 2001, pg. 381-391.

Desplanques Y., Roussette O., Degallaix G., 2005. **“Third body analysis in high energy railway braking”**, in: J. von Stebut, et al.. (Eds.), *Les progrès en tribologie par l'ingénierie des matériaux et des surfaces*, PPUR, 2005, pg. 145-153.

Dillenburg, R. F., 2007. **“Avaliação do Contato entre Material de Fricção e Disco de Freio com o Uso de Termografia”**, 23 folhas, Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Dohle, A., Elvenkemper, A., Lange, J., 2006. **“The μ Value” - Friction Level Determination in Brake Systems**, TMD Friction, Germany.

Eriksson M., Bergman F., Jacobson S., 2002. **“On the nature of tribological contact in automotive brakes”**, *Wear* 252 (2002), pg. 26-36.

Eriksson M., Jacobson S., 2000. **“Tribological surfaces of organic brake pads”**, *Tribol. Int.* 33 (2000), pg. 817-827.

Eisengräber, R., Grochowicz, J., Schuster, M., Augsburg, K., Koch, L., 1999. **“Comparison of Different Methods for the Determination of the Friction Temperature of Disc Brakes”**, Society of Automotive Engineers, 1999-01-0138, Detroit, USA.

Unicamp - Universidade Estadual de Campinas – Faculdade de Engenharia Mecânica. Termômetros de Radiação. Disponível em: < http://www.fem.unicamp.br/~instmed/Temperatura_2.pdf > . Acesso em: 23 set 2008.

Fillot N., Iordanoff I., Berthier Y., 2007. **“Wear modeling and the third body concept”**, *wear* 262 (2007) 949-957.

Freitas, E. S. R., 2006. "**Parâmetros topográficos para avaliação, caracterização e controle tribológicos de superfícies de engenharia**".118 folhas. Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, São Paulo.

Godet, M., 1984. "**The third body approach, a mechanical view of wear**", Wear 100 (1984), pg. 437-452.

Godfrey, D., 1995. "**Friction Oscillations With a Pin-On-Disc Tribometer**", Tribology International vol. 28, pg. 119-126.

Greening Incorporated, 2008. Site da empresa. Disponível em: <<http://www.greeninginc.com>.> Acesso em 05 de maio 2008.

H.S. Qi, A.J. Day, 2007. "**Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking**", Wear 262 (2007), pg. 505-513.

Halderman, J.D., 1996. "**Automotive Brake Systems**", Prentice Hall.

Haynes Publishing, 1999. "**Automotive Disc Brake Manual**" (Techbook Series).

HBM, 2007. "**Clip Eletronic**", Operating Manual.

HBM, 2007. "**PME industrial measurement electronics with fieldbus link - MP60 / MP07**", Operating Manual.

HBM, 2007. "**T10F -Torque Flanges**", Mounting Instructions.

Infantini, M.B., 2008. "**Variáveis de Desempenho dos Sstemas de Freios**", Dissertação de Mestrado, 96 folhas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS.

Iombriller, S. F., 2002. "**Análise térmica e dinâmica do Sistema de Freio a Disco de Veículos Comerciais Pesados**". Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, São Carlos: USP – Universidade de São Paulo, pg. 177.

Kruze, G. A. S., 2007. "**Projeto de uma Pinça de Freio de Acionamento Hidráulico para um Dinamômetro em Escala Reduzida**". 30 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Lee K., Blau P.J., Truhan Jr. J.J., 2007. "**Effects of moisture adsorption on laboratory wear measurements of brake friction materials**", wear 262 (2007) 925-930.

Limpert, R., 1999, "**Brake Design and Safety**", Second Edition, SAE.

Link Engeneering Company. "**Friction Material Characterization**". Disponível em: <<http://www.linkeng.com/>> . Acesso em: 31 mar 2008.

Luciano, M. A., 2005. "**Reutilização de informações e conhecimentos para apoio ao projeto de material de atrito**", 166 pg. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção - UFSC - Florianópolis.

Majcherczack, D., Dufrenoy, P., Berthier, Y., 2007. "**Tribological, Thermal and Mechanical Coupling Aspects of the Dry Sliding Contact**", Tribology Internacional, 40 (2007), pg. 834-843.

Neuman, R.F, Urban, J.A, McNinch J.H., 1983. "**Performance Characterization of Dry Friction Materials**". In: Braking of Road Vehicles. London: Mechanical Engineering Publications Ltd, pg. 233-238, [I. Mech. E. Conference Publications].

Newcomb, T. P., 1960. "**Temperatures Reached in Disc Brakes**", Journal Mechanical Engineering Science, Vol 2 N° 3.

Nicholson, G., 1995. "**Facts about Friction: 100 years of brake linings & clutch facings**", Ed. P&W Prince Enterprises Inc., Croydon, USA.

Österle W., Urban I., 2006. "**Third body formation on brake pads and rotors**", Tribol. Int. 39 (2006), pg. 401-408.

Osterle W., Griepentrog M., Cross T., Urban I., 2001. "**Chemical and microstructural changes induced by friction and wear of brakes**", Wear 251 (2001), pg. 1469-1476.

Ostermeyer, G.P., 2001. "**Friction and wear of brake systems**", Forschung im ingenieurwesen 66, pg. 267-272.

Ostermeyer, G.P., 2003. "**On the dynamics of the friction coefficient**", Wear 254 (2003), pg. 852-858.

Panier, S., Duffrénoy, P., Weichert, D., 2004. "**An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes**", Wear 256, pg. 764-773.

Preston, J.D, Forthofer, R.J., 1971. "**Correlation of Vehicle, Dynamometer and Other Laboratory Tests for Brake Friction Materials**". Society of Automotive Engineers, paper 710250.

Puhn, F., 1985, "**Brake Handbook**", HPBooks, U.S.A.

Qi, H. S.; Day, A. J., 2006. "**Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking**"; Wear 262 (2007), pg. 505-513.

Ramousse, S., Hoj, J. W., Sorensen, O. T., 2001, "**Thermal Characterization of Brake Pads**", Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, v. 64, pg. 933-943.

Rhee, S.K., Schwartz, H.W., 1979. "**Test Methods for Automotive and Truck Friction Materials**", American Society for Testing and Materials, pg. 39-49.

Romano, S. J., 2003. "**Comparação de Desempenho dos Sistemas de Freio de Atrito tipo Sapatilha-Disco e Sapata-Roda para Veículos Ferroviários de Carga**", Campinas: FEM, UNICAMP Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

Roussette O., Desplanques Y., Degallaix G., 2003. **“Thermal representativity of tribological reduced-scale testing”**, Comptes Rendus Mécanique 331 (2003), pg. 343-349.

Rusnak R. M., Spurgeon W M., Aldrich F. W., 1970. **"Friction Material Testing"**, Society of Automotive Engineers, paper 700517.

Kim S.J., Jang H., 2000. **"Friction and Wear of Friction Materials Countaining Two Different Phenolic Resins Reinforced with Aramid Pulp"**, Tribology Internacional 33, pg. 477-484.

Sakamoto, H., 2004. **"Heat Convection and Design of Brake Discs"**, ProQuest Science Journals.

Sanders, P.G., Dalka, T.M., Basch, R.H., 2001. **"A Reduced-Scale Brake Dynamometer for Friction Characterization"**, Tribology International, vol. 34, pg. 609-615.

Satapathy B. K., Bijwe J., 2005. **“Influence of Operating Parameters on the Performance of Friction Composites Based on Combinations of Rock Fibers and Organic Fibers”**, Machine Dynamics and Maintenance Engineering Centre, ITMMEC, Indian Institute of Technology New Delhi, India.

Segal, L., 1999. **"Diagnostic Method for Vehicle Brakes"**, NDT&E International, v.32, pp. 369-373.

Serbino, E.M., 2005. **"Um estudo dos mecanismos de desgaste em disco de freio automotivo ventilado de ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar"**, Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Silva, D. T., 2007. **“Determinação do Fluxo de Calor entre Pastilha e Disco de Freio durante um Intervalo de Frenagem”**. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Siroux M, Cristol-Bulthé A. L., Desplanques Y., Desmet B., Degallaix G., 2008 **“Thermal analysis of periodic sliding contact on a braking tribometer”**, Thermal Engineering (2008).

Tecnovac. **“Catálogos de tribômetros”**. Disponível em: <[http:// www.tecnovac.es](http://www.tecnovac.es)>. Acesso em: 25 set 2008.

Texaco. Glossário. Disponível em: <http://www.texacoursa.com/Portuguese/glossary/t.html>> Acesso em: 19 abr 2008.

Tirovic M., Day A. J.,1991. **“Disc brake interface pressure distributions”**, Journal of Automobile Engineering, pg. 137-146.

Tsang, P.H.S., Jacko, M.G., Rhee, S.K., 1985. "**Comparison of Chase and Inertial Brake Dynamometer Testing of Automotive Friction Materials**", Wear of Materials: International Conference on Wear of Materials , pg. 129-137.

Vieira, F. C., 2007. "**Determinação do raio efetivo para pastilhas de freio a disco**". 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Yoshioka, O., Ferreira, N.F., Neis P.D., 2008. "**Análise dos Efeitos das Deformações Elásticas das Sapatas na Distribuição de Pressão de um Freio a Tambor**". V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (Conem), 2008.

Wikipedia. "**Atrito**". 2008. Disponível em: <[http:// http://pt.wikipedia.org/wiki/Atrito](http://pt.wikipedia.org/wiki/Atrito)>. Acesso em 18 nov. 2008.

Wilson, A.J., Bowsher, G.T., 1971. "**Machine Testing for Brake Lining Classification**", Society of Automotive Engineers, paper 710249.

Zimmer D., Teves A., 1982. "**ATE Friction Test Machine and Other Methods of Lining Screening**", SAE.

13 NORMAS

Alemanha. “**Ak-Master Stand**”. Ak-Master de dezembro de 1998. In Brake German Procedures.

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), 1998. “**Guarnições da embreagem e do freio - Material de fricção do tipo orgânico - Verificação das características de fricção e desgaste - Ensaio FAST**”, NBR 7813. Rio de Janeiro, 10 p.

American Society for Testing and Materials (ASTM), 2004. “**Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus – G99-04**”, Estados Unidos da América, 5p.

Society of Automotive Engineers, 1997. “**Surface Vehicle Recommended Practice – SAE J661**”, Estados Unidos da América, 8 p.