

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

VARIÁVEIS DE DESEMPENHO DOS SISTEMAS DE FREIO

por

Mauricio Blanco Infantini

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, maio de 2008.

VARIÁVEIS DE DESEMPENHO DOS SISTEMAS DE FREIO

por

Mauricio Blanco Infantini
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: Projeto e Fabricação Industrial

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Aprovada por:

Prof. Dr. Marcos Soares

Prof. Dr. José Antônio Esmério Mazzaferro

Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 30 de maio de 2008.

AGRADECIMENTOS

À minha família por apoiar os meus estudos.

Ao meu orientador Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira pelas horas de discussão sobre o desenvolvimento do trabalho, assim como pela paciência e dedicação na correção da dissertação.

À empresa Fras-le por financiar o projeto e ceder o seu laboratório à realização dos ensaios, bem como à sua equipe de engenheiros, especialmente Prof. Dr. Marcos Soares e MSc. Eng. Luciano Matozo, que contribuíram no desenvolvimento do projeto.

À FINEP pelo financiamento à pesquisa realizada.

Ao colega e amigo Eng. Patric Neis por estar sempre disponível à discussão de dúvidas e de resultados.

A Sra. Sílvia Rossi da biblioteca Escola de Engenharia por auxiliar na busca e aquisição de artigos.

Enfim, a todos os meus amigos que estiveram comigo neste período.

RESUMO

Este trabalho é um estudo sobre as variáveis que atuam sobre o desempenho dos sistemas de freio, o atrito e o desgaste. Segundo a literatura, essas variáveis são: a velocidade de escorregamento, a pressão de contato, a temperatura e a umidade relativa do ar. A maneira como essas variáveis atuam no desempenho dos sistemas está relacionada aos mecanismos de atrito e desgaste envolvidos no processo de frenagem. Existe, portanto, uma inter-relação entre variáveis, mecanismos e desempenho.

Escolhido um conjunto de sistemas de freio a disco representativo do mercado, foi realizado um levantamento das velocidades de escorregamento, pressões de contato e temperaturas típicas a que são submetidos esses sistemas. A velocidade de escorregamento e a pressão de contato foram obtidas analiticamente, enquanto que a temperatura foi medida em um ensaio específico que permitisse a comparação dos sistemas de freio entre si.

Quanto à velocidade de escorregamento, não foram observadas diferenças significativas, porém, na análise das pressões de contato observou-se que os sistemas pneumáticos operam com pressões consideravelmente superiores, cerca de três vezes maiores que os sistemas hidráulicos.

Para avaliar o comportamento térmico dos sistemas, foi realizado um ensaio mantendo-se a mesma velocidade de escorregamento, pressão de contato e densidade de energia (energia por unidade de área). Os resultados das temperaturas demonstraram que nos sistemas com discos ventilados houve diferenças significativas das temperaturas entre as faces lado cubo e lado oposto ao cubo devido à má distribuição de pressão nas pastilhas. A distribuição não-uniforme de pressão é mencionada por alguns autores como devida principalmente à rigidez do sistema de freio assim como folgas. Por fim, optou-se por determinar as características térmicas dos sistemas através da temperatura média medida pelos termopares nos discos ventilados e a temperatura medida por um único termopar no disco sólido, conforme especificam as normas. Os resultados indicaram que os sistemas apresentam um comportamento térmico semelhante.

ABSTRACT

This is a study about the variables that act over brake system performance, friction and wear. In accordance with literature, these variables are: the sliding velocity, contact pressure, temperature and air humidity. The manner that these variables act in the performance of the brake systems is related to mechanisms of friction and wear involved in the process of braking. Therefore, there are an inter-relation among variables, mechanisms and performance.

Having chosen a set of disc brake systems that is representative of the market, it was made a survey of the common range of sliding velocity, contact pressure and temperature that these systems are submitted to. The sliding velocity and the contact pressure were obtained analytically, while the temperature was measured in experimental tests to make possible the comparison of the brake systems.

In relation to the sliding velocity there were no significant differences observed. However, in the analyses of the contact pressure it was observed that the pneumatic systems operate with pressures considerably higher, like three times higher than the hydraulic systems.

The thermal behavior of the systems was assessed by carrying out an experimental test in which the same sliding velocity, contact pressure and energy density (energy for unit area) were kept. The temperature results demonstrated that in the systems with ventilated discs there were significant differences of temperatures between the faces of the hub and opposite to the hub due to bad distribution of pressure in the pads. The non-uniform pressure distribution in the pads is mentioned by some authors in the literature as mainly due to the stiffness of the systems as well as clearances. Finally, it was decided to determine the thermal characteristics of the systems through the average temperature measured by the thermocouples in the ventilated discs and the temperature measured by one single thermocouple in the solid disc, as it is specified by the standards. The results indicate the systems present a behavior that is similar to each other.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivo.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	Sistemas de Freio	5
2.1.1	Freio a disco	6
2.1.2	Freio a tambor	8
2.1.3	Comparação entre sistemas de freio a disco e a tambor.....	11
2.2	Materiais de Fricção	12
2.3	Máquinas de Caracterização de Materiais de Fricção.....	15
2.4	Normas de Ensaio.....	17
2.5	Variáveis que Afetam o Atrito e o Desgaste	18
2.5.1	Mecanismos de Desgaste e Atrito	19
2.5.2	Velocidade de Escorregamento.....	24
2.5.3	Pressão de Contato	26
2.5.4	Temperatura	30
2.5.4.1	Medição de Temperatura.....	38
2.5.5	Umidade Relativa do Ar.....	40
3	MATERIAIS E MÉTODOS	42
3.1	Escolha dos Sistemas	42
3.2	Cálculo da Velocidade de Escorregamento.....	43
3.3	Cálculo da Pressão de Contato	43
3.4	Escolha do Material.....	44
3.5	Caracterização Térmica dos Sistemas	46
4	RESULTADOS	51
4.1	Velocidade de Escorregamento.....	51
4.2	Pressão de contato	51
4.3	Temperatura	53
4.3.1	Escolha do Material.....	53
4.3.2	Temperatura Medida nos Sistemas com Discos Ventilados	55
4.3.3	Comparação Térmica entre os Sistemas.....	61
4.3.4	Efeito sobre o Atrito.....	63
5	CONCLUSÕES.....	66

6	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	68
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	69
8	NORMAS.....	73
9	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	74
10	ANEXOS.....	75

LISTA DE SÍMBOLOS

		SI
$A_{pastilha}$	Área da pastilha	[m ²]
$A_{pistão}$	Área do pistão	[m ²]
DLC	Disco lado cubo	
$DLOC$	Disco lado oposto ao cubo	
D_t	Difusividade térmica	[m ² /s]
E_c	Energia cinética	[J]
$F_{atuação}$	Força de atuação	[N]
I	Inércia	[kgm ²]
LC	Lado do cubo da roda	
LOC	Lado oposto ao cubo da roda	
M	Massa	[kg]
N	Rotação	[rps]
P	Potência	[W]
P_o	Pressão hidráulica para vencer a mola de retorno e o atrito do pistão	[Pa]
P_{cont}	Pressão de contato	[Pa]
P_{hidr}	Pressão hidráulica	[Pa]
P_{pneum}	Pressão pneumática	[Pa]
R_m	Raio médio da pastilha	[m]
R_{pneu}	Raio do pneu	[m]
S	Disco sólido	
V	Disco ventilado	
$V_{veículo}$	Velocidade do veículo	[m/s]
V_{esc}	Velocidade de escorregamento	[m/s]
x	Deslocamento	[m]
W	Velocidade angular	[rad/s]
Z	Carga vertical	[N]
μ	Atrito	[]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Primeiro dinamômetro em escala reduzida [Adaptado: Wilson et. al., 1968].	2
Figura 1.2 – Aplicação das relações de escala aos sistemas de freio reais.	3
Figura 1.3 – Conceito do dinamômetro Fras-le (FSD).	4
Figura 2.1 – Vista em corte de um freio a disco.	6
Figura 2.2 – (a) Freio a disco cálipe fixo, (b) Freio a disco cálipe flutuante.	7
Figura 2.3 – Freio a tambor.	8
Figura 2.4 – (a) Freio auto-energizado, (b) Freio não auto-energizado.	10
Figura 2.5 – Freios a tambor: (a) Simplex, (b) Duplex e (c) Duo-servo.	10
Figura 2.6 – Diagrama de um dinamômetro [Haynes Publishing, 1999].	16
Figura 2.7 – Evolução do crescimento dos platôs [Ostermeyer, 2001].	22
Figura 2.8 – Platôs primários e secundários em contato com a superfície do disco [Adaptado: Eriksson, 2000].	22
Figura 2.9 – Interações macro e microscópicas que atuam sobre o desempenho do sistema de freio.	24
Figura 2.10 – (a) Variação da velocidade de escorregamento na pastilha, (b) Variação da velocidade de escorregamento na lona.	25
Figura 2.11 – Efeito da velocidade de escorregamento da pastilha sobre coeficiente de atrito para três tipos de materiais de fricção [Wilson e Bowsher, 1971].	25
Figura 2.12 – Raio médio de um sistema a disco e a tambor equivalentes [Baker, 1987].	26
Figura 2.13 – Distribuição de pressão na lona [Adaptado: Limpert, 1999].	29
Figura 2.14 – Comparação entre a distribuição de pressão em um tambor rígido e um flexível [Day et. al., 1984].	29
Figura 2.15 – Temperaturas em três profundidades diferentes de um disco em frenagens intermitentes [Neuman et. al, 1983].	31
Figura 2.16 – Distribuição de temperatura na seção radial do disco e deformações causadas pelas tensões térmicas [Morelli, 2002].	32
Figura 2.17 – Perfil de temperatura na pastilha [Tirovic e Todorovic, 1988].	33
Figura 2.18 – Perfis de temperatura axiais em um freio a disco [Day et. al., 1991].	34
Figura 2.19 – Condução de calor do filme para o disco e para a pastilha.	34
Figura 2.20 – Temperaturas obtidas na superfície da lona e na superfície do tambor através de simulação. (a) Material A, frenagem 50 – 0 km/h com P=120 bar, (b) Material A, frenagem 95 – 0 km/h com P=120 bar e (c) Material B, frenagem 95 – 0 km/h com P=120 bar [Day, 1988].	35

Figura 2.21 – Perfil radial de temperatura lona/tambor no instante de 3.0 s da frenagem [Adaptado: Day et. al., 1991].	35
Figura 2.22 – Distribuição de pressão, temperatura e desgaste na sepata energizada de um freio a tambor do tipo simplex [Day et. al., 1991].	36
Figura 2.23 – Difusividade térmica versus aumento máximo de temperatura [Rhee et. al., 1970].	37
Figura 2.24 – Desgaste das lonas [Rhee et. al., 1970].	37
Figura 2.25 – Comparação das temperaturas medidas com o método do termopar exposto e com o termopar deslizante [Qi e Day, 2007].	40
Figura 2.26 – Umidade relativa do ar no município de Caxias do Sul – RS no período de 2005 a 2006 [Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), 2007].	41
Figura 3.1: (a) Dinamômetro e equipamentos utilizados no ensaio	45
Figura 3.2 – Perfil de temperatura na termografia.	46
Figura 3.3 – Posição do termopar no disco do sistema A.	46
Figura 3.4 – Dinamômetro utilizado no ensaio de caracterização térmica.	48
Figura 3.5 – Posição dos termopares nos sistemas com disco ventilado (foto do sistema C), (a) Face lado cubo, (b) Face lado oposta ao cubo.	49
Figura 3.6: Sistema de freio montado no dinamômetro.	49
Figura 4.1 – Velocidades de escorregamento no raio médio das pastilhas dos sistemas.	51
Figura 4.2 – Pressões de contato nas pastilhas dos sistemas.	52
Figura 4.3: Evolução da temperatura na superfície do disco ao longo de uma seção radial durante a frenagem para a pastilha semi-metálica, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{hidr}=60$ bar (Frenagem 3).	53
Figura 4.4: Evolução da temperatura na superfície do disco ao longo de uma seção radial durante a frenagem para a pastilha NAO, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{hidr}=60$ bar (Frenagem 3).	54
Figura 4.5 – Temperaturas medidas no disco com a pastilhas semi-metálica, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{hidr}= 60$ bar (Etapa 2).	54
Figura 4.6 – Temperaturas medidas no disco com as pastilhas NAO, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{hidr}= 60$ bar (Etapa 2).	55
Figura 4.7 – Sistema C, etapa de assentamento, $V = 76.6 - 28.7$ km/h com $P= 31.4$ bar ($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).	56
Figura 4.8 – Sistema C, etapa velocidade 5, $V = 172.3 - 143.6$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s).	57
Figura 4.9 – Sistema D, etapa de assentamento, $V = 76.0 - 28.5$ km/h com $P= 23.8$ bar ($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).	58

Figura 4.10 – Sistema D, etapa velocidade 5, $V = 171.0 - 142.5$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s)..	59
Figura 4.11 – Sistema E, etapa de assentamento, $V = 80.0 - 30.0$ km/h com $P = 22.0$ bar ($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).....	60
Figura 4.12 – Sistema E, etapa velocidade 5, $V = 180.0 - 150.0$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s)...	61
Figura 4.13 – Etapa de assentamento, $V = 80.0 - 30.0$ km/h com $P = 22.0$ bar ($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).....	62
Figura 4.14 – Etapa velocidade 5, $V = 180.0 - 150.0$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s).....	63
Figura 4.15 – Atrito médio durante todo o ensaio.....	64
Figura 4.16 – Temperatura final da frenagem durante o ensaio.....	65

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Características dos sistemas cáliper fixo e flutuante [Halderman, 1996, e Limpert, 1999].....	8
Tabela 2.2 – Características dos sistemas de freio a tambor [Halderman, 1996, e Limpert, 1999].	11
Tabela 2.3 – Características dos sistemas de freio [Baker, 1987, Halderman, 1996, e Limpert, 1999].....	12
Tabela 2.4 – Métodos de teste de materiais de fricção [Adaptado: Zimmer, 1982].	17
Tabela 2.5 – métodos utilizados para medir a temperatura em sistemas de freios [Eisengräber, 1999].....	38
Tabela 3.1 – Sistemas de freio a disco utilizados nos projetos da Fras-le.	42
Tabela 3.2 – Inércia utilizada nos ensaios de caracterização térmica dos sistemas.	47
Tabela 10.1– Procedimento de ensaio para a escolha do material de fricção.	75
Tabela 10.2– Procedimento do ensaio de caracterização térmica dos sistemas hidráulicos (à exceção do sistema P).	76

1 INTRODUÇÃO

Apesar da elevada tecnologia agregada e do avanço tecnológico das últimas décadas na indústria automobilística, o projeto de novos materiais de fricção, lonas e pastilhas de freios, é um constante desafio. O aumento da potência dos motores e, conseqüentemente, velocidade dos veículos, assim como o aumento da capacidade de carga, em especial dos veículos comerciais, leva os sistemas de freio a condições extremas de operação. Contribuem com isso, estradas em condições precárias e em relevos montanhosos de declividade acentuada. O superaquecimento dos sistemas de freio pode provocar o seu mau funcionamento, podendo ocasionar acidentes. Espera-se, portanto, que o material de fricção consiga manter o seu desempenho, principalmente atrito, em condições severas de operação.

O custo e o tempo de desenvolvimento de novos materiais de fricção são elevados, pois para certificação o material precisa passar por uma série de testes em máquinas de ensaio e em veículos. Esses equipamentos de teste são caros e os ensaios demandam um tempo considerável. Analisando sob essa ótica, percebe-se a necessidade de buscar soluções mais econômicas e rápidas para projetar materiais de fricção.

Na década de 60 foram publicados diversos estudos acerca do desempenho dos materiais de fricção ensaiados em máquinas de teste de laboratório. Porém, essas máquinas muitas vezes não apresentavam uma correlação razoável com os testes em veículos. Já naquela época, dinamômetros inerciais eram as máquinas que apresentavam as melhores correlações com veículos mencionam Preston e Forthofer, 1971. Entretanto, o custo dessas máquinas era elevado. Então, Wilson et. al., 1968, propuseram um dinamômetro em escala reduzida chamado *Girling Scale Dynamometer*, Figura 1.1, para ensaiar materiais de fricção nas mesmas condições em que eram solicitados nos veículos e com custos reduzidos. Para atingir esse objetivo, desenvolveram uma teoria da escala cujo objetivo era manter características semelhantes de operação nos sistemas reais e reduzidos. A máquina proposta era capaz de simular sistemas de freio a disco e a tambor com uma correlação razoavelmente boa em relação aos ensaios realizados em veículos, tanto para o coeficiente de atrito quanto para o desgaste.

Motivados pelos resultados, Oldershaw et. al., 1973, construíram uma réplica do *Girling Scale Dynamometer (GSD)*, porém, dessa vez uma avaliação mais minuciosa foi realizada na máquina e, ao analisarem algumas variáveis, constataram que o principal motivo de erro era que as condições térmicas do freio estavam sendo inadequadamente representadas pela máquina. Assim, executaram algumas modificações de projeto no dinamômetro, o qual passou a chamar-se *Lookheed Scale Dynamometer (LSD)*. Os testes seguintes demonstraram melhores correlações máquina/veículo.

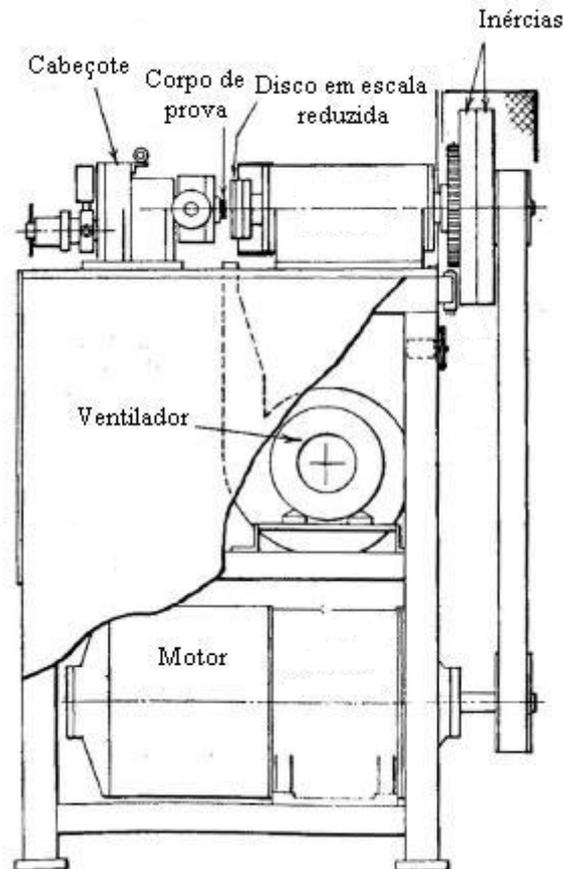


Figura 1.1 – Primeiro dinamômetro em escala reduzida [Adaptado: Wilson et. al., 1968].

Algumas décadas depois, Sanders et. al, 2001, em uma parceria entre a *Ford Motor Company* e a *Link Engineering* retomaram o desenvolvimento de um dinamômetro em escala reduzida para caracterizar materiais de fricção alegando como vantagens desse tipo de máquina que:

- reduz os efeitos do sistema de freio e, conseqüentemente, permite que sejam medidas as propriedades do material de fricção mais acuradamente;
- reduz o custo de máquina e operação;
- permite que o material de fricção seja ensaiado antes que todos os componentes do freio sejam projetados, reduzindo o seu tempo de desenvolvimento.

Como desvantagem destacam que:

- não reproduz exatamente as mesmas condições operacionais que os materiais de fricção experimentam nos veículos.

As três experiências comentadas acima se referem à reprodução em escala reduzida de um sistema de freio específico. Em relação ao custo, é inquestionável a grande vantagem que um dinamômetro em escala reduzida apresenta sobre o dinamômetro de tamanho real, entretanto,

essa concepção de máquina não é flexível no sentido em que é necessário aplicar as relações de escala a cada sistema de freio real para transformá-lo no sistema reduzido (Figura 1.2), restringindo a sua praticidade e viabilidade.

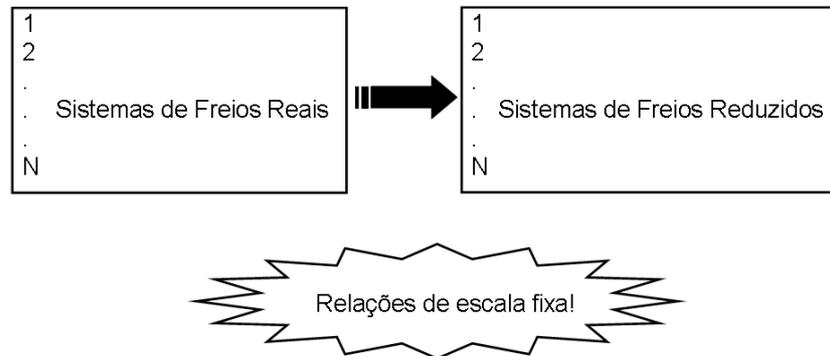


Figura 1.2 – Aplicação das relações de escala aos sistemas de freio reais.

Então, um novo conceito de dinamômetro inercial em escala reduzida, *Fras-le Scale Dynamometer (FSD)*, está sendo desenvolvido numa parceria entre a empresa Fras-le (Grupo Randon), fabricante de materiais de fricção, e o grupo de Projeto, Fabricação e Automação Industrial do Departamento de Engenharia Mecânica da Ufrgs. É dentro desse contexto que se insere essa dissertação de mestrado. Diferentemente das máquinas anteriormente desenvolvidas, essa máquina deverá permitir que um ensaio realizado no dinamômetro reduzido seja extrapolado para qualquer sistema de freio através de correlações de escala. A nova proposta de máquina pode ser sintetizada na Figura 1.3, onde N sistemas de freios reais podem ser representados por apenas um sistema em escala reduzida a partir de discos de espessuras variáveis para reproduzir as condições térmicas dos sistemas reais.

Para o projeto dessa nova máquina, torna-se imprescindível compreender as variáveis que atuam sobre o desempenho dos sistemas de freio. Assim, a proposta deste trabalho é fazer um levantamento das variáveis que atuam sobre o desempenho dos sistemas de freio.

A possibilidade de desenvolver este trabalho experimental com aplicação na indústria é a grande motivação, pois mais estimulante e gratificante que conhecer a teoria e a arte da engenharia é ter a oportunidade de comprová-la na prática.

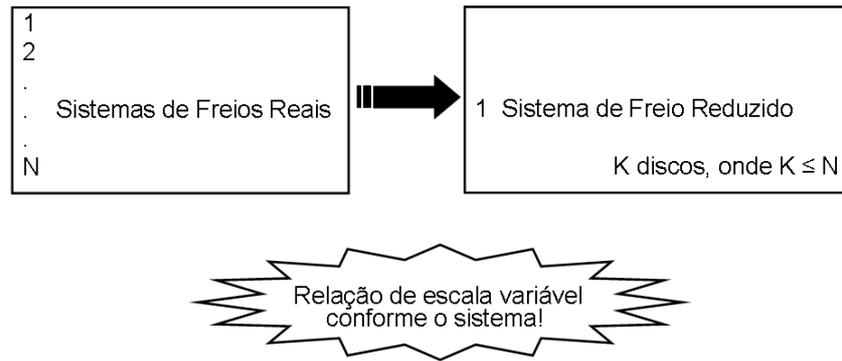


Figura 1.3 – Conceito do dinamômetro Fras-le (FSD).

1.1 Objetivo

Fazer o levantamento das variáveis mais importantes para o desempenho dos materiais de fricção e, com isso, fornecer dados para um futuro projeto de máquinas de ensaio em escala reduzida

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Sistemas de Freio

O primeiro automóvel produzido em massa foi o Ford modelo T em 1908. Esse automóvel pesava 550 kg e era capaz de atingir uma velocidade de 65 km/h com um motor de 20 HP. Desde então, os automóveis evoluíram de forma considerável, aumentando os seus pesos concomitantemente com as potências dos motores. Atualmente, os automóveis populares pesam em torno de 1000 kg e são equipados com motores de cerca de 65 HP, que permite atingirem velocidades máximas de aproximadamente 150 km/h. Comparando o Ford modelo T com um veículo popular atual, ambos se deslocando nas suas velocidades máximas, constata-se que a energia cinética aumentou cerca de 10 vezes. Essa razão pode ser 80 vezes maior, se for considerado um veículo esportivo no lugar do automóvel popular. Toda essa evolução não teria sido possível sem que houvesse uma evolução conjunta dos sistemas de freios.

Um sistema de **freio** pode ser definido como um dispositivo que transforma energia cinética de uma massa em movimento rotacional ou translacional em calor. Trata-se, portanto, de um dissipador de calor cuja finalidade é reduzir a velocidade ou parar um corpo em movimento.

A potência dissipada na frenagem pode ser calculada por [Genta, 2000]:

$$P = \mu ZV \quad (1)$$

onde μ é o coeficiente de atrito com o solo, Z é a carga vertical e V é a velocidade do veículo. Portanto, um veículo com massa de 1000 kg que freia de 100 a 0 km/h com coeficiente de atrito médio pneu/solo de 0,8 (asfalto seco) dissipa uma potência média de 111 kW. Essa potência dissipada representa, de maneira análoga, 1110 lâmpadas de 100 W.

Os principais componentes de um sistema de freio automotivo são destacados por Eriksson, 2000:

- **rotor** – como o próprio nome indica é o componente que gira fixado à roda. É o componente do par de fricção que recebe a maior parte da energia térmica do processo de frenagem e, por isso, precisa ser projetado para dissipá-la.
- **material de fricção** – é o componente estacionário do par de fricção que é pressionado contra o rotor durante o processo de frenagem. As forças de atrito entre o material de fricção e o rotor transformam a energia cinética em calor.
- **sistema hidráulico ou pneumático** – transmite e amplifica a força aplicada no pedal do freio para o sistema de atuação que pressiona o material de fricção contra o rotor.

Os freios automotivos podem ser classificados quanto à geometria do rotor em freios a tambor e freios a disco.

2.1.1 Freio a disco

Consiste em um freio cujas forças de atuação são axiais a um rotor. A superfície de contato do par de fricção é plana.

A Figura 2.1 apresenta a seção em corte de um freio a disco, indicando os seus principais componentes.

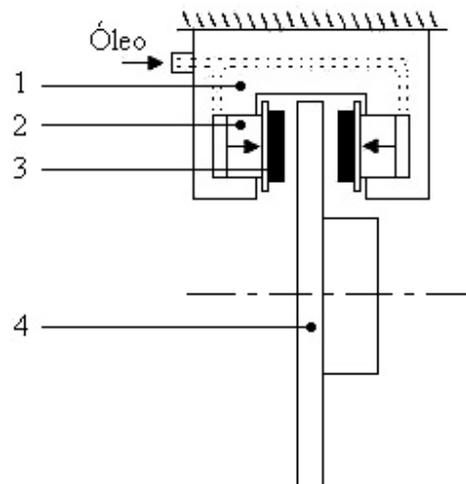


Figura 2.1 – Vista em corte de um freio a disco.

- 1) **Cáliper** – trata-se de uma estrutura mecânica que contém as pastilhas e o pistão. Precisa ser capaz de resistir às elevadas pressões nos sistemas hidráulicos e às forças axiais e tangenciais que são geradas durante a frenagem. Geralmente, os cálipers são fabricados em ferro fundido nodular, menciona Puhn, 1985.
- 2) **Pistão** – é o componente que transmite força para a pastilha. É acionado por pressão hidráulica nos sistemas hidráulicos e por um sistema mecânico de alavanca nos sistemas pneumáticos. Nos sistemas hidráulicos é geralmente fabricado em resina fenólica que funciona como isolante térmico e é relativamente leve, menciona Halderman, 1996.
- 3) **Pastilha** – é o material de fricção conformado no formato de uma pastilha com forma plana e que é fixado a uma plaqueta metálica cuja finalidade é transmitir de maneira uniforme as forças de atuação do pistão. É pressionada contra o disco durante a frenagem. É geralmente fabricada em material compósito, ver seção 3.2.
- 4) **Disco** – é o componente girante do par de fricção. Pode ser sólido ou ventilado para aumentar as trocas térmicas com o ambiente. É geralmente fabricado em ferro fundido cinzento perlítico, menciona Haynes Publishing, 1999.

O sistema de atuação pode ser hidráulico, utilizado em veículos de passeio, ou pneumático, geralmente utilizado em veículos pesados.

Os freios a disco são geralmente utilizados no eixo dianteiro, ou em alguns casos, em todos os eixos do veículo devido à sua maior eficiência de frenagem.

Limpert, 1999, classifica os sistemas a disco quanto ao tipo de câliper em **câliper fixo**, fixado diretamente na suspensão, e **câliper flutuante**, montado sobre o cavalete, o qual é fixado à suspensão. Os freios câliper fixo caracterizam-se por possuírem os pistões posicionados um oposto ao outro (em geral, 2 ou 4 pistões), enquanto os freios câliper flutuante possuem o(s) pistão(ões) apenas do lado interno do câliper (ver Figura 2.2). No sistema câliper fixo, o câliper é estacionário e os pistões aplicam força nas pastilhas de ambos os lados do disco. No sistema câliper flutuante, o câliper se desloca através de guias ou pivôs por reação à força aplicada pelo pistão na pastilha interna, pressionando a pastilha externa contra o disco.

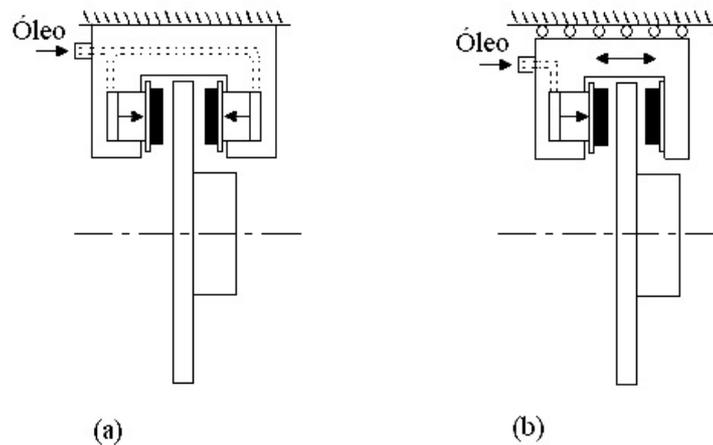


Figura 2.2 – (a) Freio a disco câliper fixo,
(b) Freio a disco câliper flutuante.

De acordo com Halderman, 1996, o sistema de freio a disco mais utilizado em veículos de passeio é o sistema câliper flutuante. Já o sistema câliper fixo é geralmente utilizado em veículos pesados e de competição.

As características dos sistemas câliper fixo e flutuante podem ser visualizadas na Tabela 2.1, conforme destacam Halderman, 1996, e Limpert, 1999.

Um problema comum que ocorre com os sistemas de freio quando atingem temperaturas elevadas (acima de 300 °C) é o *fade* destaca Limpert, 1999, isto é, a redução das forças de atrito entre o par de fricção devido à redução do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura durante a frenagem.

Tabela 2.1 – Características dos sistemas câliper fixo e flutuante [Halderman, 1996, e Limpert, 1999].

Características	Cáliper Fixo	Cáliper Flutuante
Tamanho	Estrutura mais robusta que permite uma maior absorção e dissipação de calor	Estrutura menos robusta e, portanto, tem capacidade de absorver e dissipar menores quantidades de calor. O tamanho compacto facilita a montagem na roda
Peso	Maior	Menor
Rigidez	Maior	Menor
Distribuição de pressão	Distribuição de pressão mais uniforme nas pastilhas, desgaste mais regular	Distribuição de pressão menos uniforme nas pastilhas devido às deformações mecânicas do sistema, desgaste mais irregular
Temperatura de operação do fluido de freio	Maior, pois possui pistões de ambos os lados do câliper	Menor, pois possui pistão apenas de um lado do câliper
Pontos de vazamento	Mais pontos de vazamento, pois possui pistão de ambos os lados do câliper	Menos pontos de vazamento, pois possui pistão de um único lado do câliper
Retorno das pastilhas	Retorno eficiente	Arrasto das pastilhas sobre o disco devido ao retorno insuficiente do pistão uma vez que deve fornecer folga para as duas pastilhas
Ruído	Menos ruído	Maior grau de liberdade que ocasiona mais ruído
Custo	Maior	Menor

2.1.2 Freio a tambor

É um freio cujas forças de atuação são radiais a um rotor. A superfície de contato do par de fricção é cilíndrica. .

A Figura 2.3 apresenta a vista frontal de um freio a tambor típico. Seus principais componentes e funcionalidades são descritos a seguir.

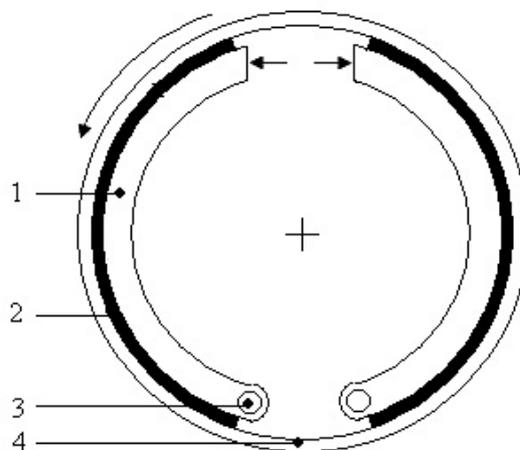


Figura 2.3 – Freio a tambor.

1) Sapata – é o componente no qual a lona é fixada através de rebites ou cola. Tem a função de transmitir as forças de atuação para a lona durante a frenagem. É geralmente fabricada em aço, menciona Halderman, 1996.

2) Lona – material de fricção conformado em formato cilíndrico e que é pressionado contra o tambor durante a frenagem. É geralmente fabricada em material compósito, ver seção 3.2;

3) Pivô – é o ponto de ancoragem da sapata.

4) Tambor – é o componente girante do par de fricção. Alguns tambores de freio possuem aletas para aumentar as trocas térmicas. São normalmente fabricados em ferro fundido cinzento perlítico, menciona Haynes Publishing, 1999.

Em veículos de passeio o sistema de freio é hidráulico com atuação por pistão. Veículos pesados geralmente utilizam sistema pneumático com atuação tipo s-cam. Esse sistema é uma came em formato de s que é rotacionada por um mecanismo de alavanca, realizando a abertura das sapatas durante a frenagem.

Apesar da sua menor capacidade de dissipar o calor, os freios a tambor são geralmente utilizados no eixo traseiro dos veículos, pois a maior parte da energia é transferida para o eixo dianteiro pela transferência de carga durante a frenagem. Além disso, são bons freios de estacionamento conforme será explicado logo em seguida.

Antes de classificar os sistemas a tambor quanto ao arranjo das sapatas, é importante entender o efeito de auto-energizamento, fenômeno explicado por Shigley, 2005. A Figura 2.4 (a) mostra a superfície deslizante se deslocando para a direita. Ao se aplicar um torque T no suporte, uma força normal N atua sobre a pastilha gerando uma força de atrito no material de fricção na direção do movimento. Essa força de atrito gera um torque no pivotamento do suporte que se soma ao torque T , aumentando ainda mais a força normal N e, conseqüentemente, a força de atrito. Tem-se nesse caso um freio auto-energizado. Na Figura 2.4 (b) ocorre o oposto, a superfície deslizante se movimenta para a esquerda e a força de atrito gerada na pastilha gera um torque contrário ao torque T , reduzindo a força normal N que atua na pastilha e, conseqüentemente, a força de atrito. Nesse caso o freio é não auto-energizado.

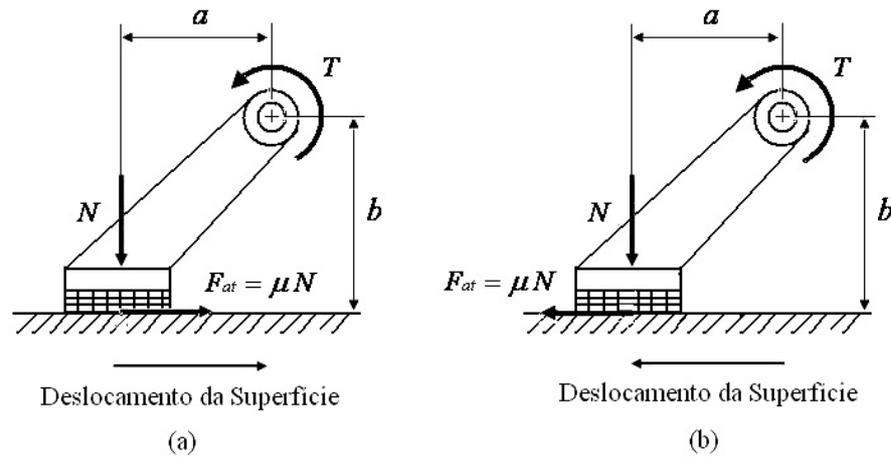


Figura 2.4 – (a) Freio auto-energizado, (b) Freio não auto-energizado.

Limpert, 1999, classifica os sistemas de freio a tambor quanto ao arranjo das sapatas em **simplex**, **duplex** e **duo-servo** (Figura 2.5). Observa-se que o freio simplex possui a sapata primária auto-energizada e a secundária não auto-energizada quando o tambor gira no sentido anti-horário e, vice-versa quando o sentido de rotação se inverte. O sistema duplex possui as duas sapatas auto-energizadas no sentido de rotação anti-horária e as duas não auto-energizadas no sentido horário. Já o sistema duo-servo, possui as duas sapatas auto-energizadas qualquer que seja o sentido de rotação do tambor. A âncora na parte superior da Figura 2.5 (c) funciona como um calço de sustentação da sapata secundária quando o tambor gira em sentido anti-horário. A força de atrito que atua sobre a sapata primária é transmitida para a sapata secundária através de um mecanismo de ajuste de desgaste mostrado na parte inferior da Figura 2.5 (c).

A Tabela 2.2 apresenta as principais características dos sistemas de freio a tambor, conforme destacam Halderman, 1996; Limpert, 1999.

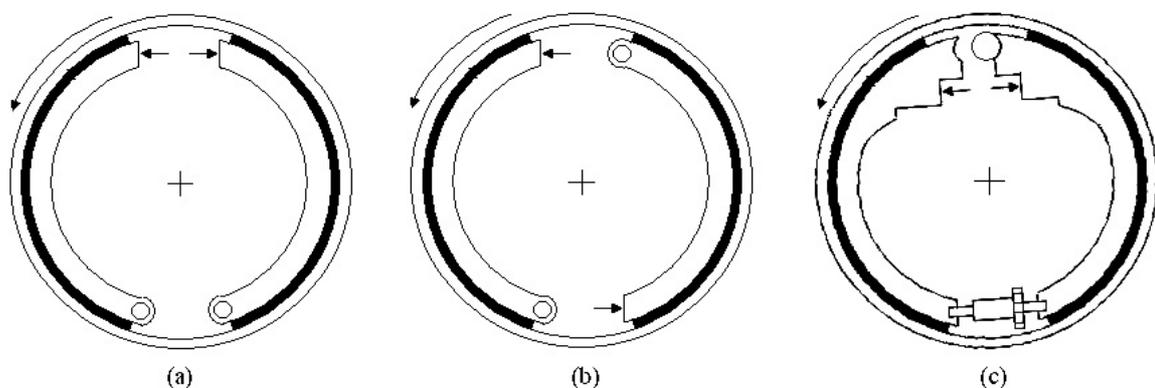


Figura 2.5 – Freios a tambor: (a) Simplex, (b) Duplex e (c) Duo-servo.

Tabela 2.2 – Características dos sistemas de freio a tambor [Halderman, 1996, e Limpert, 1999].

Características	Simplex	Duplex	Duo-servo
Auto-energização	A sapata primária é auto-energizada e a secundária é não auto-energizada quando o tambor gira no sentido anti-horário e vice-versa quando o sentido de rotação se inverte	As duas sapatas são auto-energizadas no sentido de rotação anti-horário do tambor e não auto-energizadas no sentido horário	As duas sapatas são auto-energizadas qualquer que seja o sentido de rotação do tambor
Estabilidade do veículo em frenagem	Menos propenso ao bloqueio das rodas que o duo-servo	Menor propensão ao travamento das rodas, frenagem mais balanceada. É utilizado no eixo traseiro de veículos com elevado carregamento dianteiro	Maior instabilidade do veículo durante a frenagem, ocorre grande variação do torque para pequenas variações do coeficiente de atrito do par de fricção (mais susceptível ao <i>fade</i>)
Lonas	As lonas da sapata primária geralmente são mais espessas e têm maior área superficial, pois a sapata primária sofre maior solitação por ser a sapata auto-energizada quando o veículo se move para a frente.	A lona da sapata primária é igual a da secundária	A lona da sapata secundária é mais larga e de material diferente para igualar os desgastes das duas sapatas. Aproximadamente 70% do torque é produzido pela sapata secundária
Torque frenante	Normal	É máximo quando as duas sapatas são auto-energizadas e mínimo quando as duas sapatas são não auto-energizadas	Apresentam elevado torque, pois as duas sapatas são auto-energizadas e, além disso, as forças de atrito que atuam em uma das sapatas ajudam a empurrar a outra sapata
Freio de estacionamento	Bom freio de estacionamento, sempre uma das sapatas é auto-energizadas	Ruim freio de estacionamento, pois se o veículo é parado em subida as duas sapatas passam a ser não auto-energizadas	Excelente freio de estacionamento, as duas sapatas são sempre auto-energizadas

O efeito do *fade* é mais pronunciado em sistemas a tambor, pois se trata de uma estrutura fechada e com maior dificuldade de dissipação do calor que os sistemas a disco, destaca Halderman, 1996. Além disso, o autor salienta que, ao esquentar, o tambor dilata afastando-se das lonas, requerendo um maior curso do pedal para a aplicação de um torque frenante equivalente. Umidade e sujeira no interior do tambor agravam esse problema.

2.1.3 Comparação entre sistemas de freio a disco e a tambor

A Tabela 2.3 faz uma comparação entre os sistemas a disco e a tambor destacando as suas principais vantagens e desvantagens, conforme destacam Baker, 1987; Halderman, 1996; Limpert, 1999.

Tabela 2.3 – Características dos sistemas de freio [Baker, 1987, Halderman, 1996, e Limpert, 1999].

Características	A disco	A tambor
Capacidade de resfriamento	É uma estrutura aberta e, portanto, o fluxo de ar facilita o seu resfriamento	É uma estrutura fechada, o calor precisa atravessar o tambor para ser dissipado para o ambiente
Capacidade de operar em temperaturas elevadas	Ao esquentar, o disco dilata axialmente na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato	Ao esquentar o tambor dilata radialmente, afastando-se das lonas e reduzindo a pressão de contato
Raio efetivo de um sistema a disco e outro a tambor equivalente	Menor e, portanto, menor torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada	Maior e, portanto, maior torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada
Auto-energização	Não	Sim
Estabilidade do veículo em frenagem	Maior, devido à ausência do efeito auto-energizante	Menor, devido à presença do efeito auto-energizante
Sensibilidade do pedal de freio	Maior, pois as forças de atrito não afetam as forças normais nas pastilhas	Menor, pois as forças de atrito afetam as forças normais nas pastilhas (efeito auto-energizante)
Ruído	Mais problemas de ruído	Menos problemas de ruído
Desempenho em chuva	Melhor desempenho em chuva, pois a água escoar facilmente pelo disco vertical e a pastilha “raspa” o disco evitando o acúmulo de água	Caso não sejam devidamente tampados os orifícios de inspeção e manutenção pode ocorrer a entrada e o acúmulo de água, prejudicando o desempenho do sistema
Manutenção	Manutenção mais simples devido à menor quantidade de componentes	Manutenção mais complexa
Peso	Menor	Maior
Freio de estacionamento	Ruim freio de estacionamento devido à ausência do efeito auto-energizante. Além disso, quando os freios estão a uma temperatura elevada e o veículo é parado, sendo em seguida acionado o freio de estacionamento, o disco resfria afastando-se das pastilhas e, portanto, reduzindo a pressão de contato entre o par de fricção. Esse efeito pode liberar o freio de estacionamento podendo causar acidentes	Bom freio de estacionamento devido à presença do efeito auto-energizante e maior raio médio em relação a um freio a disco equivalente
Custo	Maior	Menor

2.2 Materiais de Fricção

São materiais desenvolvidos para serem pressionados contra uma superfície em movimento relativo a fim de realizar uma alteração gradual e segura da velocidade através das forças de atrito atuantes. São comumente utilizados em freios e embreagens e, por isso, devem possuir determinadas propriedades que garantam a sua eficiência sob diferentes condições de operação: velocidade de escorregamento, pressão de contato e temperatura.

O material de fricção é o elemento mais importante no desempenho do sistema de freio. Portanto, avaliar as suas características de desempenho é fundamental [Neuman et. al, 1983].

Zimmer, 1982, afirma que um dos itens mais críticos do sistema de freio é o material de fricção. O conhecimento do comportamento do coeficiente de atrito do par de fricção e a sua influência na estabilidade do veículo é de suma importância no desenvolvimento completo do

veículo. Um bom material de fricção é aquele que possui atrito estável em diferentes temperaturas, carregamentos, meio ambientes e estágios de desgaste, como destaca Eriksson, 2000.

Para que sejam aplicados de maneira segura e eficaz em sistemas de freios automotivos, os materiais de fricção devem possuir certos requisitos de desempenho, ruído e durabilidade, afirmam Tsang et. al., 1985. Rhee e Schawartz, 1979, salientam que os materiais de fricção sob diversas condições de operação devem apresentar as seguintes características:

- atrito elevado e constante;
- baixo desgaste;
- baixo ruído;
- baixa sensibilidade a água;
- pouco desgaste do rotor.

Os materiais de fricção podem ser formados por diferentes composições químicas. Pastilhas de freio geralmente são constituídas por mais de 20 ingredientes, menciona Ostermeyer, 2001. Os ingredientes que geralmente estão presentes são destacados por Birch, 1999; Iombriller, 2003:

- **fibra** – é o ingrediente principal. Fornece resistência mecânica, resistência ao calor e é o principal responsável pelo atrito. Ex: asbestos, fibra de vidro, aramida, palha de aço.
- **ligante** – é um aglutinante que une os ingredientes do material de fricção, geralmente uma resina. Ex: resinas cresol, novolak, resinas fenólicas modificadas por elastômeros.
- **modificador de fricção** – é o ingrediente que serve para alterar ou ajustar o coeficiente de atrito e controlar as propriedades abrasivas. Também realiza a limpeza da superfície do disco caso seja necessário. Ex: Latão, zinco, grafite, borracha de estireno butadieno, óxido de cobre, óxido de ferro.
- **carga** – é o material que melhora a resistência, a dissipação térmica ou condição de operação. Portanto, aumenta a vida útil do material de fricção, preenchendo os espaços e minimizando o custo. Ex: sulfato de bário, carbonato de cálcio, sílica.
- **agente de cura** – é o ingrediente que atua nas reações químicas que ocorrem durante o processo de fabricação, realizando a cura do material de fricção.

As propriedades dos materiais de fricção podem ser muito diferentes e geralmente dependem da temperatura, destacam Tirovic e Todorovic, 1988. A escolha mais conveniente do material de fricção é essencial no projeto do sistema de freio, embora o sistema de freio tenha um

importante impacto sobre o comportamento do material de fricção.

Birch, 1999, afirma que no passado os materiais de fricção eram classificados como orgânicos e inorgânicos. A maioria dos materiais orgânicos possuía asbesto na sua composição, enquanto que a maioria dos materiais inorgânicos eram semi-metálicos. 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).

A classificação dos materiais de fricção é bastante controversa na literatura. Neuman et. al, 1983, mencionam que existe uma grande variedade de materiais de fricção e classifica-os em: orgânicos com fibras minerais, metálicos aglomerados com resina, metálicos sinterizados e metálicos combinados com cerâmicos. Por outro lado, Eriksson, 2000, classifica os materiais de fricção em: orgânicos, metálicos, semi-metálicos e carbono. Já Ramousse et. al., 2001, classifica os materiais de fricção em três categorias: semi-metálicos, orgânicos e metálicos sinterizados. Birch, 1999, menciona que a principal classificação utilizada atualmente para os materiais de fricção divide-os em *non asbestos organic* (NAO) e semi-metálicos.

Rehkopf apud Silva, 2007, afirma que a principal diferença entre os materiais semi-metálicos e os materiais NAO é a quantidade de fibras metálicas que cada um possui. Os materiais semi-metálicos possuem até 50% de fibras metálicas.

Ao comparar os materiais orgânicos com os semi-metálicos, Birch, 1999, menciona que 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 química e micro-estrutural dos ingredientes do material de fricção influencia o seu comportamento de atrito e desgaste, afirmam Jacko e Aldrich apud Tsang et. al, 1985. Por exemplo, uma quantidade excessiva de ingredientes orgânicos, tais como resina e borracha, irá tornar o material mais propenso ao *fade* a elevadas temperaturas. Por outro lado, ingredientes inorgânicos abrasivos irão aumentar o atrito, o desgaste, marcar o disco e aumentar a propensão ao ruído de freio.

Tsang et. al., 1985, destacam que é necessário otimizar a formulação e a microestrutura do material de fricção para que as propriedades de desempenho sejam alcançadas em cada aplicação específica.

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, destaca Puhn, 1985.

A fim de melhorar as propriedades dos materiais de fricção, novos ingredientes são frequentemente utilizados, pois materiais tradicionais alcançaram o limite do seu desempenho, afirmam Goñi et. al, 2001. Existe uma necessidade de alto desempenho, apenas alcançável com o desenvolvimento de novos materiais de fricção.

Ramousse et. al., 2001, realizaram um estudo para o desenvolvimento de novos produtos sobre os processos físico-químicos que ocorrem em pastilhas de freio quando a temperatura aumenta. Tinham como objetivo compreender os processos de decomposição que ocorrem quando o material de fricção é exposto a condições térmicas severas. Determinaram as temperaturas nas quais o ligante se decompõe, o carvão e o grafite queimam e o ferro oxida.

2.3 Máquinas de Caracterização de Materiais de Fricção

Em virtude de razões financeiras e disponibilidade de tempo, somente os melhores materiais são testados em veículos. Testes em veículos são requeridos para certificação, porém, antes dessa etapa, os materiais de fricção passam por uma série de testes em máquinas para a sua caracterização, salientam Rhee e Schwartz, 1979. Existem diversos tipos de máquinas e normas de teste, porém, conseguir correlacionar os resultados dessas máquinas com os resultados obtidos em testes realizados em veículos é uma tarefa bastante difícil.

As principais máquinas de caracterização de materiais de fricção são destacadas por Zimmer, 1982:

- **dinamômetro inercial** – é a máquina que melhor reproduz as condições de frenagem de um veículo, e por isso, merece maior atenção. Isso se deve principalmente por utilizar o sistema de freio original do veículo e, também, por simular a energia cinética do veículo através dos discos de inércia em rotação. Consiste basicamente de discos de inércia conectados ao rotor do freio e a um motor elétrico através de um eixo (ver Figura 2.6). O motor elétrico acelera os discos de inércia até a velocidade desejada e durante a aplicação do freio é desligado, permitindo que o freio desacelere os discos inerciais. Geralmente são capazes de reproduzir qualquer procedimento de pista. Também é utilizado na avaliação de ruído de freio. Dinamômetros são as máquinas que realizam os últimos testes de laboratório antes dos testes em veículos. Preston e Forthofer, 1971, mencionam ainda que a principal desvantagem do dinamômetro é o seu elevado custo;

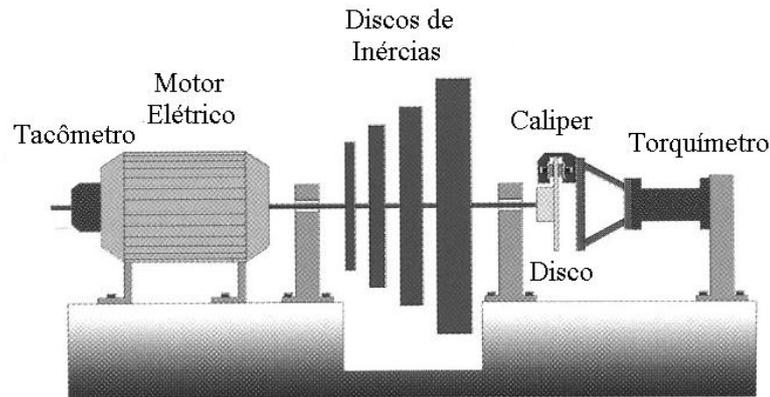


Figura 2.6 – Diagrama de um dinamômetro [Haynes Publishing, 1999].

- **chase** – é bastante utilizada no controle de qualidade. O corpo de prova é pressionado contra um tambor que tem a sua temperatura controlada por resistências elétricas e um ventilador. Não possui discos de inércia. O pequeno tamanho do corpo de prova pode fornecer resultados enganosos se comparados com os resultados obtidos em um sistema de freio original;
- **fast** – é bastante utilizada no controle de qualidade. O corpo de prova é pressionado contra o disco em um ensaio que dura cerca de 90 min. A máquina geralmente opera a atrito constante, mas pode operar também a pressão constante. O suporte que pressiona o corpo de prova faz o controle da força que deve ser aplicada ao mesmo. Conforme mencionam Rhee e Schwartz, 1979, em virtude dos corpos de prova realizarem o mesmo trabalho é possível comparar os resultados entre si. Não possui discos de inércia;
- **krauss** – é semelhante a um dinamômetro, porém, não possui discos de inércia. O sistema de freio original do veículo é montado na máquina. É utilizada no desenvolvimento de novos materiais de fricção e controle de qualidade. Apresenta elevado grau de acuracidade em testes repetitivos.

Rhee e Schwartz, 1979, afirmam que os resultados obtidos em máquinas de ensaio devem ser consistentes com os resultados obtidos em testes de campo. Assim, Preston e Forthofer, 1971, realizaram testes com máquinas *fast*, *chase* e *dinamômetro* com três materiais de fricção (um material original e dois de reposição). Os resultados do coeficiente de atrito foram correlacionados com os resultados de veículo e, o dinamômetro foi o que apresentou significativamente as melhores correlações. Esse comportamento foi justificado pelo fato da *chase* e da *fast* funcionarem com um pequeno corpo de prova em relação ao disco ou tambor. Dessa forma, o disco ou tambor absorvem o calor de forma que a taxa de aumento da temperatura seja bem mais baixa que a observada nos freios dos veículos. Entretanto, a boa repetição nos testes realizados nessas máquinas permite que ambas sejam úteis no controle de

qualidade.

Na Tabela 2.4 Zimmer, 1982, compara alguns aspectos importantes que devem ser considerados nos testes com materiais de fricção.

Tabela 2.4 – Métodos de teste de materiais de fricção [Adaptado: Zimmer, 1982].

Tipo da Máquina	Componentes			Tempo de Teste (tempo de preparação incluso)	Custo (U\$)	Vantagens	Desvantagens
	Sistema de freio	Pastilha	Disco				
Dinamômetro	original	original	original	10h	~250 000	resultados significantes	<ul style="list-style-type: none"> • alto custo; • tempo de teste longo.
Chase	suporte da máquina	corpo de prova 1"x1"	disco da máquina	7,5 h	~30 000	baixo custo	<ul style="list-style-type: none"> • tempo de teste longo; • não comparável com resultados de veículo.
Fast	suporte da máquina	corpo de prova 0,5"x0,5"	disco da máquina	7,5 h	~25 000	baixo custo	
Krauss	original	original	original	3h	~60 000	resultados significantes	-

2.4 Normas de Ensaio

A certificação dos materiais de fricção é definida por normas nacionais e internacionais que exigem que uma série de testes seja realizada em máquinas de ensaio e em veículo. Normas corporativas também são utilizadas pelos fabricantes dos materiais de fricção em aplicações específicas dentro da empresa.

Cada equipamento de ensaio (*dinamômetro*, *chase*, *fast* e *krauss*, por exemplo) possui pelo menos uma norma padrão que define os parâmetros de operação do ensaio.

Como os dinamômetros são as máquinas que apresentam melhor correlação com veículos abaixo são apresentadas as etapas comumente encontradas nas normas de dinamômetros inerciais AK Master 01 Stand 12/98, MF 80.254 (Fras-le), Tp 2006 (Chrysler), MF 80.934 (Fras-le), TL 110 (Volkswagen), TP 202:

- **green** – é geralmente a primeira etapa do ensaio e é realizada para verificar o desempenho do sistema de freio com o material de fricção novo (ou verde). Simula o desempenho do sistema de freio quando o veículo recém saiu de fábrica;
- **assentamento** – essa etapa é geralmente realizada após o *green* e consiste de frenagens realizadas para assentar o material de fricção ao rotor, isto é, aumentar a área de contato do par de fricção. Em virtude das suas maiores dimensões e geometria, respectivamente, os freios a disco de veículos comerciais e os freios a tambor geralmente necessitam de um maior número de

frenagens para assentar;

- **etapa de velocidade** – são realizadas frenagens com diversas velocidades para avaliar o efeito dessa variável sobre o desempenho do sistema de freio;
- **etapa de pressão** – São realizadas frenagens com diversas pressões de atuação para avaliar o efeito da pressão sobre o desempenho do sistema de freio;
- **fade** – é a etapa realizada para avaliar o efeito do aumento da temperatura sobre o desempenho do sistema de freio. São realizadas frenagens repetidas em um curto intervalo de tempo a fim de elevar a temperatura. Materiais de fricção convencionais geralmente têm uma piora do seu desempenho com o aumento da temperatura;
- **recuperação** – é uma etapa posterior a etapa de fade que tem a finalidade de avaliar o desempenho do sistema de freio após a etapa de elevadas temperaturas ou fade. São realizadas frenagens para verificar a recuperação do desempenho. Bons materiais de fricção são capazes de recuperar as suas características de desempenho;
- **caracterização** – como o próprio nome diz é uma etapa de caracterização do sistema de freio. É realizada após cada uma das etapas descritas anteriormente e pode ser utilizada para avaliar também a recuperação do desempenho após a etapa de fade.

Em geral, as normas de dinamômetros especificam de 250 a 1500 frenagens em um ensaio que dura de 12 a 72 horas para a sua realização.

2.5 Variáveis que Afetam o Atrito e o Desgaste

Os parâmetros de desempenho considerados na avaliação dos materiais de fricção para aplicação automotiva são:

- coeficiente de atrito;
- desgaste.

Quando se considera o conforto, o ruído de freio também deve ser avaliado. Portanto, os parâmetros de desempenho que serão considerados neste trabalho serão o atrito e o desgaste, pois são os parâmetros utilizados para correlacionar os resultados de dinamômetros em escala reduzida e escala real [Wilson et. al, 1968, Wilson e Bowsher, 1971, Oldershaw et. al., 1973, Sanders et. al, 2001]. Dessa forma, é fundamental compreender quais os mecanismos envolvidos e quais são as variáveis que atuam sobre eles.

Diversos autores [Preston e Forthofer, 1971, Neuman et. al., 1983, Sanders et. al, 2001] são unânimes em destacar que o coeficiente de atrito depende das seguintes variáveis:

- velocidade de escorregamento;

- pressão de contato;
- temperatura na interface do par de fricção.

Rhee apud Rhee e Schwartz, 1979, mencionam que a taxa de desgaste dos materiais de fricção está relacionada às mesmas variáveis mencionadas para o atrito com a adição da variável tempo de ensaio.

Fica evidente, portanto, por que Wilson et. al, 1968, Wilson e Bowsher, 1971, Oldershaw et. al., 1973, Sanders et. al, 2001, afirmam que é necessário manter igual à mesma velocidade de escorregamento, pressão de contato, temperatura e área varrida pela pastilha no disco nos ensaios em escala real e reduzida, pois essas são provavelmente as principais variáveis que atuam sobre o desempenho do sistema de freio.

A velocidade de escorregamento e a pressão de contato são parâmetros de operação do sistema e podem ser diretamente controlados nas máquinas de ensaio. A temperatura, porém, é uma consequência desses parâmetros e das características mecânicas e térmicas do sistema. É importante destacar que não foi encontrado na literatura um método de teste que isolasse o efeito dessas variáveis sobre os parâmetros de desempenho dos sistemas de freio e, portanto, estimar a real importância de cada variável ainda é um desafio, pois essas variáveis são comumente avaliadas de maneira acoplada.

Outros autores [Albin apud Limpert, 1999, Burkman apud Iombriller, 2003, Eriksson, 2000, Blau e McLaughlin, 2003] mencionam ainda, os efeitos da umidade relativa do ar sobre o desempenho do sistema, isso será discutido na seção 3.5.5.

2.5.1 Mecanismos de Desgaste e Atrito

A velocidade de escorregamento, pressão de contato e temperatura desempenham um papel crucial sobre o comportamento do atrito e do desgaste, pois governam as interações que ocorrem no contato do par de fricção.

Steijn apud Rhee et. al., 1970, menciona que os mecanismos de desgaste que atuam nos materiais de fricção são:

- **desgaste abrasivo** – segundo Stachowiak e Batchelor, 2005, ocorre quando partículas de elevada dureza são forçadas contra e ao longo de uma superfície sólida, sendo que esse desgaste pode ser caracterizado como um desgaste abrasivo de dois ou três corpos. O desgaste abrasivo é denominado de dois corpos quando uma superfície dura e rugosa, ou uma superfície macia contendo partículas duras, desliza sobre uma superfície de menor dureza, produzindo nela diversas ranhuras, e de três corpos quando as partículas duras são livres para rolar e deslizar entre as duas superfícies. Rhee et. al., 1970, menciona que nos materiais de fricção esse desgaste

predomina em baixas temperaturas;

- **desgaste térmico e oxidante** – Stachowiak e Batchelor, 2005, mencionam que ocorre pela reação química entre o material desgastado e o meio corrosivo ou ar. Após a reação corrosiva ocorre a formação de um filme de produto da reação o qual é removido pelo escorregamento das superfícies do sistema, expondo as superfícies e propiciando novas reações. Os produtos removidos da superfície podem acelerar outros desgastes, como por exemplo, o desgaste abrasivo, caso o produto da corrosão seja duro e abrasivo. Rhee et. al., 1970, mencionam que nos materiais de fricção esse desgaste predomina em temperaturas mais elevadas. Portanto, em temperaturas mais elevadas, esse mecanismo é adicionado ao mecanismo de desgaste abrasivo e, juntos, esses dois mecanismos são os principais responsáveis pelo desgaste do par de fricção;
- **desgaste adesivo** – Rabinowicz, 1995, menciona que ocorre quando duas superfícies em contato são separadas, normalmente ou tangencialmente, e as forças de atração atuam de forma a puxar material de uma das superfícies sobre a outra.
- **fadiga superficial** – Stachowiak e Batchelor, 2005, mencionam que ocorre por tensões cíclicas de cisalhamento na superfície do material que dão origem a formação de trincas. Essas trincas se propagam devido ao carregamento cíclico até lascas o material.

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

Os mecanismos de atrito podem ser classificados como:

- **filme** – Spencer et. al. apud Preston e Forthofer, 1971, supõem que reações de pirólise que ocorrem próximas à superfície de contato do par de fricção formam uma película, cuja composição é dependente das condições de tempo, temperatura e pressão na interface. Essa teoria explicaria porque as máquinas de ensaio que utilizam pequenos corpos de prova em relação ao rotor não produzem dados de atrito/temperatura representativos de veículos, pois a película formada nessas máquinas pode possuir uma composição bastante diferente da película formada no sistema de freio do veículo. Jacko apud Tsang et. al., 1985, salientam que, quando a temperatura na interface pastilha/disco aumenta, ocorre a decomposição dos ingredientes orgânicos termicamente instáveis presentes no filme e na superfície da pastilha tornando a composição da superfície mais rica em componentes inorgânicos. A espessura desse filme é dependente do tempo de exposição à temperatura, da condutividade térmica e da taxa de desgaste

do material. Ostermeyer, 2001, menciona que a conexão entre os ingredientes do material de fricção, o filme formado e o comportamento do coeficiente de atrito do sistema ainda não são conhecidos. Preston e Forthofer, 1971, destacam que as propriedades do atrito dessa película são dependentes do histórico do material e tendem a estabilizar com o uso.

- **histórico do material** – Preston e Forthofer, 1971, mencionam que o coeficiente de atrito dos materiais de fricção é bastante influenciado pela maneira como eles são utilizados. Procedimentos de teste projetados para medir o coeficiente de atrito podem produzir resultados diferentes dependendo do tipo de teste conduzido. 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 etapa de *recuperação* que ocorre após a etapa de *fade*. 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 voláteis. Eriksson, 2000, salienta que nas primeiras frenagens da etapa de *green* ocorre um aumento do coeficiente de atrito e esse comportamento se deve à formação dos platôs primários.
- **platôs** – Ostermeyer, 2001, explica que o atrito é fortemente influenciado pelo desgaste, pois a pastilha é formada pela composição de mais de vinte componentes, sendo que os materiais mais duros são os principais responsáveis pelo aumento do atrito (maiores tensões normais). À medida que a pastilha desgasta, a área de contato desses materiais duros com o disco varia, interferindo no valor de atrito. Com o uso do freio, veios de material duro são removidos e novos veios surgem. A Figura 2.7 mostra o crescimento dessas regiões de material duro (platôs) com o uso do sistema de freio. O autor ainda menciona que essas alterações na zona de contato pastilha/disco fazem com que a temperatura radial do disco seja não homogênea durante a frenagem, sendo que esse efeito é mais destacado para os materiais semi-metálicos. Assim, espera-se obter melhores correlações entre os ensaios em escala real e reduzida quando se utilizar materiais NAO. Isso foi comprovado nos ensaios realizados por Sanders et. al., 2001. Eriksson, 2000, classifica os platôs em primários e secundários. Juntos, esses platôs formam os platôs de contato com o disco, cujo tamanho e composição têm uma influência crucial no comportamento do atrito da pastilha. Os platôs primários se formam pelo desgaste lento dos ingredientes mecanicamente estáveis e resistentes ao desgaste. Em um segundo estágio, essas regiões proeminentemente duras, geralmente fibras, podem formar zonas de nucleação que permitem o crescimento dos platôs secundários.

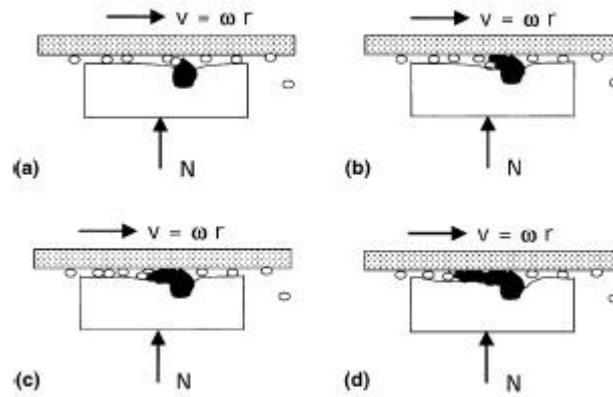


Figura 2.7 – Evolução do crescimento dos platôs [Ostermeyer, 2001].

Resíduos da frenagem, no formato de pequenas partículas, fluem pelas ranhuras originadas no disco e na pastilha durante o processo de desgaste. Ocasionalmente, esses resíduos são comprimidos e se acumulam contra os platôs primários (regiões brancas da Figura 2.8). As elevadas pressões, temperaturas e tensões cisalhantes compactam esses resíduos dando origem aos platôs secundários. O processo de formação dos platôs secundários é um processo gradual e, em condições favoráveis, pode se formar em menos de um segundo. É importante destacar que os platôs secundários não podem se formar sem o suporte dos platôs primários. O processo de destruição dos platôs secundários é bastante rápido também, basta que a pressão de atuação seja reduzida para que os platôs entrem em processo de degradação.

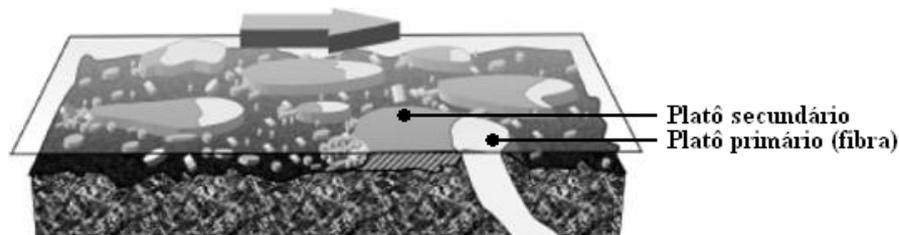


Figura 2.8 – Platôs primários e secundários em contato com a superfície do disco [Adaptado: Eriksson, 2000].

Ao utilizarem termografia, Anon apud Qi e Day, 2007, constataram que o contato na superfície de atrito era não uniforme, com áreas de contato variando constantemente devido a expansões térmicas não uniformes e desgaste. Dillenburg, 2007, ao utilizar também a técnica da termografia na avaliação do contato entre o par de fricção com uma pastilha semi-metálica e uma NAO, verificou que os materiais apresentam características de contato bastante distintas, as quais se alteram durante e entre as frenagens, sendo o contato do material semi-metálico geralmente mais irregular. Eriksson, 2000, salienta que a área de contato real pastilha/disco é responsável pela intensidade das forças de atrito. Tal área de contato está diretamente relacionada à dureza

dos materiais em contato e às cargas aplicadas. Quanto mais duros os materiais, menor será a região de contato e, quanto maior a carga aplicada, maior será a região de contato. Ao se aplicar pressão à pastilha de freio contra o disco, a matriz da pastilha (com baixo módulo de elasticidade em relação aos platôs) se deforma aumentando a região de contato e distribuindo a carga nos platôs vizinhos. Portanto, os platôs têm efeito consideravelmente relevante sobre o atrito. Estima-se que a área de contato real disco/pastilha seja em torno de 20% da área de contato nominal. Essa área de contato real varia com mudanças de pressão, temperatura, deformação e desgaste da pastilha.

- **alterações da microestrutura e rugosidade do rotor** – rotores de freio são convencionalmente compostos de ferro fundido cinzento perlítico, mencionam Coyle e Tsang, 1983. Não é incomum que nos freios de veículos pesados e veículos de competição a temperatura atinja 700 °C e cause alterações microestruturais do disco, transformando o ferro fundido perlítico da superfície do rotor em ferro fundido esfeirodizado. Ao avaliarem esse efeito, não verificaram alterações no coeficiente de atrito devido às alterações metalúrgicas. Porém, o desgaste da pastilha aumentou em 15% e o desgaste do disco em 100% para o caso do disco esfeirodizado. Coyle et. al., 1983, realizaram um estudo com discos de freio de diferentes proporções de C, Si, Mn, P e Ti fabricados variando-se também os parâmetros de 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. Rhee apud Rhee e Schwartz, 1979, mencionam também que a taxa de desgaste a baixas temperaturas é consideravelmente dependente da rugosidade do rotor.

Assim, é possível fazer uma relação entre o efeito das variáveis que atuam sobre o desempenho do sistema de freio (veja a Figura 2.9). Um veículo que se desloca a uma determinada velocidade e freia, transforma a sua energia cinética em calor nos freios dianteiros e traseiros proporcionalmente à transferência de carga durante a frenagem. As características mecânicas inerentes a cada sistema de freio impõem uma velocidade de escorregamento, pressão de contato e temperatura ao sistema que, por sua vez, atuam sobre os mecanismos de desgaste e atrito que irão determinar o desempenho do sistema de freio. O efeito combinado desses mecanismos é de natureza ainda desconhecida.

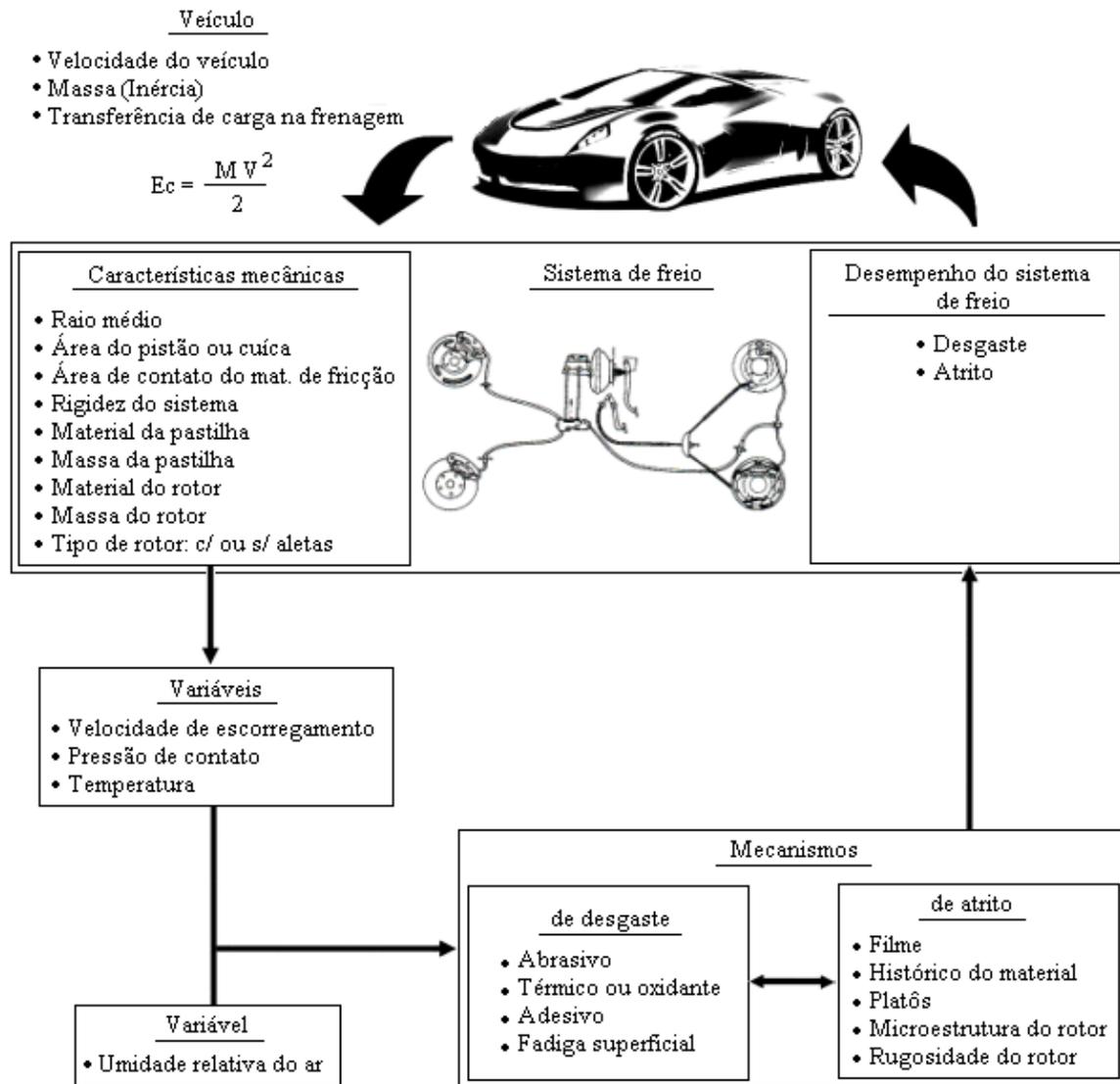


Figura 2.9 – Interações macro e microscópicas que atuam sobre o desempenho do sistema de freio.

2.5.2 Velocidade de Escorregamento

Segundo a literatura, a velocidade de escorregamento tem efeito não significativo sobre o desempenho dos sistemas de freio. Em virtude da geometria da pastilha nos sistemas a disco, há uma variação da velocidade tangencial de escorregamento ao longo da sua altura ou raio, ver Figura 2.10 (a). Porém, nos sistemas a tambor o mesmo não ocorre, pois as lonas são aplicadas contra o tambor de seção circular e raio constante, Figura 2.10 (b).

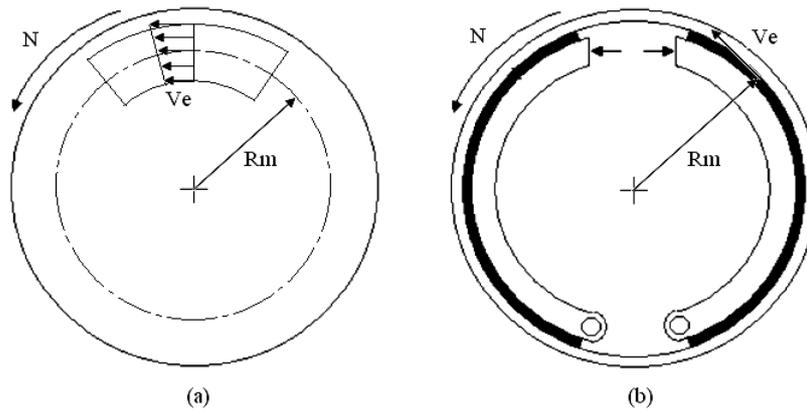


Figura 2.10 – (a) Variação da velocidade de escorregamento na pastilha, (b) Variação da velocidade de escorregamento na lona.

Wilson e Bowsher, 1971, afirmam que variações na velocidade de escorregamento de +/- 23% da média não afetam de maneira significativa o atrito, ver Figura 2.11. A variação do atrito nos materiais de fricção, em decorrência de variações da velocidade de escorregamento comumente utilizadas, é de no máximo 0.05.

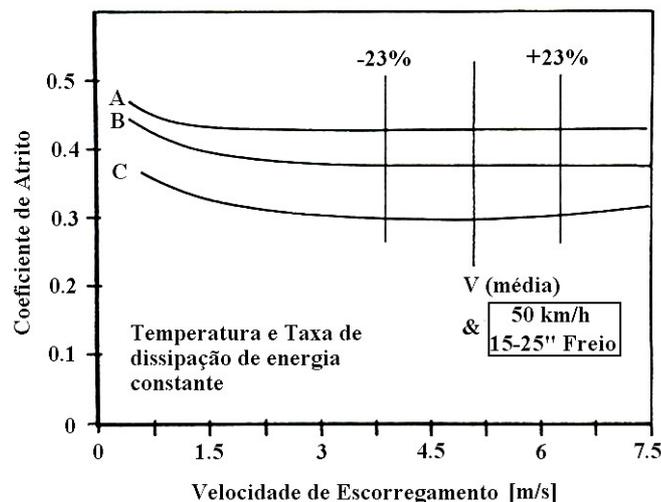


Figura 2.11 – Efeito da velocidade de escorregamento da pastilha sobre coeficiente de atrito para três tipos de materiais de fricção [Wilson e Bowsher, 1971].

O coeficiente de atrito em materiais de fricção geralmente diminui com o aumento da velocidade, contrariamente a Lei de Amontons, mencionam Tsang et. al., 1985.

O fenômeno da sensibilidade à velocidade é explicado por Day, 1991, como um efeito térmico, relacionando as temperaturas na interface do material de fricção/rotor aos correspondentes valores de coeficiente de atrito e, portanto, a variação do torque. Menciona ainda que, durante muitos anos acreditou-se que a temperatura e a velocidade tinham efeito sobre o atrito, porém, devido ao fato de que a medição de temperatura na interface nunca ter sido realizada acuradamente, a conexão entre temperatura, torque e atrito nunca foi estabelecida. Suas conclusões estão baseadas em resultados de simulação numérica e ensaios experimentais com um

freio a tambor do tipo duplex.

2.5.3 Pressão de Contato

O coeficiente de atrito em materiais de fricção geralmente diminui com o aumento da pressão, contrariamente à Lei de Amontons, mencionam Tsang et. al., 1985. Considerando que a distribuição de pressão pode ter comportamentos bastante diferentes em freios a disco e a tambor, é feita uma discussão acerca do comportamento da pressão de contato e seus efeitos sobre o desempenho desses sistemas, respectivamente.

Nos sistemas a disco, a pressão na interface do par de fricção influi no desempenho do sistema em termos de torque frenante, distribuição de temperatura e desgaste, mencionam Tirovic e Day, 1991. Além disso, a distribuição de pressão está relacionada à confiabilidade do sistema de freio, destacam Tirovic e Todorovic, 1988.

Conforme Baker, 1987, os sistemas de freio a disco são projetados para operar com pressões consideravelmente mais elevadas que os sistemas de freio a tambor, devido às seguintes razões:

- Menor raio efetivo ($\sim 3/4$ do raio de um tambor equivalente), Figura 2.12;
- Inexistência do efeito auto-energizante das sapatas;
- Coeficiente de fricção, em geral, menor ($\sim 3/4$ da lona).

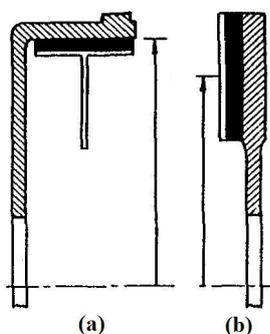


Figura 2.12 – Raio médio de um sistema a disco e a tambor equivalentes [Baker, 1987].

Uma vez que a energia cinética do veículo é transformada em calor durante a frenagem e as pastilhas de freio são sujeitas a elevadas pressões, Uyyuru et.al., 2007, destacam que as pastilhas de freio devem possuir os seguintes requisitos:

- baixa compressibilidade;
- boa resistência a temperaturas severas;
- boa resistência a abrasão.

Ao contrário do que possa parecer, a pressão de contato não é uniforme em pastilhas de freio. Tirovic e Day, 1991, realizaram um estudo sobre a distribuição de pressão em um freio a

disco com calíper flutuante através de análise em elementos finitos 3D sob condições de frenagem estática e dinâmica. Avaliaram a influência dos seguintes parâmetros na distribuição de pressão da pastilha:

- compressibilidade do material de fricção;
- rigidez da plaqueta da pastilha (através da variação de espessura);
- coeficiente de atrito;
- deflexão do calíper;
- folga no pistão do calíper;
- rigidez do disco.

Concluíram que as deformações do sistema de freio a disco ocorrem pelas deformações da pastilha, deformações do disco e deformações do calíper. Verificaram que a compressibilidade do material de fricção e a rigidez da plaqueta são importantes na obtenção de uma distribuição de pressão uniforme e, a inclusão de forças de atrito na simulação dinâmica causa mudanças significativas sobre a distribuição de pressão. Durante a frenagem ocorre uma “abertura” do calíper com a aplicação das forças de atuação, aumentando a pressão na periferia superior da pastilha externa. Além disso, a folga pistão/calíper tende a aumentar com o uso do sistema de freio, interferindo também sobre a distribuição de pressão. Efeitos não-lineares são introduzidos devido à imperfeição do contato inicial pastilha/disco, variando a distribuição de pressão com a magnitude da força aplicada ou pressão hidráulica. Mesma afirmativa é feita por Tamari et. al., 2000, que através de ensaios experimentais e simulação numérica em elementos finitos, afirmam que fortes efeitos não-lineares atuam sobre a distribuição de pressão na pastilha.

Limpert, 1999, menciona algumas soluções adotadas para uniformizar a distribuição de pressão na pastilha de freio, entre as quais se pode citar: deslocamento circunferencial do centro do pistão em relação ao centro da pastilha, utilização de guias nas laterais de entrada e saída da pastilha e utilização de pistões de diâmetros diferentes em cada pastilha em calíper fixo de 4 pistões. Mesmo adotando essas soluções no projeto dos freios a disco, será visto a seguir que a distribuição de pressão é bastante irregular em virtude de diversas razões.

Tirovic e Todorovic, 1988, afirmam que o problema da distribuição de pressão irregular é maior em pastilhas de freio a disco de veículos comerciais devido às suas maiores dimensões. Elevadas forças de atuação, forças de fricção e efeitos térmicos podem causar deformações significantes na pastilha e distribuição de pressão irregular, podendo resultar em redução de torque frenante, desgaste irregular da pastilha e elevadas temperaturas na superfície pastilha/disco.

Bakar et. al., 2005, realizaram um estudo para avaliar o efeito da topografia superficial da pastilha sobre a distribuição de pressão estática em um freio a disco cáliper flutuante. Utilizaram filmes indicadores de pressão, um modelo em elementos finitos tridimensional e um manômetro linear para medir a topografia da pastilha. Constataram que uma das razões da variação na distribuição de pressão de contato se deve à topografia superficial da pastilha. Os resultados também demonstraram que as pastilhas possuem superfícies irregulares e onduladas e que as pastilhas usadas apresentam uma distribuição de pressão mais concentrada do que as pastilhas novas.

Tirovic e Day, 1991, recomendam que para garantir o desempenho dos freios a disco é necessário controlar cuidadosamente a distribuição de pressão através de um projeto mecânico robusto e uso de materiais de fricção flexíveis.

Já, nos sistemas a tambor, a distribuição de pressão na lona é menos uniforme que a verificada na pastilha. Shigley, 2005, menciona que a distribuição de pressão na interface lona/tambor, considerando o tambor e as sapatas rígidos, tem um comportamento senoidal. Limpert, 1999, apresenta na Figura 2.13 a distribuição de pressão senoidal para uma lona macia e outra dura. Observa-se que a pressão máxima ocorre próxima dos 90° em relação ao ponto de pivotamento da sapata.

Millner e Parsons, 1973, já tinham verificado em um freio a tambor duplex que, ao considerarem o tambor e as sapatas rígidos, o torque frenante calculado utilizando um modelo analítico não correspondia ao torque medido no dinamômetro, principalmente quando o contato lona/tambor era parcial. Ao considerarem as deformações nas sapatas e no tambor, verificaram um erro no torque em torno de 10 % entre os resultados teóricos e os experimentais sob condições de contato lona/tambor extremas (com o raio da lona diferente do raio do tambor). Além disso, observaram que, ao se considerar as flexibilidades das sapatas e do tambor, a área de contato aumenta com o aumento da força de atuação variando a pressão de contato não-linearmente e, conseqüentemente, o torque frenante até que a lona faça contato total com o tambor.

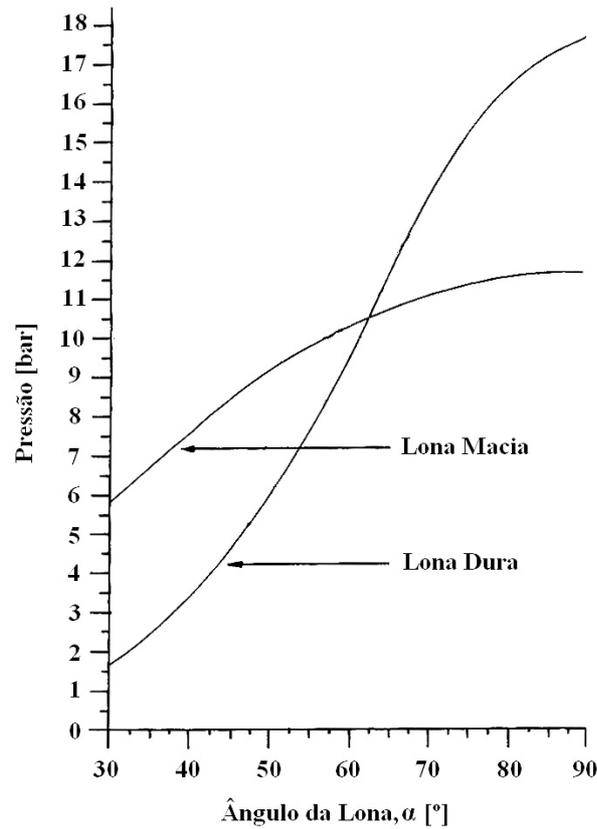


Figura 2.13 – Distribuição de pressão na lona [Adaptado: Limpert, 1999].

A Figura 2.14 apresenta uma comparação da distribuição de pressão na interface lona/tambor da sapata energizada e não-energizada, considerando o tambor e as sapatas rígidos e o tambor e as sapatas flexíveis [Day et. al., 1984]. Observa-se uma diferença significativa entre a distribuição de pressão da sapata energizada e da sapata não-energizada para a situação de tambor rígido e, ao se considerar a rigidez do tambor, verifica-se uma alteração considerável da distribuição de pressão em ambas as sapatas para um formato de U .

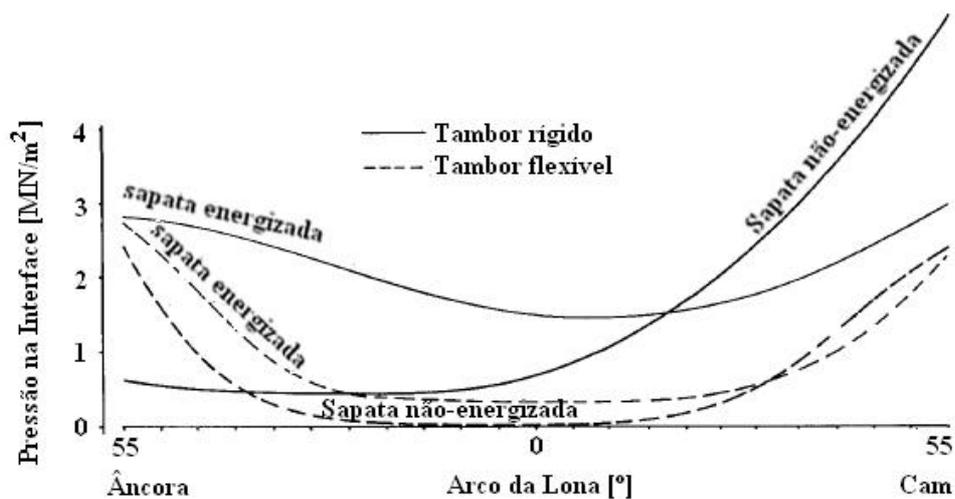


Figura 2.14 – Comparação entre a distribuição de pressão em um tambor rígido e um flexível [Day et. al., 1984].

Day, 1991, menciona que, apesar dos avanços na análise teórica, não existe nenhum método de medição direta da pressão na interface para ser comparado com os resultados analíticos. Entretanto, consideráveis evidências confirmam que os cálculos teóricos são coerentes com a realidade e, portanto, representam adequadamente a distribuição de pressão na interface lona/tambor. Através de análise em elementos finitos bidimensional, o autor realizou um estudo para avaliar a influência das seguintes variáveis sobre a distribuição de pressão na interface lona/tambor:

- coeficiente de atrito;
- compressibilidade da lona ou rigidez da sapata;
- força de atuação;
- conformidade lona/tambor;
- desgaste.

Constatou que todas essas variáveis têm um efeito significativo em menor ou maior grau sobre a distribuição de pressão nos freios a tambor. Menciona ainda que, a distribuição de pressão é continuamente modificada pelo desgaste da lona e sempre tenderá a uma distribuição de pressão uniforme durante a aplicação. Entretanto, devido às flexões e deformações da sapata, lona e tambor, diferentes aplicações do freio irão induzir a diferentes distribuições de desgaste. Além disso, Day, 1888, destaca que, a distribuição de pressão é fortemente influenciada pela expansão térmica do tambor.

Resultados semelhantes ao obtido por Limpert, 1999, e Day, 1991, foram obtidos por Susin, 2007, que, ao considerar a rigidez das sapatas, verificou que ocorre uma migração do ponto de máxima pressão (próximo de 90° do ponto de pivotamento da sapata) para a região mais próxima ao ponto de aplicação da força. Além disso, avaliou o efeito da rigidez da lona sobre a distribuição de pressão, obtendo o mesmo resultado de Limpert, 1999, isto é, quanto menos rígida é a lona mais uniforme é a distribuição de pressão. Não obteve mudanças significativas sobre a distribuição de pressão quando avaliou o efeito da rigidez do tambor sobre a distribuição de pressão. Metodologia similar foi utilizada por Yoshioka, 2007, o qual variou a rigidez estrutural das sapatas, obtendo resultados similares a Susin, 2007.

2.5.4 Temperatura

Preston e Forthofer, 1971, destacam que o desempenho do material de fricção é fortemente influenciado pelos efeitos térmicos e que esses são os fatores mais importantes para o estabelecimento de correlações entre testes realizados em laboratório e em veículos. Características mecânicas e condições ambientais também têm um efeito significativo sobre o

desempenho do material de fricção, porém, o coeficiente de atrito é principalmente dependente da temperatura instantânea na interface material de fricção/rotor.

Tirovic e Todorovic, 1988, utilizaram o método de elementos finitos para avaliar as deformações e tensões de uma pastilha de um veículo comercial devido aos efeitos das forças de atuação, forças de arrasto e cargas térmicas. Observaram que as forças de atuação causaram consideráveis deformações na pastilha, mas a introdução das cargas térmicas causa distorções excessivas e elevada pressão na interface pastilha/disco.

A temperatura medida na superfície do disco pode ser significativamente mais elevada do que no seu restante, destacam Neuman et. al., 1983. Esse comportamento pode ser observado na Figura 2.15 que mostra as temperaturas medidas em três pontos de um disco de freio. Observa-se uma diferença de temperatura de cerca de 450 °C entre a superfície e o centro do disco. As flutuações de temperatura cíclicas superficiais devem-se à realização de frenagens intermitentes.

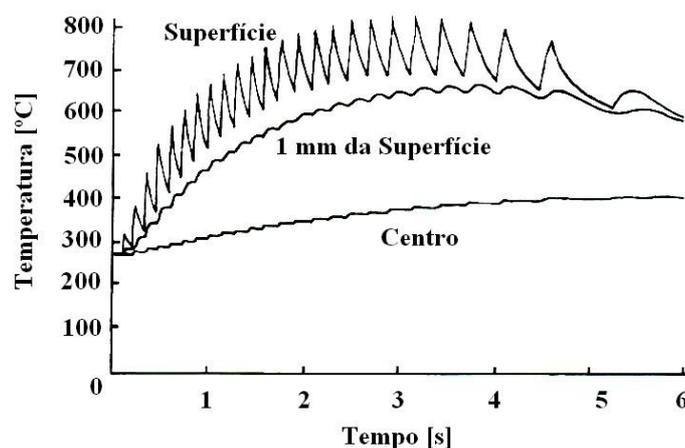


Figura 2.15 – Temperaturas em três profundidades diferentes de um disco em frenagens intermitentes [Neuman et. al, 1983].

O gráfico apresentado acima pode ser melhor entendido pelo apresentado por Morelli, 2002, através da distribuição de temperatura em um disco sólido (Figura 2.16). Observa-se que a temperatura na superfície é bastante superior ($\Delta T = 250$ °C) à temperatura no centro do disco no instante inicial da frenagem e, durante a frenagem, o calor tende a se distribuir, uniformizando a temperatura no disco. Pode-se observar também que as deformações axiais (Δa) e radiais (ΔR) têm aproximadamente a mesma ordem de grandeza e tendem a alterar a condição do contato pastilha/disco, principalmente as deformações axiais. O mesmo autor menciona ainda que freios a disco podem atingir temperaturas bastante elevadas, de cerca de 800 °C.

Um aspecto que deve ser considerado é a quantidade de calor que é transferido para o disco e para a pastilha em função da condutividade térmica desses materiais. Silva, 2007, utilizando elementos finitos, determinou para um sistema específico que 5% do calor total gerado na frenagem é transferido para a pastilha, 93% para o disco e 2% é dissipado para o meio

ambiente. Além disso, observou que em intervalos curtos de frenagem (em torno de 6s) o calor dissipado do disco para o ambiente é bastante reduzido, aproximadamente 2%.

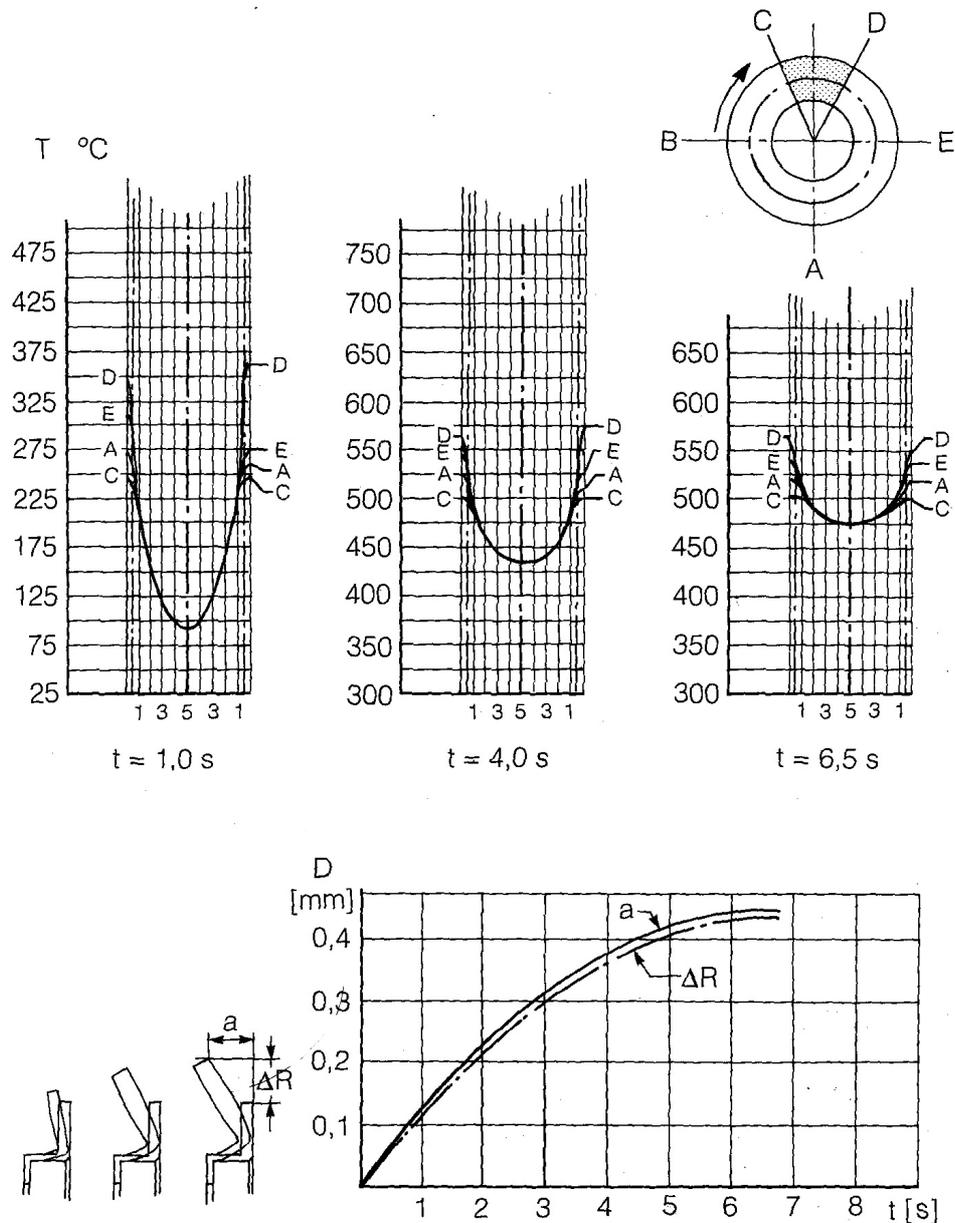


Figura 2.16 – Distribuição de temperatura na seção radial do disco e deformações causadas pelas tensões térmicas [Morelli, 2002].

Como foi observado, as tensões térmicas provocam deformações no disco que tendem a alterar o contato pastilha/disco. Esse contato também é alterado pelas deformações térmicas que ocorrem na pastilha. Tirovic e Todorovic, 1988, apresentam na Figura 2.17 a distribuição de temperatura na pastilha medida experimentalmente em um veículo. Constata-se um considerável gradiente de temperatura axial que torna a pastilha convexa na região de contato e provoca uma distribuição de pressão não-uniforme.

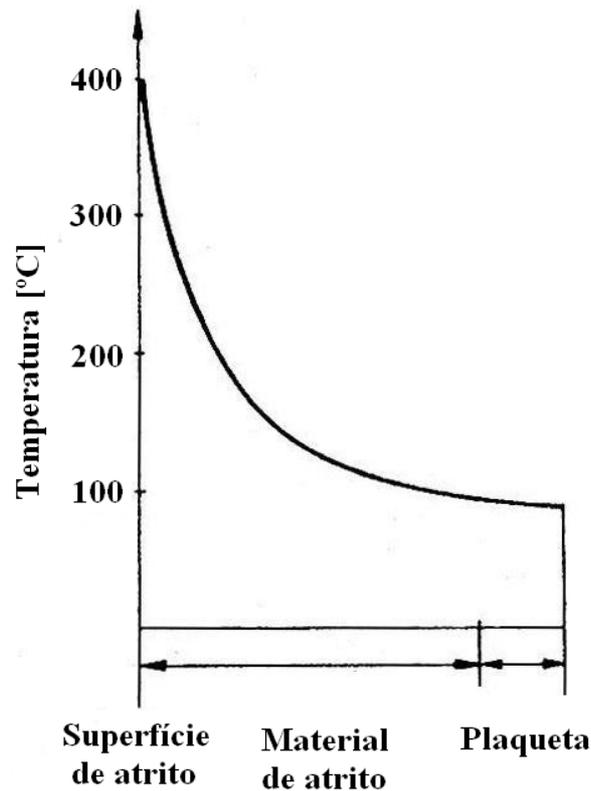


Figura 2.17 – Perfil de temperatura na pastilha [Tirovic e Todorovic, 1988].

Outro problema térmico que afeta os freios a disco é a distorção cônica que ocorre no disco durante a frenagem. Day et. al, 1991, através de simulação numérica em elementos finitos, mencionam que a área de contato nominal de uma pastilha foi reduzida de 80% para 60% devido a esse efeito para uma frenagem com pressão de atuação de 23 bar. Concluem ainda que a temperatura na interface pastilha/disco é bem mais elevada que no interior da pastilha ou do disco, Figura 2.18, e a temperatura na pastilha próxima à interface é mais elevada que a temperatura próxima à interface no disco. Esse fenômeno é explicado quando se considera a formação do terceiro corpo ou filme entre o par de fricção, Figura 2.19. O calor gerado pela formação do terceiro corpo tende a ser igualmente transmitido para a pastilha e para o disco, porém, a pastilha possui menor difusividade térmica que o disco e, portanto, esquenta mais na sua superfície que na superfície do disco, afirmam Majcherczak et. al., 2007.

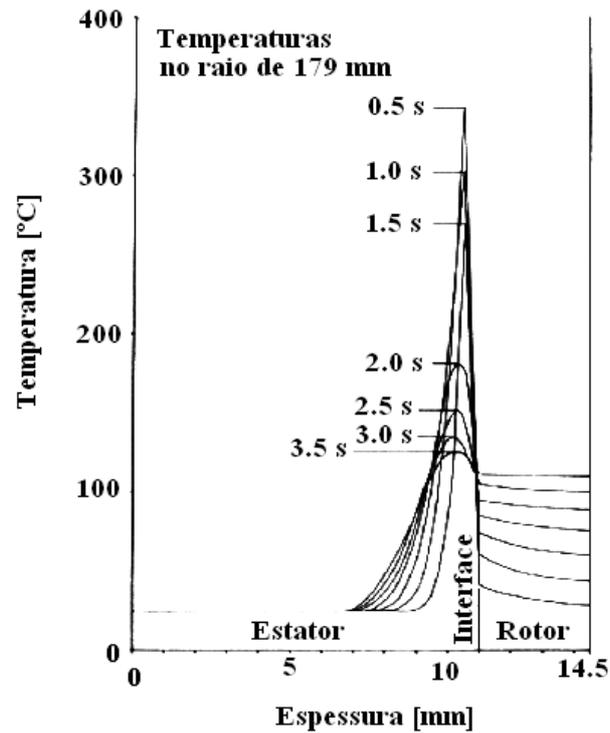


Figura 2.18 – Perfis de temperatura axiais em um freio a disco [Day et. al., 1991].

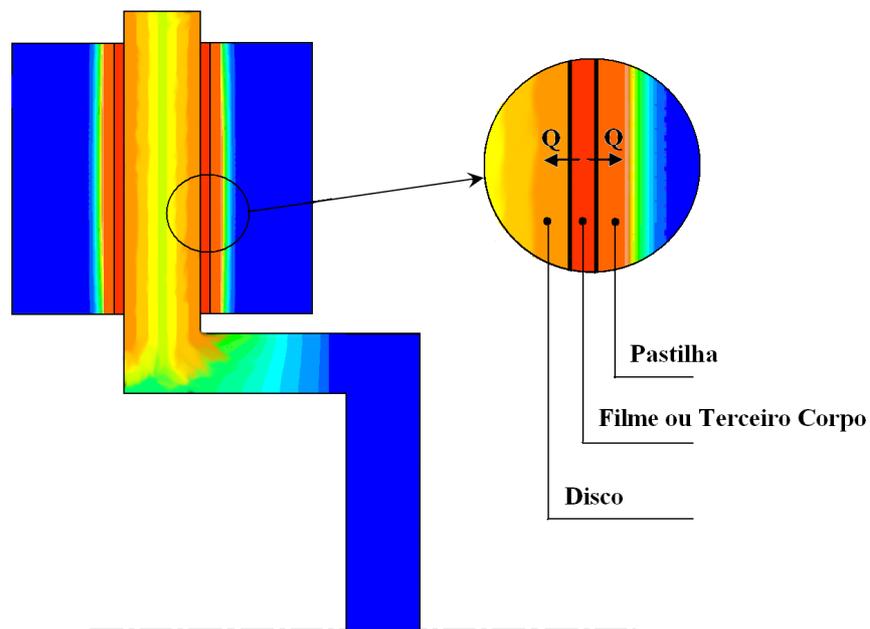


Figura 2.19 – Condução de calor do filme para o disco e para a pastilha.

Resultado semelhante obtém-se em freios a tambor. Day, 1988, por meio de simulação numérica em elementos finitos em um freio a tambor duplex, salienta que as temperaturas significativamente mais elevadas da superfície da lona em relação ao tambor (ver Figura 2.20) se devem a uma resistência de contato na interface e é a temperatura superficial do material de fricção que governa as variações do atrito. Os resultados de torque obtidos na simulação foram validados com resultados de dinamômetro inercial.

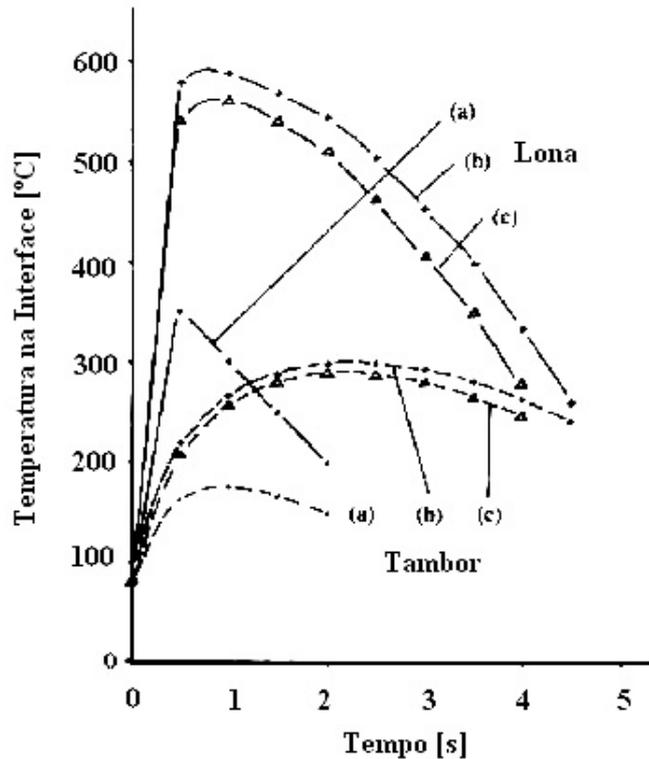


Figura 2.20 – Temperaturas obtidas na superfície da lona e na superfície do tambor através de simulação. (a) Material A, frenagem 50 – 0 km/h com $P=120$ bar, (b) Material A, frenagem 95 – 0 km/h com $P=120$ bar e (c) Material B, frenagem 95 – 0 km/h com $P=120$ bar [Day, 1988].

Day et. al, 1991, afirmam que a distribuição de pressão é fundamental na compreensão dos transientes térmicos que ocorrem na interface lona/tambor, Figura 2.21. Excessivas pressões interfaciais podem, inicialmente, ocorrer na entrada e/ou saída da lona, como também no seu centro (conformidade lona/tambor). Essas distribuições de pressão podem se alterar devido a expansões térmicas do tambor durante o processo de frenagem. Observa-se na Figura 2.21 que o comportamento da temperatura na interface lona/tambor é semelhante ao comportamento da temperatura observada nos sistemas a disco (Figura 2.18) no instante de 3.0s da frenagem.

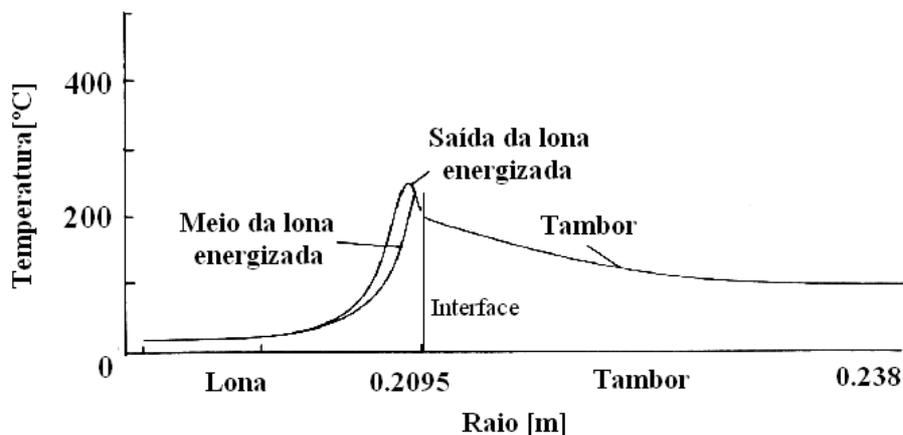


Figura 2.21 – Perfil radial de temperatura lona/tambor no instante de 3.0 s da frenagem [Adaptado: Day et. al., 1991].

A Figura 2.22 apresenta a interdependência da pressão, temperatura e desgaste na superfície do material de fricção. No início da frenagem observam-se temperaturas de até 1000 °C nos extremos da lona (entrada e saída) e também se verifica uma distribuição de pressão em formato de U bem acentuada. Ao final da frenagem, a distribuição de pressão está mais uniforme e a temperatura menor e menos variável.

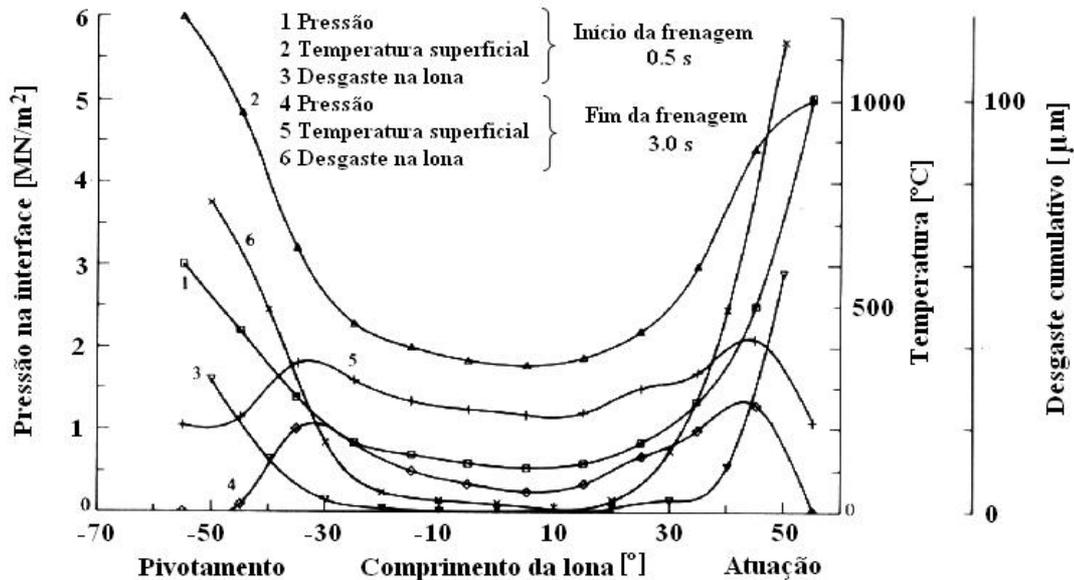


Figura 2.22 – Distribuição de pressão, temperatura e desgaste na sepata energizada de um freio a tambor do tipo simplex [Day et. al., 1991].

É importante considerar também que a temperatura a qual atinge o sistema de freio está diretamente associada à capacidade de dissipação do calor. Apesar de o ferro fundido cinzento ser o material mais comumente utilizado em discos e tambores de freio, outros materiais alternativos, com maior condutividade térmica que o ferro fundido, também são utilizados, tais como: o cobre e o aço cromo, destacam Tsang et. al., 1985.

Rhee et. al., 1970, afirmam que uma maneira de reduzir a tendência ao *fade* e aumentar a vida útil do material de fricção é reduzir a temperatura na interface do par de fricção através do uso de rotores fabricados com materiais de elevada condutividade térmica e capacidade calorífica. No seu estudo, testaram 3 tipos de tambores de freio com difusividades térmicas (Dt) bastante distintas, fabricados em ferro fundido ($Dt = 1,6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$), compósito de Al/Ferro fundido ($Dt = 6,7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ para a Liga Al 356) e liga de Cr/Cu ($Dt = 9,7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$). Os tambores foram combinados com três tipos de lonas, totalizando nove combinações, classificadas como: pouco abrasivas, moderadamente abrasivas e altamente abrasivas. Constataram que:

- o aumento da temperatura durante a frenagem foi maior para o tambor de ferro fundido, intermediária para o tambor de Al/ferro e menor para o tambor de Cr/Cu. Esse aumento da temperatura diminuiu linearmente com o aumento da difusividade térmica dos materiais dos

tambores de freio (ver Figura 2.23).

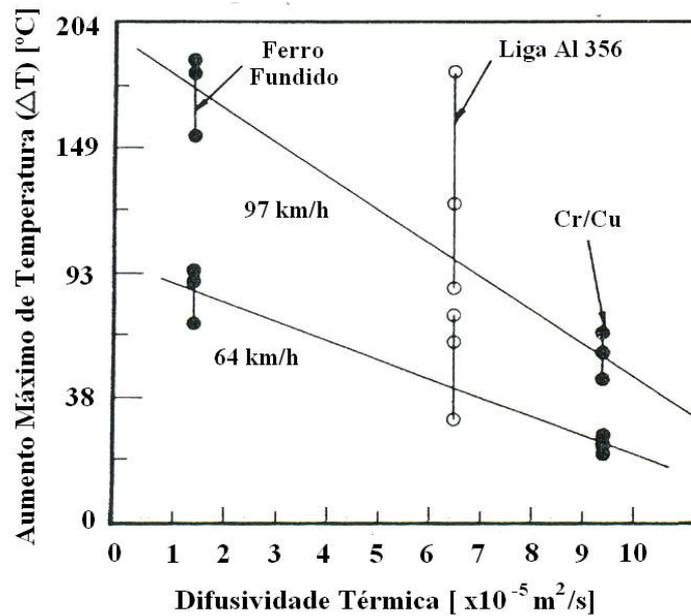


Figura 2.23 – Difusividade térmica versus aumento máximo de temperatura [Rhee et. al., 1970].

- para as lonas pouco e altamente abrasivas, o desgaste se alterou significativamente com a mudança dos tipos de tambores de freio (ver Figura 2.24).
- não foi possível correlacionar adequadamente as maiores temperaturas com os maiores desgastes das lonas (ver Figura 2.24). Para as lonas pouco abrasivas, o desgaste foi maior com o tambor de liga Al/Ferro fundido, o qual atingiu temperatura intermediária. Para as lonas moderadamente abrasivas o desgaste foi semelhante com os 3 tambores, apesar de terem atingido temperaturas diferentes. Por fim, para a lona altamente abrasiva, o desgaste foi maior com o tambor que esquentou menos entre os 3 tambores. Esse comportamento não surpreende, pois a decomposição térmica é apenas um dos vários mecanismos que causam o desgaste do material de fricção.

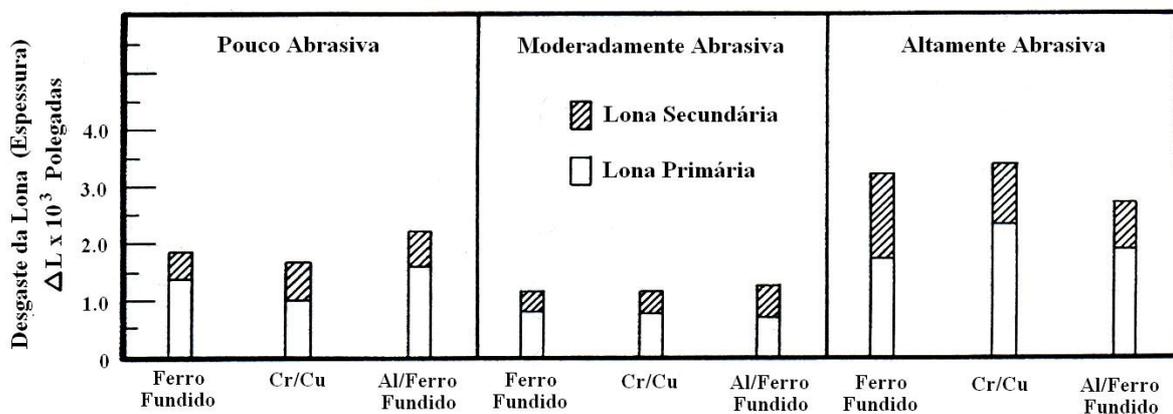


Figura 2.24 – Desgaste das lonas [Rhee et. al., 1970].

2.5.4.1 Medição de Temperatura

Eisengräber et. al., 1999, salientam que a definição da temperatura é um dos parâmetros mais importantes à interpretação das interações do par de fricção e diferentes processos que ocorrem durante a frenagem. Como foi visto na Seção 3.5.4, a temperatura do par de fricção varia consideravelmente durante a frenagem tanto nos sistemas a disco quanto nos sistemas a tambor. A escolha do ponto de medição pode resultar em resultados amplamente diferentes.

Preston e Forthofer, 1971, explicam que o calor gerado é conduzido mais rapidamente e com um menor gradiente de temperatura no rotor do que no material de fricção, de menor condutividade térmica e, por essa razão, a temperatura medida no rotor seria mais próxima da temperatura na interface do par de fricção. Neuman et. al., 1983, afirmam que a medição de temperatura geralmente é realizada no disco em vez de na pastilha, porém, é a temperatura superficial do material de fricção o parâmetro mais significativo no desempenho dos materiais de fricção. Qi e Day, 2007, destacam que a medição de temperatura na interface do par de fricção é desejável no projeto de materiais de fricção, entretanto, tal tarefa é um tanto difícil. Eisengräber et. al., 1999, salientam que até o momento não foi possível criar um método satisfatório para a medição de temperatura na superfície do disco. Precisão e conveniência, aliado à praticidade, tanto em laboratório quanto em veículo, têm custos bastante elevados e são um assunto de permanente discussão.

Eisengräber et. al., 1999, compararam a medição de temperatura de um freio a disco utilizando três métodos: termopares fixos e deslizantes, pirômetro de radiação e termógrafo. A Tabela 2.5 apresenta as principais características desses métodos.

Tabela 2.5 – métodos utilizados para medir a temperatura em sistemas de freios [Eisengräber, 1999].

Características	Termopar Fixo	Pirômetro de Radiação	Termógrafo
Ponto de medição	A medição é feita em um único ponto de raio de fricção específico. Assume-se que a distribuição de temperatura seja homogênea nas demais partes do disco	É preciso fazer um ajuste adequado do diâmetro da área que se está medindo e selecionar a emissividade correta da área a ser medida	Possibilita obter a distribuição de temperatura do objeto medido
Observação on-line	Sim	Sim, o ajuste da emissividade é realizado antes da medição	Não é possível fazer uma observação on-line da temperatura do disco (é preciso fazer o ajuste da emissividade)
Necessidade de ajuste da emissividade	Não	Sim	Sim
Compilação dos resultados	Simples	Simples	Complicada
Custo	Baixo	Baixo	Alto

Os ensaios foram realizados em dinamômetro e, num comparativo das temperaturas medidas com o termopar fixo e o outro deslizante, fixados na mesma posição radial, obtiveram uma diferença de temperatura de até 200 °C para uma frenagem de 180-0 km/h com pressão de 40 bar. Isso aconteceu devido ao menor tempo de resposta do termopar fixo e à menor condutividade térmica entre o disco e o termopar deslizante. Observaram que ambos os métodos apenas levavam a resultados semelhantes quando a temperatura aumentava lentamente (em frenagens longas ou de arrasto). Portanto, ao se utilizar termopares deslizantes é importante considerar que a temperatura real na superfície de atrito é significativamente maior. Além disso, encontraram uma diferença de temperatura de cerca de até 220 °C na direção circunferencial do disco medida com 5 termopares fixos.

Uma das dificuldades encontradas nas medições realizadas com pirômetro e termógrafo foi que a emissividade do disco é variável não apenas durante o ensaio, como também durante a frenagem. Durante todo o ensaio, a emissividade variou de 0.15 a 0.9. Para resolver esse problema utilizaram 5 termopares fixos como referência para ajustar a emissividade do pirômetro e do termógrafo. Independentemente da escolha do termopar para o ajuste, a distribuição de temperatura na superfície do disco foi determinada com uma acuracidade de ± 20 °C. A precisão, entretanto, depende das diferenças de emissividade da superfície do disco.

Qi e Day, 2007, mencionam uma técnica de medição de temperatura alternativa, conhecida como técnica do termopar exposto, como sendo um método eficaz na medição interfacial do par de fricção. A diferença desse método em relação ao método de medição convencional, no qual o termopar é inserido no disco ou na pastilha, é que a junta quente do termopar se localiza diretamente na interface de atrito. A Figura 2.25 apresenta os resultados comparativos das medições realizadas com o termopar exposto e o termopar deslizante em que a diferença de temperatura chega a ser de cerca de 300 °C durante a frenagem. Xu e Malkin apud Qi e Day, 2007, salientam que o contato direto da junta quente do termopar exposto com a interface do par de fricção tem pouco efeito sobre a qualidade do sinal de temperatura produzido.

Além disso, Qi e Day, 2007, desenvolveram também um modelo em elementos finitos, cujos resultados foram semelhantes aos valores medidos experimentalmente. Com esse modelo, encontraram diferenças de temperatura na superfície da pastilha de cerca de 120 °C devido à distribuição da área de contato real pastilha/disco. Os resultados das simulações demonstraram que a área de contato efetiva durante a frenagem tem um efeito significativo sobre a máxima temperatura local, mas pouco efeito na temperatura média da pastilha.

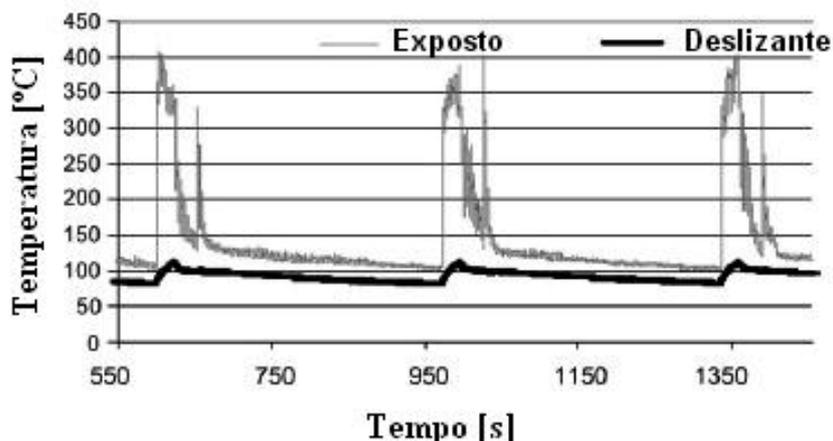


Figura 2.25 – Comparação das temperaturas medidas com o método do termopar exposto e com o termopar deslizante [Qi e Day, 2007].

Em virtude dos fatos mencionados acima, é fundamental uma medição adequada da temperatura no par de fricção para o desenvolvimento de materiais de fricção.

2.5.5 Umidade Relativa do Ar

É importante considerar também o efeito da umidade relativa do ar sobre o desempenho dos sistemas de freio. Albin apud Limpert, 1999, afirmam que a umidade tem um efeito significativo sobre o coeficiente de atrito, o qual aumenta para períodos de elevada umidade e diminui quando os freios são inundados por água. Burkman apud Iombriller, 2003, “Avaliou as mudanças que ocorrem nas pastilhas sob o efeito da água. Partiu do fato que foram obtidos bons resultados de frenagens, com baixa pressão no pedal, durante períodos de alta umidade e, foi obtida baixa eficiência de frenagem, com pressão máxima no pedal, sob condições de inundação. Obviamente concluiu que mudanças drásticas podem ocorrer no coeficiente de atrito das pastilhas. Através de um método de testes de laboratório, medindo a variação do coeficiente de atrito das pastilhas com vários graus de variação de umidade, concluiu que os coeficientes de atrito são mais altos sob condições úmidas do que sob seca, entretanto, são extremamente baixos quando os freios são inundados. Foi observado que ocorrem variações entre as pastilhas, sendo algumas muito mais sensíveis à umidade do que outras”. Eriksson, 2000, testou dois tipos de pastilhas e concluiu que as pastilhas apresentaram atrito estável entre 20 e 60% de umidade relativa. Com a umidade elevada, o coeficiente de atrito de uma das pastilhas aumentou, enquanto que para a outra pastilha diminuiu. Blau e McLaughlin, 2003, afirmam que estudos sobre o comportamento na frenagem em condições úmidas são raros na literatura tribológica. Avaliaram o comportamento do atrito com a adição de um spray de água e verificaram que o spray de água tem basicamente dois efeitos sobre o comportamento do material. A altas velocidades e baixas forças normais predominam os efeitos hidrodinâmicos, enquanto que para

velocidades mais baixas e pressões de contato maiores ocorre a supressão da formação do filme no disco e o resfriamento da interface de contato material de fricção/disco. Verificaram que o coeficiente de atrito é inversamente proporcional ao quadrado da velocidade para a faixa de velocidades entre 1.5 – 6 m/s sob condições de spray de água. Após o desligamento do spray a recuperação do atrito ocorreu em apenas alguns segundos.

Com base no que foi exposto, fica evidente que é importante levar em consideração a umidade relativa do ar no desenvolvimento de novos materiais de fricção e até mesmo no controle de qualidade. A Figura 2.26 demonstra que a umidade relativa do ar, na região de Caxias do Sul – RS, varia consideravelmente durante o ano. Isso sugere que um material o qual seja sensível a essa variável possa ser mal avaliado e, portanto, incorretamente rejeitado ou aprovado. Abo e Kuroda, 1998, mencionam o uso de um dinamômetro em escala reduzida com câmara de controle das condições ambientais e afirmam que a influência das condições ambientais (umidade relativa do ar, temperatura ambiente, etc.) sobre o desempenho dos materiais de fricção é uma questão ainda pouco pesquisada e que certamente merece um estudo detalhado.

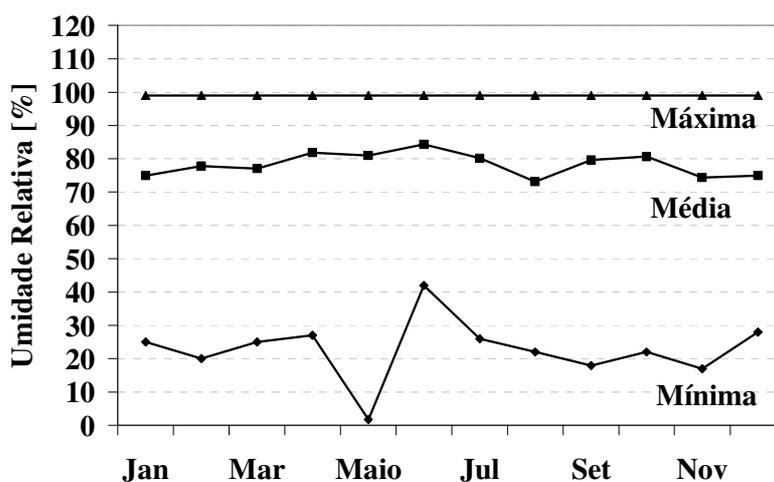


Figura 2.26 – Umidade relativa do ar no município de Caxias do Sul – RS no período de 2005 a 2006 [Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), 2007].

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Escolha dos Sistemas

Inicialmente, foi realizada a escolha de trinta e nove sistemas de freio a disco e a tambor de forma que esse conjunto de sistemas fosse representativo de todos os sistemas de freio utilizados pela Fras-le em seus projetos de desenvolvimento de produtos.

Devido à maior dificuldade na determinação da distribuição de pressão nos freios a tambor [Millner e Parsons, 1973, Day et. al., 1984, Day, 1988, Day, 1991, Day et. al. 1991], optou-se por considerar apenas os sistemas de freio a disco neste trabalho. Assim, a Tabela 3.1 apresenta uma lista dos dezenove sistemas de freios a disco considerados no cálculo das velocidades de escorregamento e pressões de contato, bem como no levantamento dos comportamentos de temperatura.

Tabela 3.1 – Sistemas de freio a disco utilizados nos projetos da Fras-le.

Sistema	Disco			Área [cm ²]		Raios				Cilindro (pistão)				Inércia [Kg.m ²]	
				Pastilha		Pastilha [mm]				Pneu [m]	Qtd.	Ø [mm]	Refetivo [mm]	Área [m ²]	Projeto
	Ø [mm]	Esp [mm]	S ou V	Unid	Dupla	Min	Máx	Médio	Altura						
A	240	12	S	41	82	71	115	93	44	0.280	1	48	96	0.0018	50
B	239	12	S	37	74	79	114	96.5	35	0.280	1	48	96	0.0018	50
C	240	20	V	43	86	75	120	97.5	45	0.281	1	48	96.5	0.0018	40
D	255	25	V	46	92	80	127	103.5	47	0.296	1	57	103.5	0.0026	45
E	239	20	V	38.15	76.3	70	116	93	46	0.280	1	54	96	0.0023	50
F	260	24	V	43.41	86.82	81	118	99.5	37	0.293	1	54	107.5	0.0023	55
G	236	20	V	37.33	74.66	70	116	93	46	0.285	1	54	93	0.0023	50
H	236	13	S	37.46	74.92	72	109	90.5	37	0.275	1	48	97.5	0.0018	45
I	258	22	V	43.41	86.82	81	118	99.5	37	0.290	1	54	105	0.0023	65
J	256	20	V	47	94	79	129	104	50	0.289	1	54	106	0.0023	50
K	280	25	V	56.6	113.2	83	140	111.5	57	0.307	1	57	118	0.0026	65
L	256	22	V	46.6	93.2	89	139	114	50	0.308	1	54	104	0.0023	65
M	287	26	V	54.5	109	84.7	128	106.48	43.65	0.356	2	46	102.7	0.0033	107.5
N	275	30	V	57	114	102	147	124.5	45	0.348	1	66	124.5	0.0034	107.5
O	296	25	V	50	100	91	144	117.25	52.5	0.353	4	42.8	128.9	0.0058	122.5
P	324	30	V	107.34	214.68	83.8	153	118.38	69.25	0.389	2	60	126	0.0057	355
Q	434	45	V	226	452	119	218	168.15	98.7	0.526	-	-	172.7	-	1308
R	430	45	V	200.72	401.44	129	215	172	86	0.527	-	-	171.5	-	1350
S	376	45	V	142.63	285.26	113	189	150.5	76	0.490	-	-	149	-	1040

S - disco sólido V - disco ventilado

Como se pode observar, esses sistemas apresentam dimensões bem distintas, sendo que

os doze primeiros são sistemas hidráulicos utilizados em veículos leves e os quatro seguintes equipam veículos utilitários esportivos (SUVS). Por fim, os últimos três são sistemas pneumáticos utilizados em veículos pesados.

3.2 Cálculo da Velocidade de Escorregamento

A velocidade de escorregamento no raio médio da pastilha pode ser calculada por:

$$V_{esc} = 2\pi R_m N \quad (2)$$

onde V_{esc} é a velocidade de escorregamento, R_m é o raio médio da pastilha e N é a rotação do disco. A rotação pode ser obtida da seguinte expressão:

$$N = \frac{V_{veículo}}{2\pi R_{pneu}} \quad (3)$$

onde $V_{veículo}$ é a velocidade do veículo e R_{pneu} é a velocidade do pneu.

3.3 Cálculo da Pressão de Contato

Metodologia semelhante à utilizada para a velocidade de escorregamento foi utilizada para a determinação das pressões de contato. Foi realizado um levantamento das pressões de contato dos sistemas dado as pressões hidráulicas usuais especificadas pelas normas de frenagem.

A força de atuação no pistão da pastilha nos sistemas hidráulicos pode ser calculada por:

$$F_{atuação} = (P_{hidr} - P_0) A_{pistão} \quad (4)$$

onde P_{hidr} é a pressão hidráulica, P_0 é a pressão necessária para vencer a mola de retorno e o atrito do pistão no cáliper e $A_{pistão}$ é a área do pistão. Dohle et. al., 2007, mencionam que P_0 varia de acordo com o sistema de freio e também com a frenagem, sendo que essa pressão é 0,7 bar em média, valor esse considerado nos cálculos da pressão de contato neste trabalho.

A força de atuação nos sistemas pneumáticos foi obtida através de curvas fornecidas pelos fabricantes dos freios que relacionam a força de atuação com a pressão pneumática do sistema. Essas curvas correspondem a:

$$Q \Rightarrow F_{atuação} = 23731,2 P_{pneum} - 11827 \quad (5)$$

$$R \Rightarrow F_{atuação} = 22838,4 P_{pneum} - 8751.6 \quad (6)$$

$$S \Rightarrow F_{atuação} = 21519.2 P_{pneum} - 9013.2 \quad (7)$$

Calculada a força de atuação na pastilha e, tendo a sua área nominal, pode-se calcular a pressão de contato:

$$P_{cont} = \frac{F_{atuação}}{A_{pastilha}} \quad (8)$$

3.4 Escolha do Material

Antes de realizar a caracterização térmica dos sistemas de freio foi realizado um ensaio com dois tipos de materiais de fricção bem distintos, um semi-metálico e duro (cód. 3021048), outro NAO e macio (cód. 305374). Esse ensaio foi realizado com um único sistema de freio (sistema A) e teve a finalidade de definir qual o melhor material de fricção a ser utilizado nos ensaios de caracterização térmica dos sistemas.

Foram utilizados os seguintes materiais nos ensaios:

- dinamômetro Fras-le modelo 02852;
- sistema de freio A, cáliper flutuante e disco sólido;
- dois pares de pastilha, uma semi-metálica (cód. 3021048) e outra NAO (cód. 305374).
- termógrafo Electrophysics modelo PV 320 e software velocity 2.4;
- termopares tipo K.

Pode-se observar na Figura 3.1 (a) como foram dispostos os equipamentos para a realização do ensaio.

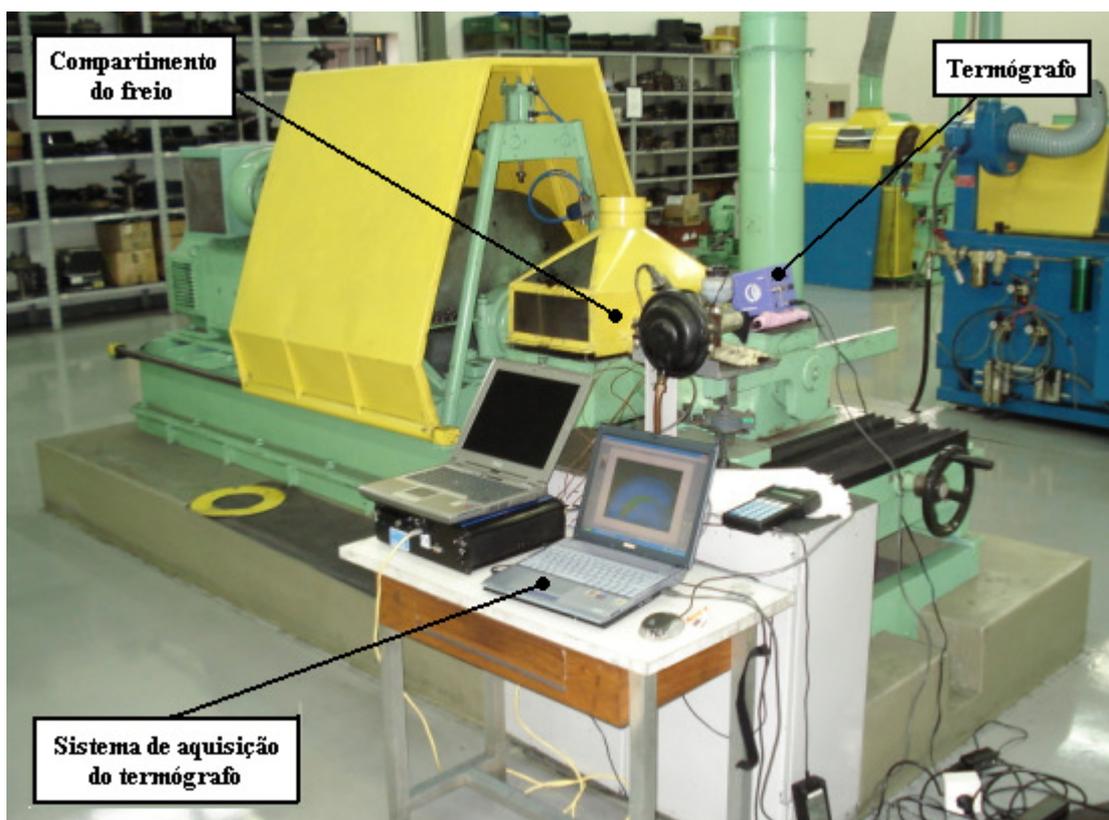


Figura 3.1: (a) Dinamômetro e equipamentos utilizados no ensaio

O termógrafo foi utilizado para avaliar o contato do par de fricção e o seu efeito sobre a aquisição de temperatura realizada pelo termopar instalado no disco. O termógrafo foi posicionado conforme indicado na Figura 3.1 (a) formando um ângulo de aproximadamente 30° com o eixo da máquina devido à dificuldade de posicioná-lo perpendicularmente ao disco. As termografias foram realizadas na face do disco do lado do cubo da roda ou face oposta ao chapéu. Os perfis de temperatura foram levantados em direção radial na saída da pastilha conforme indicado na Figura 3.2 (a). A emissividade foi identificada como 0.55 por Dillenburg, 2007, através de um experimento no qual um disco foi seccionado e instrumentado com termopares. Esse disco foi aquecido em um forno e, utilizando os termopares como referência, a emissividade pôde ser ajustada em função da sua temperatura. Foi necessário remover a camada de óxido da superfície do disco com uma lixa para que esse procedimento pudesse ser validado. A avaliação das termografias foi fundamental para determinar o comportamento do contato pastilha/disco.

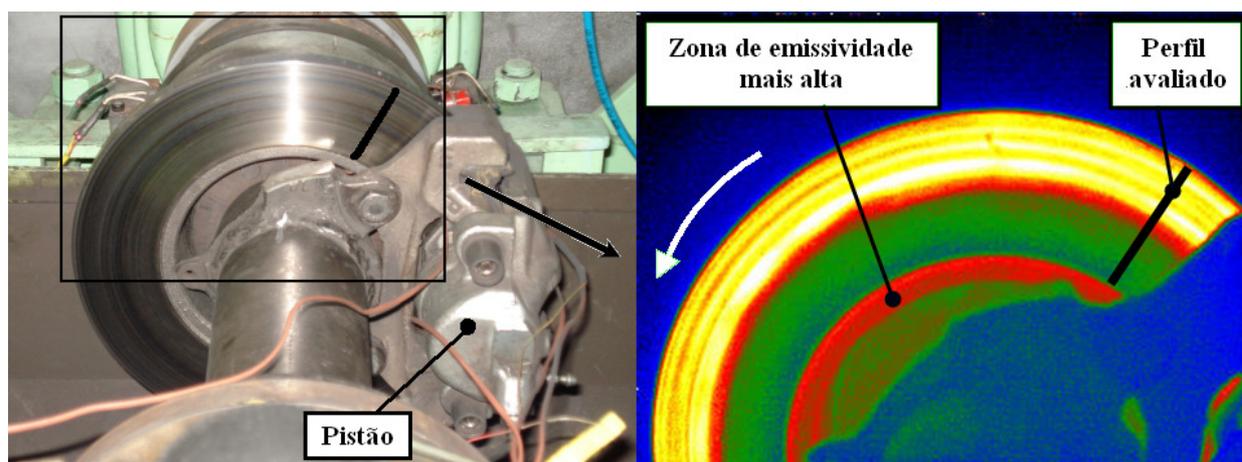


Figura 3.2 – Perfil de temperatura na termografia.

A Figura 3.3 mostra a posição do termopar no disco conforme é recomendado pelas normas de ensaio. Considerando que o disco possui 12 mm de espessura e o furo do termopar possui diâmetro de 3 mm, o termopar foi posicionado a 4 mm das superfícies de atrito do disco.

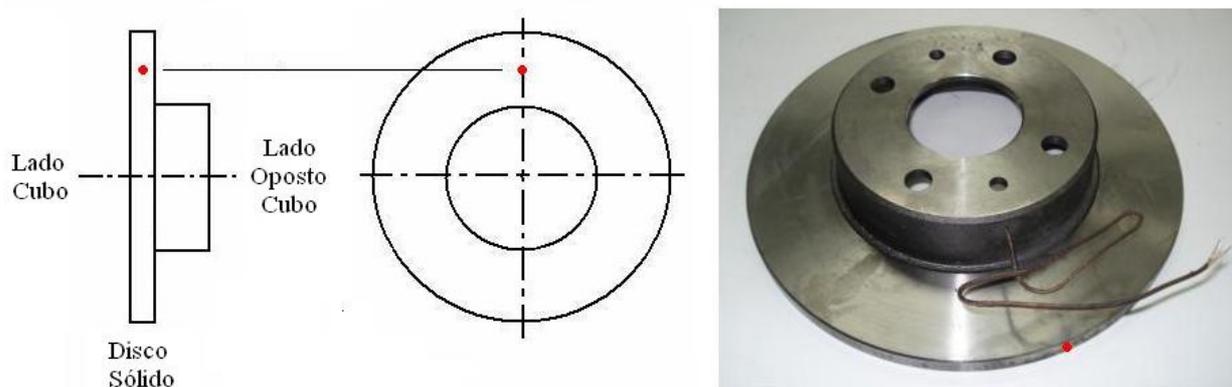


Figura 3.3 – Posição do termopar no disco do sistema A.

Para ensaiar esses materiais, foi elaborada uma planilha variando-se basicamente a pressão hidráulica e a velocidade do veículo. Esse ensaio é composto por 50 frenagens de assentamento, duas séries de velocidade (etapa 1 e 2), uma etapa de pressão (etapa 3), mais duas etapas de velocidade (etapa 4 e 5) e uma etapa de fade, respectivamente. Os parâmetros de ensaio podem ser visualizados na Tabela 10.1 na Seção Anexos.

3.5 Caracterização Térmica dos Sistemas

Após a escolha do material de fricção, foi realizada a caracterização térmica dos sistemas de freios, cujo objetivo foi comparar o comportamento térmico dos sistemas entre si através da temperatura medida no disco durante as frenagens. Para isso, quatro sistemas de freio foram ensaiados com a mesma velocidade de escorregamento, pressão de contato e densidade de energia (energia por unidade de área da pastilha) para garantir similaridade entre os ensaios.

A seguir é apresentado como calcular a inércia dos ensaios de caracterização térmica

visando manter a mesma densidade de energia. Sabe-se que a energia cinética de um corpo em movimento de rotação é dada por:

$$E_c = \frac{I W^2}{2} \quad (9)$$

Onde E_c é a energia cinética dos discos de inércia do dinamômetro em movimento, I é a inércia e W é velocidade angular. Portanto, a energia por unidade de área da pastilha pode ser obtida por:

$$\frac{E_c}{A_{past}} = \frac{I W^2}{2 A_{past}} \quad (10)$$

Considerando que os sistemas devem ser ensaiados com a mesma velocidade de escorregamento no raio médio da pastilha, chega-se a seguinte relação para os sistemas de freio $1, 2, \dots, N$:

$$\frac{I_1}{A_{past1} R_{m1}^2} = \frac{I_2}{A_{past2} R_{m2}^2} = \dots = \frac{I_N}{A_{pastN} R_{mN}^2} \quad (11)$$

Através dessa relação e, fixando a inércia para um dos sistemas, obtém-se a inércia dos demais sistemas, conforme Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Inércia utilizada nos ensaios de caracterização térmica dos sistemas.

Sistemas	Inércia [kgm ²]
B	46.3
C	54.9
D	66.2
E	44.3

Foram utilizados os seguintes materiais nos ensaios:

- dinamômetro Greening modelo 8882 (Figura 3.4);
- sistemas de freio com calipers flutuantes B (disco sólido), C (disco ventilado), D (disco ventilado) e E (disco ventilado);
- um par de pastilha para cada sistema de freio fabricada com material NAO (cód. 305374).
- termopares tipo K.



Figura 3.4 – Dinamômetro utilizado no ensaio de caracterização térmica.

Como foi mencionado anteriormente, um dos sistemas de freio (sistema B) possui disco sólido e os demais possuem discos ventilados. Os termopares foram posicionados nos discos conforme são usualmente especificados pelas normas. Portanto, no sistema B o termopar foi posicionado de maneira idêntica ao sistema A utilizado no ensaio de escolha do material (Figura 3.3). É importante mencionar que aquele sistema também possui 12 mm de espessura. Já, na Figura 3.5 é possível observar a posição dos dois termopares colocados nos discos ventilados, os termopares foram posicionados a 1mm das superfícies de atrito.

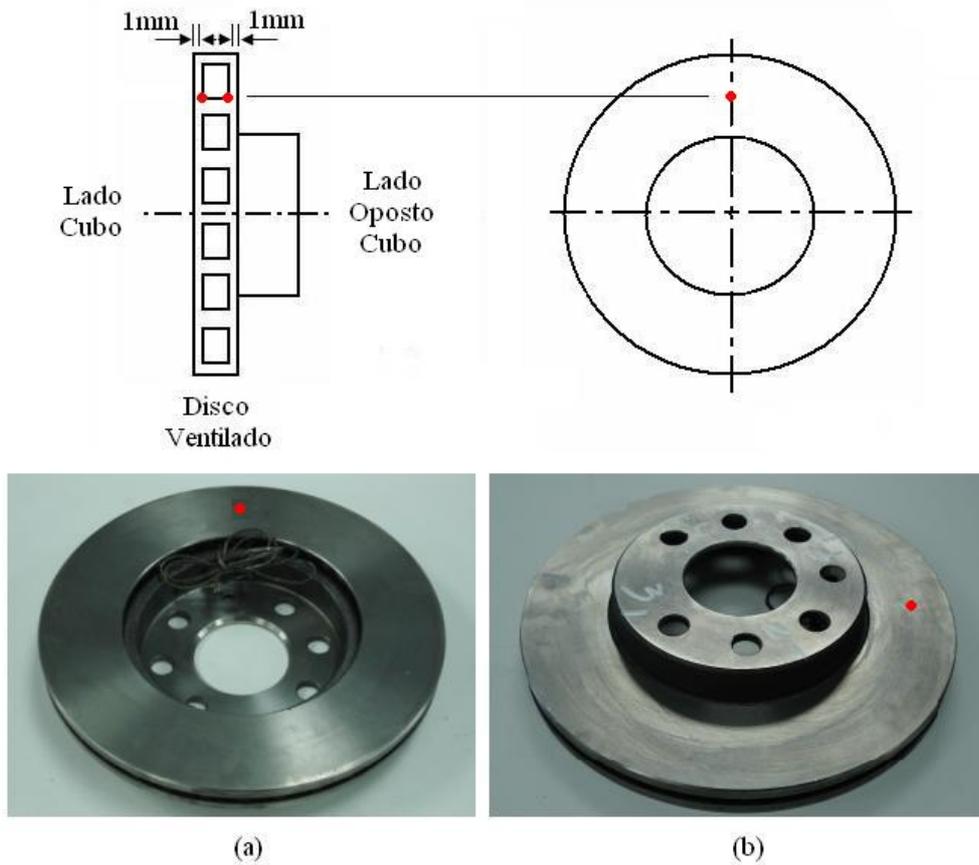


Figura 3.5 – Posição dos termopares nos sistemas com disco ventilado (foto do sistema C), (a) Face lado cubo, (b) Face lado oposta ao cubo.

Na Figura 3.6 é mostrado o sistema de freio C montado no dinamômetro para a realização do ensaio de caracterização térmica.

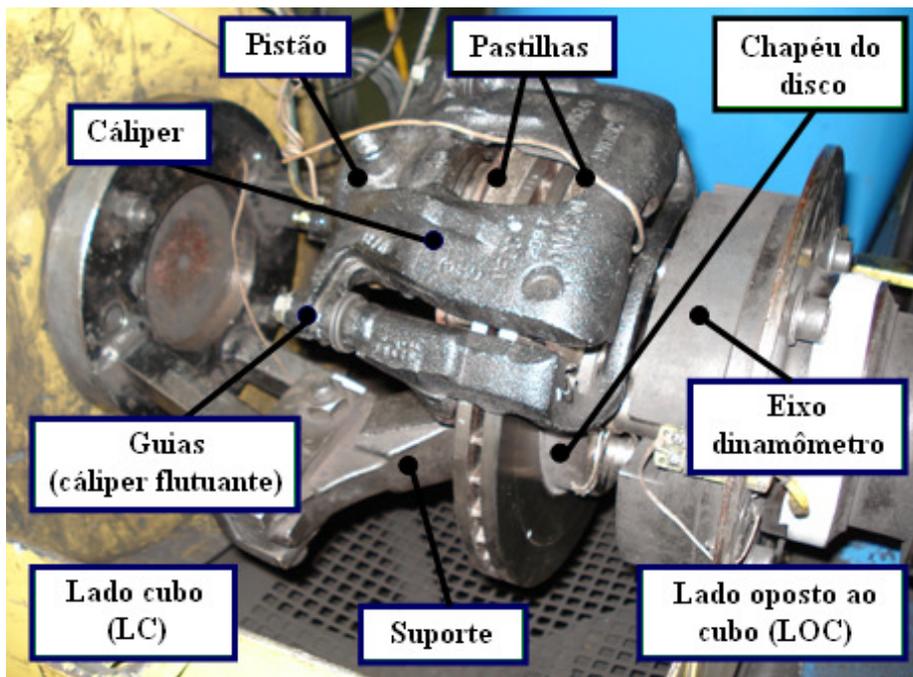


Figura 3.6: Sistema de freio montado no dinamômetro.

A Tabela 10.2 da Seção Anexos apresenta o procedimento utilizado nos ensaios de caracterização térmica dos sistemas de freio cujos parâmetros de operação foram definidos com base no levantamento das velocidades de escorregamento e pressão de contato dos sistemas para velocidades do veículo e pressões hidráulicas dadas pelas normas de certificação. É importante ressaltar que a única diferença nesses ensaios são os sistemas.

4 RESULTADOS

4.1 Velocidade de Escorregamento

A seguir foi realizado um levantamento das velocidades de escorregamento dos sistemas para velocidades do veículo de 5 e 180 km/h (limites inferior e superior das normas usualmente utilizadas). Observa-se na Figura 4.1 que as velocidades de escorregamento dos sistemas são semelhantes tanto para veículos leves e SUVs, quanto para os veículos pesados pneumáticos. Esse resultado já era esperado, pois quanto maior o raio do pneu e, conseqüentemente, do disco do freio, menor é a rotação necessária para alcançar determinada velocidade do veículo. As diferenças de velocidade encontradas não são significativas, pois conforme Wilson e Bowsher, 1971, variações na velocidade de escorregamento de $\pm 23\%$ de um valor médio não afetam o atrito.

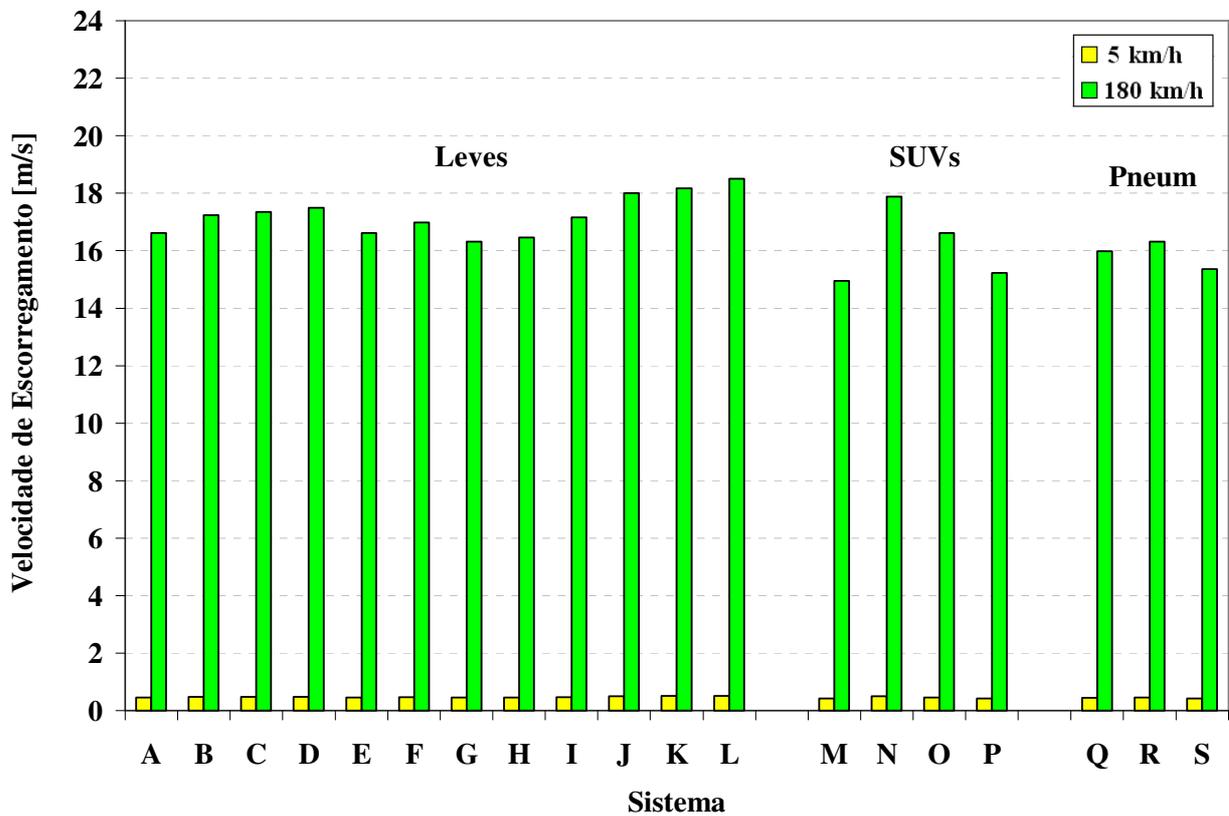


Figura 4.1 – Velocidades de escorregamento no raio médio das pastilhas dos sistemas.

4.2 Pressão de contato

A Figura 4.2 apresenta as pressões de contato calculadas para as pressões hidráulicas de atuação de 10 e 80 bar nos sistemas hidráulicos (limites inferior e superior das normas usualmente utilizadas) e pressões pneumáticas de atuação de 1 e 9 bar (limites inferior e superior das normas usualmente utilizadas) nos sistemas pneumáticos. Nesse caso, percebe-se que as

pressões de contato nos sistemas pneumáticos chegam a ser três vezes maiores que nos sistemas hidráulicos. Essa característica é justificada, pois sistemas pneumáticos necessitam de elevadas forças de atuação para produzirem o torque frenante necessário à parada de veículos pesados. Embora tenha sido observado que as velocidades de escorregamento de todos os sistemas sejam semelhantes, sugere-se que haja três procedimentos de ensaio diferentes, um para os hidráulicos (Tabela 10.2) à exceção do sistema P, outro para o sistema P devido à sua inércia significativamente diferente e um terceiro procedimento para os sistemas pneumáticos em virtude de operarem com pressões de contato consideravelmente superiores aos hidráulicos. As etapas desses procedimentos são idênticas, diferindo apenas quanto aos parâmetros de operação densidade de energia e pressão de contato.

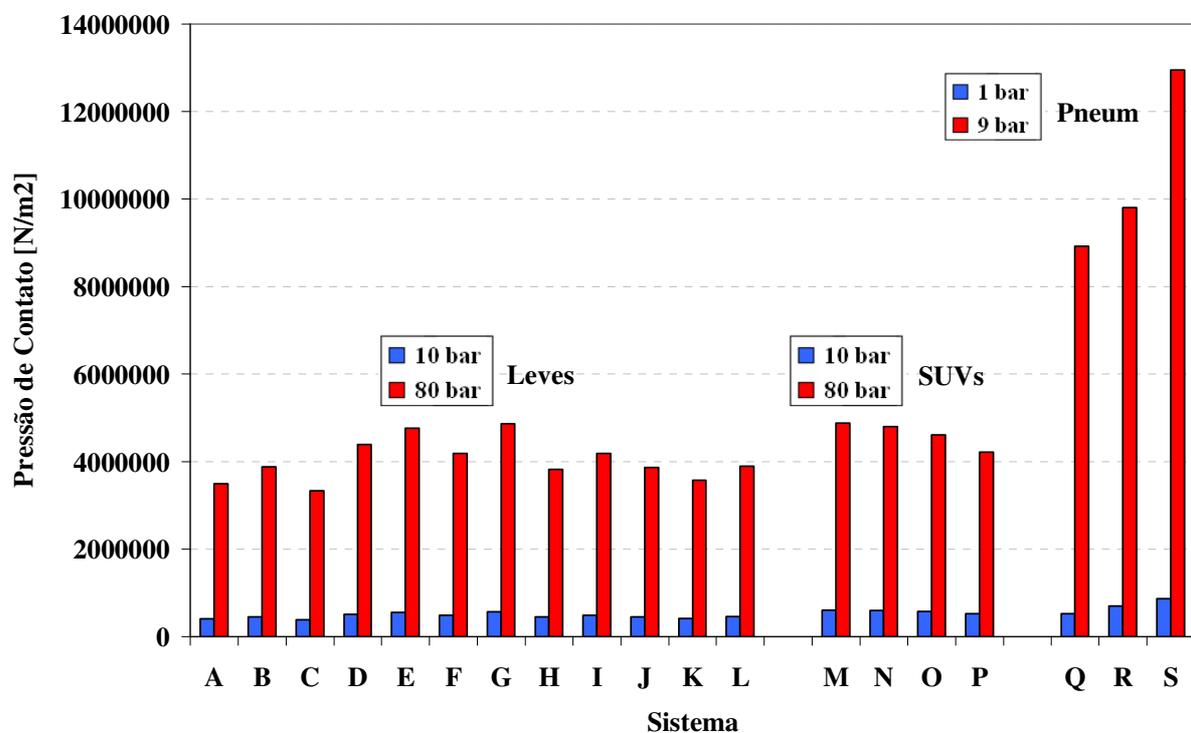


Figura 4.2 – Pressões de contato nas pastilhas dos sistemas.

É importante ressaltar que seria mais preciso calcular a pressão de contato utilizando a área de contato real entre o par de fricção em vez da área de contato nominal, porém, conforme menciona Eriksson, 2000, a área real varia durante e entre as frenagens, dificultando a sua estimativa. Outro fator que origina erro no cálculo das pressões de contato é a rigidez do sistema, pois segundo Tirovic e Day, 1991, as deformações dos sistemas alteram de maneira significativa a distribuição de pressão na pastilha.

4.3 Temperatura

4.3.1 Escolha do Material

Nos ensaios realizados para escolher o material de fricção a ser utilizado nos ensaios de caracterização térmica dos sistemas obteve-se uma distribuição de temperatura significativamente irregular na superfície do disco com a pastilha semi-metálica, conforme pode ser visualizado nos perfis de temperatura e termografias, Figura 4.3. Esse resultado pode ser explicado pela teoria dos platôs de Eriksson, 2000, que menciona que regiões mais duras, platôs primários e secundários, do material de fricção tendem a “arranhar” o disco, governando o coeficiente de atrito. Observa-se também que, no início da frenagem (instante 0s), o contato é maior no centro da pastilha e tende a aumentar nas laterais durante a frenagem (instante 5.1s e 7.9s). Por outro lado, essa distribuição de temperatura é mais uniforme durante a frenagem com a pastilha NAO (ver perfis de temperatura e termografias na Figura 4.4). Tal comportamento também é mencionado por Ostermeyer, 2001. Além disso, percebe-se que as zonas de contato dos pares de fricção com as pastilhas semi-metálica e NAO variam constantemente durante a frenagem, fenômeno também observado por Anon apud Qi e Day, 2007.

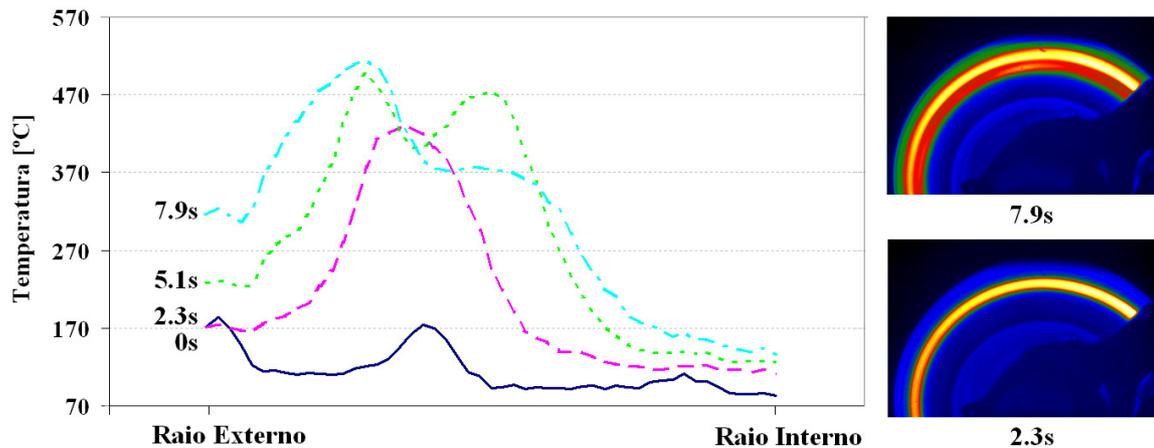


Figura 4.3: Evolução da temperatura na superfície do disco ao longo de uma seção radial durante a frenagem para a pastilha semi-metálica, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{hidr}=60$ bar (Frenagem 3).

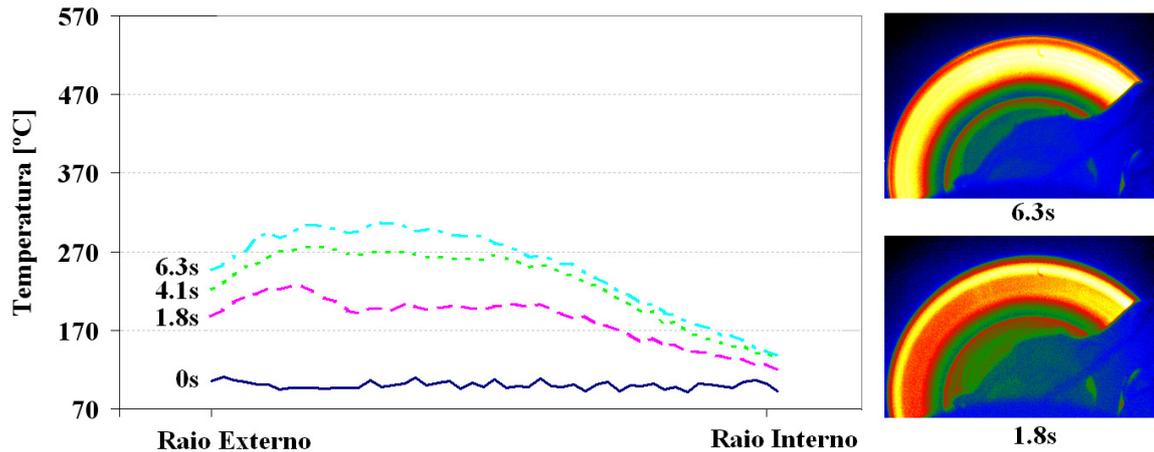


Figura 4.4: Evolução da temperatura na superfície do disco ao longo de uma seção radial durante a frenagem para a pastilha NAO, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{\text{hidr}}=60$ bar (Frenagem 3).

As características de contato observadas na Figura 4.3 e Figura 4.4 influem na temperatura medida pelo termopar no interior do disco, conforme pode ser observado na Figura 4.5 e Figura 4.6. Observa-se que há uma diferença em torno de 50 °C para as frenagens realizadas com a pastilha semi-metálica, enquanto que com a pastilha NAO essa diferença é de apenas 10 °C. Assim, optou-se pela escolha do material NAO para a caracterização térmica dos sistemas de freio, já que esse material de fricção possui uma maior repetitividade em relação ao material semi-metálico.

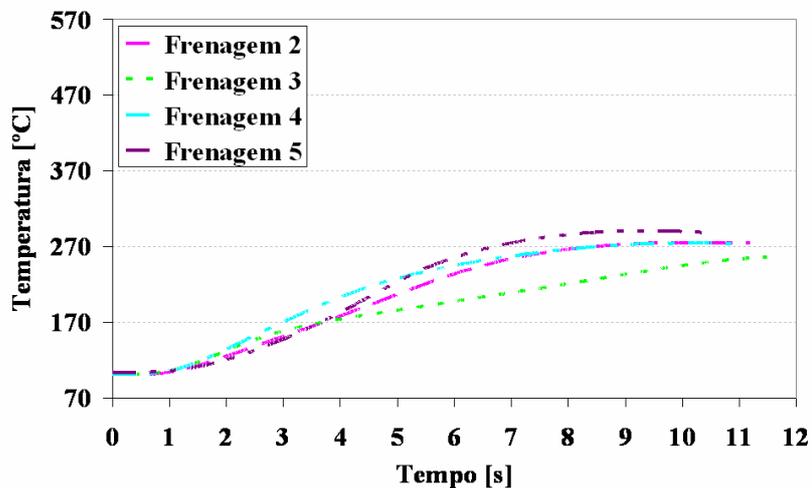


Figura 4.5 – Temperaturas medidas no disco com a pastilhas semi-metálica, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{\text{hidr}}= 60$ bar (Etapa 2).

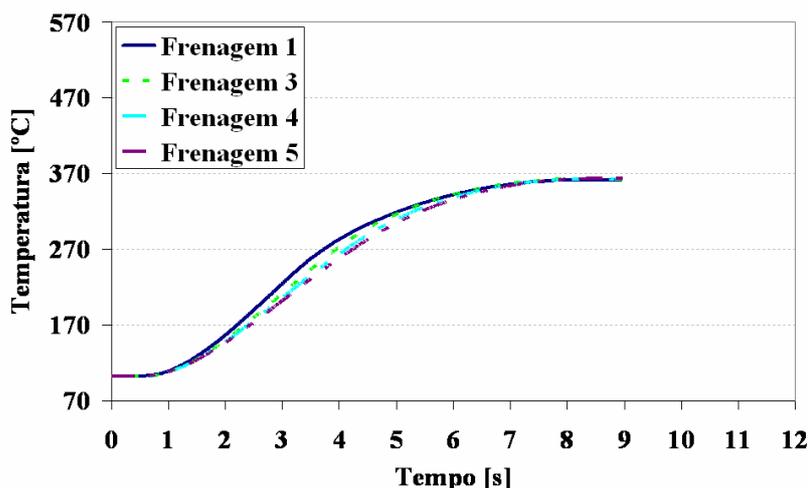


Figura 4.6 – Temperaturas medidas no disco com as pastilhas NAO, sistema A, $V=120-0$ km/h e $P_{hidr}=60$ bar (Etapa 2).

4.3.2 Temperatura Medida nos Sistemas com Discos Ventilados

Realizada a escolha do material, partiu-se para a caracterização térmica dos sistemas. Nessa etapa é importante ressaltar que os três sistemas citados na seção 4.5 foram ensaiados com a mesma velocidade de escorregamento, pressão de contato e densidade de energia (energia por unidade de área).

Do conjunto de etapas do ensaio de caracterização térmica (Tabela 10.2), optou-se por apresentar os resultados do **assentamento** porque são frenagens repetidas nas mesmas condições de velocidade e pressão e da **velocidade 5** porque são frenagens em condições distintas de pressão e velocidade. Os resultados dessas duas etapas são representativos do conjunto total de resultados obtidos nas demais etapas do ensaio.

A Figura 4.7 apresenta os resultados da etapa de assentamento com o sistema C. Considerando que nessa etapa são realizadas 50 frenagens com mesma velocidade de escorregamento e pressão de contato observa-se uma boa repetitividade dos resultados de temperatura com uma diferença entre as temperaturas nas faces do disco lado cubo e lado oposto ao cubo pequenas, aproximadamente 10 °C. É importante mencionar que na etapa de caracterização, cujos parâmetros de operação são os mesmos, esse comportamento se repetiu.

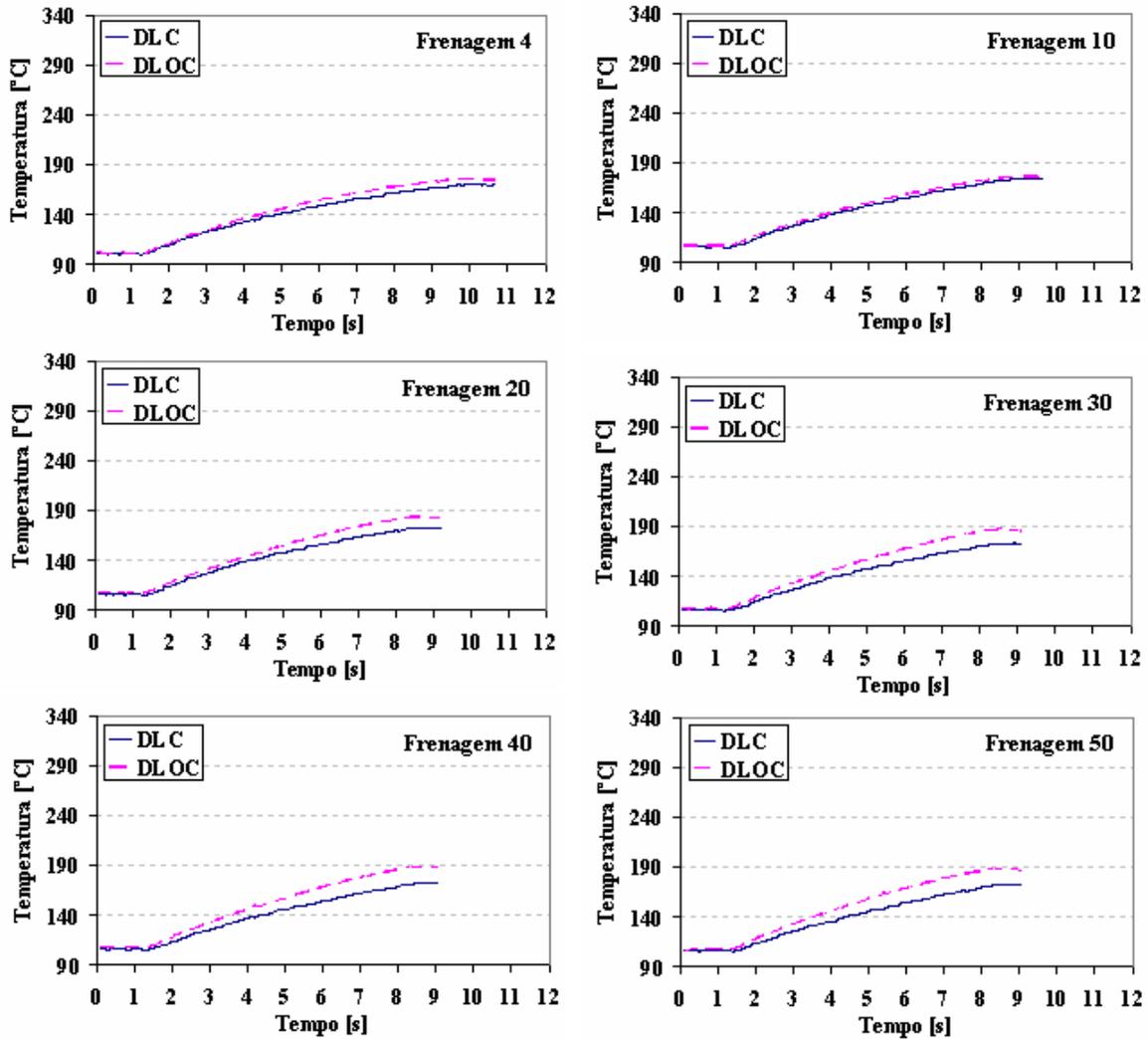


Figura 4.7 – Sistema C, etapa de assentamento, $V = 76.6 - 28.7$ km/h com $P = 31.4$ bar
($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).

Por outro lado, esse comportamento apresentado no assentamento não se repete em frenagens com velocidades mais elevadas e diferentes pressões de atuação entre frenagens (etapa velocidade 5). A Figura 4.8 comprova essa afirmativa, onde foram realizadas frenagens com pressão de atuação crescente conforme indicado para uma mesma velocidade inicial e final de frenagem do veículo. Observa-se um considerável gradiente de temperatura entre as faces do disco (até 150 °C) e, conforme é alterada a pressão de atuação, ocorre uma inversão dessas temperaturas. Essa inversão descarta a hipótese de assimetria nas espessuras das pistas de atrito dos discos ventilados, assim como, a posição de fixação do chapéu, o qual pode ser fixado tanto na pista de atrito da pastilha interna como também na pista de atrito da pastilha externa do calíper. Cabe ressaltar que os discos foram inspecionados e, em todos os sistemas ensaiados, o chapéu é fixado na pista de atrito com a pastilha externa. Essas diferenças de temperaturas estão provavelmente associadas às pressões desiguais nas pastilhas interna e externa devido às deformações mecânicas e folgas que tendem a aumentar com a usabilidade do sistema de freio,

conforme mencionam Tirovic e Day, 1991.

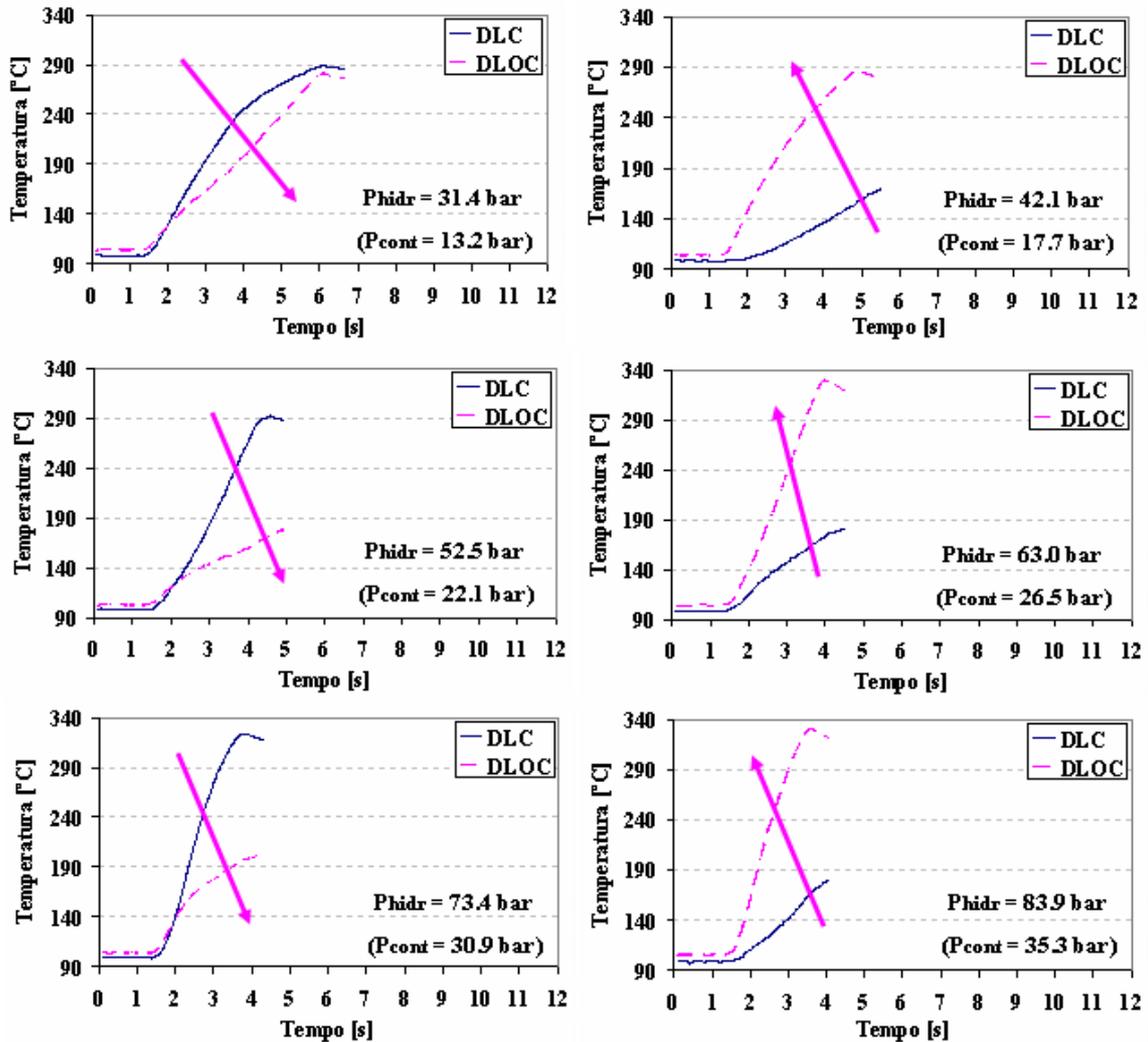


Figura 4.8 – Sistema C, etapa velocidade 5, $V = 172.3 - 143.6$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s).

A Figura 4.9 apresenta os resultados da etapa de assentamento com o sistema D. Similarmente ao sistema C, observa-se uma boa repetitividade dos resultados de temperatura com uma diferença entre as temperaturas nas faces do disco lado cubo e lado oposto ao cubo de cerca de 10 °C. Esse comportamento se repetiu na etapa de caracterização, cujos parâmetros de operação são os mesmos.

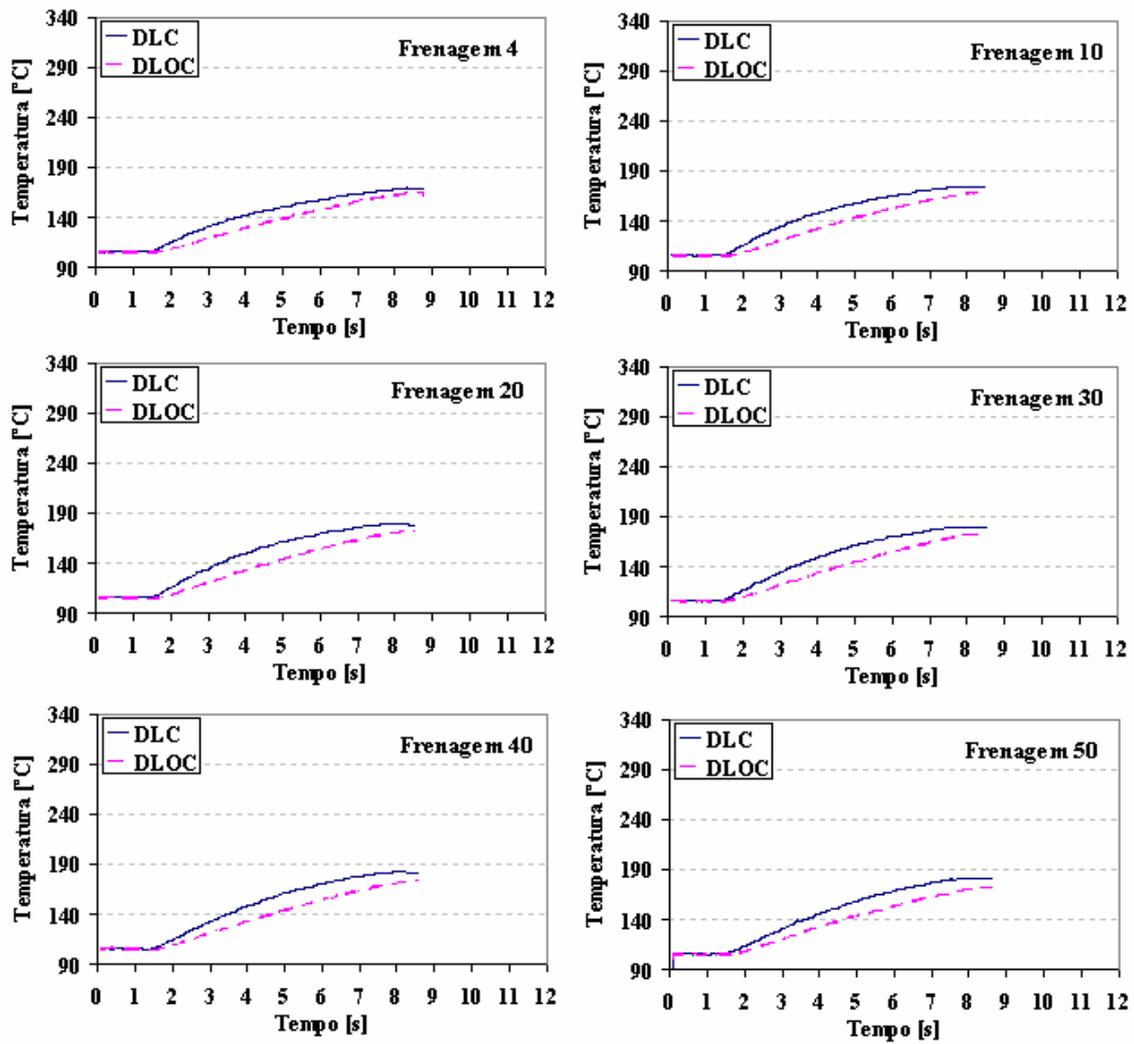


Figura 4.9 – Sistema D, etapa de assentamento, $V = 76.0 - 28.5$ km/h com $P = 23.8$ bar
 ($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).

Ao se observar a Figura 4.10 percebe-se um comportamento semelhante ao do sistema C na etapa de velocidade 5, porém, menos acentuado.

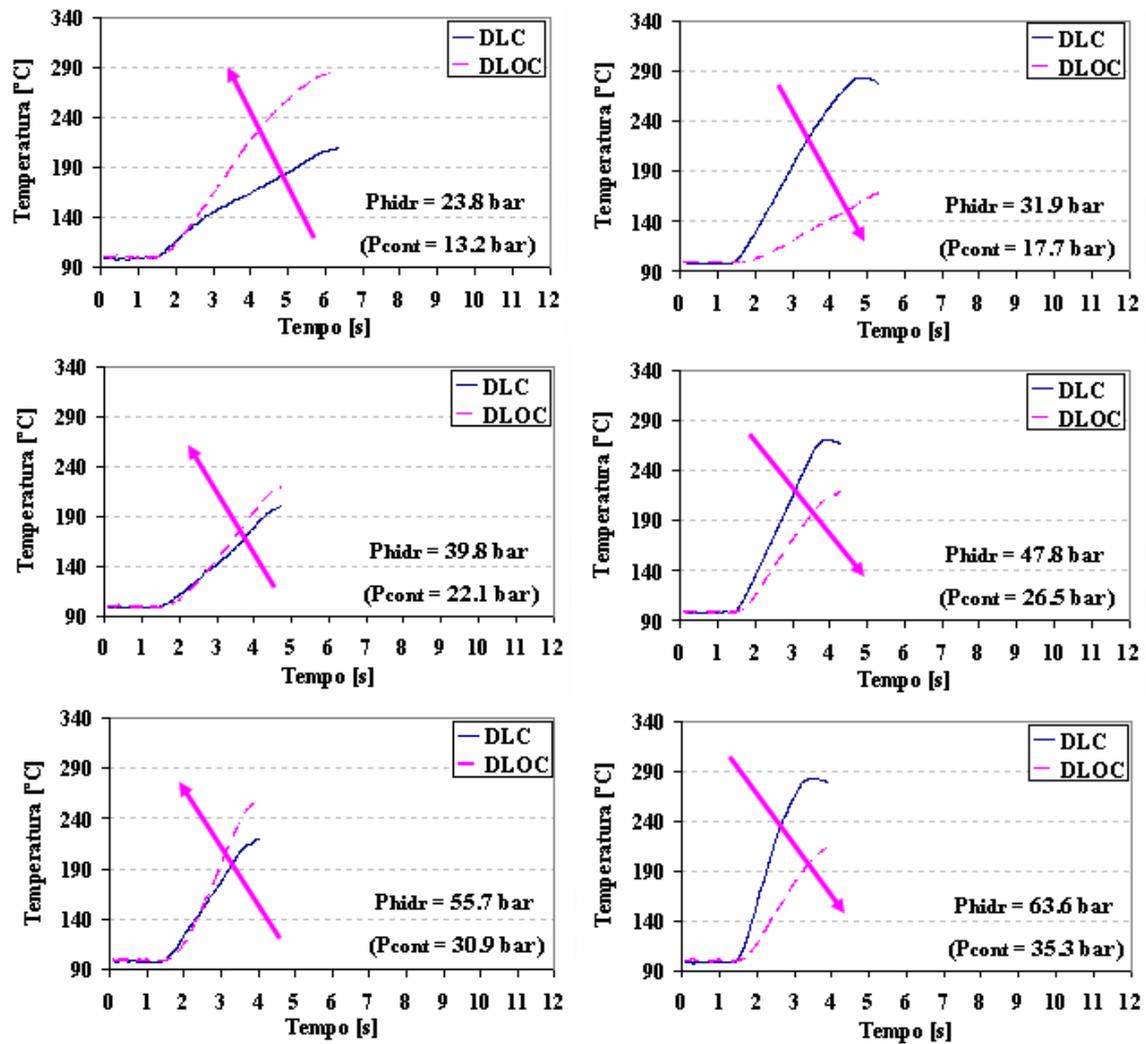


Figura 4.10 – Sistema D, etapa velocidade 5, $V = 171.0 - 142.5$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s).

A Figura 4.11 apresenta os resultados da etapa de assentamento com o sistema E. Similarmente ao sistema C e E, observa-se uma boa repetitividade dos resultados de temperatura com uma diferença entre as temperaturas nas faces do disco, lado cubo e lado oposto ao cubo, maior que nos dois casos anteriores, cerca de 40 °C. O mesmo comportamento foi verificado na etapa de caracterização, cujos os parâmetros de operação são os mesmos.

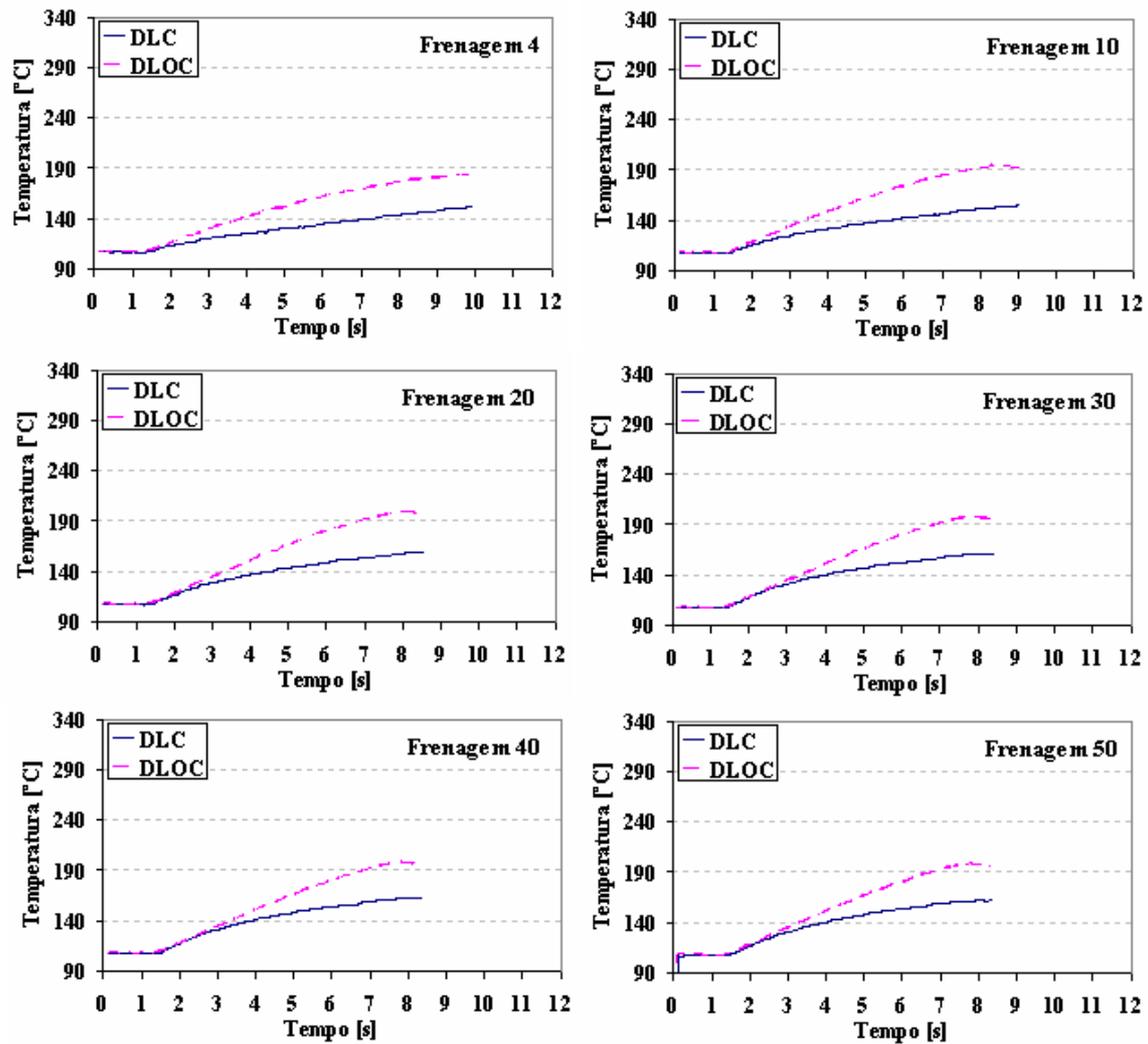


Figura 4.11 – Sistema E, etapa de assentamento, $V = 80.0 - 30.0$ km/h com $P = 22.0$ bar
($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).

A Figura 4.12 apresenta os resultados da etapa velocidade 5 com o sistema E. Neste caso, a diferença entre as temperaturas são insignificantes (menores do que 30 °C) e, os resultados apresentam boa repetitividade sem a ocorrência de inversão das temperaturas com o aumento da pressão, fenômeno verificado nos dois sistemas anteriores. Este sistema parece ter melhor rigidez estrutural e menores folgas que os testados anteriormente.

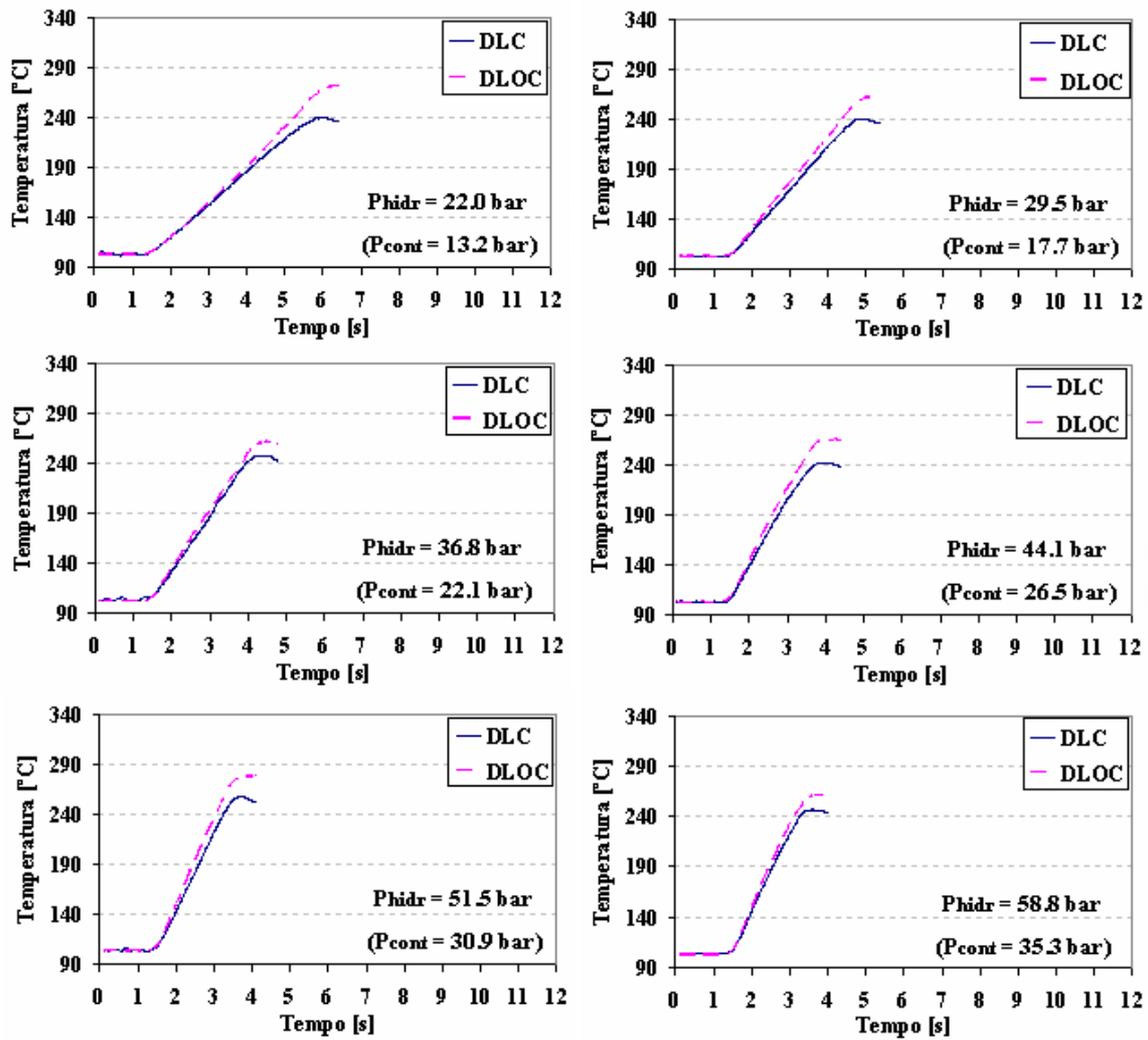


Figura 4.12 – Sistema E, etapa velocidade 5, $V = 180.0 - 150.0$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s).

Os gradientes de temperatura observados na etapa de velocidade 5 também foram observados nas demais etapas de velocidade, sendo que, em velocidades mais baixas, esses gradientes tendem a ser menos salientes.

4.3.3 Comparação Térmica entre os Sistemas

Como foi mostrado na seção anterior, a temperatura nos sistemas ventilados pode apresentar valores consideravelmente distintos dependendo da posição em que é colocado o termopar e do sistema em que é realizado a medição. Sistemas menos robustos tendem a sofrer maiores deformações durante a frenagem afetando a distribuição de pressão nas pastilhas e, conseqüentemente, a temperatura. Assim, optou-se por fazer uma média das temperaturas medidas na face lado cubo e lado oposto ao cubo nos sistemas ventilados para comparar termicamente os quatro sistemas ensaiados. Novamente a comparação das temperaturas foi realizada na etapa de assentamento e velocidade 5 uma vez que são representativas de todas as etapas de ensaio.

Na Figura 4.13 observa-se que o sistema B (disco sólido) esquenta mais que os demais sistemas, em torno de 25 °C nos finais das frenagens. Já os outros sistemas (discos ventilados) apresentam um aquecimento semelhante.

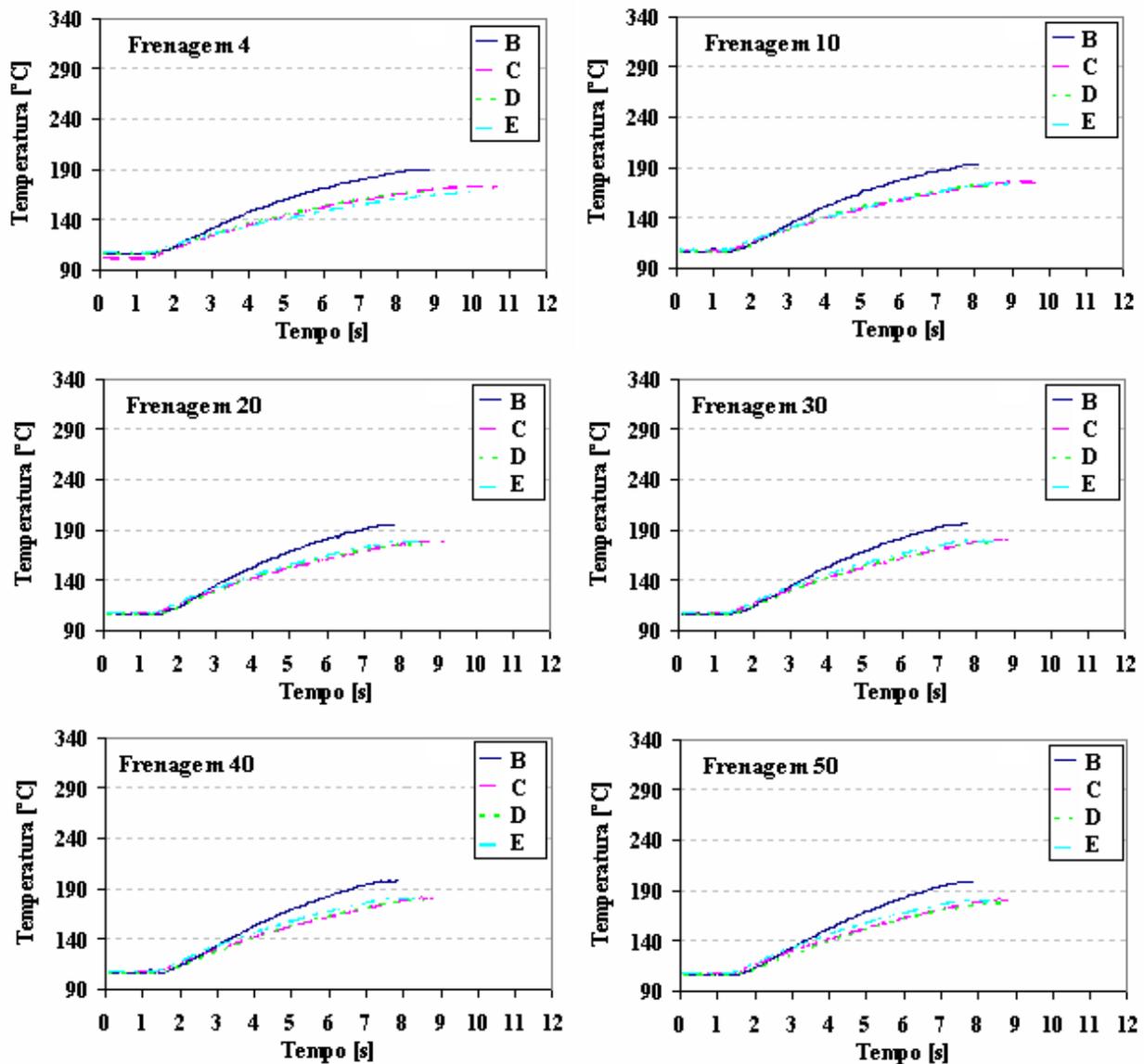


Figura 4.13 – Etapa de assentamento, $V = 80.0 - 30.0$ km/h com $P = 22.0$ bar
($V_{esc} = 7.4 - 2.8$ m/s e $P_{cont} = 13.2$ bar).

Quando se analisam as temperaturas da etapa velocidade 5 (Figura 4.14) observa-se que há uma diferença máxima do disco sólido em relação aos ventilados de 70 °C nas duas primeiras frenagens e essa diferença tende a diminuir quando se aumenta a pressão de atuação. Pode-se dizer, nesse caso, que os sistemas de freio apresentam um comportamento térmico semelhante, isto é, as diferenças de temperatura encontradas não afetam de maneira significativa o desempenho dos sistemas de freio. Porém, cabe lembrar que a medição de temperatura no sistema B com disco sólido foi realizada de maneira diferente dos demais sistemas, conforme descrito na seção 4.5.

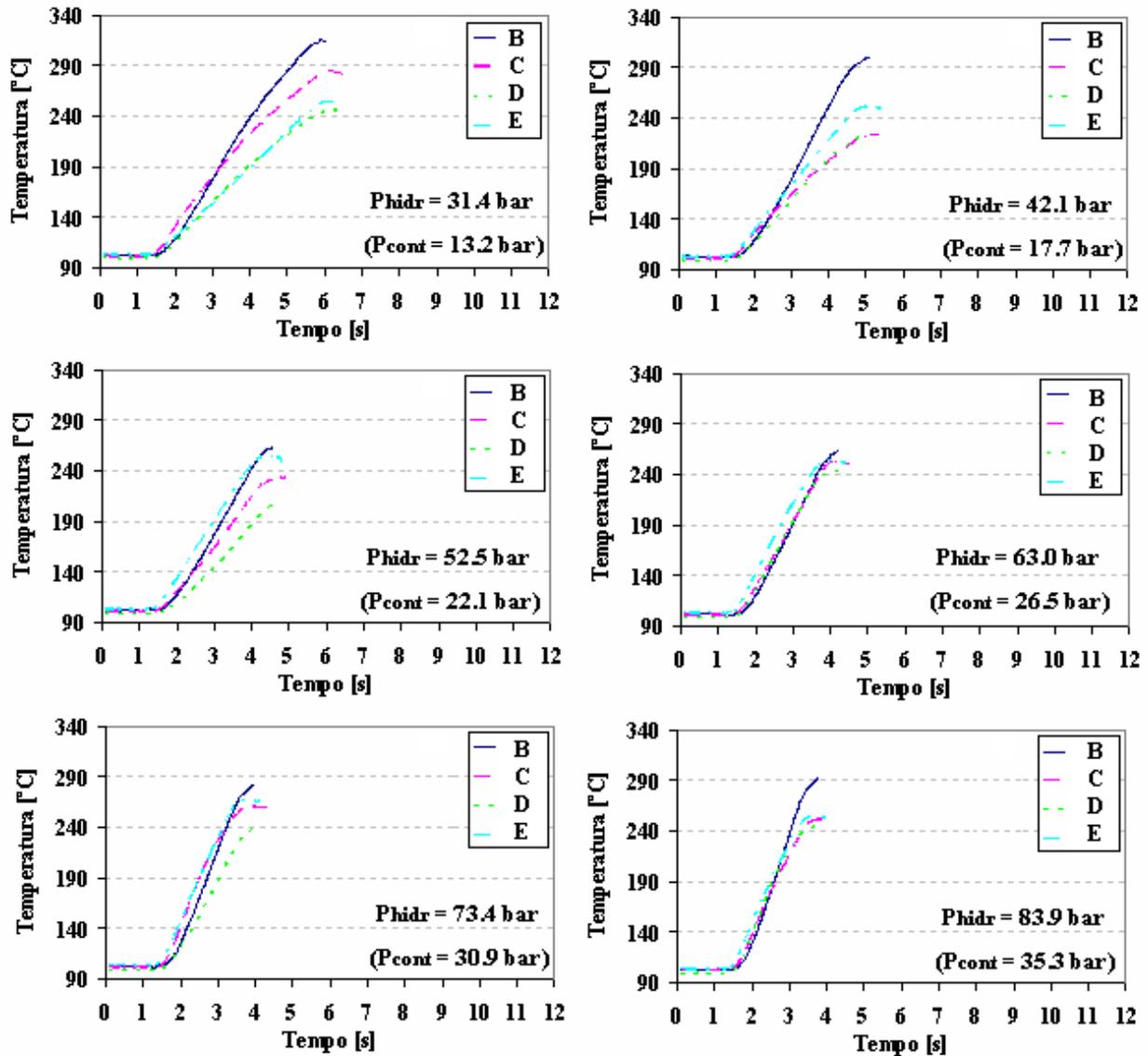


Figura 4.14 – Etapa velocidade 5, $V = 180.0 - 150.0$ km/h ($V_{esc} = 16.6 - 13.8$ m/s).

4.3.4 Efeito sobre o Atrito

Verificadas as consideráveis diferenças de temperatura nas faces lado cubo e lado oposto ao cubo nos sistemas ventilados, devidas provavelmente às diferentes distribuições de pressão intrínsecas à rigidez e folgas dos sistemas, é importante observar esse efeito sobre o desempenho do sistema. A Figura 4.15 apresenta o coeficiente de atrito dos sistemas de freio durante todo o ensaio realizado. Considerando um coeficiente de atrito médio de 0.4 observa-se uma variação de até 25% no coeficiente de atrito dos sistemas durante a etapa de assentamento e essa variação praticamente se mantém até a etapa de *fade*, quando então diminui ou tende a estabilizar. Essa tendência à estabilização do coeficiente de atrito está associada à estabilização das propriedades da película que se forma entre o par de fricção, mencionam Preston e Forthofer, 1971. Além disso, pode-se observar na etapa de velocidade 1 a 5 que, à medida que a velocidade aumenta, o

coeficiente de atrito diminui e, à medida que a pressão aumenta, o coeficiente de atrito também diminui. Essas duas características do material de fricção foram mencionadas por Tsang et. al., 1985, como sendo comum entre materiais de fricção. Outro comportamento do material de fricção pode ser observado na etapa de *fade*, onde ocorre inicialmente uma redução do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura e, em seguida o coeficiente de atrito passa a aumentar com o aumento da temperatura.

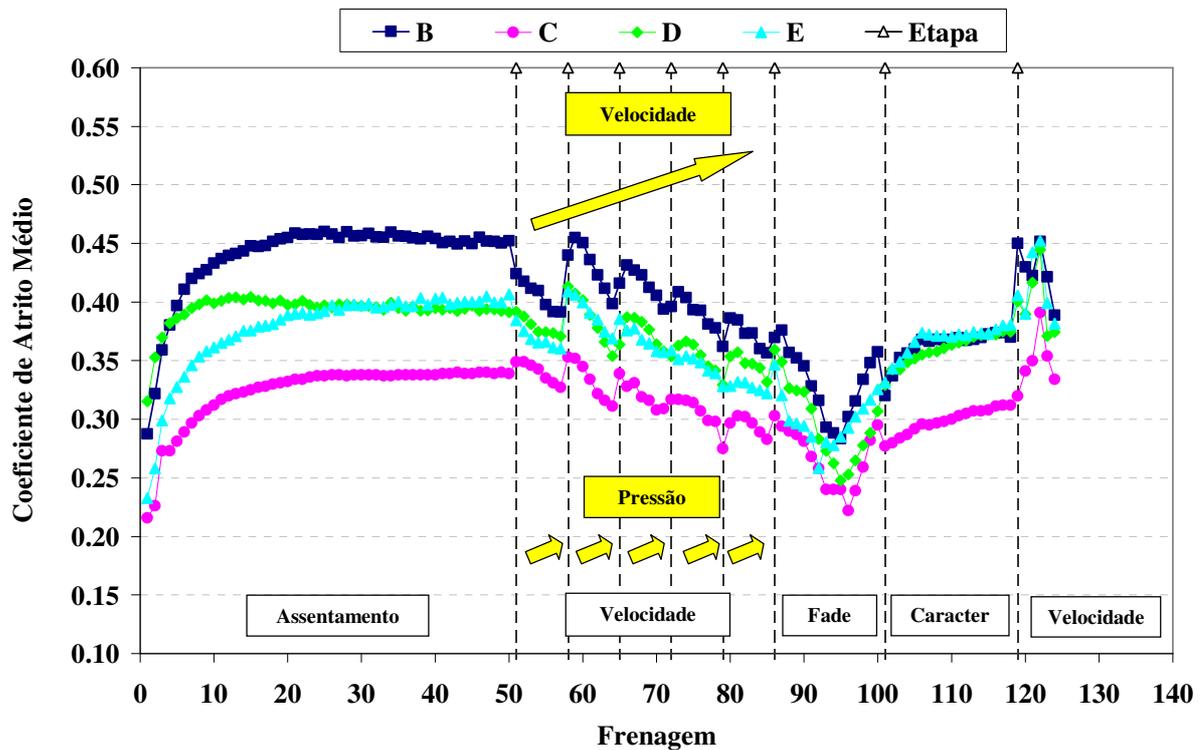


Figura 4.15 – Atrito médio durante todo o ensaio.

Visto que houve considerável diferença de desempenho entre os sistemas, é importante avaliar também a temperatura máxima que atingiram. A Figura 4.16 apresenta as temperaturas finais médias (no caso dos discos ventilados é a média dos dois termopares) das frenagens durante o ensaio. Verifica-se que não há diferença de temperatura considerável entre os sistemas e, portanto, as diferenças no coeficiente de atrito que foram observadas devem-se principalmente às diferentes pressões que os sistemas de freio impõem ao material de fricção e à variabilidade das propriedades do material de fricção, pois o efeito da velocidade pode ser tratado como um efeito térmico, menciona Day, 1991.

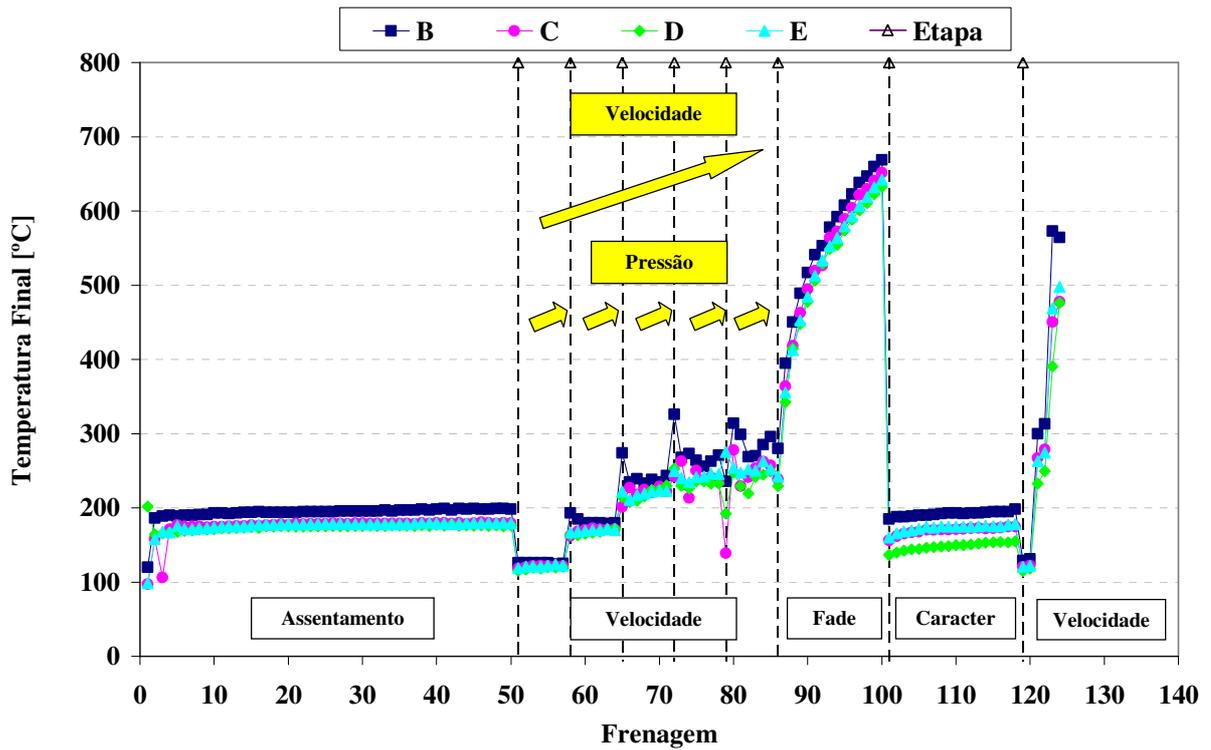


Figura 4.16 – Temperatura final da frenagem durante o ensaio.

Percebe-se que o sistema afeta significativamente o atrito e isso se deve provavelmente às folgas (de fabricação, assim como as geradas pelo uso) e às diferenças de rigidez entre os quatro sistemas ensaiados. Os efeitos de redução do atrito com o aumento da pressão e da velocidade ou temperatura observados nas etapas de velocidade 1 a 5 e a redução e o aumento do atrito com a temperatura observados na etapa de fade são comportamentos do material de fricção.

5 CONCLUSÕES

- A literatura menciona que a velocidade de escorregamento, a pressão de contato, a temperatura e a umidade relativa do ar são as variáveis que atuam sobre o desempenho dos sistemas de freio. Os resultados indicaram que outra variável deve ser considerada, a variável **sistema de freio**, pois tem influência decisiva sobre o seu próprio desempenho. A rigidez e as folgas do sistema determinam as distribuições de pressão nas pastilhas.
- Apesar das grandes diferenças geométricas, os grupos de sistemas de veículos leves, SUVs e pneumáticos avaliados operam com velocidades de escorregamento semelhantes. Conforme a literatura, essa variável parece ter pouca ou nenhuma influência sobre o desempenho dos sistemas de freio e é tratada por alguns autores como um efeito térmico. Verificou-se uma redução do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade de frenagem ou aumento da temperatura nas etapas de velocidade 1 a 5.
- Os sistemas de freio pneumáticos operam com pressões de contato de duas a três vezes superiores aos sistemas hidráulicos. Essa variável tem um papel crucial sobre o desempenho dos sistemas de freio, pois além de atuar diretamente sobre o seu coeficiente de atrito influi significativamente sobre os níveis de temperatura alcançados. Os resultados indicaram uma redução do coeficiente de atrito com o aumento da pressão.
- Os sistemas apresentam comportamentos térmicos diferentes quando se tem materiais de fricção diferentes. A utilização de termografia é fundamental para verificar a natureza do contato do par de fricção. Esse contato, por sua vez, influi na temperatura medida pelo termopar no interior do disco conforme foi verificado pela comparação das temperaturas medidas na superfície do disco pelo termógrafo e no seu interior pelo termopar.
- As diferenças de temperatura encontradas nas faces dos discos ventilados durante as frenagens indicam que os sistemas de freio aplicam forças desiguais nas pastilhas devido às deformações do cáliper e folgas do sistema. É arriscado relacionar o desempenho do sistema de freio à temperatura medida em uma única face do disco.
- A temperatura é mencionada na literatura como a variável que tem maior importância sobre o desempenho dos sistemas de freio, porém, visto que é uma consequência dos parâmetros de operação velocidade e pressão, é difícil quantificar exatamente o seu efeito através de ensaios em máquinas convencionais, tais como o dinamômetro.
- Os quatro sistemas ensaiados apresentam basicamente o mesmo comportamento térmico ao se considerar a média das temperaturas nos sistemas ventilados e posicionar o termopar no disco sólido conforme especificam as normas.

- Em suma, é fundamental conhecer o sistema de freio antes de projetar o seu material de fricção, pois cada sistema impõe um conjunto de velocidade de escorregamento, pressão de contato e temperatura ao material de fricção. A rigidez e as folgas do sistema influem significativamente no seu desempenho.

6 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Realizar mais três ensaios com o sistema C, sendo um deles com o cáliper que foi utilizado no ensaio de caracterização térmica apresentado e, outros dois ensaios com um sistema C novo. O objetivo desses ensaios seriam verificar a repetitividade dos resultados obtidos. Tirovic e Day, 1991, mencionam que o uso do sistema de freio tende a provocar o aumento das folgas no pistão do cáliper com o tempo, influenciando de maneira significativa o seu desempenho.

Realizar um ensaio para avaliar o efeito da umidade relativa do ar sobre o desempenho do sistema de freio.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bakar, A.R.A., Ouyang, H., Siegel, J. E., 2005. **“Brake Pad Surface Topography Part I: Contact Pressure Distribution”**, SAE Technical Paper Series 2005-01-3941.

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

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

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, v. 36, p. 709-715.

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.

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.

Day, A.J., 1984, Harding, P. R. J., Newcomb, T. P., **“Combined Thermal and Mechanical Analysis of Drum Brakes”**, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 198, n 15, p. 287-294.

Day, A.J., 1988, **“An Analysis of Speed, Temperature, and Performance Characteristics of Automotive Drum Brakes”**, Journal of Tribology, v.110, p. 298-305.

Day, A.J., 1991, **“Drum Brake Interface Pressure Distributions”**, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 205, n 2, p. 127-136.

Day, A.J., Tirovic, M., Newcomb, T.P., 1991, **“Thermal Effects and Pressure Distributions in Brakes”**, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 205, n 3, p. 199-205.

Dillenburg, R. F., 2007, **“Avaliação do Contato entre Material de Fricção e Disco de Freio com o Uso de Termografia”**, Monografia, Escola de Engenharia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, Brasil.

Dohle, A., Elvenkemper, A., Lange, J., Degenstein, Th., 2007, **“The μ – Value – Friction Level Determination in Brake Systems”**, 8º Colloquium Internacional de Freios, 10 a 11 de maio, SAE Brasil.

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.

Eriksson, M., 2000. **“Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to**

Squeal”, Thesis, Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala.

Genta, G., 2000, “**Meccanica dell’ Autoveicolo**”, Levrotto&Bella, Torino – Itália.

Goñi, J., Mitxelena, I., Rubio, A., Coletto, J., Terrón, A., Garcia, A., Sánchez, J., 2001, “**A Comparative Study on the Performance of Ventilated Brake Discs Manufactured in Different Advanced Materials**”, Society of Automotive Engineers, 2001-01-3325.

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

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

“**Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE)**”. Disponível em:

<http://satelite.cptec.inpe.br/PCD/historico/consulta_pcda.jsp>. Acesso em: 29 out. 2007.

Iombriller, 2003, “**Análise Térmica e Dinâmica do Sistema de Freio a Disco de Veículos Comerciais Pesados**”, Tese, Escola de Engenharia de São Carlos.

Kuroda, T., Abo, J., “**Correlation of Scale to Full-Size Dynamometer Testing**”, The Second International Seminar on UK, 14-15 May 1998.

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

Majcherczak, D., Dufrenoy, P., Berthier, Y., 2007, “**Tribological, Thermal and Mechanical Coupling Aspects of Dry Sliding Contact**”, Tribology International, vol. 40, 834-843.

Millner, N., Parsons, B., 1973, “**Effect of Contact Geometry and Elastic Deformations on the Torque Characteristics of a Drum Brake**”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (London), v.187, n 26, 317-331.

Morelli, A., 2002. “**Progetto dell’ Autoveicolo**”, Celid, Torino - Itália.

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, 233–238, [I. Mech. E. Conference Publications].

Oldershaw, R.M, Prestidge, A.F, Birkmyre RC., 1973. “**Brake Road Testing in the Laboratory**”. SAE Technical Paper Series 730563.

Ostermeyer, G.P., 2001. “**Friction and Wear of Brake Systems**”, Forschung im Ingenieurwesen, vol. 66, pp. 267 – 272.

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., 2007, “**Investigation of Disc/Pad Interface Temperatures in Friction Braking**”, Wear, v. 262, 505 – 513.

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

Rhee, S.K., Turak, J.L., Spurgeon, W.M., 1970, “**An Inertial Dynamometer Evaluation of Three Alloys for Automotive Brake Drums**”, Society of Automotive Engineers, paper 700138.

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

Rabinowicz, E., 1995, “**Friction and Wear of Materials**”, Second Edition, John Wiley & Sons, INC.

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

Shigley, J.E., 2005. “**Projeto de Engenharia Mecânica**”, Bookman.

Silva, D. T., 2007, “**Determinação do Fluxo de Calor entre Pastilha e Disco de Freio Durante um Intervalo de Frenagem**”, Monografia, Escola de Engenharia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, Brasil.

Susin, V. A., Mazzaferro, J. A. E., Ferreira, N. F., Perondi, E. A., 2007, “**Análise da Distribuição de Pressão de um Freio a Tambor com a Utilização do Método dos Elementos Finitos**”, 8º Colloquium Internacional de Freios, 10 a 11 de maio, SAE Brasil.

Stachowiak, G., W., Batchelor, A. W., 2005, “**Engineering Tribology**”, Third Edition, Elsevier.

Tamari, J., Doi, K., Tamasho, T., 2000, “**Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad**”, *JSAE Review*, v. 21, 133-141.

Tirovic, M., Todorovic, J., 1988. “**Flexural Effects in Commercial Vehicles Disc Brake Pads**”, C455/88, IMechE.

Tirovic, M., Day, A.J., 1991, “**Disc Brake Interface Pressure Distributions**”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 205, nº 2, p 137-146.

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

Uyyuru, R.K., Surappa, M. K., Brusethaug, S., 2007, “**Tribological Behavior of Al-Si-SiC_p Composites/Automobile Brake Pad System under Dry Sliding Conditions**”, *Tribology International*, v. 49, pp. 365-373.

Wilson, A.J, Belford, W.G, Bowsher G.T., 1968. “**Testing Machines for Scale Vehicle**

Brake Installations”, The Engineer, 317-323.

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

Yoshioka, O., 2007, **“Análise dos Efeitos das Deformações Elásticas das Sapatas na Distribuição de Pressão de um Freio a Tambor”**, Monografia, Escola de Engenharia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, Brasil.

Zimmer, D., 1982. **“ATE Friction Test Machine and Other Methods of Lining Screening”**. Society of Automotive Engineers, paper 820163.

8 NORMAS

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

Brasil. “**Lonas para Freios a Tambor e a Disco**”. TL110 de fevereiro de 2002. In Central de Normas Técnicas Wolkswagen AG.

Caxias do Sul. “**Teste de Homologação do Sistema de Freios e Material de Atrito do Freio**”. MF 80.934 de janeiro de 2002. In Manual de Métodos Fras-le.

Caxias do Sul. “**Avaliação do Desgaste de Guarnições do Freio a Disco em Diferentes Temperaturas**”. MF 80.254 de junho de 1995. In Manual de Métodos de Ensaios.

Michigan, USA. “**FMVSS 121 - Air Brake Systems - Truck, Buses and Trailers – Inertia Dynamometer**”. TP-202 de março de 1995. In Automotive Headquarters, Department of Test Development, Rockwell International.

Michigan, USA. “**Supplement to TP – 202 – Air Brake Systems 0 Trucks, Buses, and Trailers – Inertia Dynamometer Test – FMVSS 121**”. TP-202A de março de 1995. In Automotive Headquarters, Department of Test Development, Rockwell International.

Michigan, USA. “**FMVSS 121 Air Brake Systems Modified TP 202 Truck, Buses and Trailers – Inertia Dynamometer**”. TP-202M de novembro de 1997. In Automotive Headquarters, Department of Test Development, Rockwell International.

USA. “**Brake Dynamometer Procedure Tp 2006 - ¼ - Vehicle Test, for front Lining Screening Version 2.4**”. TP 2006 de maio de 2004. In Daimler Chrysler Manual.

9 BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

Anderson, A.E, Gratch, S, Hayes, H., 1967. **“A New Laboratory Friction and Wear Test for the Characterization of Brake Linings”**. Society of Automotive Engineers, paper 670079.

Burkman, A.J, Highly, F.H., 1967. **“Laboratory Evaluation of Brake Lining Materials”**. Society of Automotive Engineers, paper 670510.

Cho, K. H., Han, J. M., Jang, H., Kim, S. J., Lee, J. Y., Park, H. D., Oh, J. S., Lim, J. D., 2005, **“Corrosion Induced Brake Torque Variation: The Effect from Gray Iron Microstructure and Friction Materials”**, Society of Automotive Engineers, 2005-01-3919.

Erikson, M., Jacobson, S., 2000, **“Tribological Surfaces of Organic Brake Pads”**, Tribology International, v. 33, 817-827.

Fox, W. F., 1992, **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**, Quarta Edição, Editora LTC.

Harding, P.R.J., Wintle, B.J., 1978, **“Flexural Effects in Disc Brakes”**, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, v. 192, 1-7.

Hohmann, C., Schiffner, K., Oerter, K., Reese, H., 1999, **“Contact Analysis of Drum Brakes and Disk Brakes using ADINA”**, Computers and Structures, v. 72, 185-198.

Huang, M.H., Shyr, J.S., 2002, **“On Pressure Distributions of Drum Brakes”**, Journal of Mechanical Design, v.124, 115-120.

Kato, T., Soutome, H., 2001, **“Friction Material Design for Brake Pads Using Database[®]”**, Tribology Transactions, v. 44, 137-141.

Thompson, J. K., Marks, A., Rhode, D., 2002, **“Inertia Simulation in Brake Dynamometer Testing”**, Society of Automotive Engineers, 2002-01-2601.

10 ANEXOS

Tabela 10.1– Procedimento de ensaio para a escolha do material de fricção.

Etapa	Nº	VELOCIDADE VEÍCULO [km/h]		PRESSÃO HIDRÁULICA [bar]	TEMPERATURA [°C]	INÉRCIA [kgm ²]
		Início	Fim	P	Tinício	I
Assentamento	50	80	30	30	100	50,4
Etapa 1	5	40	0	30	100	50,4
	5	80	0			
	5	120	0			
Etapa 2	5	40	0	60	100	50,4
	5	80	0			
	5	120	0			
Etapa 3	6	80	0	10, 20, 30, 40, 50, 60	100	50,4
Etapa 4	5	32	0	20,5 (10 bar de Pcont)	100	50,4
	5	65	0			
	5	97	0			
Etapa 5	5	32	0	61,4 (30 bar de Pcont)	100	50,4
	5	65	0			
	5	97	0			
Fade	15	100	5	30	100	50,4
					215	
					283	
					330	
					367	
					398	
					423	
					446	
					465	
					483	
					498	
					513	
					526	
539						
550						

TOTAL 131 frenagens

Tabela 10.2– Procedimento do ensaio de caracterização térmica dos sistemas hidráulicos (à exceção do sistema P).

Etapa	Nº	VELOCIDADE DE ESCORREGAMENTO [m/s]		PRESSÃO CONTATO [bar]	TEMPERATURA [°C]	INÉRCIA [kgm ²]
		Início	Fim	pcont	Tinício	
Assentamento	50	7.4	2.8	13.2	100	I
Velocidade 1	7	3.7	0.5	8.8 - 13.2 - 17.7 - 22.1 - 26.5 - 30.9 - 35.3	100	I
Velocidade 2	7	7.4	3.7	8.8 - 13.2 - 17.7 - 22.1 - 26.5 - 30.9 - 35.3	100	I
Velocidade 3	7	11.1	7.4	8.8 - 13.2 - 17.7 - 22.1 - 26.5 - 30.9 - 35.3	100	I
Velocidade 4	7	14.8	12.0	8.8 - 13.2 - 17.7 - 22.1 - 26.5 - 30.9 - 35.3	100	I
Velocidade 5	7	16.6	13.8	8.8 - 13.2 - 17.7 - 22.1 - 26.5 - 30.9 - 35.3	100	I
Fade	15	9.2	0.5	0.4 g	100	I
					215	
					283	
					330	
					367	
					398	
					423	
					446	
					465	
					483	
					498	
					513	
					526	
539						
550						
Caracterização	18	7.4	2.8	13.2	100	I
Velocidade 6	2	3.7	0	13.2 - 26.5	100	I
Velocidade 7	2	10.2	0	13.2 - 26.5	100	I
Velocidade 8	2	16.6	0	13.2 - 26.5	100	I
TOTAL	124	frenagens				