ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Aliandro Henrique Costa Santos E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 28/02/2005

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Avaliação do Desempenho de Pastilhas Automobilísticas Nacionais

Autor: **Aliandro Henrique Costa Santos**
Orientador: **Auteliano A. dos Santos Junior**

02/05

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

Avaliação do Desempenho de Pastilhas Automobilísticas Nacionais

Autor: **Aliandro Henrique Costa Santos**
Orientador: **Auteliano Antunes dos Santos Junior**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P . – Brasil

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

UNIDADE BC
Nº CHAMADA T/UNICAMP
Sa59a
V ____ EX
TOMBO BC/ 64844
PROC 16-P00086-05
C ____ EX
PREÇO 11,00
DATA 21/07/05
Nº CPD BC/ 359530

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sa59a

Santos, Aliandro Henrique Costa
Avaliação do desempenho de pastilhas automobilísticas / Aliandro Henrique Costa Santos. -- Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Junior.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Freios. 2. Materiais abrasivos. I. Santos Junior, Auteliano Antunes dos. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Evaluation of the Brazilian brake pads performance
Palavras-chave em Inglês: Brakes e Friction materials
Área de concentração: Projeto Mecânico
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: Antonio Carlos Canale e Helder Hermini Anibal
Data da defesa: 28/02/2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Avaliação do Desempenho de Pastilhas Automobilísticas Nacionais

Autor: **Aliandro Henrique Costa Santos**
Orientador: **Auteliano Antunes dos Santos Junior**

Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, Presidente.
FEM - UNICAMP

Prof. Dr. Antonio Carlos Canale
USP – São Carlos

Prof. Dr. Helder Hermini Anibal
FEM - UNICAMP

Campinas, 28 de fevereiro de 2005.

Dedicatória:

Dedico este trabalho a Deus por tudo de maravilhoso até então permitido por Ele, por que pra Ele toda a honra, toda a glória, todo o louvor e toda a adoração. Também dedico a todos aqueles que me ajudaram a chegar até aqui, em especial ao meu Pai Henrique, minha mãe Fátima, minha esposa Cleudiane, minhas irmãs Andréa, Márcia , Ângela e Luana, aos meus sobrinhos Íris, Kleiton e Jordan, a minha sogra Cleudenice, a minha grande amiga Cleunice, aos meus cunhados Jociane, Jocivaldo, Cleudinaldo e Jorge, a Sra. Cleudelina, ao meu orientador Prof. Dr. Auteliano e a todos os colegas que me incentivaram.

Eis que o temor do Senhor é a sabedoria, e o apartar-se do mal é o entendimento. Jó.28.28

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais expresso minha homenagem:

A Deus que sempre cuidou da minha vida, suprindo todas as minhas necessidades espirituais, físicas e emocionais durante todo o trajeto do desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior, que se propôs a me orientar no desenvolvimento deste trabalho e mostrar todos os caminhos a serem seguidos durante a minha trajetória como pesquisador.

Agradeço aos colegas Rosangela e Oswaldo, técnicos do laboratório do LAFER, por toda ajuda prestada durante o desenvolvimento deste trabalho. Também agradeço aos amigos Sérgio Romano, Sidney, Marcilio, Francisco, Zaida, Vinícius, Roberto, Jean, Eberval, Patrocino, Socas, Gláucio, Fábio, Alexandre, Erivelto, Fabiane, Andréa, Leandro, Miriane que de alguma forma deram sua parcela de contribuição.

Agradeço a Unicamp pela grande oportunidade e honra de poder fazer parte do quadro de alunos de pós-graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica.

Resumo

SANTOS Aliandro Henrique Costa, *Avaliação do Desempenho de Pastilhas Automobilísticas Nacionais*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005. 157p. Dissertação (Mestrado).

Os freios utilizados para veículos são normalmente por atrito. A tendência internacional é no sentido de utilizar somente freios por atrito à disco, eliminando os atuais tambores empregados em rodas traseiras para automóveis de passageiros. O aumento do desempenho de veículos automotivos e a conseqüente alteração em suas características dinâmicas tem levado a criação de sistemas de freio mais eficientes. A expansão do mercado para pastilhas e a necessidade de redução de custos tem levado ao surgimento de materiais sem a qualidade necessária para o desempenho da frenagem. Os procedimentos de ensaio existentes hoje e que permitem avaliar a qualidade do material de atrito são complexos e normalmente fazem uso de dinamômetros com inércia, de custo muito elevado e não disponíveis nos centros e instituições de pesquisa brasileiras. Este trabalho teve como objetivo caracterizar o desempenho de materiais de atrito para pastilhas de freio através da criação de um procedimento de ensaio que englobe as principais variáveis que influenciam o processo de frenagem. Foi utilizado o Dispositivo de Ensaio de Amostras, dinamômetro de baixo custo disponível no Departamento de Projeto Mecânico da FEM-Unicamp. Um planejamento experimental ortogonal L9 permitiu o estudo da influência de variáveis envolvidas no processo de utilização de pastilhas, que são a marca, o fornecedor, a pressão específica, a velocidade e a temperatura, em dois níveis de desgaste. Os resultados mostram que o procedimento proposto pode ser utilizado na avaliação da qualidade do material de atrito de pastilhas, de forma rápida, eficiente e com baixo custo.

Palavras Chave: Freios, Pastilhas de Freio, Ensaios de Freios, Sistemas de Freios Automotivos.

Abstract

SANTOS, Aliandro Henrique Costa, Evaluation of the Brazilian brake pads performance, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 157p. Dissertação (Mestrado).

Automotive brake systems are mainly friction based. The world tendency is toward using disc brakes instead of drum brakes, which are usually installed in the rear wheels. The increase in the performance of automotive vehicles and the changes in the dynamic characteristics have conducted to more efficient brake systems. The expansion of the brake pads market has impacted the quality of the products. Low quality products have been found, specially were no control exists. The actual test procedures to evaluate the quality of friction materials are complex and most of them require a full scale inertial dynamometer. Those machines are very expensive and most of the Brazilian research and quality centers do not have them. This work aimed to develop a procedure to characterize the performance of brake pads and analyzing the main factors of influence. A low cost non-inertial dynamometer, called D.E.A. - Fixture to text samples of friction material, was used. It is installed in the Department of Mechanical Design – FEM of the State University of Campinas, in Brazil. An experimental orthogonal design L9 was used to take the factor of influences in account. They are identified and the main factors are: contact pressure, disc speed, temperature and pad manufacturer. The influences were evaluated in two level of pad wearing. The results show that the procedure can be used to evaluate the quality of the friction material for brake pads, in a fast and not expensive way.

Keywords: Brakes, Brake pads, Brake tests, Automotive Brake Systems

Índice

Lista de Figuras vii

Lista de Tabelas xi

Nomenclatura xiv

1 Introdução 1

1.1 Qualidade em materiais de atrito 2

1.2 Freios automotivos 4

1.3 Motivação para o estudo 6

1.4 Objetivos 7

1.5 Descrição dos capítulos 7

2 Conceitos Básicos e Revisão da Literatura 9

2.1 Breve introdução 9

2.2 Atrito 11

2.2.1 Força de atrito 11

2.2.1.1 Força de atrito estática 12

2.2.1.2 Força de atrito dinâmica 12

2.3 Freio 13

2.3.1 Tipos de freio de atrito 15

2.3.1.1 Freio a disco 15

a) Fabricação de discos de freio 17

b) Sistemas de acionamento 18
2.3.1.2 Freio a tambor 19
a) Simplex 20
b) Duo servo 20
2.4 Material de fricção 21
2.4.1 Asbesto 26
2.4.2 Propostas de substitutos para o asbesto 28
2.4.3 Estudos feitos sobre pastilhas de freio 30
2.5 Influência da Temperatura no Atrito e nos Processos de Frenagem 33
2.5.1 Instabilidade Termoelástica 34
2.5.2 Modelagem analítica da temperatura 35
2.5.2.1 Variação da energia total de um veículo 36
2.5.2.2 Energia de frenagem 37
2.5.2.3 Energia e potência 38
2.5.2.4 Distribuição da potência de frenagem no par de atrito 39
2.5.2.5 Análise da temperatura para frenagens repetidas 41
2.5.2.6 Análise da temperatura para frenagem continua 42
2.5.2.7 Transferência de calor por convecção 42
a) Coeficiente de transmissão de calor por convecção para discos de freio 44
2.5.2.8 Coeficiente de transmissão de calor por radiação 47
2.6 Estudos das normas relacionadas a estes trabalhos 47
2.6.1 Norma MB-912/1978 (ABNT NBR 6143/95) ou norma krauss 48
2.6.1.1 Execução do ensaio 48
2.6.2 SAE J661 AUG87-Brake Lining Quality Control Test Procedure 51
2.6.3 SAE J866 NOV90-Friction coefficient identification system for brake linings 54
2.6.4 SAE J160 JUN80-Swell, Growth, and Dimensional Stability of Brake Linings 55
2.6.5 SAE J667-Brake Test Code-Inertia-Dynamometer 55

a) Preparações preliminares 56
b) Assentamento 56
c) Primeiro teste de eficiência 56
d) Primeiro teste de fadiga e recuperação (85 km/h) 57
e) Segundo teste de fadiga e recuperação (119 km/h carro de passageiro e 102 km/h para caminhões) 57
f) Segundo teste de eficiência 57
g) Teste de desgaste da guarnição (51 km/h) 58
h) Teste de desgaste da guarnição (68 km/h) 58
i) Terceiro teste de eficiência 58
j) Terceiro teste de fadiga e recuperação (85 km/h) 58
k) Quarto teste de fadiga e recapiamento (119 km/h carro de passageiro e 102 Km/h para caminhões) 59
l) Teste de desgaste da pastilha (102 km/h) 59
m) Avaliação do desgaste da guarnição 59
n) Avaliação do tambor 59
2.7 Planejamento Experimental 59
2.7.1 Planejamento totalmente aleatorizado 60
2.7.2 Planejamento aleatorizado por blocos 61
2.7.3 Planejamento aleatorizado por níveis 62
2.7.4 Planejamento por níveis completo aleatorizado por blocos 63
2.7.5 Planejamento por níveis incompleto aleatorizados por blocos 64
2.7.6 Planejamento quadrado latino 65
2.7.7 Planejamento quadrado greco-latino 66
2.7.8 Planejamento fatorial 66
2.7.8.1 Planejamento fatorial com dois fatores 67
2.7.8.2 Planejamento fatorial 2^k 67
2.7.8.2.1 Planejamento fatorial 2^{k-p} 69
2.7.8.3 Planejamento fatorial 3^k 70
2.7.8.3.1 Planejamento fatorial 3^{k-p} 70

2.7.9 Planejamento Ortogonal 71
2.8 Resumo do capítulo 72

3 Equipamentos, materiais e métodos 73
3.1 Planejamento Experimental 73
3.1.1 Montagem da Sequência de Ensaios e Definição do Procedimento 75
3.1.2 Definição dos Níveis das Variáveis de Influência e Ruído 77
3.1.2.1 Definição dos Níveis de Temperatura 77
3.1.2.2 Definição dos Níveis de Velocidade 78
3.1.2.3 Definição dos Níveis de Pressão Específica 79
a) Avaliação do Nível de Força Normal Calculado 81
b) Estimativa da Pressão Específica para a Condição Limite 85
c) Discussão sobre os Níveis de Força 87
3.1.3 Definição dos Ensaios 88
3.2 Dispositivos e Equipamentos 89
3.2.1 Acionamento dos Freios no D.E.A 90
3.2.2 Medição das Variáveis de Ensaio no D.E.A 93
3.3 Aquisição de Dados e Controle durante o ensaio 95
3.3.1 Variáveis medidas durante os ensaios 95
3.3.2 Programas de aquisição de sinais e controle dos dispositivos 97
3.4 Calibração das Variáveis Medidas 99
3.4.1 Calibração da Força Normal para o D.E.A 99
a) Instalação da Célula de Carga 99
b) Variação dos valores de excitação 100
c) Repetição da alteração dos valores de excitação 101
d) Tabulação e traçado da curva 101
e) Estimativa da Incerteza (U) na medição da força normal do D.E.A 102
3.4.2 Calibração do Torque para o D.E.A 103
3.4.2.1 Procedimento para calibração do Torque para o D.E.A 103
3.4.2.2 Estimativa da Incerteza (U) na Medição do Torque no DEA (U)105

3.4.3 Calibração da temperatura no disco do D.E.A 106
3.4.3.1 Estimativa da Incerteza (U) na Medição da Temperatura... 106
3.4.4 Estimativa da Incerteza (U) na Medição no Coeficiente de Atrito 107

4 Resultados, Análises e Discussões 109
4.1 Revisão do Planejamento Experimental 109
4.2 Resultados por Marca 111
4.3 Resultados para a Marca I 112
4.3.1 Avaliação da Influência do Fornecedor 115
4.3.2 Avaliação da Influência da Pressão Específica 118
4.3.3 Avaliação da Influência da Velocidade 120
4.3.4 Avaliação da Influência da Temperatura 122
4.3.5 Discussão sobre os resultados para a marca I 124
4.4 Resultados para a Marca II 124
4.4.1 Avaliação da Influência do Fornecedor 124
4.4.2 Avaliação da Influência da Pressão Específica 127
4.4.3 Avaliação da Influência da Velocidade 129
4.4.4 Avaliação da Influência da Temperatura 131
4.5 Resultados para a Marca III 133
4.5.1 Avaliação da Influência do Fornecedor 133
4.5.2 Avaliação da Influência da Pressão Específica 135
4.5.3 Avaliação da Influência da Velocidade 137
4.5.4 Avaliação da Influência da Temperatura 140
4.6 Avaliação Conjunta dos Resultados 142
4.6.1 Avaliação Conjunta da Influência dos Fornecedores 142
4.6.2 Avaliação Conjunta da Influência das Pressão Específica 144
4.6.3 Avaliação Conjunta da Influência da Velocidade 145
4.6.4 Avaliação Conjunta da Influência da Temperatura 146

5 Conclusões 148

Lista de Figuras

2.1: - Esquema de forças de frenagem de um veículo de dois eixos 14

2.2: – Esquema do sistema de freio de um veículo rodoviário 15

2.3: - Esquema do freio a disco de um veículo rodoviário 16

2.4: – Freio a disco montado com pinça flutuante 17

2.5 – Freio a tambor simplex 20

2.6 – Freio a tambor duo-servo 21

2.7 – Aplicações para materiais de fricção 23

2.8 – Pastilhas de freio com resinas sólidas 30

2.9: - Modelo da deformação causada pela alta temperatura no disco de freio 35

2.10: – Representação esquemática dos pontos de medição na pastilha 50

2.11: – Diagrama esquemático da máquina de teste dos materiais de fricção 51

3.1: - Área da pastilha de freio dividida em figuras geométricas 86

3.2: - Dispositivo de ensaio de amostras (D.E.A) 90

3.3: - Sistema hidropneumático para acionamento do freio do DEA 91

3.4: - Fonte de Tensão HP 6632 A 91

3.5: - Bloco de aquisição de sinais 92

3.6: - Relê que recebe a tensão do acoplador (24 V) e controla a tensão na linha (110V) 92

3.7: - Fonte Lark de 24 V utilizada para a alimentação do relê 93

3.8: - Medição da temperatura com termopar no disco do D.E.A 93

3.9: - Indicador digital Universal de temperatura 94

3.10: - Torquímetro Modelo T 450, Instalado no DEA 94

3.11: - Ponte Condicionadora de Sinais Phillips modelo PR9308 95

3.12: - Tela do programa de aquisição e controle de dados para o Ensaio Santos 98
3.13: - Montagem da célula de carga para calibração de força normal no DEA 100
3.14: - Gráfico mostrando a curva de calibração da Força Normal 102
3.15: - Arranjo experimental para calibração do Torque no D.E.A 104
3.16: - Gráfico da curva de calibração do torque 105
4.1: - Resultados dos ensaios para o material de atrito da Marca I 114
4.2: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - marca I 116
4.3: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Usada - marca I 117
4.4: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Nova - marca I 118
4.5: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Usada - marca I 119
4.6: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Nova - marca I 120
4.7: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Usada - marca I 121
4.8: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Nova - marca I 123
4.9: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Usada - marca I 123
4.10: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - marca II 125
4.11: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Usada - marca II 126
4.12: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Nova - marca II 127

4.13: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Usada - marca II 128
4.14: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Nova - marca II 129
4.15: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Usada - marca II 130
4.16: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Nova - marca II 132
4.17: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Usada - marca II 133
4.18: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - marca III 134
4.19: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - Usada III 135
4.20: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Nova - marca III 136
4.21: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Usada - marca III 137
4.22: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Nova - marca III 138
4.23: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Usada - marca III 139
4.24: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Nova - marca III 140
4.25: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Usada - marca III 141
4.26: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com todos os fornecedores de todas as marcas para pastilhas novas 143
4.27: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com todos os fornecedores de todas as marcas para pastilhas usadas 143

4.28: - Influência da Pressão Específica sobre as diversas marcas – pastilhas novas 144
4.29: - Influência da Pressão Específica sobre as diversas marcas – pastilhas usadas 145
4.30: - Influência da Velocidade sobre as diversas marcas – pastilhas novas e usadas 146
4.31: - Influência da Velocidade sobre as diversas marcas – pastilhas novas e usadas 147

Lista de Tabelas

2.1: - Coeficiente de fricção 54
2.2: - Quantidade de ovos observados ao final do experimento 61
2.3: - Planejamento aleatorizado por blocos 62
2.4: - Exemplo de Planejamento aleatorizado por níveis 63
2.5: - Planejamento por níveis completo aleatorizado por blocos 63
2.6: - Planejamento por níveis incompleto aleatorizados por blocos 64
2.7: - Arranjo 4 x 4 65
2.8: - Planejamento quadrado greco-latino 66
2.9: - Planejamento Fatorial com dois fatores 67
2.10: - Matriz de planejamento do fatorial completo 69
2.11: - Planejamento ortogonal L9 com dois fatores de variabilidade 72
3.1: - Definição dos Ensaios no Planejamento Experimental 76
4.1: - Sequência de ensaios para o material de atrito da Marca I – Ensaio Santos 110
4.2: - Sequência de ensaios para o material de atrito da Marca II 110
4.3: - Sequência de ensaios para o material de atrito da Marca III 111
4.4: - Resultados dos ensaios para o material de atrito da Marca I 113
4.5: - Desvios nos resultados dos ensaios para o material de atrito da Marca I 114
4.6: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - marca I 116
4.7: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Usada - marca I 117

4.8: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Nova - marca I 118

4.9: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Usada - marca I 119

4.10: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Nova - marca I 120

4.11: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Usada - marca I 121

4.12: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Nova - marca I 122

4.12: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Usada - marca I 122

4.13: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - marca II 125

4.14: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Usada - marca II 126

4.15: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Nova - marca II 127

4.16: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Usada - marca II 128

4.17: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Nova - marca II 129

4.18: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Usada - marca II 130

4.19: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Nova - marca II 131

4.20: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Usada - marca II 132

4.21: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha Nova - marca III 134
4.22: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor. Pastilha - Usada III 135
4.23: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Nova - marca III 136
4.24: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão. Pastilha Usada - marca III 137
4.25: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Nova - marca III 138
4.26: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade. Pastilha Usada - marca III 139
4.27: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Nova - marca III 140
4.28: - Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura. Pastilha Usada - marca III 141

Referências Bibliográficas 151

Nomenclatura

Letras Latinas	**Unidades (SI)**
de – força de desaceleração	[N]
Cg – centro de gravidade	
Pi – peso em cada eixo	[N]
P – peso total do veículo	[N]
ad – coeficiente de aderência	[adm]
Fi – força de retardamento	[N]
T - torque	[Nm]
Tc – torque durante o ensaio	[Nm]
F – força aplicada no braço de alavanca	[N]
d – ponto de aplicação da força no braço de alavanca	[m]

Abreviações

D.E.A – dispositivo de ensaio de amostras

Siglas

ANFAVEA - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores

EMBRAER – Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A.

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial

FEM – Faculdade de Engenharia Mecânica

FINEP – Financiadora de Estudos e Projetos

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

SAE – Sociedade de Engenharia da Mobilidade

Capítulo 1

Introdução

O crescimento da Indústria Automobilística Brasileira é uma realidade com a qual o país tem se defrontado, especialmente nos últimos dois anos. Dados divulgados no Anuário da Indústria Automobilística Brasileira mostram que a produção de autoveículos cresceu de 1,4 milhão de unidades em 1999 para 1,8 milhão de unidades em 2002, número que se manteve em 2003. Para este ano, conforme o Jornal Correio Popular de Campinas, em 7 de outubro de 2004 (MONTADORAS, 2004), numa entrevista do presidente da ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, a previsão é que a produção de veículos cresça para 2,1 milhões de unidades, representando um crescimento de 15% e significando "o melhor ano da história da Indústria Automobilística Brasileira".

O posicionamento do Brasil no cenário mundial como um pólo de fabricação de veículos tem se tornado cada vez mais evidente. Essa realidade pode ser constatada pelo crescimento das exportações, que aumentaram de cerca de 4 bilhões de dólares anuais, entre 2000 e 2002, para 5,5 bilhões de dólares em 2003. Para 2004, a perspectiva é de um aumento de mais de 36%, atingindo o valor de 7,5 bilhões de dólares (Correio Popular, 2004).

O Estado de São Paulo foi responsável por 53,4% dos veículos fabricados no país, num universo no qual mais de 77% da produção concentra-se na região Sudeste. Essa concentração da produção está entre os principais fatores que influenciam na criação de pólos de tecnologia nas

mais diversas áreas. São mundialmente conhecidos os casos de Universidades, em especial norte-americanas, que nasceram ou cresceram significativamente devido à proximidade física com a indústria local. Centros de Pesquisa ou Grupos de Trabalho em Tecnologia também surgem pela facilidade de formação de mão-de-obra de alta qualidade, o que torna o Estado de São Paulo um candidato em potencial para sitiar tais núcleos, dado que possui três das principais Universidades Brasileiras, todas com excelentes cursos na área de tecnologia.

A perspectiva de crescimento ainda maior do setor automobilístico catalisa iniciativas típicas, tais como o surgimento de novas empresas nacionais que atuam no setor e o direcionamento de parte das pesquisas em universidades para a criação de tecnologias aplicadas na área. Assim foi com a indústria aeronáutica, cujo expressivo crescimento capitaneado pela EMBRAER permitiu o surgimento de novas indústrias, prestadores de serviços, laboratórios e até mesmo novos cursos de graduação.

Essa pesquisa faz parte de um conjunto de estudos que tem como o objetivo inserir a Unicamp no cenário automobilístico paulista e nacional. Especificamente na área de pesquisa em freios, a Unicamp possui hoje o único laboratório nacional credenciado pelo INMETRO para ensaios em freios, o LAFER do Departamento de Projeto Mecânico da FEM, com escopo inicial voltado para sapatas de freio ferroviárias. Com financiamento do FINEP, numa parceria entre as Faculdades de Engenharia Civil e Mecânica, está construindo um segundo laboratório, exclusivamente para ensaios em freios de veículos rodoviários e pretende ser referência na avaliação da segurança quanto ao uso de materiais de atrito para sistemas de freio no país.

1.1 Qualidade em Materiais de Atrito

Durante as duas guerras mundiais do século XX, muito se investiu na área aeronáutica com relação à proteção dos pilotos, em especial quanto ao seus "cockpits". Começaram a ser estudadas as condições de acelerações e impacto as quais os pilotos eram submetidos e logo surgiram os primeiros equipamentos para simular essas solicitações. Com a utilização de seres humanos em alguns desses ensaios, surgiram as primeiras informações relativas à tolerância do corpo humano

à condições extremas, demonstrando a importância dos ensaios nas grandes descobertas da humanidade e o retorno de tudo que é investido quando que se realiza algum experimento.

Com o final da Segunda Grande Guerra, a indústria aeronáutica reduziu o investimento em tecnologia de ponta e muitos cientistas ficaram sem ter onde atuar. Com o crescimento e a popularização do automóvel, a comunidade científica aeronáutica migrou para o ramo automotivo, o que fez com que se iniciassem, na década de 50, novas atividades e investimentos de grande porte na área de segurança veicular. Anteriormente a esse período, foram desenvolvidas apenas atividades isoladas no que se refere à preocupação com a segurança dos ocupantes nos veículos.

A preocupação da comunidade científica e tecnológica girava inicialmente em torno da segurança ativa (itens de segurança que procuram atuar de modo a evitar um acidente) A velocidade dos veículos aumentava assustadoramente com o passar do tempo e sistemas mais eficazes de freios e estabilidade tornavam-se necessários. Paralelamente, muitos estudos eram feitos em relação aos perigos de capotamento, já que esse era um tipo de acidente muito freqüente na época.

Com o passar dos anos, a segurança passiva (responsável por amenizar as conseqüências do acidente para os ocupantes) foi tornando-se mais importante e o surgimento do cinto de segurança, na década de 40, marcou o inicio do incessante desenvolvimento de dispositivos de retenção. Dentre os itens mais importantes de segurança passiva podemos citar, além do cinto de segurança, os "airbags' frontais e laterais, os pré-tensionadores do cinto, volantes, colunas de direção e painéis de instrumentos absorvedores de energia, bancos, apoios de cabeça e outros que, trabalhando em conjunto, devem manter a integridade dos ocupantes do veículo nos casos de acidentes.

Cada vez mais as montadoras de veículos preocupavam-se com o fator segurança, pois este passou a ter também uma importante função de marketing. O mercado começou a ser dominado por empresas que podiam oferecer ao cliente o luxo, a velocidade e a segurança em um único

pacote de versatilidades. Dentre este conjunto de atrativos, o que passou a chamar mais atenção do cliente foi o fato de que este podia adquirir um veículo que, em menos de 10s, alcançasse 100km/h com o máximo de segurança no momento da frenagem.

1.2 Freios Automotivos

Há algum tempo, quando se ouvia falar de freio, tinha-se como referência um sistema bem rudimentar, que utilizava uma sapata externa que atuava diretamente no pneu ou eixo rotativo, como em carroças. Com o desenvolvimento da pesquisa, surgiram os tambores e os discos, que implicavam em maior eficiência na frenagem. Para que as montadoras pudessem atingir a qualidade que existe hoje, em particular quanto ao grau de segurança no momento da frenagem, foi dispendido muito tempo em pesquisas, alicerçadas em um investimentos significativos das empresas especializadas em fabricar freios.

O sistema de freios é uma das partes mais importantes e vitais de um veículo, sendo projetado para dar o máximo de rendimento com um mínimo de manutenção. Corretamente conservado e ajustado, o sistema de freios proporciona ao motorista a garantia de uma frenagem segura, sob as mais diversas condições de tráfego. No uso contínuo de um veículo, nenhum componente é tão intensamente sujeito a esforços e altas temperaturas quanto o sistema de freios, isto em decorrência das frenagens. Embora os componentes de um sistema de freios sejam rigorosamente projetados e fabricados, o uso contínuo dos freios durante um período resultará em desgaste natural de alguns de seus componentes.

Com a evolução do sistema de freio, o desgaste tornou-se um problema ainda maior, tornando necessário um controle que compensasse toda a eventual perda de eficiência no momento da frenagem. Dispositivos automáticos de ajustagem incorporados ao sistema de freio pelo fabricante passaram a compensar este desgaste. Contudo, a substituição de certos componentes após determinado tempo de serviço ainda é necessária.

Tanto o sistema com tambor quanto o com disco têm basicamente o mesmo princípio de funcionamento, ou seja, por atrito entre uma parte fixa à carroceria e uma parte que está fixa à roda (em movimento rotativo). O tambor é um cilindro hermeticamente fechado, que possui uma área interna que entra em atrito com as lonas. Já no sistema a disco o atrito é feito com as pastilhas, na área externa do disco. Quando o motorista pisa no pedal de freio, o fluido hidráulico é pressurizado no cilindro-mestre e essa pressão se propaga em direção ao cilindro de freio da roda, que se expande pressionando as lonas diametralmente opostas contra as paredes internas do tambor, influindo na velocidade do veículo. No sistema a disco o processo é semelhante. As pastilhas são acionadas pelo cilindro de freio e atuam comprimindo ambas as faces do disco, fazendo com que haja redução na velocidade da roda.

O sistema de freios com discos leva a vantagem de dissipar mais rapidamente o calor da frenagem, já que os componentes ficam expostos ao ar que passa pela roda. No tambor isso não ocorre. É importante dissipar o calor rapidamente para que o sistema funcione com a mesma eficiência na frenagem seguinte. No momento da frenagem, o disco pode atingir temperaturas de até 400 °C. Tambores normalmente atingem temperaturas menores devido à dificuldade de dissipação .

Alguns progressos importantes ocorreram desde a adoção do freio a disco em veículos: o surgimento do disco ventilado, a pastilha estratificada, o disco cerâmico, as pastilhas de material sinterizado, e outras. Ainda assim, a necessidade de atender as demandas por redução de custo e a imensa possibilidade de combinação de materiais possível para a fabricação de materiais de atrito, faz com que produtos de qualidade diferente sejam colocados no mercado.

Usuários com baixo nível de educação para segurança e pouca experiência fazem uso constante de frenagens bruscas, reduzindo o tempo de vida útil do conjunto de freio de seu veículo, causando um desgaste ainda maior. Em outros casos, usuários trafegam em trechos com condições que obrigam frenagens constantes ou por longos períodos de tempo. Em situações como essas, os materiais de atrito dos freios (pastilhas e lonas) se aquecem rapidamente, ocasionando um fenômeno chamado fade, que é a redução de atrito e a conseqüente perda de

eficiência em razão do superaquecimento. Os sintomas são o aumento do esforço necessário no pedal de freio e o alongamento das distâncias de parada. Isso pode acontecer em qualquer sistema de freios em condições extremas de uso e está relacionado também à qualidade dos materiais de atrito utilizados e condição de ventilação dos discos e tambores. Rodas ou calotas de desenho muito fechado podem agravar o problema. Pastilhas e lonas de baixa qualidade certamente estão entre as maiores causas do fenômeno.

1.3 Motivação para o Estudo

Durante o desenvolvimento dos materiais de atrito pelas principais empresas fabricantes, são feitos testes sob condições severas de utilização. Após os testes em laboratório, uma bateria de ensaios de campo é realizada, em condições normalmente mais severas do que as esperadas na prática. Isso nem sempre acontece com fabricantes tidos como "de segunda linha". No máximo, são feitos testes comparativos em condições muito específicas. O motivo é a falta de recursos para a criação de laboratórios mais completos, derivada da pequena escala de produção.

Um outro problema que tem sido investigado pelos órgãos competentes do país é a falsificação de produtos. Empresas inidôneas produzem materiais de atrito e os comercializam no mercado como sendo oriundos das empresas que fabricam materiais de qualidade adequada.

Em ambos os casos, é perfeitamente possível que os materiais tenham qualidade inferior a encontrada nos materiais fornecidos pelos fabricantes principais. O contrário também poderia ser verdadeiro, embora não esperado pela diferença do montante de recursos investidos em pesquisa e pela experiência adquirida pelos últimos.

Uma terceira questão é quanto à similaridade de desempenho de materiais de fabricantes diferentes para o mesmo tipo de veículo. A substituição de um material por outro, quando da troca das pastilhas por desgaste, causaria um comportamento completamente diferente do sistema de freio, podendo levar o motorista a uma frenagem brusca ou suave demais em uma situação de risco. Essa situação está mais ligada ao marketing do produto, já que o motorista aprende a

controlar o sistema de freios com apenas algumas frenagens. No entanto, é um dado importante, já que pode levar à fixação de faixas mais estreitas de valores para o atrito de todos os materiais adequados para uso em um veículo.

Este trabalho busca caracterizar o desempenho das pastilhas de freio comerciais em função das principais variáveis de influência, através da criação de um procedimento de ensaio baseado em normas existentes. Essa caracterização permitirá comparar o desempenho dos diversos materiais e poderá servir de base para pesquisas tecnológicas sobre materiais de atrito.

1.4 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo caracterizar o desempenho de materiais de atrito para pastilhas de freio através da criação de um procedimento de ensaio que englobe as principais variáveis que influenciam o processo de frenagem. Para que seja possível, é necessário atender aos seguinte objetivo específicos:

- Definição do fator ou fatores que caracterizam o desempenho
- Estudo das variáveis que influenciam o processo de frenagem
- Criação de um procedimento de ensaio que englobe as variáveis de influência
- Planejamento de experimentos que permitam comparar os materiais de atrito
  - Realização de ensaios de verificação de desempenho e análise de resultados

1.5 Descrição dos capítulos

O Capítulo 2 trata da revisão de literatura sobre o tema, onde é feita a introdução sobre o atrito e a definição de freio e os tipos de freio existente no mercado, dando ênfase para o freio a disco. Apresenta os tipos de compósitos utilizados na confecção dos materiais de atrito mais comumente empregados e suas características de desempenho. Mostra a influência da temperatura e outras variáveis no atrito e nos processos de frenagem, enfocando a instabilidade térmica e a modelagem analítica da temperatura em função da distribuição de energia durante o momento de

frenagem. Aborda descritivamente algumas normas utilizadas no ensaio de materiais de atrito, além de descrever alguns tipos de planejamento experimentais existentes.

O Capítulo 3 aborda a metodologia para a determinação do novo procedimento de ensaio de pastilhas de freio, com suas variáveis de influência e de resposta, bem como todo cálculo utilizado para compor a distribuição de energia durante o ensaio. Descreve toda a instrumentação utilizada durante o ensaio das pastilhas de freio e todo o processo empregado na calibração dos instrumentos .

O Capítulo 4 trata da dos resultados experimentais e da discussão sobre a efetividade do procedimento de ensaio.

O Capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho. Discute o desempenho do material de atrito durante o ensaio proposto e a metodologia utilizada, comparando o procedimento desenvolvido com os que já existem e normatizam alguns ensaios. Propõe estudos futuros seqüenciais e complementares. Conclui avaliando a viabilidade técnica do emprego do novo procedimento.

Capítulo 2

Conceitos Básicos e Revisão da Literatura

Este capítulo descreve os conceitos básicos sobre sistemas de freio e apresenta diversos trabalhos realizados sobre temas correlatos. Por facilidade de apresentação, os conceitos e as citações estão distribuídos ao longo do texto.

2.1 Breve introdução

Em 1916, os freios nas quatro rodas começavam a ser introduzidos nos veículos pela Aland Motor Car Company (YANIK,1996). Com o final da primeira guerra mundial, dá-se início a uma guerra pacífica entre os fabricantes de carros de passeio, onde a vitória estava em agradar os aficionados por estas maquinas de quatro rodas. Com o Duesenberg em 1921, os freios hidráulicos ganharam seu espaço no mercado automobilístico. Estes freios permitiam uma produção acelerada, sendo mais fáceis de balancear e requerendo menos esforço quando solicitados. Com o passar dos anos, os aficionados por veículos se tornaram alucinados. Em 1938, já existia uma estatística de pelo menos 40.000 mortos por ano, somente nos Estados Unidos.

Por serem relativamente pesados e velozes, carros, motos, ônibus e caminhões fogem ao controle do motorista com facilidade. Isso pode ser explicado pela lei da inércia, quanto maior é a massa, mais força se emprega para movê-la ou para fazê-la parar. Um veículo médio, com motor de 100 HP, partindo do repouso, necessita cerca de 60 segundos para atingir 90 km/h. Atingida esta velocidade, serão necessários 6 segundos para parar o veículo. Assim, na frenagem, a

potencia desenvolvida durante 6 segundos, corresponde a potência do motor durante 60 segundos. Nesta situação, os freios desenvolvem uma potencia muito maior que a do motor.

Para reduzir a velocidade de um carro sem prejudicar seus ocupantes, é preciso usar uma força controlada, que não cause uma parada brusca. Uma solução física para isto é utilizando o atrito. Os freios por atrito aplicam forças gradualmente nas rodas, diminuindo ou mantendo sua rotação. O atrito também age nos pneus, que usam a região de contato com o solo como ponto de apoio. O atrito dos pneus com o solo, conhecido como aderência, também é necessário para que o carro comece a se movimentar. O desafio do motorista no dia-a-dia é ter aderência suficiente para equilibrar a inércia que força o automóvel para frente, numa freada, ou para fora da pista, em uma curva.

O primeiro automóvel comercial, construído pelo alemão Karl Benz, em 1886, não ultrapassava 16 km/h. Com o tempo, o automóvel deu saltos em performance. Nas primeiras duas décadas do século passado, o aperfeiçoamento do motor a explosão permitiu multiplicar sua velocidade por três, passando à casa dos 50 km/h. Na época da Segunda Guerra Mundial, os carros já ultrapassavam os 100 km/h e a corrida desenfreada prosseguiu até a década de 70.

Os freios, até a Segunda Guerra, funcionavam com sistemas hidráulicos repletos de elementos mecânicos. O motorista que não fosse capaz de imprimir uma força relativamente elevada, não conseguiria parar o automóvel num espaço seguro. Esse problema começou a ser resolvido na década de 50, com o acréscimo de um pistão movido a vácuo que multiplicava a força aplicada pelo motorista sobre o pedal. Porém, ainda havia o problema do superaquecimento, que reduzia repentinamente a capacidade de fricção dos elementos de atrito dos freios hidráulicos.

Este problema seria resolvido com o aparecimento dos freios a disco, criados originalmente para os aviões e patenteados por Dunlop na Inglaterra (YANIK,1996). Embora a alta velocidade seja a maior fonte de preocupação no que diz respeito a segurança no trânsito, não basta apenas estabelecer uma força adequada no momento da frenagem. Quando se aumenta a potência dos carros, é obrigatório aperfeiçoar os dispositivos de segurança. Busca-se não só um carro com um

alto desempenho em termos de velocidade media alcançada, mas um excelente desempenho no momento da frenagem.

Para entender quais são os tipos de freios existentes, como se classificam, que normas regem o estudo das características dos materiais de fricção utilizadas e todo o conjunto de informações que permite avaliar o desempenho dos freios, torná-se necessário estudar alguns conceitos importantes. O primeiro deles é o atrito, que é a resistência ao movimento relativo entre dois corpos em contato deslizante ou na iminência do deslizamento.

2.2 Atrito

Quando uma força é aplicada para retardar ou parar um corpo em movimento, pode ser observado um fenômeno que é básico para existência e sobrevivência dos seres vivos: o atrito. As forças de atrito têm uma grande importância em todos os processos que ocorrem na natureza. Elas surgem, evidentemente, nas áreas de contato entre dois corpos. Assim, as forças de atrito formadas nas áreas de contato são capazes de freiar uma caixa que arrastamos sobre o solo. Por outro lado, temos que empregar uma força para movê-la do lugar, empurrando ou puxando. Determinados princípios físicos regem a existência do atrito.

- O atrito age paralelamente às superfícies em contato e na direção oposta à da força que produz ou tende a produzir movimento.
- O atrito depende da natureza dos materiais em contato e do seu grau de polimento.
- O atrito dinâmico é menor que o atrito estático.
- O atrito independe da área de contato aparente.

2.2.1 Força de atrito

Força de atrito é o nome que é dado para a força que surge quando corpos estão deslizando ou na iminência de deslizar sobre qualquer superfície devido ao atrito. Esta força sempre dificulta os movimentos. Ela também pode ocorrer na água e no ar. O único lugar onde elas não existem é no vácuo. Sempre que um corpo estiver se movendo, ou com tendência a movimentar-se, surgirão

das forças de atrito, que podem ser representadas por vetores no sentido contrário ao do movimento ou à tendência deste movimento. Um parâmetro adimensional denominado coeficiente de atrito (estático ou dinâmico) é utilizado para representar seu efeito. A força de atrito é tanto maior quanto maior for o valor deste parâmetro.

2.2.1.1 Força de atrito estática

Quando a força de atrito impede que o corpo deslize a partir do repouso, o atrito é do tipo estático. Este surge em situações em que tentamos empurrar um corpo e o mesmo não se movimenta. Quando isto acontece, a força de atrito entre o corpo que está sendo empurrado e a superfície no qual este está apoiado é igual a força que é exercida sobre o mesmo. Como ambas se cancelam, o corpo não sai do lugar. Para se determinar qual o valor da força a ser aplicada para poder superar o valor da força de atrito máxima, aplica-se a seguinte equação:

$$Fn = \frac{F_{at.est}}{\mu_e} \qquad [N] \qquad (2.1)$$

Onde:

Fn = força normal [N]

$F_{at.est}$ = força de atrito estático [N]

μ_e = coeficiente de atrito estático [adm]

2.2.1.2 Força de atrito dinâmica

Quando a força de atrito atua sobre corpos que estão deslizando sobre alguma superfície, este atrito é do tipo dinâmico. Ao aplicar uma força, com a finalidade de alterar o movimento de um o corpo, percebe-se que a força aplicada é menor do que a força necessária para tirar um corpo do estado de repouso. A força de atrito continua ainda a se opor ao movimento do corpo, pela qual passa a ser chamada de força de atrito dinâmico, calculada através da seguinte equação:

$$F_{at.din} = Fn.\mu_d \qquad (2.2)$$

Onde:

$F_{at.din}$ = força de atrito dinâmico [N]

μ_d = coeficiente de atrito dinâmico [N]

2.3 Freio

Os freios têm como função retirar energia de um sistema. Normalmente a frenagem ocorre quando dois elementos em contato estão se movendo a diferentes velocidades, dissipando energia durante essa ação. O torque transmitido durante a frenagem nos freios de fricção está relacionado à força atuante, ao coeficiente de fricção e à geometria do freio.

Segundo IOMBRILLER (2003) algumas condições de utilização do veículo podem agravar significativamente o efeito térmico no sistema de freios, aumentando a temperatura do disco, bem como de rodas e pneus. Entre as principais situações críticas a que os veículos são sujeitos pode-se citar:

- pistas irregulares;
- sobrecarga;
- direção agressiva, que pode acontecer das seguintes maneiras:
  - ⇒ excesso de velocidade;
  - ⇒ manobras bruscas;
- ausência do uso de mecanismos atenuadores, tais como:
  - ⇒ freio motor;
  - ⇒ freio de estacionamento.

Para um perfeito dimensionamento do sistema de freio, é fundamental que se tenham informações e dados do veículo que irão influenciar na ação de frenagem, tais como: peso, centro de gravidade, distância entre eixos, raio de rolagem, etc. Durante a frenagem, com a fricção entre a superfície de um material de atrito e um determinado tipo de freio, a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica, causando o aumento da temperatura dos componentes. Segundo IOMBRILLER e CANALE (2001), este processo de aquecimento pode prejudicar o sistema de

freio; pode também afetar a roda e o aro e, conseqüentemente, causar acidentes. A fim de transferir energia cinética de um veículo de forma mais homogênea, os freios de fricção são usados normalmente em toda roda do veículo. A área de contato de atrito é onde há o aquecimento inicial. As superfícies resfriadas, como a superfície do disco, emitem calor para o meio ambiente.Todavia, a temperatura pode chegar a 900 °C na área de contato (HOHMANN, SCHIFFNER, OERTER & REESE, 1999).

Dentre os tipos de freio encontrados nos veículos rodoviários, os freios de fricção são os mais utilizados. Devido ao projeto dos veículos, o calor não é distribuído igualmente a todas as rodas. O calor dissipado em cada freio será função da distribuição estática e dinâmica do peso sobre as rodas e do design do sistema de freio. A carga dinâmica será dependente do projeto do veículo (distribuição estática do peso, a altura do centro de gravidade e a base do volante) e da desaceleração. A soma das forças durante a frenagem, mostra que a desaceleração do veículo em relação a aceleração da gravidade deve ser menor ou igual ao coeficiente de fricção entre o pneu e o solo. Esse coeficiente de fricção (ou aderência) dependerá do tamanho e da construção do pneu, da superfície do solo e do escorregamento relativo entre o pneu e o solo. A figura 2.1 mostra o caso de um veículo de dois eixos, no qual está sendo aplicada uma força de desaceleração (**de**) no seu centro de gravidade (**Cg**); ($\mathbf{P_i}$) representa o peso em cada eixo, (**ad**) é o coeficiente de atrito roda-pista (ou aderência) e ($\mathbf{F_i}$) é a força de retardamento em cada roda. O produto do peso total do veículo (**P**) pela aderência, é a força de retardamento máxima possível para o veículo sem que este escorregue.

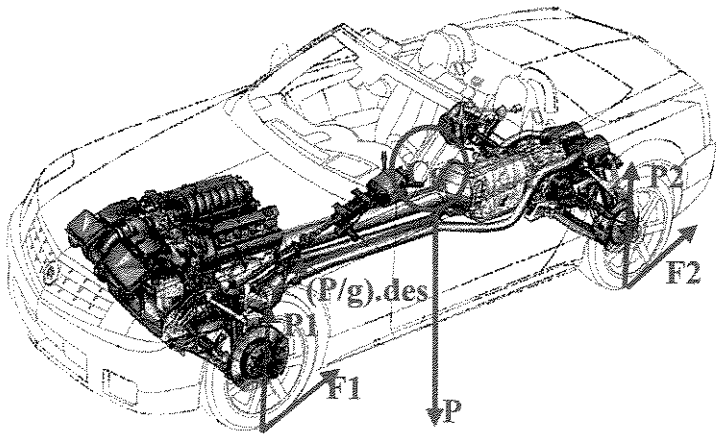

Figura 2.1 – Esquema de forças de frenagem de um veículo de dois eixos

Os sistemas de freios classificam-se segundo critérios, tais como: finalidade (veículos, pontes rolantes, elevadores de carga, máquinas operatrizes industriais, etc), princípios de funcionamento, formas construtivas e modos de acionamento. Para os freios de atrito aplicam-se as duas últimas formas de classificação.

2.3.1 Tipos de freio de atrito

As formas construtivas variam de um veículo para outro, porém todos empregam o mesmo princípio: a utilização das forças de atrito como parâmetro físico para manter ou reduzir a velocidade do veículo. Devido o enfoque principal desta dissertação ser sobre freio a disco, o mesmo, será enfatizado, enquanto que, outras formas construtivas de freio serão apenas citadas e comentadas

2.3.1.1 Freio a disco

O freio a disco é amplamente utilizado nas rodas dianteiras dos automóveis, cujo esquema básico é mostrado na figura 2.2. Consiste basicamente em um disco com movimento giratório (2) montado no eixo das rodas, um conjunto cáliper com as pinças (1) onde estão montadas duas pastilhas de freio, um cilindro mestre (3) montado junto com o reservatório de fluido e com as mangueiras, o servo-freio (4) também conhecido como hidro-vácuo, e o pedal de aplicação do freio (5).

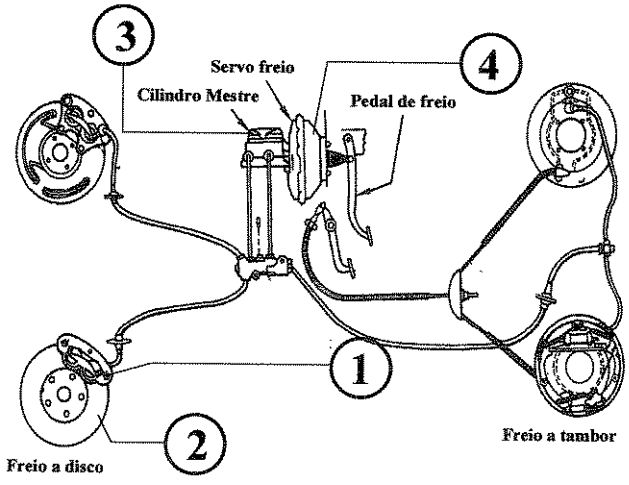

Figura 2.2 – Esquema do sistema de freio de um veículo rodoviário

A partir dos anos 80, os detalhes de fabricação de veículos foram mais seriamente considerados, resultando na adoção de freios a disco em larga escala. Atualmente, mais de 50% dos veículos produzidos na Europa vêm equipados com freio a disco (IOMBRILLER, 2003). Um freio a disco típico é ilustrado na figura 2.3. O disco gira dentro do cáliper. Os pistões do cilindro forçam a pastilha de freio contra o disco e o que produz torque de frenagem (LIMPERT, 1992).

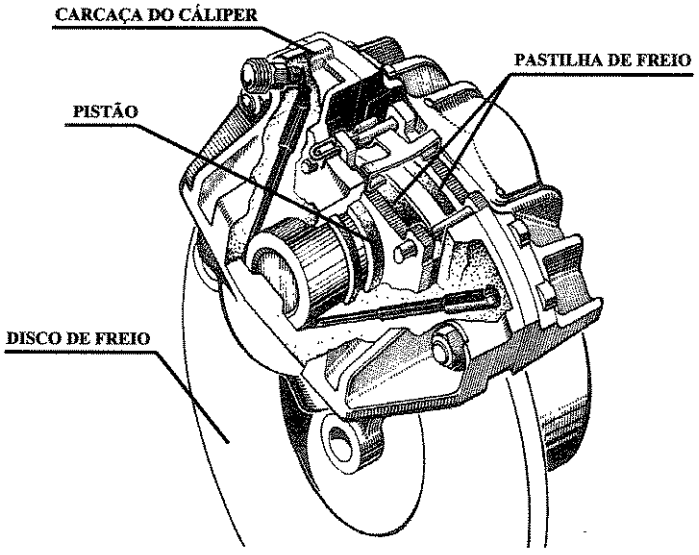

Figura 2.3 – Esquema do freio a disco de um veículo rodoviário

Freios a disco têm maior área de superfície exposta à atmosfera que os freios a tambor e, conseqüentemente, se resfriam com maior eficiência. Entretanto, este maior resfriamento só é observado durante repetidas frenagens. NEWCOMB (1960) realizou experimentos que mostraram uma redução térmica muito pequena nas frenagens de emergência, cerca de 6%.

As duas pastilhas montadas no disco de freio cobrem uma área de 1/9 a 1/6 da área de fricção. Todos os freios a disco têm como característica serem autorregulaveis, estando sujeitos a influências ambientais como qualquer outro freio convencional (sujeiras, lama, etc). Trabalham em condições de temperatura elevada devido a sua boa resistência às deformações. Os discos podem ser simples (superfície de contato maciça), ventilados e ainda com furos na superfície de contato (motocicletas).

O disco de freio pode ser montado com pinça fixa (cáliper fixo) com dois ou mais êmbolos e cada êmbolo acionando uma pastilha de freio contra a face do disco. Pode ser montado também em pinça flutuante (cáliper flutuante) com um só embolo, conforme mostrado na figura 2.4. Se compararmos os dois modelos de discos, o sistema ventilado consegue dissipar mais calor. Nos veículos mais velozes os discos de freio podem chegar a 500 graus ou mais. Para estes, os discos ventilados são recomendados. Existem veículos que possuem freio a disco nas quatros rodas. O Alfa Romeu 1974 foi o primeiro carro brasileiro com esse arranjo mecânico.

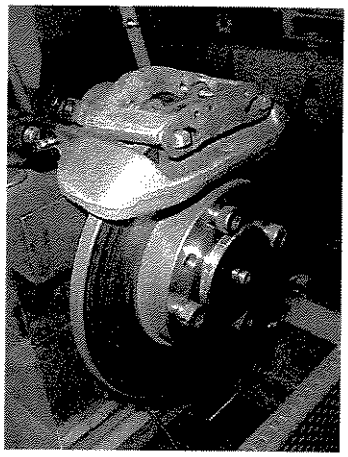

Figura 2.4 – Freio a Disco Montado com Pinça Flutuante

a) Fabricação de discos de freio

O material dos discos de freio deve ser capaz de resistir à fadiga térmica. Além disso, a grande quantidade de calor gerado durante a frenagem deve ser absorvida e depois dissipada tão rápido quanto possível, como destacam JIMBO, TAKAHIRO, AKIYAMA, MATSUI, YOSHIDA & OZAWA (1990). O material deve ter também resistência mecânica, ser fácil de usinar, leve, barato e fácil de fundir.

Desde o início dos anos cinqüenta, a maioria dos discos de freio tem sido fabricada em ferro fundido cinzento, material que permite uma resistência adequada às variações térmicas.O ferro fundido é um material complexo, com características de tensão e deformação não lineares. Como as tensões são afetadas pela distribuição de temperaturas, estas influenciarão no comportamento do metal durante a frenagem. O grafite é um dos mais importantes constituintes

do metal porque influencia no desgaste, aumenta a condutividade térmica e abaixa o módulo de elasticidade. A forma e a distribuição do grafite são muito importantes. Quando o grafite está sob resfriamento ou segregado, pode ocorrer aumento na porção de ferrita livre. No entanto, a matriz deve ser predominantemente perlítica, com no máximo 5% de ferrita, pois sua baixa dureza e a não uniformidade desta dureza, tornam o metal mais sujeito a riscos. Algumas vezes, pequenas porções de elementos de liga são adicionadas para dar ao ferro fundido as propriedades físicas requeridas para determinada aplicação. Segundo GALÁRRAGA & GUSTAVO (2002), em seu estudo de ferros fundidos cinzentos normalmente usados na fabricação de tambores e discos de freio, o ferro fundido vermicular poderia ser usado em discos de freio de veículos automotores, obtendo-se com ele níveis de desgaste e de forças de frenagem semelhantes às obtidas com os tradicionais ferros fundidos cinzentos, mas sendo necessário utilizar pressões de frenagem menores.

b) Sistemas de acionamento

Os freios a disco utilizados nos automóveis normalmente são acionados através do pedal de freio que está ligado ao sistema hidráulico conforme visto na figura 2.2. Para a transmissão da força necessária à compressão do material de atrito, é utilizado um fluido especial, que deve ser trocado periodicamente. No momento da frenagem, um cilindro primário, ou principal, conhecido como cilindro mestre, é acionado pela haste do pedal do freio. A ação de um pistão interno localizado no cilindro mestre pressuriza o fluido de freio, que aciona o pistão hidráulico responsável pela compressão do material de atrito contra o disco de freio. A força de compressão do material de atrito contra a pastilha é amplificada através do sistema servo freio (ou hidro-vácuo), que para isto aproveita a diferença de pressão entre a sucção do motor (vácuo) e a pressão atmosférica local.

O servo-freio possui uma câmara com diafragma ligado à base do pedal de freio. Quando os freios não estão aplicados, há vácuo dos dois lados do diafragma. Ao pisar no pedal de freio, uma válvula libera a passagem de ar atmosférico para um dos lados do diafragma, criando uma diferença de pressão que gera uma força no mesmo sentido da exercida pelo motorista e que se soma a ela. Isto diminui o esforço do motorista e proporciona um aumento do conforto e da

segurança. Em veículos que possuem compressor de ar, o servo-freio pode valer-se de uma linha de alta pressão para gerar o gradiente de pressão desejado no diafragma.

De acordo com GOHRING & VON GLASTER (1988), uma das características significativas dos sistemas com freios a disco é a facilidade na troca das pastilhas. Estas podem ser removidas em uma direção radial, sem a necessidade de usar ferramentas especiais. Já nos freios a tambor, perde-se tempo tirando e colocando componentes. Em relação as desvantagens do freio a disco, destacam o desgaste das pastilhas de freio. Dependendo da forma como as forças são aplicadas, desgastes considerados no sentido radial, tangencial ou côncavo podem ocorrer quando as pastilhas são deformadas, tendo como resultado:

- O volume da pastilha pode não ser completamente usado;
- O curso do freio torna-se maior e, conseqüentemente, a distância de frenagem aumenta pelo maior tempo para a atuação.

2.3.1.2 Freio a tambor

Os freios a tambor são os principais freios automotivos. São caracterizados pelo atrito do material de fricção contra um tambor de freio. Suas formas construtivas podem ser subdivididas em dois tipos básicos: o freio hidráulico a tambor de sapatas internas (simplex, duplex, twinplex, uni-servo e duo-servo), onde as sapatas são comprimidas contra as paredes internas dos tambores de freio, e o freio hidráulico a tambor de sapatas externas, onde a compressão se dá contra as paredes externas do tambor. São utilizados principalmente como freios traseiros de automóveis de passageiros, freios de veículos automotivos de carga (caminhões, caminhonetes, ônibus) e freios de máquinas de levantamento de cargas. O freio a tambor pneumático utiliza o ar comprimido para gerar a força necessária a compressão do material de atrito contra o tambor de freio. Constitui-se basicamente de compressor de ar comprimido, reservatórios, válvulas, câmaras e pistões pneumáticos. Quando os freio são aplicados, as válvulas liberam o ar comprimido contido nos reservatórios para os pistões e câmaras pneumáticos, que acionam os tambores de freios. Os tipos de freio a tambor para veículos rodoviários mais utilizados atualmente são:

- Simplex, utilizado em veículos de passeio e em utilitários de pequeno porte;
- Duo-Servo, utilizado em veículos utilitários de médio porte;

a) Simplex

Neste tipo de freio, as sapatas agem independentemente. As extremidades de ancoragem são livres para se movimentarem, deslizando sobre a ancoragem, daí a denominação flutuante. Essa flutuação resulta na centralização automática das sapatas no tambor. É um freio com menor torque por força exercida pelo pedal de freio. Quando o veículo se movimenta à frente, a sapata primária é mais solicitada do que a sapata secundária. A sapata primária recebe o nome de sapata energizada e a sapata secundária o nome de sapata desenergizada. Com o veículo se movimentando à ré, a atuação das sapatas se inverte movimentando em marcha à ré. A figura 2.5 exemplifica um freio a tambor simplex.

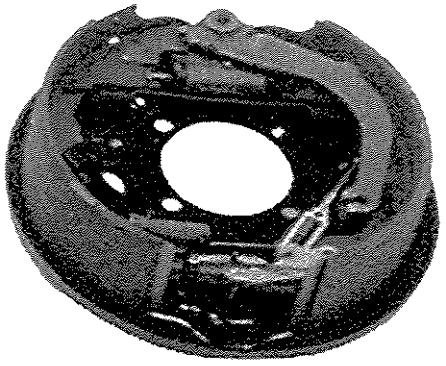

Figura 2.5 – Freio a tambor simplex

b) Duo servo

Nos freios tipo uni e duo-servo, o tipo de projeto é o mesmo, a diferença é que o uni-servo possui cilindro com um único êmbolo, tendo, portanto, ação unidirecional (atua sobre a sapata primária), fazendo com que o freio tenha ação de servo somente quando o veículo se movimenta para a frente.

Já o tipo duo-servo possui cilindro com dois êmbolos, com dois sentidos de aplicação, atuando sobre as sapatas primárias e secundárias. Desta forma, a ação de servo atua tanto no movimento para a frente como no movimento de ré.

A pressão exercida contra o tambor por uma das sapatas é aumentada substancialmente pela servo-ação da outra sapata; por exemplo, quando o veículo se movimenta para a frente, temos que, aplicando-se o freio, o movimento do tambor de freio tende a arrastar a sapata primária (energização); essa força de arraste é então aplicada à sapata secundária, por intermédio do conjunto de regulagem automática, adicionando-se à força aplicada pelo cilindro de freio. Isto resulta numa multiplicação de forças e, conseqüentemente, numa diminuição do esforço por parte do motorista ao frear o veículo, daí a denominação servo. A figura 2.6 exemplifica um freio a tambor duo-servo.

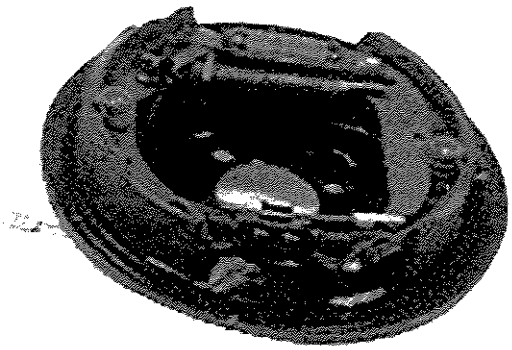

Figura 2.6 – Freio a tambor duo-servo

2.4 Material de fricção

O material de fricção para um sistema de freio é um dos mais complicados materiais de compósitos e usualmente contém mais de 10 ingredientes. É desenvolvido para manter a força de fricção estável, dureza confiável e uma boa resistência ao desgaste nas mais variadas condições de uso (JANG & KIM, 2000). O material de atrito utilizado hoje é resultado de mais de 200 anos de pesquisa. O primeiro material de atrito foi o empregado nas sapatas utilizadas em veículos de tração animal, fabricado em madeira.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Em 1897, Herbert Frood desenvolveu o primeiro material de fricção para veículo, que se tratava de uma base de algodão ligada por uma solução de betume. Sua limitação era que o algodão, por se tratar de uma fibra natural, carboniza a 150°C e reduz as propriedades de fricção e tensão (NICHOLSON, 1995). O mesmo inventor introduziu, em 1908, uma trama de asbesto, que se tornou a base de fricção para as próximas seis décadas.

Segundo IOMBRILLER (2003), no início dos anos 20 foi desenvolvida uma fórmula com moldes, utilizando pequenas fibras de asbesto, que em função de serem abundantes, promovem redução no custo. Resinas flexíveis com alta estabilidade térmica passaram a ser utilizadas nos anos 30. Simultaneamente, outros pesquisadores desenvolveram materiais de fricção vindos da indústria de borracha. Tramas de algodão e depois tramas de asbesto foram sendo recobertas com composição de borracha e então eram trabalhadas nas fábricas de borracha até atingir a espessura necessária. Em seguida, fibras compostas de borracha e asbesto foram desenvolvidas e laminadas, usando a maquinaria convencional da borracha com somente algumas pequenas modificações.

Nos anos 50, a S. K. Wellman Company introduziu uma resina de liga metálica para as lonas de freio, baseando-se nas experiências com materiais metálicos de fricção usados na aeronáutica.

Com o surgimento de novos veículos, nos anos 60, houve uma exigência maior dos freios. Assim muitas empresas passaram a buscar alternativas para o asbesto, que era o principal constituinte do material de fricção e passou a mostrar algumas limitações, tais como, aumento de custo, qualidade variável e suprimento esgotável. Nesta época também se levantou a questão da segurança no uso do asbesto, que pode causar problemas à saúde. Esta somatória de fatores tornou os materiais semi-metálicos mais atrativos. Entretanto, os semi-metálicos não são ideais para todas as aplicações, pois tem pouca flexibilidade, como vantagem, estes aumentam a condutividade térmica.

Nos anos 70, os materiais de fricção eram desenvolvidos com fibra de vidro entre outras, substituindo o asbesto. Desde o início dos anos 80 algumas companhias já vêm equipando seus veículos com materiais de fricção à base de fibra de vidro, e sem asbesto. Fibras de carbono também têm sido usadas.

De qualquer maneira o uso do asbesto ainda continua em alguns países, principalmente pela sua facilidade de obtenção e baixo custo em relação às fórmulas misturando cerâmica, vidro e fibras naturais. Na figura 2.7, temos exemplos de várias aplicações para materiais de fricção.

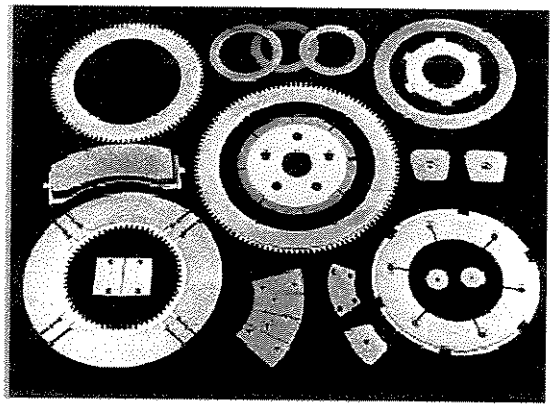

Figura 2.7 – Aplicações para materiais de fricção

Segundo LIMPERT (1992), a composição básica das pastilhas de freio é descrita da seguinte maneira:

- Fibras: provêem a resistência e rigidez necessária para as pastilhas. No caso de ressecamento, as fibras mantêm a forma prévia do material. Para altas temperaturas no material de fricção as fibras proporcionam estabilidade térmica. Os materiais de fibra incluem asbesto (ou outras fibras) e palha de aço.

- Material de preenchimento: São minerais indispensáveis para aumentar a vida da pastilha, preenchendo os espaços e minimizando o custo. Tais materiais podem ser:
  ⇒ Sulfato de bário: famoso pelo baixo custo, embora possua uma grande densidade específica. Aumenta um pouco o desgaste e reduz o nível de fricção. Aumenta a densidade e, como é relativamente inerte, tem alta estabilidade térmica.
  ⇒ Carbonato de cálcio: tem menor densidade específica, sendo necessário menor quantidade, entretanto não é tão resistente ao calor.
  ⇒ Sílica (dióxido de silício): é um abrasivo suave e pode aumentar o peso do material de fricção em até 5%.

- Ligantes: É o material aglutinante que mantém os materiais da pastilha juntos. Os ligantes mais comumente usados são os fenolformaldeídos. Os fenolformaldeídos podem ser de dois tipos:

  ⇒ Resina crisol: são mais duras e quebradiças, mas resistem melhor ao calor.

  ⇒ Novolak: precisa de um agente para completar a cura. Outras resinas alternativas são:

  ◊ Resinas de óleo modificado (de linhaça, de rícino ou de soja) - oferecem flexibilidade, aumentam as cargas de fricção e diminuem as características de "fade".

  ◊ Resinas de óleo da casca da castanha de caju -aumentam a eficiência e tornam o freio mais silencioso.

  ◊ Resinas fenólicas modificadas por elastômeros -oferecem flexibilidade e altos coeficientes de fricção.

  ◊ Resinas fenólicas modificadas por óxidos metálicos -aumentam a resistência ao calor antes de iniciar o "fade", além de reduzir os tempos de cura.

  ◊ Resinas fenólicas modificadas por ácido bórico -melhoram a, resistência ao calor e diminuem o desgaste.

- Modificadores de fricção: Geralmente são elastômeros que proporcionam propriedades mecânicas e resistência ao desgaste, agentes de cura e outros que afetam a uniformidade da fricção. Latão, zinco ou outros metais são adicionados para controlar as propriedades abrasivas e para limpeza total da superfície do disco. Alguns tipos comuns de elastômeros são:

  ⇒ Borracha natural: caiu em desuso devido ao seu alto custo e ao fato de que induz ao "fade" e exala um forte cheiro quando aquecida.

  ⇒ Borracha de estireno butadieno: usada em combinação com resinas fenólicas, oferece rigidez e resistência mecânica adicional, além de resistência ao "fade".

  ⇒ Borracha de acrilonitrila butadieno: usada só ou combinada com resinas fenólicas em guarnições flexíveis e oferece melhor resistência ao calor que outras

borrachas, auxilia na eficiência e melhora a compressão contra a superfície oposta.

Para aumentar o nível de fricção alguns abrasivos são incluídos nos materiais de fricção. Alguns destes são:

⇒ óxido de alumínio: anidro (alumina): é um material bastante duro e abrasivo, apresenta estabilidade em altas temperaturas. Uma fina poeira de alumina misturada com uma solução de resina fenólica é usada para pintar a superfície final da pastilha. Desta forma é possível polir e moldar a superfície do disco durante os primeiros 100 km de uso, combatendo a baixa fricção sem reduzir a vida da pastilha.

⇒ óxido de cromo: aumenta a fricção, mas não é comum devido ao alto custo na maior parte do mundo.

⇒ óxido de zinco: tem algum efeito lubrificante e oferece resistência ao desgaste, entretanto em excesso pode desgastar também o disco.

⇒ Cal (hidróxido de cálcio): oferece dureza e combate a ferrugem em formulas contendo palha de aço e partículas de ferro. Aumenta a estabilidade térmica das resinas de fenolformaldeído, retardando o "fade" até altas temperaturas. Reduz a dilatação e absorve gases durante o processo de cura, reduzindo as laminações necessárias.

⇒ Óxido de cobre: aumenta o nível de fricção, mas não garante a qualidade da superfície oposta, ou seja, o disco.

⇒ Óxido de ferro: os diferentes tipos são usados para aumentar o nível de fricção e dar alguma estabilidade térmica, além de mudar a cor.

⇒ Óxido de ferro vermelho (hematita): é um suave abrasivo, usado como agente polidor da superfície.

⇒ Óxido de ferro preto (magnetita): em fórmulas semi-metálicas é usado para elevar a fricção a frio.

⇒ óxido de magnésio: usado para aumentar a estabilidade térmica das resinas. No estado fundido aumenta o nível de fricção, pois se torna mais duro e menos reativo.

⇒ Grafite: reduz o nível de fricção, mas melhora o "fade".

⇒ Lascas de latão (62% cobre e 38% zinco): 4% em peso na fórmula é suficiente para controlar o "fade". Acima desta quantidade, aumenta a condutividade térmica, ajuda a difundir o calor gerado na superfície de frenagem e contribui para prolongar a vida do material. Tende a provocar polimento do disco, limpando depósitos de resíduos. Entretanto, com o aumento do seu custo, as quantidades têm se reduzido nas fórmulas.

⇒ Pó de cobre: aumenta a eficiência, é bom condutor. Entretanto em grandes quantidades provoca desgaste.

⇒ Chumbo: inicialmente era utilizado para aumentar o peso, mas também oferece estabilidade friccional em altas temperaturas. No entanto, devido a sua toxidade, tem sido retirado de muitas fórmulas.

2.4.1 Asbesto

O asbesto (ou amianto) é um mineral fibroso natural, encontrado no Canadá, África, Europa do Leste, Estados Unidos e Brasil. Muito usado em roupas e equipamento à prova de fogo, também serviu como principal isolante térmico de edifícios entre os anos 20 e 80, quando se descobriu sua toxicidade e o material deixou de ser largamente empregado na construção civil. Diversos tipos de câncer de pulmão foram associados à exposição profissional ao asbesto, hoje banido em vários países industrializados. O risco do asbesto para a saúde está na inalação do pó liberado por materiais destruídos ou danificados. O cimento de amianto e as lonas de freio contendo asbesto são considerados menos tóxicos, porque não são friáveis, isto é, não se transformam em pó quando submetidos à pressão. Mesmo assim, a obtenção de um material substitutivo é uma boa nova para a indústria automobilística. Trata-se de um mineral complexo e único; é um silicato de magnésio hidratado, contendo talco e alguns traços de magnetita. O asbesto é capaz de combinar a resistência ao calor de um mineral com a resistência e flexibilidade de uma fibra. Suas fibras são particularmente convenientes para materiais de fricção devido a alguns aspectos:

- Termicamente estável acima de 500°C, resistente à fusão e retém sua fibra natural acima de 1400°C.

- Acima de 500°C perde água, mas cria outros silicatos, regenerando a superfície original de fricção. Tal característica é difícil de obter em fibras sintéticas.
- Bom isolante térmico.
- De fácil processamento.
- Grande área de superfície para absorver resinas e outros ligantes.
- Apresenta boas tensões, sendo resistente ao cisalhamento.
- Bom preço.
- Grande quantidade disponível. Tem sido extraído no Canadá, sul da África, Itália e Rússia por muitos anos, mais recentemente também tem sido encontrado no Brasil e México.
- Reduz o desgaste do disco.

Entretanto, o asbesto e suas partículas podem ser perigosos para a saúde e a exposição por um período prolongado pode aumentar o risco de desenvolver doenças como: asbestose, câncer no pulmão ou no aparelho digestivo.

Algumas indústrias já vêm tomando algumas precauções para diminuir o nível de poeira e para evitar a exposição desnecessária ao asbesto, alertando os trabalhadores para sua própria segurança. Em muitos países têm sido estabelecidos padrões para exposição, tendo algumas empresas até mesmo um monitoramento da qualidade do ar no local de trabalho.

Segundo LIMPERT (1992), embora algumas pesquisas sugiram que a poeira de asbesto do freio é pequena demais para causar câncer, o uso de asbesto em freios vem se tornando cada vez mais limitado, sendo já proibido seu uso em alguns países.

HARRISON, LEVY, PATRICK, PIGOTT & SMITH (1999) concluíram que os cristais de asbesto (asbesto crisólito) são intrinsecamente mais perigosos do que as fibras de aramida, o PVA ou as fibras de celulose e que seu uso continuado em materiais de fricção não é justificado em face de seus substitutos tecnicamente viáveis.

2.4.2 Propostas de substitutos para o asbesto

Segundo AGUILA (1999), a metodologia proposta em seu trabalho mostrou-se adequada para a produção de compósitos com redução do tempo de cura. Os compósitos reforçados com fibras de panox e polpa de aramida apresentaram bom desempenho de atrito, o compósito apresentou as mesmas propriedades de frenagem das pastilhas de asbesto, em testes feitos com amostras fornecidas por um fabricante de freios. Este compósito obtido é um estágio intermediário no processo de fabricação da fibra de carbono. NICHOLSON (1995) apresenta alguns outros substitutos para o asbesto e mostra que a tendência para substituí-lo não é motivada apenas pelas regulamentações que visam a proteção da saúde.

A Alemanha começou a usar palha de aço para substituir as fibras de asbesto durante a Segunda Guerra, quando possuíam pouco asbesto. Usaram tais pastilhas laminadas em aviões, servindo como base para as fórmulas desenvolvidas sem asbesto nos anos 80. Algumas típicas alternativas avaliadas atualmente são:

- Wollastonite {CaSiO3): possui tamanho de fibras variáveis, dependendo do local de extração e apresenta um custo baixo.
- Vermiculite: trata-se de um mineral, um silicato de alumínio e magnésio hidratado. Resistente ao calor, absorvente e de baixa densidade. Não é fibroso, portanto não acrescenta resistência mecânica ao produto. Entretanto, é usado como um preenchimento de baixo custo, pois melhora as características de desgaste e reduz o inchaço e o crescimento.
- Mica: se houver um bom ligante entre a mica e a resina, ela irá contribuir para aumentar a resistência mecânica.
- Fibra de basalto: possui pouca quantidade de ferro e pouco cálcio.
- Fibra cerâmica: alta resistência térmica e baixo custo.
- Poliacrilonitrila: rende seis vezes mais que o asbesto. Possui características que reforçam a resistência mecânica do material, por isso é usada em freios de veículos pesados.
- Fibras de celulose: tornam o freio mais silencioso e o material mais elástico.

- Poliester é uma fibra orgânica, mas seu desempenho não é tão adequado quanto a poliacrilonitrila.
- Fibra de vidro: tem tido sucesso em substituir o asbesto, mas possui um ponto de fusão muito baixo.
- Fibras de algodão: presentes em muitos materiais de fricção de veículos pesados.
- Fibras de aramida: possui propriedades que oferecem resistência mecânica e resistência ao calor, além de facilitar a manufatura das fórmulas sem asbesto. Entretanto, o aumento em seu custo fez com que as fórmulas tivessem sua quantidade reduzida.
- Carbono: apresenta muitos atrativos em freios:
    - peso reduzido;
    - boa condutividade térmica;
    - alto calor especifico;
    - fisicamente forte;
    - tecnicamente estável;

Por possuir pouco peso e ótimas propriedades de absorção de calor, o carbono foi inicialmente utilizado nos aviões, em sua forma grafitizada. Mas, o grafite não é necessariamente resistente o suficiente, a não ser que ele seja feito de fibras de carbono, o que aumenta bastante o custo. Atualmente há muitas novas fórmulas contento carbono, mas não em forma de fibras. Elas melhoram a dissipação de calor e a estabilidade friccional, mas não oferecem resistência mecânica. Como exemplo temos as partículas de fricção, que são resinas sólidas baseadas em polímeros derivados do Óleo da Casca da Castanha de Caju (CNSL) e usadas em formulações metálicas, semi-metálicas, asbestos e não asbestos de materiais de fricção, pastilhas, lonas de freios e discos de embreagem para a indústria automobilística. Estas resinas são preparadas para conferirem, aos materiais de fricção, boas propriedades em termos de estabilidade do coeficiente de fricção, resistência ao desgaste, flexibilidade e estabilidade da temperatura. A figura 2.8 mostra algumas pastilhas de freio com resinas sólidas baseadas em polímeros derivados do Óleo da Casca da Castanha de Caju (CNSL) e usadas em formulações metálicas.

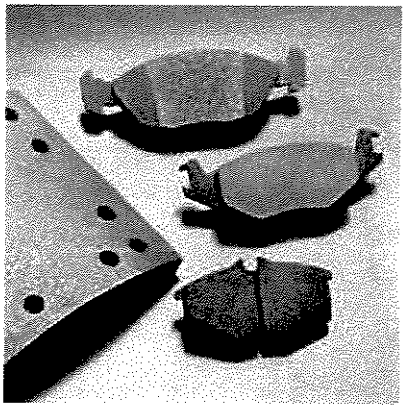

Figura 2.8 – Pastilhas de freio com resinas sólidas

Segundo NICHOLSON (1995), a formulação, mesmo que seja eficiente, deve ser simples, como muitas que já tem transcorrido bem. Para isso pode-se usar o asbesto e resina na trama, acrescentando material de preenchimento para reduzir o custo ou oferecer características de desempenho; grafite pode ajudar na lubrificação e abrasivos aumentam a fricção. Quaisquer outras substâncias servirão apenas como cosmético no material final.

Há outros aspectos que devem ser considerados na formulação do material de fricção além do desempenho. A formulação deve permitir o uso em operação. Assim torna-se importante analisar os seguintes aspectos:

- tendência a segregação de partículas;
- facilidade construtiva; ,
- bolhas e laminações;
- estabilidade dimensional;
- capacidade de eliminação de resíduos.

2.4.3 Estudos feitos sobre pastilhas de freio

Segundo BARTTER, SCHW ARTZ & RHEE (1974), para baixas temperaturas de frenagem, a razão de desgaste da pastilha é controlada principalmente pelo abrasivo e mecanismos adesivos, enquanto para altas temperaturas de frenagem, a razão de desgaste

aumenta exponencialmente com o aumento da temperatura por causa da degradação térmica do ligante e de outros componentes. Tal razão de desgaste exponencial é freqüentemente acompanhada pelo "fade" do freio.

NAERHEIM, PAN & MIN (1999) realizaram avaliações tribológicas a fim de estudar as películas de fricção em freios a disco. Algumas de suas principais conclusões foram: .

- para altas temperaturas, a película começa a endurecer com elementos que segregam para a superfície;
- a análise química da superfície da película de fricção e a avaliação topográfica das superfícies junto com análises e testes dos materiais, são necessários para compreender a formação da película e seu comportamento;
- a formação da película e sua composição química dependem da microestrutura da pastilha e do disco, de suas composições e das temperaturas de contato na interface.

Contanto que as pastilhas de freio mantenham alguma semelhança em seus valores de fricção considerados durante o projeto, sempre ocorrerá o efeito da atuação do motorista sobre o pedal. Apesar de ocorrer uma certa variação para cada motorista, o desgaste da pastilha deve ser mantido em um mínimo. Sob condições normais de direção, as pastilhas devem durar entre 30 a 50 mil quilômetros.

MOORE & WATTON (1971) compilaram um histograma de temperaturas de pastilhas de freios em rodovias e usaram isto como base para uma avaliação do desgaste das pastilhas de freio. MINEGISHI, SBIMIZU, WAKAMATSU & YOSHIMO (1984) propuseram um método de avaliação da vida da pastilha que pode ser aplicado a qualquer veículo em condições típicas de tráfego. Tomaram como principais fatores que afetam a absorção de energia cinética e conseqüentemente a temperatura do freio:

- a frequência de aplicação dos freios;
- a velocidade do veículo quando os freios são aplicados;
- a velocidade do veículo quando os freios são soltos;

- a razão de desaceleração.

Considerando tais fatores, equacionaram o fator de severidade do freio. A equação que define o fator de severidade do freio é função da distância percorrida, da velocidade de aplicação do freio e da frequência de aplicações do freio durante a distância percorrida.

BURKMAN (1962) avaliou as mudanças que ocorrem nas pastilhas sob o efeito da água. Partiu do fato que foram encontrados bons resultados de frenagem, com baixa pressão no pedal, durante períodos de alta umidade. 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 fricção das pastilhas. Através de um método de testes em laboratório, medindo a variação do coeficiente de fricção das pastilhas com vários graus de variação de umidade, concluiu que os coeficientes de fricção 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.

As pastilhas devem ter uma certa quantidade de porosidade para diminuir o efeito da água no coeficiente de fricção, segundo LIMPERT (1992). Estes poros abertos não devem armazenar sal ou resíduos de desgaste que afetam a fricção. Os materiais metálicos que compõem as pastilhas em contato com a água irão corroer a superfície do disco.

Além disso, a resistência mecânica das pastilhas tem dupla importância: resistência às cargas exteriores e integridade estrutural, que pode ser obtida pela redução das tensões residuais e da expansão térmica, e pelo aumento da resistência ao calor.

NICHOLSON (1995), descreveu que diferentes processos de fabricação para a mesma fórmula podem influenciar na porosidade, na compressibilidade e na elasticidade, entre outras características. Um número maior de fatores deve ser observado quando se desenvolvem fórmulas sem asbesto, visto que este mineral, com suas propriedades únicas, oferece muitas destas características. Durante o momento da mistura, na pré-moldagem e durante a cura, podem

ocorrer falhas que afetem o desempenho e as propriedades físicas do produto. Portanto, torna-se necessário o acompanhamento e a definição detalhada de cada etapa do processo de fabricação do material de fricção.

2.5 Influência da Temperatura no Atrito e nos Processos de Frenagem

OLESIAK, PYRYEV & YEVTUSHENKO (1997), em estudos sobre a influência da temperatura durante a frenagem, propuseram alguns procedimentos para a verificação das condições de frenagem e das variáveis envolvidas no processo. A proposta era verificar através de cálculo numérico, os valores da temperatura na interface de contato do par de atrito, o desgaste e a velocidade de deslizamento para um experimento genérico. Considerando que o coeficiente de atrito obtido era constante e o desgaste tinha dependência linear da temperatura e do tempo, o cálculo das variáveis foram feitas através de um conjunto de equações integrais não-lineares do tipo Volterra, e através das transformadas de Laplace. Com isso, obteve-se uma forma exata da solução do sistema de equações integrais, simplificando o cálculo da engenharia. Os resultados observados através das soluções numéricas obtidas mostraram que:

- Considerando coeficientes de atrito constantes, as soluções analíticas podem ser exatas.
- Na região de contato, onde o coeficiente de atrito tem dependência não linear com a temperatura, a taxa de desgaste não é muito sensível a essas não linearidades.
- O valor máximo da temperatura é atingindo aproximadamente na metade do tempo necessário para a parada, e a taxa de desgaste é aproximadamente constante, assumindo o valor máximo no momento da parada, quando o coeficiente de atrito é maior.

Estudo realizado por Severin e Dorseh em freios industriais de alta capacidade (Severin e Dorsch, 2001), mostraram que durante o processo de frenagem contínua as cargas térmicas ao longo da superfície de atrito não são distribuídas uniformemente. O coeficiente de atrito ao longo da superfície varia localmente, se alternando periodicamente.

Nos resultados experimentais foi constatada a presença de partículas metálica difundidas no material de atrito, provenientes do disco ou do tambor. Essas partículas definem o valor do coeficiente de atrito. Constatou-se que, quando a carga térmica do par de atrito é baixa, a concentração das partículas metálicas no material de atrito é alta, e quando a carga térmica é alta, ocorre um maior desgaste do material de atrito, fazendo com que haja diminuição da concentração de partículas, e com isso o coeficiente de atrito diminui.

A estabilidade do coeficiente de atrito é alcançada quando ocorre o equilíbrio entre as partículas removidas por desgaste e a difusão das novas partículas. Essa condição é alcançada após um tempo de operação, sob uma certa condição de carga térmica. Se esta carga é alterada, desde que não exceda a condição máxima determinada, uma nova condição de estabilidade será atingida após um novo tempo de operação.

2.5.1 Instabilidade Termoelástica.

A Instabilidade Termoelástica ocorre quando uma perturbação incitada por uma pressão no sistema de freio faz com que uma grande quantidade de energia seja direcionada para um único ponto no disco de freio, através do contato disco/pastilha. Estas perturbações em forma de pressão são quase sempre presentes nos processos de frenagem. Quanto mais energia é direcionada ao disco de freio em um ponto, mais aquecido se encontrará o material de atrito. Assim esta área de contato expande mais do que o material de atrito, causando uma pequena variação da espessura do disco de freio. Este fenômeno é observado em muitas aplicações práticas, particularmente nos freios e nas embreagens, onde aquecimentos significativos provenientes da fricção entre materiais acontecem, conhecidos como pontos quentes (KREITLOW, SCHRODTER & MATTHAI, 1985).

Segundo ANDERSON & KNAPP (1989), aquecimentos bruscos na superfície dos discos podem causar serias fraturas e problemas devido as vibrações de baixa freqüência, BARBER, BEAMOND, WARING & WARING (1985) investigaram qual a temperatura máxima atingida pelo disco de freio durante uma parada e o efeito da taxa de desaceleração na máxima temperatura dos pontos quentes.

AYALA, LEE, RAHMAN & BARBER (1996) discutiram o efeito do contato intermitente da pastilha com o disco de freio, onde este contato referencial pode ser aproximado, reduzindo o coeficiente de fricção entre a pastilha e o disco de freio, pela razão entre comprimento da pastilha e o comprimento circunferencial.

A conseqüência do aquecimento causado pela frenagem nos discos é a ocorrência de distorções de forma ondulada, causadas pelas tensões térmicas não compensadas provocadas pela dilatação do material do disco (HARSTOCK & FASH, 2000), conforme a figura 2.9. Essas ondulações produzem regiões mais elevadas nas faces laterais de atrito do disco, como um "pico", aumentando localmente a pressão especifica de contato entre a pastilha e o disco, e concentrando a geração e condução de calor nessa região do "pico". Isto leva ao incremento da temperatura localizada, dando origem aos denominados "pontos quentes". Vale observar que, no caso do disco sólido, ocorre simetricamente ao "pico" um "vale" na face oposta, agravando o fenômeno. Essas diferenças de temperaturas e dilatações podem levar ao aparecimento de trincas térmicas, que podem progredir levando a falha total do disco

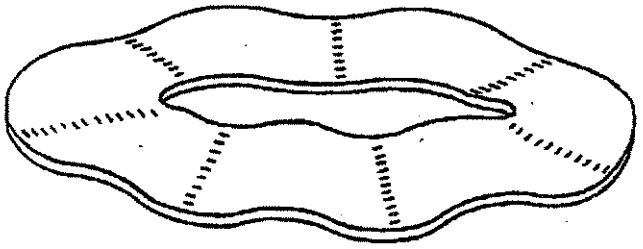

Figura 2.9: - Modelo da deformação causada pela alta temperatura no disco de freio.

2.5.2 Modelagem analítica da temperatura

A variação da energia cinética e potencial de um veículo em movimento é convertida em calor durante o processo de frenagem. A geração desse calor ocorre nas superfícies da interface do par de atrito roda-sapata ou disco-sapatilha. Durante o processo de frenagem, o calor gerado na interface é compartilhado entre os elementos que compõem o par de atrito. Essa partição se faz

proporcionalmente à condutibilidade térmica de cada um dos elementos constitutivos do par de atrito. Durante a fase transiente do aquecimento, parte do calor gerado é armazenado nas partes que compõem o par de atrito, em razão proporcional as suas capacidades térmicas. Outra parte é dissipada para o meio ambiente. Na fase estacionária, que ocorre quando é atingido o equilíbrio de temperatura (referente a capacidade térmica das partes e à convecção) e mais nenhuma energia térmica é armazenada na roda e na sapata ou no disco e sapatilha, todo o calor gerado é dissipado ao meio ambiente. Essa dissipação é proporcional a área externa sujeita ao resfriamento pelo ar e aos respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.

2.5.2.1 Variação da energia total de um veículo

De uma forma geral, pode-se dizer que se a variação da energia total de um veiculo, ocorrida entre uma situação inicial **i** e uma final **f,** tiver valor negativo, essa pode ser expressa como a energia dissipada durante a frenagem da seguinte forma:

$$E_f = \Delta E_t = \left(E_{CTf} - E_{CTi}\right) + \left(E_{CRf} - E_{CRi}\right) + \left(E_{Pf} - E_{Pi}\right) \quad [J] \qquad (2.3)$$

Onde:

E_f = energia da frenagem [J]

ΔE_t = variação da energia total, entre as situações inicial e final [J]

E_{CTf} = energia cinética de translação final [J]

E_{CTi} = energia cinética de translação inicial [J]

E_{CRf} = energia cinética de rotação final [J]

E_{CRi} = energia cinética de rotação inicial [J]

E_{Pf} = energia potencial final [J]

E_{Pi} = energia potencial inicial [J]

Na operação dos veículos durante a frenagem pode-se visualizar duas situações básicas:

- frenagem de parada, como aquela na qual um veículo em movimento é submetido a uma força de frenagem para retardar seu movimento até a parada total
- frenagem de descida de serra, em que é aplicada a força de frenagem visando manter o veiculo em velocidade constante durante uma descida.

2.5.2.2 Energia de frenagem

Para um veiculo em movimento, energia potencial constante, a variação da sua energia cinética correspondente a desaceleração ao passar da velocidade inicial V_i para a velocidade final V_f será a soma da:

- variação da energia cinética de translação do veiculo
- variação da energia cinética das massas girantes, tais como rodeiros, engrenagens e armaduras dos motores de tração.

Essa variação pode ser expressa pela seguinte equação:

$$E_f = \frac{m}{2}\left(V_f^2 - V_i^2\right) + \frac{I}{2}\left(\omega_f^2 - \omega_i^2\right) \qquad [J] \qquad (2.4)$$

Onde:

E_f	= energia de frenagem	[J]
m	= massa do veiculo	[kg]
V_f	= velocidade final	[m/s]
V_i	= velocidade inicial	[m/s]
I	= momento de inércia das massas girantes	[kg.m^2]
ω_f	= velocidade angular final das massas girantes	[rd/s]
ω_i	= velocidade angular inicial das massas girantes	[rd/s]

Se um veículo executar parada total, $V_f = \omega_f = 0$, e a equação (2.5) fica da seguinte forma:

$$E_f = -\left(\frac{m}{2}\left(V_i^2\right) + \frac{I}{2}\left(\omega_i^2\right)\right) \qquad \text{[J]} \qquad (2.5)$$

Quando todas as partes girantes são expressas através da revolução da roda, e a velocidade linear é expressa por $V = R\omega$. Então, a equação (2.6) fica da seguinte forma:

$$E_f = -\left(\frac{m}{2}\left(1 + \frac{I}{R^2 m}\right)V_i^2\right) \approx -\left(\frac{kmV_i^2}{2}\right) \qquad \text{[N.m]} \qquad (2.6)$$

Onde:

R	= raio da roda	[m]
k	= fator de correção da massa girante($k = 1 + \frac{I}{R^2 m}$)	
ω	= velocidade angular da massa girante	[rd/s]
V	= velocidade linear do veículo	[m/s]

2.5.2.3 Energia e potência.

A intensidade desse calor produzido durante a frenagem depende do intervalo de tempo em que ocorre a variação da energia cinética e potencial. Denomina-se potência de frenagem a variação de energia ocorrida por unidade de tempo, sendo expressa pela equação:

$$P_f = \frac{d(E_f)}{dt} \qquad \text{[W]} \qquad (2.7)$$

Onde:

P_f	= potência de frenagem	[W]
dt	= variação em função do tempo	[s]

No caso de uma frenagem de parada a uma desaceleração média a tem-se:

$$V_f = V_i - a.t \qquad \text{[m/s]} \qquad (2.8)$$

Onde:

V_f	= velocidade linear final do veículo	[m/s]
V_i	= velocidade linear inicial do veículo	[m/s]
a	= desaceleração	[m/s²]
t	= tempo	[s]

2.5.2.4 Distribuição da potência de frenagem no par de atrito.

Para a análise das temperaturas alcançadas é necessário conhecer a energia total desenvolvida durante a frenagem E_f e a sua distribuição no par de atrito. Para facilitar o equacionamento, será utilizado a seguir indistintamente o termo roda para o disco de freio e o termo pastilha para pastilha de freio.

A distribuição da energia de frenagem gerada no par de atrito roda e pastilha está relacionada com a resistência térmica associada a ambos os lados da interface do par de atrito, onde se processa a geração de calor. Para a condição estacionária, essa distribuição pode ser escrita como:

$$\frac{q_R}{q_S} = \frac{\sum R_S}{\sum R_R} \qquad \text{[adm]} \qquad (2.9)$$

Onde:

q_R	= fluxo de calor para a roda	[N.m/h.m^2]
q_S	= fluxo de calor para a pastilha	[N.m/h.m^2]
R_S	= resistência térmica à condução do calor para a pastilha	[h.K/N.m]
R_R	= resistência térmica à condução do calor para a roda	[h.K/N.m]

A resistência térmica varia com o inverso da condutividade térmica. É conveniente expressar a partição do calor total gerado entre o que é absorvido pela roda e o que é absorvido

pela pastilha em termos de propriedades dos materiais. O valor γ é a fração do calor total gerado (q_R+q_S) que é absorvida pela roda e é denominado fator de distribuição do calor e calculado conforme a equação (2.10).

$$\gamma = \frac{q_R}{q_R + q_S} \qquad \text{[adm]} \qquad (2.10)$$

Para o caso de frenagem contínua ou aplicações freqüentes, temos que, na condição estacionária, nenhuma energia térmica é armazenada na roda ou no disco. Então, a resistência térmica é, para a roda ou disco:

$$\Sigma R_R = \frac{1}{(h_R . A_R)} \qquad \text{[h.K/N.m]} \quad (2.11)$$

Para a pastilha, a resistência é dada por (modelo unidimensional):

$$\Sigma R_S = \frac{1}{(h_p . A_p)} + \frac{\delta_p}{(k_p . A_p)} + \frac{\delta_s}{(k_s . A_p)} \qquad \text{[h.K/N.m]} \quad (2.12)$$

Onde:

A_p = área da pastilha [m^2]

h_p = coeficiente de transf. de calor por convecção, da pastilha [N.m/h.m^2.K]

k_p = condutividade do material da pastilha [N.m/h.m^2.K]

k_s = condutividade térmica do suporte da pastilha [N.m/h.m^2.K]

δ_p = espessura da pastilha [m]

δ_s =espessura do suporte da pastilha [m]

Para este caso, o fator de distribuição do calor gerado γ é:

$$\gamma = \frac{q_R}{q_R + q_P} = \frac{1}{1 + \frac{\Sigma_R}{\Sigma_S}} \qquad \text{[adm]} \qquad (2.14)$$

Desenvolvendo-se a expressão (3.11), tem-se:

$$\gamma = \left(1 + \frac{h_S . k_S . k_G . A_S}{h_R . A_R (k_S . k_G + \delta_S . h_S . k_G + \delta_G . h_S . k_S} \right)^{-1} \qquad \text{[adm]} \qquad (2.15)$$

2.5.2.5 Análise da temperatura para frenagens repetidas.

As temperaturas de freio alcançadas durante repetidas freadas podem ser computadas como soluções analíticas simples, utilizando com dados de entrada a energia de frenagem, o intervalo de resfriamento, e o tempo de freadas. Tanto o tambor como o disco, podem ser tratados como uma massa, onde o coeficiente de transferência de calor e as propriedades térmicas são constantes. Em uma análise de sistema a temperatura assume um comportamento uniforme no tambor ou disco, alterando-se em função do tempo somente e não do espaço. Se o tempo de frenagem é considerado menor do que o tempo de resfriamento, então o resfriamento durante a frenagem pode ser negligenciada. Neste caso a temperatura do tambor ou disco aumentará uniformemente, obedecendo a seguinte equação:

$$\Delta T = \frac{q_0 . t_p}{\rho_R . C_R . V_R} \qquad [^{\circ}C] \qquad (2.16)$$

Onde:

q_0 = potência de frenagem absorvida pela roda [N.m/h]

t_p = tempo de frenagem até a parada [h]

ρ_R = massa especifica da roda [kg/m^3]

C_R = calor especifico da roda [N.m/kg.K]

V_R = volume da roda [m^3]

2.5.2.6 Análise da temperatura para frenagem continua.

Quando os freios são aplicados durante uma longa descida, o resfriamento entre as frenagens pode ser considerado. A temperatura de resposta de um disco durante contínuas freadas é calculada por:

$$T(t) = \left[T_i - T_\infty - \frac{q_0}{h_R A_R} \right] . e^{\frac{(-h_R . A_R . t)}{(\rho_R . C_R . V_R)}} + T_\infty + \frac{q_0}{h_R A_R} \qquad \text{[K]} \qquad (2.17)$$

Onde:

$T(t)$	= temperatura no tempo t	[K]
T_i	= temperatura inicial da roda	[K]
T_∞	= temperatura ambiente	[K]
q_0	= potência de frenagem absorvida pela roda	[N.m/h]
h_R	= coeficiente de transmissão de calor	[N.m/h.K.m^2]
A_R	= superfície externa da roda	[m^2]
e	= número de Euler	[adm]
t	= tempo durante o qual o freio é aplicado	[h]

2.5.2.7 Transferência de calor por convecção.

Para o cálculo da temperatura alcançada pelo disco, são necessárias informações sobre o coeficiente de transmissão de calor por convecção, que varia com a velocidade do veículo. No caso da frenagem repetitiva, é suficiente avaliar o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção a velocidade média, ponderando-se os tempos de aceleração, deslocamento a velocidade constante e frenagem. Para o caso de descida, considera-se o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção à velocidade constante, sendo esse valor o da velocidade em que o veículo trafega.

Existem numerosas equações empíricas na literatura para valores dos coeficientes de transmissão de calor por convecção para varias condições de teste e geometrias. LIMPERT (1992) afirma os valores dos coeficientes obtidos das equações empíricas disponíveis na literatura são aproximados. Diferenças de 10 % a 30 % devem ser consideradas normais entre os valores medidos e os calculados utilizando-se as equações disponíveis. Cita também que pode ser obtida a correlação dos valores do coeficiente de transmissão pelo ajuste sucessivo até se alcançar a concordância entre o valor obtido e o calculado, o que foi feito por SANTOS (1996) em seu trabalho de doutoramento sobre rodas ferroviárias.

A análise do coeficiente de convecção pode ser feita através da análise adimensional, pelo produto de números adimensionais elevados a uma potência. A equação (2.18) mostra uma relação típica.

$$Nu = C.\mathrm{Re}^{m}.\mathrm{Pr}^{n} \qquad \text{[adm]} \qquad (2.18)$$

Onde:

Nu	= número de Nusselt	[adm]
C	= constante de transmissão de calor	[N.m/kg.K]
Re	= número de Reynolds	[adm]
Pr	= número de Prandtl	[adm]
m	= parâmetro de transmissão de calor	[adm]
n	= parâmetro de transmissão de calor	[adm]

Os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl podem ser dados pelas equações (2.19) a (2.21).

$$Nu = \frac{h_R L_c}{k_a} \qquad \text{[adm]} \qquad (2.19)$$

$$\mathrm{Re} = V.\left(\frac{\rho_a.L_c}{m_a}\right) \qquad \text{[adm]} \qquad (2.20)$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{3600.c_a.m_a}{k_a} \qquad [\text{adm}] \qquad (2.21)$$

Onde:

c_a	= calor especifico do ar	[N.m/h.K.m^2]
h_R	= coeficiente de transmissão de calor por convecção	[N.m/kg.K]
L_c	= distancia característica	[m]
k_a	= condutividade térmica do ar	[N.m/h.K.m]
V	= velocidade do veículo	[m/s]
ρ_a	= massa especifica do ar (temperatura ambiente)	[kg/m^3]
m_a	= fluxo de ar	[m^3/s]

a) Coeficiente de transmissão de calor por convecção para discos de freio.

Dois tipos de discos são encontrados na prática: sólidos e ventilados. Para disco de freio do tipo sólido ou maciço, o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção, para fluxo laminar, será aproximadamente:

$$h_R = 0{,}70.\left(\frac{k_a}{D_d}\right).\mathrm{Re}^{0{,}55} \qquad [\text{N.m/h.K.m}^2] \qquad (2.22)$$

Onde:

D_d = diâmetro externo do disco [m]

Para **Re > 2,4.10^5**, a característica será a de fluxo turbulento e o coeficiente de transmissão de calor poderá ser expresso por:

$$h_R = 0{,}04.\left(\frac{k_a}{D_d}\right).\mathrm{Re}^{0{,}8} \qquad [\text{N.m/h.K.m}^2] \qquad (2.23)$$

Os discos de freio providos de aletas possuem autoventilação forçada, de configuração semelhante a uma bomba centrifuga. O valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção em geral é aproximadamente o dobro do valor apresentado para discos de freio sólidos. A eficiência de resfriamento associada as aletas intermediarias diminui ligeiramente para altas velocidades, devido ao fenômeno da pressão de estagnação do ar. Para fim de estimativa, a equação (2.24) pode ser utilizada para se obter o valor do coeficiente de transmissão de calor na região interna as palhetas do disco de freio.

$$h_R = 0{,}023.\left[1+\left(\frac{d_h}{l}\right)^{0,67}\right].\mathrm{Re}^{0,8}.\mathrm{Pr}^{0,33}.\left(\frac{k_a}{d_h}\right) \qquad [\mathrm{N.m/h.K.m^2}] \qquad (2.24)$$

Nessa equação, o número de Reynolds deve ser calculado por:

$$\mathrm{Re} = \left(\frac{\rho_a.d_h}{\mu_a}\right).V_{med} \qquad [\mathrm{adm}] \qquad (2.25)$$

Nas equações (2.24) e (2.25) as variáveis ainda não definidas são:

d_h	= diâmetro hidráulico	[m]
l	= comprimento da aleta	[m]
V_{med}	= velocidade média	[m/s]
μ_a	= viscosidade do ar	[kg/m.s]

A equação (2.24) é valida para **Re>10^4**, ou seja, fluxo de ar turbulento.

O diâmetro hidráulico é definido como:

$$d_h = 4.\left(\frac{area_de_passagem_do_fluxo}{perimetro_que_delimita_a_area}\right) \qquad [\mathrm{m}] \qquad (2.26)$$

Para aletas de seção variável, o diâmetro hidráulico é tomado levando-se em conta o valor médio entre as seções de entrada e saída do fluxo na aleta. A velocidade a ser considerada para o número de Reynolds é a de passagem do ar no interior da aleta. Essa velocidade media de passagem no interior da aleta pode ser obtida de:

$$V_m = \frac{(V_e + V_s)}{2} \qquad \text{[m/s]} \qquad (2.27)$$

As variáveis V_e e V_s são definidas por:

$$V_e = 0{,}0158.n_T.\sqrt{D^2 - d^2} \qquad \text{[m/s]} \qquad (2.28)$$

$$V_s = V_e.\left(\frac{A_e}{A_s}\right) \qquad \text{[m/s]} \qquad (2.29)$$

Nas equações (2.28) a (2.29), as variáveis são:

V_m	= velocidade media do ar no interior da aleta	[m]
V_e	= velocidade do ar na entrada da aleta	[m]
V_s	= velocidade do ar na saída da aleta	[m]
D	= diâmetro externo da aleta	[m]
d	= diâmetro interno da aleta	[m]
A_e	= área de entrada de ar na aleta	[m^2]
A_s	= área de saída do ar na aleta	[m^2]

O fluxo de ar que atravessa a aleta será:

$$m_a = 0{,}00147.n_T.\sqrt{(D^2 - d^2).A_e} \qquad \text{[m}^3\text{/s]} \qquad (2.30)$$

Para baixos valores de velocidade (**Re<10^4**) existe fluxo laminar de ar no interior das aletas e o coeficiente de transmissão de calor por convecção pode ser considerado aproximadamente como:

$$h_R = 1.86.(\mathrm{Re}.\mathrm{Pr})^{0,33}.\left(\frac{d_h}{l}\right)^{0,33}.\left(\frac{k_a}{d_h}\right) \qquad [\mathrm{N.m/h.K.m^2}] \quad (2.31)$$

2.5.2.8 Coeficiente de transmissão de calor por radiação.

A principio a troca de calor por radiação térmica não é significativa, até que sejam atingidos altos valores de temperaturas acima de 400°C. O coeficiente de transmissão de calor por radiação pode ser expresso por (LIMPERT, 1992):

$$h_{R,rad} = \frac{\sigma.\varepsilon_R.\left(T_R^4 - T_a^4\right)}{T_R - T_a} \qquad [\mathrm{N.m/h.K.m^2}] \quad (2.32)$$

Onde:

$h_{R,rad}$ = coeficiente de transmissão de calor por irradiação térmica [N.m/h.K.m^2]

T_R = temperatura do disco [K]

T_a = temperatura ambiente [K]

σ = constante de Stefan-Boltzmann = 3,56.10^{-5} [N.m/m^2.K]

ε_R = emissividade da superfície [adm]

Limpert (1992), utiliza como valor de ε_R = 0,55 como valor típico para as superfícies usinadas dos discos de freio construídos em ferro fundido.

2.6 Estudos das normas relacionadas a estes trabalhos

As normas utilizadas neste trabalho para verificação das características de materiais de atrito foram:

- NORMA KRAUSS MB-912/1978 (ABNT NBR 6143/95);
- SAE J866 NOV9-Friction Coefficient Identification System for Brake Linings;
- SAE J160 JUN80-Swell, Growth, and Dimensional Stability of Brake Linings;
- SAE J661 AUG87-Brake Lining Quality Control Test Procedure;
- SAE J667-Brake Test Code-Inertia Dynamometer;

2.6.1 Norma MB-912/1978 (ABNT NBR 6143/95) ou norma krauss

Esta Norma estabelece o procedimento para verificar as características de fricção e desgaste para controle de qualidade dos materiais de fricção tipo orgânico, utilizados em pastilhas de freios a disco de automóveis, camionetas de uso misto e utilitários.. O motor utilizado no ensaio deve garantir uma velocidade angular de (660 ± 10) rpm no disco, com uma carga máxima de 647 Nm. Deve ser usado um disco do freio normal de produção para cada qualidade de material de atrito. Cada disco pode ser usado até que apresente uma rugosidade de no máximo 15 μm. No caso de retificação do disco, pode ser retirado material de no máximo 1 mm da espessura original, sendo 0,5 mm de cada face. O freio a disco normal de produção deve, para efeito de medição do momento de frenagem, ser montado de forma giratória (medição do momento mediante a alavanca e tomada de medição de força). Esse conjunto formado por freio a disco e alavanca deve ser móvel, a fim de permitir a troca do disco de freio rapidamente.

2.6.1.1 Execução do ensaio

O ensaio deve ser controlado programando-se o tempo de frenagem, o intervalo de tempo entre frenagens, o número de frenagens por ciclo e a quantidade de ciclos com e sem refrigeração. O campo de medição da temperatura é tal que a temperatura mínima é 100°C e a temperatura máxima é de 600°C. O controle da temperatura mínima aciona automaticamente o interruptor do contador de ciclos da máquina de ensaio, quando a temperatura mínima regulada for atingida. O controle da temperatura máxima interrompe automaticamente o ensaio, caso a temperatura máxima regulada for ultrapassada. Para que o ensaio seja realizado temos as condições de ensaio:

- Velocidade angular constante do disco igual a (660 ± 10) rpm;
- Pressão hidráulica calculada através da seguinte fórmula:

$$Ph = \frac{Mf}{2\mu reAe} \tag{2.33}$$

Onde:

Mf	= momento de frenagem	[Nm]
Ph	= pressão hidráulica	[bar]
μ	= coeficiente de atrito	[adm]
re	= raio efetivo do disco	[m]
Ae	= área do embolo do freio a disco	[cm^2]

Nesta equação devemos considerar:

$Mf = 150\ Nm\ e\ \mu = 0{,}30\ para\ Ae \leq 18{,}1\ cm^2$;

$Mf = 300\ Nm\ e\ \mu = 0{,}30\ para\ Ae \leq 18{,}2\ cm^2$;

- tempo de frenagem igual a 5 segundos;
- intervalo de tempo entre frenagens igual a 10 segundos;
- número de frenagens de cada ciclo igual a 10 frenagens;
- Número de ciclos igual a dez ciclos.

Após ter-se colocado o par de pastilhas a ser ensaiado no suporte de freio, o ensaio deve ser iniciado à temperatura ambiente ou à existente no disco, desde que inferior a 50°C, conduzindo-se o ensaio do primeiro até o terceiro ciclo com o ventilador ligado. Entre os ciclos individuais o

disco deve ser resfriado em giro livre para 100°C. Estes ciclos servem para assentamento das guarnições.

Após o último ciclo de assentamento das guarnições, as pastilhas são retiradas do suporte do freio. É feito um exame visual das guarnições e registrado quaisquer ocorrências que forem constatadas quanto a trincas, rachaduras na estrutura, inclusões de ferro fundido, desprendimento da guarnição da sapata, ou outros defeitos que afetem o funcionamento das pastilhas. É verificado se foi alcançado o assentamento mínimo de 80% das superfícies de trabalho das guarnições, que é a condição básica para o prosseguimento do ensaio. Caso o assentamento das superfícies de trabalho for inferior a 80% ou existir algum defeito, recomeçar o ensaio com um novo jogo de pastilhas, e assim sucessivamente, até que esses requisitos sejam satisfeitos. A medição da espessura e pesagem do par de pastilhas é realizada em temperatura ambiente, com precisões de 0,01. A medição da espessura deve ser efetuada em cinco pontos quando a pastilha não possuir ranhura e em seis pontos quando não tiver ranhura, conforme mostrado na figura 2.10.

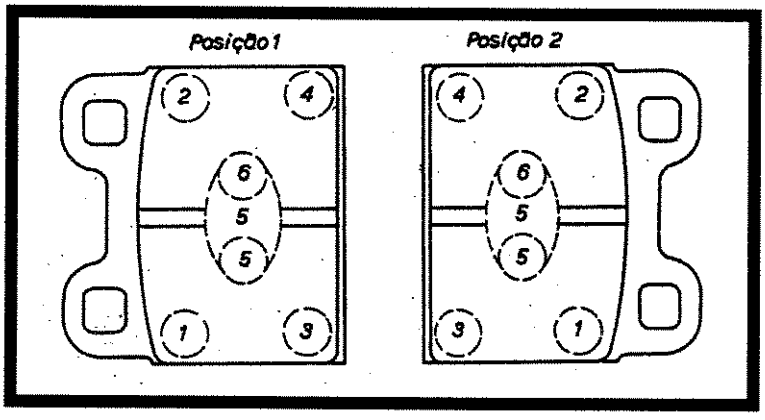

Figura 2.10 – Representação esquemática dos pontos de medição na pastilha.

As pastilhas de freio são recolocadas no suporte de freio, de modo que mantenham as posições originais de montagem. O ensaio é reiniciado com temperatura ambiente ou inferior a 50°C, conduzindo-o do quarto até o nono ciclo com o ventilador desligado. O décimo ciclo é executado com o ventilador ligado. Novamente entre os ciclos individuais, o disco deve ser resfriado em giro livre para 100°C. É efetuado o registro gráfico do momento de frenagem e da temperatura do disco de freio, em todo o transcorrer do ensaio. Terminado o ensaio, o par de

pastilhas deve ser retirado do suporte do freio, pesado e medido, para que seja verificado o desgaste ocorrido durante o ensaio. No final do ensaio é preparado um registro gráfico do momento de frenagem (coeficiente de atrito) e da temperatura do disco de freio.

2.6.2 SAE J661 AUG87-Brake Lining Quality Control Test Procedure

Esta norma estabelece um procedimento laboratorial uniforme para assegurar a qualidade do material de atrito e registrar a fricção e o desgaste destes. Estas informações podem ser usadas para implantar o controle de qualidade para a produção de pastilhas de freio. O equipamento utilizado para que possa ser realizado este teste é chamado de máquina de teste de material de fricção ou máquina Chase. É mostrado na figura 2.11. Seus principais equipamentos

- medidor de temperatura do tambor;
- aquecedor do tambor;
- controlador da taxa de aquecimento do tambor;
- sistema de resfriamento do tambor
- controlador da taxa de resfriamento do tambor;
- medidor da força de fricção;
- medidor da velocidade rotacional;

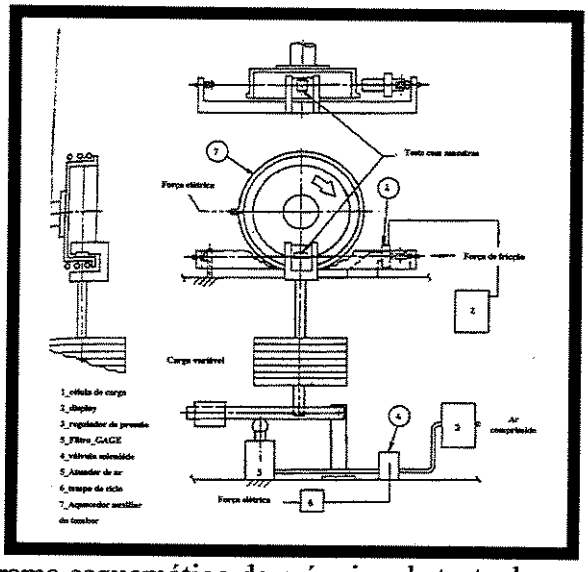

Figura 2.11 – Diagrama esquemático da máquina de teste dos materiais de fricção

Tratá-se de um ensaio que é realizado em diversos patamares de temperatura controlada, visando avaliar a influência desta nos parâmetros de desempenho (atrito desgaste). Ao longo de todo o ensaio a temperatura não ultrapassa 350°C, sendo valores típicos 93°C, 149°C, 221°C e outros.

O teste inclui o procedimento inicial de ajustagem dos sistemas de resfriamento e aquecimento da máquina; a preparação da superfície do tambor; a medição da massa e espessura inicial; o assentamento da amostra e nova medida do desgaste após o assentamento. Todas estas etapas ocorrem em velocidades bem definidas (308 ou 411 rpm) e patamares de temperatura pré-ajustados. O assentamento final deve ser superior a 95 %. Há um medidor de espessura na própria máquina Chase.

O teste de corrida é a parte realmente válida para a avaliação do desempenho. Este ocorre nas seguintes etapas:

- Ponto de partida da corrida. A máquina é ligada e neste momento são aplicadas vinte frenagens de dez segundos, com vinte segundos de alívio, com um força de 660N e uma velocidade de 411rpm. Para iniciar esta fase do ensaio, a temperatura do tambor deve estar em torno de 82°-93°C. Durante as aplicações a temperatura deve ficar em torno de 82°-104°C, com uso de resfriamento a ar.
- Primeira fadiga. O tambor é resfriado de forma livre. Ao chegar em 82°C, é aplicado no espécimem uma força de 660N com a uma velocidade de 441rpm, em movimento contínuo de arrasto, com o aquecedor ligado, durante 10minutos ou se a temperatura chegar primeiro aos 288°C. São feitas leituras de fricção em intervalos de 28°C, começando em 93°C.
- Primeiro retorno. Ao completar o primeiro ciclo de fadiga, o aquecedor é desligado. Com o resfriador ligado são feitas aplicações de 10s, com 660N e velocidade de 411rpm, nas seguintes temperaturas: 260°C, 204°C, 149°C e 93°C, durante o resfriamento.
- Segunda medida do desgaste. Com o tambor parado e temperatura entre 88°C e 99°C com 660N, é obtida uma leitura do desgaste no indicador.

- Movimento de desgaste. São feitas 100 aplicações com 20s de frenagens e 10s de alívio, com uma força de 660N e uma velocidade de 411rpm. A temperatura para iniciar este movimento é em torno de 193°C-204°C. Durante as aplicações a temperatura deve ficar em torno de 193°-216°, com o resfriador ligado.
- Terceira medida do desgaste. Com o tambor parado e temperatura entre 88°C e 99°C, é obtida uma leitura no indicador.
- Segunda fadiga. O tambor é resfriado de forma livre. Ao chegar em 82°C é aplicado no espécimem uma força de 660N com uma velocidade de 441rpm em movimento contínuo de arrasto, com o aquecedor ligado, durante 10minutos ou se a temperatura chegar primeiro aos 343°C. São feitas leituras de fricção em intervalos de 28°C, começando em 93°C.
- Segundo retorno. Ao completar o segundo desgaste, o aquecedor é desligado. Com o resfriador ligado são feitas aplicações de 10s, com 660N e velocidade de 411rpm, nas seguintes temperaturas: 316°C, 260°C, 204°C, 149°C e 93°C, durante o resfriamento.
- Retorno ao ponto de partida. A máquina é ligada e neste momento são aplicadas vinte frenagens de dez segundos, com vinte segundos de alívio, com um força de 660N e uma velocidade de 411rpm. Para iniciar esta fase do ensaio, a temperatura do tambor deve estar em torno de 82°-93°C. Durante as aplicações a temperatura de vê fica em torno de 82°-104°C, com uso de resfriamento a ar.
- Medida final do desgaste: com o tambor parado e temperatura entre 88°C e 99°C é obtida uma última leitura no indicador.
- Medidas finais de massa e espessura. A medida da espessura do espécime é feita em três lugares ao longo do eixo paralelo para o eixo do disco (aberto, centro, e extremidade fechada), com o peso na faixa de miligramas. O espécimem é assentado na máquina com movimentos contínuos a 205 rpm, com uma força de 220N em três minutos. O ajuste inicial entre o espécimem e o tambor é 0,3-0,4 mm com a máquina desligada.

O valor do coeficiente de fricção é registrado até o final das aplicações em forma de gráficos.

2.6.3 SAE J866 NOV90-Friction coefficient identification system for brake linings

Esta norma é recomendada para prover um meio de classificar o coeficiente de fricção de pastilhas de freio, baseada em informações obtidas em testes conduzidos pela norma SAE J661. Ela não enfatiza as condições de fricção para pastilhas de freio, nem designa as características significantes dos ensaios. Devido a outros fatores, ela inclui conceitos de projeto de sistema de freios e sua utilização no meio ambiente. Consiste de duas letras que caracterizam o coeficiente de fricção de uma pastilha de freio através de um código. Como exemplo, tem-se uma pastilha de freio com o coeficiente de fricção normal igual 0,29 e o coeficiente de fricção a quente igual 0,40 tendo como código as letras EF, cujo os valores foram retirados da tabela 2.1.

Código em forma de letra	Coeficiente de fricção
C	Não acima de 0,15
D	Acima de 0,15 e menor que 0,25
E	Acima de 0,25 e menor que 0,35
F	Acima de 0,35 e menor que 0,45
G	Acima de 0,45 e menor que 0,5
H	Acima de 0,55
Z	Não classificado

Tabela 2.1: - Coeficiente de fricção

A primeira letra representa coeficiente de fricção normal e a segunda o coeficiente de fricção à quente. O coeficiente de fricção normal é definido pela média de quatro pontos na segunda curva do ensaio do tipo fadiga, localizado em 93°C, 121°C, 149°C e 204°C.

O Coeficiente de fricção à quente é definido pela média de dez pontos localizados em 204°C e em 149°C na primeira curva de fadiga; 232°C, 260°C, 288°C, 316°C e 343°C na segunda curva de fadiga e 260°C, 204°C e 149°C na segunda curva de fadiga.

2.6.4 SAE J160 JUN80-Swell, Growth, and Dimensional Stability of Brake Linings

Este teste é designado para checar a estabilidade dimensional térmica das pastilhas de freio em laboratórios sob condições controladas. Inicialmente para verificar o aumento de volume e o crescimento, a leitura da espessura é feita em uma sala cuja temperatura está controlada, onde o espécimem é medido em não mais do que dez pontos. Com o espécime no forno aumenta-se a temperatura para 204°C ± 2,8°C, ficando por um tempo de 30 a 40 minutos. Ao terminar, remove-se a espécime do forno e a espessura, com o espécimem ainda quente, é medida nos mesmos pontos usados para obter a espessura inicial. O aumento da espessura é registrado como aumento de volume. O espécime é deixado esfriar completamente, em temperatura ambiente, na sala de temperatura e novamente é medida a espessura. Este aumento na espessura é registrado como crescimento.

2.6.5 SAE J667-Brake Test Code-Inertia-Dynamometer

Esta norma estabelece um procedimento para avaliar o desempenho em uso de freios automobilísticos e tambores de freio por simulação de dinamômetro inercial para teste em veículo e suas condições de operações. É aplicado para freios a ar, hidráulicos ou atuados eletricamente. Para freios elétricos os valores são substituídos por pressão em linha. Este procedimento inclui os seguintes testes:

- torque de saída e várias desacelerações (várias velocidades e intensidades de freio);
- avaliação da vida da guarnição (teste de desgaste);
- características de freio (fadiga e teste de recobrimento, ruído, vibração e tenacidade);
- avaliação do tambor.

O dinamômetro é equipado com um mecanismo capaz de determinar o torque gerado pelo freio. Também é equipado com soprador para controlar a temperatura do tambor dentro de limites específicos e um pirômetro que registra a temperatura do mesmo. O pirômetro pode ser usado para observar temperatura da guarnição de freio. É desejável que o dinamômetro seja equipado com um meio de medir a pressão do fluido volumétrico exigido para freios hidráulicos.

a) Preparações preliminares

Antes de começar o ensaio, a unidade de freio é montado no dinamômetro para o teste, juntamente com a guarnição. A espessura do conjunto suporte da pastilha de freio e guarnição é medida em pontos fixos pré-determinados e registrado. Tambores novos são recomendados para cada teste. O tambor de freio é lavado com um solvente adequado para remover contaminantes.

b) Assentamento

As sapatas de freio são ajustadas até a folga do tambor recomendado pelo fabricante. A linha de pressão é regulada para manter uma desaceleração de aproximadamente 3,4 m/s². A velocidade do soprador e as paradas do ciclo são reguladas para manter uma temperatura de partida do tambor de 52-66ºC (93ºC para freios de caminhões). É feito um número suficiente de paradas com 68 km/h para obter um mínimo de 80% de contato com a pastilha. Depois de completado o assentamento na guarnição é removida a pastilha e medida a guarnição. Os resultados e as condições gerais das pastilhas são registrados.

c) Primeiro teste de eficiência

O teste de eficiência é desenvolvido nas seguintes velocidades: 51, 85 e 102 km/h (incremento de 17 km/h como opcional), para carros de passageiros, e 51, 85, 102 Km/h (incremento de 17 km/h como opcional) em freios de caminhões. É feita uma parada em cada velocidade e pressão, usando pressão em linha com incremento de 6,89 bar, com um mínimo de cinco pontos. O soprador é regulado para prover uma velocidade do ar de 42,5 km/h no freio, distribuído uniforme e continuamente sobre a área projetada durante o teste, usando ar ambiente. O tambor de freio é resfriado com o mesmo girando até uma temperatura de 52-66ºC entre paradas sucessivas. Logo após, a superfície do tambor e da pastilha é inspecionada, registrando as observações.

d) Primeiro teste de fadiga e recuperação (85 km/h)

O valor da pressão é estabelecida para dar uma desaceleração de 4,57 m/s² nas velocidades de 51 e 85 Km/h para iniciar o teste. O tambor é resfriado para 167°C entre paradas. O aquecedor de ar é regulado para prover uma velocidade 42,5 km/h para o freio. São feitas dez paradas com 85 km/h, freando em um minuto e acelerando para 85 km/h no final de cada parada. A linha de pressão é ajustada para o valor de 51 km/h e, depois de três minutos do tempo de resfriamento do tambor girando com equivalente a 51 km/h, são feitas dez paradas com 51 km/h com o tempo de ciclo de um minuto, acelerando para os mesmos 51 km/h no final de cada parada. Se a guarnição mostrar uma recuperação adequada durante as dez paradas com intervalos de um minuto, o teste é feito com quinze paradas. É registrada a desaceleração para cada parada. A superfície do tambor e da guarnição de freio são inspecionadas e registradas as observações cabíveis.

e) Segundo teste de fadiga e recuperação (119 km/h carro de passageiro e 102 km/h para caminhões)

O mesmo procedimento do teste de fadiga anterior é utilizados para estabelecer os valores de pressão e aplicar o teste na velocidade adequada, são feitas cinco paradas. O teste de recuperação também é igual ao primeiro. A superfície do tambor e da guarnição de freio são inspecionadas e as observações cabíveis são registradas.

f) Segundo teste de eficiência

O segundo teste de eficiência de corrida é desenvolvido da mesma forma que o mostrado no item c, primeiro teste de eficiência.

g) Teste de desgaste da guarnição (51 km/h)

A espessura da guarnição é medida e registrada na extremidade exposta da pastilha no início e no final do teste. São feitas 500 paradas de 51 km/h. A linha de pressão é ajustada ou o mecanismo de balanceamento do torque é regulado para manter uma desaceleração de aproximadamente 3,4 m/s². O gráfico da regulagem de pressão é obtido e a temperatura do tambor é registrada em todas as paradas, a velocidade do soprador de ar e as paradas no ciclo são usadas para manter a temperatura no início do ciclo igual a 93°C.

h) Teste de desgaste da guarnição (68 km/h)

É usado o mesmo procedimento do teste de desgaste da guarnição anterior, exceto que este é feito utilizando-se 300 paradas de 68 km/h e a temperatura de início do ciclo é 149°F. A espessura da guarnição é medida e registrada na extremidade exposta da pastilha no início e no final do teste

i) Terceiro teste de eficiência

O terceiro teste de eficiência é desenvolvido da mesma forma que o mostrado no item c.

j) Terceiro teste de fadiga e recuperação (85 km/h)

O terceiro teste de fadiga e recuperação é desenvolvido da mesma forma que o mostrado no item d.

k) Quarto teste de fadiga e recuperação (119 km/h carro de passageiro e 102 Km/h para caminhões)

O terceiro teste de fadiga e recuperação é desenvolvido da mesma forma que o mostrado no item c.

l) Teste de desgaste da pastilha (102 km/h)

È utilizado o mesmo procedimento do item g, exceto que neste são feitas 100 paradas de 102 km/h e a temperatura de início do ciclo é 177°F.

m) Avaliação do desgaste da guarnição

Com o teste completo, a pastilha de freio é removida do conjunto de freio. A guarnição é medida em todos os pontos designados. Ao terminar as medidas, os valores são subtraídos dos valores iniciais e registrado o desgaste total.

n) Avaliação do tambor

O tambor é medido para determinar o desgaste da superfície e, logo após, é resultado registrado nos documentos cabíveis.

2.7 Planejamento Experimental

O planejamento experimental tem como objetivo otimizar o número de ensaios a ser realizado. Este número tem que ser adequado para permitir a avaliação correta, além de contribuir para viabilidade econômica e prática da experimentação.

Ao realizar um planejamento experimental, o teste ou ensaio tem um ou mais dos seguintes objetivos:

- Determinar qual variável tem mais influencia na variável de resposta.
- Determinar o nível de influência destas variáveis, tendo como referência o valor nominal desejado para a variável de resposta.
- Determinar o limite deste nível de influência para que a alteração na variável de resposta seja pequena.
- Determinar até que ponto as variáveis de entrada influenciam nos fatores de variabilidade ou ruído a fim de que sejam minimizados os seus efeitos.

O planejamento experimental é uma ferramenta fundamental na engenharia aplicada, permitindo melhorar o desempenho dos processos de manufatura, tendo uma extensa aplicação no desenvolvimento de novos processos. Dentre os planejamentos existentes destacam-se os seguintes:

- Planejamento totalmente aleatorizado;
- Planejamento aleatorizado por blocos;
- Planejamento aleatorizado por níveis;
- Planejamento por níveis completo aleatorizado por blocos;
- Planejamento por níveis incompleto aleatorizados por blocos;
- Planejamento quadrado latino
- Planejamento quadrado greco-latino;
- Planejamento fatorial;
- Planejamento Ortogonal.

2.7.1 Planejamento totalmente aleatorizado

Segundo (VIVACQUA, 1996) alguns variáveis apresentam um número grande de níveis e torna-se inviável considerar todos eles em um estudo, embora se deseje obter informações sobre todos esses níveis. Uma alternativa é fazer uma amostra aleatória desses níveis e passar a trabalhar com ela. Os fatores cujos níveis considerados são escolhidos através de um processo de amostragem aleatória são chamados de fatores aleatórios. Nesse planejamento, os resultados são obtidos a partir de ensaios realizados sem a definição exata de uma variável de influência, ou de

seus limites de análise. Como exemplo, pode-se citar a análise do peso médio (ou da idade média) de uma população a partir de informações obtidas numa amostragem aleatória. Nesse tipo de planejamento, pode-se verificar se a média ou a variância de uma população é igual a um dado valor, ou comparar as médias e variâncias de duas populações distintas.

Quando um experimento é feito de forma aleatória, é interessante saber de quantas maneiras se pode distribuir os tratamentos em relação às unidades experimentais. Um exemplo citado por (VIVACQUA, 1996) mostra uma análise feita na dieta de algumas galinhas; parte destas receberiam a dieta A e parte receberiam a dieta B. A tabela 2.2 ilustra numericamente a quantidade de ovos do final do experimento. Selecionando 6 galinhas para se alimentarem com a nova dieta obteve-se 720 formas de distribuir os tratamentos.

Dieta A	186	172	163	159	183	170
Dieta B	151	153	148	159	152	165

Tabela 2.2 – Quantidade de ovos observados ao final do experimento

2.7.2 Planejamento aleatorizado por blocos

Em algumas situações não há interesse que o planejamento experimental seja totalmente aleatorizado, devido à heterogeneidade do material de análise. Neste caso, há necessidade de utilizar a técnica de bloco. Estes representarão porções mais homogêneas do material. Normalmente, os blocos são usados numa tentativa de eliminar fontes de variação que podem influenciar a resposta, mas não são diretamente de interesse do pesquisador. Quando o número de blocos é igual ou um múltiplo do número de tratamentos, é possível melhorar o esquema de aleatorização para tentar eliminar mais fontes de variação. Estes tipos de planos são chamados de quadrados latinos e greco-latinos, citados nos itens 2.6.6 e 2.6.7. Ainda, podem ser encontrados experimentos em que o tamanho do bloco não é suficiente para acomodar todos os tratamentos a serem estudados. Têm-se, então, os experimentos em blocos incompletos, citado no item 2.6.5. Um exemplo da aplicação dos blocos é a análise de comparação por pares, que minimiza os erros causados pela heterogeneidade do material analisado, caso o planejamento totalmente

aleatorizado fosse empregado. Para este planejamento, são usados dois níveis da variável de influência que será estudada, conforme visto na tabela 2.3.

Componente	Procedimento 1	Procedimento 2
1	1,860	1,061
2	1,151	0,992
3	1,322	1,063
4	1,339	0,162
5	1,200	1,065
6	1,402	1,178
7	1,365	1,037
8	1,537	1,086
9	1,559	1,052

Tabela 2.3 – Planejamento aleatorizado por blocos

A tabela 2.3 compara dois procedimentos, para prever a tensão limite de cisalhamento de um dado componente metálico. Foram obtidos tensões de cisalhamento para 9 diferentes componentes.

2.7.3 Planejamento aleatorizado por níveis

É um procedimento que realiza ensaios com diferentes níveis de uma única variável de influência, utilizando várias réplicas para cada nível ensaiado. O objetivo deste planejamento é avaliar os efeitos dos ensaios, através do teste de hipóteses apropriado. Para esse procedimento, assume-se que os erros do modelo utilizado são normalmente e independentemente distribuídos, com média zero e variância igual para todos os tratamentos. Esse modelo é denominado análise de variância de fator único. Para que a análise seja objetiva é necessário que o procedimento experimental seja completamente aleatorizado.

A análise dos efeitos das alterações na variável é feita por uma forma específica, o teste de hipóteses refere-se às médias dos tratamentos. As conclusões extraídas serão aplicáveis somente aos níveis considerados na análise, não podendo ser estendidos a outros níveis não analisados.

Assim este procedimento é normalmente chamado como análise de um modelo de efeitos fixos, ou seja, apresentam fatores cujos níveis são fixados.

Quando os tratamentos analisados representam uma amostra aleatória de uma população de tratamentos, pode-se estender as conclusões da análise feita para essa amostra a todos os outros tratamentos da população. Nesse caso, testa-se hipóteses e tenta-se estimar a variabilidade dos tratamentos, tendo desta forma a análise de um modelo de efeitos aleatórios ou análise do modelo de componentes de variância. A tabela 2.4 ilustra um quadro de análise de variância com modelos de efeitos fixos, verificando se as condições de tratamento térmico afetam a propriedade mecânica da liga, comparando as médias dos diversos tratamentos.

Tratamentos	Tensão [Mpa]	Totais	Médias
1	312,9 300 286,5 289	1188	297,1
2	320 330 297,5 315	1263	315,6
3	280 290 298,5 305	1174	293,3
5	260 270 260 276,5	1067	266,6
		4691	293,2

Tabela 2.4 – Exemplo de Planejamento aleatorizado por níveis

2.7.4 Planejamento por níveis completo aleatorizado por blocos

Este planejamento tem por objetivo avaliar a influência dos tratamentos para uma dada variável de influência, distribuindo em bloco cada fonte de variabilidade, que se pretende eliminar. O planejamento é definido como completo, pois, cada bloco contém todos os tratamentos e é aleatorizado dentro dos blocos, conforme ilustrado na tabela 2.5

	Operário			
Teste	1	2	3	4
Estagiário	0,05	0,05	0,04	0,15
Técnico	0,05	0,05	0,04	0,17
Laboratório	0,04	0,04	0,03	0,1

Tabela 2.5 – Planejamento por níveis completo aleatorizado por blocos

A tabela 2.5 descreve um teste utilizado para detectar a presença de impurezas em amostras retiradas de quatro operários utilizando o Planejamento por Níveis Completo Aleatorizado por Blocos. Foi comparada a influência do procedimento de teste a partir de ensaios realizados por um estagiário, por um técnico e dentro do laboratório, obtendo como resposta a concentração de impurezas em ppm. Como este planejamento é por níveis e blocos, pode-se defini-lo como um modelo de efeitos fixos, tanto para os tratamentos como para os blocos. Os ensaios realizados por um estagiário, por um técnico e dentro do laboratório representam as fontes de variabilidade.

2.7.5 Planejamento por níveis incompleto aleatorizado por blocos

Quando no trabalho experimental há escassez de recursos, seja de matéria-prima ou de disponibilidade no uso de equipamentos e instrumentos, pode ocorrer de não ser possível utilizar um planejamento por níveis completo aleatorizado por blocos. Nesse caso, pode-se utilizar o planejamento incompleto aleatorizado por blocos, no qual nem todos os tratamentos estão presentes em cada bloco. No planejamento incompleto balanceado, todos os blocos possuem o mesmo número de tratamentos, conforme mostra a tabela 2.6.

Aditivo	Carro				
	1	2	3	4	5
1		17	14	13	12
2	14	14		13	10
3	12		13	12	9
4	13	11	11	12	
5	11	12	10		8

Tabela 2.6 – Planejamento por níveis incompleto aleatorizados por blocos

A tabela 2.6 ilustra um planejamento por níveis incompleto aleatorizados por blocos idealizado por um engenheiro pra estudar as características de consumo de cinco tipos de aditivos para gasolina. No ensaio em estrada, ele usou os carros como blocos, mas devido a restrição do tempo os blocos ficaram incompletos.

2.7.6 Planejamento quadrado latino

Este planejamento é útil quando se tem por objetivo estudar duas fontes de variabilidade, organizando em blocos duas direções.Como exemplo, assuma-se um estudo em que deseja-se determinar a influência da formulação sobre a quantidade de energia liberada num processo. Assim, tem-se a energia como variável de resposta e a formulação como variável de influência. Porém, as formulações podem ser preparadas por operadores diversos com diferentes fontes de matérias-primas, o que configura duas fontes de variabilidade que se deseja eliminar.

O quadrado latino consiste de um arranjo quadrado p x p, onde os tratamentos (níveis) da variável de influência são representados por letras latinas maiúsculas (A, B, C,...), sendo que cada letra pode aparecer uma única vez para cada linha e coluna.

As linhas e colunas do quadrado são ocupadas pelos níveis das fontes de variabilidade organizadas em blocos. É denominado padrão um quadrado latino, que tem a primeira linha e a primeira coluna com os níveis em ordem alfabética. Um arranjo quadrado latino 3 *x* 3 pode apresentar somente uma combinação, enquanto que um arranjo 4 *x* 4 apresenta 4 combinações, conforme ilustra a tabela 2.7:

4x4			
A	B	D	C
B	C	A	D
C	D	B	A
D	A	C	B

Tabela 2.7 – Arranjo 4 x 4

No caso do arranjo 4 *x* 4, ilustrado na tabela 2.7, após sortear os tratamentos para o nível I da fonte das linhas e ao iniciar o sorteio dos tratamentos para a segunda linha, o tratamento A é separado para a primeira coluna, o tratamento B para a segunda, o D para a terceira, restando conseqüentemente, o tratamento C para quarta coluna. O procedimento repete-se para as demais linhas, restringindo cada vez mais o número de tratamentos possíveis de sorteios para cada coluna.

2.7.7 Planejamento quadrado greco-latino

Esse planejamento resulta da sobreposição de dois quadrados latinos p x p. As letras latinas e gregas referem-se aos tratamentos. Como restrição, cada letra grega aparece apenas uma vez ao lado de cada letra latina. Com o uso desse planejamento, torna-se possível o controle sistemático de três fontes de variabilidade, ou seja, organizando em forma de blocos três direções pode-se analisar quatro fatores (linhas, colunas, letras latinas e letras gregas), cada um deles em p níveis, com um total de p^2 observações. Pode-se obter quadrados greco-latinos a partir de p > 3 até p = 6, conforme ilustrado pela tabela 2.8:

	Concentração de ácido				
Matéria-prima	1	2	3	4	5
1	$A\alpha=26$	$B\beta=16$	$C\gamma=16$	$D\delta=16$	$E\varepsilon=13$
2	$B\gamma=18$	$C\delta=21$	$D\varepsilon=18$	$E\alpha=11$	$A\beta=21$
3	$C\varepsilon=20$	$D\alpha=21$	$E\beta=16$	$A\gamma=25$	$B\delta=13$
4	$D\beta=15$	$B\gamma=15$	$A\delta=22$	$B\varepsilon=14$	$C\alpha=17$
5	$E\delta=10$	$A\varepsilon=24$	$B\alpha=17$	$C\beta=17$	$D\gamma=14$

Tabela 2.8 – Planejamento quadrado greco-latino

A tabela 2.8 ilustra um processo químico que foi avaliado através do Planejamento quadrado greco-latino com cinco lotes de matéria-prima, cinco concentrações de acido, cinco tempos de permanência (A, B, C, D, E) e cinco concentrações de catalisador ($\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon$).

2.7.8 Planejamento fatorial

O planejamento fatorial é indicado quando se deseja estudar os efeitos de duas ou mais variáveis de influência. Em cada tentativa ou réplica, todas as combinações possíveis dos níveis de cada variável são investigadas. Quando o efeito de uma variável depende do nível das outras,

há interação entre as variáveis. Por exemplo, se existem $a$níveis do fator A e $b$níveis de fator B, então cada replica contém todas as combinações do tratamento ab.

2.7.8.1 Planejamento fatorial com dois fatores

Nesse planejamento, são estudados dois fatores A e B, A com $a$níveis e B com $b$níveis, utilizando n réplicas com a.b combinações. Devido ao número de ensaios utilizado no planejamento fatorial, o mesmo é indicado para o início do procedimento experimental quando há necessidade de definir as variáveis de influência e estudar seus efeitos sobre a variável de resposta escolhida.O planejamento fatorial é um modelo de efeitos fixos. Assim, os resultados de sua análise não podem ser transferidos para outros níveis que não os analisados no planejamento. A tabela 2.9 representa um Planejamento Fatorial com dois fatores:

		Fator B	
	Níveis	b1	b2
Fator A	a1	a1b1	a1b2
	a2	a2b1	a2b2

Tabela 2.9 – Planejamento Fatorial com dois fatores

2.7.8.2 Planejamento fatorial 2^k

Um caso particular é o planejamento fatorial com k fatores e 2 níveis, que é denominado planejamento fatorial fracionado 2^k. Os fatores e os níveis são pré-determinados, tornando esse planejamento um modelo de efeitos fixos. Esse tipo de planejamento é usado normalmente nos estágios iniciais da pesquisa, permitindo o estudo de diversos fatores com um número reduzido de experimentos. Como há somente dois níveis para análise de cada fator é considerado que a variável de resposta apresenta comportamento linear entre esses níveis.

Segundo (VIVACQUA, 1996), no fatorial completo é possível estimar todos os efeitos principais e interações entre fatores, enquanto que no fracionado os efeitos não são estimados de maneira isolada, e sim através de uma combinação linear dos mesmos. A relevância deste fato decresce, pois nem sempre todas as interações apresentam a mesma importância. Existe uma

certa hierarquia, onde a importância das interações diminui à medida que o número de fatores, envolvidos nesta, aumenta. Mais especificamente, em grande parte dos casos, as interações de três fatores ou mais são negligenciáveis. A idéia do fatorial fracionado é similar à do bloco, só que ao invés de realizar todos os blocos, utiliza-se apenas uma parte.

Para realizar uma fração de um fatorial, o primeiro passo é saber quais dentre o total de experimentos possíveis devem ser realizados. A escolha não pode ser feita ao acaso, pois a estrutura de simetria dos fatoriais deve ser preservada. Além disso, é a partir desta escolha que são determinadas as combinações dos efeitos a serem estimadas. Deste modo, esta escolha é um ponto crucial, merecendo um cuidado especial. Esta escolha, normalmente, é feita com base nos efeitos que se deseja estimar e com informações a priori, como a não significância de algumas interações e também utilizando o fato de que, em grande parte dos casos, interações de três ou mais fatores são desprezíveis.

Uma outra característica que também é procurada, especialmente quando a suposição de não significância de interações de alta ordem é questionável, é o plano de resolução máxima, com o intuito de estimar com um pouco mais de confiança os efeitos dos fatores e interações. Para melhor entender as relações entre os fatoriais completos e fracionados, considere um fatorial completo 2^4 e uma fração metade deste, ou seja, um fatorial 2^{4-1}. A matriz de planejamento do fatorial completo é apresentada na tabela 2.10 Os quatro fatores são designados por A, B, C e D.

No fatorial 2^{4-1}, a relação de identidade tem apenas um elemento. Para que ele possua resolução máxima, no caso, resolução IV, que está relacionado com os quatro fatores, a relação de identidade deve ter como elemento a interação dos quatro fatores, ABCD. A interação ABCD é representada pelo produto elemento das colunas A, B, C e D da matriz de planejamento referenciada na tabela 2.10. O mesmo é válido para as outras interações. Qualquer interação pode ser representada pelo produto das colunas que identificam os fatores que a compõem. Pode-se verificar que qualquer dos efeitos pode ser representado por colunas de - e + contendo sempre o mesmo número de sinais de cada tipo.

Experimento	A	B	C	D	ABCD
1	−	−	−	−	+
2	+	−	−	−	−
3	−	+	−	−	−
4	+	+	−	−	+
5	−	−	+	−	−
6	+	−	+	−	+
7	−	+	+	−	+
8	+	+	+	−	−
9	−	−	−	+	−
10	+	−	−	+	+
11	−	+	−	+	−
12	+	+	−	+	−
13	−	−	+	+	+
14	+	−	+	+	−
15	−	+	+	+	−
16	+	+	+	+	+

Tabela 2.10 – Matriz de planejamento do fatorial completo

2.7.8.2.1 Planejamento fatorial 2^{k-p}

É um Planejamento Fatorial 2^k que contém 2^{k-p} níveis sendo chamada $1/2^p$ fração de 2^k, ou simplesmente, Planejamento fatorial 2^{k-p} (MONTGOMERY,1991). Este planejamento requer uma seleção de p geradores independentes. A definição da relação para este planejamento consiste de p geradores inicialmente conhecidos para que deles sejam gerados 2^p - p – 1 interações. Em um Planejamento Fatorial 2^{k-p}, o número 2 representa os níveis, a letra k as variáveis de influência e p o valor associado a quantidade de testes a serem feitos neste planejamento. Por exemplo, se K = 3 e p = 1, este Planejamento Fatorial 2^{3-1} terá 4 testes pra serem realizados, pois, k – p = 2 e 2^2 resulta em 4 testes.

2.7.8.3 Planejamento fatorial 3^k

É um Planejamento fatorial organizado com k fatores distribuído em três níveis. Estes três níveis dos fatores podem se referir como baixo, intermediário e alto, que são designados pelos dígitos 0(baixo), 1(intermediário) e 2(alto). Cada combinação de tratamento no Planejamento fatorial 3^k será denotado por k dígitos, sendo que o primeiro digito indica o nível do fator A, o segundo digito indica o nível do fator B e assim sucessivamente. Por exemplo, em um Planejamento 3^2, 00 denota uma combinação de tratamentos tanto para A e B com nível baixo, 01 denota um combinação de tratamento correspondendo para A um nível baixo e B um nível intermediário. Este sistema de notação também pode ser usado para as sequências do Planejamento fatorial 2^k.

Um simples Planejamento fatorial 3^k é o sistema 3^2, que é composto por dois fatores e 3 níveis. Visto que $3^2 = 9$ combinações de tratamentos, existem oito graus de liberdade nesta combinação. O efeito principal de A e B tem dois graus de liberdade para cada um deles, e a interação entre AB tem quatro graus de liberdade.

2.7.8.3.1 Planejamento fatorial 3^{k-p}

É um Planejamento Fatorial 3^k que pode montar $\left(\frac{1}{3}\right)^p$ de fração do planejamento 3^k, para $p < k$, sendo chamada de Planejamento Fatorial Fracionário 3^{k-p}. Desta forma, um Planejamento Fatorial Fracionário 3^{k-2} é $\left(\frac{1}{9}\right)$ de fração, um Planejamento Fatorial Fracionário 3^{k-3} é $\left(\frac{1}{27}\right)$ de fração, e assim por diante.

O procedimento para construção de um Planejamento Fatorial Fracionário 3^{k-p} tem como ponto de partida selecionar p componentes de interação e usar estes efeitos para dividir a

combinação do tratamento 3^k dentro de um bloco 3^p. Cada bloco é agora um Planejamento Fatorial Fracionário 3^{k-p}.

Em um Planejamento Fatorial 3^{k-p}, o número 3 representa os níveis, a letra k as variáveis de influência e p o valor associado a quantidade de testes a serem feitos neste planejamento. Por exemplo, se K = 4 e p = 2, este Planejamento Fatorial 3^{4-2} terá 9 testes pra serem realizados, pois, k – p = 2 e 3^2 resulta em 4 testes.

2.7.9 Planejamento Ortogonal

O planejamento ortogonal é uma metodologia que utiliza variáveis de influência, que podem ser controladas por operações rotineiras do processo, e fontes de variabilidade que são incontroláveis, ou seja, não pode ou não se pode controlar durante as atividades de rotina.

Além de ser um planejamento fatorial fracionário reduzido, permite que os principais efeitos de cada variável de controle sejam identificados. Entretanto, muito destes efeitos podem ser confundidos com os efeitos de interação. Contudo, o arranjo do planejamento ortogonal é amplamente utilizado em investigações técnicas, pois é extremamente eficiente. O planejamento ortogonal tornou-se popular pela metodologia Taguchi e é nomeado de acordo com o número de experimentos (colunas), podendo ser classificado como L4, L8, L9 e L27.

Segundo (FILHO, GÍACOMO & ZIRONDI, 1999) o planejamento ortogonal L9 é um Planejamento Fatorial Fracionário 3^{4-2} com 9 testes, obtendo $\left(\frac{1}{9}\right)$ de fração do Planejamento fatorial 3^4 com 81 testes. Esta construção permite investigar até 4 variáveis de controle em um experimento executando somente 9 testes. Os testes são uma combinação de níveis de variáveis e o primeiro teste deve ser executado controlando as variáveis de influência A, B, C e D no nível 1, conforme mostra a tabela 2.19.

Este trabalho utilizou como metodologia para obtenção dos dados experimentais e análise dos resultados obtidos o Planejamento Ortogonal L9. Uma razão é que a pastilha de freio nas

condições de uso em que é submetida, tem que apresentar um desempenho compatível com a qualidade exigida e ser relativamente insensível aos fatores de variabilidade, ou ruídos. Outro fator que influenciou na utilização deste planejamento foi o conhecimento prévio de que a interação de algumas variáveis não apresentaria influência significativa sobre a variável de resposta. A tabela 2.11 mostra o planejamento ortogonal L9 montado com dois fatores de variabildade.

	A	B	C	D	E	F
1	1	1	1	1	±	±
2	1	2	2	2	±	±
3	1	3	3	3	±	±
4	2	1	2	3	±	±
5	2	2	3	1	±	±
6	2	3	1	2	±	±
7	3	1	3	2	±	±
8	3	2	1	3	±	±
9	3	3	2	1	±	±

Tabela 2.11 – Planejamento ortogonal L9 com dois fatores de variabilidade

A primeira coluna representa o número de ensaios ou testes que serão realizados; as colunas representadas pelas letras A, B, C, D representam as variáveis de controle ou influência; os números 1, 2 e 3 destas colunas são os valores ou níveis das variáveis que serão testadas; as colunas E e F apresentam os fatores de variabilidade ou ruídos.

2.8 Resumo do capítulo

Este capítulo mostrou os conceitos básicos sobre sistemas de freio, materiais de atrito as normas utilizadas para ensaios de desempenho e a características principais dos planejamentos experimentais. Cada um destes conceitos foi necessário para o perfeito entendimento do problema em estudo e, parte deles será utilizado no desenvolvido apresentado nos capítulos a seguir.

Capítulo 3

Equipamentos, materiais e métodos

Este capítulo apresenta a metodologia aplicada para a definição e a seleção dos parâmetros de ensaio necessários para avaliar o desempenho das pastilhas de freio. Busca-se criar um ensaio baseado na combinação de normas ABNT e SAE. O capítulo apresenta também os dispositivos de ensaios e suas características principais, toda instrumentação e os procedimentos necessários para que as calibrações conduzam a resultados de ensaios confiáveis.

3.1 Planejamento Experimental

Para que fosse desenvolvido um novo ensaio capaz de permitir a avaliação dos materiais de atrito, tomou-se como direcionamento identificar variáveis que influenciassem no ensaio e, utilizando essas variáveis, desenvolver análises dos resultados encontrados nos experimentos. Estas variáveis foram denominadas **variáveis de influência**. Sua definição está ligada diretamente com o seu objetivo, que é influenciar nos resultados encontrados. As variáveis de influência identificadas são:

- Temperatura
- Pressão específica
- Velocidade

Essas variáveis, conforme visto na revisão bibliográfica, são os fatores que mais influenciam no desempenho dos freios. A tendência de sua influência é conhecida: espera-se que o aumento da temperatura e da pressão específica causem redução no coeficiente de atrito e que a redução da velocidade cause aumento neste. No entanto, materiais de atrito de má qualidade podem levar a resultados inesperados, o que motiva a avaliação dos que hoje estão disponíveis no mercado.

A constante variação na qualidade de produtos encontrados no mercado, muitas vezes relacionada à presença de produtos com marcas não originais, levou a inclusão de uma quarta variável no planejamento desenvolvido: o fornecedor do material de atrito. Assim, esta variável adicional foi incluída visando verificar se fornecedores diferentes não disponibilizavam no mercado produtos com qualidade diferente.

- Durante este estudo, duas situações tidas como limite foram testadas. Essas implicam numa combinação particular de uma variável adicional: o desgaste. Os valores limites testados foram: desgaste máximo e mínimo. Em planejamentos experimentais, a variável cuja influência é testada é chamada de **ruído** ou **fator de variabilidade**. Outros fatores, como a rugosidade superficial do disco, também podem influenciar, mas seu estudo está além do objetivo deste trabalho.

Com as variáveis de influência e os fatores de variabilidade definidos, é necessário quantificar o desempenho, medindo a resposta do sistema às variações nas condições de ensaio. Isso pode ser feito através da avaliação de **variáveis de resposta**. Tendo por base o que o trabalho estava propondo estudar, ou seja, o comportamento das pastilhas de freio, a variável que melhor representaria o desempenho seria o coeficiente de atrito. Este surge devido ao contato entre o par de atrito pastilha-disco.

Resumindo, os parâmetros básicos para o planejamento experimental são:

- Variáveis de Influência

⇒ Temperatura

⇒ Pressão Específica

⇒ Velocidade

⇒ Fornecedor do produto

- Fator de Variabilidade ou Ruído:

⇒ Desgaste

- Variável de Resposta:

⇒ Coeficiente de atrito

3.1.1 Montagem da Seqüência de Ensaios e Definição do Procedimento

Para a elaboração do procedimento experimental, tomou-se como base as seguintes normas:

- NORMA KRAUSS MB-912/1978 (ABNT NBR 6143/95)
- SAE J866 NOV9-Friction Coefficient Identification System for Brake Linings
- SAE J160 JUN80-Swell, Growth, and Dimensional Stability of Brake Linings;
- SAE J661 AUG87-Brake Lining Quality Control Test Procedure;
- SAE J667-Brake Test Code-Inertia Dynamometer;

A partir dos parâmetros fixados nessas normas, em especial na ABNT MB-912/1978, foi criado um novo procedimento de ensaio, chamado de ensaio Santos. A descrição detalhada do ensaio é mostrada no item 3.1.3. A seguir, é discutida a forma como foi montado o conjunto de ensaios para a comparação do desempenho dos diversos materiais de atrito, utilizando técnicas de planejamento experimental.

Inicialmente, foram identificados os materiais de atrito disponíveis no mercado. Como o número de fabricantes é expressivo, optou-se por avaliar os que tradicionalmente ocupam uma maior fatia do mercado. Os fabricantes identificados foram: Cobreq, Tecpads, Ate, Nakata e

Fras-le. Foram selecionados os fabricantes: Cobreq (I), Tecpads (II) e Fras-le (III). Para evitar tendências no ensaio, optou-se por adquirir as amostras no mercado, em lojas da cidade de Campinas. A opção por três fabricantes deveu-se a representatividade destes e ao fato de que haviam sido adquiridas ao menos três amostras de fornecedores diferentes durante a compra do material.

A fim de permitir a réplica dos ensaios com materiais diferentes, foi seguido o procedimento ortogonal L9 para cada um dos materiais ensaiados. A opção por esse procedimento foi feita porque é a forma adequada de realizar uma avaliação otimizada para combinar quatro variáveis de influência com três níveis para cada uma e dois níveis para o ruído. Definindo cada nível pelos números 1, 2 ou 3 e chamando as variáveis de influência por A (fornecedor da pastilha), B (pressão de regulagem), C (velocidade) e D (temperatura), o planejamento ortogonal L9 prevê a realização de 9 ensaios conforme a tabela 3.1. Nessa tabela, cada linha (em azul) representa um ensaio, com uma combinação de níveis ajustados para cada uma das variáveis de influência (em vermelho). Assim, o primeiro ensaio será realizado com o fornecedor 1, com a pressão ajustada para o primeiro nível, e com a velocidade e temperatura também ajustadas para o nível 1. Já o sexto ensaio será com o fornecedor 2, com a pressão de regulagem ajustada para o nível 3, com a temperatura no nível 1 e com a velocidade no nível 2. Os demais ensaios seguem a mesma regra.

	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Tabela 3.1 - Definição dos Ensaios no Planejamento Experimental

3.1.2 Definição dos Níveis das Variáveis de Influência e Ruído

Para que os ensaios pudessem ser realizados foi necessário definir os três níveis para as variáveis de influência e a condição de uso para o fator de variabilidade (desgaste). Os fornecedores das amostras foram escolhidos na região de Campinas (SP). A justificativa para a fixação dos valores das variáveis é dada a seguir.

3.1.2.1 Definição dos Níveis de Temperatura

Uma das dificuldades encontradas é quanto ao ajuste do valor da temperatura no ensaio. Esse valor é originalmente decorrente do processo de frenagem, não podendo ser ajustado durante o uso do freio. Para contornar o problema, o procedimento prevê que a frenagem se dará após a redução da temperatura para o nível selecionado. Assim, o sistema de freios é inicialmente aquecido até 300 °C e, só então, é resfriado até a temperatura selecionada. O valor de 300 °C foi escolhido a partir do valor limite previsto pela norma brasileira (ABNT, 1978), que é de 345 °C. Como a temperatura na pastilha poderia ultrapassar o valor previsto, considerou-se que uma diferença de 45 °C seria segura para que o sistema de controle atuasse adequadamente.

Na definição dos níveis levou-se em conta o fato de que a temperatura máxima para retomada dos ensaios segundo normas internacionais da área ferroviária é de 50 °C. Assim, para descrever o espectro de temperaturas adequadamente, somou-se 100 °C à este valor e definiu-se o primeiro nível, que é próximo do previsto na norma SAE J667; somou-se mais 100 °C e definiu-se o segundo nível, que é inferior ao recomendado pela norma ABNT em exatamente 100 °C. Assim, os níveis de temperatura são:

- Nível 1: 50 °C ou inferior
- Nível 2: 150 °C
- Nível 3: 250 °C

3.1.2.2 Definição dos Níveis de Velocidade

A pinça utilizada para os ensaios foi a do GOL special 1.0. Este veículo foi empregado por se tratar do tipo mais vendido de automóvel nacional. A norma original prevê a utilização de diversos tipos de pinças, inclusive do tipo e dimensões da que foi empregada. O sistema de freios utilizado no Dispositivo de Ensaio de Amostras do Laboratório Ferroviário do DPM-FEM já comportava tal pinça. O pneu desse veículo é denominado 175/70 R13. Com essas dimensões, o diâmetro do pneu (d_{pneu}) pode ser calculado por:

$$d_{pneu} = (a * 2{,}54) + 2(h * l/1000)^{*} \quad [\text{m}] \qquad (3.1)$$

onde:

d_{pneu} = diâmetro do pneu [m]

a = raio do aro [pol]

h = altura do pneu (banda de rodagem) [mm]

l = largura do pneu [mm]

Assim:

$$d_{pneu} = (13 \times 2{,}54) + 2 \times (175 \times 70/1000) = 0{,}5752 \quad [\text{m}] \qquad (3.2)$$

A velocidade do pneu pode ser calculada por:

$$v_{pneu} = \frac{\pi \times d_{pneu} \times \varpi}{60} \times 3{,}6 \quad [\text{km/h}] \qquad (3.3)$$

Onde:

ϖ = velocidade angular, pela norma utilizou-se 660 [rpm]

(*) fórmula extraída do site: www.sotuning2004.Z6.com.br/pneus.htm

v_{pneu} = velocidade do pneu [km/h]

$$v_{pneu} = \frac{\pi \times 0{,}5752 \times 660}{60} \times 3{,}6 = 71{,}56 \quad \text{[km/h]} \qquad (3.5)$$

O sistema de acionamento do motor do dispositivo de ensaios é composto de um motor e um inversor de freqüências. O conjunto pode ir até 660 rpm sem que haja perda de torque no motor. Embora não seja uma limitação grave, havia a possibilidade de que o sistema não fosse capaz de manter o torque necessário para as condições mais críticas, em determinadas combinações de ajuste de parâmetros. Uma delas seria aquela na qual a pressão específica fosse máxima e a velocidade também, com um valor real do coeficiente de atrito acima de 0,3 e elevada temperatura. A degradação do material poderia ser acentuada. Como havia esta limitação de velocidade máxima da máquina de ensaios, optou-se por dividir o fundo de escala em três partes iguais. Assim, os valores de velocidade ajustados foram:

- Nível 1: 660 rpm
- Nível 2: 440 rpm
- Nível 3: 220 rpm

3.1.2.3 Definição dos Níveis de Pressão Específica

A pressão específica está diretamente ligada a um parâmetro que foi definido como **Força Normal de Regulagem (FNR).** Essa força corresponde àquela sobre a pastilha de freios e é regulada antes do início do ensaio. Assim, o nível 1 da **FNR** corresponde diretamente ao nível 1 de força sobre a pastilha e, como a área de contato pastilha-disco é assumida constante, à pressão específica.

A **FNR** para o ensaio descrito na norma ABNT 912 pode ser calculada conhecendo-se o diâmetro do êmbolo, o raio efetivo e o diâmetro do disco de ensaio: O diâmetro do embolo da pinça selecionada é de 44 mm e o diâmetro do disco de freio é 239 mm, segundo o fabricante. O cálculo do raio efetivo descrito na norma ABNT NBR 6143/95 é determinado da seguinte forma:

$$r_{efet} = (r_{disc} - 1) - (r_{emb}) \quad [m] \qquad (3.6)$$

Onde:

r_{efet} = raio efetivo [m]

r_{disc} = raio do disco [m]

r_{emb} = raio do êmbolo [m]

Assim:

$$r_{efet} = 0{,}0965 \quad [m] \qquad (3.7)$$

Sabendo-se que a área do êmbolo é menor que $18{,}1\,cm^2$, a norma ABNT NBR 6143/95 recomenda considerar o momento de frenagem igual a 150 N.m e supor o coeficiente de atrito $\mu = 0{,}3$ para o calculo do ajuste a ser adotado. Para este caso, o cálculo da força normal de ensaio é feito segundo a equação a seguir:

$$f_{normal} = \frac{M_f}{2 \times \mu \times r_{efet}} \quad [N] \qquad (3.8)$$

Onde:

f_{normal} = força normal [N]

M_f = momento de frenagem [Nm]

Esse cálculo leva a uma força normal de:

$$f_{normal} = 2590,7 \qquad [N] \qquad (3.9)$$

a) Avaliação do Nível de Força Normal Calculado

Antes de estimar os níveis 1, 2 e 3 das forças normais, é necessário verificar se o valor calculado é coerente com a realidade para veículos do porte do que está sendo ensaiado. Esse procedimento é uma garantia de que não há a possibilidade de subestimar ou superestimar os valores ajustados para os ensaios. Uma forma de avaliar essa possibilidade é através do cálculo da desaceleração considerada no ensaio. Como referência para cálculo da desaceleração utilizou-se a seguinte fórmula:

$$\mu_{ad} = \frac{des}{a_{grav}} \qquad [adm]$$

(3.10)

Onde:

μ_{ad} = aderência estimada [adm]

a_{grav} = ação da gravidade [m/s²]

Assim:

$$des = \mu_{ad} \; x \; a_{grav} = 0,6 \; x \; 9,81 = 5,89 \qquad [m/s^2] \qquad (3.11)$$

Para esse cálculo, a aderência entre a roda e o piso foi estimada em 0,6. Essa varia normalmente entre 0,05 (situação de acoplanagem) e 0,8 (piso seco e limpo com pneus em ótimo estado). O valor utilizado é apenas para estimativa da magnitude da força normal necessária para desacelerar o veículo no limite de aderência.

A força de desaceleração considerando a massa do veículo pode ser escrita da seguinte forma:

$$f_{des} = m_{veiculo} \times des \quad [N] \quad (3.12)$$

Onde:

f_{des} = força de desaceleração [N]

$m_{veículo}$ = massa do veículo [kg]

Desta forma:

$$f_{des} = 1280\ x\ 5{,}89 = 7539{,}2 \quad [N] \quad (3.13)$$

O valor da força de desaceleração, pode ser encontrado também em função do coeficiente de atrito e da força peso, para o caso de máxima desaceleração possível. Essa forma de cálculo leva a:

$$f_{des,max} = \mu \times f_{peso} \quad [N] \quad (3.14)$$

Onde:

f_{peso} = força peso [N]

A força peso é calculada da seguinte forma:

$$f_{peso} = massa.do.veículo \text{ x } aceleração.da.gravidade \quad [N] \quad (3.15)$$

$$f_{des} = 0{,}6\ x\ 1280\ x\ 9{,}81 = 7534{,}1 \quad [N] \quad (3.16)$$

Considerando que 65% da carga do carro é devida à parte frontal do veículo, a estimativa para a força de desaceleração devido à contribuição dos discos é:

$$F_{des\ frontal} = 0{,}65 \text{ x } f_{des} \quad [N] \quad (3.17)$$

Onde:

$F_{des\ \text{frontal}}$ = parcela frontal da força de desaceleração [N]

Dessa forma:

$$F_{des\ frontal} = 0{,}65\ x\ 7534{,}1 = 4897{,}16 \quad [N] \quad (3.18)$$

A força de desaceleração devido a apenas um disco é:

$$F_{des\ roda} = \frac{0{,}65}{2} \text{ x } f_{des} \quad [N] \quad (3.19)$$

Onde:

$F_{des\ roda}$ = força de desaceleração na roda da frente [N]

Ou:

$$F_{des\ roda} = 0{,}325\ x\ 7534{,}1 = 2448{,}6 \quad [N] \quad (3.20)$$

O torque na roda é dado por:

$$T_{roda} = r_{pneu} \text{ x } F_{des\ roda} \quad [N] \quad (3.21)$$

Onde:

T_{roda} = torque na roda da frente [N]

Ou:

$$T_{roda} = 0{,}29\ x\ 2448{,}6 = 710{,}1 \quad [N.m] \quad (3.22)$$

O torque na pastilha é dado por:

$$T_{past} = \frac{T_{roda}}{2} \qquad \text{[N.m]} \qquad (3.23)$$

Onde:

T_{past} = torque na pastilha [N.m]

ou

$$T_{past} = \frac{710,1}{2} = 355,05 \qquad \text{[N.m]} \qquad (3.24)$$

Com o valor do torque na pastilha, a força de atrito na pastilha é calculada através da seguinte equação:

$$F_{atrito\ past} = \frac{T_{past}}{r_{efet}} \qquad \text{[N]} \qquad (3.25)$$

Onde:

$F_{atrito\ past}$ = força de atrito na pastilha [N]

Conhecendo o valor do raio efetivo e do torque na pastilha, o valor da força de atrito na pastilha é igual a:

$$F_{atrito\ past} = \frac{355,05}{0,0965} = 3679,3 \qquad \text{[N]} \qquad (3.26)$$

Com o valor da força de atrito na pastilha, a força normal na pastilha é calculada com a equação:

$$F_{n\,past} = \frac{F_{atrito\,past}}{\mu} \qquad [N] \qquad (3.27)$$

Onde:

$F_{n\,past}$ =força normal na pastilha

Assim:

$$F_{n\,past} = \frac{3679,3}{0,6} = 12264,33 \qquad [N] \qquad (3.28)$$

A força calculada refere-se, como já dito, a condição limite. Uma condição mais próxima do ensaio com velocidade constante, característico da máquina de ensaios, é a descida de uma rampa sem aceleração ou desaceleração. Para este caso, um veículo de m = 1280 kg, em uma rampa tradicional de 10 %, necessitaria de uma força de frenagem de 1249,5 N, desprezando outras resistências. Prevendo 65% de capacidade na parte frontal, cada um das duas rodas dianteiras seria responsável por 406,1 N. Considerando os pneus e o raio efetivo com os valores citados anteriormente, as forças de atrito em cada disco seriam de 1220,4 N e cada pastilha seria responsável por cerca de 610 N. Com um coeficiente de atrito pastilha-disco estimado em 0,3, o valor da força normal necessária para causar tal força de atrito seria de 2034 N.

b) Estimativa da Pressão Específica para a Condição Limite

Para o cálculo da pressão específica na pastilha, torna-se necessário conhecer a área desta. A pastilha utilizada foi a S1AN. A letra S representa o nome do ensaio, o número 1 a marca ensaiada, a letra A o fornecedor e a letra N o fator de variabilidade, podendo ser N para Nova e U para desgastada. A figura 3.1, ilustra a forma como a área da pastilha foi calculada a partir de uma aproximação integral, somando-se as diversas áreas:

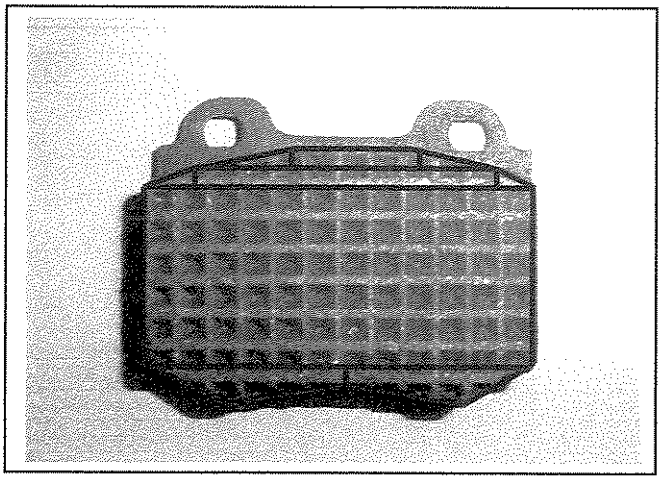

Figura 3.1 – Área da pastilha de freio dividida em figuras geométricas

O resultado da soma das áreas de todas as figuras geométricas foi uma área de 2983,9 mm². Com a área da pastilha determinada, o cálculo da pressão específica na pastilha é feito através da seguinte equação:

$$P_{esp\ past} = \frac{F_{n\ past}}{A_{past}} \times 10 \qquad \text{[bar]} \qquad (3.29)$$

Onde:

$P_{esp\ past}$ = pressão específica na pastilha [N]

Ou seja:

$$P_{esp\ past} = \frac{12264,33}{2983,9} \times 10 = 41,1 \qquad \text{[bar]} \qquad (3.30)$$

c) Discussão sobre os Níveis de Força

A discussão prévia mostra que a força de ensaio recomendada pela norma é muito menor do que a prevista para o caso de desaceleração no limite de aderência, o que é o esperado. No caso da força máxima admissível, a frenagem certamente irá superaquecer o conjunto de freios e não é uma condição razoável para o ensaio. A máquina comercial que realiza os ensaios segundo a norma krauss, de fabricação alemã, originalmente atingia pressões da ordem de 10 a 12 bar no sistema de freios, o que é bem menor do que o calculado para a condição limite.

Quanto a condição de rampa, ela se refere a um valor que também aqueceria rapidamente os sistemas de freios embora numa intensidade menor. Rampas tidas como ótimas não ultrapassam 6% (antiga pista da Rodovia dos Imigrantes - SP). O valor da força calculada é diretamente proporcional à rampa; em uma rampa de 6,5% (nova pista da Rodovia dos Imigrantes - SP), passaria de 2034 N a cerca de 3350 N.

A discussão anterior mostra que o valor de 2591 N, recomendado pela norma, é adequado para frenagens de rampa e é significativamente menor do que o limite estimado. Assim, foi decidido adotar essa força como o valor intermediário para os ensaios. Foi utilizada metade desse valor como valor mínimo e 50% acima desse valor como máximo, permitindo uma divisão de intervalos constante. O valor máximo ainda está significativamente abaixo do que causaria deslizamento entre o pneu e a roda. Os níveis de força adotados são:

- Nível 1: 3887 N
- Nível 2: 2591 N
- Nível 3: 1296 N

3.1.3 Definição dos Ensaios

Os ensaios serão realizados na seqüência definida na tabela 3.1. Serão realizados ensaios em três materiais de atrito, cada um adquirido de três fornecedores, nos níveis de pressão, temperatura e velocidade citada. Os mesmos materiais serão novamente ensaiados após terem sido usinados para uma espessura de 9 mm, incluindo a espessura do suporte metálico da pastilha.

Antes do ensaio propriamente dito, será realizado um assentamento preliminar seguindo a norma ABNT 912/78 (ABNT NBR 6143/95), em cada material. Esse assentamento será de três ciclos de dez aplicações cada. Cada aplicação terá a duração de cinco segundos e um intervalo de dez segundos entre elas. Após os três ciclos, a pastilha será retirada e o assentamento será verificado. Caso não atinja 95%, os três ciclos serão repetidos até que o valor de área assentada seja atingido. A força normal para esses ciclos é de 2591 N e a rotação da máquina é de 660 rpm, seguindo a normal. Esses valores são fixos para todos os materiais.

Após o assentamento, para cada material, são realizadas frenagens de 5 s com alívio de 10 s, até que a temperatura atinja 300°C, na velocidade setada para o teste (nível 1, 2 ou 3) e com a força de 2591 N. Nesse instante, o sistema interrompe as frenagens e aguarda o resfriamento até o nível de temperatura (1, 2 ou 3). Nesse intervalo de tempo, a pressão específica é alterada para o nível adequado para o ensaio (1, 2 ou 3). A forma de alterar a pressão é através do ajuste da tensão de controle da válvula proporcional, detalhada no item 3.2.1.

Uma vez que a temperatura é atingida, são realizadas duas aplicações de 5 s, com intervalo de 10 s entre elas. A primeira aplicação é a que é válida para o estudo; a segunda é feita para o caso de ocorrer algum problema na primeira aplicação. Não são feitas mais aplicações porque a temperatura usualmente sobe entre 20 e 40°C por frenagem de 5 segundos, alterando o nível de temperatura ajustado. Devido ao tempo de aplicação do freio, de até 1 s, somente os resultados dos últimos 4 s de frenagem serão considerados para a análise.

Os resultados foram gravados em arquivos de ensaio e analisados em planilhas MsExcel. Foram gravados apenas os resultados referentes às aplicações.

Conforme já informado, a esse procedimento de ensaio para avaliação do desempenho de materiais de atrito deu-se o nome de Ensaio Santos.

3.2 Dispositivos e Equipamentos

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizado um equipamento mecânico para ensaios de material de atrito, conhecido como dispositivo de ensaio de amostras (D.E.A). Este tópico descreve o dispositivo e os equipamentos associados.

O DEA é um dispositivo construído para realizar ensaios de frenagem em materiais de atrito, que tanto podem ser pastilhas de freio automobilísticas originais, como podem ser corpos de prova retirados de amostras de materiais de atrito utilizados em outros tipos de sistemas de freios. Freios ferroviários também podem ser ensaiados utilizando esse dispositivo, particularmente para a avaliação da qualidade de lotes subseqüentes de sapatas de freios.

O dispositivo (figura 3.2) é composto por uma estrutura metálica onde são montados os seguintes equipamentos, numerados conforme a figura:

- Motor (1) marca Weg de corrente alternada de 60 CV , 4 pólos, rotação de regime 1775 rpm, acionado por um inversor de freqüência da marca Weg modelo CFW 05.
- Redutor de velocidades (2), com capacidade equivalente para 60 CV e redução nominal de 1:2,5
- Acoplamento elástico Falk 13 F (3), que é utilizado para unir o redutor ao motor
- Torquímetro (4), com capacidade de 450 N.m
- Acoplamentos Teteflex D7 (3). São utilizados para unir o redutor ao torquímetro e este ao eixo do suporte da pinça (5).

O suporte da pinça é um conjunto mecânico onde é fixado um adaptador para cada tipo de pinça. Esse adaptador tem a forma de um U e é de aço ABNT 1045. O suporte possui parafusos que fixam o adaptador e posicionam a pinça com relação ao disco, tanto em altura como na direção axial.

O disco é preso ao eixo da máquina através de um suporte que define a sua posição axial. Também é exclusivo para cada tipo de pinça. O suporte é fixado ao eixo por chaveta e por uma flange presa à ponta do eixo.

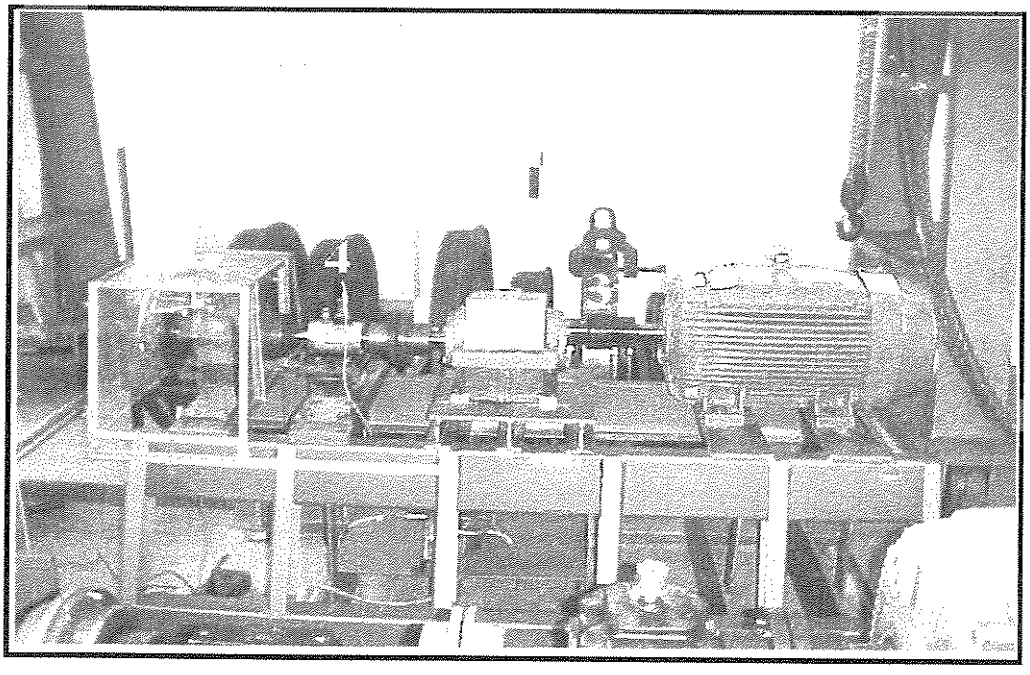

Figura 3.2 – Dispositivo de ensaio de amostras(D.E.A.).

3.2.1 Acionamento dos Freios no D.E.A.

O cáliper ou pinça, onde são fixadas as amostras de material de atrito que serão ensaiadas, é acionado por pressão hidráulica, como em automóveis convencionais. O pedal de freio é substituído por um sistema pneumático de acionamento, controlado pelo computador. A figura 3.3 mostra o sistema de acionamento do D.E.A. A intensidade da pressão na linha de alimentação é ajustada em 6 bar. Na realização do ensaio, a intensidade da pressão é reduzida a partir do valor fixado na linha, através de uma válvula proporcional Bosch. Essa válvula recebe comando na forma de tensão elétrica e os transforma em redução de pressão, definindo a intensidade da pressão na sua saída. No início do teste ou de algumas de suas etapas, uma fonte de tensão HP 6632 A (figura 3.4), excita a válvula proporcional permitindo que a pressão desejada seja ajustada. Para a aplicação da pressão à linha, uma válvula solenóide é acionada através do computador ("default") ou manualmente (segurança em emergência). Nesse instante, o cilindro pneumático aplica força ao cilindro hidráulico e este aplica pressão à pinça. Pressionada, a pinça

aplica força às pastilhas e a frenagem é feita. Quando o tempo de frenagem termina, o computador simplesmente retira a alimentação da válvula solenóide e o freio é desaplicado.

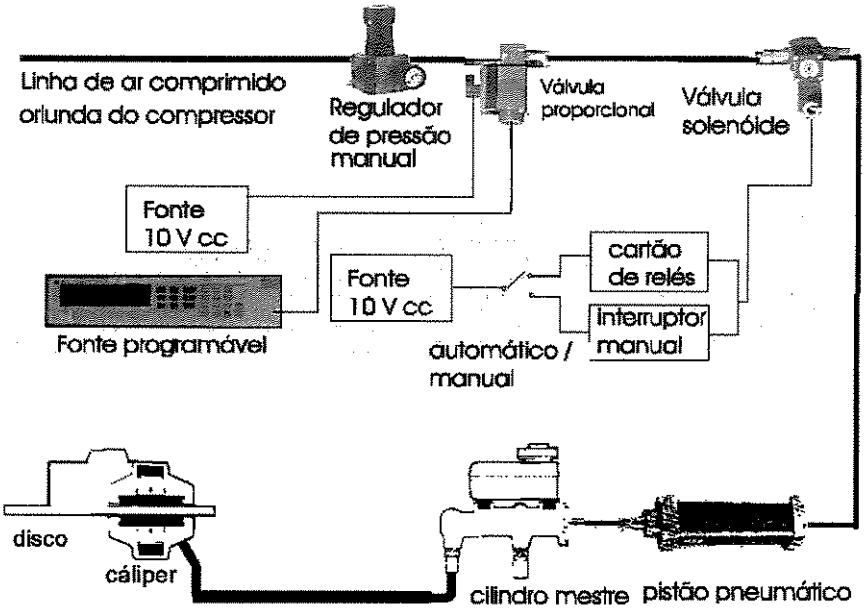

Figura 3.3 – Sistema hidropneumático para acionamento do freio do DEA

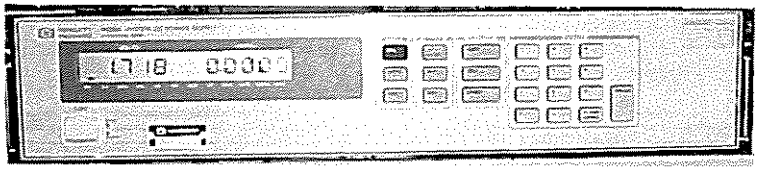

Figura 3.4 – Fonte de Tensão HP 6632 A

A válvula solenóide alimentada por 110 V é controlada por uma bobina conectada a mesma. Este controle é feito através de dois equipamentos ligados entre si e então ao computador. O primeiro é um acoplador ótico, que é acionado diretamente pelo bloco de aquisição de sinais, da National Instruments, modelo CB 68LP, mostrada na figura 3.5. Conforme visto, o acoplador funciona como uma chave liga desliga desta alimentação de 110 V vinda diretamente da linha de tensão elétrica. No caso deste acoplador a voltagem para acionamento é de 5 volts, vinda do computador.

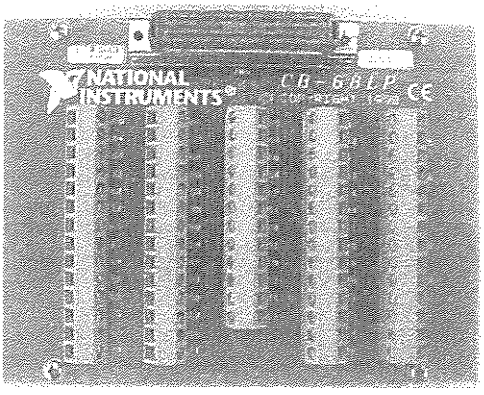

Figura 3.5 – Bloco de aquisição de sinais

O segundo equipamento que fica localizado entre o acoplador ótico e a bobina da válvula, é um relê, conforme mostrado na figura 3.6. Este relê é necessário, uma vez que o acoplador ótico tem uma baixa corrente, e quando ligado diretamente a bobina da válvula solenóide (110 V) pode sobrecarregar seus circuitos. O relê é alimentado por uma fonte de 24 V, conforme mostrado na figura 3.7.

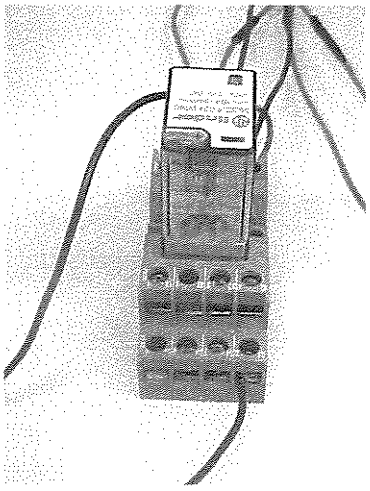

Figura 3.6 – Relê que recebe a tensão do acoplador (24 V) e controla a tensão na linha (110V)

Figura 3.7 – Fonte Lark de 24 V utilizada para a alimentação do relê

3.2.2 Medição das Variáveis de Ensaio no D.E.A.

A medição de temperatura é feita através de termopares, conforme mostrado na figura 3.8. O termopar está posicionado em contato com a superfície do disco de freio, mas também pode ser posicionado no próprio material de atrito. Normalmente é do tipo K, de material cromel-alumel, que foi utilizado nos ensaios deste trabalho. Está ligado na entrada do indicador digital Universal de temperatura PRESYS, modelo DMY-2030 Light, mostrada na figura 3.9. No indicador digital a temperatura é visualizada durante todo o ensaio; o sinal é amplificado e enviado para a placa de aquisição de dados no computador, conectando-se aos canais analógicos do bloco de conexão de sinais, mostrado na figura 3.5. A placa fará a leitura e também mostrará o valor no painel do programa de ensaio.

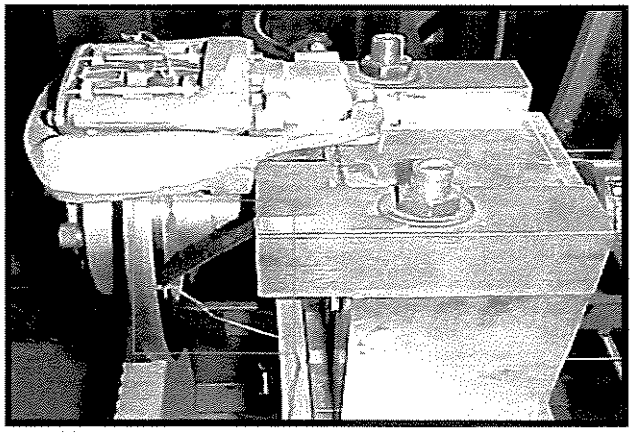

Figura 3.8 – Medição da temperatura com termopar no disco do D.E.A.

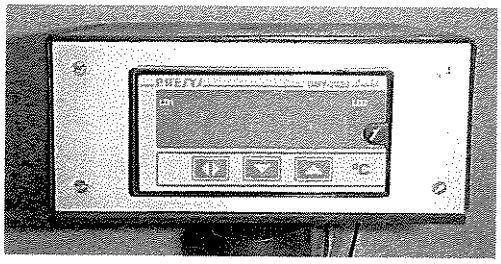

Figura 3.9 – Indicador digital Universal de temperatura

Para se obter o coeficiente de atrito do material, que é um dos parâmetros que será analisado no estudo, é necessário medir a força de atrito ou torque instantâneo durante os ensaios. As medidas de torque são feitas com um torquímetro instalado no dispositivo, com capacidade para 450 N.m (fundo de escala), modelo T 450, da marca Himmesltein, mostrado na figura 3.10.

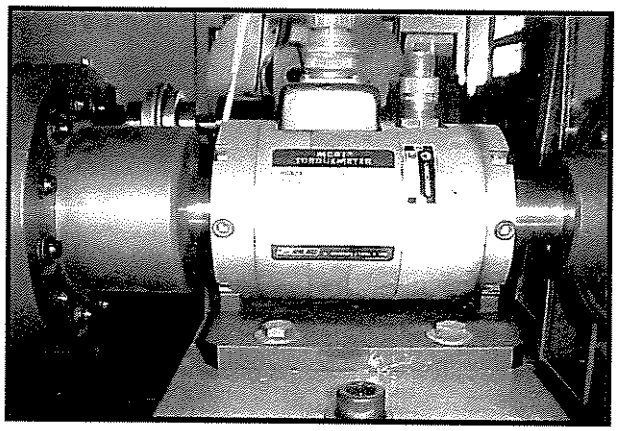

Figura 3.10 – Torquímetro Modelo T 450, Instalado no DEA

O torquímetro é um transdutor de força, composto por uma carcaça externa e um eixo onde estão colados extensômetros. Toda vez que o eixo se deforma devido ao esforço de torção, um valor de tensão elétrica é registrado. Esse valor é correspondente a força de atrito ou torque instantâneo gerado. O torquímetro é alimentado com tensão de 10 volts RMS pela Ponte Condicionadora de Sinais Phillps, modelo PR9308, que é de freqüência modulada. O sinal de tensão lido no torquímetro, retorna para a ponte condicionadora de sinais sobre a onda portadora,

onde é demodulado, amplificado e enviado para a placa de aquisição de dados do computador. A ponte Phillips é mostrada na figura 3.11.

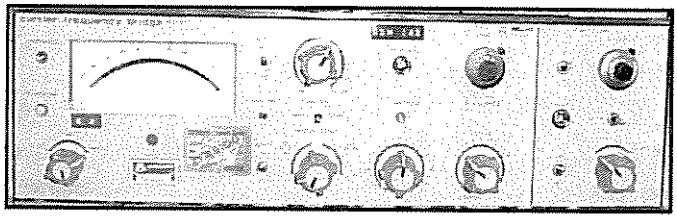

Figura 3.11 – Ponte Condicionadora de Sinais Phillips modelo PR9308

A pressão correspondente a força é medida indiretamente. Como o sinal de pressão é fixo, a força normal é calculada para o valor de pressão adequado e inserida nos cálculos como dado do de entrada programa, para cada etapa do ensaio. Os valores mudam de acordo com os níveis discutidos anteriormente.

3.3 Aquisição de Dados e Controle durante o ensaio

Para adquirir os sinais medidos e controlar a aplicações de freio, conforme descrito no item 3.2, foi desenvolvido um programa de aquisição de dados para o Dispositivo de Ensaio de Amostras, coerente com o procedimento de ensaio definido. Nesse item são descritas as principais variáveis medidas e o programa.

3.3.1 Variáveis medidas durante os ensaios

As forças que agem no material de atrito são importantes, pois a relação destas é que define o valor do coeficiente de atrito (μ), calculado por :

$$\mu = \frac{F_{atrito\ past}}{F_{n\ past}} \qquad [adm] \qquad (3.53)$$

A força normal do embolo sobre a pastilha ($F_{n\,past}$) é obtida durante os ensaios através do valor da pressão setada para o sistema de freio (P) do valor da área do êmbolo do cilindro pneumático ($A_{êmbolo}$), conforme mostra a equação 3.54:

$$F_{n\,past} = P \times A_{êmbolo} \qquad [N] \qquad (3.54)$$

Onde:

P	= pressão setada para o sistema	[N]
A_{embolo}	= área do êmbolo do sistema pneumático	[m^2]

Na realidade, para os ensaios constantes nesta dissertação, a pressão não foi calculada e a força foi medida diretamente a partir da tensão de controle gerada pela fonte HP e que aciona a válvula proporcional. A força normal então, foi medida indiretamente, e há necessidade da calibração do seu valor. Essa calibração e sua incerteza são mostradas ao final deste capítulo

A força de atrito na pastilha ($F_{atrito\,past}$) é obtida através do valor do torque resistente na pastilha (T_{past}) e do valor do raio efetivo de atrito (r_{efet}), conforme descreve a equação 3.25. Para o disco, o raio efetivo é calculado segundo a equação 3.6, descrita no item 3.1.3.

A velocidade foi ajustada de acordo com o inversor de freqüência para cada etapa. Como este controla um motor com potência suficiente para manter a velocidade constante, não foi necessário medir a velocidade ao longo do ensaio, mas só registrá-la para cada etapa. A incerteza decorrente pode ser estimada como a metade da menor divisão da escala de rotações. Para o caso, isso implica em 0,5 rpm. A transformação desse valor em velocidade do veículo leva a cerca de 0,015 km/h, que é um valor baixo (ou imperceptível) de variação para um veículo.

A outra variável que influencia no coeficiente de atrito do material durante os ensaios é temperatura, que pode variar principalmente com a potência de frenagem. Esta, conforme dito, foi

medida diretamente no disco, por um termopar deslizante, utilizando o sistema de aquisição de dados.

3.3.2 Programas de aquisição de sinais e controle dos dispositivos

Para obtenção dos valores de forças normais, forças de atrito e temperaturas, foi desenvolvido um programa de controle e aquisição de sinais, que conduz os testes e faz todas as leituras automaticamente. Os valores da força normal, da força de atrito e da temperatura obtidos durante os ensaios de frenagem realizados pelo Dispositivo de Ensaio de Amostra são registrados no Programa de Aquisição de Sinais. O programa de aquisição de dados do D.E.A. permite o controle do tempo de frenagem, da temperatura e dos resultados dos ensaios, que são registrados em um arquivo texto gerado. A tela do programa de aquisição mostra, para acompanhamento simultâneo, os valores instantâneos dos coeficientes de atrito, das temperaturas, da força de atrito e força normal. Também mostra informações sobre os ciclos de frenagens definidos para os ensaios. O controle da força normal aplicada na pastilha de freio contra o disco é feito conforme descrito no item 3.2.1. A velocidade definida para o ensaio proposto é setada através do inversor de freqüência, como já dito.

A tela principal para a versão que controla o ensaio de frenagem é mostrada na Figura 3.12. Nessa tela pode ser vista a configuração da interface do programa, constituída por botões controladores e indicadores, além de dois gráficos que visualizam o coeficiente de atrito em função do tempo e a temperatura durante o ensaio.

Os botões controladores ficam localizados na margem superior esquerda da interface do programa e permitem a entrada de valores que influenciam nos resultados do teste. Primeiramente é registrado o valor do tempo de frenagem, em seguida, o tempo de alívio, a força de regulagem do ensaio, a temperatura de início do teste, a força de teste e o nome dos arquivos que contêm os resultados.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

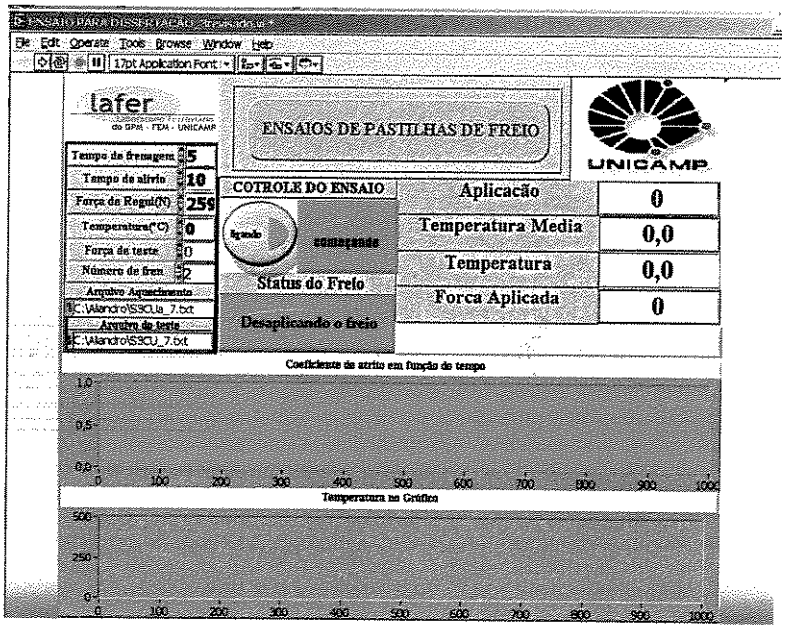

Figura 3.12 – Tela do programa de aquisição e controle de dados para o Ensaio Santos

Os botões indicadores informam a situação do ensaio e os valores de algumas variáveis. Os gráficos visualizam o comportamento de algumas variáveis em função do tempo. Os botões indicadores e os dois gráficos são visualizados na interface do programa como:

- Controle do ensaio;
- Status do freio;
- Aplicação do freio;
- Temperatura média;
- Temperatura do indicador digital universal de temperatura, mostrado na figura 3.11;
- Força aplicada durante a frenagem;
- Gráfico do coeficiente de atrito em função do tempo, exigido pela norma ABNT 912/78 (ABNT NBR 6143/95);
- Gráfico da temperatura, exigido pela norma ABNT 912/78 (ABNT NBR 6143/95).

3.4 Calibração das Variáveis Medidas

Para garantia da qualidade das medições feitas durante os ensaios que são realizados no Laboratório Ferroviário da UNICAMP (LAFER), foi desenvolvido o procedimento de trabalho PD 08, que estabelece os requisitos e o método para calibrações dos sistemas de medições utilizados durante os ensaios. Este procedimento foi desenvolvido para credenciamento do LAFER junto ao INMETRO, para a realização de ensaios em material de atrito num dispositivo de ensaios chamado Banco Dinamométrico. O dispositivo possui inércias mecânicas e é utilizado para frenagens de parada de veículos ferroviários. Para o D.E.A. não existe um procedimento de trabalho, por isso foi adotado um procedimento similar ao PD-08, aplicado às características deste dispositivo.

3.4.1 Calibração da Força Normal para o D.E.A.

A avaliação da **força normal** durante os ensaios é feita a partir dos valores ajustados na fonte HP, que controla a pressão através da válvula proporcional. Conforme dito, a pressão controlada é utilizada para acionar o cilindro de freio e, conseqüentemente, a pastilha, que será pressionada contra o disco de freio. O valor setado é inserido no programa, que o utiliza para estimar a força normal. Para saber a relação entre a tensão de ajuste da fonte HP e a força normal que esta gera, é necessário determinar a curva que relaciona essas duas variáveis. Esse procedimento é conhecido como calibração da força normal.

O procedimento de calibração da força normal para o D.E.A. segue os seguintes passos:

a) Instalação da Célula de Carga

A pastilha interna é substituída por uma célula de carga calibrada. Esta célula está presa à superfície de uma contra-pastilha por parafusos. Durante a calibração, a célula será aplicada na superfície de atrito do disco de freio, como se fosse uma pastilha comum. A figura 3.13 mostra o esquema de montagem utilizado, onde a célula de carga está

ligada ao condicionador de sinais, que adquire e amplifica os sinais de tensão gerados na célula, e ao multímetro, que é utilizado para leitura dos sinais de saída do condicionador. O condicionador de sinais é fabricado pela empresa Measurements Group, modelo 2100; o multímetro é da marca Minipa, modelo ET-2060.

A célula de carga utilizada possui capacidade para medir de 4448,22 N (1000 lbs), e é calibrada anualmente em laboratório externo ao LAFER, com padrões rastreáveis à Rede Brasileira de Calibrações (RBC). Seu Fator calibração é FC= 1,9755 mV por volts no fundo de escala, ou seja, 1,9755 mV para 4448,22 N.

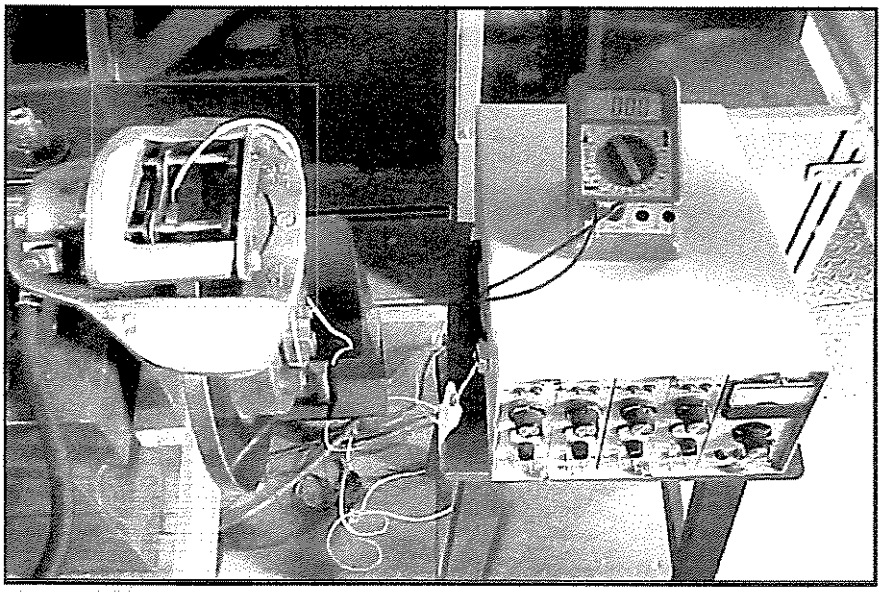

Figura 3.13 – Montagem da célula de carga para calibração de força normal no DEA

b) Variação dos valores de excitação

O valor de tensão de excitação da válvula proporcional é variado de 1,5 a 5V, em intervalos de 0,5 V, em ordem crescente. Para cada valor de tensão setado foram registrados 3 valores de tensão correspondentes as três aplicações sucessivas do freio. A tensão elétrica de saída do condicionador (V_T) é lida e sua correlação com a força

normal (em N) é dada pelo fator de calibração, já citado, e pela amplificação utilizada, além dos dados: capacidade C= 4448,22 N (1000 lbs) e tensão de excitação da célula E = 10 volts. Aplicando-se esses valores, tem-se

$$F_N = \frac{4448,2}{1,9755 \text{ x } 10 \text{ x } 400} \text{ x } 1000 \text{ x } V_T \qquad [N] \qquad (3.55)$$

Onde:

F_N = valor da força normal lida [N]

V_T = valor referente a tensão de excitação [V]

Calculando os valores numéricos, o valor da força normal em função do valor da tensão fica igual a :

$$F_N = 562,9 \text{ x } V_T \qquad [N] \qquad (3.56)$$

Na equação 3.55 o valor 1000 equivale à transformação do fator de calibração, que é dado em milivolts (mV), para Volts (V). É necessário quando a leitura de V_T é feita em volts.

c) Repetição da alteração dos valores de excitação

O mesmo procedimento descrito em **(b)** é repetido, agora para os valores variando na mesma faixa, mas em ordem decrescente. Este procedimento gerou 45 pares de dados.

d) Tabulação e traçado da curva

Os dados obtidos foram tabulados e foi gerado um gráfico. A linha que melhor se ajusta aos pontos foi gerada pelo método dos mínimos quadrados. O gráfico 3.14 mostra a curva de calibração gerada e sua equação. Para os passos subseqüentes,

seguindo o procedimento citado, foram desprezados o valor inferior de 1,5 V, por estar a quem da faixa de valores das forças que seriam empregadas. O valor 5 V foi mantido e a curva foi considerada válida para toda a faixa de força da célula de carga (extrapolação).

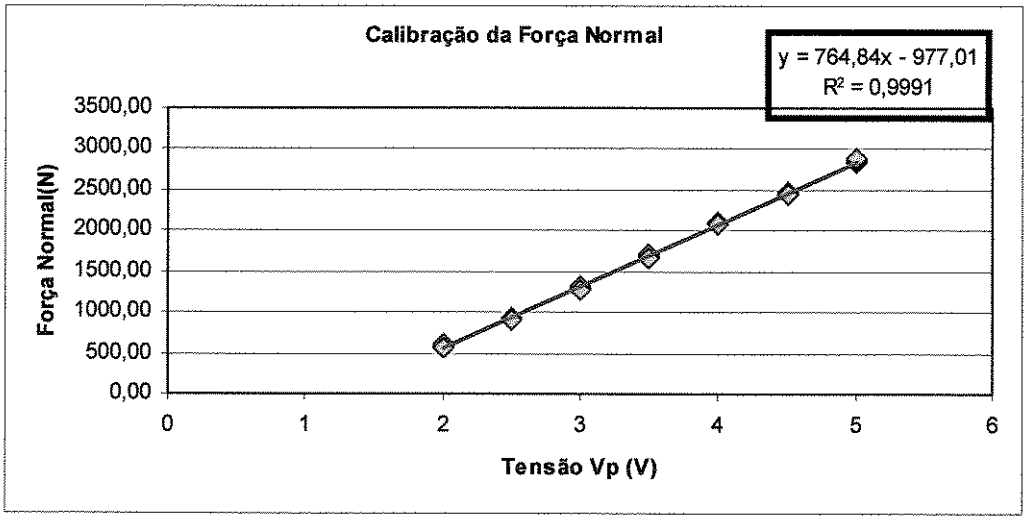

Figura 3.14 – Gráfico mostrando a curva de calibração da Força Normal

e) Estimativa da Incerteza (U) na medição da força normal do D.E.A.

A avaliação da incerteza na força normal medida no DEA é derivada dos equipamentos utilizados durante o processo de calibração. Para isso devem ser consideradas as seguintes incertezas:

- U_1 - Incerteza na estimativa do valor da equação (calculado): valor= 21,7 [N]
- U_2: Incerteza derivada do sistema de medição (célula de carga), para o DEA – célula de carga nº série 426641, com o valor igual a 55,0 [N]

A incerteza total combinada (U_T) é dada por:

$$U_T = \left(U_1^2 + U_2^2\right)^{1/2} \quad \text{[N]} \qquad (3.57)$$

Calculando a incerteza total combinada tem-se:

$$U_T = 59{,}1 \quad \text{[N]} \qquad (3.58)$$

3.4.2 Calibração do Torque para o D.E.A.

A força de atrito é necessária para o cálculo do coeficiente de atrito do material. Para isso, deve ser medida durante os ensaios. A forma de medição dessa variável se baseia na obtenção do torque instantâneo causado pela frenagem. Esse torque, quando dividido pelo raio efetivo de aplicação da pastilha no disco, leva ao valor da força de atrito. Para avaliar a força de atrito é, então, necessário conhecer o valor da relação entre o valor de saída de tensão da ponte Phillips e o torque. Essa relação é obtida da curva de calibração do sistema.

3.4.2.1 Procedimento para calibração do Torque para o D.E.A.

A figura 3.15 mostra o arranjo experimental utilizado para calibração da força de atrito no D.E.A., onde um braço de alavanca é fixado na extremidade do eixo central do dispositivo, ligado ao torquímetro. O eixo está com seu movimento rotativo travado, procedimento necessário para a aplicação e avaliação do torque.

O ensaio consiste em aplicar cargas conhecidas no braço de alavanca a uma distância conhecida. Como o travamento do eixo ocorre no acoplamento motor-redutor, o torquímetro sentirá o esforço de torça e respondera com um valor de tensão elétrica. Esse valor, amplificado pela ponte Phillips, foi lido diretamente em um programa de aquisição de dados simplificado, no computador que foi utilizado para os ensaios.

A ponte foi zerada antes da aplicação das forças, apenas com o peso do braço de alavanca e acessórios. As forças foram aplicadas através de blocos de massa conhecida, aplicados sequencialmente. Da mesma forma que para a força normal, os blocos foram aplicados aumentando e depois reduzindo o peso. Desta vez, ao invés de três medidas para cada bloco, foram realizados três aumentos e três decréscimos de carga subsequentes. Para cada valor de torque aplicado foi medido o valor da tensão no computador e o conjunto de pares foi analisado.

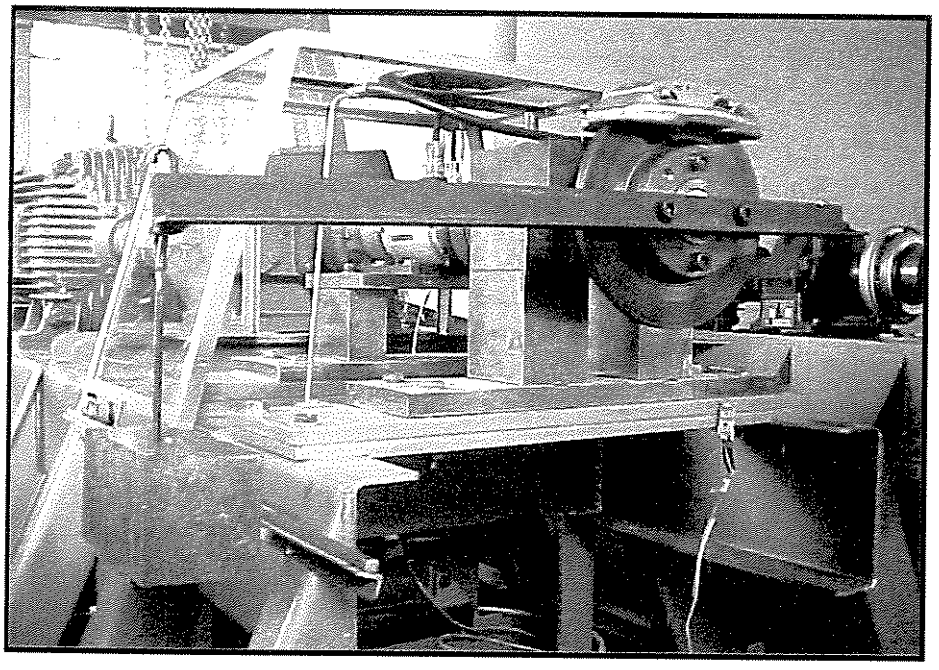

Figura 3.15 – Arranjo experimental para calibração do Torque no D.E.A.

Como as forças (F) aplicadas no braço de alavanca e a distância (d) do ponto de aplicação são conhecidas, a equação para o calculo do torque no DEA, é dada por:

$$T = F \text{ x } d \qquad \text{[N.m]} \qquad (3.59)$$

Onde:

T = Torque aplicado [N.m]

O torque T_c durante o ensaio é gerado pela força de atrito na pastilha de freio. Como o raio efetivo da pastilha é 0,096 m, e são utilizadas duas pastilhas de freio, a força de atrito pode ser calculada por:

$$F_{atrito} = \frac{T_c}{0,096 \text{ x } 2} \qquad \text{[N]} \qquad (3.60)$$

O torque T_c obtido pela calibração efetuada é mostrado na figura 3.16, em função da tensão lida no computador. Nessa figura pode-se observar a extrema linearidade entre os valores, característico de sistemas como o empregado. Para cada valor de tensão, o torque é lido e a força de atrito é calculada através da equação 3.60. O valor obtido é o que será utilizado para o cálculo do coeficiente de atrito, que é o fator utilizado como variável de resposta e é a medida de desempenho adotada neste trabalho.

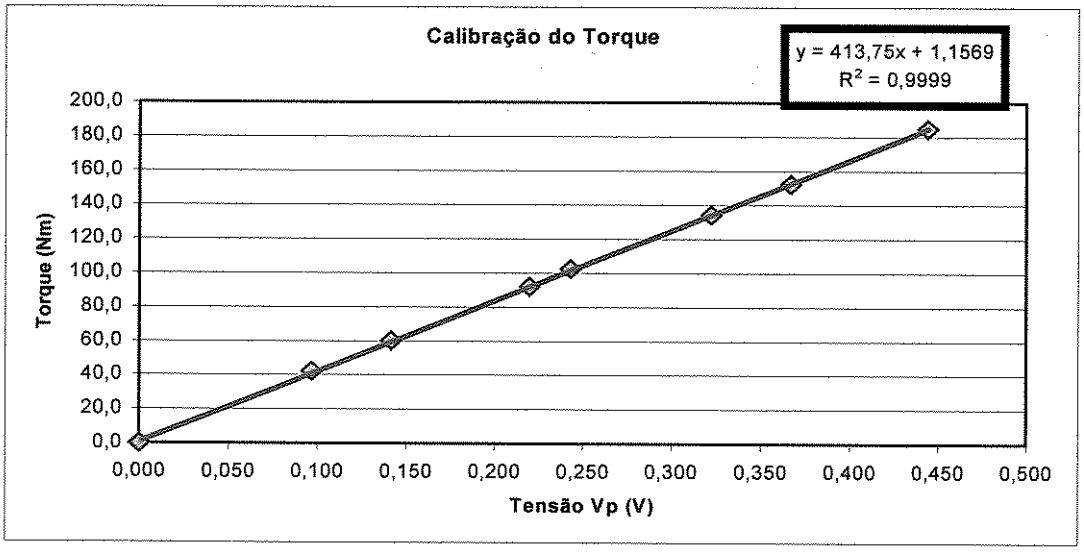

Figura 3.16 – Gráfico da curva de calibração do torque

3.4.2.2 Estimativa da Incerteza (U) na Medição do Torque no D.E.A. (U)

A avaliação da incerteza na força de atrito medida no D.E.A. é derivada também dos equipamentos utilizados durante o processo de calibração. Para isso devem ser consideradas as seguintes incertezas:

- U_1 - Incerteza derivada da resolução do computador com a placa de aquisição de 12 bits com 0,00141 volts no fundo de escala: valor= 1,74 [N.m] (obtido da equação da reta)
- U_2 - Incerteza na estimativa do valor da equação (calculada): valor= 0,7 [N.m]

- U_3: Incerteza no calculo da força de atrito, derivada do sistema de medição, para o DEA – pesos conhecidos: valor igual a 0,1 [N]

Aplicando a equação 3.57 e calculando a incerteza total combinada do sistema de medição de força de atrito, tem-se:

$$U_T = 1{,}94 \qquad \text{[N.m]} \qquad (3.61)$$

3.4.3 Calibração da temperatura no disco do D.E.A.

O equipamento utilizado para a visualização da temperatura, o indicador digital universal DMY-2030-light apresenta um documento devidamente assinado e datado, comprovando que o mesmo encontra-se calibrado.

3.4.3.1 Estimativa da Incerteza (U) na Medição da Temperatura no disco do D.E.A.

A avaliação da incerteza na temperatura medida no disco é resultante do somatório das incertezas referentes ao instrumento utilizado no ensaio. As incertezas ligadas ao instrumento são fornecidas pelo fabricante no manual técnico e são as seguintes:

- U_1 – Incerteza referente a repetibilidade ou precisão com $\pm 0{,}1\%$ no fundo de escala para entrada de Termopar: valor = 0,5[°C] e $\pm 0{,}5\%$ no fundo de escala para saída analógica retransmissora: valor = 2,5[°C];
- U_2 – Incerteza referente a linearização com o valor de $\pm 0{,}2$ [°C] para termopar;
- U_3 – Incerteza referente a extração da raiz quadrada com $\pm 0{,}5\%$ do valor indicado: valor = 2,5°[C]
- U_4 – Incerteza referente a compensação de junta fria com o valor de $\pm 2{,}0$ [°C] na faixa de temperatura ambiente de 0 a 50°C
- U_5 – Incerteza referente a estabilidade com a temperatura ambiente com 0,005% por °C com referência a temperatura ambiente de 25°C: valor = 0,025[°C]

Aplicando a equação 3.57 e calculando a incerteza total combinada do instrumento de medição de temperatura, tem-se:

$$U_T = 4{,}1 \qquad [°C] \qquad (3.62)$$

3.4.4 Estimativa da Incerteza (U) na Medição no Coeficiente de Atrito

A razão entre a força de atrito e a força normal define o coeficiente de atrito. Segundo o Guia de Expressão da Incerteza de Medição (INMETRO, 2003) e outras fontes (VUOLO, 2000; FIGLIOLA, 1991), a incerteza de uma razão de grandezas pode ser combinada para o cálculo da incerteza na grandeza resultante por:

$$\left(\frac{U_{c.atrito}}{\mu}\right)^2 = \left(\frac{U_{Fat}}{F_{at}}\right)^2 + \left(\frac{U_{Fn}}{F_n}\right)^2 \qquad (3.63)$$

Onde:

$U_{c.atrito}$ = Incerteza associada ao resultado do coeficiente de atrito

μ = Valor numérico do coeficiente de atrito

U_{Fat} = Incerteza associada à força de atrito

F_{at} = Valor da força de atrito

U_{Fn} = Incerteza associada à força normal

F_n = Valor da força normal

A incerteza na força de atrito, por tratar-se de uma razão entre o torque e o raio efetivo (Eq. 3.59), pode ser estimado da mesma forma que mostrado na Eq. 3.63. Considerando uma condição típica de ensaio, com força normal relativa à pressão de regulagem (F_n = 2591 N), coeficiente de atrito 0,35, força de atrito 907 N, torque (T) de 87,5 N.m, com as incertezas já calculadas nos itens anteriores, a equação para o cálculo da incerteza da força de atrito fica:

$$\left(\frac{U_{Fat}}{F_{at}}\right)^2 = \left(\frac{U_{Torque}}{T}\right)^2 + \left(\frac{U_{refet}}{r_{efet}}\right)^2 \qquad (3.64)$$

Onde:

U_{Torque} = Incerteza associada ao torque

T = Torque

U_{refet} = Incerteza associada ao raio efetivo

Atribuindo o valor de 0,01 para a incerteza de medição do raio efetivo (U_{refet}) a Eq. 3.64 fica:

$$\left(\frac{U_{Fat}}{907}\right)^2 = \left(\frac{1,94}{87,5}\right)^2 + \left(\frac{0,01}{96,5}\right)^2 \Leftrightarrow U_{Fat} = 20,1 \qquad [N] \qquad (3.65)$$

Com esse valor e a incerteza associada à força normal, é possível calcular a incerteza associada ao coeficiente de atrito. Utilizando a Eq. 3.63, tem-se:

$$\left(\frac{U_{c.atrito}}{0,35}\right)^2 = \left(\frac{20,1}{907}\right)^2 + \left(\frac{59,1}{2591}\right)^2 \Leftrightarrow U_{Fat} = 0,01 \qquad (3.66)$$

Capítulo 4

Resultados, Análises e Discussões

Este capítulo apresenta os resultados dos ensaios realizados segundo o procedimento descrito (Ensaio Santos) e na forma determinada pelo procedimento ortogonal L9. Estes são analisados e discutidos tendo em vista os objetivos do trabalho.

4.1 Revisão do Planejamento Experimental

Conforme discutido no capítulo 3, foi utilizado um procedimento ortogonal de combinação de variáveis denominado L9. As variáveis de influência são o fornecedor da pastilha, a pressão específica, a velocidade e a temperatura. O fator de variabilidade (ou ruído) é a espessura da pastilha (ou desgaste) e o parâmetro de desempenho é o coeficiente de atrito (μ). Ao longo do procedimento, a cada uma das variáveis de influência foi atribuído um de três valores que representavam o campo de variação que se pretendia analisar. Dois níveis de desgaste foram testados: pastilha nova e com 9 mm de espessura (final de vida). O procedimento completo foi repetido três vezes, para três fabricantes diferentes, como forma de compará-los.

Para facilitar o acompanhamento da apresentação dos resultados e as discussões, foram construídas três tabelas com a sequência de ensaios para cada fabricante, tabelas 4.1 a 4.3. Nessas tabelas, a primeira coluna representa apenas o número do ensaio (de 1 a 9). A segunda coluna (A) refere-se ao fornecedor do material de atrito: o número significa o tipo de material e a letra significa qual o fornecedor (a, b ou c). Como pode ser visto, todas as linhas da coluna A em cada

um dos blocos são para o mesmo material, e diversos fornecedores. A terceira coluna é referente à pressão específica; PK é o valor de referencia calculado conforme a norma ABNT NBR 6143/95. A quarta coluna refere-se à velocidade; 660 rpm é a rotação para o ensaio normalizado e as demais são fatores desta. Finalmente, a última coluna refere-se aos valores de temperatura, ajustados conforme descrito no capítulo 3.

	A	B	C	D
1	1a	1,5PK	660rpm	250°C
2	1a	PK	440rpm	150°C
3	1a	1/2PK	220rpm	50°C
4	1b	1,5PK	440rpm	50°C
5	1b	PK	220rpm	250°C
6	1b	1/2PK	660rpm	150°C
7	1c	1,5PK	220rpm	150°C
8	1c	PK	660rpm	50°C
9	1c	1/2PK	440rpm	250°C

Tabela 4.1 Sequência de ensaios para o material de atrito da Marca I – Ensaio Santos

	A	B	C	D
1	2a	1,5PK	660rpm	250°C
2	2a	PK	440rpm	150°C
3	2a	1/2PK	220rpm	50°C
4	2b	1,5PK	440rpm	50°C
5	2b	PK	220rpm	250°C
6	2b	1/2PK	660rpm	150°C
7	2c	1,5PK	220rpm	150°C
8	2c	PK	660rpm	50°C
9	2c	1/2PK	440rpm	250°C

Tabela 4.2 Sequência de ensaios para o material de atrito da Marca II

	A	B	C	D
1	3a	1,5PK	660rpm	250°C
2	3a	PK	440rpm	150°C
3	3a	1/2PK	220rpm	50°C
4	3b	1,5PK	440rpm	50°C
5	3b	PK	220rpm	250°C
6	3b	1/2PK	660rpm	150°C
7	3c	1,5PK	220rpm	150°C
8	3c	PK	660rpm	50°C
9	3c	1/2PK	440rpm	250°C

Tabela 4.3 Sequência de ensaios para o material de atrito da Marca III

4.2 Resultados por Marca

Inicialmente serão apresentados os resultados obtidos para cada uma das marcas avaliadas em separado. Essa análise permitirá que seja avaliada a influência de cada parâmetro na marca em questão, o que é o objetivo do Ensaio Santos. No próximo item será feita a comparação dos resultados das três marcas.

Em todas as análises mostradas, será utilizado o coeficiente de atrito médio durante o tempo da primeira frenagem, conforme mostrado no capítulo 3. Apenas o coeficiente medido nos quatro segundos finais da frenagem será incluído na média. Esse procedimento para análise é similar ao previsto pela norma NBR 6143/95, com a diferença de que esta norma pede o coeficiente apenas a 1 segundo após o início da frenagem. Foi considerado que a variação que ocorre ao longo do restante da frenagem pode ser importante na frenagem média e foi adotado esse procedimento.

Conforme visto no capítulo anterior, logo após a identificação das variáveis de influência, dos ruídos e dos fatores de desempenho, deve-se formular a função objetivo ou a meta dos ensaios. Neste trabalho está sendo feita a avaliação da influência de diversos fatores e várias formas da função poderiam ser empregadas. Como o tempo de frenagem é pequeno e o resultado

da frenagem em termos de segurança é melhor representado pelo coeficiente de atrito médio do que por seu valor máximo ou mínimo, definiu-se que o objetivo deve ser verificar a variação devido a cada um destes sobre o valor médio da variável de desempenho. Se o estudo tratasse do conforto do passageiro, o coeficiente de atrito máximo poderia ser utilizado. A função objetivo também poderia ser a relação sinal-ruído, normalmente utilizada por Taguchi. Para este caso, seria necessário realizar um número de réplicas superior a três, o que poderá ser feito em estudos futuros.

4.3 Resultados para a Marca I

A tabela 4.4 mostra os resultados obtidos para cada um dos ensaios, para o material de atrito do fabricante I (Marca I). São mostrados os ensaios para a pastilha nova e para a pastilha usada, usinada para 9 mm de espessura nominal (material de atrito mais suporte metálico). Seguindo a análise apresentada por Ulrich & Eppinger (2004), é mostrado também o valor médio para as duas situações de desgaste e o campo de variação (diferença entre os valores).

Um primeiro fato destaca-se imediatamente da observação da tabela 4.4: a pequena variação ocorrida entre os ensaios iguais realizados nas pastilhas novas e usadas. Como a coluna variação é obtida da subtração do resultado para o material usado do resultado para o material novo, pode ser observado também que, ainda que pequeno, o coeficiente de atrito médio é sempre igual ou menor para o material desgastado. Isso pode estar relacionado à maior dificuldade de dissipação do calor no caso do conjunto estar no final da vida, fazendo com que o aquecimento seja maior e o coeficiente de atrito diminua. Embora essa seja provavelmente a razão, deve-se ressaltar que os estudos realizados por Santos (1996) mostraram que apenas uma pequena espessura do material de atrito sofre a influência imediata do aquecimento (cerca de 3 mm), já que o material é normalmente um bom isolante térmico.

Ensaio	Novo	Desgastado	Média	Variação
1	0,38	0,37	0,38	0,01
2	0,41	0,39	0,40	0,03
3	0,32	0,30	0,31	0,03
4	0,30	0,27	0,29	0,03
5	0,42	0,39	0,41	0,03
6	0,39	0,36	0,37	0,04
7	0,39	0,38	0,39	0,01
8	0,28	0,28	0,28	0,00
9	0,39	0,39	0,39	0,00

Tabela 4.4 Resultados dos ensaios para o material de atrito da Marca I

A figura 4.1 mostra os resultados da tabela, permitindo visualizar que o comportamento novo e desgastado segue a mesma tendência, conforme já discutido.

A tabela 4.5 mostra os desvios encontrados em relação ao valor médio para cada situação de ensaio. Esse valor médio é a média do coeficiente em todos os ensaios para cada ajustagem do ruído (pastilha nova ou usada). Para a pastilha nova, a média da segunda coluna da tabela 4.4 é 0,37 e, para pastilha usada, a média da terceira coluna é 0,35. A tabela mostra que os maiores desvios foram encontrados nos ensaios 3, 4 e 8. Esse é um resultado interessante, porque estes ensaios são exatamente os que têm a temperatura de 50 °C.

O fenômeno se repete tanto para a pastilha usada como para a pastilha nova e o coeficiente é sempre menor do que a média. Isso também contradiz o senso comum de que o coeficiente de atrito sempre se reduz com o aumento da temperatura. Por outro lado, confirma os estudos já feitos por Santos (1992 e 1996), Romano (2003) e Santos (2003), que mostram que há um aumento inicial do coeficiente de atrito com a temperatura e que este somente se reduz em temperaturas superiores a 150 °C. Os desvios para as temperaturas maiores são normalmente

menores do que estes.

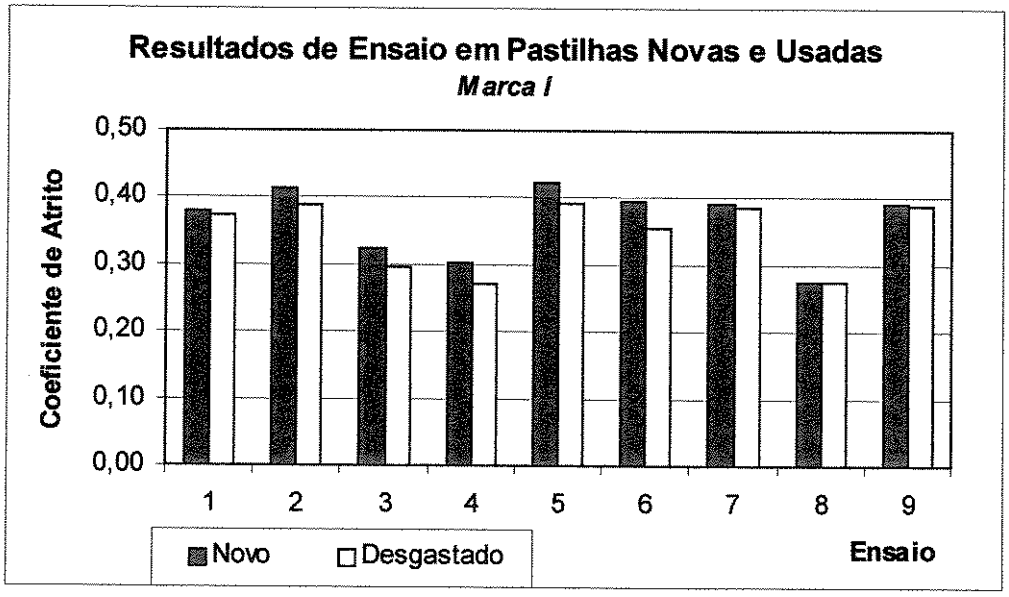

Figura 4.1 Resultados dos ensaios para o material de atrito da Marca I

Ensaio	Novo	Desgastado
1	0,01	0,02
2	0,04	0,04
3	-0,05	-0,05
4	-0,07	-0,08
5	0,05	0,04
6	0,02	0,01
7	0,02	0,03
8	-0,09	-0,07
9	0,02	0,04

Tabela 4.5 Desvios nos resultados dos ensaios para o material de atrito da Marca I

A metodologia de análise utilizada depende dos experimentos realizados, conforme visto no capítulo 3. Caso fosse obtido um número de réplicas suficiente, a análise poderia ser ainda mais completa, permitindo o cálculo de incerteza relacionada a cada resultado (FILHO, GÍACOMO & ZIRONDI, 1999). Nesse trabalho optou-se por seguir a análise proposta por Ulrich e Eppinger (2004), que emprega a *Análise das Médias*.

A hipótese básica desta análise é que o procedimento experimental utilizado, o ortogonal L9, é adequado para identificar todas as influências dos fatores em análise. Isso é verdadeiro porque é a premissa para que este procedimento pudesse ser utilizado. Assim, o domínio onde ocorrem as variações pode ser representado pelo conjunto de valores individuais dos ajustes para cada variável. A *Análise das Médias* é um método que consiste em calcular o valor médio da variável de desempenho (μ) para todos os ensaios onde uma determinada variável (A, B, C, ou D) assume um determinado valor (ajustado) e compará-los com o calculado para os ensaios realizados para um outro valor da variável. Como exemplo, utilizando a tabela 4.1, o valor médio para o coeficiente de atrito quando a temperatura é 50 °C é a média dos resultados dos ensaios 3, 4 e 8, cujos valores estão na tabela 4.4. Já o valor médio para 150 °C é a média dos resultados dos ensaios 2, 6 e 7. Este procedimento permite que cada variável seja analisada separadamente.

4.3.1 Avaliação da Influência do Fornecedor

A influência do local onde a pastilha foi adquirida pode ser avaliada utilizando o procedimento de *Análise das Médias*. A tabela 4.6 mostra o resumo da análise feita para a influência do fornecedor. Cada um dos locais onde o mesmo material foi comprado é chamado de **a**, **b** ou **c**. Na coluna **a** estão mostrados os valores da variável de desempenho de cada um dos ensaios onde o material do fornecedor **a** foi empregado, e assim também nas demais. A média dos valores para os ensaios realizados com material I obtido de cada fornecedor está mostrada na última linha.

A figura 4.2 apresenta o gráfico dos valores médios mostrados na tabela 4.6. Em ambos pode ser visto que há uma pequena variação no valor da variável de desempenho, indicando que esse fator não influencia significativamente o resultado. O desvio padrão das médias é um pouco

maior que 0,01, indicando a baixa influência do fator.

Fornecedores	*a*	*b*	*c*
Valores de	0,38	0,30	0,39
μ	0,41	0,42	0,28
	0,32	0,39	0,39
Média	0,37	0,37	0,35

Tabela 4.6 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - marca I

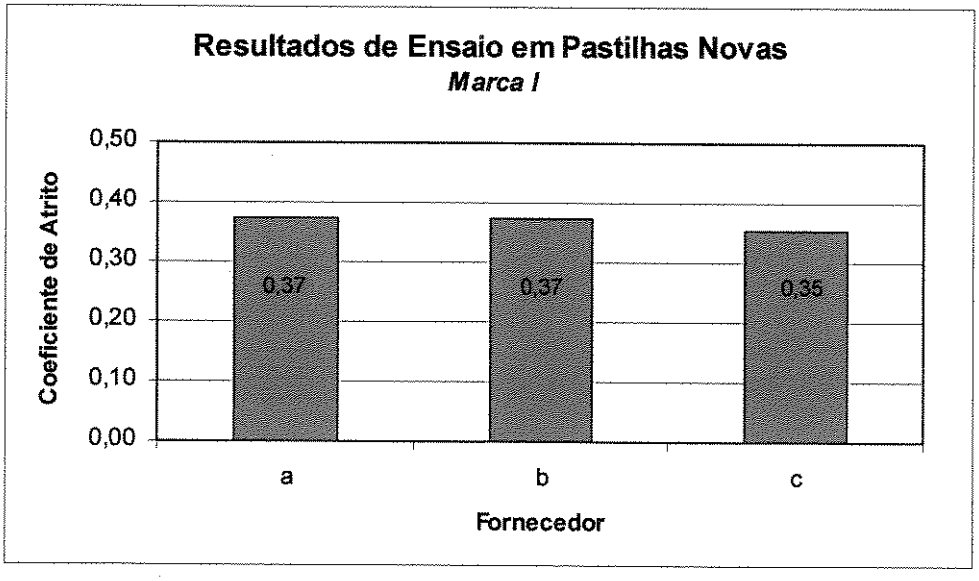

Figura 4.2 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - marca I

A tabela 4.7 apresenta os valores para os mesmos materiais, ensaiados após terem sido desgastados (pastilha usada). O desvio-padrão das médias é ainda menor do que no caso anterior . Pode-se notar novamente que há uma estabilidade notável nos valores, indicando que o

fornecedor não tem influência significativa também nos materiais desgastados. A figura 4.3 mostra o gráfico dos resultados expressos na tabela 4.7.

Fornecedores	*a*	*b*	*c*
Valores de	0,37	0,27	0,38
μ	0,39	0,39	0,28
	0,30	0,36	0,39
Média	0,35	0,34	0,35

Tabela 4.7 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Usada - marca I

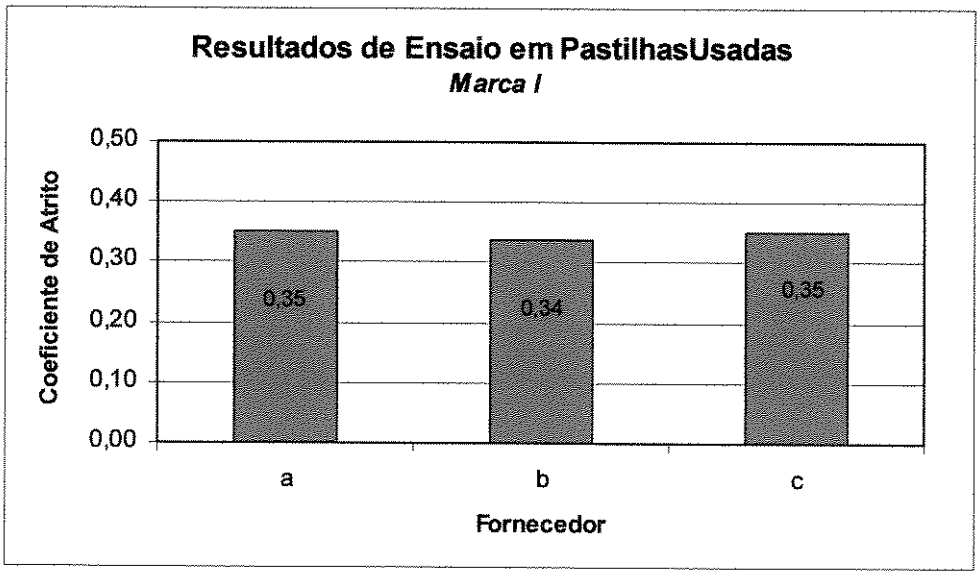

Figura 4.3 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Usada - marca I

4.3.2 Avaliação da Influência da Pressão Específica

A tabela 4.8 apresenta os resultados calculados para o coeficiente de atrito e sua variação com a pressão específica para pastilhas novas. O coeficiente foi avaliado utilizando a mesma sistemática apresentada no item anterior. Novamente, o valor da dispersão dos valores médios ficou abaixo de 0,01 (0,006). Os resultados mostram que, embora a tendência aparente seja a redução do coeficiente de atrito com a pressão, esta não é significativa para esse tipo de material. A figura 4.4 mostra os valores em um gráfico, que permite visualizar que a variação é pequena.

Pressões	***0,5 PK***	***PK***	***1,5 PK***
Valores de	0,32	0,41	0,38
μ	0,39	0,42	0,30
	0,39	0,28	0,39
Média	0,37	0,37	0,36

Tabela 4.8 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Nova - marca I

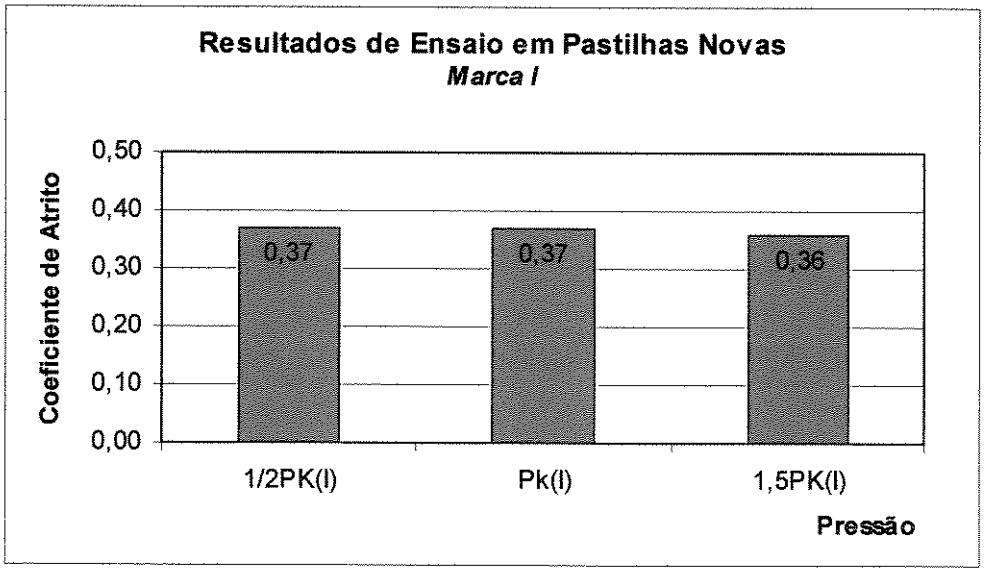

Figura 4.4 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Nova - marca I

A tabela 4.9 e a figura 4.5 mostram que também para o material desgastado a variação do coeficiente de atrito com a pressão é pequena, diminuindo levemente com pressões mais altas. Novamente a dispersão dos valores fica bem abaixo de 0,01.

Pressões	***0,5 PK***	***PK***	***1,5 PK***
Valores de	0,30	0,39	0,37
μ	0,36	0,39	0,27
	0,39	0,28	0,38
Média	0,35	0,35	0,34

Tabela 4.9 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão
Pastilha Usada - marca I

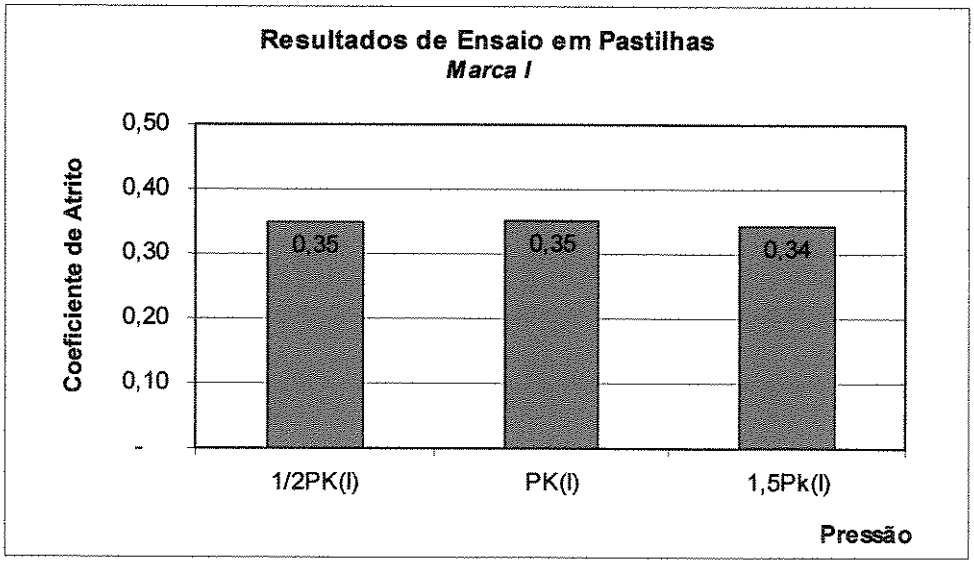

Figura 4.5 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão
Pastilha Usada - marca I

As avaliações feitas para pastilhas novas e usadas, da marca I, mostram que a pressão também não é uma variável que influencia significativamente esse tipo de material.

4.3.3 Avaliação da Influência da Velocidade

A tabela 4.10 e a figura 4.6 mostram os resultados da variação do parâmetro de saída com a velocidade. Em ambos foram utilizadas unidades de rotação e não de velocidade linear, já que estas são proporcionais, conforme mostrado nos capítulos anteriores. Neste caso, a dispersão das médias chega a ser o dobro da vista nos dois casos anteriores (0,015), indicando que há uma nítida influência da velocidade no desempenho dos materiais.

Velocidades	*220 rpm*	*440 rpm*	*660 rpm*
Valores de	0,32	0,41	0,38
μ	0,42	0,30	0,39
	0,39	0,39	0,28
Média	0,38	0,37	0,35

Tabela 4.10 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Nova - marca I

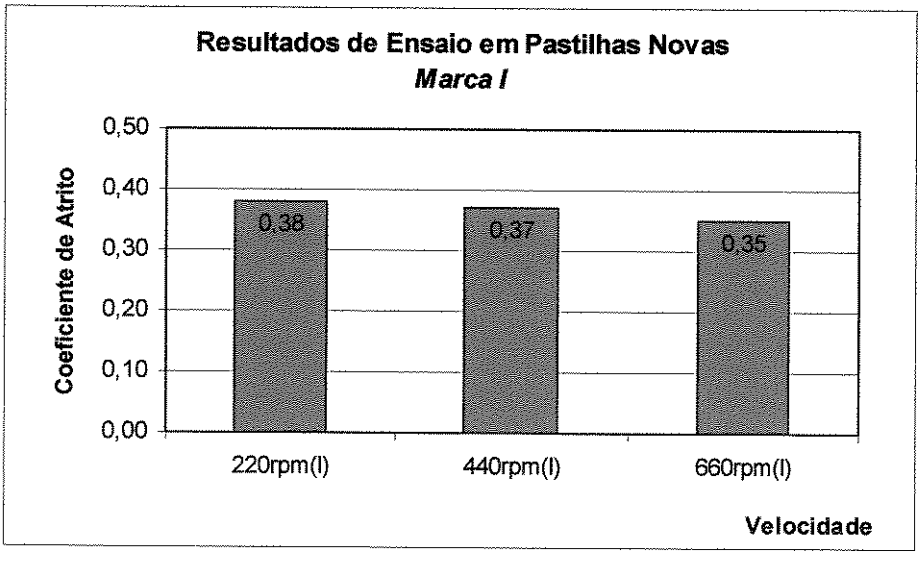

Figura 4.6 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Nova - marca I

Como esperado, um aumento na velocidade causa diminuição do coeficiente de atrito, que varia de 0,35 a 0,38, indicando um coeficiente de atrito estático em torno de 0,4.

A tabela 4.11 e a figura 4.7 mostram os resultados para a influência da velocidade sobre o coeficiente de atrito. Novamente pode ser visto o comportamento já esperado: a redução do coeficiente com a velocidade. A mesma tendência parece estar sendo seguida, apenas com um nível de atrito menor para a pastilha usada.

Velocidades	***220 rpm***	***440 rpm***	***660 rpm***
Valores de	0,30	0,39	0,37
μ	0,39	0,27	0,36
	0,38	0,39	0,28
Média	0,36	0,35	0,33

Tabela 4.11 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Usada - marca I

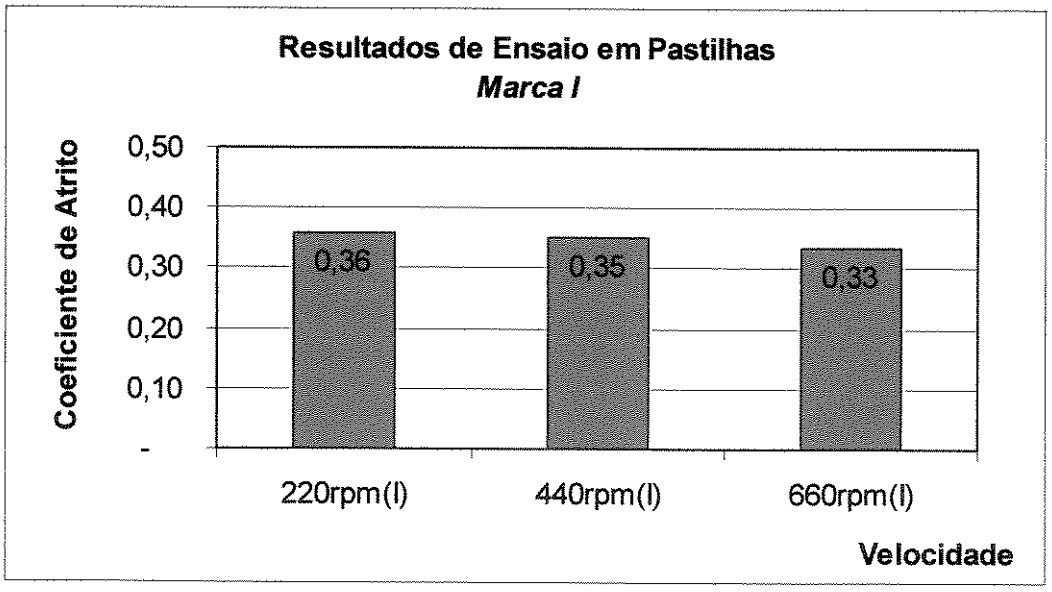

Figura 4.7 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Usada - marca I

4.3.4 Avaliação da Influência da Temperatura

Finalmente, este tópico avalia a influência da temperatura sobre o desempenho do material I. Conforme pode ser visto na tabela 4.12 e na figura 4.8, há um aumento do coeficiente de atrito com a temperatura. Esse aumento já havia sido discutido no início desse capítulo e foi encontrado em outros materiais ensaiados por outros pesquisadores. A magnitude do aumento é significativa, indicando que este é certamente o fator que mais influencia a frenagem dentre os estudados. É importante notar que o aumento no coeficiente de atrito e posterior estabilização dentro da faixa de temperatura estudada, é benéfico para a frenagem, embora possa causar algum desconforto no usuário.

Temperaturas	*50 °C*	*150 °C*	*250 °C*
Valores de	0,32	0,41	0,38
μ	0,30	0,39	0,42
	0,28	0,39	0,39
Média	0,30	0,40	0,40

Tabela 4.12 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura

Pastilha Nova - marca I

A tabela 4.13 mostra o efeito da temperatura sobre a pastilha usada. Esse é basicamente o mesmo que o efeito na pastilha nova o que mostra uma estabilidade bastante acentuada.

Temperaturas	*50 °C*	*150 °C*	*250 °C*
Valores de	0,30	0,39	0,37
μ	0,27	0,36	0,39
	0,28	0,38	0,39
Média	0,28	0,38	0,38

Tabela4.13 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura

Pastilhas Usadas – Marca I

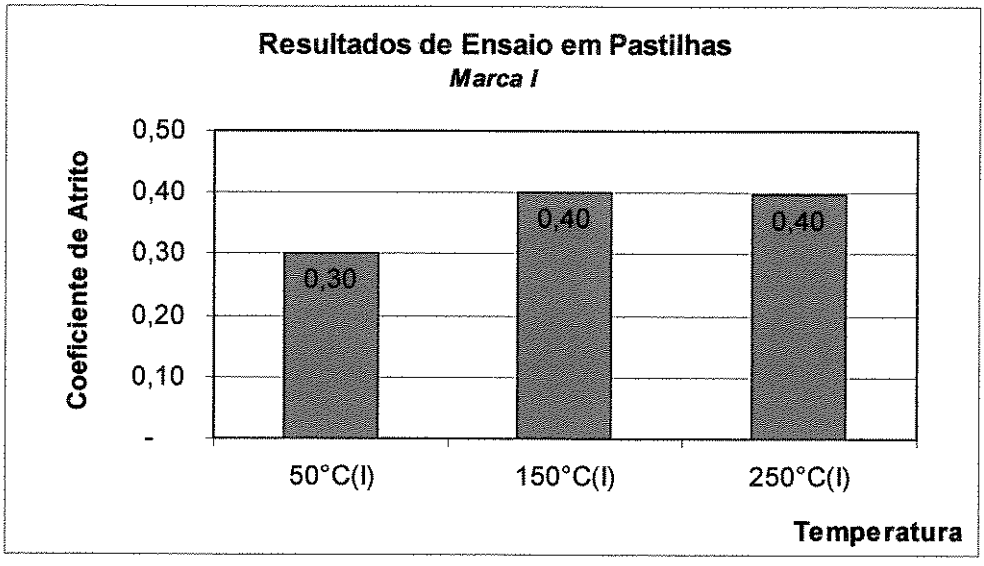

Figura 4.8 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura

Pastilha Nova - marca I

O gráfico da figura 4.9 mostra os valores de desempenho para a pastilha usada em função da temperatura.

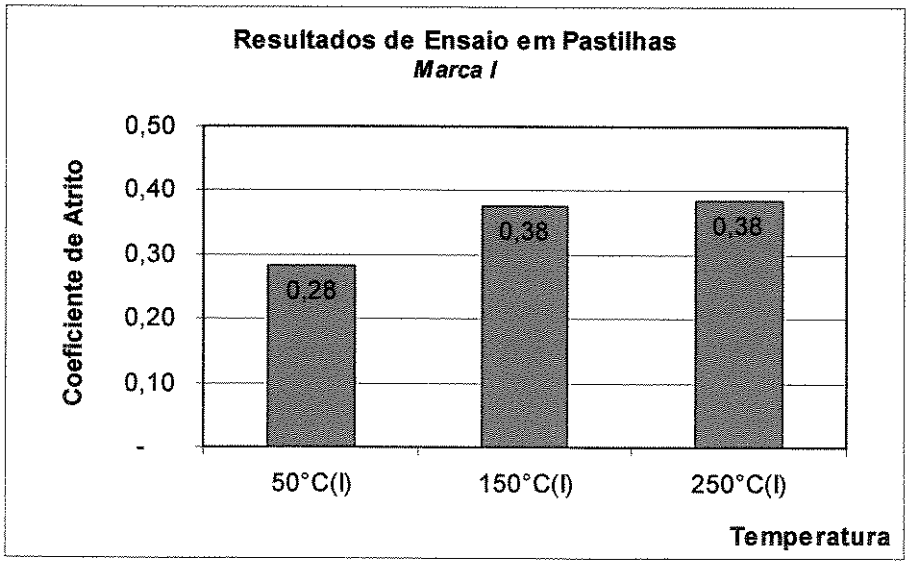

Figura 4.9 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura

Pastilha Usada - marca I

4.3.5 Discussão sobre os resultados para a marca I

Os resultados apresentados mostram que não houve influencia significativa do fornecedor nem da pressão específica sobre o parâmetro de desempenho para a condição estudada. Houve, como esperado, influência importante da velocidade e ainda mais significativa da temperatura. Uma forma de avaliar a influência do desgaste, que é um parâmetro não controlável no uso do sistema de freios, é verificar qual a tendência que seu aumento causa no parâmetro de desempenho. Isso pode ser feito utilizando um gráfico com os diversos fatores, nas duas condições de espessura, como o da figura 4.1.

O material de atrito da marca I apresenta um desempenho muito satisfatório sob todos os aspectos analisados.

4.4 Resultados para a Marca II

O mesmo tipo de análise feita para a marca I é feito agora para a marca II. Para simplificar a leitura, não é repetida a forma de análise e sim os aspectos relevantes de cada resultado.

4.4.1 Avaliação da Influência do Fornecedor

A tabela 4.13 e figura 4.10 mostram o resultado para o efeito do fornecedor sobre os resultados da marca II em pastilhas novas. Novamente pode ser verificado que não há um efeito significativo da variável sobre a resposta para os materiais novos.

A tabela 4.14 e figura 4.1 mostram o resultado para o efeito do fornecedor sobre os resultados da marca II em partilhas usadas. Embora a dispersão seja um pouco maio, os resultados mostram que há apenas uma pequena diferença, no último fornecedor. Essa diferença pode ser atribuída a diversos fatores, mas não é esperada.

Fornecedores	*a*	*b*	*c*
Valores de μ	0,38	0,24	0,34
	0,26	0,39	0,36
	0,34	0,33	0,30
Média	0,33	0,32	0,33

Tabela 4.13 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - marca II

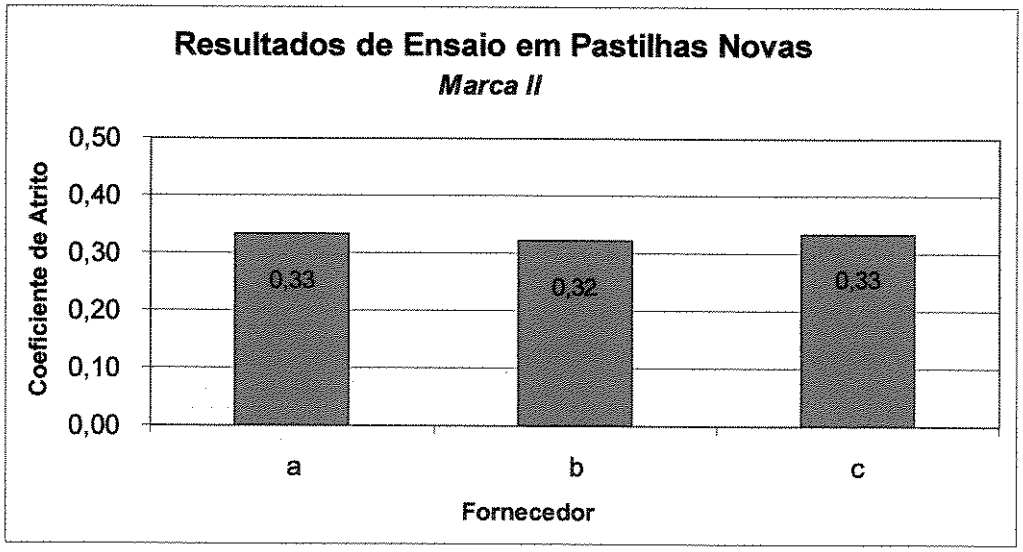

Figura 4.10 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - marca II

Fornecedores	*a*	*b*	*c*
Valores de μ	0,34	0,24	0,36
	0,32	0,38	0,25
	0,28	0,31	0,38
Média	0,31	0,31	0,33

Tabela 4.14 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Usada - marca II

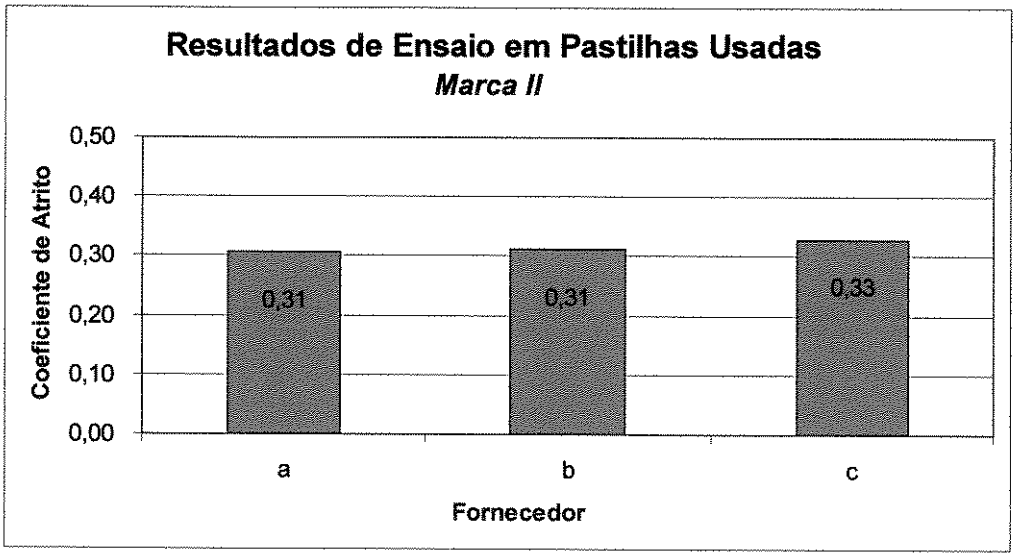

Figura 4.11 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Usada - marca II

4.4.2 Avaliação da Influência da Pressão Específica

A tabela 4.15 e figura 4.12 mostram o resultado para o efeito da pressão sobre os resultados da marca II em pastilhas novas. Novamente pode ser verificado que não há um efeito significativo da variável sobre a resposta para os materiais novos, embora esta seja maior que para o material I.

Pressões	*0,5 PK*	*PK*	*1,5 PK*
Valores de μ	0,30	0,36	0,34
	0,33	0,39	0,24
	0,34	0,26	0,38
Média	0,32	0,34	0,32

Tabela 4.15 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Nova - marca II

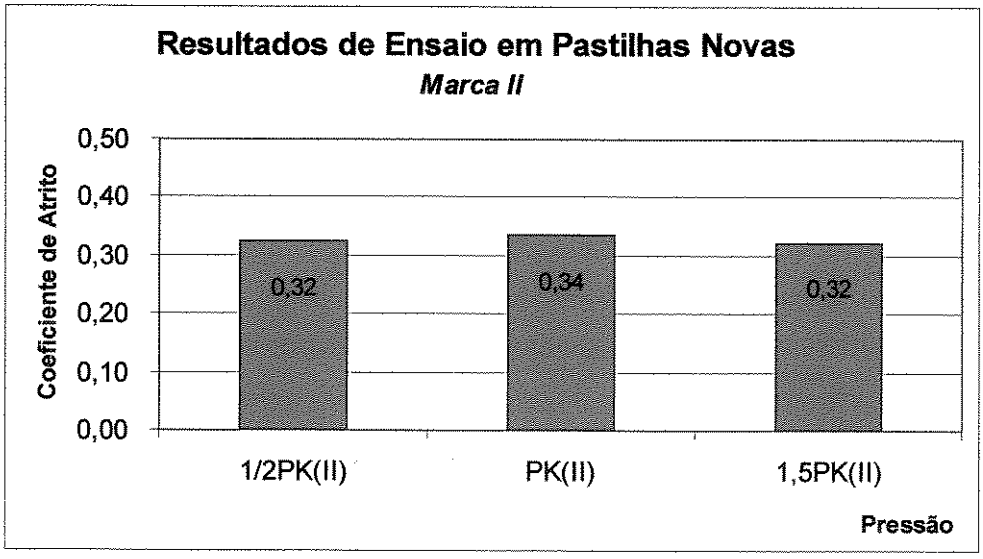

Figura 4.12 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Nova - marca II

A tabela 4.16 e figura 4.13 mostram o resultado para o efeito da pressão sobre os resultados da marca II em pastilhas usadas. O efeito sé ainda menor em pastilhas usadas do que em pastilhas novas.

Pressões	*0,5 PK*	*PK*	*1,5 PK*
Valores de μ	0,28	0,32	0,34
	0,31	0,38	0,24
	0,38	0,25	0,36
Média	0,32	0,31	0,31

Tabela 4.16 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Usada - marca II

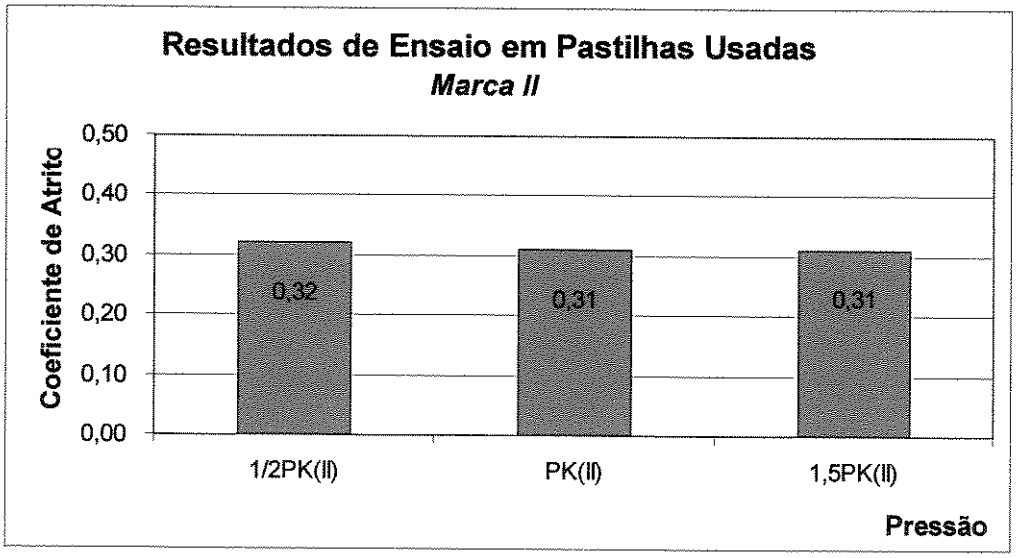

Figura 4.13 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Usada - marca II

4.4.3 Avaliação da Influência da Velocidade

A tabela 4.17 e figura 4.14 mostram o resultado para o efeito da velocidade sobre os resultados da marca II em pastilhas novas. Dessa vez o efeito é importante. O desvio padrão chega a 0,03 e há um nítido aumento do efeito para velocidades baixas, conforme esperado.

Velocidades	*220 rpm*	*440 rpm*	*660 rpm*
Valores de μ	0,30	0,36	0,34
	0,39	0,24	0,33
	0,38	0,34	0,26
Média	0,36	0,31	0,31

Tabela 4.17 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade
Pastilha Nova - marca II

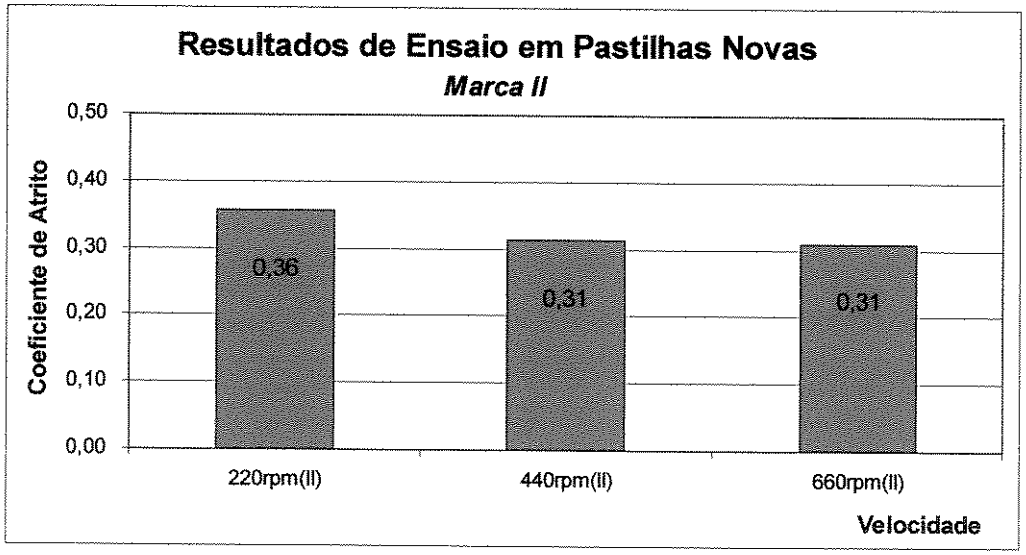

Figura 4.14 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade
Pastilha Nova - marca II

A tabela 4.18 e figura 4.15 mostram o resultado para o efeito da velocidade sobre os resultados da marca II em pastilhas usadas. O efeito diminuiu em relação as pastilhas usadas, mas ainda é importante. O desvio padrão chega a 0,02 e, novamente, há um nítido aumento do efeito para velocidades baixas, conforme esperado.

Velocidades	*220 rpm*	*440 rpm*	*660 rpm*
Valores de μ	0,28	0,32	0,34
	0,38	0,24	0,31
	0,36	0,38	0,25
Média	0,34	0,31	0,30

Tabela 4.18 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Usada - marca II

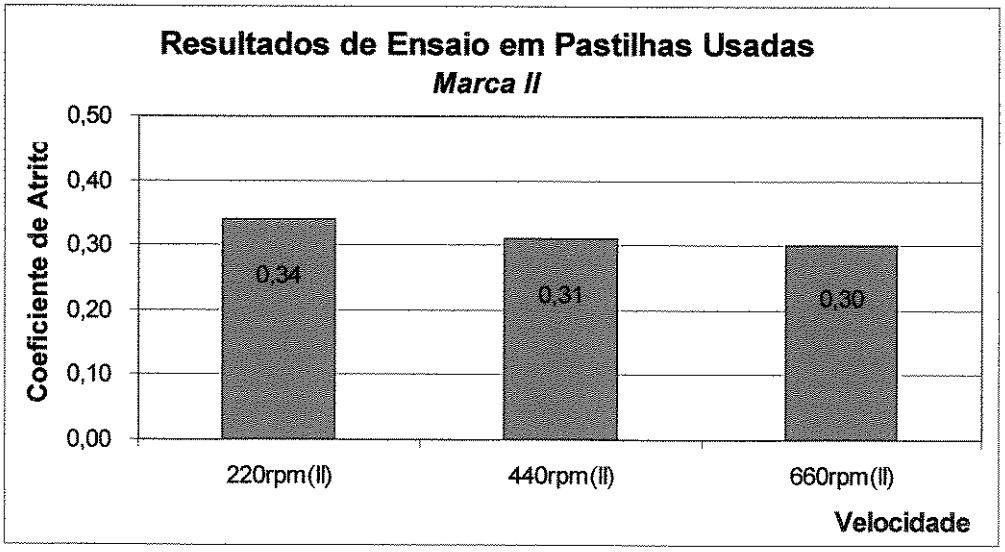

Figura 4.15 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Usada - marca II

4.4.4 Avaliação da Influência da Temperatura

A tabela 4.19 e figura 4.16 mostram o resultado para o efeito da velocidade sobre os resultados da marca II em pastilhas novas. O efeito é ainda mais importante que para velocidade. O desvio padrão chega a 0,05 e há um nítido aumento do efeito para temperaturas baixas, conforme esperado. O atrito atinge um pico em 150 °C e diminui para a temperatura de 250 °C, seguindo o que foi comentado no início do capítulo e as referências citadas.

Temperaturas	*50 °C*	*150 °C*	*250 °C*
Valores de μ	0,30	0,36	0,34
	0,24	0,33	0,39
	0,26	0,38	0,34
Média	0,27	0,36	0,35

Tabela 4.19 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura
Pastilha Nova - marca II

A tabela 4.20 e figura 4.17 mostram o resultado para o efeito da velocidade sobre os resultados da marca II em pastilhas usadas. O efeito é ainda maior que para pastilhas novas dessa marca. O desvio padrão chega a 0,06 e há também um nítido aumento do efeito para temperaturas baixas, conforme esperado. Nesse caso, a atrito não atingiu um pico em 150 °C, mas continuou aumentando com a temperatura. O resultado se repetiu em cada um dos ensaios realizados, mostrando pouca dispersão em cada patamar. Isso indica que o efeito é realmente este quando a pastilha está no final da vida.

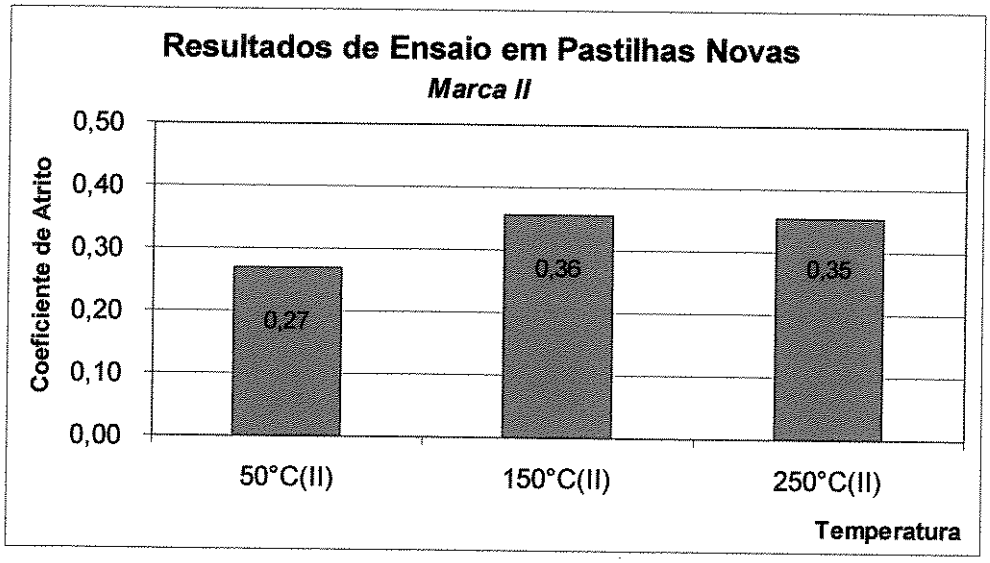

Figura 4.16 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura

Pastilha Nova - marca II

Temperaturas	*50 oC*	*150 oC*	*250 oC*
Valores de μ	0,28	0,32	0,34
	0,24	0,31	0,38
	0,25	0,36	0,38
Média	0,25	0,33	0,36

Tabela 4.20 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura

Pastilha Usada - marca II

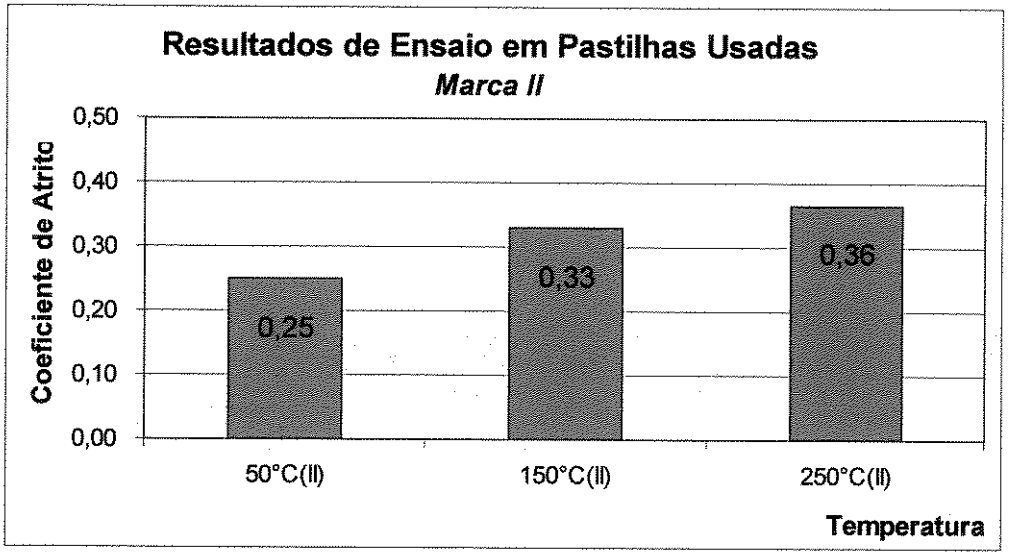

Figura 4.17 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura Pastilha Usada - marca II

4.5 Resultados para a Marca III

O mesmo tipo de análise feita para a marca I e para a marca II é feita agora para a marca III. Para simplificar a leitura, novamente não é repetida a forma de análise e sim os aspectos relevantes de cada resultado.

4.5.1 Avaliação da Influência do Fornecedor

A tabela 4.21 e figura 4.18 mostram o resultado para o efeito do fornecedor sobre os resultados da marca III em pastilhas novas. Novamente pode ser verificado que não há um efeito significativo da variável sobre a resposta para os materiais novos. Isso indica que o fornecedor parece não ter nenhuma influência na qualidade das pastilhas para nenhum dos materiais ensaiados.

Fornecedores	*a*	*b*	*c*
Valores de μ	0,26	0,25	0,36
	0,31	0,37	0,22
	0,30	0,28	0,30
Média	0,29	0,30	0,29

Tabela 4.21 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - marca III

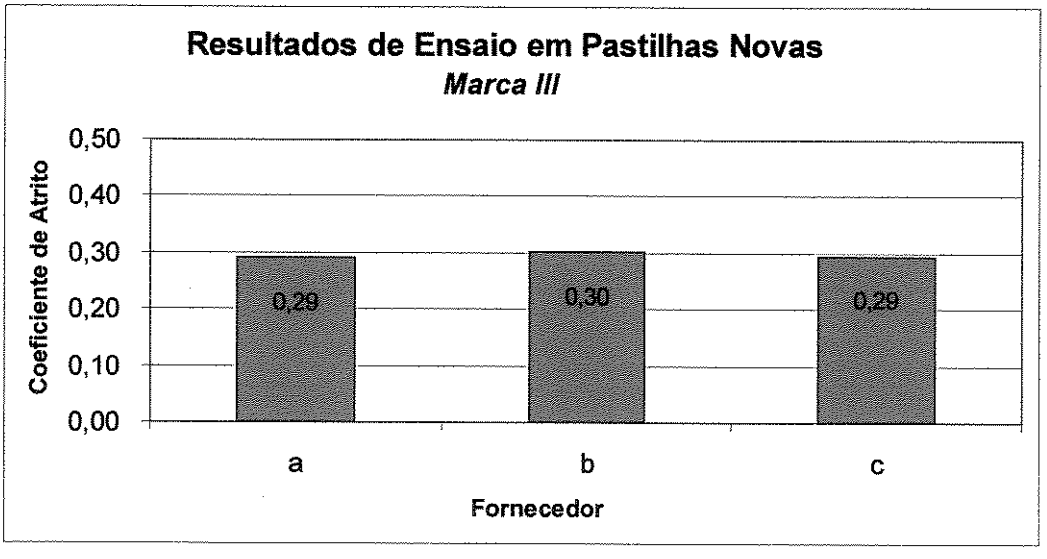

Figura 4.18 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - marca III

A tabela 4.22 e figura 4.19 mostram o resultado para o efeito do fornecedor sobre os resultados da marca III em pastilhas usadas. A mesma pequena influência é observada para as pastilhas usinadas, corroborando a afirmação do parágrafo anterior.

Fornecedores	*a*	*b*	*c*
Valores de μ	0,27	0,23	0,32
	0,32	0,36	0,21
	0,26	0,26	0,31
Média	0,28	0,29	0,28

Tabela 4.22 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Usada - marca III

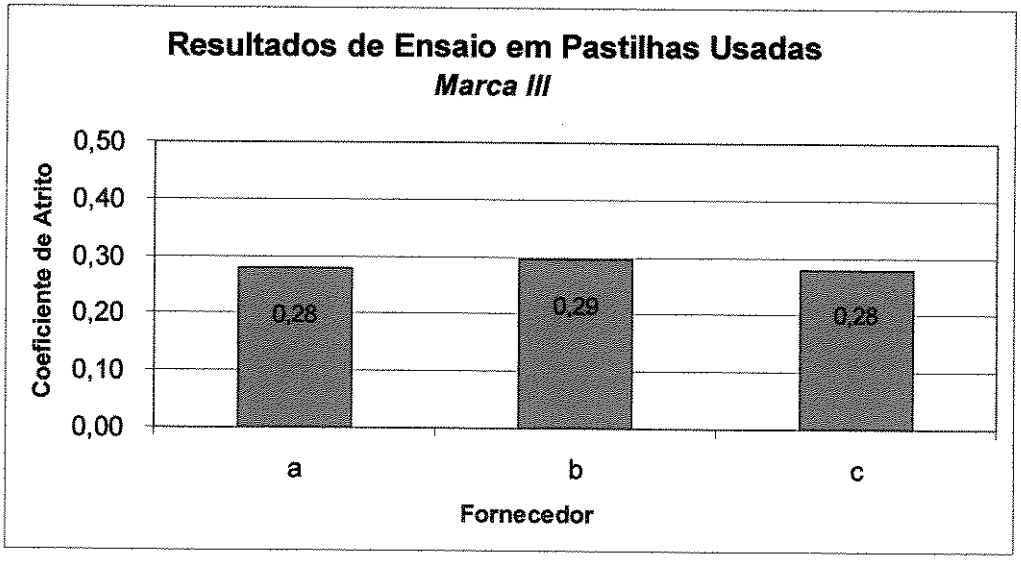

Figura 4.19 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada fornecedor Pastilha Nova - Usada III

4.5.2 Avaliação da Influência da Pressão Específica

A tabela 4.23 e figura 4.20 mostram o resultado para o efeito da pressão específica sobre os resultados da marca III em pastilhas novas. Não há influência significativa da pressão específica sobre o parâmetro de desempenho analisado para materiais novos do tipo III.

Pressões	*0,5 PK*	*PK*	*1,5 PK*
Valores de μ	0,30	0,31	0,26
	0,28	0,37	0,25
	0,30	0,22	0,36
Média	0,30	0,30	0,29

Figura 4.23 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Nova - marca III

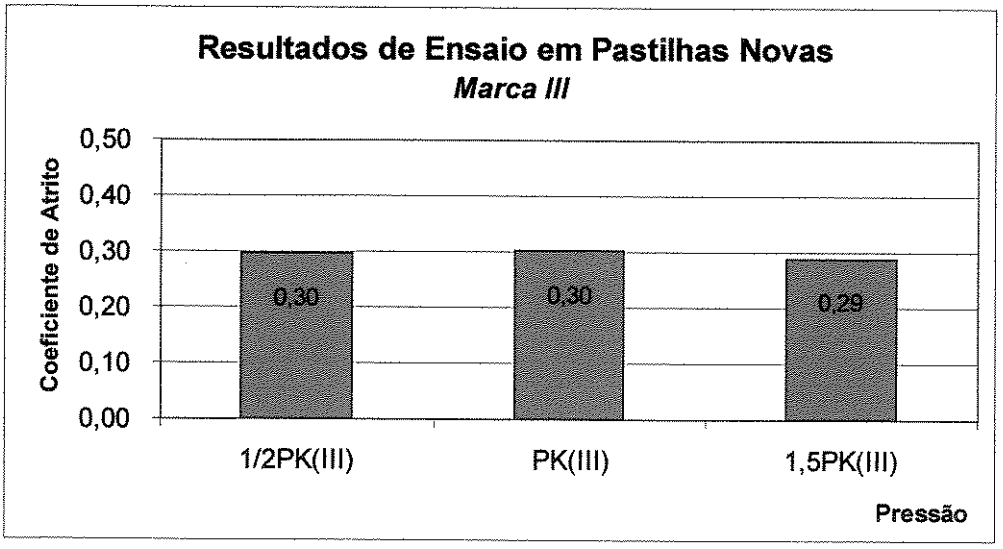

Figura 4.20 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Nova - marca III

A tabela 4.24 e figura 4.21 mostram o resultado para o efeito da pressão específica sobre os resultados da marca III em pastilhas usadas. Confirmando os resultados para pastilhas novas, não há influência significativa da pressão específica sobre o coeficiente de atrito para materiais do tipo III.

Pressões	*0,5 PK*	*PK*	*1,5 PK*
Valores de μ	0,26	0,32	0,27
	0,26	0,36	0,23
	0,31	0,21	0,32
Média	0,28	0,29	0,28

Tabela 4.24 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Usada - marca III

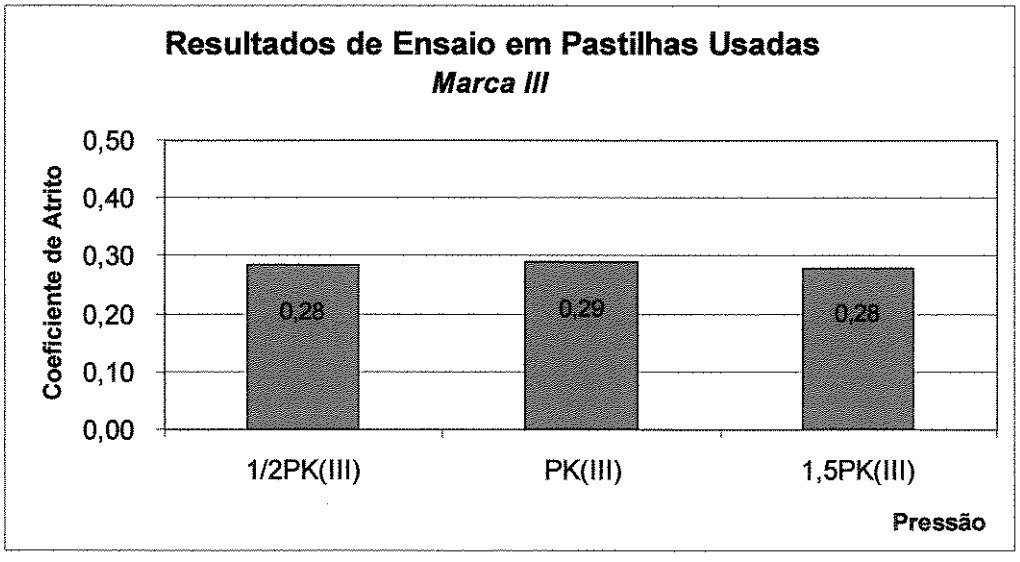

Figura 4.21 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada pressão Pastilha Usada - marca III

4.5.3 Avaliação da Influência da Velocidade

A tabela 4.25 e figura 4.22 mostram o resultado para o efeito da velocidade sobre os resultados da marca III em pastilhas novas. Nesse caso, o desvio chega a 0,04, indicando que há influência significativa da velocidade sobre o parâmetro de desempenho para materiais novos do tipo III. Esse resultado confirma que este é um parâmetro importante para todas as marcas de

pastilhas analisadas, para a condição nova.

Velocidades	*220 rpm*	*440 rpm*	*660 rpm*
Valores de μ	0,30	0,31	0,26
	0,37	0,25	0,28
	0,36	0,30	0,22
Média	0,34	0,29	0,26

Tabela 4.25 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Nova - marca III

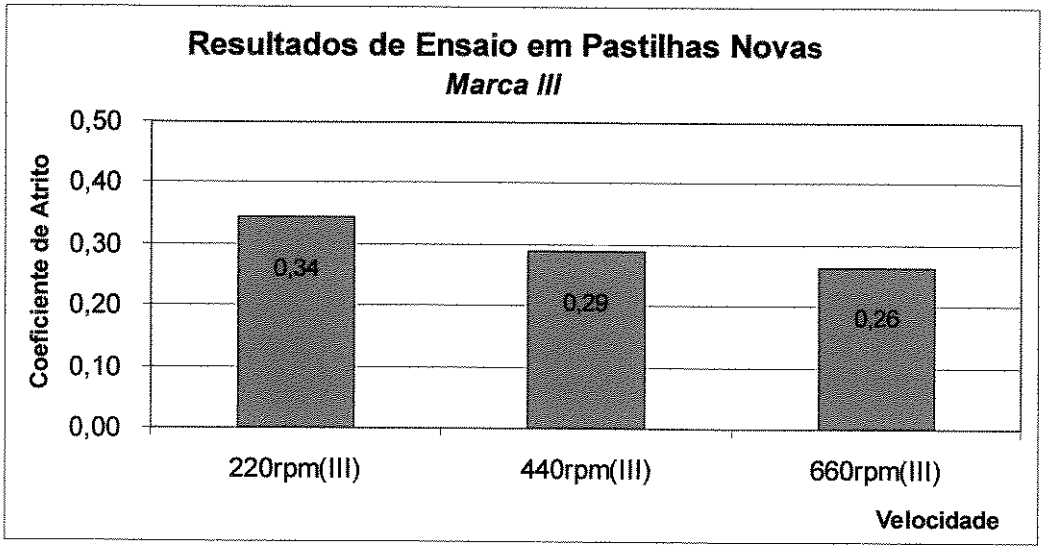

Figura 4.22 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Nova - marca III

A tabela 4.26 e figura 4.23 mostram o resultado para o efeito da velocidade sobre os resultados da marca III em pastilhas usadas. Nesse caso, o desvio é um pouco menor e chega a 0,03, indicando que há influência significativa da velocidade sobre o parâmetro de desempenho

para materiais usados do tipo III. Esse resultado confirma que este é um parâmetro importante para todas as marcas de pastilhas analisadas, para qualquer condição de uso.

Velocidades	*220 rpm*	*440 rpm*	*660 rpm*
Valores de μ	0,26	0,32	0,27
	0,36	0,23	0,26
	0,32	0,31	0,21
Média	0,31	0,29	0,25

Tabela 4.26 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Usada - marca III

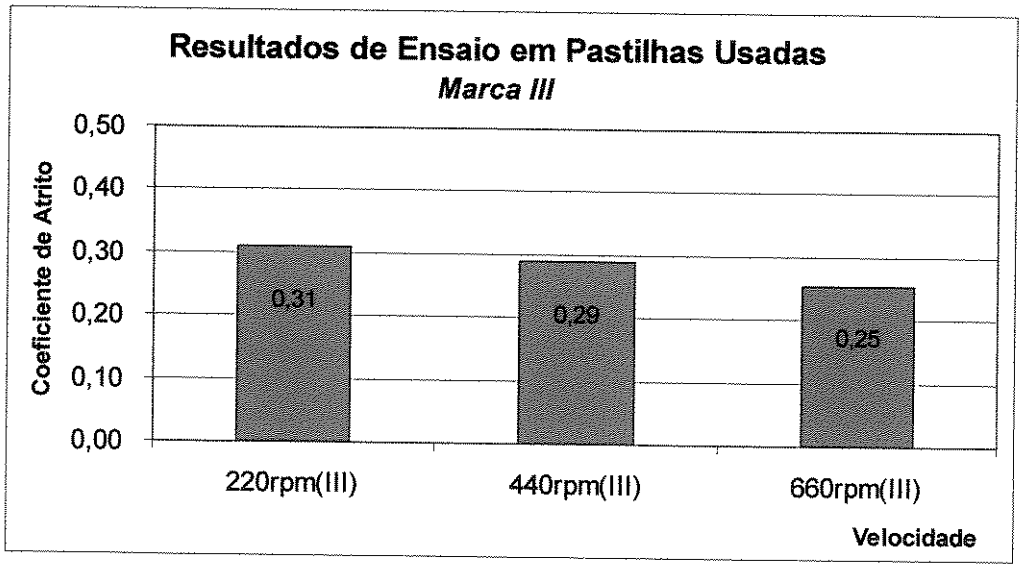

Figura 4.23 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada velocidade Pastilha Usada - marca III

4.5.4 Avaliação da Influência da Temperatura

A tabela 4.27 e figura 4.24 mostram o resultado para o efeito da temperatura sobre os resultados da marca III em pastilhas novas. O desvio chega a 0,03, indicando que há influência significativa da temperatura sobre o coeficiente de atrito para materiais novos do tipo III. Novamente, como para o material II, há um aumento inicial importante seguido de uma redução leve do coeficiente de atrito.

Temperaturas	*50 oC*	*150 oC*	*250 oC*
Valores de μ	0,30	0,31	0,26
	0,25	0,28	0,37
	0,22	0,36	0,30
Média	0,26	0,32	0,31

Tabela 4.27 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura Pastilha Nova - marca III

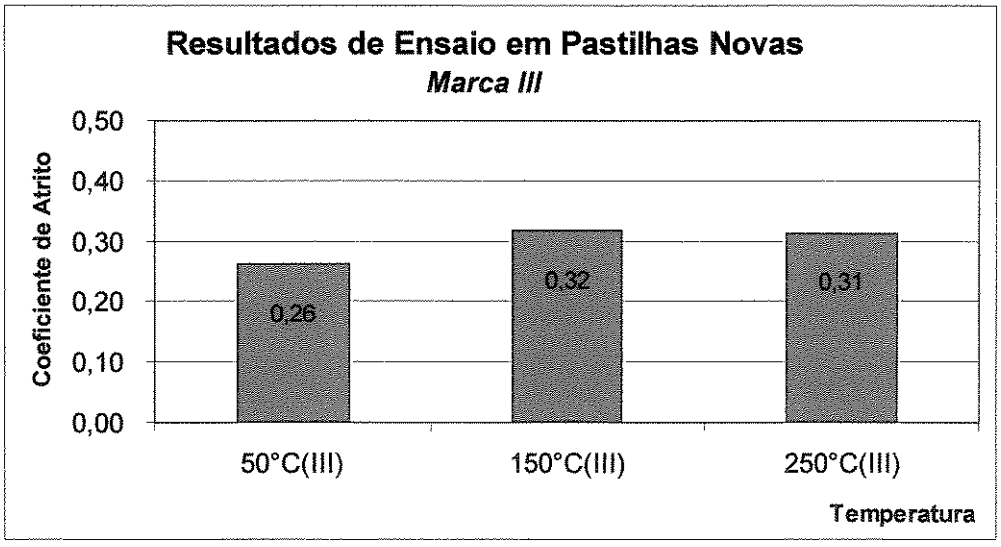

Figura 4.24 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura Pastilha Nova - marca III

O resultado para a marca III (pastilhas usadas), mostrado na tabela 4.27 e na figura 4.24, têm a mesma característica observada no material II, ou seja, há um aumento inicial significativo, na primeira faixa de temperatura, e um aumento leve na segunda faixa. O desvio chega a 0,04, indicando que há influência significativa da temperatura sobre o coeficiente de atrito para materiais usados do tipo III. Este fato confirma a temperatura como o principal fator de influência sobre o coeficiente de atrito para todos os materiais e todas as condições de uso analisadas.

Temperaturas	*50 oC*	*150 oC*	*250 oC*
Valores de μ	0,26	0,32	0,27
	0,23	0,26	0,36
	0,21	0,32	0,31
Média	0,23	0,30	0,31

Tabela 4.28 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura Pastilha Usada - marca III

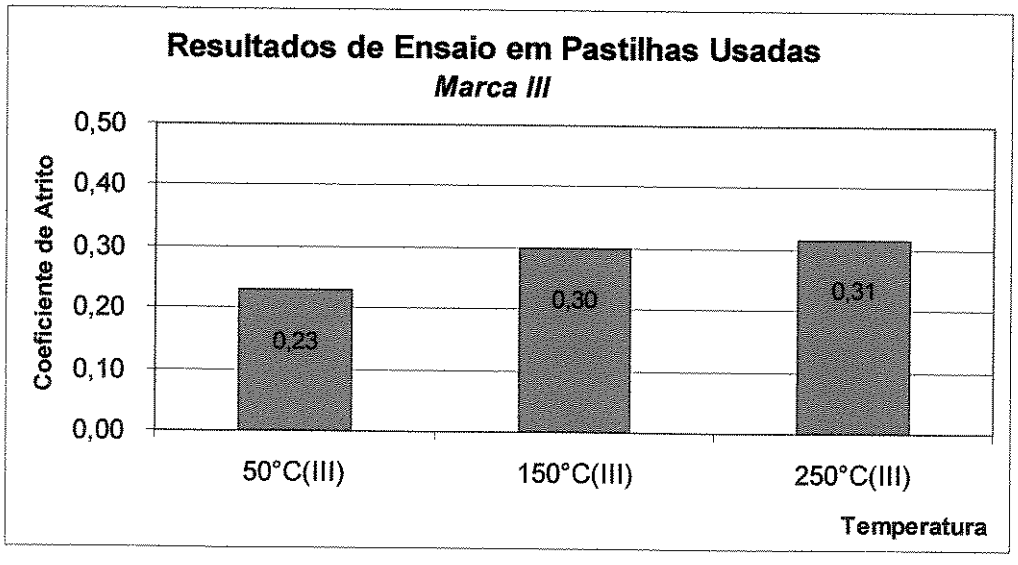

Figura 4.25 Valores médios calculados para os ensaios realizados com cada temperatura Pastilha Usada - marca III

4.6 Avaliação Conjunta dos Resultados

A análise conjunta dos efeitos de cada variável permite verificar as diferenças de comportamento das pastilhas. Essa análise permite também mostrar se cada pastilha tem uma resposta diferente, reduzindo as chances de que tenham sido utilizadas pastilhas de marcas diferentes, mas fabricadas por uma mesma empresa. Isso acontece freqüentemente, quando empresas renomadas, em situações de pico, credenciam fabricantes menores como fornecedores e colocam no mercado materiais com a sua marca, mas fabricados por estes terceiros.

4.6.1 Avaliação Conjunta da Influência dos Fornecedores

A figura 4.26 mostra todos os valores utilizados nas análises anteriores para os três fornecedores diferentes (a, b e c) de cada uma das marcas de pastilhas, na condição nova. As marcas foram mostradas em cores diferentes: azul para a marca I, amarelo para a marca II e vermelho para a marca III e os desvios padrão para cada marca são, respectivamente, 0,012, 0,007 e 0,005. Estes desvios indicam que pode haver alguma influência do fornecedor, mas que não é possível fazer essa afirmação com 95% de certeza, já que o desvio-padrão para a medida do coeficiente de atrito ficou em 0,02 (fator de abrangência K=2), conforme visto no capítulo 3.

A figura mostra também que os materiais são nitidamente diferentes entre si, já que os patamares médios estão bem definidos e as diferenças são maiores que as necessárias para essa afirmação.

A figura 4.27 mostra os mesmos valores da figura 4.26, só que para a condição usada. Conforme discutido anteriormente, em cada um dos tópicos relativos às marcas, são válidas as mesmas conclusões do parágrafo anterior.

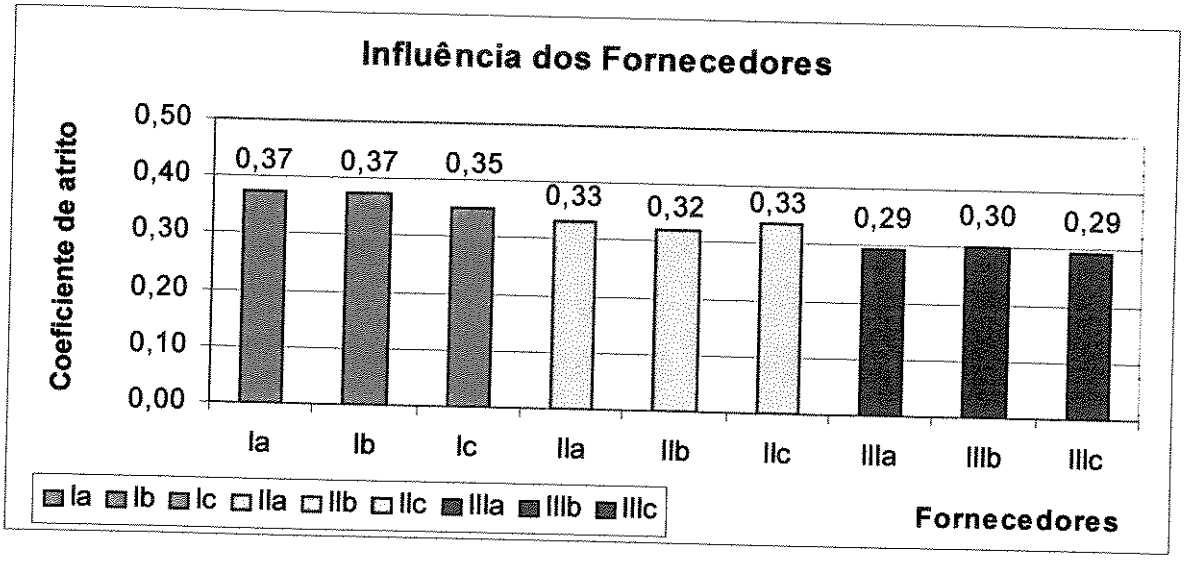

Figura 4.26 Valores médios calculados para os ensaios realizados com todos os fornecedores de todas as marcas para pastilhas novas

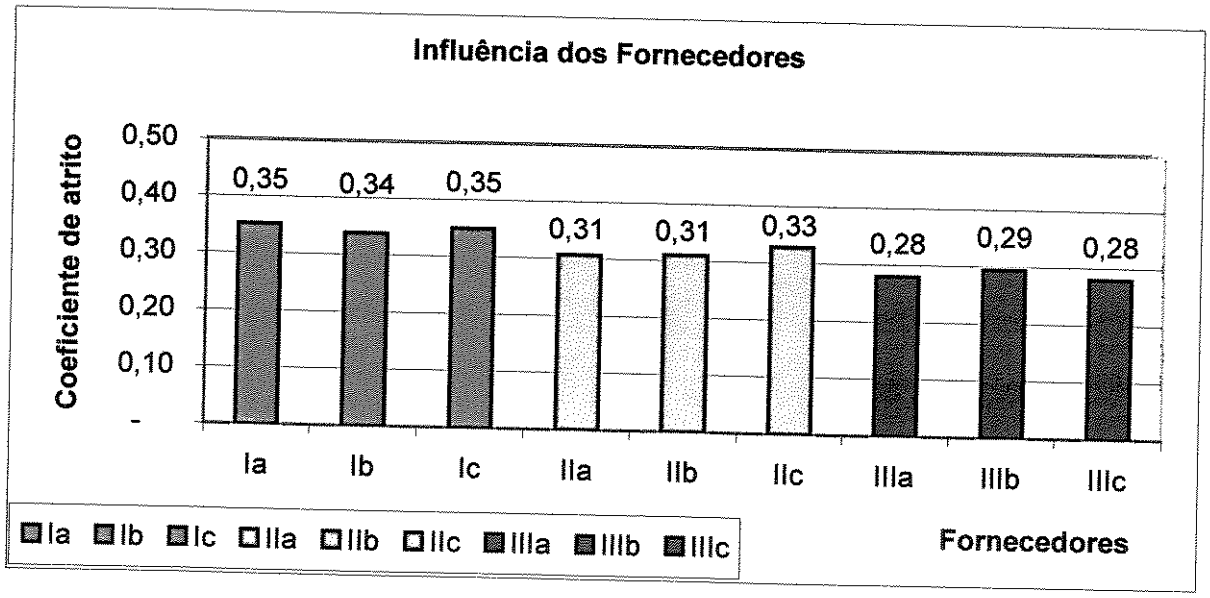

Figura 4.27 Valores médios calculados para os ensaios realizados com todos os fornecedores de todas as marcas para pastilhas usadas

4.6.2 Avaliação Conjunta da Influência da Pressão Específica

A figura 4.28 mostra a influência da pressão específica para pastilhas novas. As cores, como no item anterior, estão relacionadas às marcas. As pressões não têm influência significativa nos valores, para nenhuma das três amostras. É interessante notar que os materiais se comportam de similar, mas não é possível separar essa diferença no comportamento do desvio calculado no capítulo 3. Assim, não é possível tirar outra conclusão do que a de que estes são materiais diferentes, que sofrem influência da pressão de forma bastante similar.

A figura 4.29 mostra a influência da pressão específica para pastilhas usadas. Além do nível diferente do coeficiente de atrito, é interessante notar que cada um dos materiais se comporta de forma um pouco diferente, mas não é possível separar essa diferença no comportamento do desvio, conforme dito no parágrafo anterior. Os valores mostrados não variam além de um mínimo para cada material, que permita diferenciar seu comportamento em função do ajuste dessa variável.

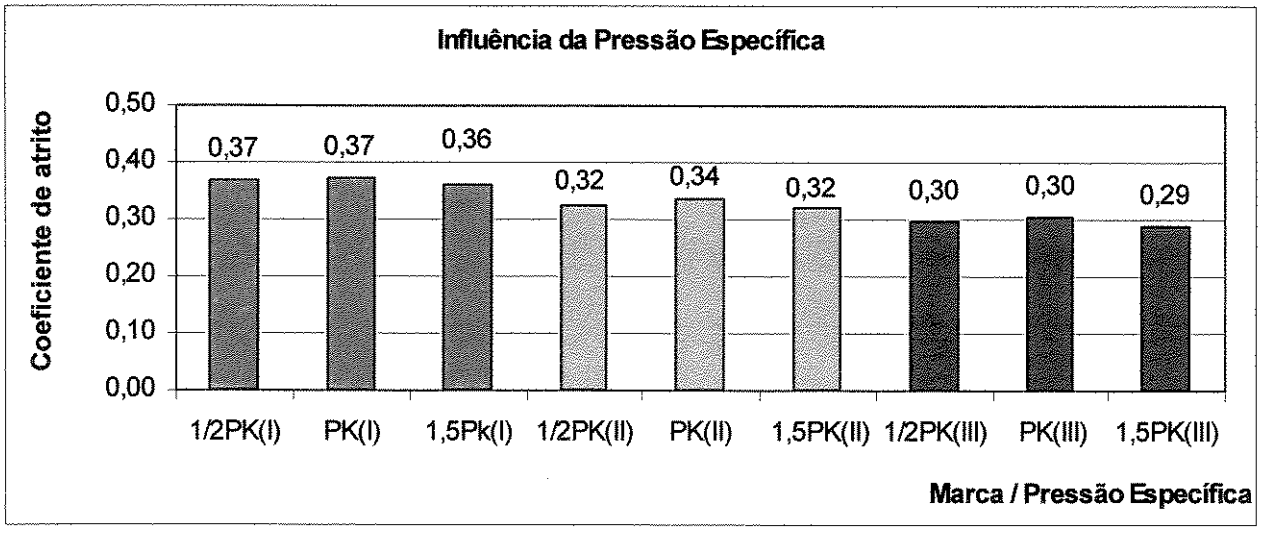

Figura 4.28 Influência da Pressão Específica sobre as diversas marcas – pastilhas novas

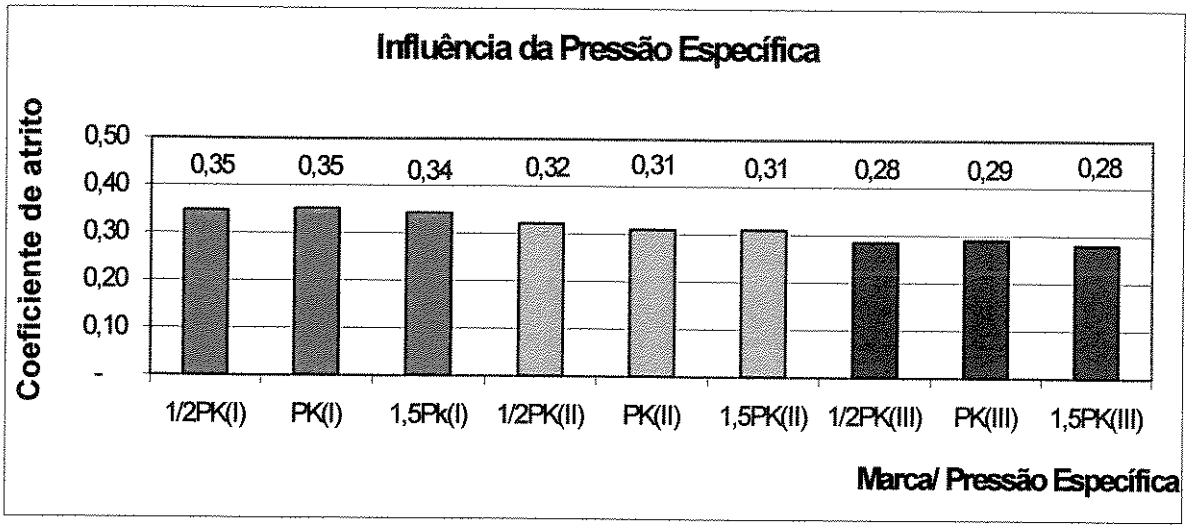

Figura 4.29 Influência da Pressão Específica sobre as diversas marcas – pastilhas usadas

4.6.3 Avaliação Conjunta da Influência da Velocidade

A figura 4.30 mostra a influência da velocidade para pastilhas novas e usadas. As cores, como no item anterior, estão relacionadas às marcas para as pastilhas novas. As pastilhas usadas, embora mostradas na mesma cor ao longo de todo gráfico, são as que estão imediatamente ao lado das pastilhas novas correspondentes. Por simplicidade de visualização, não foram incluídos os valores nos gráficos, mas estes estão mostrados nos itens anteriores (4.3 ,4.4 e 4.5).

Da observação da figura 4.30, duas características se destacam: a primeira, já discutida anteriormente, é o comportamento da variável de desempenho, cuja magnitude se reduz com o aumento da velocidade, tanto para pastilhas novas como para usadas; a segunda característica está relacionada à influência do fator de variabilidade. É nítida a tendência de redução do coeficiente de atrito para todos os materiais usados. Esse fato implica em uma redução de desempenho ao longo da vida útil. Embora existente, para nenhuma das marcas foi observada redução suficiente para que haja um aumento da possibilidade de acidentes por falta de desempenho do freio. Deve-se destacar que o desgaste simulando a vida útil dos materiais ensaiados normalmente ocorre entre 15 e 30 mil quilómetros rodados, o que implica num tempo mais do que suficiente para que o condutor aprenda a controlar os freios que se deterioram.

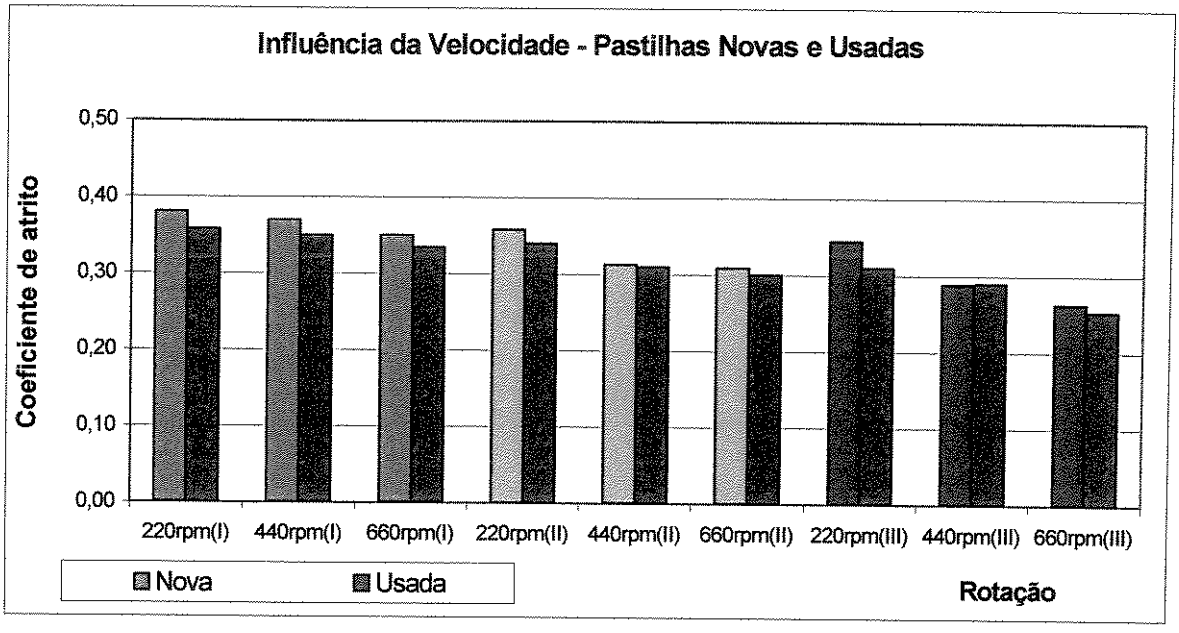

Figura 4.30 Influência da Velocidade sobre as diversas marcas – pastilhas novas e usadas

4.6.4 Avaliação Conjunta da Influência da Temperatura

O último e aparentemente mais importante fator de influência a ser analisado é a temperatura. A figura 4.31 mostra a influência da temperatura para pastilhas novas e usadas. Novamente, a figura é mostrada de forma simplificada, pois se trata de uma aglutinação de resultados já discutidos.

Da observação da figura 4.31, também duas características se destacam. A primeira é o comportamento da variável de desempenho, cuja magnitude tem a tendência de aumentar inicialmente, na primeira faixa de temperatura, estabilizando-se na maioria dos casos até 250 °C. Esse fato é muito interessante porque mostra que, na faixa de temperatura onde o sistema de freio é mais utilizado, o coeficiente de atrito aumenta com esta. Isso ocorre para todos os materiais, tanto novos como usados.

A segunda característica está relacionada à influência do fator de variabilidade. Novamente, é nítida a tendência de redução do coeficiente de atrito para todos os materiais usados. Essa é uma

conclusão geral e qualquer gráfico de desempenho comparativo terá que mostrar essa tendência. Assim, a conclusão tirada a partir do gráfico que compara os efeitos da velocidade tem que ser a mesma tirada a partir do gráfico que compara as temperaturas, e é a mesma. Novamente, a deteriorização não é significativa para a faixa total de temperatura estudada.

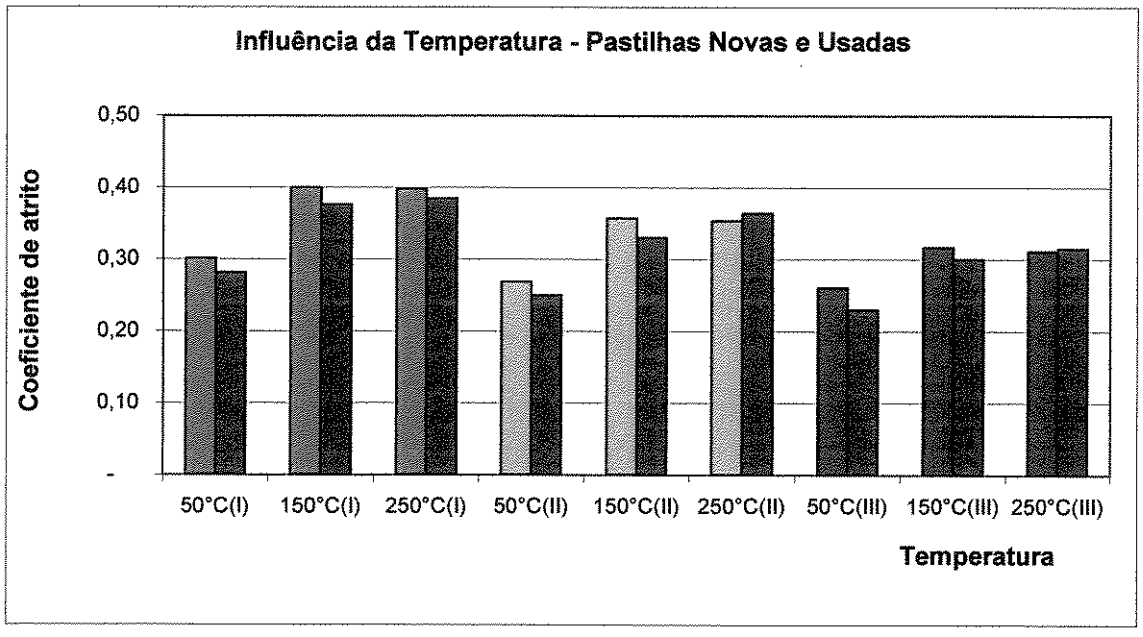

Figura 4.31 Influência da Temperatura sobre as diversas marcas – pastilhas novas e usadas

Capítulo 5

Conclusões

Este trabalho alcançou plenamente os seus objetivos. Foi criado um procedimento, denominado Ensaio Santos, que foi utilizado para caracterizar o desempenho de materiais de atrito de pastilhas de freio. Esse ensaio permitiu o estudo de um parâmetro de desempenho fundamental para o processo de frenagem, o coeficiente de atrito, em função do ajuste de variáveis de influência e de fatores que poderiam influenciar na variação, mas sobre os quais não há controle durante o uso, os ruídos. Foram definidas essa variáveis de desempenho e ruído, a partir de revisão bibliográfica e ensaios preliminares. Foi desenvolvido um planejamento experimental que permitiu que o procedimento criado fosse repetido para os diversos materiais, para valores diversos das variáveis de influência e para dois níveis de ruído. O planejamento foi seguido, os ensaios foram realizados, e foi desenvolvida a análise deste e comparado o desempenho dos materiais diversos.

O desenvolvimento do trabalho permite o enunciado das seguintes conclusões, todas vinculadas às limitações definidas para o estudo (faixa de valores, tipo de ensaio, ...):

- Não houve influência significativa do local de aquisição das pastilhas nos resultados de desempenho destas.

  É possível que isto tenha se dado porque, por se tratar de um primeiro estudo, os fornecedores escolhidos foram os reconhecidos no mercado, estando estabelecidos

neste a vários anos. O procedimento que permitiu verificar que a qualidade se manteve também poderá verificar quando isso não ocorrer.

- Não houve influência significativa da pressão específica para a faixa de valores abrangida neste estudo.

  A experiência com materiais de atrito de sapatas de freio ferroviárias (Santos, 1996), mostra que há esta influência, não observada neste estudo. A razão para as conclusões diferentes certamente está relacionada ao menor volume das pastilhas com relação às sapatas, levando à uma deformação volumétrica menor devido à menor rigidez. Como a faixa de pressão foi aproximadamente a utilizada para veículos de passageiros de pequeno porte, a conclusão desse estudo é que para essa condição a pressão específica não influencia.

- Houve uma influência significativa da velocidade sobre a magnitude do coeficiente de atrito.

  O aumento da velocidade causa redução do coeficiente de atrito μ. Essa conclusão, já conhecida, foi confirmada para os materiais ensaiados em qualquer uma das situações de variabilidade (pastilha nova ou usada). Aparentemente, a redução tende para um valor assintótico de coeficiente de atrito; velocidades maiores do que um determinado valor não causarão redução adicional.

- Houve uma influência significativa da temperatura sobre a variável de desempenho.

  A temperatura foi o valor que mais influenciou o desempenho para todas as pastilhas e condições de uso. Há uma tendência de aumento do coeficiente de atrito com a temperatura para toda a faixa de valores estudada. Como a faixa se restringiu a 250 °C, é possível que haja redução mais significativa em temperaturas maiores, o que não pode ser comprovado por este estudo devido a limitações operacionais. Como o aumento da temperatura causa o aumento no valor de μ e um aumento deste causa o aumento na temperatura, seria um caso de sistemas instáveis, tendendo para a temperatura infinita quando o tempo de frenagem for significativo. Isso, obviamente, não ocorre e é esperado que a tendência se inverta com o aumento de temperatura, corroborando estudos anteriores (Santos, 2003).

- O desgaste atua no sentido de reduzir o coeficiente de atrito.

O fator de variabilidade influenciou em praticamente todas as respostas de ensaio obtidas. Os materiais desgastados via de regra apresentaram coeficientes de atrito menores do que os novos. Essa observação aparentemente independe da condição de ensaio. No entanto, conforme discutido, a magnitude da redução não é suficiente para causar perigo aos usuários de veículos com pastilhas no final de vida. É possível que o efeito seja diferente nos materiais ditos "de segunda linha", mas estes não foram estudados nesse trabalho.

- O ensaio criado e o procedimento definido permitiram a identificação das influências estudadas. Essa é a maior contribuição do trabalho, pois indica que o procedimento proposto pode ser utilizado para comparar o desempenho dos materiais de pastilhas disponíveis no mercado.

A partir do estudo desenvolvido foi possível identificar linhas de trabalho que permitiriam a continuidade e o aprimoramento desta pesquisa. As principais são:

- Avaliação do desempenho de outros materiais de atrito, em especiais os produzidos por empresas menores e os de mais baixo custo, visando identificar diferenças significativas de comportamento;
- Definição de parâmetros de desempenho para a confecção de legislação de segurança, baseados nesse estudo, que impeça a venda de materiais que não atinjam valores mínimos de qualidade;
- Estudo em faixas de valores ampliadas para as variáveis de influência, incluindo outros fornecedores e pressões, temperaturas e velocidades maiores;
- Definição de metodologia para a realização de ensaios de frenagem de parada, incluindo como parâmetro de desempenho a distância até a velocidade nula;
- Estudo da possibilidade da normalização e automatização do procedimento, permitindo que as análises sejam sistematizadas e realizadas pelo próprio conjunto de aquisição de dados do dispositivo de ensaios.

DAY, A., J., NEWCOMB, T. P. The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake. **Proceedings of the institution of mechanical engineers**, part D, v. 198, n. 11, p. 201-209, 1984.

DAVIES, O.; BOX, G. E. P. **The design and analyses of industrial experiments**, 2nd ed. Longman, 1979.

DAY, A. J.; TIROVIC, M.; NEWCOMB, T. P. Thermal effects and pressure distributions in brakes. **Proceedings of the institution of mechanical engineers**, part D. v. 205, n. 3, p. 199-206, 1991.

DIKE, G. On optimum design of disc brake. **Journal of engineering for industry**, v. 96, n. 3, p. 863-869, 1974.

FILHO, A. P.; GIÁCOMO, B. D.; ZIRONDI, R. B. Application of Taguchi Design of Experiment Techniques to Estimative Coordinate Measuring Machine Uncertainty, 15., 1999, São Paulo, In: Brazillian Congress of Mechanical Engineering.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E., **Theory and design for mechanical measurements**. John Wiley & Sons, 1991.

GALÁRRAGA, C.; GUSTAVO, E. **Estudo do desgaste em materiais utilizados em discos de freio de ferro fundido com grafita lamelar e vermicular.** 2002. Tese (Doutorado) - ESCOLA POLITÉCNICA, São Paulo.

GOHRING, E.; VON GLASNER, E. C. Performance comparison of drum and disc brakes for heavy-duty commercial vehicles, 1988., In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON DISC BRAKES FOR COMMERCIAL VEHICLES, **Paper C462/88,** London, p. 105-114.

GOUYA, M.; NISHIWAKI, M. Study on disc brake groan. **Society of automotive engineers transactions**, v. 99, n. 6, p. 16-22, Sept. 1990.

GUDMAND-HOYER, L.; BACH, A.; NIELSEN, G. T.; MORGEN, P. Tribological properties of automotive disc brakes with solid lubrificants. **Wear** , v. 232, n. 2, p. 168-175, October. 1999.

HARDING, P. R. J.; WINTLE, B. J. Flexural effects in disc brake pads. **Proceedings of the institution of mechanical engineers**, v. 192, p. 1-7, 1978.

Referência Bibliográficas

AGUILA, Z. J., **formulação de compósitos reforçados com fibras de panox e polpa de aramida utilizados em materiais de fricção.** 1999. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

ANDERSON, A. E.; KNAPP, R., A. Hot spotting in automotive friction systems. **Wear of Materials**, International Conference on Wear of Materials, p. 673-680, 1989.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **MB 912**, Verificação das características de fricção e desgaste das guarnições de freios a disco Ensaio Krauss. Rio de Janeiro, 1978.

AYALA, J. R. R.; LEE, K.; RAHMAN, M.; BARBER, J. R. Effect of Intermittent Contact on the Stability of Thermoelastic Sliding Contact. **American Society of Mechanical Engineers**, 95-TRIB-1, 7pp, 1995.

BARBER, J. R.; BEAMOND, T. W., WARING, J. R.; PRITCHARD, C. Implications of Thermoelastic Instability for the Design of Brakes, **Journal of Tribology**, Transactions of the ASME, v. 107, n. 2, p. 206-210, Apr. 1985.

BURKMAN, A. J. A laboratory method for testing moisture sensitivity of brake lining materials. In: NATIONAL AUTOMOBILE WEEK, **SAE Technical Paper Series 488A (620128),** Detroit, 1962.

DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; MCCONNELL, K. G. **Instrumentation for engineering measurements**. 2nd ed. J. Wiley And Sons, 1993.

HARRISON, P. T. C.; LEVY, L. S.; PATRICK, G.; PIGOTT, G. H.; SMITH, L. L. Comparative hazards of chrysolite asbestos and its substitutes: a European perspective. **Environmental health perspectives**, v. 107, p. 607-611, 1999.

HARTSOCK, D. L.; FASH, J. W. Effect of pad/Caliper Stiffness, Pad Thickness, and Pad Length on Thermoelastic Instability in Disk Brakes. **Journal of Tribology**, Transactions of the ASME, v. 122, p. 511-518, Jul. 2000.

HARTTER, L. L.; SCHAWARTZ, H. W.; RHEE, S. K. Evaluating Copper Alloy Brake Discs by Thermal Modeling. **SAE Preprints**, n. 740560, 12p, 1974.

HOHMANN, C.; SCHIFFNER, K., OERTER, K.; REESE, H. Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA. **Computers and Structures**, v. 72, p. 185-198, July. 1999.

HOLMAN, P. J. **Experimental methods for engineers.** 6nd ed , Mc Graw-Hill Inc., , 1994.

INMETRO, Guia para a expressão da incerteza de medição. **Inmetro**, 3nd ed, 2003.

IOMBRILLER, S. F. **Análise Térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados.** 2002. Tese - (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Paulo.

IOMBRILLER, S. F.; CANALE, A. C. Analysis of emergency braking performance with particular consideration of temperature effects on brakes. **Journal of the brazilian society mechanical sciences**, v. 23, n. 1, 2001.

JANG, H.; KIM, S. J. Effects of antimony trisulfide (Sb_2S_3) and zirconium silicate ($ZrSiO_4$) in the automotive brake friction material on friction characteristics. **Wear**, v. 239, n. 2, p. 229-236, Apr. 2000.

JIMBO, Y.; MIBE, T.; AKIYAMA, K.; MATSUI, H.; YOSHIDA, M.; OZAWA, A. Development of high thermal conductivity cast iron for brake disk rotors. **Society of automotive engineers transactions**, v. 99, n. 5, p. 1-7, 1990.

KARCZEWSKI, J. Evolution in braking. **Automotive engineering**, v. 100, n. 8. p. 10-11. Aug. 1992.

KREITLOW, W.; SCHRODTER, F.; MATTHAI, H. Vibration and Hum of Disc Brakes Under Load, **SAE 850079**, 1985.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**, Society of Automotive Engineers, Inc., 1992

MERCHANT, J. Infrared temperature: measurement theory and aplication. **Omega: the temperature handbook**. Stanford, Omega Engineering, p. z53-z56, 1995.

MINEGISHI, H.; SHIMIZU, H.; WAKAMATSU. H.; YOSHINO, Y. Prediction of brake pad wear / life by means of brake severity factor as measured on a data logging system. In: INTERNATIONAL CONGRESS & EXPOSITION 1984, Michigan. **SAE Technical Paper Series 840358.**

MONTADORAS têm o 3° melhor mês da história. **Correio Popular**, Campinas, 7 out. 2004, Folha Economia.

MONTGOMERY, D. C. **Design and analysis of experiments**. 3nd ed. New York: J. Wiley And Sons, 1991.

MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Applied statistics and probability for engineer**. J. Wiley And Sons, 1994.

MOORE, M. W.; WATTON, B. Disc brake pad wear evalution. **Proceedings of the institution of mechanical engineers**, v. 185, 12/71, 1971.

MORGAN, S.; DENNIS, R. W. A theoretical prediction of disc brake temperatures and a comparison with experimental data. In: AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS, 1972, Detroit,. **SAE Technical Paper Series 720090**.

NAERHEIM, Y.; PAN, J.; MIN, P. (1999). **A tribometer for studying friction films in brakes.** In: COLOQUIUM INTERNACIONAL DE FREIOS, 4., 1999. Caxias do Sul. P. 7-20.

NEWCOMB, T. P. Temperatures reached in disc brakes. **Journal of mechanical engineering science**, v. 2, n. 3, p. 167-177, 1960.

NICHOLSON, G. **Facts about friction** . Ed. Gedoran, 1995.

OLESIAK, Z.; PYRYEV, Y.; YEVTUSHENKO, A. Determination of Temperature and Wear During Braking. **Wear**, v. 210, n. 1-2, p. 120-126, Sep. 1997.

RESENDE, Weisner A. A. M. Calafori. **Aquisição de dados de controle automotivo de ensaios de frenagem.** 1996. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

RHEE, S. K. **Friction coefficient of automotive friction materials -its sensitivity to load, speed, and temperature**. In: AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS, Detroit, 1974. SAE Technical Paper Series 740415.

ROMANO, S. J. **Comparação de desempenho dos sistemas de freio de atrito tipo sapatinha-disco e sapata-roda para veículos ferroviários de carga**. 2003. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

ROWSON, D. M. Interfacial surface temperature of a disc brake. **Wear**, v. 47, n. 2, p. 323-328, Apr. 1978.

RYMUZA, Z. Energy Concept of the Coeficient of Friction. **Wear**, v. 199, n. 2, p. 187-196, Nov 15. 1996.

SAE -RECOMMENDED PRACTICE, USA. **SAE J160**: Swell, Growth, and Dimensional Stability of Brake Linings. USA, Jun. 1980.

SAE -RECOMMENDED PRACTICE, USA. **SAE J661**: Brake lining quality control. USA, Aug. 1987.

SAE -RECOMMENDED PRACTICE, USA. **SAE J667**: Brake Test Code-Inertia Dynamometer. USA, Jun. 1961.

SAE -RECOMMENDED PRACTICE, USA. **SAE J866**: Friction Coefficient Identification System for Brake Linings. USA, Nov. 1990.

SAMIE, F.; SHERIDAN, D. C. Contact analysis for a passenger car disc brake. **Society of automotive engineers transactions**, v. 99, n. 6, p. 9-15, Sept. 1990.

SANTINI, J. J.; KENNEDY, F. E.; LING, F. F. Effect on design factors on surface temperature and wear in disk brakes. **NASA**, contractor report 134923, 1976.

SANTOS, A. A. **Determinação do coeficiente global de transferência de calor em rodas ferroviárias.** 1996. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SANTOS, A. A. **Problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias - O ensaio Krauss.** 1992. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SANTOS, V. J. dos. **Comparação do desempenho de materiais de sapatas ferroviárias em ensaios dinamométricos e máquina krauss.** 2003. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SEVERIN, D.; DÖRSCH, S. Friction mechanism in industrial brakes. **Wear**, v. 249, n. 9, p. 771-779, Sep. 2001.

SMALES, H. Friction materials - black art or science? Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D. **Journal of automobile engineering**, v. 209, n. 3, p. 151-157, 1995.

TODOROVIC, J.; DUBOKA, C.; ARSENIC, Z. Braking system quality for customer satisfaction. **SAE Technical Paper Series 950790**, 1995.

TIROVIC, M.; DAY, A. J. Disc brake interface pressure distributions. **Journal of automobile engineering**, v. 205, n. 2, p. 137-146, 1991.

ULRICH, K. T., EPPINGER, S. D. **Product design an development**. 3nd ed. Mc Graw Hill, 2004.

VIVACQUA, C. A. **Uma apresentação e crítica aos métodos de taguchi em planejamento de experimentos**. 1996. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Matemática, Estatística e Ciência da Computação, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

VUOLO, J. H. **Fundamentos da teoria de erros**. São Paulo: Edgard Blücher, 1992. 225 p.

WANG, N. The evolution of the pad guided disc brake caliper. **SAE Technical Paper Series 940332**, 1994.

YANIK, A. J. First 100 years of transportation safety: part 1. **Automotive Engineering**, v. 104, n. 1, p. 33-37, Jan. 1996.

YANIK, A. J. First 100 Years of transportation safety: part 2. **Automotive Engineering**. v. 104, n. 2, p. 59-64, Feb. 1996.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA POR Aliandro Henrique Costa Santos E APROVADA PELA COMISSÃO JULGADORA EM 28/02/2005

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Avaliação do Desempenho de Pastilhas Automobilísticas Nacionais

Autor: **Aliandro Henrique Costa Santos**

Orientador: **Auteliano A. dos Santos Junior**

02/05