

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Aliandro Henrique
Costa Santos E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30 / 07 / 2009

Auteliano Antunes dos Santos Júnior
ORIENTADOR

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

Uma Contribuição ao Estudo dos Freios de Atrito para Aplicação em Frenagem Regenerativa

Autor: Aliandro Henrique Costa Santos
Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

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

Uma Contribuição ao Estudo dos Freios de Atrito para Aplicação em Frenagem Regenerativa

Autor: Aliandro Henrique Costa Santos

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009

S.P. – Brasil

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

Sa59c Santos, Aliandro Henrique Costa
Uma contribuição ao estudo dos freios de atrito para
aplicação em frenagem regenerativa / Aliandro Henrique
Costa Santos. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Veículos Elétricos. 2. Automóveis - Freios. 3.
Ensaio. 4. Planejamento experimental. I. Santos
Júnior, Auteliano Antunes dos. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: A contribution to the study of friction brakes applied to
regenerative braking

Palavras-chave em Inglês: Electric Vehicles, Automobile brakes, Essays,
Experimental design

Área de concentração: Departamento de Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Pedro Paulo Balestrassi, André Augusto Ferreira,
Niederauer Mastelari, José Antenor Pomílio

Data da defesa: 30/07/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

TESE DE DOUTORADO

Uma Contribuição ao Estudo dos Freios de
Atrito para Aplicação em Frenagem
Regenerativa

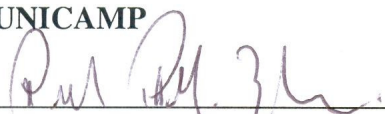
Autor: Aliandro Henrique Costa Santos

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

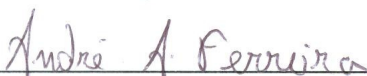
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



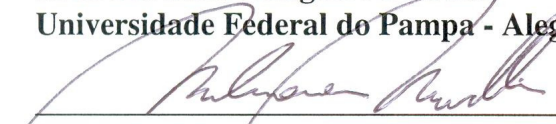
Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, Presidente
FEM - UNICAMP



Prof. Dr. Pedro Paulo Balestrassi
UNIFEI - Itajubá



Prof. Dr. André Augusto Ferreira
Universidade Federal do Pampa - Alegrete



Prof. Dr. Niederauer Mastelari
FEM - UNICAMP



Prof. Dr. José Antenor Pomílio
FEEC - UNICAMP

Campinas, 30 de julho de 2009.

Dedicatória:

Dedico este trabalho ao meu Deus e a minha querida esposa.

Agradecimentos

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

A DEUS, ser maior e único, fonte de toda vida e toda sabedoria, que me proporcionou galgar e concluir esta etapa da minha vida.

A minha esposa Cleudiane Soares Santos, companheira e amiga, pelo apoio diário.

Aos meus parentes pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador Prof. Auteliano, que sempre me ajudou muito, me ensinou muito e com muita paciência e sabedoria fez de mim alguém capaz de realizar este trabalho.

Ao Prof. Pedro, Felipe Arsioli, Fellipe Garcia, João Vinícius, Rosângela e Oswaldo, pelas sugestões que tanto contribuíram para a melhora deste trabalho.

A todos os professores e colegas do departamento e do SIFEM.

Aos meus amigos, que compreenderam minha ausência em diversos momentos, e pelo apoio e carinho.

A FAPEMA, pelo apoio financeiro.

A todos que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

*Eu te conhecia só de ouvir,
mas agora os meus olhos te vêem.
Jó 42.5.*

Resumo

SANTOS Aliandro Henrique Costa, *Uma Contribuição ao Estudo dos Freios de Atrito para Aplicação em Frenagem Regenerativa*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009. 175p. Tese (Doutorado).

A tendência nas grandes metrópoles é de substituir a frota de veículos à combustão por veículos elétricos e híbridos. Estes veículos, em geral, usam banco de baterias como fonte de energia de mobilidade, preservando o meio ambiente, além de armazenar a energia gerada pelo motor durante as frenagens regenerativas, economizando energia. Tais sistemas de frenagens são auxiliados por módulos de ultracapacitores, que absorvem os picos de potência, preservando a vida útil das baterias. Com o avanço mundial no setor automobilístico, novas tecnologias têm surgido e com isto, a solicitação do sistema por atrito durante as frenagens tem sido preservada ou ampliada. O esforço de frenagem em veículos elétricos e híbridos é compartilhado entre os sistemas por atrito e regenerativo. Este trabalho teve como objetivo avaliar a possibilidade de utilização de diferentes materiais de atrito de pastilhas de freio comerciais para aplicações com frenagem regenerativa em veículos elétricos ou híbridos. Para a realização dos experimentos foi utilizado um dinamômetro especialmente desenvolvido, instalado no Departamento de Projeto Mecânico da FEM - Unicamp. Um planejamento experimental fatorial fracionário permitiu o estudo da influência de variáveis envolvidas na avaliação do comportamento do coeficiente de atrito, que são a porcentagem de frenagem mecânica e elétrica, a desaceleração, a velocidade e a temperatura. Os resultados experimentais mostram que o procedimento proposto pode ser utilizado para identificar a pastilha mais adequada, ou seja, a que apresenta a menor variação do coeficiente de atrito.

Palavras Chave: Veículos Elétricos, Veículos Híbridos, Pastilhas de Freio, Frenagem Regenerativa.

Abstract

SANTOS, Aliandro Henrique Costa, *A Contribution to the Study of Friction Brakes Applied to Regenerative Braking*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 175p. Tese (Doutorado).

The tendency in large cities is to replace the fleet of engine operated vehicles by electric and hybrid vehicles. These vehicles generally use a bank of batteries as the mobility energy source, preserving the environment and storing the energy generated by the motor during the regenerative braking, saving energy. Such braking systems are aided for modules of ultracapacitors, which absorb the peaks of power, preserving the life of batteries. With the world advances in automobile engineering, new technologies have emerged and with this, the request of the system by friction during the braking has been preserved or even increased. Brake efforts of electric and hybrid vehicles are shared between the friction and regenerative systems. This work aimed to evaluate the possibility of using different materials of friction for commercial brake pads applied with regenerative braking systems of electric and hybrid vehicles. The experiments were performed using a specially developed dynamometer installed in the Department of Mechanical Design – FEM at University of Campinas, Brazil. A fractional factorial design was used to take the factor of influences in account. They are identified and the main factors are: percentage of electrical and mechanical braking, deceleration, sliding speed and temperature. The experimental results show that the procedure can be used to identify the more suitable material, which presents the smallest variation of friction coefficient.

Keywords: Electric Vehicles, Hybrid Vehicles, Brake Pads, Regenerative Braking.

Índice

Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xvii
1 Introdução	1
1.1 Veículos elétricos	4
1.2 Veículos híbridos	6
1.3 Frenagem regenerativa	7
1.4 Motivação para o estudo	8
1.5 Objetivos	9
1.6 Contribuição do trabalho	9
1.7 Descrição dos capítulos	10
2 Conceitos básicos e revisão da literatura	11
2.1 Freios por atrito automotivos	11
2.1.1 Análise superficial das pastilhas de freios orgânicas	15
2.1.1.1 Aumento da fricção em frenagens sucessivas	16
2.1.1.2 Histerese de fricção	17
2.1.2 Situação do contato microscópico durante a fricção	18
2.1.2.1 Formação dos planos de contato	20
2.1.2.2 Tamanho dos planos	22
2.1.2.3 Microestrutura e propriedades mecânicas	23
2.1.3 Comportamento dinâmico das pastilhas de freio a disco	24
2.1.4 Influência da temperatura no coeficiente de atrito	25
2.1.5 Dinâmica veicular	28
2.1.6 Influência da pressão e da velocidade no coeficiente de atrito	34

2.1.6.1 Modelo energético da fricção no sistema de freio	36
2.1.6.2 Efeitos de fricção dinâmica no sistema de freio	40
2.1.6.3 Análise do sistema de freio em função da não-linearidade dos parâmetros	42
2.1.6.4 Contato mecânico	44
2.1.6.5 Considerações finais sobre a influência da pressão e velocidade no coeficiente de atrito	46
2.2 Considerações preliminares sobre armazenamento de energia	48
2.2.1 Definindo bateria	49
2.2.1.1 Histórico das baterias	49
2.2.1.2 Tipos de baterias	50
2.2.2 Definição de capacitores	52
2.2.3 Ultracapacitores	53
2.3 Veículos elétricos	58
2.4 Veículos híbridos e frenagem regenerativa	61
2.5 Conceitos sobre o planeamento de experimentos	64
2.5.1 Os três princípios básicos do planeamento experimental	66
2.5.1.1 Replicação	67
2.5.1.2 Aleatorização	68
2.5.1.3 Blocagem	68
2.5.2 Experimentos fatoriais	69
2.5.2.1 Definição de planeamento fatorial completo	71
2.5.2.2 Definição de planeamento fatorial fracionário	71
2.5.2.3 Definição de planeamento ortogonal	72
2.5.3 Estudo dos métodos de Taguchi	73
2.5.3.1 Método Taguchi	75
2.5.3.1.1 Relação sinal - ruído	78
2.6 Considerações finais do capítulo	82
3 Metodologia, materiais e equipamentos	83
3.1 Planeamento experimental	83
3.1.1 Definição das variáveis	86

3.1.1.1 Montagem da sequência de ensaios e definição do procedimento	88
3.1.2 Definição dos níveis das variáveis de influência	91
3.1.2.1 Definição dos níveis de velocidade	91
3.1.2.2 Definição dos níveis de desaceleração	92
3.1.2.3 Definição dos níveis de temperatura	97
3.1.2.4 Definição dos níveis de porcentagem da frenagem mecânica e elétrica	98
3.1.3 Definição dos testes	106
3.2 Dispositivos e equipamentos	110
3.2.1 Verificação da inércia	111
3.2.2 Dispositivo de medição de torque	114
3.2.3 Sistema de frenagem por atrito e medição de temperatura	114
3.2.4 Acionamento do sistema de frenagem dissipativa	115
3.2.5 Programas de aquisição de sinais e controle dos dispositivos	119
3.3 Calibração da força normal para o M.E.S	122
3.4 Calibração da força de atrito	123
3.5 Conclusão do capítulo	124
4 Resultados, análises e discussões	125
4.1 Planejamento experimental (Design of Experiments – DOE)	125
4.2 Análise do comportamento do coeficiente de atrito para frenagem mecânica	132
4.2.1 Análise dos experimentos através da carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem mecânica	132
4.2.2 Análise dos experimentos através dos resíduos para o ensaio de frenagem mecânica	133
4.2.3 Análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos para o ensaio de frenagem mecânica	136
4.2.4 Análise da influência dos fatores nos resultados do coeficiente de atrito pelo gráfico de Pareto e pelo valor-p para o ensaio de frenagem mecânica	138
4.2.5 Análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência para o ensaio de frenagem mecânica	141

4.2.6	Análise das interações entre as variáveis de influência para o ensaio de frenagem mecânica	142
4.2.7	Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem mecânica	144
4.3	Análise do comportamento do coeficiente de atrito para frenagem compartilhada	145
4.3.1	Análise dos experimentos através da carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada	146
4.3.2	Análise dos experimentos através dos resíduos para o ensaio de frenagem compartilhada	147
4.3.3	Análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos para o ensaio de frenagem compartilhada	149
4.3.4	Análise da influência dos fatores nos resultados do coeficiente de atrito pelo gráfico de Pareto e pelo valor-p para o ensaio de frenagem compartilhada	150
4.3.5	Análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência para o ensaio de frenagem compartilhada	153
4.3.6	Análise das interações entre as variáveis de influência para o ensaio de frenagem compartilhada	154
4.3.7	Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem compartilhada	156
4.4	Conclusão da análise	157
5	Conclusões e perspectivas futuras	158
	Referências Bibliográficas	162
	Anexo A	173

Lista de Figuras

1.1 Custo ambiental da frota diesel	4
2.1 Teste de pressão (MPa) (CUEVA et al, 2003)	14
2.2 Comportamento do coeficiente de atrito para frenagens em sequência (ERIKSON e JACOBSON, 2000)	16
2.3 Histerese de fricção (JACKO, TSANG e RHEE, 1989)	17
2.4 Superfície de contato das placas (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)	18
2.5 Área de contato real e planos de contato (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)	18
2.6 Perfil de rugosidade da superfície de contato	19
2.7 Superfície do disco de freio ampliada	20
2.8 Planos primários e secundários (ERIKSON e JACOBSON, 2000)	21
2.9 Contato dos planos na pastilha de freio orgânica (ERIKSON e JACOBSON, 2000)	22
2.10 Tamanho dos planos	22
2.11 Seção transversal da pastilha mostrando seus componentes (ERIKSON e JACOBSON, 2000)	23
2.12 Superfície dos planos secundários (ERIKSON e JACOBSON, 2000)	23
2.13 Fragmento de um plano secundário (ERIKSON e JACOBSON, 2000)	24
2.14 Esquema das dimensões relevantes utilizadas por MACKIN et al (2002)	28
2.15 Diagrama de corpo livre de uma roda automotiva	30
2.16 Esquema do sistema de freio a disco (OSTERMEYER, 2001)	35
2.17 Análise energética da fadiga (OSTERMEYER, 1999)	35
2.18 Modelo de fricção para sistemas de freio (OSTERMEYER, 2003)	41
2.19 Coeficiente de fricção (μ) e temperatura (η) para vários valores de entrada $nv(t)$ em função do tempo (OSTERMEYER, 2003)	41
2.20 Esquema para modelagem de um sistema de freios a disco (HEILIG e WAUER, 2002)	42
2.21 Coeficiente de atrito de Coulombe (HEILIG e WAUER, 2002)	43
2.22 Forças de contato na pastilha de freio (HEILIG e WAUER, 2002)	44

2.23 Modelamento do gradiente de contato (HEILIG e WAUER, 2002)	45
2.24 Ensaio de frenagem constante (A.A.R.) na sapata A1: roda 33 pol (838mm); tempo de frenagem 45mm; força normal 650 kgf (ensaio pesado) e 420 kgf (ensaio leve); velocidade 32,5 km/h	47
2.25 Influência da velocidade no comportamento do coeficiente de atrito (SANTOS, 2005)	47
2.26 Diagrama de Ragone (FERREIRA e POMILO, 2005)	48
2.27 Detalhe de um capacitor	52
2.28 Detalhe de um ultracapacitor (ZORPETTE, 2007)	54
2.29 Polaridades do ultracapacitor (SHINDALL, 2008)	54
2.30 Esquema de atração entre os íons (SHINDALL, 2008)	55
2.31 Ultracapacitor com nanotubo de carbono (SHINDALL, 2008)	56
2.32 Esquema de um módulo do ultracapacitor	57
2.33 Veículo elétrico com apenas um único motor (GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI, 2005)	59
2.34 Veículo elétrico com dois motores (GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI, 2005)	59
2.35 Veículo elétrico com dois motores acoplados diretamente às rodas (GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI, 2005)	60
2.36 Veículo elétrico movido a hidrogênio	61
2.37 Veículo elétrico híbrido em série	61
2.38 Veículo elétrico híbrido em paralelo	62
2.39 Veículo híbrido em série com mecanismo para armazenamento de pico de energia	63
2.40 Veículo híbrido em série-paralelo	64
2.41 Modelo clássico de um processo ou sistema	65
2.42 Passos lógicos de uma experimentação científica (MONTGOMERY, 1991)	67
2.43 Diagrama dos parâmetros (FOWLKES e CREVELING, 1995)	77
3.1 Nível alto de corrente no barramento do inversor de frequência para o teste 8	101
3.2 Corrente injetada no motor durante a frenagem para o teste 1	102
3.3 Exemplo de frenagem puramente dissipativa	103
3.4 Máquina de ensaio de sapatas (M.E.S.) modificada	110
3.5 Dispositivo de aplicação de torque	114

3.6 Termopar instalado na pastilha interna	114
3.7 Sistema hidro-pneumático de aplicação do freio de atrito	115
3.8 Inversor de frequência	116
3.9 Conjunto de lâmpadas halógenas de tungstênio montadas em uma caixa, na parte superior do inversor de frequência	116
3.10 Barramento DC	117
3.11 Sensor de efeito hall e condicionador	117
3.12 Conversor para controle da frenagem dissipativa	118
3.13 Fonte de alimentação do conversor	118
3.14 Transistores	119
3.15 Tela principal do programa de aquisição e controle de dados para o ensaio mecânico	120
3.16 Tela principal do programa de aquisição e controle de dados para o ensaio compartilhado	120
3.17 Tela secundária para o programa de aquisição e controle de dados para o ensaio mecânico e compartilhado	121
3.18 Gráfico da curva de calibração da força normal	123
3.19 Arranjo experimental para calibração da força de desaceleração e detalhe	123
3.20 Gráfico da curva de calibração da força de desaceleração	124
4.1 Carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem mecânica	133
4.2 Análise gráfica dos resíduos para o ensaio de frenagem mecânica	135
4.3 Análise do coeficiente de atrito pela média para o ensaio de frenagem mecânica	136
4.4 Distância interquartil entre as pastilhas para o ensaio de frenagem mecânica	137
4.5 Gráfico de pareto para o ensaio de frenagem mecânica	138
4.6 Análise gráfica dos efeitos das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem mecânica	141
4.7 Gráfico de interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem mecânica	143
4.8 Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem mecânica	145
4.9 Carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada	146
4.10 Nova carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada	147
4.11 Análise gráfica dos resíduos para o ensaio de frenagem compartilhada	148

4.12 Análise do coeficiente de atrito pela média para o ensaio de frenagem compartilhada	149
4.13 Distância interquartil entre as pastilhas para o ensaio de frenagem compartilhada	150
4.14 Gráfico de pareto para o ensaio de frenagem compartilhada	151
4.15 Análise gráfica dos efeitos das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem compartilhada	153
4.16 Gráfico de interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem compartilhada	155
4.17 Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem compartilhada	156
A.1 Circuito elétrico do conversor	173

Lista de Tabelas

1.1 Custos sociais atribuídos a poluição do ar (BRANCO, 2004)	3
2.1 Dados de um veículo de passeio utilizados para calcular a força no disco	33
2.2 Arranjos ortogonais	73
3.1 Definição dos ensaios no planejamento experimental	90
3.2 Tempo de desaceleração para 35 km/h	96
3.3 Tempo de desaceleração para 50 km/h	96
3.4 Tempo de desaceleração para 65 km/h	96
3.5 Valores das forças de aplicação para uma desaceleração de $3,5 \text{ m/s}^2$	104
3.6 Valores de tensão para uma desaceleração de $3,5 \text{ m/s}^2$	104
3.7 Valores das forças de aplicação para uma desaceleração de $2,5 \text{ m/s}^2$	105
3.8 Valores de tensão para uma desaceleração de $2,5 \text{ m/s}^2$	105
3.9 Valores das forças de aplicação para uma desaceleração de $1,5 \text{ m/s}^2$	106
3.10 Valores de tensão para uma desaceleração de $1,5 \text{ m/s}^2$	106
3.11 Distribuição do planejamento experimental para o ensaio com frenagem mecânica	108
3.12 Distribuição do planejamento experimental para o ensaio com frenagem compartilhada	109
4.1 Distribuição do planejamento experimental conforme Tabela 3.11 para o ensaio com frenagem mecânica	127
4.2 Distribuição do planejamento experimental conforme Tabela 3.12 para o ensaio com frenagem compartilhada	128
4.3 Resultados para os três ensaios de frenagem mecânica	130
4.4 Resultados para os três ensaios de frenagem compartilhada	131
4.5 Valores referentes aos quartis para o ensaio de frenagem mecânica	137
4.6 Valores – p para o ensaio de frenagem mecânica	140
4.7 Valores referentes aos quartis para o ensaio de frenagem compartilhada	149
4.8 Valores – p para o ensaio de frenagem compartilhada	152

Capítulo 1

Introdução

Em qualquer país do mundo a indústria ligada aos meios de transporte tem grande importância, pelo valor agregado que produz, pelos empregos que cria de forma direta e indireta, e pelas inovações que gera e difunde (CONRADO, 2005). No Brasil, essas razões se somam à dimensão continental. A competitividade da economia e o bem-estar na sociedade dependem muito da indústria da mobilidade, tendo esta um papel fundamental no desenvolvimento nacional.

Em 1931 havia apenas uma rodovia pavimentada em todo o território brasileiro: a estrada União e Indústria, que ligava o Rio de Janeiro a Juiz de Fora, construída por Dom Pedro II. Na Alemanha, em 1936, no salão de Berlim, a então Daimler-Benz, hoje DaimlerChrysler, lançava na Europa o seu mais novo modelo, o 260 D. O sufixo D indicava que o combustível era o óleo diesel no lugar da gasolina. A velocidade máxima era de apenas 95 km/h. O motor quatro-cilindros de 2,6 litros, de 45 cv a 3.200 rpm, era modesto para o carro de 1.530 kg, mas a novidade significava vantagem econômica na utilização, pois a sua autonomia era 10,5 km/l, enquanto que o modelo equivalente a gasolina tinha autonomia de 7,6 km/l. Foram fabricadas 1.967 unidades até 1940, produção incentivada também pela eclosão da Segunda Guerra Mundial em setembro de 1939 (SHARP, 2005).

Entre São Paulo e Santos, no ano de 1947, foi inaugurada a segunda rodovia pavimentada com asfalto, a Via Anchieta. A Rodovia Presidente Dutra só seria inaugurada em 1951. Até então o Brasil não fabricava veículos de passeio, existia apenas a Fábrica Nacional de Motores (FNM),

uma companhia estatal criada em 1943, que produzia os caminhões FNM, cujos últimos exemplares rodaram pelas estradas brasileiras até 1980.

Na segunda metade de 1950 a indústria automobilística foi implantada no Brasil, com a vinda das fábricas estrangeiras atraídas pelo Plano de Metas de Juscelino Kubitschek. Deu-se, a partir deste momento, uma virada definitiva no desenvolvimento do país, com a abertura da indústria para o capital estrangeiro e a criação de um setor produtor de bens duráveis, dentre eles os automóveis, que alteraram a fisionomia social, a paisagem urbanística e a logística do Brasil. São Paulo consolidou-se como o centro dinâmico da nova industrialização.

Em virtude do programa de estímulo aos investimentos adotado em 1995, o chamado Regime Automotivo, novos fabricantes ingressaram no país, a capacidade de produção de veículos quase dobrou e a indústria automobilística espalhou-se por vários estados da federação. O Brasil está hoje entre os maiores produtores de veículos do mundo. A indústria brasileira abastece não apenas o mercado interno, mas também um número cada vez maior de mercados externos.

Segundo SHARP (2005), junto com o crescimento econômico e industrial do Brasil e de todo o mundo surgiram problemas relacionados aos impactos ambientais causados pelas emissões de gases, exigindo o desenvolvimento de novas tecnologias de mobilidade veicular. Dentre os principais combustíveis utilizados mundialmente, o diesel é o que mais contribui para a emissão de gases poluentes. O Brasil utiliza 35 bilhões de litros de diesel por ano, superando os 23 bilhões de litros de gasolina. A emissão é importante porque 95% do transporte de carga e passageiros são feitos por rodovia, principalmente por veículos a diesel, sendo 3,5% aeronáutico e 1,5% outros.

Segundo BRANCO (2004), a poluição causa doenças, aumenta o risco de ataques cardíacos e o número de atendimentos em prontos-socorros, provocando tosse, dor de cabeça, câncer e tantas outros incômodos generalizados. Esta poluição ocorre pela contribuição de milhões de pessoas que cometem pequenos descuidos, tais como, utilização de automóveis que poluem mais do que o necessário, a falta de manutenção destes ou, ainda, ao uso de combustível inadequado.

Conforme BRANCO (2006), o custo da poluição pode ser analisado de uma forma indireta, ou seja, quanto um cidadão está disposto a pagar para reduzir o risco de sofrer as consequências da poluição, além de reduzir os gastos referentes ao consumo de energia. O valor econômico-social da poluição foi estimado através de parâmetros que o Banco Mundial e a Agência de Proteção do Meio Ambiente (EPA) dos Estados Unidos propuseram para quantificar o efeito de uma tonelada de poluente emitida numa metrópole com problemas de poluição do ar, conforme ilustra a Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Custos sociais atribuídos a poluição do ar (BRANCO, 2004)

Custo Sociais Atribuídos a Poluição do Ar – US\$ / TON						
Poluentes	CO	HC	NO_x	MP	SO₂	CO₂
Banco Mundial/ Laboratório de Energia Renovável (NREL)	1000	2200	2500	30050	800	20
Agência de Proteção do Meio Ambiente (EPA) dos Estados Unidos			10000	143000	16000	

A Tabela 1.1 indica que o valor correto depende do componente que se pretende analisar. Pode-se analisar o problema com uma visão local, considerando a Região Metropolitana de São Paulo quando comparada com seis metrópoles de outros países (Bangcoc, Cracóvia, Manila, Mumbai, Santiago e Shangai), aplicando os parâmetros mais conservadores do Banco Mundial à frota de veículos de São Paulo. Existe uma tendência significativa de redução dos custos totais dos efeitos sobre a região urbana nos últimos anos (CO₂, HC, NO_x, SO₂ e MP) e um aumento significativo dos custos referentes ao efeito estufa (CO₂), conforme ilustra a Figura 1.1 (BRANCO, 2004). Tomando como referência a média destes resultados, o custo ambiental da frota de veículos a diesel na Região Metropolitana de São Paulo ficou em torno de 860 milhões de dólares anuais. Tomando como referência apenas o valor máximo da cidade de Santiago e não a média destes resultados, o custo ficaria em torno de US\$ 1,9 bilhões por ano. Adotando os padrões americanos de análise de custo ambiental para a Região Metropolitana de São Paulo, em virtude desta região ser bem mais rica do que a média brasileira e sofrer sérios problemas de poluição, o valor ficaria em torno de US\$ 3,4 bilhões anuais (BRANCO, 2006).

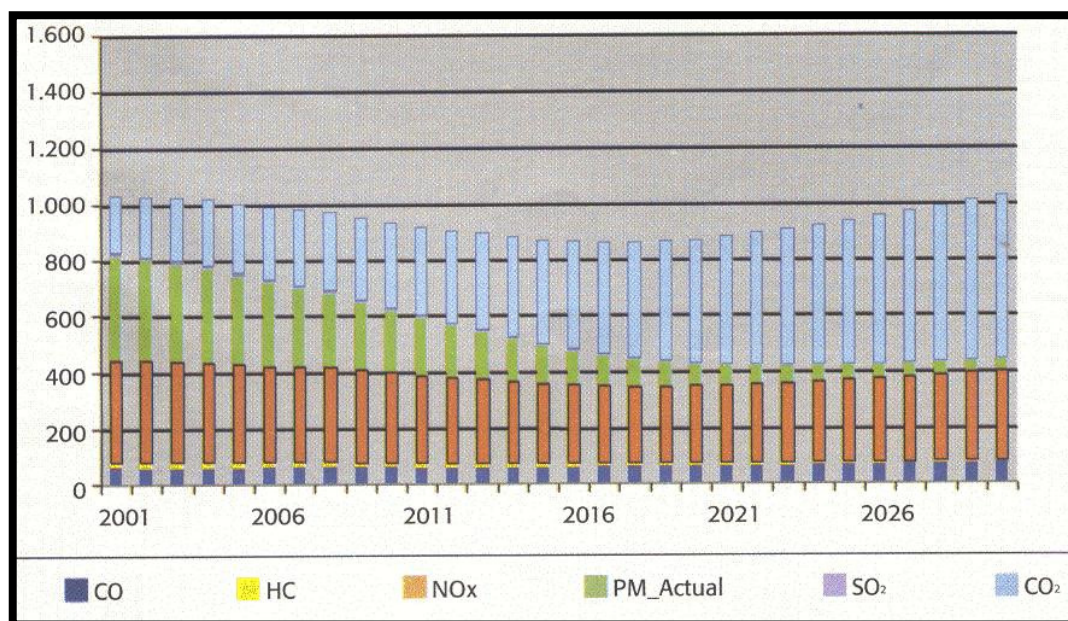


Figura 1.1 – Custo ambiental gerado pela frota diesel

Estes resultados apresentam duas necessidades relacionadas à revisão da estratégia para a matriz energética e ao controle da poluição, que são substituir o combustível fóssil, com ênfase no óleo diesel, por formas de energia renováveis e aumentar ainda mais a severidade do controle de NO_x, cuja tendência é de se estabilizar e não de se reduzir. Este trabalho busca contribuir para o estudo de uma das alternativas para a redução da emissão de poluentes na atmosfera: a adoção de veículos elétricos ou híbridos.

1.1 Veículos elétricos

Os veículos elétricos, em geral, fazem uso de bancos de baterias como fonte primária de energia. A energia armazenada nas baterias, em forma química, é convertida em energia elétrica. Esta, por sua vez, é transportada até os motores que farão a sua conversão em energia mecânica, proporcionando a locomoção do veículo. No século XIX, os carros elétricos já existiam antes dos carros movidos à gasolina ou a diesel e precederam a invenção do motor de propulsão a gasolina por Daimler e Benz, na Alemanha, em 1885. O primeiro carro elétrico foi construído em 1838, pelo inglês Robert Davidson.

No final do Século XIX havia nas ruas mais carros elétricos do que carros à gasolina. O francês G. Trouvé, através de suas pesquisas, trouxe em 1881 uma tecnologia que permitia a recarga das baterias. Em 1886, com o incremento da fabricação dos veículos elétricos, as linhas de ônibus desse tipo ganhavam espaços nas ruas de Londres. Em 1889, o carro conhecido como “never happy” foi o primeiro carro a ultrapassar a barreira dos 100 km/h. Em 1909, o Baker já apresentava uma autonomia de 50 km com uma carga na bateria, atingindo 32 km/h. Em 1918, na cidade do Rio de Janeiro, foi inaugurada a primeira linha de ônibus elétricos do país, operada pela antiga Light and Power Co. Ltd. Até 1925, no apogeu dos veículos elétricos, o transporte coletivo na Europa e na América era feito principalmente através desse tipo de veículos, como os bondes.

Apesar de tantos benefícios, existiam algumas barreiras que precisavam ser superadas pela indústria de automóveis elétricos, como por exemplo, as limitações do tempo de recarga e a autonomia. Antes que esses problemas pudessem ser resolvidos, no entanto, foi lançado em 1909 o Ford T, carro movido à gasolina que se tornou um grande sucesso na época. Em 1910, a Cadillac desenvolveu a partida elétrica, que substituíra definitivamente o giro da manivela por um pedal. Esta descoberta impulsionou ainda mais a indústria automobilística, viabilizando a produção do carro à gasolina. As grandes empresas de petróleo, percebendo que seria um ótimo negócio investir no setor automobilístico, passaram a incentivar o desenvolvimento de novas tecnologias para o motor à gasolina. A 1ª guerra mundial foi um dos grandes marcos da transição dos motores elétricos para os movidos à gasolina ou a diesel. Durante este conflito o motor à combustão foi militarizado, movendo tanques, aviões e barcos. Esta transição se firmou e tornou-se definitiva, levando ao declínio dos veículos elétricos.

Segundo PERES (2009), em 1960 os veículos elétricos voltaram a ser notícia na mídia. Em Phoenix, EUA, neste mesmo ano ocorreu o primeiro simpósio internacional dedicado exclusivamente a veículos elétricos. Neste período, os efeitos da poluição do meio ambiente causada por veículos a combustão nos grandes centros urbanos já eram sensíveis. As crises que se sucederam na década de 70, ao dispararem os preços do barril do petróleo, somaram argumentos à questão da poluição atmosférica em favor da opção veicular elétrica com o objetivo de diminuir o consumo deste combustível. Uma nova geração de carros elétricos foi desenvolvida em

diversos países, inclusive no Brasil. Contudo, medidas de racionalização e substituição do petróleo por outras fontes de energia foram incentivadas e novamente se opuseram ao emprego dos veículos elétricos. Um exemplo foi o PROALCOOL, em 1975 no Brasil.

O início da década de 90 foi marcado por inúmeras questões de ordem ambiental e energética cujos desdobramentos se tornariam irreversíveis em decorrência das repercussões de caráter global. O GM-EV1 foi a primeira produção moderna de um veículo elétrico a partir de uma grande empresa automobilística. Foi introduzido no mercado em 1996 e estava disponível nos estados americanos do Arizona e da Califórnia. A produção foi interrompida em 1999, com a remoção de praticamente todos os EV1, sem que houvesse uma explicação plausível.

1.2 Veículos híbridos

O veículo híbrido combina duas ou mais fontes de potência, que podem gerar propulsão de forma direta ou indireta. Em 1898, a Porsche desenvolveu o primeiro motor de combustão interna e elétrica. Em 1900, um engenheiro belga chamado Pieper desenvolveu um carro híbrido a gás e a eletricidade, cujo motor elétrico ficava embaixo do assento. Em 1973, a Volkswagen desenvolveu um veículo híbrido chamado de Táxi. Em 1975, a American Motors desenvolveu uma frota de vans elétricas para o Serviço Postal. Dave Arthurs desenvolveu um veículo híbrido, em 1979, usando o seu Opel GT funcionando com um pacote híbrido. A Audi apresentou um híbrido em 1989, chamado de Audi Duo. A Toyota introduziu em 1997, o primeiro veículo híbrido produzido em série, a primeira geração do Prius no mercado japonês. Em 1999, a Honda atinge o mercado americano com o lançamento do Insight, um modelo híbrido leve com duas portas.

Atualmente o modelo Prius da Toyota tem sido o híbrido mais vendido no mercado americano, podendo atingir uma média de consumo de até 29,6 km/l de gasolina na cidade. O veículo é equipado com um motor elétrico e outro à combustão. Quando trafega em baixas velocidades, o motor elétrico de 67 cavalos movido a bateria é acionado. Na estrada, o motor à combustão assume o controle e gera 76 cavalos alimentados com gasolina. Se for preciso mais potência, os dois motores atuarão em conjunto para responder mais rápido e levar o carro de 0 a

100 km/h em pouco mais de 11 segundos. A utilização dos dois motores é coordenada por uma unidade de controle de força (PCU), o cérebro do carro. Enquanto o Prius usa apenas a gasolina, um gerador alimenta a bateria, aproveitando a rotação do motor. O mecanismo garante auto-suficiência ao carro. Segundo a Toyota, todos os veículos Prius vendidos emitiram 4,5 milhões de toneladas a menos de CO₂ que os motores tradicionais dos carros com mesmo peso e desempenho nesse período.

1.3 Frenagem regenerativa

Os veículos elétricos e híbridos possuem baterias que podem ser carregadas tanto por um motor à combustão, célula a combustível ou tomada elétrica, como retirando a energia do movimento do próprio veículo, durante a frenagem. Quando parte da energia cinética do veículo é convertida, armazenada e reutilizada, diz-se que a energia é regenerada e a frenagem é regenerativa. Normalmente, o motorista aciona o freio do veículo elétrico e o motor elétrico de tração passa a atuar como gerador, acionado pelas rodas (ABVE, 2009). A energia elétrica gerada com a frenagem do veículo pode ser armazenada em baterias e em ultracapacitores. Esses últimos têm a capacidade de suprir os picos de potência necessários para a aceleração e também podem ser carregados rapidamente.

Além da frenagem elétrica, estes veículos são providos de freios de atrito. Como a energia necessária para a aceleração é muito menor do que para a frenagem, os motores elétricos não têm capacidade para frear o veículo nas taxas usuais. Não é viável especificar o motor para a frenagem, pois suas dimensões seriam muito superiores ao espaço disponível nos veículos convencionais. Isto torna os freios por atrito imprescindíveis. Há ainda a questão da segurança, para o caso de que o sistema elétrico não funcione adequadamente na frenagem.

Para que a estratégia de controle da frenagem seja adequada, é necessário que o comportamento do sistema por frenagem seja previsível. Grandes variações no coeficiente de atrito levariam ao desconforto do passageiro e possível perda de eficiência na frenagem. Assim, os materiais de atrito para esses veículos devem ter como características a estabilidade ao longo das diversas condições de frenagem e a pequena dispersão na característica de atrito dos materiais

semelhantes, para permitir que a substituição das pastilhas não requeira ajuste no sistema de controle.

A frenagem regenerativa, além de contribuir para a redução do consumo de combustível nos veículos híbridos e do consumo de energia elétrica nos veículos elétricos a bateria e híbridos, proporciona a redução do desgaste dos discos e das pastilhas de freios. O uso do sistema de frenagem regenerativa resultará em um aumento da vida útil do sistema de frenagem por atrito.

1.4 Motivação para o estudo

A motivação para o desenvolvimento desta tese concentrou-se na avaliação da frenagem combinada, mecânica e elétrica, como um primeiro passo no sentido de permitir o armazenamento da frenagem elétrica durante a frenagem regenerativa.

Segundo a USP (2009) a substituição da frota brasileira de veículos leves por veículos híbridos reduzirá a poluição em até 80%, gerando uma economia de cerca de R\$ 450 bilhões anuais ao setor público. Se a substituição acontecesse apenas na região Metropolitana de São Paulo, ou seja, em 7,4 milhões de veículos, isso representaria uma economia anual de R\$ 132,5 bilhões. Segundo TAMBASCO (2007) com a aproximação do fim do uso dos combustíveis fósseis e, como decorrência, de seus efeitos sobre o clima, o Brasil retoma o caminho de transportes menos poluentes. Os governos do México, Nova Zelândia, Estados Unidos, França e Suíça introduziram veículos elétricos no setor de transporte urbano das suas principais cidades. O governo mexicano, com o apoio de instituições privadas e acadêmicas, transformou mil carros à gasolina em elétricos. Até 2012, Nova Iorque terá uma frota de 13 mil táxis de veículos híbridos, e reduzirá em 30% as emissões de dióxido de carbono até 2030.

Os benefícios das energias renováveis são significativos, mas os conhecimentos envolvidos em sua aplicação sugerem uma abordagem multidisciplinar. Em especial para a aplicação de veículos elétricos e híbridos, a abordagem passa necessariamente por áreas tecnológicas afeitas às Engenharias Elétrica, Mecânica e de Controle e Automação. A primeira com forte contribuição no desenvolvimento de sistemas de armazenamento e acionamento: baterias e motores; a segunda

como responsável pelos estudos sobre o movimento: aceleração, frenagem, conforto, e a última como ligada às estratégias de atuação simultânea entre os sistemas elétricos e mecânicos. Tal simbiose é particularmente importante na frenagem regenerativa. Como este é um trabalho da Engenharia Mecânica, seu foco está na frenagem por atrito e na sua adequação para a atuação compartilhada. Em especial, o trabalho trata da definição dos parâmetros de desempenho e da análise experimental dos materiais de atrito no decorrer dos ensaios.

1.5 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo avaliar a possibilidade de utilização de diferentes materiais de atrito de pastilhas de freio comerciais para o uso com frenagem regenerativa em veículos elétricos ou híbridos. Para isso, será necessária a criação de um procedimento de ensaio que englobe as principais variáveis que influenciam o sistema de frenagem regenerativa.

Para que seja atingido, é necessário atender aos seguintes objetivos específicos:

- Definição do fator ou dos fatores que caracterizam o desempenho das pastilhas de freio;
- Estudo das variáveis que influenciam o processo de frenagem;
- Criação de um procedimento de ensaio que englobe as variáveis de influência;
- Construção de um sistema de frenagem combinada (elétrica e mecânica) para veículos de passeio;
- Avaliação da qualidade dos materiais de atrito nacionais através dos parâmetros de desempenho escolhidos e da técnica de planejamento experimental desenvolvida;
- Realização de ensaios de verificação de desempenho e análise de resultados.

1.6 Contribuição do trabalho

Este trabalho é o primeiro resultado do trabalho conjunto entre as Engenharias Elétrica e Mecânica da Unicamp na área de frenagem regenerativa. Através deste espera-se contribuir para o desenvolvimento de tecnologia nacional para aplicação em frenagem regenerativa e permitir a criação de dispositivos veiculares otimizados.

1.7 Descrição dos capítulos

O Capítulo 2 trata da revisão dos conceitos sobre o tema desta pesquisa, com a introdução sobre os fatores que influenciam no coeficiente de atrito e o comportamento dinâmico dos freios, dando ênfase ao freio a disco. Mostra a influência esperada da temperatura, da pressão e da velocidade e outras variáveis no atrito. Faz considerações preliminares sobre armazenamento de energia e descreve o funcionamento de veículos elétricos, veículos híbridos e frenagem regenerativa, além de descrever alguns tipos de planejamentos experimentais existentes.

O Capítulo 3 aborda a metodologia para a determinação do planejamento experimental mais adequado, com a definição dos testes, os dispositivos e equipamentos. Descreve a instrumentação utilizada para análise do coeficiente de atrito e todo o processo empregado na calibração das forças medidas nos ensaios.

O Capítulo 4 mostra os resultados experimentais obtidos e a discussão referente aos materiais analisados pelo procedimento aplicado.

O Capítulo 5 apresenta as conclusões e proposições de estudos futuros sequenciais e complementares, fortalecendo as pesquisas de novas tecnologias que sejam empregadas no desenvolvimento da mobilidade veicular com frenagem regenerativa.

O Anexo A apresenta o projeto do conversor descrito no Capítulo 3.

Capítulo 2

Conceitos básicos e revisão da literatura

Este capítulo tem como objetivo apresentar os conceitos básicos para os tópicos principais envolvidos nesse trabalho, que são sistemas de freio por atrito, regeneração de energia para uso em veículos elétricos e o planejamento de experimentos. A primeira parte apresenta os freios; sua principal variável de desempenho, o coeficiente de atrito; as variáveis que influenciam seu desempenho e modelos dinâmicos aplicáveis ao processo de frenagem. Embora o trabalho utilize apenas freios combinados (elétrico e mecânico) ao longo de seu desenvolvimento, como o objetivo é contribuir para o emprego dos freios regenerativos, estes são apresentados, bem como sua aplicação aos veículos. Parte dos conceitos apresentados foram incluídos porque este é o primeiro trabalho sobre o tema dos pesquisadores da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, e deverá servir como base para estudos futuros sobre o assunto. Como último tópico, são apresentados conceitos fundamentais para o entendimento do planejamento de experimentos. A razão é que o trabalho é primordialmente experimental, utiliza técnicas específicas para responder as questões de pesquisa e requer embasamento científico adequado para suas conclusões.

2.1 Freios por atrito automotivos

Segundo SANTOS (2005), um dos marcos para o desenvolvimento do sistema de freio, tendo como referência a segurança do condutor e de todos os passageiros de um veículo

rodoviário, deu-se após a Segunda Guerra Mundial, a partir do surgimento dos freios a disco desenvolvidos inicialmente para serem utilizados em aviões. A partir desta nova tecnologia, que causou o aumento da segurança veicular, muitos novos trabalhos voltados para a análise do comportamento de fricção e desgaste em materiais de atrito foram desenvolvidos.

A principal variável de desempenho para as frenagens é o coeficiente de atrito, que relaciona a força normal aplicada às superfícies em contato com a força de atrito gerada como resultado. Segundo CHO et al (2003), o coeficiente de atrito é definido como uma grandeza adimensional, relevante para a análise de situações onde haja o deslizamento entre superfícies. Em seu trabalho, mostraram que algumas variáveis influenciam significativamente o comportamento da fricção. Os autores analisaram a performance do sistema de freio medida pelo coeficiente de atrito, no caso para freios a disco, e confirmaram que esta depende da interação entre o disco e a pastilha de freio na região designada como interface de deslizamento. Esta interação entre estes dois elementos distintos envolve ações mecânicas e químicas em nível molecular.

O disco de freio e as pastilhas têm passado por mudanças em seus processos de fabricação, principalmente no que diz respeito à sua composição estrutural (JACKO, TSANG e RHEE, 1984). A formulação das guarnições de freio sofreu transformações ainda maiores que a do disco durante as duas últimas décadas. O que se pretendia era acabar com a emissão de poluentes causados pelas fibras de asbesto e, em paralelo a esta iniciativa, desenvolver pastilhas com alta performance (ANDERSON, 1987).

Na análise de qualquer problema relacionado com o desempenho da frenagem, busca-se verificar qual dispositivo dentro do sistema de freio apresenta um comportamento mais vulnerável aos vários parâmetros de frenagens, tais como: temperatura, pressão, velocidade de deslizamento, condições do ambiente e vibrações.

A pastilha de freio é sempre o primeiro item a mostrar-se mais vulnerável a estes parâmetros. Entretanto, sabe-se também que a forma e as propriedades físicas do disco de freio

podem afetar a frenagem, induzindo problemas como “judder”¹, “fade”² e vibrações (METZLER, 1990).

Segundo CHAPMAN e MANNION (1982), isto ocorre porque as propriedades físicas do disco de ferro fundido cinzento, tais como: condutividade térmica, capacidade de umedecimento, coeficiente de expansão térmica e calor específico mudam de acordo com as fases do ferro cinzento. Dentre os esforços para melhorar o produto, encontra-se o desenvolvimento de materiais de atrito não-ferrosos semelhante ao cobre, matriz compósita de metal e alumínio, compósitos de alumínio, dentre outros compósitos. Segundo WYCLIFFE (1993), durante muitos anos, grande parte das pesquisas têm sido voltadas para melhorar o desempenho do coeficiente de atrito. Entretanto, ferro fundido cinzento é normalmente utilizado em disco de freio automobilísticos devido à sua excelente capacidade de umedecimento, a sua alta condutividade térmica, facilidade de fabricação e, em particular, ao seu baixo custo.

Pesquisas também são desenvolvidas sobre as propriedades tribológicas do ferro fundido cinzento e das guarnições de freio com o objetivo de melhorar o desempenho de frenagem. Segundo RHEE, DUCHARME e SPURGEON (1972), as mudanças na composição do disco afetam diretamente tanto as propriedades mecânicas do disco como a taxa de desgaste das guarnições de freio e disco. Eles concluíram que o disco de freio é quimicamente ativo no contato com a guarnição de freio, durante a frenagem.

CHAPMAN e MANNION (1982) informam também que a indústria automobilística dos Estados Unidos tem usado uma sub-classe do ferro fundido cinzento, classe 250, com adição de Ti (>200ppm), com o objetivo de reduzir o coeficiente de atrito e aumentar a resistência ao uso, beneficiando a vida útil do disco.

¹ Judder são vibrações e ruídos ocorridos durante a frenagem.

² Fade é a diminuição da eficiência dos freios. O material de atrito quando submetido a trabalho em temperaturas elevadas, apresenta redução no seu coeficiente de atrito. A este fato chamamos de "Fade", que pode ser interpretado como a vitrificação da superfície do material de atrito. Esta perda de coeficiente de atrito, entretanto, deve-se manter dentro de limites toleráveis, de modo que o conjunto seja ainda eficiente na frenagem.

Pesquisas recentes mostram que o ferro cinzento tem boa condutividade térmica devido à fase da grafite, que é um excelente condutor térmico (CUEVA et al, 2003).

A grafite vermicular presente em grafites compactadas é interconectada com os ingredientes existentes na pastilha, resultando em propriedades térmicas e mecânicas intermediárias entre os materiais dúcteis e frágeis. GUESSER e GUEDES (1997) usavam Molibdênio (Mo) e altos níveis de Silício (Si) para aplicação em escapamentos automobilísticos com o propósito de melhorar a resistência à fadiga térmica. Tal estudo foi usado na avaliação de fenômeno “fade”, observado nas pastilhas de freio em altas temperaturas e pressões (SANTOS, 2005). Atualmente, composição semelhante tem sido usada na Europa, em discos de freio nos quais o esforço mecânico e térmico são intensos.

Mesmo sendo considerado um material alternativo, a grafite vermicular ainda pode ser mais explorada pela Indústria Automobilística, conforme PYE (1992). Essa informação foi evidenciada por CUEVA et al (2003) em um estudo no qual analisou a melhora na eficiência de frenagem dos discos de freio, com a utilização da grafite vermicular em aplicações de diferentes níveis de pressão, conforme ilustra a Figura 2.1. Cueva analisou especificamente o desgaste do disco em função da pressão de contato.

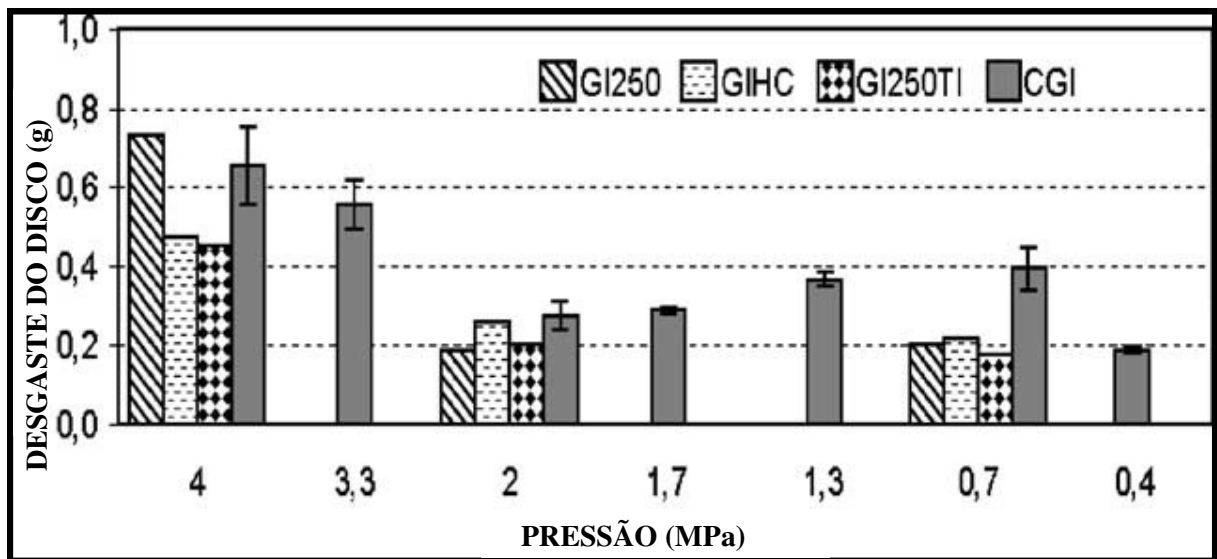


Figura 2.1 – Teste de pressão (MPa) (CUEVA et al, 2003)

Na análise dos resultados feita por Cueva, foram utilizados quatro testes apresentados na Figura 2.1. O teste GI250 analisa o ferro fundido cinzento da classe 250, o GIHC analisa o ferro fundido cinzento com alto teor de carbono, o GI250TI analisa o ferro fundido cinzento da classe 250 ligado ao carbono e o CGI analisa um ferro fundido vermicular.

Considerando o teste do material CGI “Compact Grafite Iron”, que tem como composição a grafite vermicular, nota-se que houve uma diminuição do volume desgastado com a redução da pressão entre 4 e 2 MPa e um aumento do mesmo com a redução entre 2 e 0,7 MPa. Finalmente, o volume diminui ainda quando a pressão é reduzida para 0,4 MPa.

Estes resultados mostram que o uso da grafite vermicular é satisfatório, quando utilizado em testes com ferros cinzentos (materiais frágeis), quando se requer o aumento significativo das forças de fricção.

2.1.1 Análise superficial das pastilhas de freios orgânicas

O comportamento da fricção de freios automotivos é determinado pelas características das superfícies ativas do disco e pastilhas, e das três camadas formadas entre as superfícies de contato (ERIKSSON e JACOBSON, 2000).

O calor de fricção desenvolvido em um freio automobilístico é bastante superficial. Durante uma frenagem com um carro de passeio, as potências dissipadas em cada pastilha de freio localizadas nos freios frontais podem exceder a 80 kW. Os consumidores europeus preferem sistemas de freio com alta performance, sendo que para o consumidor americano a preferência é o alto conforto, tendo como reflexo a escolha dos materiais das pastilhas nos dois continentes. Para os europeus, a média do coeficiente de atrito frequentemente excede 0,5, enquanto que nos Estados Unidos fica em torno de 0,4.

Em comparação com outros tipos de materiais, o comportamento tribológico dos materiais das pastilhas de freio orgânico frequentemente apresenta características especiais, tais como:

- Um coeficiente de fricção (atrito) que é relativamente independente das condições ambientais (tal como a umidade do ar);
- Aumento da fricção em frenagens sucessivas;
- Histerese de fricção.

2.1.1.1 Aumento da fricção em frenagens sucessivas

Durante uma frenagem, os efeitos no comportamento do coeficiente de atrito, com a manutenção da velocidade e pressão constante podem ser observados através da Figura 2.2. A magnitude deste aumento varia com o material da pastilha, estado da corrida e umidade relativa. Em uma pastilha com uma topografia irregular e rugosa, o coeficiente de atrito durante as primeiras frenagens será muito baixo, porém com o decorrer das frenagens o valor do coeficiente de atrito aumentará e atingirá a sua estabilidade durante o transcorrer das próximas frenagens, como mostra a Figura 2.2.

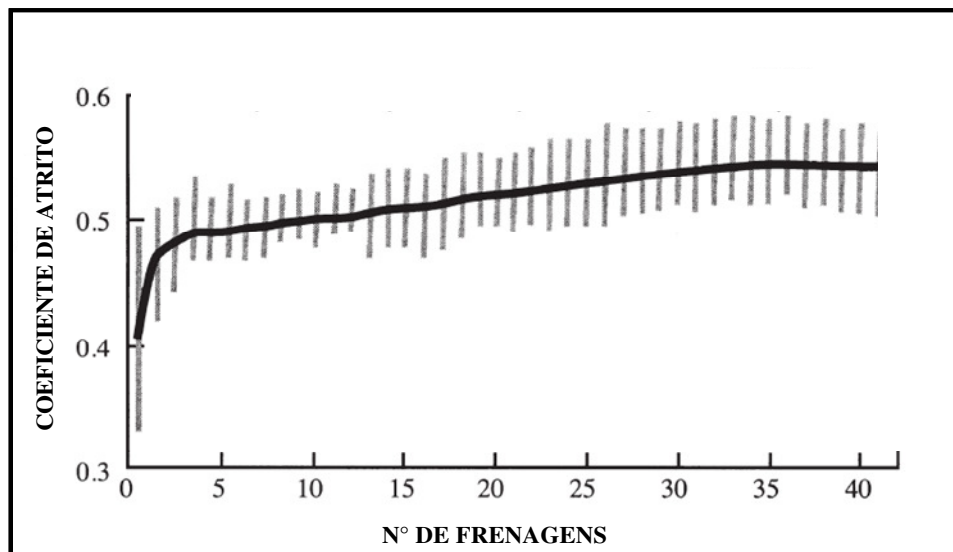


Figura 2.2 – Comportamento do coeficiente de atrito para frenagens em sequência (ERIKSON e JACOBSON, 2000)

A Figura 2.2 mostra que o valor do coeficiente de atrito aumenta durante uma sequência de 35 frenagens com uma desaceleração de 3 para 1 rps e uma pressão para frenagem de 10 bar, estabilizando-se nas demais frenagens. Cada frenagem é representada por uma linha cinza e a

média do coeficiente de atrito é representada pelo contorno da curva (linha escura) (ERIKSSON e JACOBSON, 2000).

2.1.1.2 Histerese de fricção

Para algumas pastilhas de freio, o coeficiente de atrito é consideravelmente alto quando se desenvolve uma frenagem com baixas pressões, e baixo quando se desenvolve uma frenagem com altas pressões, conforme mostra a Figura 2.3.

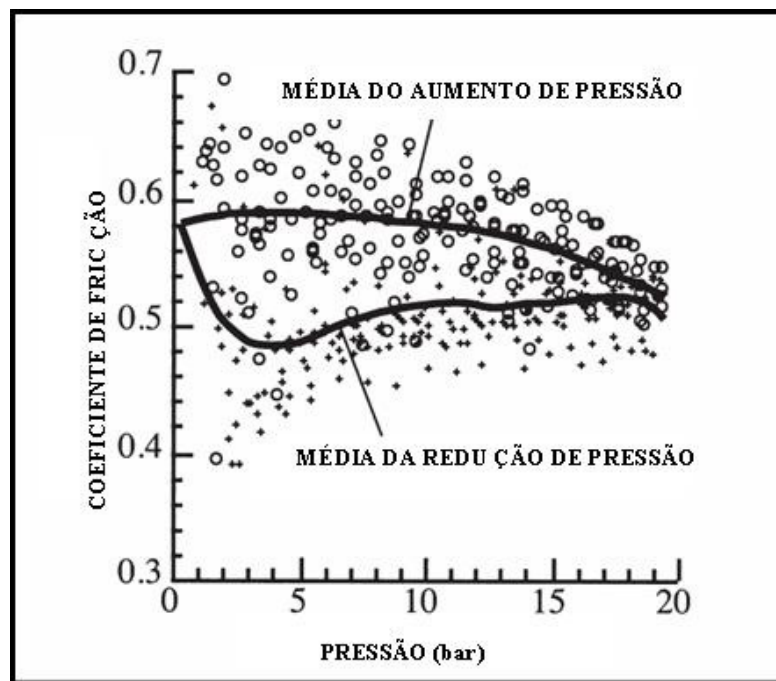


Figura 2.3 – Histerese de fricção (JACKO, TSANG e RHEE, 1989)

A Figura 2.3 apresenta uma análise do coeficiente de atrito em função da variação de pressão. A pressão é variada com uma razão de 1 bar/s, mantendo uma velocidade de deslizamento constante de 3 m/s. Os vários pontos distribuídos representam pontos medidos durante o aumento e redução da pressão, sendo representados graficamente somente um quinto dos pontos medidos. As linhas sólidas representam à média do coeficiente de atrito (JACKO, TSANG e RHEE, 1989).

2.1.2 Situação do contato microscópico durante a fricção

Segundo ERIKSSON e JACOBSON (2000), o contato microscópico pode ser analisado através de um microscópio de resolução eletrônica, permitindo a definição de dois planos importantes, chamados de primários e de secundários. Estes planos podem ser definidos como áreas das pastilhas que exibem placas de contato de deslizamento com o disco. Tipicamente, estas placas envolvem superfícies alinhadas na direção do deslizamento, conforme a Figura 2.4.

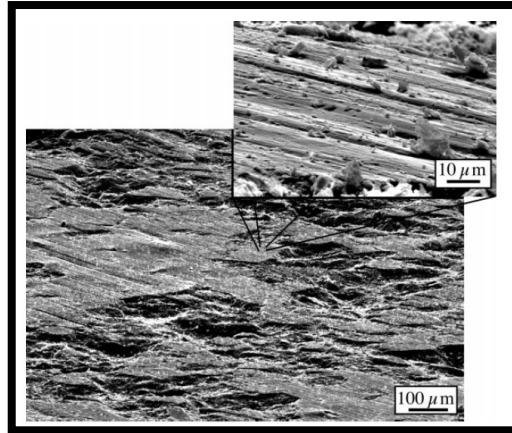


Figura 2.4 – Superfície de contato das placas (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

A Figura 2.4 mostra a formação de uma superfície rugosa na pastilha de freio orgânica em função do contato dos planos. Assim como todas as situações de contato em função do deslizamento, as forças de fricção são transferidas apenas através da área de contato real. Devido à topografia das pastilhas de freio, a área de contato real é confinada ao plano principal de contato, conforme ilustra a Figura 2.5.

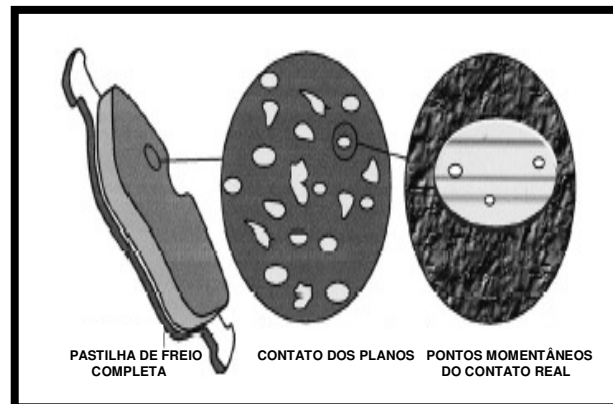


Figura 2.5 – Área de contato real e planos de contato (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

A Figura 2.5 evidencia que a área de contato real é, entretanto muito menor que a área total dos planos. O tamanho e a composição dos planos, obviamente, apresentam uma influência crucial no comportamento da fricção nas pastilhas de freio.

O deslizamento uniforme dos planos existentes nas pastilhas de freio contra os discos resulta em diferentes valores de rugosidade em diferentes direções. Paralelo à direção de deslizamento as superfícies em contato são muito planas, enquanto que perpendicularmente apresentam duas vezes mais rugosidade, conforme mostra a Figura 2.6.

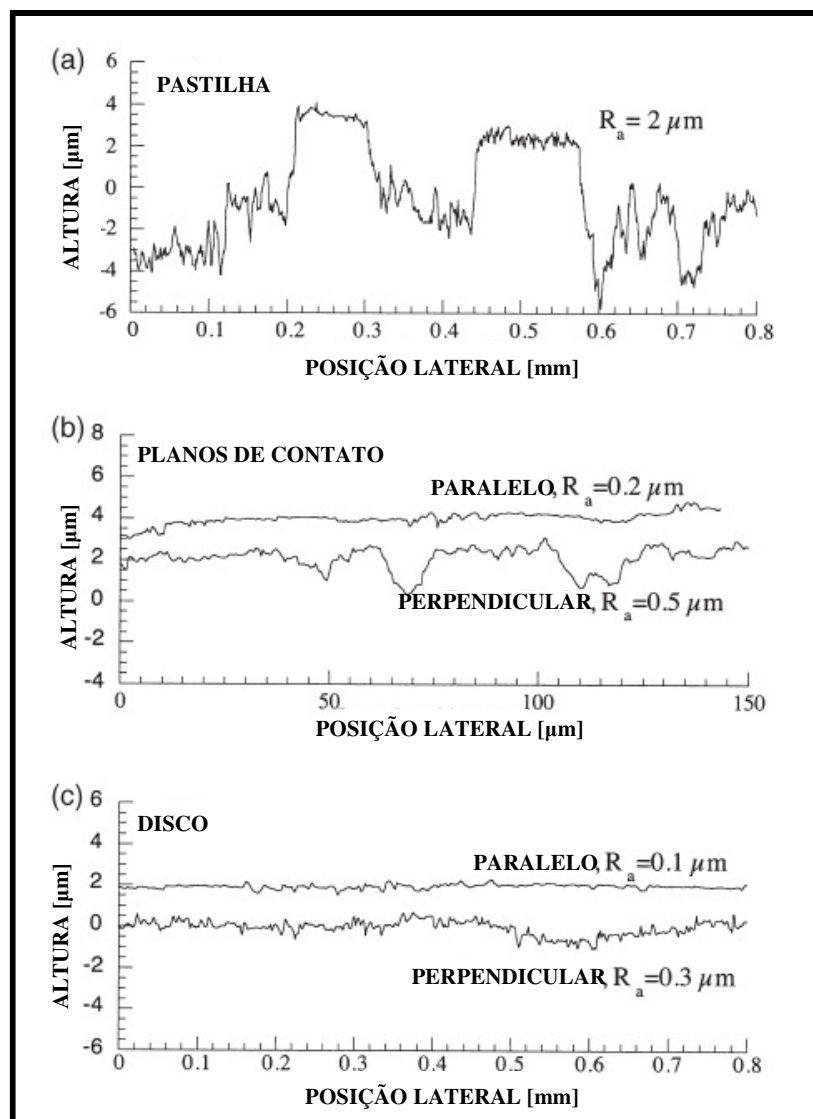


Figura 2.6 – Perfil de rugosidades da superfície de contato

A Figura 2.6 mostra o perfil da superfície do par de fricção através da perfilometria óptica. A Figura 2.6 (a) apresenta a rugosidade das pastilhas, incluindo os dois planos de contato. A Figura 2.6 (b) apresenta a rugosidade dos planos de contato na direção paralela e perpendicular à direção de deslizamento. A Figura 2.6 (c) mostra a rugosidade dos discos paralelamente e perpendicularmente à direção de deslizamento.

Os planos analisados de forma microestrutural são levemente mais rugosos do que a superfície do disco em ambas as direções. A aparência dos entalhes da superfície do disco é visualizada na Figura 2.7, através da perfilometria óptica, em função da direção de deslizamento da pastilha.

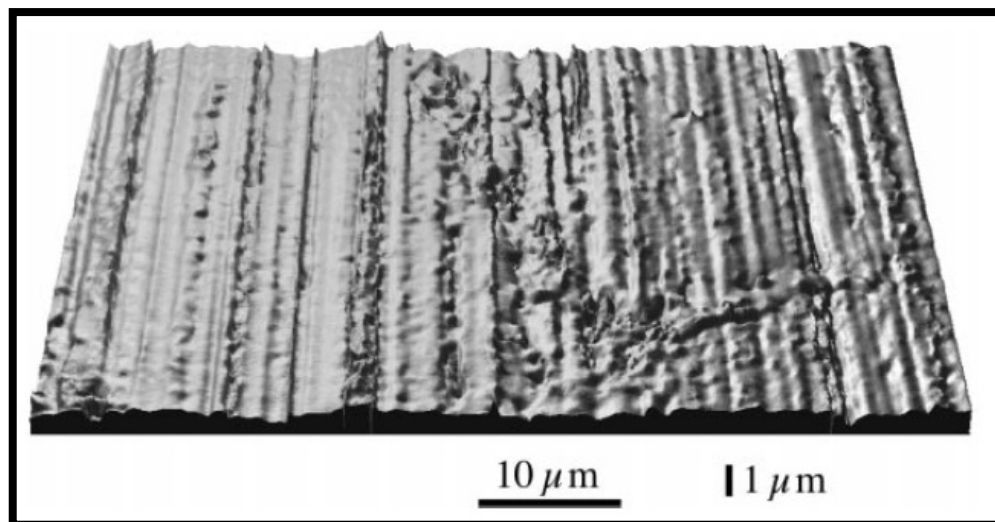


Figura 2.7 – Superfície do disco de freio ampliada

2.1.2.1 Formação dos planos de contato

Os planos de contato consistem de duas partes: planos primários e planos secundários. A formação do plano primário origina-se primeiramente em função da baixa remoção da proporção estável e dos ingredientes de resistência ao uso da pastilha de freio. Com o rompimento ou retirada das fases duras, origina-se um local de nucleação, o que aumenta o plano secundário.

Um labirinto de canais rasos é formado entre o contato da pastilha e o disco, como mostra a Figura 2.8. Devido ao contato frequente contra o disco em movimento, picos em forma de

partículas pequenas, deslizam constantemente através destes labirintos. Ocasionalmente, estas regiões ficam comprimidas e empilhadas contra o plano primário, ou plano secundário, se existir algum plano bloqueando a sua direção. Desde que o contato não seja completo, partículas extremamente pequenas podem passar entre os planos e o disco.

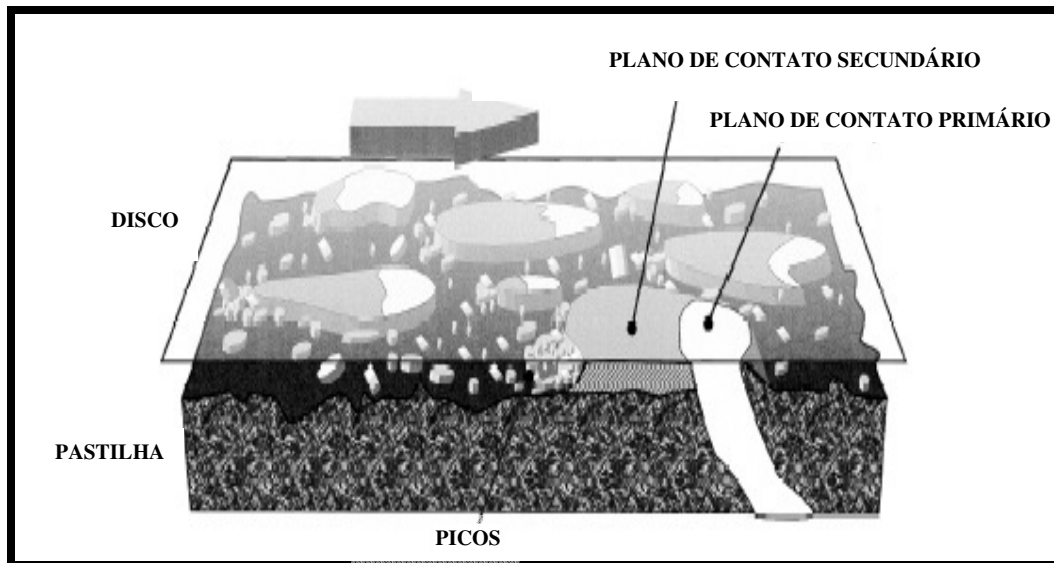


Figura 2.8 – Planos primários e secundários (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

A Figura 2.8 ilustra o esquema do contato entre a pastilha de freio orgânica e o disco de freio envolvendo os planos primários e secundários e o deslizamento dos picos parcialmente empilhados entre os planos. A fibra de aço constitui normalmente o plano primário estável e o plano secundário é formado na parte frontal desta fibra. A energia de fricção contribui para compactar e sinterizar os picos que formam os planos secundários. A pressão normal, forças de contato e o calor de fricção combinam para formar os picos, construindo os novos planos secundários.

A Figura 2.9, mostra a topografia e a composição dos dois planos de contato: primário e secundário. Utilizando um microscópio de resolução eletrônica visualizam-se os dois planos primários, as fibras de aço, os planos secundários e os picos compactados.



Figura 2.9 – Contato dos planos na pastilha de freio orgânica (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

A Figura 2.9 (a) mostra o contraste topográfico e a Figura 2.9 (b) o contraste composicional, isto é, de cada um dos materiais presentes.

2.1.2.2 Tamanho dos planos

Pesquisas recentes mostram que o tamanho dos planos varia com a pressão de frenagem (ERIKSSON, BERGMAN e JACOBSON, 1999). Durante aplicações suaves de frenagem, os planos são 50-500 µm em diâmetro e constituem 10-20 % da área variável da pastilha, conforme a Figura 2.10 (a) para baixas pressões e temperaturas. Em alguns casos envolvendo altas temperaturas e altas pressões de frenagem, os planos podem crescer acima do tamanho previsto e ocupar a maior parte da pastilha, conforme a Figura 2.10 (b).

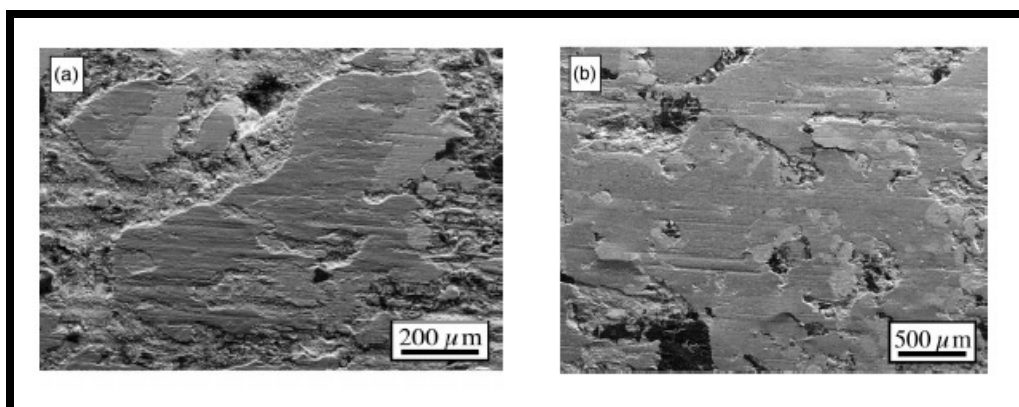


Figura 2.10 – Tamanho dos planos

2.1.2.3 Microestrutura e propriedades mecânicas

Através de um microscópio de alta resolução é possível perceber que a microestrutura dos planos secundários varia com a profundidade da superfície, como evidencia a Figura 2.11.



Figura 2.11 – Seção transversal da pastilha mostrando seus componentes (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

A Figura 2.11 mostra o esquema em corte dos picos compactados e o tribofilme de grãos finos, que constituem o plano secundário e a formação da fibra no plano primário. Aproximando mais a superfície, o material apresenta-se extremamente denso, com os grãos-finos compactados.

A Figura 2.12 ilustra a superfície de um plano secundário em uma pastilha de freio orgânica formada pelo contato com o disco. Em um microscópio de alta resolução eletrônica visualiza-se que partículas aglomeradas na superfície são menores que 10 nm.

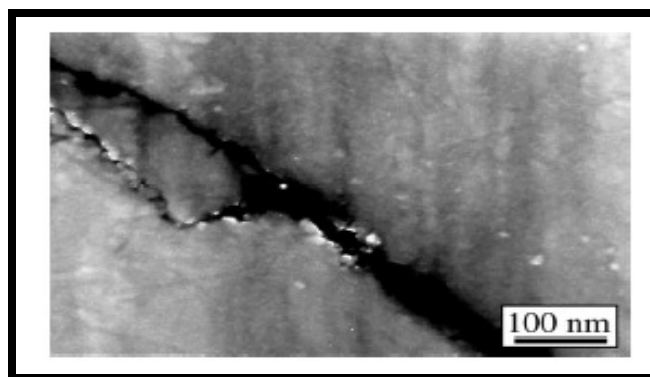


Figura 2.12 – Superfície dos planos secundários (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

A parte inferior de uma região isolada de um plano secundário pode ser vista na Figura 2.13. Esta superfície inferior é caracterizada por partículas livres compactas, que são consideravelmente mais largas do que as partículas vistas pela superfície frontal. Um tamanho típico varia em torno de 0,1-1 μm , sendo que as partículas maiores se aglomeram com as partículas menores, com diâmetro menor que 0,2 μm .

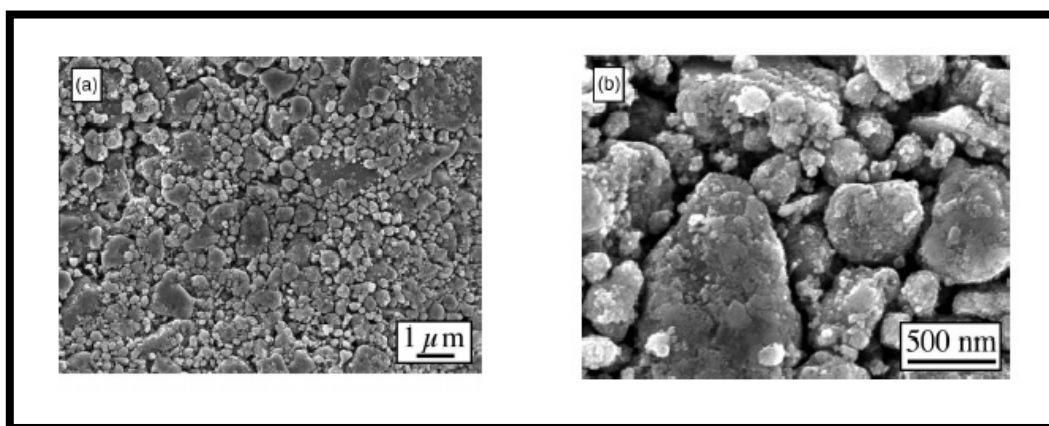


Figura 2.13 – Fragmento de um plano secundário (ERIKSSON e JACOBSON, 2000)

Em seus estudos, ERIKSSON e JACOBSON (2000) perceberam que o tamanho e as propriedades mecânicas dos planos secundários dependem das condições de contato, influenciando no seu aumento, através das altas pressões e das altas temperaturas, e na sua deteriorização, através das baixas pressões e temperaturas.

2.1.3 Comportamento dinâmico das pastilhas de freio a disco

O conforto sonoro em um carro de passeio pode ser influenciado pelos ruídos emitidos no momento de frenagem. Estes ruídos podem ser causados por dois diferentes fenômenos (KREITLOW, SCHRODTEK e MATTHAI, 1986).

- Ruído com vibrações de alta-frequência, conhecido como “*squeal*” que apresenta uma frequência de 1 a 16 kHz;
- Ruído com vibração de baixa-frequência, conhecido como “*Hum*” que apresenta uma frequência de 15 a 500 Hz.

Os ruídos de alta-frequência, transferidos através do chassi e que entram pelas janelas frontais, portas e teto do veículo, são gerados no momento da frenagem pela interação do contato entre as superfícies de fricção das pastilhas de freio e do disco, tendo como influência a topografia, a pressão, a temperatura, a velocidade de deslizamento, condições do ambiente, etc.

Durante a frenagem, a pastilha de freio em um sistema de freio a disco pode sofrer um processo de “*stick-slip*”, que excita a vibração durante a fricção, devido à mudança periódica do coeficiente de atrito estático para dinâmico. O comportamento da vibração na pastilha de freio pode ser descrita por dois modelos:

- a) Modelo microestrutural, que considera a topografia da pastilha e as propriedades mecânicas da estrutura da superfície até uma profundidade de aproximadamente 150 μ m.
- b) Modelo macroestrutural, que considera a amplitude da vibração de fricção, as propriedades mecânicas dos componentes da pastilha de freio e os modos normais de vibração.

2.1.4 Influência da temperatura no coeficiente de atrito

Segundo OLESIAK, PYRYEV e YEVTUSHENKO (1997) a análise de diversas equações numéricas com os seus respectivos resultados de dados experimentais demonstra que os modelos unidimensionais constituem excelentes aproximações para a análise do sistema de freio em conjunto com a geração de calor. Os modelos unidimensionais são aplicados em situações cujo fluxo de calor seja considerado normal na superfície de frenagem.

A emissão e a transferência de calor por convecção podem ser desconsideradas em casos em que a duração do processo de frenagem seja pequena. A comparação com dados experimentais mostrou que, em condições usuais, o valor da transferência de calor não excede 5% do calor gerado pela força de atrito, mesmo que o fluxo de calor gerado pelo contato durante o atrito seja parcialmente dissipado e parcialmente contido no material de atrito (CHICHINADZE et al, 1979).

OLESIK, PYRYEV e YEVTUSHENKO (1997) propuseram um modelo teórico para o processo de frenagem capaz de determinar a temperatura de contato, o desgaste e a velocidade de deslizamento em experimentos que apresentam como variável de influência o coeficiente de atrito e o desgaste em função da temperatura.

YEUTUSHENKO, IVANYK e YEUTUSHENKO (1999) utilizaram o método da Transformada de Laplace para encontrar a solução exata da equação de condutividade do calor transiente unidimensional em conjunto com o aquecimento friccional durante a frenagem. Para este estudo, adotou-se que o coeficiente de atrito permaneceria constante e o coeficiente de desgaste seria linearmente dependente da temperatura de contato.

BLOK (1963) e JAEGER (1942) desenvolveram uma equação térmica em função da redução de fricção, com o objetivo de calcular a distribuição da temperatura proveniente de um intenso fluxo de calor, de forma proporcional à velocidade de deslizamento e a distribuição de pressão, no momento do contato sobre a área de fricção.

CHICHINADZE (1967) e CHICHINADZE et al (1979) apresentam um modelo matemático que analisa a temperatura de contato em vários tipos de sistema de freio. Além disto, foi determinada a temperatura máxima na superfície de contato em função da soma das temperaturas médias na área de contato nominal, devido à distribuição uniforme do fluxo de calor no instante de frenagem. As temperaturas médias foram analisadas em função dos valores de contorno da equação de condutividade térmica unidimensional.

YEVTUSHENKO e IVANYK (1997) formularam um modelo com o objetivo de solucionar o problema da condutividade térmica transiente, estabelecendo que a temperatura depende essencialmente de dois parâmetros de entrada:

- Energia cinética inicial;
- Tempo necessário para alcançar o valor máximo de pressão.

Segundo YEVTUSHENKO e IVANYK (1995), no momento da frenagem inicia-se a

transformação da energia cinética, proveniente das massas em movimento, em energia térmica. Devido à força empregada para desacelerar um veículo, sob condições normais de fricção, evidencia-se o aumento da propensão à fadiga térmica e a diminuição do coeficiente de atrito. No desenvolvimento de um projeto de sistema de freio torna-se necessário conhecer a temperatura e a distorção térmica da interface na região de contato de fricção. Desta forma, Yevtvshenko e Ivanyk desenvolveram um modelo matemático que permite encontrar a temperatura na superfície de fricção dos discos de freio. Suas análises mostraram que as altas temperaturas na superfície do disco originam-se durante uma longa frenagem, além de existir uma relação entre a temperatura de fricção e os parâmetros da microgeometria na superfície de contato. Suas conclusões levaram a solução da equação transiente de condutividade térmica, adotando como constante a velocidade de deslizamento durante todo o período de transição de calor, também estudados por (GESIM e WINER, 1985).

Segundo CRUZ e CAMPOS (1994), uma das características observadas mais importantes dos discos de freio está relacionada com a sua deformação durante o processo de frenagem, o que leva a uma distribuição não homogênea da temperatura. Este fenômeno é cientificamente conhecido como “*conning*”, devido à geometria cônica que o disco assume.

O efeito “*conning*” se caracteriza pela deformação no sentido axial de alguns décimos de milímetros do diâmetro externo do disco durante sua utilização. Em seu trabalho, CRUZ e CAMPOS (1994) realizaram um estudo térmico transitório, com as condições de contorno de uma frenagem pesada, simulando um fluxo de calor sob condições térmicas idênticas a uma condição de máxima desaceleração. Os resultados da distribuição da temperatura são utilizados como dados de entrada para se executar uma análise estrutural, onde são aplicadas as condições de contorno condizentes com a montagem do disco no veículo. As suas conclusões permitiram demonstrar que não só o acréscimo de material nas pistas de frenagem tende a minimizar o efeito “*conning*”, mas também a alteração da geometria de ligação do cubo com as pistas de frenagem.

Uma constatação importante no trabalho de SANTOS e RODRIGUES (1996) é que o valor máximo do coeficiente de atrito de alguns materiais é alcançado quando a temperatura atinge um valor médio de 160°C. A partir deste valor o atrito diminui, invertendo a tendência inicial.

Resultados similares foram encontrados por SANTOS (2005) ao analisar três fabricantes de pastilha de freio com três amostras de pastilhas por fabricante. Tanto as pastilhas novas, como as pastilhas usadas, apresentaram o mesmo comportamento do coeficiente de atrito durante o ensaio, caracterizado por um pico em 150°C, acompanhado de estabilidade ou redução do coeficiente de atrito em temperaturas acima dos 150°C.

2.1.5 Dinâmica veicular

As frenagens automotivas, necessariamente, convertem energia cinética em energia térmica, elétrica (ultracapacitor) e química (bateria) contidas em um veículo que se encontra em movimento, de forma rápida e repetidas vezes. Para se estimar a temperatura originada durante uma frenagem em um sistema de freio a disco, torna-se necessário calcular as forças que atuam no disco de freio. A Figura 2.14 descreve a geometria para a análise da distribuição de forças, tendo como referência o centro de gravidade do veículo.

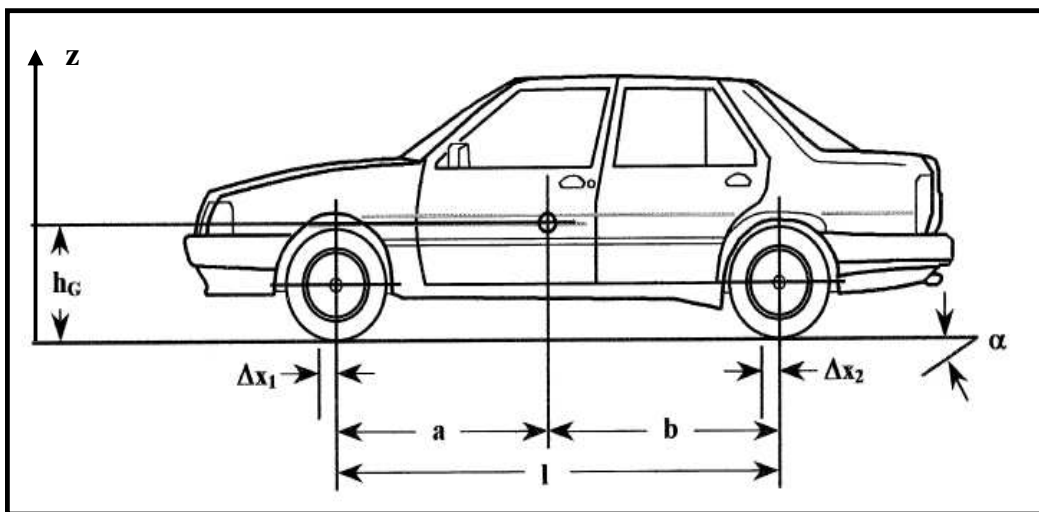


Figura 2.14 – Esquema das dimensões relevantes utilizadas por MACKIN et al (2002)

As forças referentes ao eixo z , vertical, são determinadas pelas equações (2.1) e (2.2). O sufixo 1 refere-se à força nas rodas dianteiras e o sufixo 2 nas rodas traseiras.

$$Fz_1 = m g \frac{(b - \Delta x_2) \cos(\alpha) - h_G \sin(\alpha) - K_1 V^2 - \frac{h_G}{g} \dot{V}}{l + \Delta x_1 + \Delta x_2} \quad [\text{N}] \quad (2.1)$$

$$Fz_2 = m g \frac{(a + \Delta x_2) \cos(\alpha) - h_G \sin(\alpha) - K_2 V^2 - \frac{h_G}{g} \dot{V}}{l + \Delta x_1 + \Delta x_2} \quad [\text{N}] \quad (2.2)$$

Onde:

Fz_1 = forças nas rodas dianteiras referentes ao eixo z	[N]
Fz_2 = forças nas rodas traseiras referentes ao eixo z	[N]
m = massa	[kg]
g = ação da gravidade	[m/s ²]
a = distância do centro de gravidade ao eixo da roda frontal	[m]
b = distância do centro de gravidade ao eixo da roda traseira	[m]
ΔX_1 = distância entre a força normal F_1 e o eixo do pneu	[m]
ΔX_2 = distância entre a força normal F_2 e o eixo do pneu	[m]
K_1 = coeficiente de arrasto conforme GENTA (1997)	[adm]
K_2 = coeficiente de arrasto conforme GENTA (1997)	[adm]
α = ângulo de inclinação superficial	[°]
l = distância entre os dois eixos	[m]
V = velocidade no pneu	[m/s]
$\dot{V}$ = derivada da velocidade no pneu	[m/s ²]

As equações (2.1) e (2.2) podem ser simplificadas, quando se assume que a ação de frenagem esteja ocorrendo em uma superfície plana perfeita ($\alpha=0$). Além disto, se as distâncias (ΔX) foram muito pequenas comparando-as com todas as outras dimensões apresentadas na Figura 2.20, não influenciam as equações. Caso os coeficientes de arraste encontrados sejam menores que 1% da carga de cada pneu, os mesmos também são ignorados.

Em função destas simplificações, as equações (2.1) e (2.2) reduzem-se para:

$$F_{z_1} = \frac{m g}{l} \left(\frac{b h G \dot{V}}{g} \right) \quad [\text{N}] \quad (2.3)$$

$$F_{z_2} = \frac{m g}{l} \left(\frac{a h G \dot{V}}{g} \right) \quad [\text{N}] \quad (2.4)$$

As equações (2.3) e (2.4) demonstram que a distribuição da carga nos pneus depende da distância de cada pneu ao centro de gravidade, bem como da aceleração do veículo. Durante uma desaceleração, a carga desloca-se para os pneus frontais, permitindo que todo o trabalho de frenagem seja feito pelos freios frontais. Muitos carros são equipados com uma válvula proporcional que mede a força hidráulica aplicada tanto nos freios frontais como nos freios traseiros. As forças descritas nas equações anteriores atuam no sistema e geram uma distribuição de 60% da carga nos pneus frontais e 40% da carga nos pneus traseiros.

O diagrama de corpo livre de um sistema pneu-disco é representado pela Figura 2.15. Esta é utilizada para derivar as equações de equilíbrio definidas pelas equações 2.5 a 2.7.

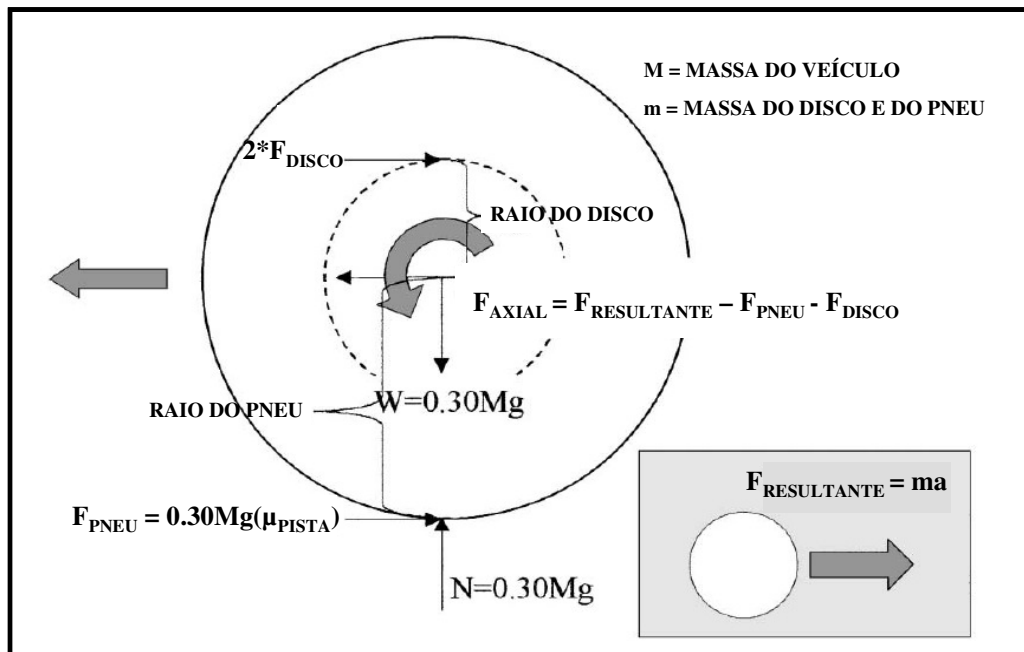


Figura 2.15 – Diagrama de corpo livre de uma roda automotiva

$$\Sigma F_y = N - W = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.5)$$

$$\Sigma F_x = F_{AXIAL} - 2F_{DISCO} + F_{PNEU} = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.6)$$

$$\Sigma Mo = r_{disco} (2F_{DISCO}) + r_{disco} (F_{PNEU}) = I_{disco} \cdot \alpha \quad [\text{N/m}] \quad (2.7)$$

Onde:

$$N = \text{força do solo contra o pneu} \quad [\text{N}]$$

$$W = \text{peso do pneu} \quad [\text{N}]$$

$$F_{DISCO} = \text{força do disco} \quad [\text{N}]$$

$$F_{PNEU} = \text{força do pneu} \quad [\text{N}]$$

$$r_{disco} = \text{raio do disco} \quad [\text{m}]$$

$$r_{pneu} = \text{raio do pneu} \quad [\text{m}]$$

$$I_{disco} = \text{inércia do disco} \quad [\text{kg.m}^2]$$

Como a carga de frenagem é gerada pelos freios frontais, a potência dissipada em um disco simples é dada pela equação (2.8) (NEWCOMBE, 1960).

$$\text{Potência dissipada} = \int P_{dissipada}(t)dt = \int (2 * F_{disco}) V_{disco}(t)dt \quad [\text{W}] \quad (2.8)$$

Onde:

$$P_{dissipada} = \text{potência dissipada} \quad [\text{W}]$$

A potência dissipada em cada face do disco é aproximadamente igual ao fluxo de calor instantâneo no interior da mesma. Uma relação semelhante pode ser usada para prever o comportamento da temperatura nos discos. A equação de balanço de energia pode ser usada para este fim.

As relações cinéticas para acelerações constantes são descritas pelas seguintes equações:

$$V_{veículo}(t) = V_{inicial\ veículo} - a(t) \quad [\text{m/s}] \quad (2.9)$$

$$a_c = \frac{V_{inicial\ veículo}}{T_{parada}} \quad [\text{m/s}^2] \quad (2.10)$$

$$V_{disco}(t) = \frac{r_{disco}}{r_{pneu}} \left(V_{inicial\ veículo} - \left\{ \frac{V_{inicial\ veículo}}{T_{parada}} \right\} t \right) \quad [\text{m/s}] \quad (2.11)$$

$$\frac{V_{veículo}(t)}{r_{pneu}} = w(t) = \frac{V_{disco}}{r_{disco}} \quad [\text{rpm}] \quad (2.12)$$

Onde:

V_{disco} = velocidade do disco [m/s]

$V_{inicial,veículo}$ = velocidade inicial do veículo [m/s]

T_{parada} = tempo de parada [s]

ac = aceleração [m/s²]

Durante uma frenagem de parada, normalmente a força no disco (F_{disco}) é constante em relação ao tempo e a velocidade do mesmo [$V_{disco}(t)$] varia linearmente com o tempo. Em função destas variáveis a equação de balanço de energia pode ser expressa pela seguinte fórmula:

$$(2F_{disco}) \int_0^{T_{parada}} V_{disco}(t) dt \approx (2F_{disco}) * \frac{r_{disco}}{r_{pneu}} * (V_0 * T_{parada} - \frac{1}{2} \left\{ \frac{V_0}{T_{parada}} \right\} * T_{parada}^2) \quad [\text{W}] \quad (2.13)$$

Experimentos mostram que em uma frenagem brusca um veículo com uma velocidade inicial de 45 m/s leva 6 s até a parada. Trabalhos realizados em equipamentos de simulação comprovam que são necessários 300 ciclos com frenagens constantes para gerar fratura térmica no disco de freio (NEWCOMBE, 1960). A força no disco para um veículo de passeio comum pode ser calculada usando dados como os da Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Dados de um veículo de passeio utilizados para calcular a força no disco

DADOS DO VEÍCULO	
Massa do veículo, M	1.500 kg
Velocidade inicial, V_0	45 m/s
Tempo de parada, T_{parada}	6 s
Raio efetivo do disco, r_{disco}	0,10 m
Raio do pneu, r_{pneu}	0,38 m

A força no disco é representada pela seguinte equação:

$$F_{disco} \approx \frac{(30\%)*\frac{1}{2}*M V_0^2}{2*\frac{r_{disco}}{r_{pneu}}*\left(V_0*T_{parada}-\frac{1}{2}\left\{\frac{V_0}{T_{parada}}\right\}*T_{parada}^2\right)} \quad [W] \quad (2.14)$$

O fluxo de calor dentro da face do disco é diretamente calculado usando a equação (2.15):

$$Q_{int}(t) = F_{disco} * V_{disco}(t) = (6412 N) * \frac{r_{disco}}{r_{pneu}} * \left(V_0 - \left\{\frac{V_0}{T_{parada}}\right\}(t)\right) \quad [W/s] \quad (2.15)$$

Onde:

$$Q_{int}(t) = \text{fluxo de calor interno na face do disco} \quad [W/s]$$

Obtendo:

$$Q_{int}(t) = 75,938W - 12,656(t) \quad [W/s]$$

A força total do disco aplicada na parte interna e externa do mesmo pode ser usada para calcular a força normal de frenagem proveniente do caliper, requerida para parar o veículo. A magnitude da força normal é calculada em função do coeficiente de atrito de Coulomb, conforme ilustra a equação (2.16).

$$F_{caliper} = \frac{F_{disco}}{\mu_{pastilha}} \quad [N] \quad (2.16)$$

Onde:

$$F_{caliper} = \text{força normal proveniente do caliper} \quad [N]$$

A força normal gera uma tensão normal em função da pressão sobre o disco de freio, enquanto que a força de atrito gera uma tensão de cisalhamento.

2.1.6 Influência da pressão e da velocidade no coeficiente de atrito

Usualmente, o coeficiente de atrito μ apresenta valores entre 0,1 e 0,7. Estes valores podem diminuir em função do aquecimento do disco e da potência de fricção. Em veículos automotivos, a potência de fricção varia em torno de 500 W/cm² e a temperatura integral na zona de contato pode alcançar valores em torno de 300 °C (OSTERMEYER, 2003).

O coeficiente de atrito em um sistema de freio poderá apresentar uma variação em seu valor em função do aumento da velocidade tangencial (V) ou da força normal (N) na pastilha de freio. O efeito da redução do coeficiente de atrito, devido ao aumento da potência de fricção e consequente aquecimento, origina o fenômeno “*fade*”, já apresentado anteriormente. A potência de fricção é relacionada com o número e tamanho das zonas de contato na pastilha, sendo proporcional à área total das mesmas.

A Figura 2.16 ilustra um esquema da aplicação da pastilha sobre o disco de freio. N é a força normal, que se relaciona diretamente à pressão de contato entre a pastilha e o disco.

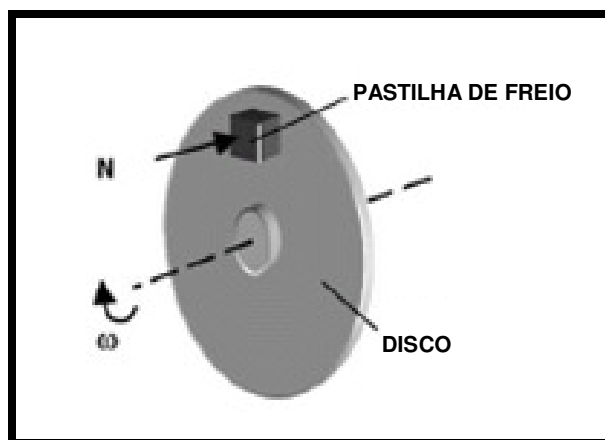


Figura 2.16 – Esquema do sistema de freio a disco (OSTERMEYER, 2001)

A camada de fricção na pastilha de freio é caracterizada pelo aumento e destruição das zonas de contato mais resistentes. Estas zonas são as principais responsáveis pela transformação da potência de entrada em potência de fricção no sistema. A Figura 2.17 ilustra o esboço do balanço energético na camada de fricção das pastilhas de freio (OSTERMEYER, 2001).

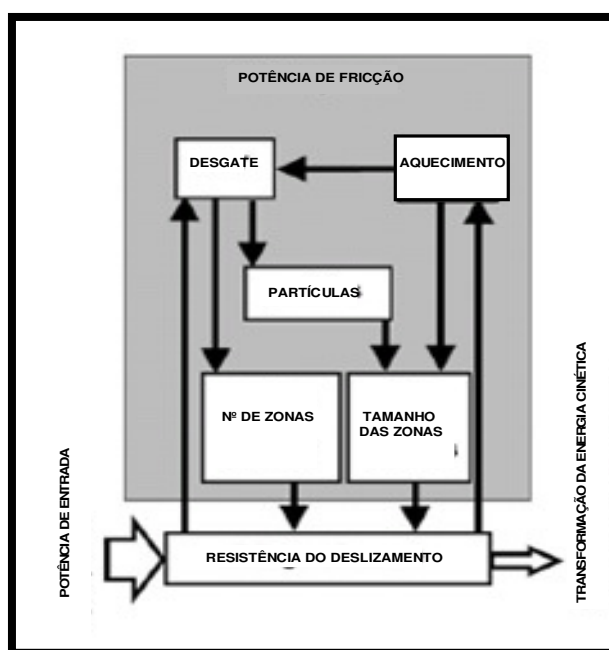


Figura 2.17 – Análise energética da fadiga (OSTERMEYER, 1999)

A resistência ao deslizamento é essencialmente determinada pelas zonas de contato e o tamanho delas depende do aquecimento e da fadiga dos materiais em contato.

A fadiga causa o rompimento das partículas de fricção levando ao aumento do tamanho das zonas de contato em função do aquecimento e da pressão. O aquecimento modula a fadiga e o próprio processo da fadiga modula a destruição das zonas de contato, fechando o ciclo com a determinação do aquecimento e da fadiga pela resistência ao deslizamento, conforme ilustrado na Figura 2.17.

2.1.6.1 Modelo energético da fricção no sistema de freio

O coeficiente de atrito dinâmico (μ) é a razão entre a força de atrito (F_{atrito}) pela força normal (N), que pode ser expressa da seguinte forma:

$$\mu = \frac{F_{atrito}}{N} \quad [\text{adm}] \quad (2.17)$$

Onde:

μ = coeficiente de atrito dinâmico [adm]

F_{atrito} = força de atrito [N]

N = força normal [N]

Expandindo a equação 2.17 para incluir velocidade tangencial escalar entre as duas superfícies de contato onde estas forças estão agindo, tem-se uma nova interpretação do coeficiente de atrito (μ), originando:

$$\mu = \frac{F_{atrito} * v}{N * v} \quad [\text{adm}] \quad (2.18)$$

$$Nv = \|\vec{N}\| * \|\vec{v}\| \quad [\text{N.m/s}] \quad (2.19)$$

Onde:

v = velocidade tangencial escalar [m/s]

$\|\vec{N}\| * \|\vec{v}\|$ = produto entre os vetores da força normal e velocidade tangencial

A equação 2.19 apresenta a potência total de fricção que é definida pelo produto das magnitudes dos vetores da força normal e da velocidade tangencial.

O equilíbrio baseado na potência de fricção é dado pela equação de balanço de energia para o coeficiente de atrito dinâmico (μ), sendo derivado em função do tempo.

$$\dot{\mu} = f_1 - f_2 \quad [\text{adm}] \quad (2.20)$$

Onde:

$$\dot{\mu} = \text{coeficiente de atrito derivado em função do tempo} \quad [\text{adm}]$$

$$f_1 = \text{efeito de crescimento das zonas de contato} \quad [\text{adm}]$$

$$f_2 = \text{efeito de destruição das zonas de contato} \quad [\text{adm}]$$

O coeficiente de atrito é também dado em função da razão entre a soma exata das áreas das zonas de contato pela área de contato do sistema de freio e pode ser expresso por:

$$\mu \approx \frac{A_p}{A} \quad [\text{adm}] \quad (2.21)$$

Onde:

$$A = \text{área de contato disco-pastilha} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_p = \text{soma das áreas da zona de contato} \quad [\text{m}^2]$$

Para simplificação das equações analíticas, assume-se que o efeito da destruição das zonas de contato (f_2) é descrito pela potência de fricção dada. A potência de referência é o produto entre as magnitudes características da força normal e da velocidade, que pode ser expressa da seguinte forma:

$$P_{ref} = (Nv)_{ref} \quad [\text{W}] \quad (2.22)$$

Onde:

$$P_{ref} = \text{potência de referência} \quad [\text{W}]$$

Quando a soma das áreas da zona de contato incluir um número representativo de áreas, estatisticamente pode-se afirmar que cada zona representará uma parte bastante significativa. Isto acontece devido ao comportamento constante da densidade das zonas de contato. Definem-se os efeitos da destruição das zonas de contato (f_2) na forma:

$$f_2 = c \frac{F_{atrito} * v}{P_{ref}} + c^{\wedge} \frac{A_p}{A} \quad [\text{adm}] \quad (2.23)$$

Onde:

$$c = \text{parâmetro do efeito de destruição} \quad [\text{adm}]$$

$$c^{\wedge} = \text{parâmetro do efeito de destruição vetorial} \quad [\text{adm}]$$

Expandindo o primeiro termo em função de Nv obtêm-se:

$$c \frac{F_{atrito} * v}{Nv} * \frac{Nv}{(Nv)_{ref}} = c\mu Nv(t) \quad [\text{adm}] \quad (2.24)$$

Substituindo a equação 2.21 e 2.24 na equação 2.23, e considerando $\frac{c^{\wedge}}{c} = \varepsilon$, pode-se representar os efeitos da destruição das zonas de contato (f_2) em uma nova fórmula, dada por:

$$f_2 = c(\varepsilon + Nv(t))\mu \quad [\text{adm}] \quad (2.25)$$

A temperatura efetiva média (T_{efet}) nas zonas de contato é responsável pela variável que descreve o comportamento de crescimento destas zonas, definindo as seguintes equações:

$$f_1 = y.T_{efet} \quad [\text{adm}] \quad (2.26)$$

$$\dot{T}_{efet} = -d(T_{efet} - T_0) + e \frac{F_{atrito} * v}{A_p} + \dots \quad [K] \quad (2.27)$$

Onde:

T_{efet} = temperatura efetiva [K]

T_0 = temperatura inicial [K]

y, d, e = parâmetro de crescimento das zonas [adm]

A produção do calor é correlacionada com a potência de fricção. O calor H é proporcional à temperatura, definido pela equação:

$$H = c_v m T \quad [J] \quad (2.28)$$

Onde:

H = calor [J]

c_v = coeficiente de calor específico [N.m/kg.K]

T = temperatura [K]

m = massa [kg]

O calor não é produzido homogeneamente na superfície da pastilha, mas somente nas áreas da zona de contato (OSTERMEYER, 2001), conforme a equação:

$$\eta = \frac{f}{c} T_{efet} \quad [adm] \quad (2.29)$$

Onde:

η = parâmetro proporcional à temperatura [adm]

Não considerando todas as não linearidades no termo de emissão de calor, tem-se um modelo que descreve o coeficiente de atrito como equilíbrio do fluxo de aumento e destruição das

zonas de contato, definindo a seguinte equação:

$$\begin{aligned}\dot{\mu} &= -c((Nv(t) + \varepsilon)\mu - \eta) ; \\ \dot{\eta} &= -d(\eta - \eta_0 - yNv(t))\end{aligned}\quad [\text{adm}] \quad (2.30)$$

Onde:

$$\begin{aligned}\dot{\mu} &= \text{modelo dinâmico de segunda ordem do coeficiente de atrito} \\ \dot{\eta} &= \text{modelo dinâmico de segunda ordem da temperatura}\end{aligned}$$

A equação 2.30 define um modelo dinâmico linear de segunda ordem para o coeficiente de atrito em função do tempo $[\mu(t)]$. Quando esta equação é utilizada em sistemas dinâmicos, o coeficiente de atrito μ é definido pelo produto dos valores exatos das magnitudes da força normal e da velocidade tangencial no sistema de freio (Nv).

Considerando Nv constante, as soluções estacionárias são definidas como:

$$\mu = \frac{\eta_0 + yNv}{\varepsilon + Nv} \quad [\text{adm}] \quad (2.31)$$

$$\eta = \eta_0 - yNv \quad [\text{adm}] \quad (2.32)$$

Conforme já dito, segundo SANTOS (2005), o coeficiente de atrito aumenta com a temperatura até atingir 150°C e diminui ou estabiliza com temperaturas acima deste valor. Quando se analisa a influência da velocidade no coeficiente de atrito, o mesmo diminui com o aumento da velocidade.

2.1.6.2 Efeitos de fricção dinâmica no sistema de freio

A simulação dinâmica do modelo energético demonstra o efeito da variação do coeficiente de atrito com a temperatura e a velocidade. A equação 2.30 apresenta as variações dinâmicas do

coeficiente de atrito em função de mudanças repentinas nos parâmetros de entrada N e v , conforme ilustra a Figura 2.18 e 2.19.

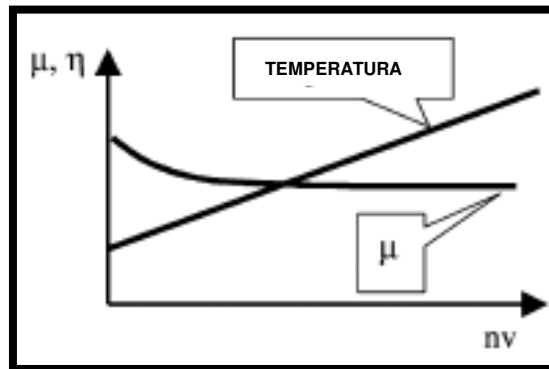


Figura 2.18 – Modelo de fricção para sistemas de freio (OSTERMEYER, 2003)

A Figura 2.18 mostra que com o aumento da força normal e da velocidade durante um determinado tempo, a temperatura tem a tendência de aumentar significativamente, enquanto que o coeficiente de atrito diminui com o aumento e depois se estabiliza.

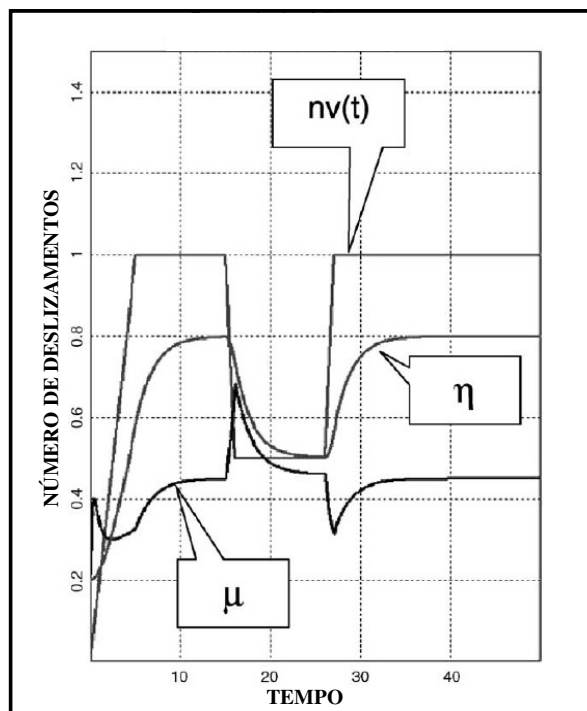


Figura 2.19 – Coeficiente de atrito (μ) e temperatura (η) para vários valores de entrada $nv(t)$ em função do tempo (OSTERMEYER, 2003)

A Figura 2.19 apresenta a variação do coeficiente de atrito e da temperatura em função da variação da força e da velocidade durante o tempo. A primeira curva representa a variação $nv(t)$. Enquanto os valores de $nv(t)$ aumentam, o coeficiente de atrito (μ) diminui e depois se estabiliza, enquanto que a temperatura (η) aumenta. Estes são representados pela segunda e terceira curva, respectivamente. Quando os valores de $nv(t)$ diminuem, o coeficiente de atrito e a temperatura também diminuem.

2.1.6.3 Análise do sistema de freio em função da não-linearidade dos parâmetros

HEILIG e WAUER (2002) desenvolveram uma simulação dinâmica do funcionamento do sistema de freio através do método de Elementos Finitos. Esta modelagem mostrou que as vibrações axiais do disco de freio são dominantes, comparando-as com as vibrações na direção radial e circunferencial. Um modelo analítico para o sistema de freio é apresentado na Figura 2.20.

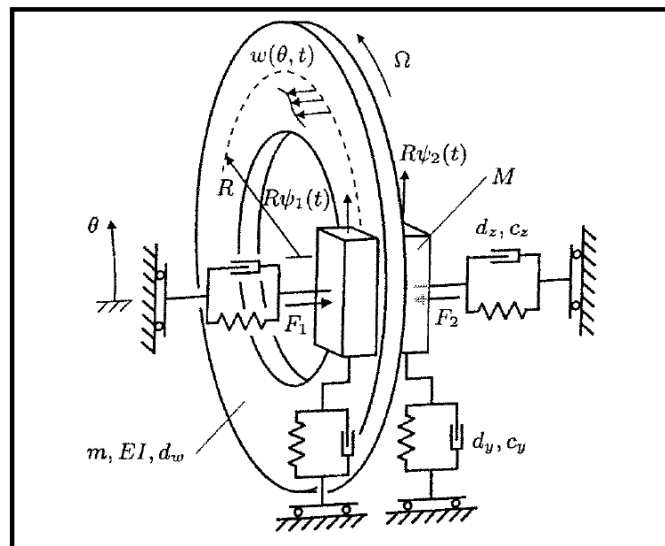


Figura 2.20 – Esquema para modelagem de um sistema de freios a disco
(HEILIG e WAUER, 2002)

Segundo HEILIG e WAUER (2002), o modelo pode ser equacionado utilizando os seguintes parâmetros:

- Massa específica (m);

- Rigidez flexural (EI): módulo de elasticidade (E) e momento de inércia (I);
- Coeficiente de umedecimento estrutural (dw);
- Velocidade angular (Ω);
- Deslocamento circunferencial ($w(\Theta, t)$): depende da coordenada euleriana (Θ) e do tempo (t);
- Massa da pastilha (M);
- c_y e c_z : coeficiente de rigidez na direção axial e circunferencial respectivamente;
- d_y e d_z : coeficiente de umedecimento estrutural na direção axial e circunferencial respectivamente.

Para o modelo presume-se que as pastilhas de freio estacionárias apresentem propriedades físicas idênticas, sendo conectadas ao disco por dois pontos de contato separados. Cada pastilha é modelada como um ponto de Massa (M), suspensa por dois sistemas amortecedor-mola, com coeficientes de rigidez c_y e c_z e coeficientes de umedecimento estrutural d_y e d_z . O movimento da pastilha i ($i=1,2$) na direção circunferencial é descrito como $R\Psi_i(t)$, sendo R igual ao raio.

Segundo HEILIG e WAUER (2002), o modelo pode ser equacionado utilizando os seguintes parâmetros: (μ_0) coeficiente de atrito estático e (μ_d) coeficiente de atrito dinâmico, com velocidades relativamente elevadas. A curva de Coulomb que define o coeficiente de atrito (μ) como uma função da velocidade relativa entre as partes deslizantes ($\mu_{relativa}$) é representada na Figura 2.21.

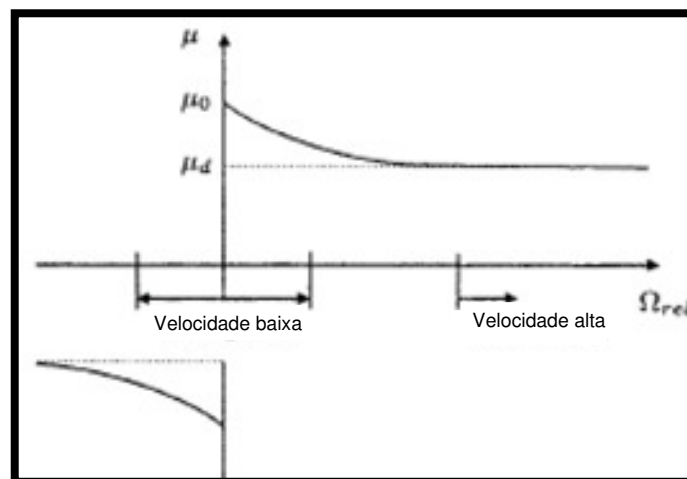


Figura 2.21 – Coeficiente de atrito de Coulomb (HEILIG e WAUER, 2002)

Para o sistema de freio definido por HEILIG e WAUER (2002), a velocidade relativa é definida como a diferença entre a velocidade de rotação do disco e da pastilha, dada pela equação (2.33).

$$\Omega_{el} = \Omega - \dot{\psi}_i(t), i = 1,2 \quad [\text{rpm}] \quad (2.33)$$

Onde:

Ω_{rel} = velocidade relativa [rpm]

Ω = velocidade de rotação do disco [rpm]

$\psi_i(t)$ = velocidade de rotação da pastilha [rpm]

2.1.6.4 Contato mecânico

Em seu trabalho, HEILIG e WAUER (2002) apresentam duas considerações para os mecanismos de contato entre as partes deslizantes. A primeira, representada pela Figura 2.22, assume que as forças de fricção (R_i) são sempre paralelas e as forças normais (N_i) onde ($i=1,2$) são sempre perpendiculares à linha de centro da circunferência deformada. O modelo do contato é referenciado para um sistema global, ou seja, as forças de fricção e normal na circunferência permanecem em uma orientação fixa em relação aos eixos do sistema global de coordenadas.

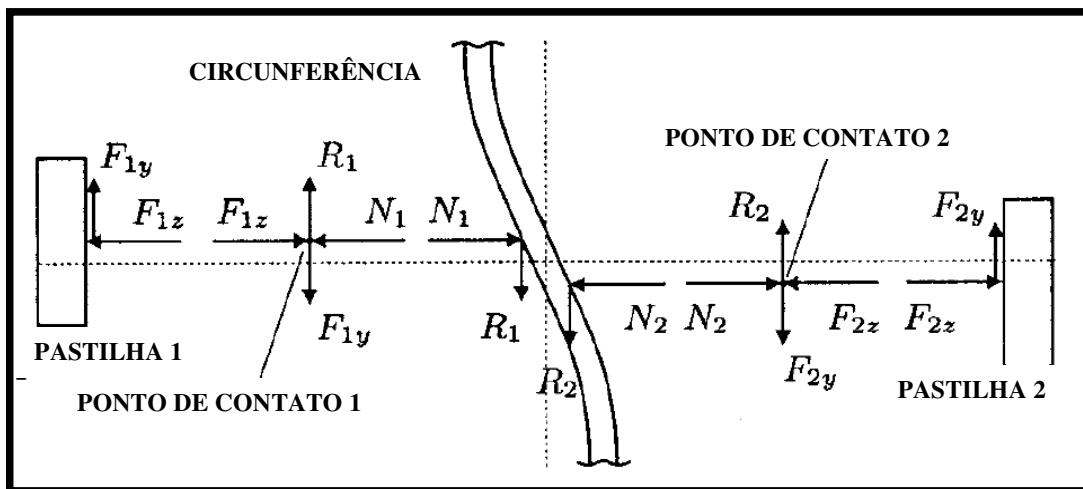


Figura 2.22 – Forças de contato na pastilha de freio (HEILIG e WAUER, 2002)

F_{yi} e F_{zi} ($i=1,2$), conforme a Figura 2.22, expressam as forças de contato resultantes na pastilha de freio. Considerando a Lei de Coulomb, pode-se escrever a fricção durante o deslizamento como sendo:

$$R_i = \mu_d N_i \quad [N] \quad (2.34)$$

Onde:

R_i = forças de fricção

N_i = força normal

Definindo μ_i ($i=1,2$) como o número de fricção efetiva na pastilha de freio, com $F_{yi} = \mu F_{zi}$, tem-se que a análise da força de equilíbrio nos pontos de contato leva a:

$$\mu_1 = \mu_d, \mu_2 = \mu_d \quad [adm] \quad (2.35)$$

A Figura 2.23 apresenta o modelamento do gradiente de contato:

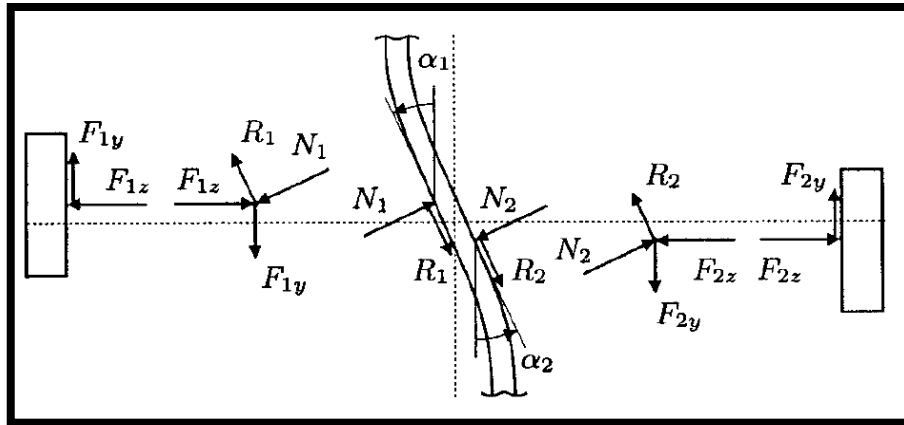


Figura 2.23 – Modelamento do gradiente de contato (HEILIG e WAUER, 2002)

A segunda consideração, representada pela Figura 2.23, implica em que a força normal (N_i) e a força de fricção (R_i) acompanham a inclinação da circunferência (disco), sendo que os ângulos (α_i) especificam os gradientes do ponto de contato (Θ_i) como sendo $\tan(\alpha_i) = \frac{\Delta}{R} \omega \theta(\theta, t) \big|_{\theta} = \theta_i$ com ($i=1,2$). Analisando o equilíbrio das forças nos pontos de contato, tem-se:

$$\mu_1 = \frac{u_d - \frac{1}{R} \omega \theta(\theta, t)}{1 + \mu_d \frac{1}{R} \omega \theta(\theta, t)} \bigg|_{\theta = \theta_1} \quad [\text{adm}] \quad (2.36)$$

$$\mu_2 = \frac{u_d + \frac{1}{R} \omega \theta(\theta, t)}{1 - \mu_d \frac{1}{R} \omega \theta(\theta, t)} \bigg|_{\theta = \theta_2} \quad [\text{adm}] \quad (2.37)$$

Segundo HEILIG e WAUER (2002), os seus estudos, baseados nestes equacionamentos, conduzem a um modelo que descreve as interações entre o disco e as pastilhas de freio, além de mostrar que, com o aumento da força e redução da velocidade durante a simulação, existe uma instabilidade no sistema de freio.

2.1.6.5 Considerações finais sobre a influência da pressão e velocidade no coeficiente de atrito

Segundo SANTOS e RODRIGUES (1996), a velocidade de deslizamento influencia significativamente os valores do coeficiente de atrito no contato sapata-roda em sistemas de freio ferroviário. Santos e Rodrigues perceberam que o coeficiente de atrito decresce por volta de 40% em função do aumento da velocidade de 20 para 35 km/h. Estas diferenças ficaram mais significativas quando a temperatura atinge valores mais elevados.

Avaliando a influência da força normal no momento da frenagem, constataram que esta depende do tipo de material de atrito em contato com a roda. A Figura 2.24 ilustra os resultados de ensaio para a sapata A₁ nos dois tipos de ensaios de frenagem constante sugeridos pela norma M-926 (M926, 1992). No ensaio pesado, seguindo a exigência da norma M-926, o coeficiente de atrito não apresenta uma diferença significativa. Analisando o ensaio leve, verificou-se que o comportamento do coeficiente de atrito aumenta significativamente.

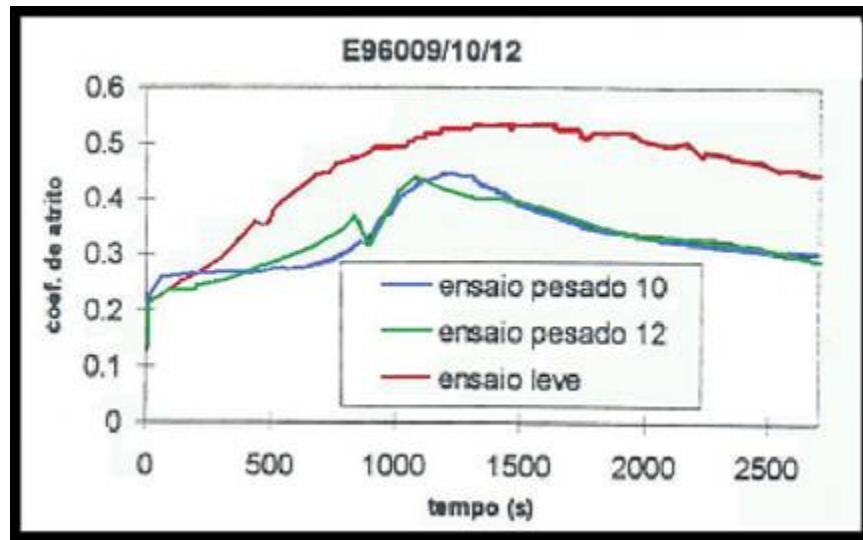


Figura 2.24 – Ensaio de frenagem constante (A.A.R.) na sapata A1: roda 33 pol (838 mm); tempo de frenagem 45 mm; força normal 6500 N (ensaio pesado) e 4200 N (ensaio leve); velocidade 32,5 km/h

Ao analisar três fabricantes de pastilha de freio, com três amostras de cada fabricante, SANTOS (2005) constatou que o coeficiente de atrito, tanto em pastilhas novas como em pastilhas usadas, decresce com o aumento da velocidade e mantêm-se constante com o aumento da pressão. A Figura 2.25 apresenta a influência da velocidade no comportamento do coeficiente de atrito.

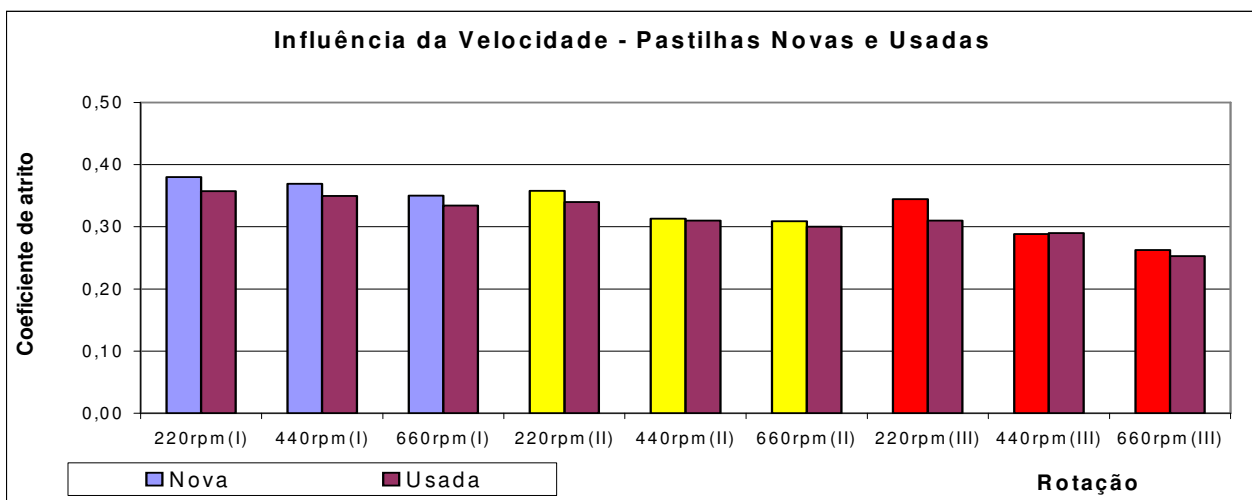


Figura 2.25 – Influência da velocidade no comportamento do coeficiente de atrito (SANTOS, 2005)

2.2 Considerações preliminares sobre armazenamento de energia

Segundo FERREIRA e POMILIO (2005), a energia elétrica pode ser armazenada por meio de duas formas distintas:

- Indireta: armazenada através da conversão da energia eletroquímica, potencial, cinética ou térmica;
- Direta: através da energia de campos magnéticos ou elétricos.

Como exemplo de dispositivos que armazenam energia de forma indireta tem-se a bateria, que armazena eletroquimicamente, e os volantes de energia, que armazenam mecanicamente energia cinética. As bobinas magnéticas supercondutoras, conhecidas como SMES, armazenam energia através do campo magnético. Os capacitores armazenam energia através do campo elétrico que, juntamente com o SMES, exemplificam um armazenamento direto.

Os dispositivos de conversão e de armazenamento de energia podem ser caracterizados basicamente pela quantidade de energia que acumulam por unidade de massa, ou volume, e pela rapidez com que tais dispositivos são capazes de transferir tal energia acumulada por unidade de massa ou volume. A Figura 2.26 apresenta o diagrama de Ragone que, juntamente com a densidade de energia e a densidade de potência, caracterizam os sistemas de armazenamento de energia e os dispositivos de conversão. A densidade de energia representa a quantidade de energia armazenada por unidade de massa, J/kg , ou volume, J/m^3 . A densidade de potência representa a velocidade em que determinada quantidade de energia pode ser transferida pelo dispositivo por unidade de massa, W/kg , ou de volume, W/m^3 .

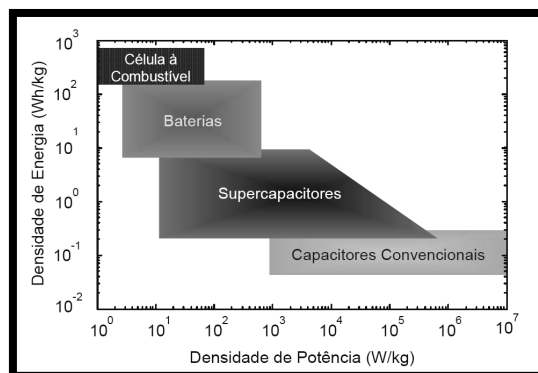


Figura 2.26 – Diagrama de Ragone (FERREIRA e POMILIO, 2005)

Na Figura 2.26 é apresentada uma comparação entre quatro diferentes formas de armazenamento de energia, que são: célula a combustível, baterias, ultracapacitores ou supercapacitores e capacitores convencionais. Este diagrama foi desenvolvido para mostrar, de forma gráfica, a lacuna que existia entre as baterias e os capacitores convencionais, preenchida a partir do desenvolvimento dos ultracapacitores. O item referente à célula a combustível não será aprofundado no decorrer desta revisão, pois os seus conceitos não serão utilizados para o desenvolvimento deste trabalho.

2.2.1 Definindo bateria

Segundo FERREIRA (2007), a bateria é um dispositivo eletroquímico que converte de forma direta a energia armazenada quimicamente em eletricidade. Uma bateria (denominada de pilha elétrica) é composta de uma ou mais células eletroquímicas e cada uma consiste de duas partes de células ou eletrodos. Uma metade de célula, chamada de eletrodo negativo, possui uma abundância de elétrons. A outra, chamada de eletrodo positivo, possui um déficit de elétrons. Quando as duas metades são conectadas por um fio ou um cabo elétrico, os elétrons fluirão do eletrodo negativo para o positivo. Um separador poroso isola os eletrodos (BARRETO,1986), impedindo a condução eletrônica entre as placas, além de permitir o livre trânsito de íons imersos em um eletrólito (ácido sulfúrico diluído em água pura). No eletrólito ocorre a dissociação eletrolítica, ou seja, a decomposição da molécula de ácido sulfúrico em íons de hidrogênio (positivos) e íons de sulfato (negativos). Enquanto os elétrons passam para o lado positivo, o fluxo é reduzido gradualmente e a voltagem da eletricidade produzida pela bateria cai. Eventualmente, quando houver a mesma quantidade de elétrons no lado positivo e no negativo, a bateria é considerada descarregada, sendo incapaz de produzir um fluxo elétrico.

2.2.1.1 Histórico das baterias

Segundo INSTITUTE OF CHEMISTRY (2008), em 1663 Otto Van Guericke, físico alemão, engenheiro e filósofo inventou uma máquina eletrostática, constituída por uma esfera de enxofre, que girava em torno de um eixo, enquanto era friccionada por meio das mãos do físico. Em 1799 a primeira bateria elétrica foi desenvolvida pelo físico italiano Alessandro Volta (IEEE HISTORY CENTER, 2008). Quatro anos antes de se tornar professor de física na Universidade

de Pavia Itália, por volta de 1775, Volta criou o eletróforo, um dispositivo que criava eletricidade estática. Antes dos estudos feitos por Volta, achava-se que a eletricidade era gerada através dos seres vivos (eletricidade animal). Em 1860 foram inventadas as células secas para o uso com o telegrafo (IEEE VIRTUAL MUSEUM, 2008). Em 1870 o telefone foi inventado em função do uso da bateria. Em 1900 o engenheiro Thomas Edson utilizou baterias alcalinas para mover veículos elétricos.

2.2.1.2 Tipos de baterias

As características químicas de uma bateria recarregável podem ser recompostas através da energia fornecida por uma fonte externa. Os fabricantes de automóveis desenvolveram três tipos principais de baterias recarregáveis utilizadas em um carro elétrico, conhecidas por baterias de chumbo-ácido, baterias de hidreto metálico de níquel (NiMH) e baterias de íon-lítio (Li-ion).

Uma bateria de chumbo ácido é composta por um eletrodo positivo, constituído por uma placa de peróxido de chumbo, também conhecido por anodo. Ela também apresenta um eletrodo negativo constituído por uma placa de chumbo esponjoso, conhecido por catodo. Conforme BARRETO (1986) um material poroso é utilizado como separador para impedir que exista condução eletrônica entre as placas, que permite o livre trânsito dos íons que se encontram imersos em um ácido sulfúrico diluído em água pura (eletrólito). Nesta solução eletrolítica ocorre a decomposição da molécula de ácido sulfúrico em íons de hidrogênio, definindo positividade, e em íons de sulfato, definindo negatividade.

No momento que existe uma descarga na bateria, os elétrons migram do catodo para o anodo através do condutor externo, enquanto os íons do anodo fluem em direção ao catodo através do eletrólito. O eletrólito possibilita que os dois eletrodos venham a reagir, convertendo-se parcialmente em água, dado a alta concentração de ácido sulfúrico, possibilitando que tanto o catodo como o anodo sejam convertidos em sulfato de chumbo (PbSO_4). Em descargas bastante elevadas, o desempenho da bateria pode ser reduzido permanentemente, tendo como causa principal o efeito acumulativo da fadiga térmica dos materiais durante o processo de reversão do estado de carga. Em um processo de carregamento, a inserção de corrente permite que os

eletrodos sejam organizados no chumbo esponjoso (Pb) e no peróxido de chumbo (PbO₂), e a água seja recomposta em ácido sulfúrico.

Segundo HUNTER e ANBUKY (2003) as restrições no processo de recarga para restabelecer o estado de carga da bateria são muito mais severas que as do processo de descarga, pois se o processo de recarga não for devidamente controlado, o ciclo de vida da bateria pode ser reduzido em decorrência da fadiga térmica ou da fadiga por saturação da carga. Em situações em que ocorram aumentos significativos de temperatura em correntes elevadas, há um aumento da temperatura através da dissipação térmica em função da resistência interna da bateria e da corrente ao quadrado. Com o aumento da temperatura, caso a quantidade de energia fornecida à bateria seja superior à sua capacidade de absorção, haverá sobrecargas durante as reações, com aumentos bruscos da tensão da bateria.

As baterias de hidreto metálico de níquel entraram no mercado ao final dos anos 80. Elas possuem uma alta densidade de energia, ou seja, uma grande quantidade de energia pode ser contida numa bateria relativamente pequena. Não contêm metais tóxicos, por isso são fáceis de reciclar. As baterias de hidreto metálico de níquel ou NiMh conseguem armazenar duas a três vezes mais energia que as baterias de NiCad (NiCd). Por não possuírem metais pesados, elas são consideradas ecologicamente corretas. Uma grande vantagem das baterias de NiMh é a ausência de efeito memória, facilitando assim, o processo de recarga. A única desvantagem destas baterias é o tempo de vida útil que fica limitado ao máximo de 500 a 1000 ciclos de carga.

As baterias de íon-lítio, que entraram no mercado no início dos anos 90, possuem uma densidade de energia muito alta e, diferente da maioria das baterias, elas não perdem a carga quando não são utilizadas. Em função do pouco peso e da ausência de manutenção, as baterias de íon-lítio são largamente usadas em aparelhos eletrônicos como computadores do tipo laptop. Especialistas afirmam que a bateria de íon de lítio é o futuro mais próximo que a ciência pode chegar do desenvolvimento de uma bateria recarregável perfeita, propiciando uma maior autonomia para os veículos elétricos. Uma variação das baterias de íon-lítio, chamadas de baterias de polímero de íon-lítio, tem apresentado resultados significativos durante a recarga das

mesmas. Essas baterias, no futuro, provavelmente apresentarão um custo menor do que as baterias de íon-lítio; porém, hoje, as baterias de polímero de íon-lítio têm preço elevado.

2.2.2 Definição de capacitores

Segundo RISE (2008), um capacitor é um dispositivo eletrônico que armazena energia sob a forma de um campo elétrico presente entre um par de condutores elétricos com taxas de igual magnitude, porém com sinal contrário, separado por um material isolante chamado dielétrico, conforme ilustra a Figura 2.27 (ANDRÉ, 2008):

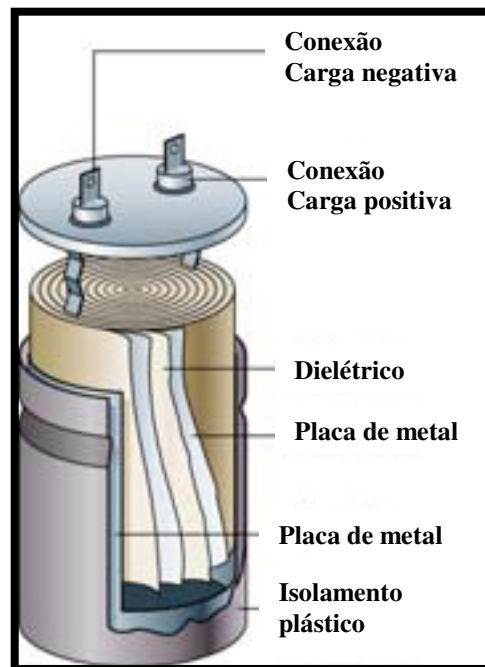


Figura 2.27 – Detalhe de um capacitor

A capacitância, grandeza elétrica de um capacitor, é determinada pela quantidade de energia elétrica que um capacitor pode armazenar por meio de certa tensão e pela quantidade de corrente que circula pelo mesmo. Em um capacitor convencional, a energia é armazenada pela remoção de elétrons através de placas de metal. Esta separação cria um potencial entre as duas placas, permitindo que o mesmo seja aproveitado em um circuito externo. A energia total armazenada por meio desta condição é definida através da combinação do número de elétrons

armazenados e do potencial entre as placas. A unidade da capacitância é Farad (F). Esta unidade indica uma corrente de um Ampère quando a tensão estiver variando na razão de um volt por segundo. A capacitância é a grandeza elétrica de um capacitor que é determinada pela quantidade de energia elétrica que o mesmo pode armazenar através de uma determinada tensão e pela quantidade de corrente alternada que o atravessa numa determinada frequência. Seu valor é definido pela seguinte equação:

$$C = \frac{q}{U} \quad [F] \quad (2.38)$$

Onde:

q = quantidade de carga [C]

U = diferença de potencial ou tensão [V]

Conforme ANDRÉ (2008), existem vários tipos de capacitores, dentre os quais destacam-se o capacitor eletrolítico, o de tântalo, o variável, cerâmico e o de poliéster, cada um com características adequadas para certas aplicações.

2.2.3 Ultracapacitores

EICHENBERG (2008) define um ultracapacitor ou supercapacitor como um capacitor eletroquímico de dupla camada porosa não reativa, também chamado de coletor. O ultracapacitor apresenta uma densidade de energia significativamente elevada quando comparada com capacitores comuns.

Os mecanismos de um ultracapacitor polarizam uma solução eletrolítica com um potencial de tensão aplicada através de sua dupla camada (MAHER, 2008). Isto ocorre com o objetivo de armazenar eletrostaticamente a energia, através de uma relação entre o eletrodo/eletrólito. A Figura 2.28 mostra o detalhe de um ultracapacitor (ZORPETTE, 2007).

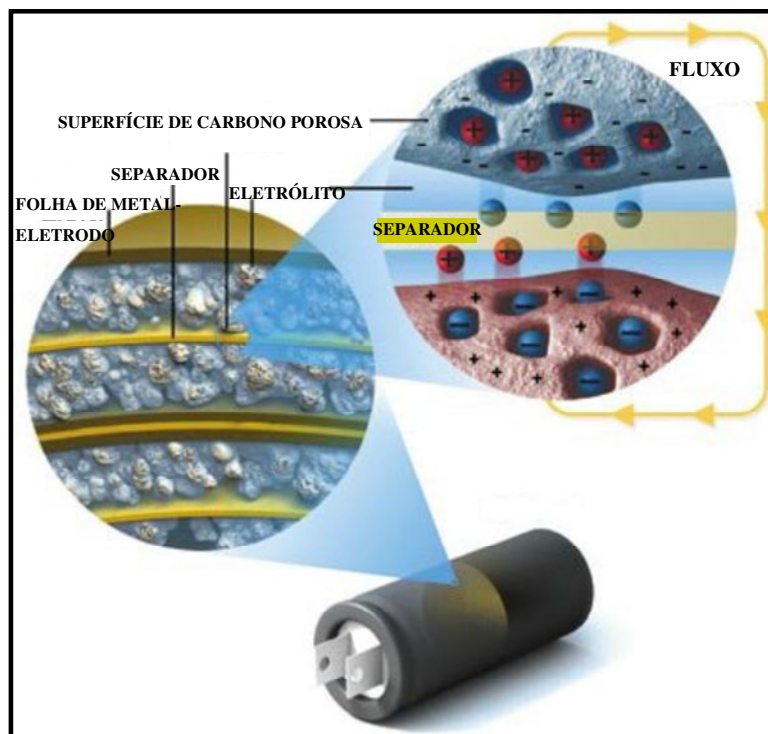


Figura 2.28 – Detalhe de um ultracapacitor (ZORPETTE, 2007)

Ao se aplicar um potencial no eletrodo positivo, os íons negativos são atraídos. De forma semelhante, ao se aplicar um potencial no eletrodo negativo, os íons positivos também são atraídos, conforme ilustra a Figura 2.29. Esta atração é representada pelos pontos em amarelo indicados pela seta desta figura.

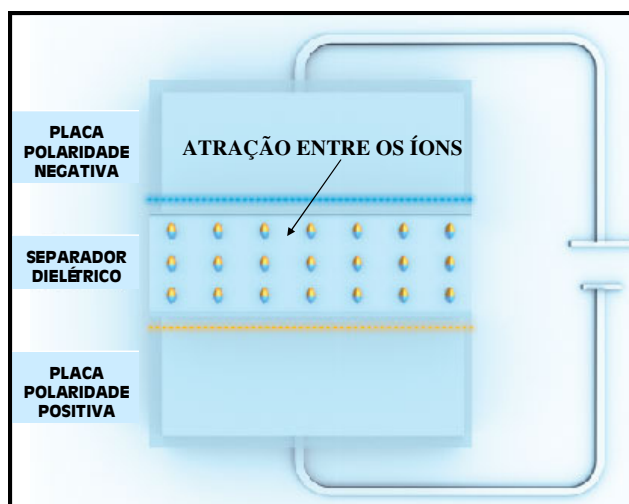


Figura 2.29 – Polaridades do ultracapacitor (SCHINDALL, 2008)

O eletrólito altamente condutivo, que pode ser um produto aquoso ou um solvente orgânico, preenche o espaço existente entre o conjunto formado pelas camadas de carbono ativado e o separador, provendo de forma instantânea uma alta concentração de íons móveis (PROPHET, 2008). A Figura 2.30 apresenta o comportamento dos íons no ultracapacitor.

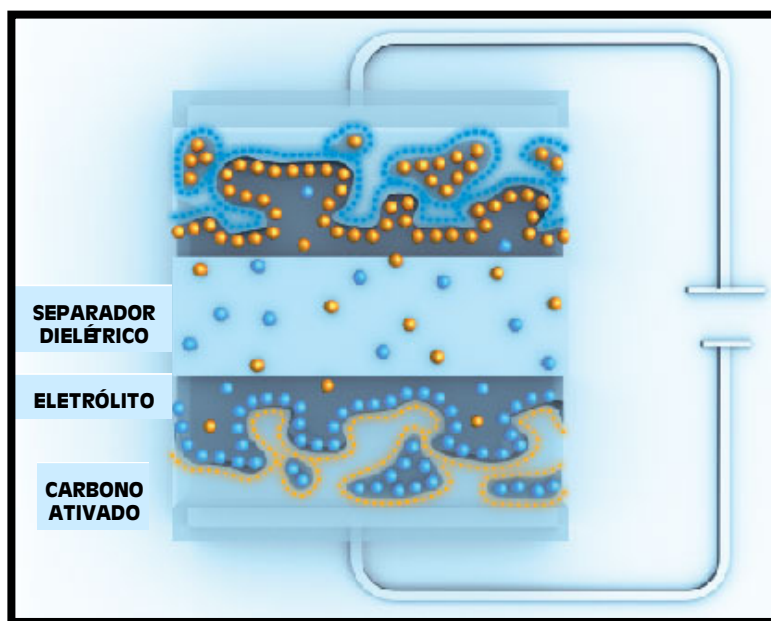


Figura 2.30 – Esquema de atração entre os íons (SCHINDALL, 2008)

O separador dielétrico (que pode ser fabricado de papel, membrana ou fibra de vidro) está localizado entre os dois elétrodos e tem como objetivo impedir que a carga se mova entre os mesmos, além de impedir o contato eletrônico ou a condução de corrente, porém, permite o livre trânsito dos cátions e ânions. Embora o ultracapacitor seja um dispositivo eletroquímico, nenhuma reação química é envolvida em seu mecanismo de armazenamento de energia.

Os ultracapacitores são altamente reversíveis, permitindo que sejam carregados e descarregados diversas vezes. Tal carregamento é caracterizado pelo movimento de íons dentro do eletrólito, apresentando uma resistência série equivalente relativamente baixa, e com um elevado limite de corrente de carga e descarga. A Figura 2.31 apresenta um nanotubo de carbono utilizado em ultracapacitores com o objetivo de armazenar mais energia do que o carbono ativado.

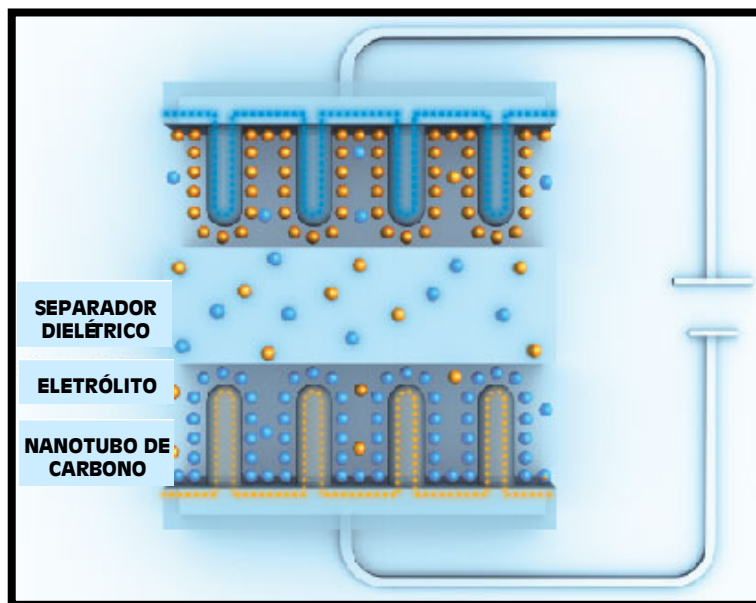


Figura 2.31 – Ultracapacitor com nanotubo de carbono (SCHINDALL, 2008)

Enquanto um capacitor eletrolítico apresenta uma capacidade de armazenamento medida em microfarads, um ultracapacitor com mesmas dimensões apresenta uma capacidade de armazenamento da ordem de farads, com uma significativa melhoria da capacidade, da ordem de dez mil vezes mais. Isto ocorre devido à enorme superfície de área criada pelos eletrodos porosos do carbono, até $2000 \text{ m}^2/\text{g}$, e pela pequena separação dielétrica, em torno de 10 angstroms (NREL, 2007). Segundo FERREIRA e POMILIO (2005), no momento em que um ultracapacitor está carregado, cada um dos eletrodos possui cargas de polaridades opostas, com uma proximidade entre elas da ordem de 2–5 nm.

Os módulos quando usados em conjunto com baterias, têm como finalidade permitir o aumento da vida útil das mesmas, disponibilizando um aumento brusco da transferência da energia armazenada, com o fornecimento de altas potências sempre que necessário, ou seja, durante as realizações de descargas ou recargas dos veículos, conforme Figura 2.32. Neste tipo de aplicação, o ultracapacitor irá funcionar como uma fonte de rápida transferência de energia, permitindo otimização, compactação e melhora do desempenho do sistema de armazenamento e de conversão de energia (MAXWELL TECHNOLOGIES, 2008).

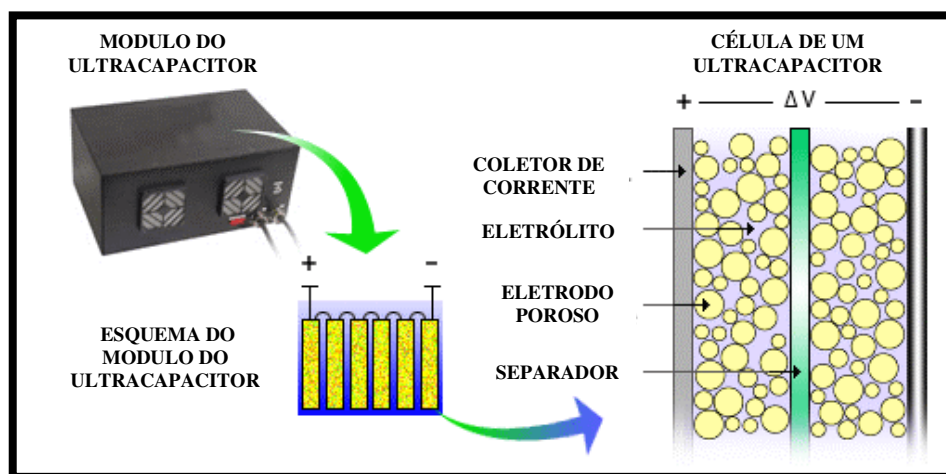


Figura 2.32 – Esquema de um módulo do ultracapacitor

A grande desvantagem desta associação é o alto custo do produto final, no caso o veículo, em decorrência dos adicionais eletrônicos para o controle do sistema operacional, além do elevado custo por *Watt* dos ultracapacitores. Outras desvantagens estão associadas à quantidade de energia armazenada por unidade de peso, determinada pelas suas propriedades físicas, que é consideravelmente mais baixa do que a quantidade armazenada pela bateria eletrolítica, além de permitir que a voltagem varie com a energia armazenada, suportando apenas tensões baixas. Existem muitas vantagens em utilizar um ultracapacitor em relação às baterias eletroquímicas, dentre elas destacam-se:

- Rápidas taxas de recarga e descarga;
- Ciclo de vida bem superior aos da bateria;
- O peso do ultracapacitor é significativamente inferior ao da bateria, conforme ilustra a Figura 2.26;
- Os materiais utilizados apresentam baixa toxicidade.

Segundo ALLEN (2008), há cinco razões para se utilizar ultracapacitores em projetos que se desejam armazenar e descarregar energia em um curto espaço de tempo, sem que haja comprometimento da bateria:

- **Alta eficiência:** Os ultracapacitores apresentam uma significativa eficiência coulômbica, sendo superior a 99%, ou seja, conseguem carregar e descarregar com poucas perdas durante este processo (BALAYA, 2008);
- **Variação da temperatura:** Apresentam uma significativa margem de temperatura de trabalho, variando de 65°C à - 40°C;
- **Altas Correntes:** Como os ultracapacitores possuem resistência em série muito baixa, tais dispositivos carregam e descarregam com uma corrente significativamente elevada.
- **Variação da Tensão:** Permite que se trabalhe com uma grande faixa de tensão. Caso seja necessário utilizar uma tensão elevada, várias células de ultracapacitores são colocadas em série, formando assim um módulo de ultracapacitor que fornecerá a tensão desejada.
- **Um longo ciclo de vida:** O armazenamento de energia em um ultracapacitor é um processo altamente reversível. O processo apenas moverá os prótons e os íons, sem providenciar as quebras químicas, como em uma bateria convencional. Esta vantagem permite que sejam realizados milhares de ciclos de carga e descarga sem o comprometimento da vida útil do ultracapacitor, beneficiando também de forma direta a vida da bateria.

2.3 Veículos elétricos

Um veículo elétrico é movido por um motor elétrico e não por um motor a gasolina ou a diesel (BRAIN, 2009). O motor elétrico é alimentado por um regulador, cuja alimentação é feita por um conjunto de baterias recarregáveis. Os veículos elétricos normalmente fazem uso de bancos de baterias como fonte primária de energia. A energia armazenada nas baterias em forma química é convertida em energia elétrica, que por sua vez, é transportada até os motores que farão sua conversão em energia mecânica, proporcionado que o veículo se locomova. Atualmente, a construção destes veículos nos Estados Unidos e no Japão partiu da indústria automotiva, preocupada com o avanço do preço do petróleo. No Brasil, esta iniciativa partiu das usinas hidrelétricas.

Segundo GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005) existem quatro configurações utilizadas para um carro puramente elétrico. A Figura 2.33 apresenta a primeira configuração.

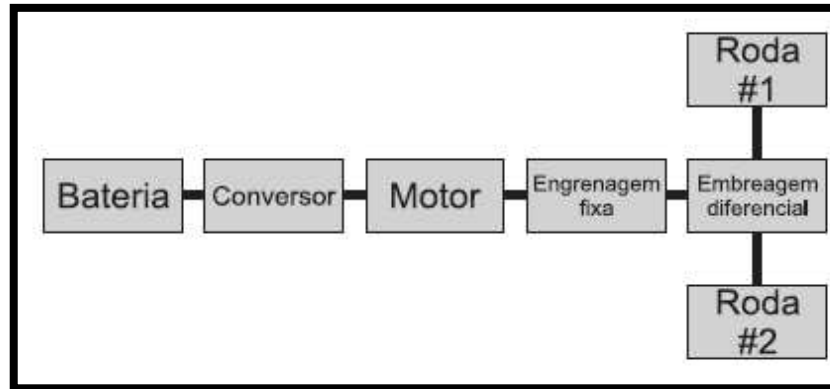


Figura 2.33 – Veículo elétrico com apenas um único motor
(GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI, 2005)

A configuração apresentada na Figura 2.33 ilustra um conjunto de baterias que alimenta um conversor eletrônico com o objetivo de acionar um motor elétrico. Este motor irá fornecer potência mecânica às rodas passando através de um sistema de engrenagens e uma embreagem diferencial. A segunda configuração é apresentada na Figura 2.34.

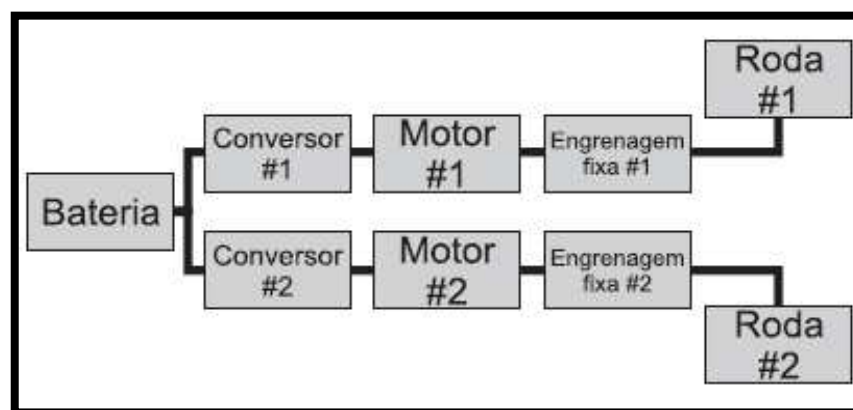


Figura 2.34 – Veículo elétrico com dois motores (GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI, 2005)

A configuração apresentada na Figura 2.34 substitui a embreagem diferencial por uma implementação eletrônica, ajustando-se velocidades levemente distintas para cada um dos motores e suas respectivas rodas. A esta configuração somam-se dois conversores e dois motores. A terceira configuração é apresentada na Figura 2.35.

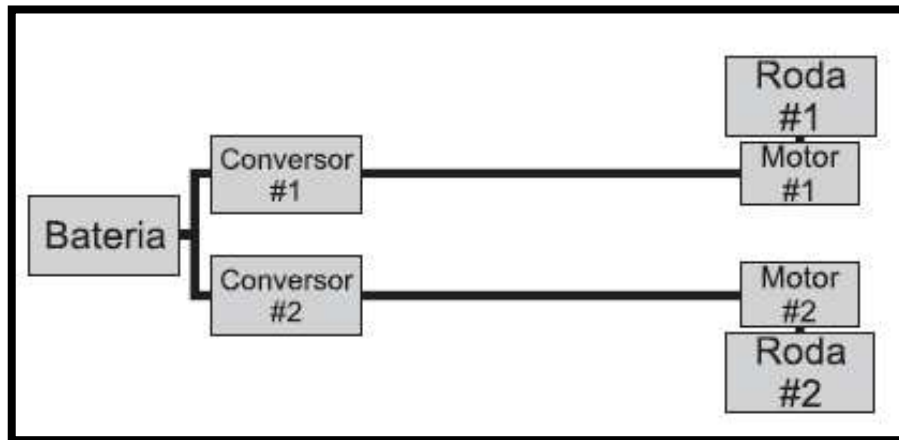


Figura 2.35 – Veículo elétrico com dois motores acoplados diretamente às rodas
(GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI, 2005)

A configuração apresentada na Figura 2.35 permite a montagem dos motores diretamente nas rodas, permitindo desta forma um sistema de tração nas quatro rodas. Para esta configuração torna-se necessário o uso de motores especiais, com pequenas dimensões, permitindo a construção de veículos com altura do piso significativamente baixa.

A quarta configuração de veículo elétrico apresentada por GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005), substitui o reservatório de combustível, o motor a explosão e o gerador por um sistema que fornece energia elétrica a partir do armazenamento de hidrogênio, sendo conhecidos como veículos movidos a células de combustíveis, híbridos em série. Caso exista excesso de energia, um banco de baterias é utilizado para armazenar este excesso, conforme ilustra a Figura 2.36.

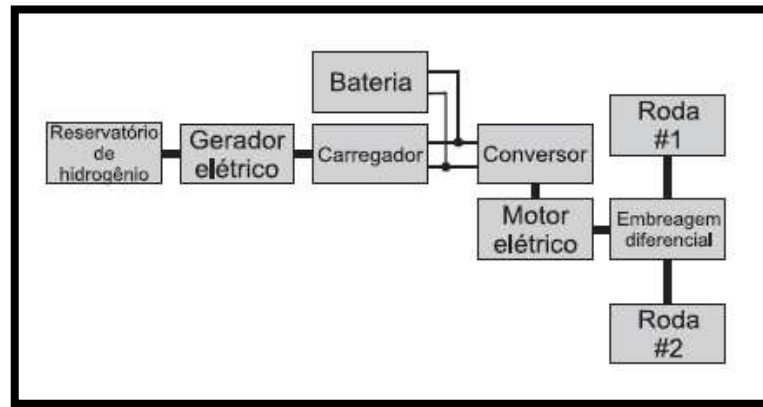


Figura 2.36 – Veículo elétrico movido a hidrogênio

2.4 Veículos híbridos e frenagem regenerativa

Um veículo híbrido é um veículo que possui mais de um motor, com tipos diferentes de alimentação. Segundo GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005), um carro elétrico pode aumentar significativamente a sua autonomia através de uma fonte de energia adicional, associando um motor a combustão interna a um grupo gerador. Este tipo de carro é denominado de HEV (“*Hybrid Electric Vehicle*”) ou também TEHV (“*Thermal Electric Hybrid Vehicle*”).

GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005), apresentam cinco estruturas para a construção de carros híbridos. A primeira estrutura do carro elétrico híbrido é em série, com uma combinação de duas fontes de energia, conforme ilustra a Figura 2.37.

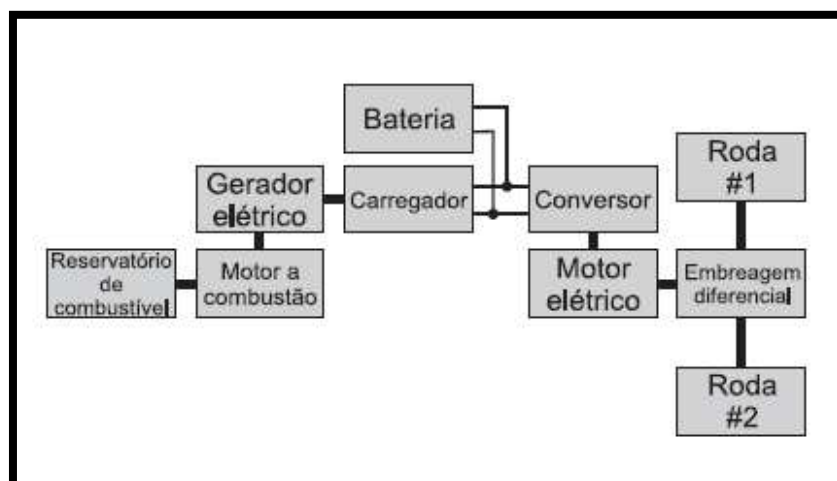


Figura 2.37 – Veículo elétrico híbrido em série

A tração deste veículo híbrido origina-se de um único motor elétrico, sendo que a energia necessária para o acionamento deste motor resulta da combinação de duas ou mais fontes de energia independentes. Além do motor elétrico existe um motor a explosão, que por sua vez é abastecido por um reservatório de combustível (gasolina ou diesel). Este motor a combustão aciona um gerador elétrico que fornece energia elétrica para um conversor eletrônico ou para um sistema de baterias. A energia fornecida ao conversor tem como finalidade acionar um motor elétrico.

Segundo GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005), no momento que o veículo necessita de uma elevada potência de aceleração, tanto a bateria como o motor a combustão fornecem energia para o motor elétrico. Durante os períodos de frenagem, o sistema de baterias receberá energia do motor a combustão e, ao mesmo tempo, parte da energia cinética do veículo convertida em eletricidade fazendo com que o motor funcione como um gerador elétrico.

A segunda estrutura de veículo híbrido apresentada é o híbrido paralelo, que combina dois tipos de tração. Tanto o motor elétrico como o motor a combustão atuam de forma conjunta através de embreagens que tracionam o veículo. Caso exista a necessidade de se usar apenas um motor, isto é possível desconectando o motor que não se deseja utilizar. Esta estrutura é apresentada na Figura 2.38.

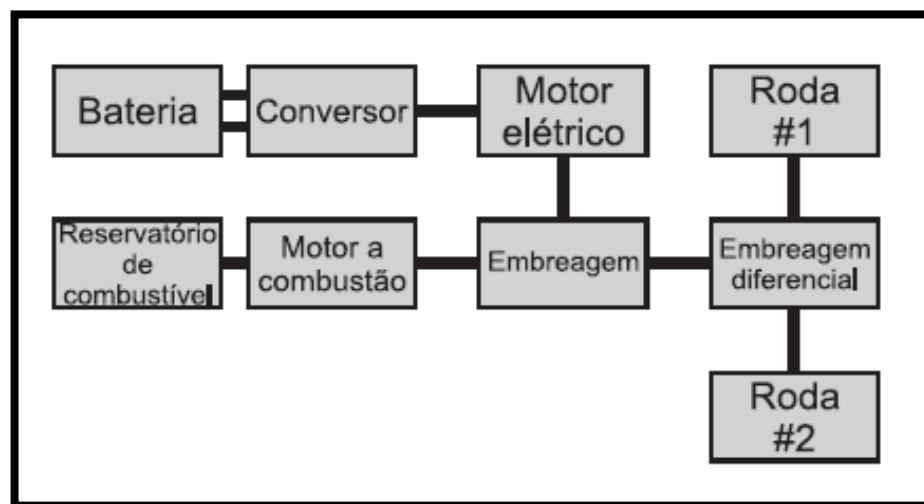


Figura 2.38 – Veículo elétrico híbrido em paralelo

Nas estruturas híbridas paralelas também é possível inverter o fluxo de potência, permitindo que o motor elétrico opere como gerador, possibilitando que o banco de baterias seja carregado pelo motor de combustão e pelo excesso de energia cinética durante os intervalos de frenagem.

Além destas estruturas apresentadas por GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005), existem duas estruturas denominadas complexas, diferentes do veículo híbrido série ou paralelo convencional. A terceira estrutura é composta por um mecanismo específico que tem o objetivo de armazenar picos de energia, associada a um banco de baterias. Esta configuração não é usual, mas é parecida com a configuração da Figura 2.37. A Figura 2.39 mostra este tipo de estrutura com o ultracapacitor.

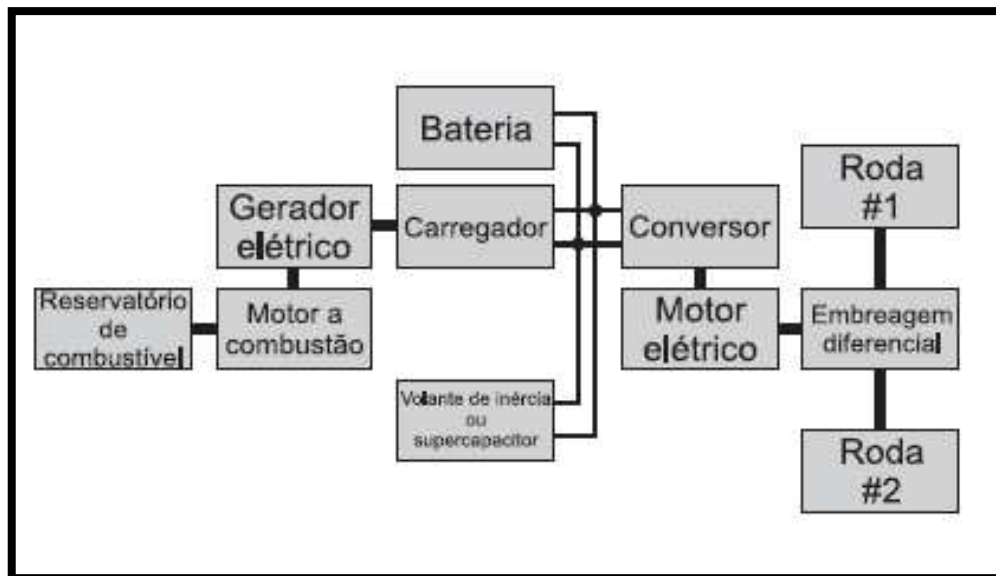


Figura 2.39 – Veículo híbrido em série com mecanismo para armazenamento de pico de energia

A quarta estrutura proposta pelos mesmos autores associa os arranjos em série e paralelo, utilizando uma embreagem para direcionar a energia produzida pelo motor a combustão tanto para o sistema de baterias como para o motor elétrico, conforme indica a Figura 2.40.

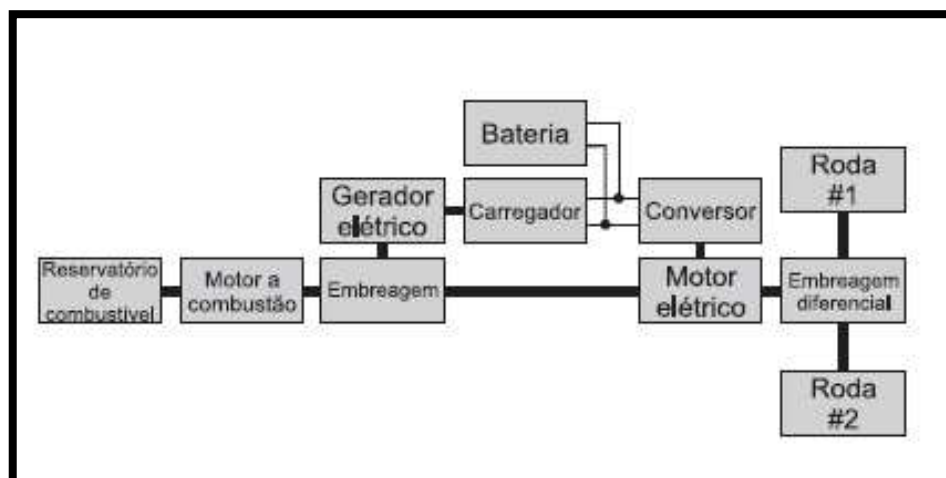


Figura 2.40 – Veículo híbrido em série-paralelo

Todas as estruturas de veículos híbridos apresentadas por GOLDEMBERG, LEBENSZTAJN e PELLINI (2005) utilizam algum tipo de bateria especial capaz de suportar ciclos de carga e descarga intensos. Além disso, os sistemas de gestão de energia possuem um papel fundamental, definindo a eficiência global do sistema e o nível de emissão de poluentes. Para que tais sistemas de gerenciamento operem corretamente são necessários sistemas adequados de aquisição de dados aliados a sistemas de controle específicos.

A frenagem regenerativa é uma característica fundamental nos carros elétricos. Para este tipo de veículo deve ser considerado um torque de frenagem suficientemente alto associado a uma elevada corrente de carga de bateria.

2.5 Conceitos sobre o planejamento de experimentos

Para se realizar um conjunto de experimentos é necessário conhecer todas as variáveis que influenciam diretamente no processo, além de encontrar a combinação dos níveis destas variáveis e a quantidade ideal de experimentos que expresse melhor a resposta esperada pelo processo.

O planejamento experimental é uma ferramenta importantíssima em trabalhos não só ligados à engenharia, mas também à ciência e à indústria, buscando melhorar o desempenho dos processos manufaturados, além de ser extensamente aplicado no desenvolvimento de novos

processos. A aplicação das técnicas do planejamento experimental no início do desenvolvimento do processo apresenta as seguintes vantagens.

- Melhora a concepção do projeto;
- Reduz a variabilidade;
- Reduz o tempo de processo;
- Reduz os custos.

Um planejamento adequado pode reduzir substancialmente o número de experimentos. Um número de variáveis de entrada, atuando sobre algum sistema em estudo, irá produzir algo como saída. A essa saída dá-se o nome de variável de resposta, que pode ser mais que uma. Para determinar as respostas, vários planejamentos experimentais têm sido desenvolvidos utilizando o menor número possível de experimentos (BOX, HUNTER e HUNTER, 1978).

A Figura 2.41 representa um modelo clássico de um processo ou sistema experimental, com entrada e saída de variáveis.

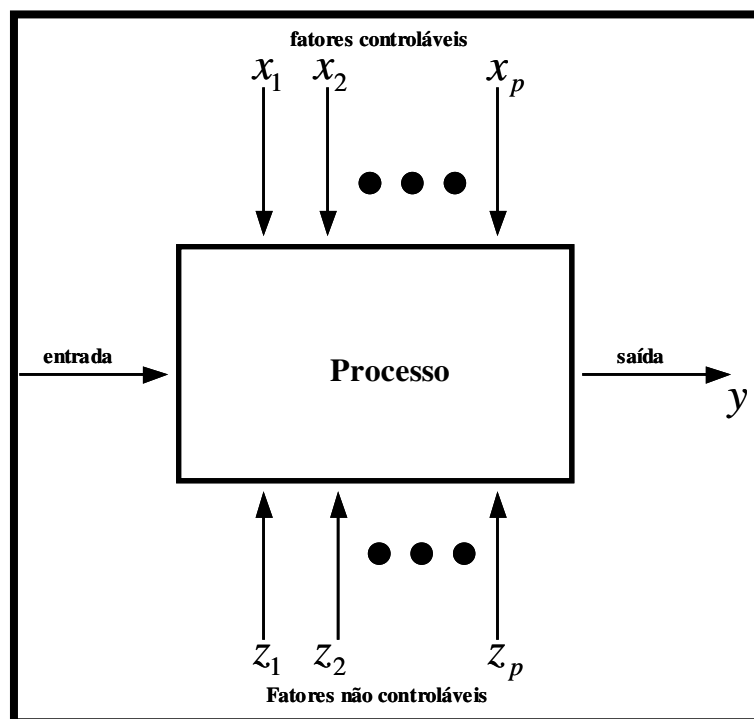


Figura 2.41 – Modelo clássico de um processo ou sistema

Usualmente, um processo ou sistema é visualizado como uma combinação de máquinas, métodos, pessoas, e outros recursos que transformam algumas entradas (frequentemente um material) em uma saída, que tem uma ou mais variáveis de respostas capazes de serem observadas durante o processo. Algumas destas variáveis de processo, representadas na Figura 2.40 como $x_1, x_2, \dots, x_p$ podem ser controladas, enquanto outras, representadas por $z_1, z_2, \dots, z_p$, não podem ser controladas. Os principais objetivos de um planejamento experimental podem ser descrito da seguinte forma:

- Determinar qual variável tem mais influência na variável de resposta, representada na Figura 2.40 por y ;
- Determinar em que posição fica estabelecida a influência de x para que o valor de y seja bem próximo do valor nominal esperado;
- Determinar em que posição se estabelece a influência de x para que a variabilidade em y seja pequena;
- Determinar em que posição se estabelece a influência de x para que os efeitos das variáveis não-controláveis $z_1, z_2, \dots, z_p$, sejam minimizados.

Algumas vezes, o processo deve atender a mais de um dos objetivos listados. Muitos métodos de planejamento experimental buscam desenvolver um processo robusto, com o objetivo de minimizar as fontes externas de variabilidades (variáveis não controláveis).

2.5.1 Os três princípios básicos do planejamento experimental

Ao descrever os passos de um experimento, é necessário primeiro enfatizar a importância dos aspectos estatísticos, intrinsecamente ligados ao triângulo estatístico, conforme ilustra a Figura 2.42. Nessa figura, pode-se notar as seguintes atividades: escolha de um planejamento experimental, de um planejamento do controle de erros e tratamentos, formulação de um modelo linear apropriado e um esboço de análise estatística baseada na escolha do planejamento experimental, associado ao modelo. Para uma análise significativa e especialmente sensível serão

definidos nos itens a seguir, os três princípios básicos do planejamento experimental: replicação, aleatorização e blocagem.

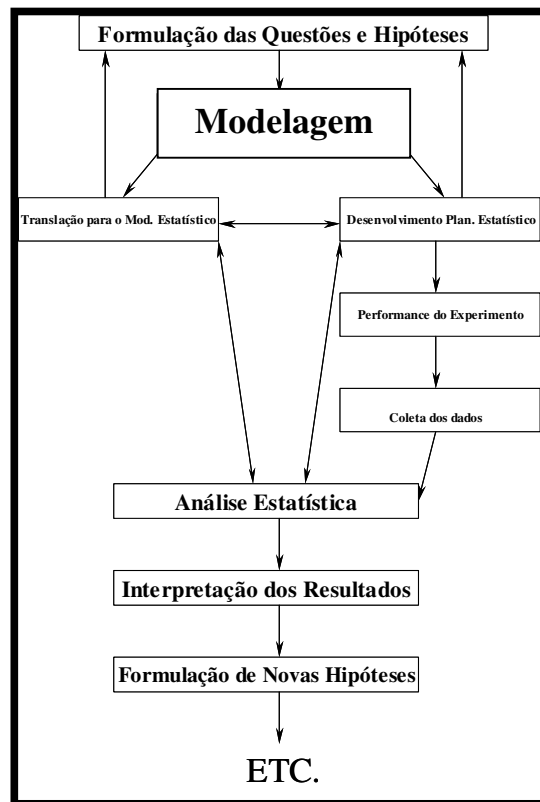


Figura 2.42 – Passos lógicos de uma experimentação científica (MONTGOMERY, 1991)

2.5.1.1 Replicação

Segundo MONTGOMERY (1991), embora estimativas de erro possam ser obtidas por experimentos prévios, o procedimento preferido é obter a estimativa do próprio experimento. Para que isto aconteça torna-se necessário repetir ou replicar cada variável mais de uma vez no experimento. A replicação tem duas importantes propriedades:

- Primeiro, permite ao pesquisador obter uma estimativa do erro experimental, sendo que a estimativa do erro torna-se uma unidade básica de medição para determinar se as diferenças observadas nos resultados analisados são realmente diferenças estatísticas;

- Segundo, se a média das amostras ($\bar{a}$) é usada para estimar o efeito de uma variável no experimento, então, a replicação permite ao pesquisador obter uma melhor precisão na estimativa destes efeitos devido à redução do erro padrão.

O erro padrão da média de uma medida ($\bar{a}$) é dado por:

$$E\bar{a} = \sqrt{S^2/n} \quad (2.39)$$

Onde:

S^2 = variância da amostra

n = número de replicações em função da média analisada

2.5.1.2 Aleatorização

A aleatorização utiliza elementos aleatórios para determinação de resultados, visando reduzir a possibilidade de parcialidades ou interferências. Em alguns planejamentos experimentais a aleatorização é restrita em certas direções, podendo considerar o procedimento de aleatorização como um conjunto de vários planejamentos. A aleatorização assegura que diferentes fatores estarão representados igualmente em cada condição de tratamento. Existem no mínimo duas razões para utilização de aleatorização em planejamento experimental:

- Para eliminar tendências;
- Para assegurar independências entre as observações.

2.5.1.3 Blocagem

É uma técnica usada para aumentar a exatidão de um experimento. Um bloco é uma porção do material experimental que se apresenta mais homogêneo do que todo o material, ou seja, blocar significa fazer comparações entre as condições de interesse dentro de cada bloco criado, também conhecido como controle local. Estas comparações são feitas sob condições iguais, em

função da uniformidade dos mesmos no interior dos blocos. As diferenças entre os blocos são removidas do erro experimental na análise dos resultados.

Segundo SANTOS (2005), existem vários tipos de planejamentos experimentais. Para este estudo será dedicada uma atenção bem mais detalhada para o planejamento fatorial fracionário, que é a metodologia adotada pelo autor deste trabalho. Será feita uma análise do coeficiente de atrito em função dos ensaios e das variáveis de influência, tendo em vista as variáveis controláveis e não controláveis. O chamado planejamento fatorial fracionário é o planejamento que mais se enquadra às condições de testes e análises de resultados propostas pelo autor

2.5.2 Experimentos fatoriais

Segundo TEÓFILO e FERREIRA (2005), em pesquisas científicas é rotina o desenvolvimento de problemas em que se requer a avaliação dos efeitos das variáveis sobre algum processo. Estas variáveis podem ser arranjadas de tal modo que as suas variações sejam simultâneas. Pode-se, com uma escolha adequada, determinar o efeito de cada variável, assim como a forma que os mesmos interagem com os demais.

Assim, o experimento torna-se mais eficiente, em função de não ter sido obtido variando-se cada variável de uma vez. Define-se uma disposição das variáveis adequadas, por meio da qual pode-se obter um número considerável de informações, bem como um aumento na precisão das estimativas dos efeitos, utilizando o mesmo número de réplicas. Segundo SILVA et al (2006), a utilização da metodologia do planejamento fatorial em estudos que abranjam muitas variáveis torna possível o planejamento e a realização de maneira organizada de uma quantidade mínima de experimentos.

MONTGOMERY (1991) define o planejamento experimental como uma análise composta por tratamentos que consistem da combinação de duas ou mais variáveis cada, em dois ou mais níveis. O número de tratamentos é o produto de número de níveis de todas as variáveis. Em um exemplo citado por Montgomery, tendo como meta a análise de gasolina aditivada, definiu-se o

planejamento fatorial 2 x 2, com duas variáveis T e P e dois níveis cada, ausente e presente. O planejamento fatorial 2 x 2 resultou em 4 combinações:

- a) Ambos ausentes;
- b) T ausente, P presente;
- c) T presente, P ausente;
- d) Ambos presentes.

O termo experimento fatorial refere-se às combinações, não ao tipo de planejamento experimental. Os experimentos fatoriais podem ser usados em alguns planejamentos, tais como: planejamento completamente aleatorizado, planejamento quadrado latino e outros, conforme citado em SANTOS (2005).

Os experimentos fatoriais apresentam duas vantagens em função da independência das variáveis:

- a) Todos os efeitos simples de cada variável são iguais ao efeito principal
- b) Cada efeito principal é estimado com uma posição semelhante, como se o ensaio total tivesse sido desenvolvido para esta única variável.

Os experimentos fatoriais apresentam duas desvantagens:

- a) Quando o número de variáveis aumenta, o tamanho do experimento torna-se maior.
- b) Volumosos experimentos fatoriais podem dificultar a análise, principalmente quando as interações estão sendo realizadas;

Experimentos fatoriais são utilizados em várias situações, dentre elas encontram-se:

- Experimentos investigativos, onde o objetivo é examinar um grande número de variáveis e determinar a mais importante;
- Situações onde busca-se estudar a relação entre as variáveis críticas, em particular para determinar a presença e a magnitude das interações.

2.5.2.1 Definição de planejamento fatorial completo

Segundo GIMENEZ (1997), após a escolha das variáveis a serem estudadas e dos valores a serem utilizados, os ensaios serão planejados por combinações destes valores (ou níveis). Define-se planejamento fatorial completo como a realização de um número de n^k ensaios, onde n é o número de valores utilizados para cada variável (níveis) e k é o número de variáveis estudadas (fatores).

TEÓFILO e FERREIRA (2005) mostram que se a combinação de k variáveis é analisada em dois níveis, um planejamento fatorial consistirá de 2^k experimentos quantitativos (concentração de certa substância, valores de pH, e outros) e os níveis podem ser nomeados pelos sinais (-) para o nível mais baixo e (+) para o nível mais alto. O que importa é a relação inicial entre o sinal dado e o efeito obtido, não havendo um critério definido para a nomeação dos sinais. Utilizam também os símbolos (0 e 1) para representar os níveis baixo e alto, respectivamente, de cada variável. Os tratamentos serão representados por combinações de letras minúsculas, que são os códigos das variáveis.

Como dito, o planejamento fatorial 2^k utiliza k variáveis analisadas em dois níveis. Este tipo de planejamento é muito útil em um trabalho experimental quando se têm muitas variáveis a investigar. As k variáveis podem ser estudadas em um planejamento fatorial completo. Consequentemente, esses planejamentos podem ser usados em experimentos de varredura de variáveis. No caso de três níveis, tem-se 3^k . Neste tipo de planejamento, tem-se k variáveis avaliadas em três níveis denotados por baixo (-1), médio (0) e alto (+1). Ele é usado quando se deseja detectar curvatura na função de resposta, sendo que existem alguns pontos que precisam ser considerados:

- O planejamento 3^k não é a maneira mais eficiente de modelar uma relação quadrática, quando as superfícies de respostas são alternativas superiores;
- O planejamento 2^k com pontos centrais é considerado uma excelente maneira de se obter uma indicação de curvatura.

2.5.2.2 Definição de planejamento fatorial fracionário

O planejamento fatorial fracionário é uma técnica de planejamento experimental que usa um fator de redução de forma a limitar o número de experimentos a um número mais baixo do que o obtido pelo planejamento fatorial. Existem muitos e diferentes tipos de planejamentos fatoriais fracionários (BOX, HUNTER e HUNTER, 1978), como por exemplo, as frações $1/2$, $1/4$, $1/8$, $1/16 \dots 1/2^b$ de um planejamento 2^{k-b} , 3^{k-b} , $\dots n^{k-b}$, em que k é o número de variáveis e b é o tamanho da fração. O tamanho da fração influenciará no possível número de efeitos a serem estimados e, conseqüentemente, no número de experimentos que serão realizados.

Segundo MONTGOMERY (1991), ao utilizar o planejamento fatorial fracionário para o estudo dos efeitos sobre uma determinada variável de resposta, com k variáveis de influência e n níveis de variação para cada variável em n^{k-b} combinações de testes, realizando-se apenas uma fração deste experimento representada por b , é possível analisar estes experimentos sem comprometer significativamente a precisão das conclusões decorrentes dos resultados obtidos. Simultaneamente, os custos e o tempo de duração dos experimentos serão significativamente reduzidos.

2.5.2.3 Definição de planejamento ortogonal

O planejamento ortogonal contém para cada combinação de níveis das variáveis de influência um número igual de repetições. Este planejamento requer apenas uma fração das combinações fatoriais completas, por este motivo, cada variável de influência pode ser avaliada independentemente de todas as outras variáveis, de forma que o efeito de uma variável não influencie na estimação de outra variável.

Ao estudar diversas variáveis simultaneamente, torna-se impraticável a separação dos efeitos das variáveis principais, sem considerar quaisquer efeitos de interação. Algumas variáveis podem proporcionar contribuição positiva e negativa. Ao se utilizar experimentos ortogonais específicos, busca-se evitar uma utilização ineficiente dos dados de ensaio, bem como uma situação não ortogonal, além de estimar interações mantendo a ortogonalidade. O objetivo do

planejamento ortogonal é avaliar diversas variáveis com um número mínimo de testes, permitindo que o experimento seja considerado eficiente, em função da grande quantidade de informações proveniente de poucos ensaios.

Segundo SCHULTZ (2003), o arranjo ortogonal impõe uma ordem no modo como o experimento é conduzido, sendo que a ortogonalidade refere-se ao equilíbrio das várias combinações entre as variáveis, de forma que nenhuma variável sofrerá maior ou menor influência no experimento. Segundo PADCKE (1989), com as variáveis de controle definidas, a construção da matriz de experimentos torna-se evidente, sendo selecionada adequadamente através dos arranjos ortogonais, representados pela Tabela 2.2:

Tabela 2.2 – Arranjos ortogonais

Arranjo Ortogonal	Número de Experimentos	Número de Fatores	Máximo Número de Colunas na Matriz			
			2 níveis	3 níveis	4 níveis	5 níveis
L ₄	4	3	3	-	-	-
L ₈	8	7	7	-	-	-
L ₉	9	4	-	4	-	-
L ₁₂	12	11	11	-	-	-
L ₁₆	16	15	15	-	-	-
L ₁₆	16	5	-	-	5	-
L ₁₈	18	8	1	7	-	-
L ₂₅	25	6	-	-	-	6
L ₂₇	27	13	-	13	-	-
L ₃₂	32	31	31	-	-	-
L ₃₂	32	10	1	-	9	-
L ₃₆	36	23	11	12	-	-
L ₃₆	36	16	3	13	-	-
L ₅₀	50	13	1	-	-	11
L ₅₄	54	26	1	25	-	-
L ₆₄	64	63	63	-	-	-
L ₆₄	64	21	-	-	21	-
L ₈₁	81	40	-	40	-	-

2.5.3 Estudo dos Métodos de Taguchi

Segundo VIEIRA (1996), Taguchi é comparado a Deming, grande pesquisador da engenharia de qualidade; a Ishikawa, criador do diagrama de causa e efeito; e a Juran, o primeiro homem que aplicou a qualidade à estratégia empresarial. A popularidade de Taguchi justificava o

mérito de sua filosofia de qualidade. Sua metodologia baseava-se na procura da diminuição de uma das principais fontes causadoras de baixa qualidade, a variabilidade.

Durante o desenvolvimento de um produto, as necessidades do consumidor são traduzidas em termos funcionais e, então, em características de desempenho ou de qualidade. Estas características são especificadas em valores ideais que proporcionam a máxima satisfação ao usuário. Não se melhora a qualidade de um produto sem que as características de qualidade do mesmo possam ser identificadas e mensuradas. Além disso, um programa de contínuo desenvolvimento depende de se conhecer os valores ideais destas características da qualidade. Cada característica da qualidade é uma variável. Seu valor pode ser diferente para cada unidade diferente do produto, e também pode mudar com o tempo em uma mesma peça. O objetivo de um programa de desenvolvimento contínuo da qualidade é reduzir a variação das características de qualidade de um produto em torno de seus valores desejáveis (KACKAR, 1986).

A variabilidade é um elemento inerente dos sistemas, produtos e processos. Por isto, é necessário encará-la como um problema desde os primeiros passos de desenvolvimento do produto. O essencial na qualidade de um produto é o grau da variação de seu desempenho. Desse modo, quanto menor o desvio do desempenho do produto, melhor a sua qualidade. Segundo TAGUCHI, ELSAYED e HSIANG (1990) e ROSS (1991), as fontes causadoras da variabilidade são chamadas de variáveis de ruído, que serão definidas posteriormente. A filosofia de Taguchi aborda a qualidade em todas as fases do ciclo de vida do produto, porém, coloca a fase de projeto como vital para o alcance da qualidade a baixo custo.

Segundo VIEIRA (1996), a aplicação da filosofia de Taguchi tem grande influência na qualidade industrial e no custo do controle de problemas, em função da eficácia dos experimentos estatisticamente planejados. Esta influência ajuda a explicar o impacto nos programas de controle total da qualidade de muitas companhias japonesas e, ainda, na opinião de KACKAR (1986), existem outras razões para a grande aceitação das idéias de Taguchi, dentre as quais destacam-se as seguintes:

- A sua filosofia tem servido de suporte para identificação de importantes problemas de qualidade e produtividade já no projeto do produto e do processo;
- Propõe uma estratégia integrada, que busca envolver idéias da engenharia de qualidade com os diferentes métodos estatísticos, com a finalidade de atacar estes problemas;
- Possibilita que muitas companhias experimentem com sucesso a sua filosofia, para o controle de qualidade, ou seja, ainda na fase de projeto.

2.5.3.1 Método Taguchi

O método Taguchi ou projeto robusto é definido como sendo uma nova abordagem do estudo da qualidade, voltada para o projeto do produto ou do processo. É denominada de controle de qualidade off-line, ou seja, um método que permita projetar e realizar experimentos, mesmo que durante a experimentação existam variáveis que sejam difíceis de serem controladas. Este método estatístico foi desenvolvido por Genichi Taguchi e aplicado principalmente pela indústria automobilística no início dos anos 80, com o objetivo de contribuir aos avanços tecnológicos relacionados aos bens de manufatura, marketing e mais recentemente, à biotecnologia (RAO et al, 2004).

Para Taguchi, a qualidade é medida através da análise do desvio padrão que uma determinada característica funcional (variável de resposta) apresenta em relação ao valor esperado da mesma. Estes desvios são causados por variáveis que interferem na performance da variável que se deseja analisar, que variam sem um devido controle. Segundo PRATES (1998), estas variáveis são chamados de ruídos. Os ruídos são parâmetros difíceis de serem controlados em campo. Os níveis das variáveis de ruído mudam de uma unidade para a outra, de um meio ambiente para outro e de tempo em tempo. Pode-se conhecer ou especificar apenas as características estatísticas, tal como média e variância das variáveis de ruído, mas não se pode conhecer o valor atual na situação específica.

Estes parâmetros são selecionados pelo pesquisador. Em determinadas situações, dois ou mais parâmetros são combinados com o objetivo de expressar de forma otimizada a resposta

desejável. Estes parâmetros se relacionam com o desenvolvimento do projeto robusto e serão definidos posteriormente.

a) Delineamento de experimentos

O Delineamento de Experimentos busca minimizar os custos e tornar o projeto robusto, analisando as fontes de variação da variável de resposta. Segundo TAVEIRA (1997), engenheiros e cientistas se deparam com duas situações de desenvolvimento de produto e processo. A primeira consiste em encontrar um parâmetro que aperfeiçoe determinada característica de desempenho, levando a um valor aceitável ou ótimo. A segunda consiste em descobrir um projeto alternativo, um material ou metodologia de baixo custo, que proporcione um desempenho similar ao desejável. Em decorrência desta busca por projetos aperfeiçoados ou equivalentes, o pesquisador executa determinados ensaios, observa o desempenho do produto ou sistema, para definitivamente aceitar ou rejeitar o futuro projeto.

Segundo TAGUCHI, ELSAYED e HSIANG (1990), deve-se considerar todos os aspectos do projeto que afetam o desvio das características funcionais do produto de seus valores nominais, inclusive as variáveis inseridas no produto, além de considerar os métodos de redução de variáveis indesejáveis e incontroláveis que causam desvios funcionais. Para o desenvolvimento do projeto de um determinado produto, é necessário definir três fases: Projeto de Sistemas, Projeto de Parâmetros e Projeto de Tolerâncias. O trabalho se concentrará na definição dos parâmetros e das tolerâncias.

a.1) Projeto de parâmetros

É nesta etapa que é feito todo o estudo relacionado aos níveis de parâmetros do planejamento de um produto ou de um experimento, de modo que a sensibilidade ao ruído seja reduzida. FOWLKES e CREVELING (1995) propuseram o diagrama da Figura 2.43, na qual um diagrama de parâmetros de produto e processo representa a forma de funcionamento um sistema:

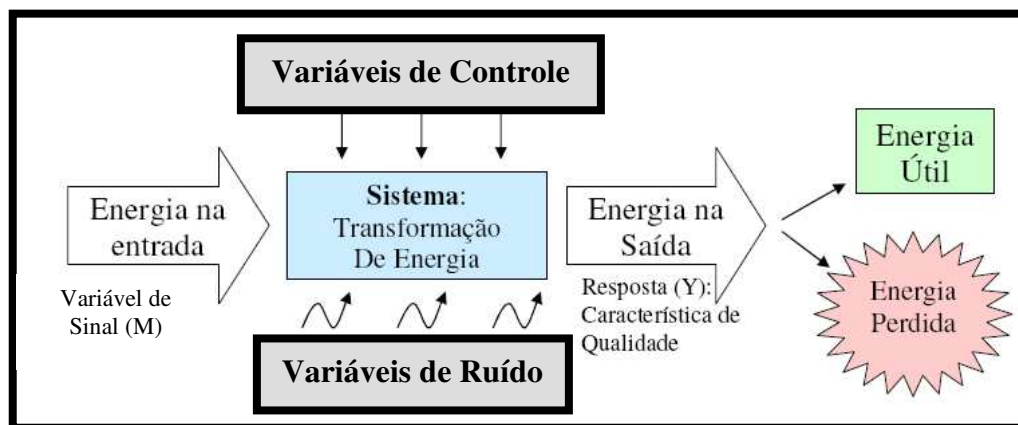


Figura 2.43 – Diagrama dos parâmetros (FOWLKES e CREVELING, 1995)

Este diagrama se aplica a qualquer produto que apresente as características de sistema de engenharia. Mostra a transformação da energia de entrada, denominada de variável de sinal M , com o propósito de cumprir uma determinada função requisitada pelo usuário, atendendo assim a sua expectativa. Segundo VIEIRA (1996), define-se característica de qualidade como sendo a resposta considerada para o propósito de otimização em um delineamento de experimento robusto. Vários parâmetros podem influenciar a característica de qualidade ou resposta de um experimento, dentre os quais destacam-se:

- **Variável de sinal (M):** É o parâmetro que expressa o valor pretendido para a resposta do experimento. Estas variáveis são selecionadas com base no conhecimento do experimento que está se desenvolvendo, permitindo-se em algumas situações a combinação de duas ou mais variáveis para expressar a resposta desejável.
- **Variável de ruído:** São parâmetros que não podem ser controlados pelo pesquisador, ou o controle é muito difícil e dispendioso. Os níveis das variáveis de ruído mudam de uma unidade para a outra, de um meio ambiente para outro e ao longo do tempo. As características estatísticas, tais como a média e a variância das variáveis de ruído, podem ser conhecidas ou especificadas, mas não se pode conhecer o valor atual na situação específica, pois estas variáveis causam uma resposta desviada da meta especificada pela variável de sinal M , levando a perda de qualidade. Existem três tipos de variáveis de ruídos:

i) Ruídos externos: Segundo PHADKE (1989), decorrem tanto das condições de utilização do produto, quanto do ambiente em que o produto esteja sendo utilizado, e até mesmo, em função do tempo.

ii) Ruídos internos: Também conhecidos por ruídos degenerativos, estão ligados às características próprias do produto, do processo ou serviço, ou influências que o mesmo sofre antes de chegar ao mercado.

iii) Variação na produção: corresponde à variabilidade entre as unidades do produto manufaturado sob as mesmas especificações.

- *Variáveis de controle ou variáveis de influência:* Cada variável de influência pode ter valores múltiplos, denominados de níveis. Para este trabalho foram analisados três níveis para cada variável de influência.

Conclui-se que para se fazer um delineamento de um projeto robusto torna-se necessário, não apenas identificar uma característica de qualidade importante, a energia de entrada adequada, variáveis de ruído e variáveis de controle, mas também além de identificar, reconhecer quais variáveis de controle influenciam significativamente no resultado.

2.5.3.1.1 Relação sinal - ruído

Esta relação foi idealizada por Taguchi com o objetivo de transformar os dados referentes à repetibilidade em um valor que reflete o quanto de variação existe no experimento. O desempenho desta relação é medida através da natureza da resposta do sistema e do sinal, além de depender basicamente do problema encontrado e de suas relações com as características de qualidade do produto, parâmetros de sinal e parâmetros de ajuste e escala.

A relação sinal – ruído no projeto de parâmetros é uma medida da variabilidade do desempenho do produto, ou seja, é um número diretamente proporcional ao quanto o sistema é ideal. Segundo TAGUCHI (1993), a relação sinal-ruído é definida pela seguinte equação:

$$Sinal/Ruído = \frac{Energia_Útil}{Energia_Perdida} \quad (2.40)$$

Onde:

Energia_Útil = energia transformada na função requerida

Energia_Perdida = energia transformada em sintomas

Segundo PHADKE (1989), a medida desta relação é feita através de uma escala logarítmica em decibéis, definida pela equação (2.41):

$$dB = 10 \log \frac{Potencia_do_sinal}{Potencia_do_ruído} \quad [dB] \quad (2.41)$$

Conforme citado por BORGES (2005), as vantagens da utilização desta relação como medida da variável de resposta são as seguintes:

- Analisa a média e a variância simultaneamente;
- Permite detectar interações entre variáveis de controle e variáveis de ruído;
- Tem relação direta com a função perda e com a redução de variabilidade.

A variável de resposta pode ser definida de várias formas, sendo que a sua classificação depende de suas características, estática ou dinâmica. A variável de resposta estática mede um valor absoluto, que resulta da função do sistema ou mesmo de um sintoma. A variável de resposta dinâmica é medida através do sinal M e do sinal de resposta, também chamado de output do sistema em questão. Ao se trabalhar com característica tipo dinâmica, tem-se como objetivo medir a função do sistema e não o sintoma. Em função disto, a possibilidade de ocorrerem

interações entre as variáveis passa a ser reduzida, pois tais variáveis são consideradas indesejáveis em um experimento de engenharia robusta.

Segundo SCHULTZ (2003), a relação usada para otimizar a robustez de um produto ou processo apresenta as seguintes propriedades:

- Reflete a variabilidade na resposta de um sistema causada por variáveis de ruídos;
- É independente de ajustes da média, podendo ser útil para prever qualidade, mesmo que o alvo projetado mude significativamente;
- Mede a qualidade relativa, pois é usada para comparar situações;
- Não necessita levar em conta interações entre variáveis, quando as influências de muitas variáveis são analisadas.

O procedimento usual para se construir uma relação entre o sinal – ruído é analisado da seguinte forma:

- O desvio quadrático médio, DQM - SQM, da função perda de qualidade média é usado como base entre a relação sinal – ruído;
- O desvio médio é modificado para tornar a relação sinal – ruído independente de ajustes do valor médio para o alvo projetado;
- A expressão resultante é matematicamente transformada por logaritmos, fazendo com que a relação sinal – ruído se torne uma medida da qualidade relativa e ajude a reduzir o efeito de interações entre os variáveis de controle.

Segundo SCHULTZ (2003), a função perda é ajustada pelo projeto robusto, para definir a relação entre o sinal – ruído, através da seguinte equação:

$$Sinal/Ruído = -10\log(DQM) \quad (2.42)$$

Onde:

DQM = Desvio Quadrático Médio

Segundo NETO (2002), dentre as relações sinal – ruído destacam-se as seguintes:

i) Relação sinal – ruído para o caso menor é melhor: Esta relação é baseada em uma função que descreve quanto menor, melhor.

O desvio quadrático médio para este caso é minimizado, reduzindo significativamente a variação, deixando o processo o mais próximo possível do alvo em questão. A equação (2.43) busca minimizar o erro médio quadrático, da mesma forma que a equação (2.44) busca maximizar a relação sinal – ruído, conforme mostram as equações a seguir:

$$DQM = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (2.43)$$

$$Sinal/Ruído = -10 \log(DQM) = -10 \log \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (2.44)$$

Onde:

y_i = variável de resposta observada, influenciada pelos efeitos das variáveis de ruídos.

n = número de variável de resposta observada.

ii) Relação sinal – ruído para o caso maior é melhor:

A equação (2.43) busca minimizar o desvio quadrático médio, da mesma forma que a equação (2.44) busca maximizar a relação sinal – ruído, de forma análoga as equações definidas para a relação quanto menor melhor.

iii) Relação sinal – ruído para o caso nominal é melhor: Esta relação é baseada por uma função que descreva quanto mais nominal melhor. Segundo

TAGUCHI (1988), ROSS (1991) e YUKIMURA (1991), as equações para este caso são definidas da seguinte forma:

$$Sinal/Ruído = -10 \log V_e \quad (2.45)$$

$$Sinal/Ruído = -10 \log \left(\frac{V_m - V_e}{nV_e} \right) \quad (2.46)$$

Onde:

V_e = Variância do erro;

V_m = Variância média.

2.6 Considerações finais do capítulo

Este capítulo mostrou conceitos sobre: freios por atrito automotivos, armazenamento de energia, veículos elétricos, veículos híbridos, frenagem regenerativa e o planejamento de experimentos. Cada um destes conceitos foi necessário para entendimento do problema em estudo e parte deles será utilizada no desenvolvimento apresentado nos capítulos a seguir.

O próximo capítulo aborda a metodologia, os materiais e os equipamentos utilizados para a realização deste trabalho.

Capítulo 3

Metodologia, materiais e equipamentos

O objetivo de avaliar a possibilidade de utilização dos materiais comerciais existentes para o emprego em frenagem regenerativa requer primeiramente a definição de qual é a variável que representa o desempenho e que parâmetros influenciam nesta. Conforme discutido anteriormente, a variável que define o desempenho em frenagem é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco.

Neste capítulo será descrita a metodologia aplicada para análise das variáveis que influenciam no parâmetro de desempenho e na realização dos experimentos comprobatórios. Além disto, este capítulo mostrará os dispositivos utilizados durante o experimento, à instrumentação pertinente para a realização dos procedimentos necessários, as calibrações e os cálculos referentes às variáveis estudadas.

3.1 Planejamento experimental

Devido ao elevado número de variáveis envolvidas no processo e a complexidade das potenciais interações entre estas para controle e robustez do processo, o uso de Delineamento de Experimentos (*Design of Experiments* – DOE) é a metodologia natural a ser adotada. COLEMAN e MONTGOMERY (1993) sugerem que a solução de problemas de processos industriais pode ser alcançada com mais facilidade e robustez quando os experimentos são planejados e as respostas analisadas com métodos e técnicas estatísticas, assim como indicam

uma sequência ou passos adequados para a condução dos trabalhos de investigação e melhoria, descritos em síntese a seguir:

- (a) Reconhecimento e estabelecimento (definição) do problema;***
- (b) Escolha das variáveis, níveis e faixas de trabalho;***
- (c) Seleção da variável de resposta;***
- (d) Seleção da matriz experimental (projeto de experimentos);***
- (e) Realização dos experimentos;***
- (f) Análise estatística dos dados;***
- (g) Conclusão e recomendações.***

(a) Reconhecimento e estabelecimento do problema: Parece óbvio do ponto de vista industrial ou de engenharia, entretanto nem sempre isto é tão simples como parece. Nesta fase é primordial o envolvimento de especialistas das diversas áreas envolvidas – Qualidade, Manufatura, Pesquisa e Desenvolvimento e outros. Estes especialistas muitas vezes podem ter pontos de vista conflitantes. Conhecer o problema melhora substancialmente o foco da equipe e contribui em muito para a solução do mesmo.

(b) Escolha das variáveis, níveis e faixas de trabalho: Nesta fase a equipe deve selecionar as variáveis de controle (variáveis independentes), variáveis de ruído e os níveis de ajuste que serão experimentados. O conhecimento prático do processo pela equipe, aliado à compreensão teórica do processo, são fundamentais nesta etapa. Também deve-se definir o método de medição das variáveis, assim como a escala numérica utilizada.

(c) Seleção da variável resposta. Variáveis de resposta são variáveis dependentes que sofrem algum efeito nos testes, quando estímulos são introduzidos propositalmente nas variáveis que regulam ou ajustam os processos de fabricação. Para experimentos industriais, a escolha de uma variável resposta factível, tal como resistência, dureza, pressão, custo, etc. envolve primeiro evidenciar quando há o problema, de modo a ser possível detectar variações advindas dos experimentos, sem introduzir demasiado ruído no sistema.

(d) Seleção da matriz experimental (projeto de experimentos): O termo projeto denota uma matriz onde as colunas representam k variáveis de controle e cada linha representa uma combinação de n níveis destas variáveis. Quando diversas variáveis são potencialmente importantes, a melhor estratégia é planejar algum tipo de experimento fatorial (MONTGOMERY, 2001). Ao selecionar ou construir a matriz experimental, devem ser considerados o número de variáveis de controle, o número de níveis e as variáveis não controláveis (ruídos) do processo. Um projeto fatorial clássico pode ter n níveis e k variáveis, levando a um número de combinações ou linhas de n^k . Esta etapa requer cuidado e apoio estatístico para a equipe do projeto. Experimentos fatoriais quando envolvem um número significativo de variáveis são grandes e com quantidade de corridas elevada, que podem ser limitados ou não factíveis pela disponibilidade de recursos e ou de tempo requeridos. Alguns *softwares* como Minitab, Statistica, SPSS, JMP, Matlab, entre outros, podem ajudar na escolha e análise desses projetos experimentais. Ainda nesta fase são definidas as seqüências das corridas, o número de réplicas, as restrições dos experimentos e as possíveis interações entre as variáveis que estão sendo avaliados.

(e) Realização dos experimentos: Nesta etapa é muito importante que o processo seja acompanhado pela equipe de projeto ou por um responsável, para assegurar que todas as premissas e procedimentos sejam executados conforme o plano. É desejável que o responsável tenha um bom conhecimento prático e técnico do processo em estudo. Este responsável deve acompanhar os testes com um diário, anotando quaisquer fatos ou mudanças que possam interferir nos experimentos, assim como quaisquer observações que possam ser relevantes. MONTGOMERY (2001) considera a pesquisa experimental como um processo iterativo, ou seja, informações e respostas colhidas na(s) primeira(s) rodada(s) ou corrida(s) de teste são utilizadas como dados de entrada para demais corridas e até para reavaliação da matriz escolhida e das variáveis.

(f) Análise estatística dos dados: Nesta etapa os dados são compilados e analisados. Métodos gráficos e numéricos, análise de resíduos e a adequação de modelos empíricos podem ser utilizados para avaliar efeitos principais e de interações entre variáveis de processo. Os *softwares* previamente mencionados ajudam na busca de adequadas matrizes

experimentais e a executar análises. Os conceitos estatísticos são aplicados para a correta interpretação dos resultados, para avaliar e obter indicações das variáveis de controle e seus efeitos nas respostas observadas.

(g) Conclusões e recomendações: Ao finalizar a etapa de análise de dados, o grupo de trabalho deve extrair conclusões práticas dos resultados, assim como recomendações para melhoria de processo de fabricação. Podem ainda levantar novas questões para trabalhos futuros e também propor testes e experimentos confirmatórios com relação ao projeto de experimentos verificado, de modo a validar as melhores combinações encontradas e o modelo empírico.

3.1.1 Definição das variáveis

Para avaliar o desempenho dos pares de atrito em estudo é necessário definir que testes serão realizados e manter sob controle as variáveis que influenciam no comportamento. Essas variáveis são conhecidas como *variáveis de influência*. Para este estudo, conforme apresentado na revisão bibliográfica e no trabalho de SANTOS (2005) foram identificadas as seguintes variáveis de influência:

- Temperatura;
- Velocidade;
- Desaceleração;
- Marcas de pastilhas de freio.
- Percentual de frenagem de atrito e regenerativa;

A temperatura e a velocidade são variáveis que reconhecidamente influenciam no coeficiente de atrito. A desaceleração especificada está diretamente ligada à pressão superficial de contato, ou à força normal de aplicação da pastilha sobre o disco, que também influencia o desempenho. Diferentes pastilhas de freio têm diferentes comportamentos. Por último, será avaliado se o fato de que os freios elétrico e mecânico trabalharão em conjunto afetará o desempenho. Isso pode ser visto variando a porcentagem de compartilhamento da frenagem em níveis adequados.

Para que o veículo possa desenvolver uma frenagem considerada estável, espera-se que os coeficientes de atrito obtidos durante os experimentos apresentem uma pequena variação entre os resultados. Tal comportamento, além de aumentar o conforto do usuário, permite que as estratégias de controle dos sistemas compartilhados de frenagem sejam simplificadas. Além disso, espera-se que não haja variação do coeficiente de atrito quando são usadas amostras diferentes de um mesmo material, para que o comportamento seja previsível.

A variação na qualidade das diferentes marcas encontradas no mercado levou à inclusão de um quinto nível de variação no planejamento desenvolvido: a marca das pastilhas. Foram escolhidas as quatro marcas mais conhecidas do mercado. Isso fez com que o planejamento assumisse um formato atípico. Foi definido um planejamento fatorial com cinco variáveis de influência: a temperatura, a velocidade, o percentual de frenagem mecânica e elétrica, a desaceleração e as marcas das pastilhas, com as quatro primeiras variáveis variando em três níveis e as marcas das pastilhas em quatro níveis.

Quando se desenvolve um planejamento experimental, existem variáveis cuja influência é testada, mas que estão além da possibilidade de controle na aplicação. São chamados de ***ruído*** ou ***fator de variabilidade***. Estes fatores não podem ser controlados, podendo-se especificar apenas as características estatísticas, como a média ou variância. Os ruídos causam respostas desviadas do objetivo desejado. Para este trabalho não foi identificado nenhum fator de variabilidade que pudesse ser testado.

Com as variáveis de influência e os fatores de variabilidade definidos, o valor pretendido para a resposta nominal pode ser expresso através da avaliação das ***variáveis de resposta***. Tendo por base o estudo do contato entre a pastilha de freio e o disco e a contribuição da frenagem dissipativa para o desempenho do mesmo, a variável que melhor representa o desempenho deste sistema é o coeficiente de atrito, como já dito. Esta variável origina-se devido ao contato entre a pastilha de freio e o disco, causado pelo acionamento do sistema de frenagem mecânico.

3.1.1.1 Montagem da sequência de ensaios e definição do procedimento

Para o desenvolvimento dos experimentos é necessário construir uma bancada experimental que simule as condições de frenagem encontradas na prática, aplicadas às novas condições impostas pelo uso da frenagem compartilhada.

A Faculdade de Engenharia Mecânica possui um dispositivo chamado M.E.S. (Máquina de Ensaio de Sapatas), que é usado para aplicação da frenagem de veículos ferroviários em velocidade constante, conforme será apresentado no item 3.2. Para que este pudesse ser usado no presente estudo, foram feitas alterações na parte de controle de frenagem elétrica no inversor de potência. Isso permitiu gerenciar a atuação da frenagem dissipativa em conjunto com a frenagem mecânica ao longo da frenagem do veículo, que é bastante rápida.

Um sensor de efeito Hall foi também instalado, com o objetivo de medir o valor de corrente durante cada frenagem dissipativa, conforme também será detalhado no item 3.2. Além disso, diversas alterações mecânicas foram necessárias e serão discutidas ao longo deste capítulo. A descrição detalhada dos experimentos será mostrada no item 3.1.3.

As marcas de pastilhas de freio com maior representatividade no mercado foram selecionadas. Elas são: (I), (II), (III) e (IV). É importante destacar que o resultado avalia a qualidade dos materiais para aplicações em frenagem compartilhada, além de possíveis aplicações futuras em frenagem regenerativa. Caso algum desses materiais não tenha um comportamento considerado adequado pelos fabricantes, é uma indicação que aprimoramentos devem ser feitos para esta nova aplicação.

Para se analisar um experimento com cinco variáveis de influência e três níveis de variação para cada variável, seriam necessários 243 testes. Caso fosse necessário analisar três amostras, como foi feito neste trabalho, este valor triplicaria. Para este trabalho a variável marca foi avaliada em quatro níveis e não três como as demais variáveis, conforme relatado no item 3.1.1. Buscando adequar a quantidade de experimentos a esta condição, foi decidido replicar as demais variáveis com as quatro marcas de pastilhas de freio, sem que as mesmas aumentassem a

quantidade final dos experimentos para um valor maior que o realizável e necessário para as análises desejadas.

Foi usada a estratégia de blocagem, ou seja, a variável marca entrou no planejamento como um bloco, sem alterar a configuração dos níveis das demais variáveis de influência. Desta forma as quatro variáveis serão avaliadas para cada pastilha, seguindo um planejamento fatorial fracionário 2^{k-1} , sendo $k = 4$, para os quatro blocos. Assim, o planejamento ficou definido como um 2^{4-1} , resultando em oito experimentos.

Para cada bloco foram adicionados dois pontos centrais, para permitir a avaliação em um nível intermediário, além do nível alto e baixo. Este nível representa o fator quanto está exatamente no meio dos níveis extremos, definindo desta forma o ponto médio entre o nível alto e o nível baixo.

A razão de termos dois testes relacionados aos pontos centrais para as quatro variáveis em cada bloco segue a regra prática que define que para um planejamento central composto, com k variáveis de influência, os números de testes para os pontos centrais variam em função de um valor α . Este α refere-se à proximidade dos pontos cúbicos, ou fatoriais (quantidade de testes por blocos), aos pontos axiais (pontos externos aos pontos fatoriais).

Para este trabalho os pontos axiais se localizam nos centros das faces do cubo no espaço fatorial, pois o planejamento utilizado requer apenas três níveis de variação para cada variável de influência. Isso define $\alpha = 1$. Segundo NETO, SCARMINIO e BRUNS (2001), caso α seja igual a 1, é necessário fazer apenas um ou dois testes nos pontos centrais. Associando estas duas informações, cada bloco apresentará 10 testes, sendo 8 testes referentes ao planejamento fatorial fracionário 2^{k-1} e 2 testes referentes aos pontos centrais, ou níveis intermediários.

A razão da adoção do método dos pontos centrais é que mais um dado em cada análise permite avaliar a curvatura do comportamento. Se fossem utilizados três níveis, o número de ensaios seria 27 por bloco, além das repetições. Com dois níveis e o ponto central, é possível fazer a análise dos dados com apenas 10 ensaios por bloco.

Definindo cada nível pelos números 1 (nível baixo), 2 (nível médio, ou intermediário) e 3 (nível alto); chamando as variáveis de influência de A (percentual de frenagem), B (desaceleração), C (velocidade) e D (temperatura), e os blocos de I, II, III e IV, este planejamento prevê a realização de 40 testes por amostragem, conforme ilustra a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Definição dos ensaios no planejamento experimental

Testes	Blocos	A	B	C	D
1	I	3	1	1	1
2	I	1	3	1	1
3	I	1	1	3	1
4	I	3	3	3	1
5	I	1	1	1	3
6	I	3	3	1	3
7	I	3	1	3	3
8	I	1	3	3	3
9	I	2	2	2	2
10	I	2	2	2	2
11	II	1	1	1	1
12	II	3	3	1	1
13	II	3	1	3	1
14	II	1	3	3	1
15	II	3	1	1	3
16	II	1	3	1	3
17	II	1	1	3	3
18	II	3	3	3	3
19	II	2	2	2	2
20	II	2	2	2	2
21	III	3	1	1	1
22	III	1	3	1	1
23	III	1	1	3	1
24	III	3	3	3	1
25	III	1	1	1	3
26	III	3	3	1	3
27	III	3	1	3	3
28	III	1	3	3	3
29	III	2	2	2	2
30	III	2	2	2	2
31	IV	1	1	1	1
32	IV	3	3	1	1
33	IV	3	1	3	1
34	IV	1	3	3	1
35	IV	3	1	1	3
36	IV	1	3	1	3
37	IV	1	1	3	3
38	IV	3	3	3	3
39	IV	2	2	2	2
40	IV	2	2	2	2

Nessa tabela, a coluna em azul representa o teste a ser realizado, com uma combinação de níveis ajustados para cada uma das variáveis de influência (em vermelho) e uma coluna em verde que representa a blocagem, composta pelas marcas de pastilhas.

Assim, o primeiro teste será realizado para a marca I, com o percentual de frenagem ajustado para o nível 3 (nível alto) e com a desaceleração, a velocidade e a temperatura ajustadas para o nível 1 (nível baixo). Analisando o décimo primeiro ensaio, tanto o percentual de frenagem, como a desaceleração, a velocidade e a temperatura serão ajustados para o nível 1, usando a marca II. Os demais testes acompanham o mesmo procedimento.

Os testes 9, 10, 19, 20, 29, 30, 39 e 40 estão relacionados aos pontos centrais de cada blocagem, ou seja, foram analisados nestes oito testes as pastilhas I (9 e 10), II (19 e 20), III (29 e 30) e IV (39 e 40), através do nível 2 (nível médio) para as quatro variáveis de influência.

3.1.2 Definição dos níveis das variáveis de influência

Com o objetivo de realizar os testes é necessário definir os três níveis para as quatro variáveis de influência. Os itens a seguir abordarão as devidas justificativas para os níveis escolhidos.

3.1.2.1 Definição dos níveis de velocidade

O sistema de freios utilizado no Mecanismo de Ensaio de Amostras do Laboratório Ferroviário do DPM-FEM comporta várias pinças. Devido à facilidade de adaptação, ao valor da inércia já disponível na máquina e à representatividade do veículo, foi escolhido trabalhar com o Volkswagen Gol City 1.0. A pastilha utilizada para os testes foi a N-209, o que define o tipo de pinça utilizada durante os experimentos. O pneu considerado para os cálculos foi o pneu denominado de 175/70 R13, usado no veículo. Com essas especificações, o diâmetro do pneu (d_{pneu}) é 0,5752 m, conforme SANTOS (2005).

Buscando alcançar um valor de velocidade que não acarretasse danos ao sistema e

impossibilitasse a realização das frenagens necessárias, adotaram-se velocidades que estivessem não só abaixo do valor nominal suportado pelo sistema de acionamento do motor, mas também dentro de um tempo de desaceleração que não houvesse prejuízos durante a parada brusca do motor. Os valores de velocidade adotados são representativos da aplicação usual do veículo, que normalmente trabalha em cidades.

Sabendo que o sistema de acionamento do dispositivo de ensaios é composto de um motor e um inversor de frequência, que o motor utilizado no experimento apresenta uma rotação nominal de 1775 rpm e que o seu equivalente na saída do redutor com uma redução de 2,5 é 77 km/h, definiu-se que seria razoável que a velocidade máxima alcançada no experimento não ultrapassasse os 80 km/h. Assim, foram definidas condições, não fora da realidade da via urbana, mas também não severas demais para o funcionamento do dispositivo. Os valores de velocidade ajustados foram:

- Nível 1: 35 km/h ou 323 rpm no eixo da roda
- Nível 2: 50 km/h ou 461 rpm
- Nível 3: 65 km/h ou 600 rpm

3.1.2.2 Definição dos níveis de desaceleração

A desaceleração de um veículo como o Gol City não ultrapassa 5 m/s^2 . A faixa de desaceleração convencional, que é aquela na qual o veículo freia na grande maioria das vezes e que, portanto, é a que é usada para carregar os acumuladores elétricos, é de $0,5$ a $4,5 \text{ m/s}^2$. Como forma de varrer todo o espectro de desacelerações, foi definido dividir a faixa de desacelerações em quartis. Assim, os valores definidos foram:

- Nível 1: $1,5 \text{ m/s}^2$ ou baixo
- Nível 2: $2,5 \text{ m/s}^2$ ou médio
- Nível 3: $3,5 \text{ m/s}^2$ ou alto

Para a análise dos níveis de desaceleração, foi necessário avaliar qual seria a força máxima de desaceleração que o sistema poderia suportar, a fim de verificar se as desacelerações especificadas poderiam ser usadas. Tal limitação pode vir, por exemplo, da faixa de calibração da força normal, que se baseia em uma célula de carga inserida no lugar da pastilha. Caso a carga fosse muito elevada, poderia ser necessário modificar o sistema. Embora essa não seja uma limitação do sistema de freios propriamente, que poderia trabalhar com forças e pressões maiores, é uma limitação relacionada à faixa atual possível de calibração e por isso deve ser verificada.

Considerando uma força normal equivalente ao máximo de saída do condicionador da célula de carga, ou seja, uma tensão de 10 V e baseando-se na equação de calibração para a força normal apresentada no item 3.3, a capacidade do sistema de força, é dada por.

$$F_{N \max} = 998,84(Tensão) - 1543,6 = 8444,8 \quad [N] \quad (3.1)$$

Onde:

$$F_{N \max} = \text{força normal máxima} \quad [N]$$

$$Tensão = 10 \quad [V]$$

A desaceleração para esta força é expressa pela equação (3.2), que leva em conta as duas pastilhas da pinça:

$$F_{atrito} = 2 * (F_{N \max}) * \mu = 2 * 8444,8 * 0,35 = 5911,4 \quad [N] \quad (3.2)$$

Onde:

$$F_{atrito} = \text{força de atrito na pinça} \quad [N]$$

$$\mu = \text{coeficiente de atrito estimado} = 0,35 \quad [adm]$$

Para calcular o valor do torque correspondente é necessário conhecer o diâmetro do êmbolo, o raio efetivo e o diâmetro do disco de ensaio. O diâmetro do embolo da pinça selecionada é de 47 mm e o diâmetro do disco de freio é 239 mm, conforme fabricante. O cálculo do raio efetivo descrito na norma ABNT NBR 6143/95 é determinado da seguinte forma:

$$r_{efet} = (r_{disc} - 1) - (r_{emb}) \quad [m] \quad (3.3)$$

Onde:

$$r_{efet} = \text{raio efetivo} \quad [m]$$

$$r_{disc} = \text{raio do disco} \quad [m]$$

$$r_{emb} = \text{raio do êmbolo} \quad [m]$$

Assim:

$$r_{efet} = 0,095 \quad [m]$$

Determinado o raio efetivo o valor do torque máximo é:

$$T_{Max_sup\ ortado} = F_{atrito} * r_{efetivo} = 561,6 \quad [N.m] \quad (3.4)$$

Onde:

$$T_{Max_sup\ ortado} = \text{torque causado pela força máxima de calibração do sistema} \quad [N.m]$$

Com o torque calculado na equação (3.4) e com o raio do pneu apresentado no item 3.1.2.1, calcula-se a força de aderência (força pneu-solo) através da equação (3.5):

$$F_{ad} = \frac{T_{Max_sup\ ortado}}{r_{pneu}} = 1952,7 \quad [N] \quad (3.5)$$

Onde:

$$F_{ad} = \text{força de aderência} \quad [\text{N}]$$

$$r_{pneu} = \text{raio do pneu igual a } 0,2876 \text{ m} \quad [\text{m}]$$

Através da força de aderência, o valor da força de desaceleração do veículo pode ser calculada. Considerando a aplicação da força de aderência em apenas uma roda do eixo frontal de um Gol City 1.0, e estimando que 35% desta força seja alocada para uma das rodas dianteiras, a força de desaceleração pode ser dada pela equação (3.6):

$$F_{des} = \frac{F_{ad} * 1,0}{0,35} = 5579,14 \quad [\text{N}] \quad (3.6)$$

Onde:

$$F_{des} = \text{força de desaceleração do veículo} \quad [\text{N}]$$

Com a força de desaceleração calculada, o valor da desaceleração é dado pela equação 3.7:

$$\text{Desaceleração} = \frac{F_{des}}{\text{massa}} = \frac{5579,14}{1317} = 4,24 \quad [\text{m/s}^2] \quad (3.7)$$

Onde:

$$\text{Desaceleração} = \text{desaceleração para a força máxima} \quad [\text{m/s}^2]$$

$$\text{massa} = \text{massa de um gol city 1.0 carregado} \quad [\text{kg}]$$

Conhecendo o valor da desaceleração máxima e o nível mais alto de velocidade, conforme definido pelo item 3.1.2.1, o tempo de parada para esta situação na situação mais extrema fica em

torno de 4,3 s. Conforme pré-definido no início desse tópico, a aceleração máxima ajustada para os ensaios não ultrapassará o valor de $4,24 \text{ m/s}^2$, tornando válida a definição das desacelerações.

Estes níveis de desaceleração estão relacionados com a velocidade definida em cada teste. A forma de ajustar o valor destes níveis de desaceleração no sistema que controla a frenagem regenerativa é através do tempo de frenagem, inserido no inversor de potência do motor. Usando como referência a Tabela 3.1 para as velocidades, a massa do veículo e as desacelerações desejadas, é possível definir o tempo de parada requerido em cada teste. Tomando como exemplo 35 km/h (nível baixo) para a velocidade e $1,5 \text{ m/s}^2$ (nível baixo) para a desaceleração, tem-se tempo de desaceleração de 6,5 s. A tabela 3.2 ilustra esse resultado e outros para outras desacelerações. As demais combinações entre os níveis de velocidade e desaceleração são apresentadas nas Tabelas 3.3 e 3.4.

Tabela 3.2 – Tempo de desaceleração para 35 km/h

Velocidade/Desaceleração (m/s)/(m/s²)	Tempo de Frenagem (s)
9,72/3,5	2,80
9,72/2,5	3,80
9,72/1,5	6,50

Tabela 3.3 - Tempo de desaceleração para 50 km/h

Velocidade/ Desaceleração (m/s)/(m/s²)	Tempo de Frenagem (s)
13,88/3,5	4,00
13,88/2,5	5,55
13,88/1,5	9,25

Tabela 3.4 - Tempo de desaceleração para 65 km/h

Velocidade/ Desaceleração (m/s)/(m/s²)	Tempo de Frenagem (s)
18,05/3,5	5,20
18,05/2,5	7,22
18,05/1,5	12,03

3.1.2.3 Definição dos níveis de temperatura

Como a temperatura é um fator decorrente do processo de frenagem, não é fácil ajustar seu valor. Essa é uma das dificuldades para a realização dos testes. A questão a ser definida é qual temperatura seria usada como o nível alto. Para cada teste, a frenagem só seria iniciada quando a temperatura em questão estivesse no valor referente ao nível determinado pelo planejamento. Caso estivesse muito elevada ou muito baixa, a frenagem só aconteceria após a redução ou aumento da mesma para o nível selecionado.

Para a definição do nível alto de temperatura, levou-se em consideração a quantidade de frenagens realizadas durante os testes. Como será apenas uma frenagem para cada teste com durações de 2,8 a 12,03 s, conforme ilustram as tabelas 3.2, 3.3 e 3.4, a definição do nível baseou-se na experiência obtida na realização de ensaios segundo a norma Krauss (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1978). Esta norma recomenda a realização de dez ciclos de frenagem com dez aplicações de cinco segundos e dez de alívio em cada ciclo. Considerando apenas quatro aplicações do primeiro ciclo da norma Krauss, percebe-se que o valor da temperatura não ultrapassa 150°C. Com esta afirmação, o valor adotado para o nível alto foi de 100°C, que representa o que se espera de aquecimento em frenagens com as características já expostas nas tabelas anteriores.

A definição do nível baixo levou em conta o fato de que a temperatura máxima para retomada dos ensaios segundo normas internacionais é de 50°C ou 100°C. Como a máxima já seria 100°C, optou-se por adotar um nível que seria razoável admitir, já que o veículo raramente estaria com seu disco e pastilha na temperatura ambiente, quando em tráfego. Foi definido 40°C como nível baixo. Assim, o valor intermediário é obtido somando a média da diferença entre os níveis, que é 30°C. Portanto, os níveis de temperatura são:

- Nível 1: 40°C ou baixo
- Nível 2: 70°C ou médio
- Nível 3: 100°C ou alto

3.1.2.4 Definição dos níveis de porcentagem da frenagem mecânica e elétrica

Para definir o quanto seria necessário de força para a aplicação durante a frenagem compartilhada entre a mecânica e a dissipativa, tomou-se como referência o motor do dispositivo de ensaio, da marca WEG, de corrente alternada de 60 Cv, 4 pólos, rotação de regime 1775 rpm e torque nominal de 242 N.m. De posse do valor nominal do torque do motor, pode-se atribuir porcentagens de compartilhamento que não ultrapasassem o torque limite estipulado. Além do torque, tinha-se como limitador a potência máxima que o barramento DC, dispositivo citado no item 3.2.4, poderia suportar durante a frenagem dissipativa, em torno de 15 kW. Com estas informações, partiu-se para o cálculo do torque máximo no eixo de entrada do redutor, equipamento descrito no item 3.2, baseado na desaceleração máxima e na massa do veículo. Esta desaceleração máxima escolhida para o cálculo do torque corresponde ao nível alto de desaceleração, já definido.

Para obter o torque máximo no eixo para uma desaceleração máxima de $3,5 \text{ m/s}^2$ e uma massa de 1317 kg de um Gol City 1.0, calcula-se a força de desaceleração conforme ilustra a equação (3.8):

$$F_{des} = 1317 \times 3,5 = 4609,5 \quad [\text{N}] \quad (3.8)$$

Onde:

$$F_{des} = \text{força de desaceleração} \quad [\text{N}]$$

A força de aderência é calculada de forma análoga a equação (3.6):

$$F_{ad} = \frac{0,35 \times 4609,5}{1} = 1613,3 \quad [\text{N}]$$

Onde:

$$F_{ad} = \text{Força de aderência} \quad [\text{N}]$$

0,35 = porcentagem referente à carga concentrada em uma roda do eixo frontal [adm]

O torque máximo no eixo será calculado considerando o raio da roda igual a 0,2876 m, de forma semelhante à equação (3.5):

$$T_{\max} = 1613,3 \times 0,2876 = 464 \quad [\text{N.m}]$$

Onde:

$$T_{\max} = \text{torque máximo no eixo de entrada do redutor}$$

O torque no motor será calculado através da relação de redução do redutor que é de 1:2,5 conforme ilustra a equação (3.9):

$$T_{\text{motor}} = \frac{464}{2,5} = 185,6 \quad [\text{N.m}] \quad (3.9)$$

Onde:

$$T_{\text{motor}} = \text{torque no motor} \quad [\text{N.m}]$$

Como o torque no motor calculado é menor que o torque nominal do motor WEG, conclui-se que este torque no eixo está dentro dos requisitos para a execução da frenagem compartilhada.

A frenagem normalmente é mais intensa do que a aceleração, podendo superá-la em até dez vezes (SANTOS, 2005). Em veículos elétricos e híbridos, os motores são dimensionados para a aceleração, sendo muito menores do que o necessário caso fossem usados plenamente na

frenagem. Assim, é sempre necessário utilizar a frenagem de atrito em conjunto com a regenerativa. Além disso, há ainda a limitação técnica específica para o arranjo experimental utilizado, relacionada à capacidade do barramento CC do inversor durante a dissipação da energia de frenagem, conforme apresentado no início deste item.

Com os níveis de velocidade, desaceleração e temperatura definidos, foram realizados testes preliminares para análise dos níveis ideais de porcentagem de frenagem mecânica de 50, 65 e 80%; 70, 80 e 90%; e 60, 65 e 70%, representando o nível baixo, médio e alto, respectivamente. O ideal seria definir as porcentagens como base no projeto do sistema para o veículo, mas o trabalho se encontra em uma fase na qual ainda não é possível pensar no sistema como um todo. Dessa forma, as limitações do arranjo experimental desenvolvido ainda apresentam uma barreira para variações mais significativas das porcentagens de compartilhamento.

Analisando as porcentagens 50, 65 e 80%, identificou-se que para todas as amostras, os testes 8, 14, 28 e 34, mostrados na Tabela 3.1, apresentaram um nível alto de energia no barramento CC. Estes testes forma os preliminares, para adequação do arranjo experimental. A energia significativa no barramento deve-se ao fato de que a combinação de uma porcentagem de frenagem mecânica mínima de 50%, com uma desaceleração e velocidade máxima de $3,5 \text{ m/s}^2$ e 65 km/h respectivamente, e com um tempo de desaceleração de 5,2 s, conforme ilustra a Tabela 3.4, leva a um valor de potência dissipada no barramento superior aos 15 kW, inviabilizando os testes nestas faixas de porcentagens.

A Figura 3.1 apresenta o comportamento da corrente no barramento CC do inversor durante a frenagem compartilhada para o teste inicial 8. Foi utilizado um inversor modelo CFW-05 da WEG, apresentado no item 3.2.4. Como a tensão no barramento foi projetada para suportar 680 V e a corrente alcançou 40 A, a potência no barramento superou os 15 kW, conforme ilustra a equação (3.10):

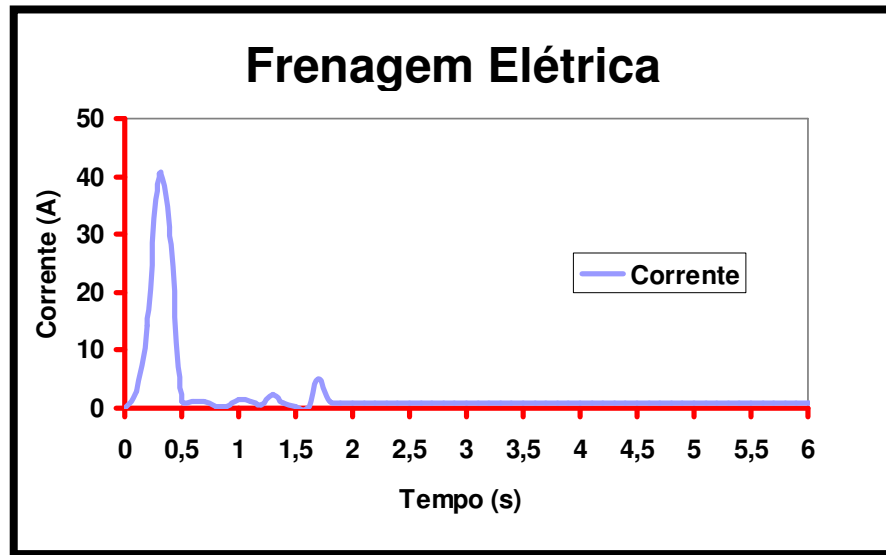


Figura 3.1 – Nível alto de corrente no barramento do inversor de frequência para o teste 8

$$P_{barramentoDC} = 680 * 40 = 27200 \quad [W] \quad (3.10)$$

Onde:

$$P_{barramentoDC} = \text{potência no barramento DC}$$

A previsão para frenagem é que fosse efetuada em 5,2 s, porém em 0,5 s o inversor detectou um nível alto de energia no barramento, o que gerou uma falha de segurança; um erro definido pelo equipamento como E01. A corrente foi medida através de um sensor de efeito hall, a ser apresentado no item 3.2.2.

Analisando as porcentagens 70, 80 e 90%, identificou-se que para os testes 1, 7, 13, 15, 21, 27, 33 e 37, o motor entra acelerando durante a frenagem compartilhada e não gerando energia, como seria esperado. Como a porcentagem de frenagem mecânica é a máxima, referente a 90% da força total, e tanto a desaceleração, como a velocidade são ajustadas para o nível mínimo, 1,5 m/s² e 35 km/h, o inversor reconhece que irá parar antes do tempo de frenagem do teste. Assim, começa a acelerar com o objetivo de combater a parada precoce. A Figura 3.2 apresenta o

comportamento da corrente durante a frenagem compartilhada para o teste 1. A atuação do motor contra a frenagem (acelerando) é clara pelo sinal negativo da corrente.

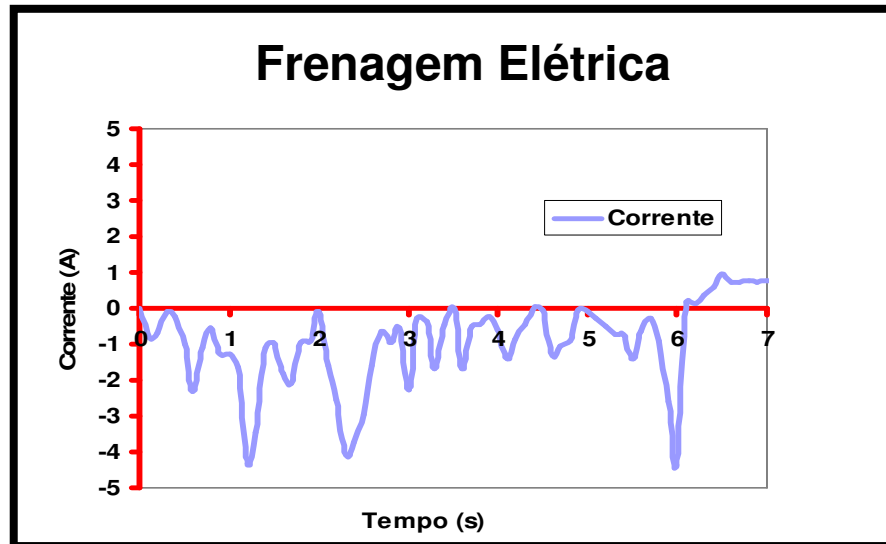


Figura 3.2 – Corrente injetada no motor durante a frenagem para o teste 1

Analisando as porcentagens 60, 65 e 70%, identificou-se que para todas as amostras os testes comportaram-se como uma frenagem puramente dissipativa, representada pela Figura 3.3 para um teste em particular. Embora tenha sido feita a caracterização dos materiais através de ensaios puramente mecânicos preliminares, a variação do coeficiente de atrito e a resolução do sistema de controle integrado ao inversor de frequência não permitiam compartilhamento para níveis maiores de frenagem mecânica sem que o motor atuasse no sentido contrário ao da frenagem. Mesmo assim, as porcentagens adotadas para a frenagem mecânica são adequadas quando se considera que é sempre interessante regenerar o máximo de energia possível, embora hajam limitações ainda não avaliadas de capacidade de transferência de energia das fontes (bateria e capacitor). Estes testes preliminares foram realizados considerando os níveis de variação para as principais variáveis de influência apresentadas na Tabela 3.1, tais como porcentagem de frenagem mecânica e elétrica, desaceleração, velocidade, temperatura e marcas das pastilhas.

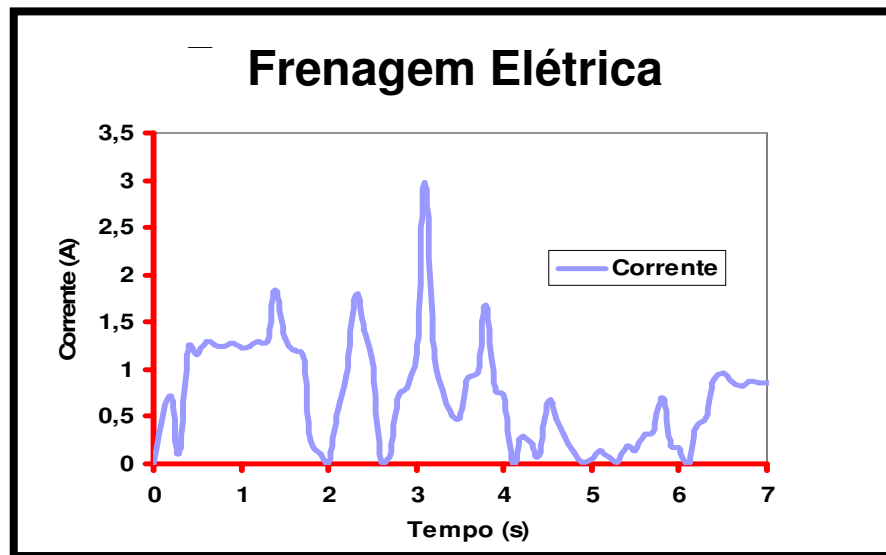


Figura 3.3 – Exemplo de frenagem puramente dissipativa

A partir da discussão apresentada, os níveis de porcentagem foram definidos da seguinte forma:

- Nível 1: 60% de frenagem de atrito e 40% de frenagem dissipativa ou baixo;
- Nível 2: 65% de frenagem de atrito e 35% de frenagem dissipativa ou médio;
- Nível 3: 70% de frenagem de atrito e 30% de frenagem dissipativa ou alto.

Utilizando o torque no eixo para uma desaceleração de $3,5 \text{ m/s}^2$ e uma massa de 1317 kg, conforme calculado pelas equações (3.8), (3.6) e (3.5), é possível calcular os valores das forças de desaceleração para um torque de 464 N.m, um coeficiente de atrito estimado de 0,35 e raio efetivo de 0,095, conforme ilustra a Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Valores das forças de aplicação para uma desaceleração de $3,5 \text{ m/s}^2$

Porcentagem de Frenagem de Atrito	Torque (N.m)	Força (N)	
0,60*464	278,4	$278,4/(2*0,35*0,095)$	4186,47
0,65*464	301,6	$301,6/(2*0,35*0,095)$	4535,34
0,70*464	324,8	$324,8/(2*0,35*0,095)$	4884,21

Através da equação de calibração da força normal apresentada no item 3.3, é possível encontrar os valores referentes aos de força em tensão para atuação da válvula pneumática de freio, que aciona a pinça e aplica as pastilhas. Esses valores são usados para definir a intensidade de aplicação do freio e são mostrados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Valores de tensão para uma desaceleração de $3,5 \text{ m/s}^2$

Porcentagem de Frenagem de Atrito	Força (N)	Valores das Forças em tensão (V)
0,60*464	4186,47	5,737
0,65*464	4535,34	6,086
0,70*464	4884,21	6,435

Utilizando o torque no eixo para uma desaceleração de $2,5 \text{ m/s}^2$ e uma massa de 1317 kg, conforme mostrado nas equações (3.8), (3.6) e (3.5), torna-se possível calcular os valores das forças de desaceleração para um torque de 331,4 N.m, um coeficiente de atrito de 0,35 e um raio efetivo de 0,095, conforme ilustra a Tabela 3.7. Através da equação de calibração da força

normal apresentada no item 3.3, é possível encontrar os valores referentes aos de força em tensão elétrica de excitação da válvula de controle pneumática, conforme mostra a Tabela 3.8.

Tabela 3.7 – Valores das forças de aplicação para uma desaceleração de $2,5 \text{ m/s}^2$

Porcentagem de Frenagem de Atrito	Torque (N.m)	Força (N)	
0,60*331,4	198,84	$198,84/(2*0,35*0,095)$	2990
0,65*331,4	215,41	$215,41/(2*0,35*0,095)$	3239
0,70*331,4	231,98	$231,98/(2*0,35*0,095)$	3488

Tabela 3.8 - Valores de tensão para uma desaceleração de $2,5 \text{ m/s}^2$

Porcentagem de Frenagem de Atrito	Força (N)	Valores das Forças em tensão (V)
0,60*331,4	2990	4,5
0,65*331,4	3239	4,8
0,70*331,4	3488	5

O mesmo pode ser feito para uma desaceleração de $1,5 \text{ m/s}^2$ e uma massa de 1317 kg, um torque de 199 N.m, um coeficiente de atrito de 0,35 e um raio efetivo de 0,095, conforme ilustram as Tabelas 3.9 e 3.10.

Tabela 3.9 – Valores das forças de aplicação para uma desaceleração de $1,5 \text{ m/s}^2$

Porcentagem de Frenagem de Atrito	Torque (N.m)	Força (N)	
0,60*199	119,4	$119,4/(2*0,35*0,095)$	1795,5
0,65*199	129,35	$129,35/(2*0,35*0,095)$	1945
0,70*199	139,3	$139,3/(2*0,35*0,095)$	2094,7

Tabela 3.10 - Valores de tensão para uma desaceleração de $1,5 \text{ m/s}^2$

Porcentagem de Frenagem de Atrito	Força (N)	Valores das Forças em tensão (V)
0,60*199	1795,49	3,3
0,65*199	1945,11	3,5
0,70*199	2094,74	3,6

3.1.3 Definição dos testes

Os testes foram realizados através do planejamento definido pela Tabela 3.1., com quatro marcas de pastilhas de freio nos três níveis de porcentagem de frenagem, desaceleração, velocidade e temperatura. Foram repetidos para três amostras de cada marca analisada (replicação).

Primeiramente foram realizados ensaios puramente mecânicos. Para estes ensaios foi considerada somente a frenagem mecânica. O tempo de desaceleração estimado para este caso foi calculado como mostra as tabelas do item 3.1.2.2 (ensaio compartilhado) dividido pela porcentagem de força mecânica. Os resultados serão analisados na Tabela 4.1, da próxima seção.

A razão para a realização do ensaio mecânico é que foi necessário caracterizar as pastilhas para avaliar se os valores dos coeficientes de atrito não seriam muito diferentes dos estimados, em média. Na realidade, a análise sobre a estabilidade do coeficiente de atrito poderia ter sido realizada mesmo sem a frenagem dissipativa, atingindo os objetivos do trabalho. No entanto, a atuação do motor durante a frenagem é variada em função da estimativa de tempo total de frenagem feita a cada momento. A Figura 3.3 mostra que tal variação pode ser significativa. Como o atrito é um fenômeno que depende fortemente do movimento relativo entre as superfícies, a atuação variada do motor e eventuais vibrações associadas poderiam fazer com que o resultado fosse influenciado. Como o objetivo final é avaliar a aplicação para a frenagem regenerativa, foi importante tirar conclusões a partir do conjunto completo, mesmo que este seja influenciado pelas condições particulares dos equipamentos e sistemas disponíveis no momento.

O ensaio mecânico é iniciado quando a temperatura atinge o nível determinado pela sequência do planejamento. Para cada teste foi realizada uma frenagem com um percentual de força mecânica relacionado a um nível de desaceleração, com seu tempo de frenagem mecânica e velocidade, conforme ilustram as Tabelas 3.5, 3.7 e 3.9. Os valores de tensão necessários para gerar as forças normais aplicadas foram retirados das Tabelas 3.6, 3.8 e 3.10.

Ao término do ensaio mecânico foi iniciado o ensaio compartilhado, com as frenagens mecânica e dissipativa atuando juntas. Para estes ensaios foram considerada as porcentagens definidas anteriormente para as forças mecânicas e dissipativas, e o tempo de desaceleração mecânica calculado em função dos níveis de desaceleração e velocidade do respectivo teste, como já mostrado. A rampa de desaceleração é ajustada no inversor de frequência com base na velocidade nominal do motor, 1800 rpm.

Da mesma forma, o ensaio compartilhado é iniciado quando a temperatura atinge o nível determinado pela sequência do planejamento. Para cada teste foi realizada uma frenagem com um percentual de força mecânica e dissipativa relacionado a um nível de desaceleração, com seu tempo de frenagem mecânica, rampa de desaceleração e velocidade, conforme ilustram as Tabelas 3.2, 3.3, 3.4, 3.5, 3.7 e 3.9. Os valores de tensão referentes às forças normais aplicadas foram retirados das tabelas já citadas. Analisando o primeiro teste apresentado na Tabela 3.1, a

frenagem foi realizada em uma pastilha da marca I após o motor atingir uma velocidade de 35 km/h e a temperatura de início do teste alcançar os 40°C. A frenagem compartilhada atuou com 70% da força representada pelo freio de atrito e 30% pela frenagem dissipativa a uma desaceleração de 1,5 m/s². As Tabelas 3.11 e 3.12 apresentam a distribuição do planejamento com os seus respectivos valores para o ensaio mecânico e para o ensaio compartilhado.

Tabela 3.11 – Distribuição do planejamento experimental para o ensaio com frenagem mecânica

Testes	Blocos	A (N)	B (m/s ²)	C (km/h)	D (°C)
1	I	70 MEC	1,5	35	40
2	I	60 MEC	3,5	35	40
3	I	60 MEC	1,5	65	40
4	I	70 MEC	3,5	65	40
5	I	60 MEC	1,5	35	100
6	I	70 MEC	3,5	35	100
7	I	70 MEC	1,5	65	100
8	I	60 MEC	3,5	65	100
9	I	65 MEC	2,5	50	70
10	I	65 MEC	2,5	50	70
11	II	60 MEC	1,5	35	40
12	II	70 MEC	3,5	35	40
13	II	70 MEC	1,5	65	40
14	II	60 MEC	3,5	65	40
15	II	70 MEC	1,5	35	100
16	II	60 MEC	3,5	35	100
17	II	60 MEC	1,5	65	100
18	II	70 MEC	3,5	65	100
19	II	65 MEC	2,5	50	70
20	II	65 MEC	2,5	50	70
21	III	70 MEC	1,5	35	40
22	III	60 MEC	3,5	35	40
23	III	60 MEC	1,5	65	40
24	III	70 MEC	3,5	65	40
25	III	60 MEC	1,5	35	100
26	III	70 MEC	3,5	35	100
27	III	70 MEC	1,5	65	100
28	III	60 MEC	3,5	65	100
29	III	65 MEC	2,5	50	70
30	III	65 MEC	2,5	50	70
31	IV	60 MEC	1,5	35	40
32	IV	70 MEC	3,5	35	40
33	IV	70 MEC	1,5	65	40
34	IV	60 MEC	3,5	65	40
35	IV	70 MEC	1,5	35	100
36	IV	60 MEC	3,5	35	100
37	IV	60 MEC	1,5	65	100
38	IV	70 MEC	3,5	65	100
39	IV	65 MEC	2,5	50	70
40	IV	65 MEC	2,5	50	70

Tabela 3.12 – Distribuição do planejamento experimental para o ensaio com frenagem compartilhada

Testes	Blocos	A (N)	B (m/s ²)	C (km/h)	D (°C)
1	I	70 MEC 30 ELE	1,5	35	40
2	I	60 MEC 40 ELE	3,5	35	40
3	I	60 MEC 40 ELE	1,5	65	40
4	I	70 MEC 30 ELE	3,5	65	40
5	I	60 MEC 40 ELE	1,5	35	100
6	I	70 MEC 30 ELE	3,5	35	100
7	I	70 MEC 30 ELE	1,5	65	100
8	I	60 MEC 40 ELE	3,5	65	100
9	I	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
10	I	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
11	II	60 MEC 40 ELE	1,5	35	40
12	II	70 MEC 30 ELE	3,5	35	40
13	II	70 MEC 30 ELE	1,5	65	40
14	II	60 MEC 40 ELE	3,5	65	40
15	II	70 MEC 30 ELE	1,5	35	100
16	II	60 MEC 40 ELE	3,5	35	100
17	II	60 MEC 40 ELE	1,5	65	100
18	II	70 MEC 30 ELE	3,5	65	100
19	II	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
20	II	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
21	III	70 MEC 30 ELE	1,5	35	40
22	III	60 MEC 40 ELE	3,5	35	40
23	III	60 MEC 40 ELE	1,5	65	40
24	III	70 MEC 30 ELE	3,5	65	40
25	III	60 MEC 40 ELE	1,5	35	100
26	III	70 MEC 30 ELE	3,5	35	100
27	III	70 MEC 30 ELE	1,5	65	100
28	III	60 MEC 40 ELE	3,5	65	100
29	III	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
30	III	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
31	IV	60 MEC 40 ELE	1,5	35	40
32	IV	70 MEC 30 ELE	3,5	35	40
33	IV	70 MEC 30 ELE	1,5	65	40
34	IV	60 MEC 40 ELE	3,5	65	40
35	IV	70 MEC 30 ELE	1,5	35	100
36	IV	60 MEC 40 ELE	3,5	35	100
37	IV	60 MEC 40 ELE	1,5	65	100
38	IV	70 MEC 30 ELE	3,5	65	100
39	IV	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70
40	IV	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70

3.2 Dispositivos e equipamentos

Para o desenvolvimento deste trabalho foi construído um equipamento mecânico que realiza, além da frenagem por atrito, a frenagem dissipativa. Conforme dito, o equipamento foi baseado em um dinamômetro existente denominado Máquina de Ensaio de Sapatas (M.E.S). Esse equipamento era originalmente utilizado para ensaiar sapatas de freio ferroviárias, como o nome já diz, e possuía uma roda ferroviária em seu eixo principal. Foi feita uma análise da roda para avaliar quão próximo do valor de inércia do veículo adotado está a inércia da roda. A Figura 3.4 apresenta a M.E.S com as modificações feitas. Foi instalado um novo redutor de velocidades, retirado o torquímetro original e substituído pelo conjunto de pinça de freios do Gol e uma barra apoiada em uma célula de carga, para a medição do torque. Diversas outras modificações menores foram necessárias. Foi ainda desenvolvido o sistema para a dissipação da energia da frenagem, acoplado ao inversor de frequência.

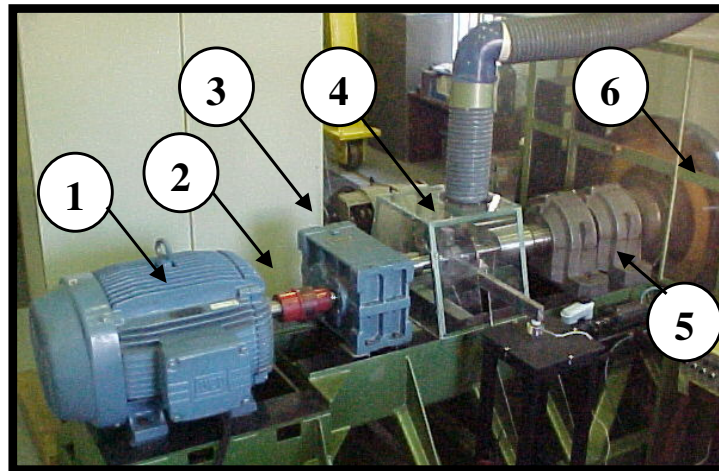


Figura 3.4 – Máquina de ensaio de sapatas (M.E.S.) modificada

Os equipamentos apresentados na Figura 3.4 são os seguintes:

- Motor (1) marca Weg de corrente alternada de 60 CV, 4 pólos, rotação de regime 1775 rpm, acionado por um inversor de frequência da marca Weg modelo CFW 05;
- Acoplamento elástico Falk 13 F (2), que é utilizado para unir o redutor ao motor;
- Redutor de velocidades (3), com capacidade equivalente para 60 CV e redução nominal de 1:2,5;

- Dispositivo de medição de torque (4), modificação realizada no M.E.S;
- Mancais de rolamento SKF de 90 e 140 mm de diâmetro (5)
- Roda ferroviária (6) de 33". Usada para simular a inércia

3.2.1 Verificação da inércia

Para verificar se as inércias do veículo e da roda são compatíveis, foi feita uma modelagem da roda utilizando o programa de CAE Pro-Engineer. As dimensões reais da roda foram incluídas e o valor da inércia calculado foi de $3,83 \cdot 10^7 \text{ kg/mm}^2$.

Para o cálculo do peso do veículo utilizou-se a massa do Gol City 1.0, considerando-o carregado, ou seja, 1317 kg (VOLKSWAGEN DO BRASIL, 2008). Tomando as devidas considerações, o peso do gol em [N] fica:

$$Peso = massa * g \quad [N] \quad (3.11)$$

Onde:

$$massa = 1317 \quad [kg]$$

$$Peso = 12919,77 N$$

Segundo a (VOLKSWAGEN DO BRASIL, 2008), o veículo acelera de 0 a 100 km/h em 13,5s. Conforme (RAIA JR., 2008), a distância de frenagem é calculada da seguinte forma:

$$D_f = 0,694V_0 + \frac{V_0^2}{254\mu} \quad [m] \quad (3.12)$$

Onde:

$$V_0 = \text{velocidade do automóvel no instante da frenagem} \quad [km/h]$$

Aplicando a equação 3.12 o valor da distância de frenagem fica em torno de $139,7 m$. A força de desaceleração é igual à massa do gol city 1.0 multiplicada pela desaceleração do mesmo

a 100 km/h. Aplicando esta operação a força de desaceleração fica igual a 7230,33N.

Considerando que 70 % deste valor está distribuído na parte frontal do veículo, tem-se o seguinte para a força de desaceleração da roda na parte frontal do veículo:

$$F_{desFrontal} = 0,7 * 7230,33 = 5061,23N \quad [N] \quad (3.13)$$

Onde:

$F_{desFrontal}$ = Força de desaceleração da roda na parte frontal do veículo

Considerando que estes 70% estejam igualmente distribuídos entre as duas rodas frontais conclui-se que:

$$F_{desFrontal\!roda} = \frac{5061,23}{2} = 2530,61N \quad [N] \quad (3.14)$$

Segundo SANTOS (2005) para os pneus do Gol City 1.0 (175/70R13) o valor do diâmetro é de 0,5752m. Para calcular o torque da roda utiliza-se a seguinte equação:

$$Torque_{roda} = F_{desFrontal\!roda} * r_{pneu} \quad [N.m] \quad (3.15)$$

Onde:

r_{pneu} = raio do pneu [m]

$Torque_{roda}$ = torque na roda [N.m]

Resolvendo a equação (3.15) o valor do torque na roda fica igual a 727,805N.m.

Para se calcular a inércia referente à roda, torna-se necessário calcular a desaceleração angular da mesma definida pela equação (3.16):

$$\dot{\omega} = \frac{Des}{r_{pneu}} \quad [\text{rad/s}^2] \quad (3.16)$$

Onde:

$\dot{\omega}$ = desaceleração angular

Des = a desaceleração linear foi calculada, considerando que o veículo está a 100 km/h em um pavimento seco. Segundo MACEDO (2008) o coeficiente de atrito estimado para esta situação fica em torno de 0,56. Considerando a ação da gravidade sobre o mesmo, a desaceleração é igual a 5,49 m/s².

r_{pneu} = raio do pneu (0,2876 m)

Resolvendo a equação (3.16) o valor da desaceleração angular da roda fica igual a 19,09 rad/s².

O torque na roda também pode ser calculado como sendo:

$$Torque_{roda} = I * \dot{\omega} \quad [\text{N.m}] \quad (3.17)$$

Onde:

I = Inércia na roda [kg.m²]

Resolvendo a equação (3.17) o valor da inércia na roda do gol city 1.0 fica igual a 38,12kg.m². Este valor é praticamente o mesmo encontrado para a roda. Como tanto na máquina em questão como em um veículo a inércia deve ser acrescida daquela correspondente aos demais elementos girantes (eixos, engrenagens, rolamentos), e a estimativa desses valores para ambos os casos é de 10%, considera-se que a inércia da roda é adequada para os experimentos que serão realizados.

3.2.2 Dispositivo de medição de torque

O dispositivo de medição do torque, ou apoio da pinça de freio, é ilustrado na Figura 3.5. A pinça de freio é montada em um mancal de fixação por onde passa o eixo de adaptação do sistema de frenagem de atrito. O disco de freio é fixado em um cubo. O cubo é montado no eixo de adaptação sob pressão. O torque é medido através de uma haste montada no mancal de fixação. Na entrada deste dispositivo foram montados dois acoplamentos rígidos com o objetivo de receber o movimento do motor e transmitir para a roda ferroviária.

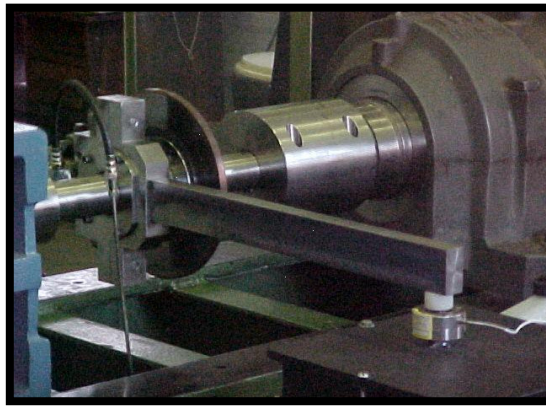


Figura 3.5 – Dispositivo de aplicação de torque

3.2.3 Sistema de frenagem por atrito e medição de temperatura

Na pinça são fixadas as amostras de material de atrito para serem testadas. Cada amostra recebe um termopar tipo K, conforme ilustra a Figura 3.6. A profundidade do termopar é de 1mm da superfície de contato. A pastilha é inserida na pinça e pressionada pelo êmbolo desta.



Figura 3.6 – Termopar instalado na pastilha interna

No momento do ajuste do freio o sistema de acionamento pneumático é controlado por um programa computacional que interpreta a intensidade da pressão desejada e controla o sistema, enviando uma tensão elétrica à válvula proporcional. Esta tensão excita a válvula permitindo que a pressão desejada seja ajustada. Quando a temperatura de início do teste é atingida, o programa responsável aciona uma válvula solenóide e faz com que o cilindro pneumático aplique uma força no cilindro hidráulico (mestre) que aplica pressão à pinça, ocasionando a frenagem por atrito entre o disco e a pastilha de freio. A Figura 3.7 ilustra o acionamento do sistema de freio por atrito.

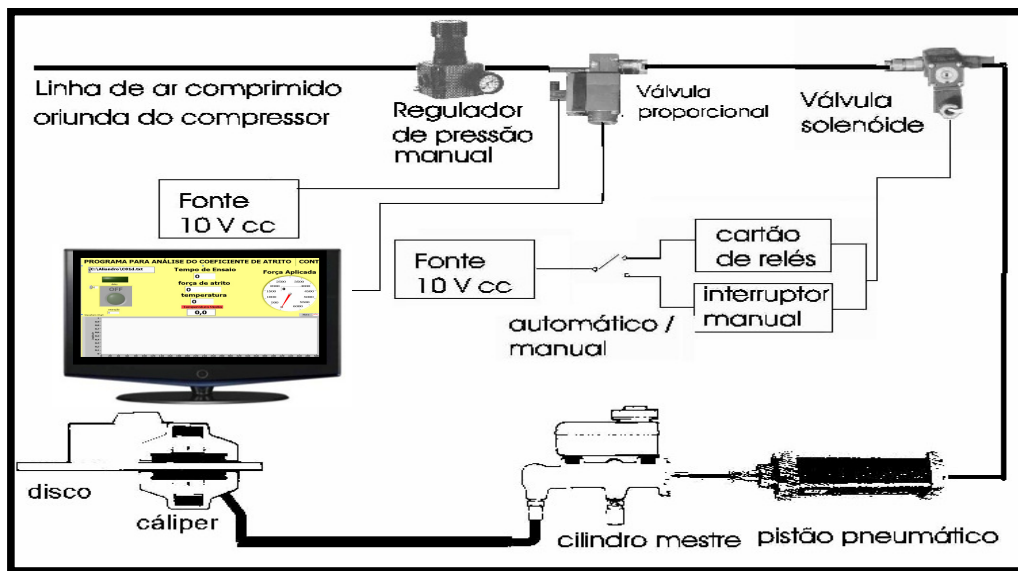


Figura 3.7 – Sistema hidro-pneumático de aplicação do freio de atrito

3.2.4 Acionamento do sistema de frenagem dissipativa

O sistema de frenagem dissipativa é acionado juntamente com o sistema de frenagem por atrito, nas frenagens compartilhadas, dissipando toda a energia em um conjunto de 30 lâmpadas halógenas de tungstênio de 500 W e 220 V cada. Estas lâmpadas foram montadas em uma caixa localizada na parte superior do inversor de frequência CFW – 05. O inversor de frequência é o dispositivo utilizado para ajustar o valor de velocidade máxima de início da frenagem em um determinado teste. A rampa de desaceleração é ajustada através do parâmetro P 101, no painel de controle do inversor. A Figura 3.8 apresenta o inversor de frequência e a Figura 3.9, a caixa contendo o conjunto de lâmpadas halógenas.



(a)

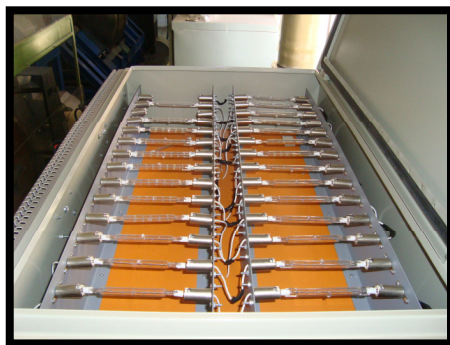


(b)

(a) Parte externa do inversor de frequência, onde são ajustados os parâmetros relacionados à velocidade e rampa de desaceleração para a realização dos testes

(b) Parte interna do inversor onde se encontra o barramento DC e o sensor de efeito hall

Figura 3.8 – Inversor de frequência



(a)



(b)

(a) perfil superior

(b) perfil lateral

Figura 3.9 – Conjunto de lâmpadas halógenas de tungstênio montadas em uma caixa, na parte superior do inversor de frequência

O barramento CC é encontrado na parte interna do inversor de frequência. Sua função é conduzir a energia gerada durante a frenagem compartilhada e dissipar na caixa contendo as 30 lâmpadas. Um ponto de acesso ao barramento é apresentado na Figura 3.10.

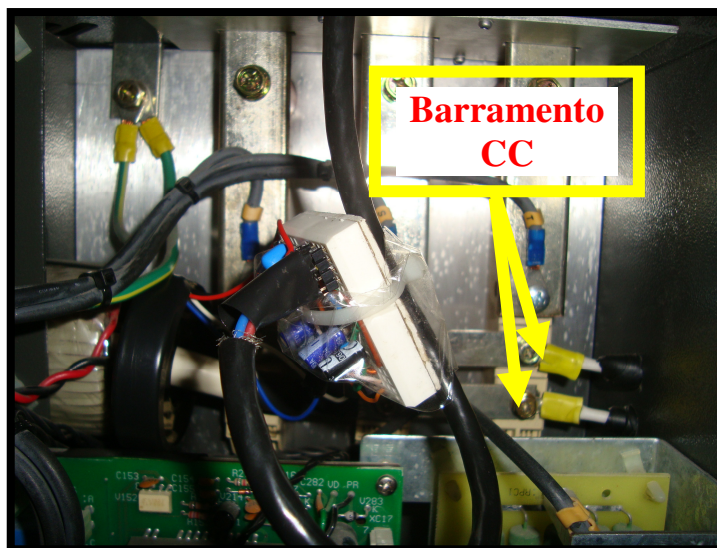


Figura 3.10 – Barramento DC

A Figura 3.10, além de apresentar a localização do barramento DC, mostra a montagem do sensor de efeito hall. Este sensor mede a corrente que passa pelo condutor através do campo magnético gerado pela mesma. Este sensor é mostrado com mais detalhe na Figura 3.11.

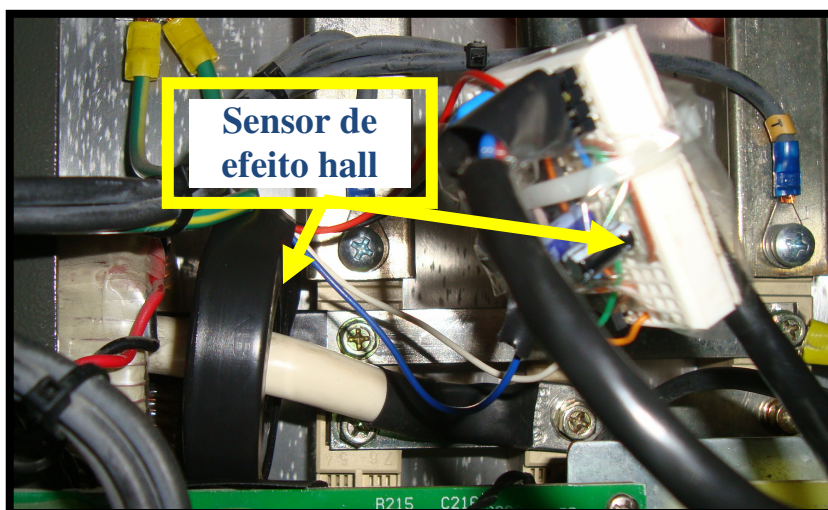


Figura 3.11 – Sensor de efeito hall e condicionador

O controle da quantidade de potência dissipada durante a frenagem dissipativa na caixa de lâmpadas é feito através de um conversor ligado ao inversor de frequência, conforme ilustra a Figura 3.12. Esse conversor foi desenvolvido pelos pesquisadores da Faculdade de Engenharia Elétrica da Unicamp, como parte do projeto conjunto que originou este trabalho. Os circuitos referentes a este conversor são apresentados no Anexo A.

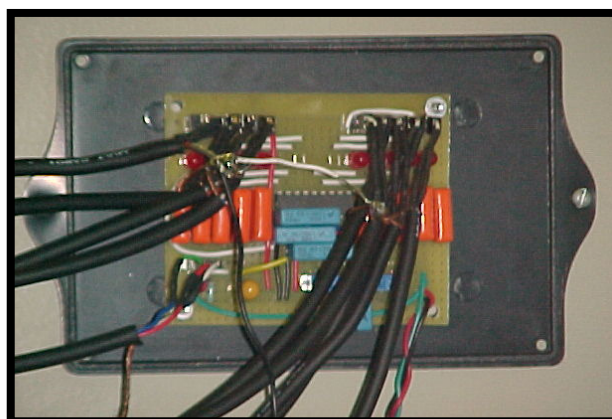


Figura 3.12 – Conversor para controle da frenagem dissipativa

A alimentação do conversor é feita através de uma fonte da marca TEKTRONIX modelo PS280, mostrada na Figura 3.13. O inversor de frequência só poderá ser ligado após a fonte ter sido ligada e ajustada para 15 V. Caso isto não aconteça o conversor pode queimar os transistores internos ao sistema de controle. A localização dos transistores é apresentada na Figura 3.14.

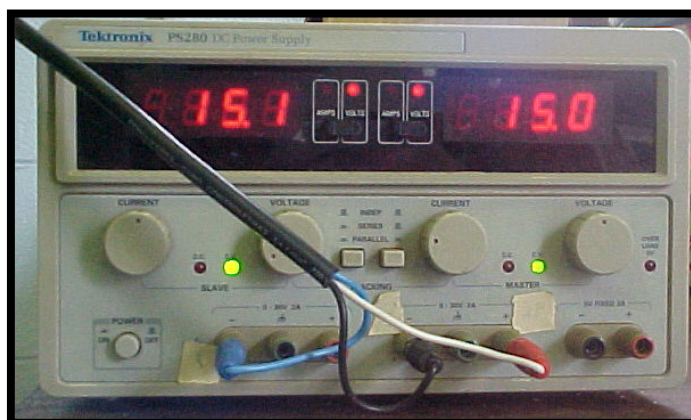


Figura 3.13 – Fonte de alimentação do conversor

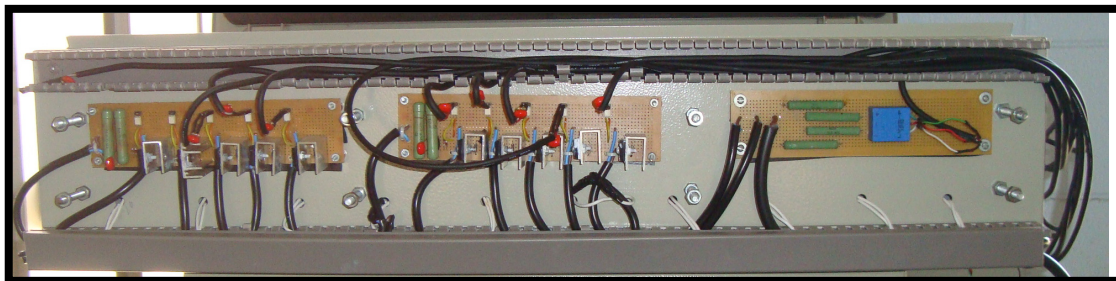


Figura 3.14 – Transistores

3.2.5 Programas de aquisição de sinais e controle dos dispositivos

Para obtenção dos valores de forças normais, forças de atrito, temperaturas, velocidade e corrente durante a frenagem compartilhada, foi desenvolvido um programa de controle e aquisição de sinais, que conduz os testes e faz todas as leituras automaticamente através do software LabVIEWTM versão 7.1.

Os valores da força normal, da força de atrito e da temperatura obtidos durante os ensaios de frenagem realizados pelo Mecanismo de Ensaio de Sapatas são registrados através do programa. Este permite o controle do tempo de frenagem, da temperatura, da força de aplicação em um determinado teste 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, força normal, tempo de frenagem, velocidade e corrente durante a frenagem dissipativa. A velocidade inicial definida para o ensaio proposto é ajustada através do inversor de frequência.

As telas principais para a versão que controla o ensaio de frenagem mecânica e compartilhada são apresentadas nas Figuras 3.15 e 3.16, respectivamente. Estas telas apresentam a configuração da interface do programa, constituída por botões, indicadores, endereço onde serão salvos os arquivos de texto gerados, além de um gráfico para visualização do coeficiente de atrito em função do tempo.

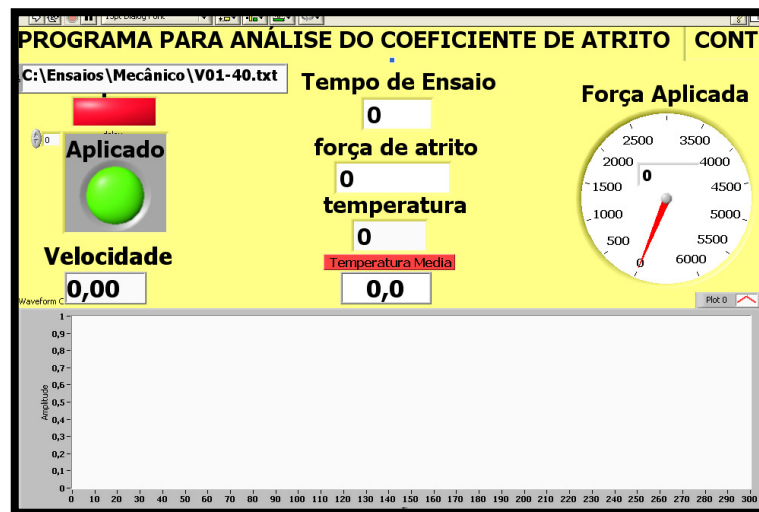


Figura 3.15 – Tela principal do programa de aquisição e controle de dados para o ensaio mecânico

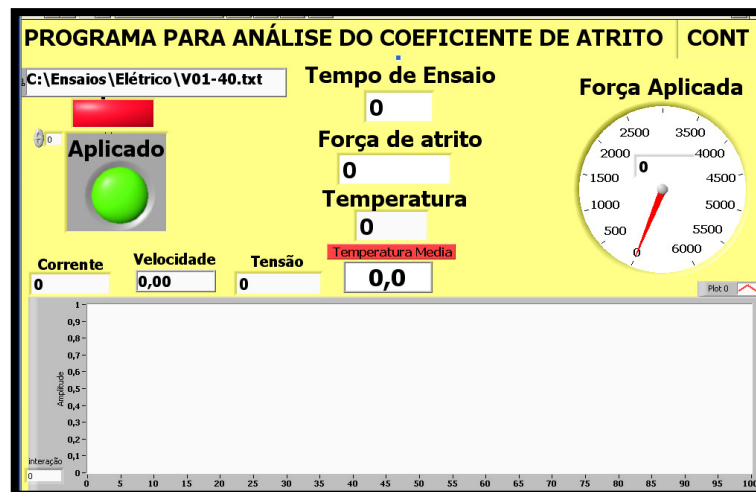


Figura 3.16 – Tela principal do programa de aquisição e controle de dados para o ensaio compartilhado

Os botões controladores ficam localizados na tela secundária da interface do programa, tanto para o ensaio mecânico como para o compartilhado, e permitem a entrada de valores que influenciam no andamento do teste. Primeiramente é registrado o valor de tensão proporcional ao valor da força normal aplicada para o teste; em seguida, o tempo de ensaio e a temperatura de

início do teste, conforme é mostrado pela Figura 3.17. O tempo de frenagem mecânica é ajustado na lógica do programa e o nome dos arquivos que contêm os resultados é escrito na tela principal.

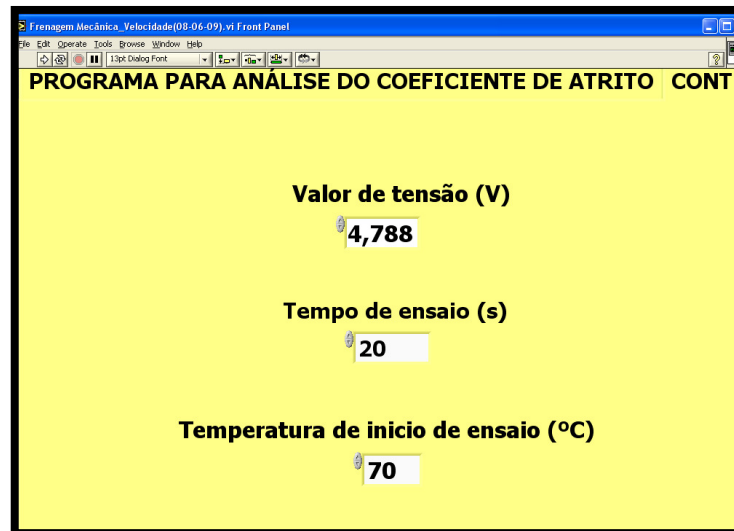


Figura 3.17 – Tela secundária para o programa de aquisição e controle de dados para o ensaio mecânico e compartilhado

Os indicadores são apresentados na tela principal de ambos os programas e informam a situação do ensaio. A diferença é que a tela principal para o programa de ensaio mecânico não contempla o valor de corrente e tensão, pois estas variáveis só são analisadas durante o ensaio de frenagem compartilhada. O gráfico apresentado visualiza o comportamento do coeficiente de atrito em função do tempo. Os indicadores são visualizados na tela principal do programa como:

- Tempo de ensaio;
- Força de atrito;
- Aplicação do freio;
- Temperatura média;
- Temperatura durante as frenagens;
- Força aplicada durante a frenagem;
- Corrente;
- Tensão;
- Velocidade;

- Indicadores booleanos, que informam o comportamento do sistema de freio.

3.3 Calibração da força normal para o M.E.S

A calibração da *força normal* para uso durante os testes foi necessária para verificar que valor de tensão elétrica seria necessário para causar uma determinada força normal nas pastilhas e possibilitar a frenagem. O procedimento foi feito ajustando os valores através do programa já mencionado. O que se controla, na realidade, é a pressão pneumática, com o objetivo de acionar o cilindro de freio hidráulico, pressionando a pastilha contra o disco.

Ao se relacionar a tensão de excitação da válvula proporcional com a força normal equivalente a mesma, determina-se uma curva que relaciona essas duas variáveis. Esse procedimento é conhecido como calibração da força normal. A pastilha interna é substituída por uma célula de carga calibrada da marca SENSOTEC. Esta célula é presa na superfície de uma contra-pastilha por parafusos.

A célula de carga utilizada possui uma capacidade de medição de 4448,22 N (1000 lbs), com fator de calibração $FC = 1,9755 \text{ mV}$ e é ligada a um condicionador de sinais, que adquire e amplifica os sinais de tensão gerados na célula.

O condicionador de sinais é ligado a um multímetro, que é utilizado para leitura dos sinais de saída do condicionador. No momento que o programa é acionado uma tensão elétrica alimenta a válvula e através de um botão liga/desliga, o valor de tensão definido no programa é enviado válvula e o valor da força lido no multímetro.

Aplicando o mesmo procedimento apresentado em SANTOS (2005) para a análise dos dados obtidos durante a calibração, ou seja, o método dos mínimos quadrados, o gráfico que mostra a curva de calibração gerada e sua equação é apresentado na Figura 3.18.

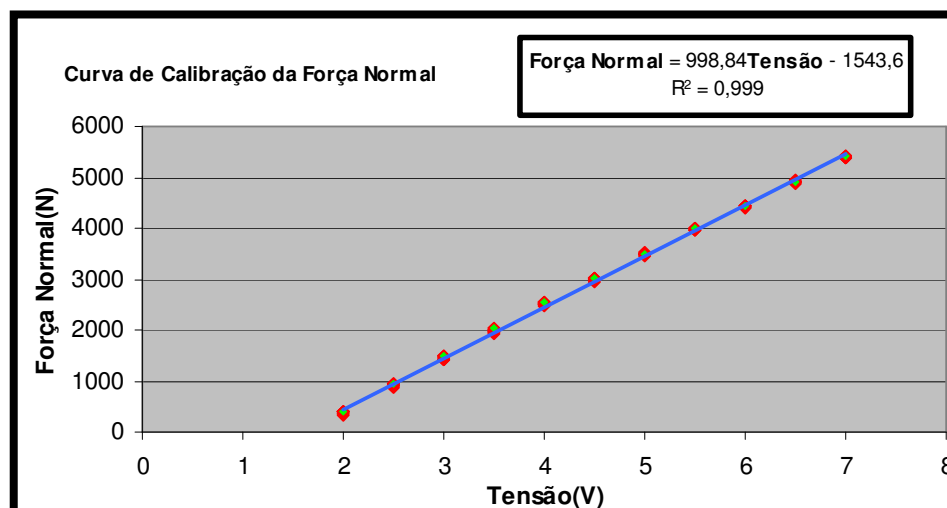
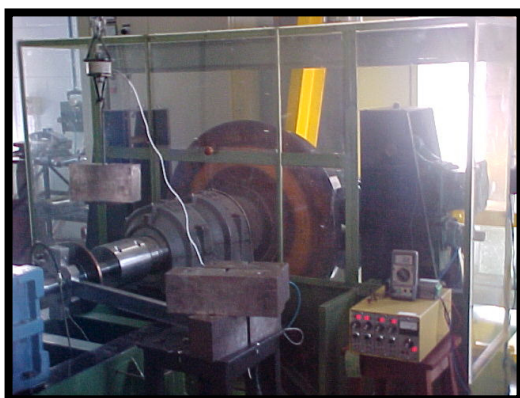


Figura 3.18 – Gráfico da curva de calibração da força normal

3.4 Calibração da força de atrito

A forma de medição da força de atrito baseia-se na obtenção do torque instantâneo causado pela frenagem. A Figura 3.19 apresenta o arranjo experimental utilizado para a calibração da força de atrito do M.E.S.



(a)



(b)

(a) Montagem da calibração da força de atrito

(b) Montagem da célula de carga

Figura 3.19 – Arranjo experimental para calibração da força de desaceleração e detalhe

O ensaio consiste em aplicar cargas conhecidas em uma célula de carga da marca SENSOTEC, com fator de calibração de 2,4880 mV e capacidade de 4448,2 N (1000 lbs), 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 multímetro. Aplicando o mesmo procedimento apresentado em SANTOS (2005) para a análise dos dados obtidos durante a calibração da força de atrito, o gráfico que mostra a curva de calibração gerada e sua equação é apresentado na Figura 3.20.

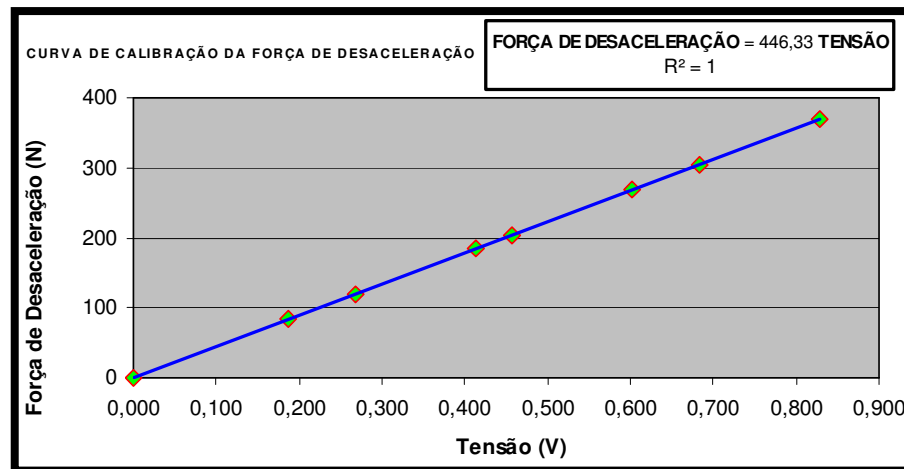


Figura 3.20 – Gráfico da curva de calibração da força de desaceleração

3.5 Conclusão do capítulo

Nesse capítulo foi apresentado o procedimento completo para os ensaios necessários para avaliar se a variável de desempenho atende aos requisitos definidos. Os ensaios foram definidos através da técnica de Planejamento Experimental (“Design of Experiments – DOE”) para as condições de frenagem mecânica e de frenagem compartilhada. Os equipamentos necessários foram desenvolvidos e apresentados em detalhes ao longo do texto. Ao final, foram mostrados os procedimentos para as calibrações e os resultados destas. No capítulo seguinte, serão apresentados os resultados e as análises dos ensaios realizados conforme preconizados neste capítulo.

Capítulo 4

Resultados, análises e discussões

Neste capítulo são descritos os resultados obtidos durante os ensaios de frenagem mecânica e compartilhada realizados conforme o planejamento experimental apresentado no capítulo 3. Os resultados obtidos foram analisados e discutidos considerando os objetivos delineados para realização deste trabalho.

Conforme discutido no capítulo 3, o programa desenvolvido para a aquisição dos valores do coeficiente de atrito e do comportamento da corrente durante a frenagem compartilhada foi desenvolvido com a plataforma LABVIEWTM versão 7.1. A análise dos resultados foi feita com auxílio do software Minitab[®], que possibilitou um estudo detalhado do comportamento do coeficiente de atrito, além de fornecer subsídios para obtenção de algumas conclusões importantes.

4.1 Planejamento experimental (Design of Experiments – DOE)

Em função da quantidade de variáveis envolvidas no processo e a complexidade das potenciais interações entre as mesmas para a análise do parâmetro de desempenho, a técnica mais indicada é a de Planejamento Experimental, algumas vezes chamada de Delineamento de Experimentos (DOE). COLEMAN E MONTGOMERY (1993), sugerem que a solução de problemas de processos industriais pode ser alcançada com maior facilidade e robustez quando os experimentos são planejados e as respostas analisadas com métodos e técnicas estatísticas.

Segundo o capítulo anterior, para a realização das análises do comportamento do coeficiente de atrito foi desenvolvido um planejamento experimental fatorial 2^{k-1} , utilizando pontos centrais por blocagens. As variáveis de influência identificadas para este processo foram:

- marca;
- porcentagem de frenagem;
- desaceleração;
- velocidade e
- temperatura.

As marcas entraram no delineamento do experimento como blocos, pois as variáveis de influência identificadas apresentavam como campo de variação para análise da resposta apenas três níveis, divergindo da quantidade de tipos de pastilhas que se pretendia analisar. O parâmetro de desempenho (ou variável de resposta) identificado para este trabalho foi o coeficiente de atrito (μ).

O planejamento final para este trabalho foi formado por quatro blocos, sendo replicados durante o ensaio. Cada bloco foi constituído por um planejamento fatorial fracionário, 2^{k-1} , sendo $k = 4$, resultando em 8 experimentos por blocos. Além disto, foram adicionados aos blocos, dois pontos centrais, conforme comentado no item 3.1.1.1. Cada ensaio foi repetido três vezes, para as mesmas marcas com amostras diferentes. Como cada bloco possui dez testes e para este trabalho foram analisados quatro blocos por ensaio, um ensaio completo resultou em 40 testes e após as três repetições foram computados 120 resultados.

Para facilitar a realização dos ensaios e posteriormente o acompanhamento da apresentação dos resultados e as discussões, foram geradas duas tabelas com a sequência de testes para os ensaios de frenagem mecânica e compartilhada, conforme ilustram as Tabelas 4.1 e 4.2. Os valores de tempos mostrados foram estimados pelas equações usuais da dinâmica, descritas nos capítulos anteriores. As Tabelas 4.1 e 4.2 foram montadas a partir das Tabelas 3.11 e 3.12.

Tabela 4.1 – Distribuição do planejamento experimental conforme Tabela 3.11 para o ensaio com frenagem mecânica

Testes	Marcas	% de Frenagem		Desaceleração	Velocidade		°C
		Força (N)	Tensão (V)	Tempo(s)	Roda (km/h)	Eixo Motor (rpm)	
1	I	2094,74	3,643	9,3	35	807,5	40
2	I	4186,47	5,737	4,7	35	807,5	40
3	I	1795,49	3,343	20,1	65	1500	40
4	I	4884,21	6,435	7,4	65	1500	40
5	I	1795,49	3,343	10,8	35	807,5	100
6	I	4884,21	6,435	4,0	35	807,5	100
7	I	2094,74	3,643	17,2	65	1500	100
8	I	4186,47	5,737	8,7	65	1500	100
9	I	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
10	I	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
11	II	1795,49	3,343	10,8	35	807,5	40
12	II	4884,21	6,435	4,0	35	807,5	40
13	II	2094,74	3,643	17,2	65	1500	40
14	II	4186,47	5,737	8,7	65	1500	40
15	II	2094,74	3,643	9,3	35	807,5	100
16	II	4186,47	5,737	4,7	35	807,5	100
17	II	1795,49	3,343	20,1	65	1500	100
18	II	4884,21	6,435	7,4	65	1500	100
19	II	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
20	II	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
21	III	2094,74	3,643	9,3	35	807,5	40
22	III	4186,47	5,737	4,7	35	807,5	40
23	III	1795,49	3,343	20,1	65	1500	40
24	III	4884,21	6,435	7,4	65	1500	40
25	III	1795,49	3,343	10,8	35	807,5	100
26	III	4884,21	6,435	4,0	35	807,5	100
27	III	2094,74	3,643	17,2	65	1500	100
28	III	4186,47	5,737	8,7	65	1500	100
29	III	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
30	III	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
31	IV	1795,49	3,343	10,8	35	807,5	40
32	IV	4884,21	6,435	4,0	35	807,5	40
33	IV	2094,74	3,643	17,2	65	1500	40
34	IV	4186,47	5,737	8,7	65	1500	40
35	IV	2094,74	3,643	9,3	35	807,5	100
36	IV	4186,47	5,737	4,7	35	807,5	100
37	IV	1795,49	3,343	20,1	65	1500	100
38	IV	4884,21	6,435	7,4	65	1500	100
39	IV	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70
40	IV	3239,25	4,788	8,5	50	1152,5	70

Tabela 4.2 – Distribuição do planejamento experimental conforme Tabela 3.12 para o ensaio com frenagem compartilhada

Testes	Marcas	% de Frenagem		Desaceleração		Velocidade		°C
		Força (N)	Tensão (V)	Tempo(s)	Rampa(s)	Roda (km/h)	Eixo Motor (rpm)	
1	I	2094,74	3,643	6,5	14,5	35	807,5	40
2	I	4186,47	5,737	2,8	6,24	35	807,5	40
3	I	1795,49	3,343	12,03	14,44	65	1500	40
4	I	4884,21	6,435	5,2	6,24	65	1500	40
5	I	1795,49	3,343	6,5	14,5	35	807,5	100
6	I	4884,21	6,435	2,8	6,24	35	807,5	100
7	I	2094,74	3,643	12,03	14,44	65	1500	100
8	I	4186,47	5,737	5,2	6,24	65	1500	100
9	I	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
10	I	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
11	II	1795,49	3,343	6,5	14,5	35	807,5	40
12	II	4884,21	6,435	2,8	6,24	35	807,5	40
13	II	2094,74	3,643	12,03	14,44	65	1500	40
14	II	4186,47	5,737	5,2	6,24	65	1500	40
15	II	2094,74	3,643	6,5	14,5	35	807,5	100
16	II	4186,47	5,737	2,8	6,24	35	807,5	100
17	II	1795,49	3,343	12,03	14,44	65	1500	100
18	II	4884,21	6,435	5,2	6,24	65	1500	100
19	II	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
20	II	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
21	III	2094,74	3,643	6,5	14,5	35	807,5	40
22	III	4186,47	5,737	2,8	6,24	35	807,5	40
23	III	1795,49	3,343	12,03	14,44	65	1500	40
24	III	4884,21	6,435	5,2	6,24	65	1500	40
25	III	1795,49	3,343	6,5	14,5	35	807,5	100
26	III	4884,21	6,435	2,8	6,24	35	807,5	100
27	III	2094,74	3,643	12,03	14,44	65	1500	100
28	III	4186,47	5,737	5,2	6,24	65	1500	100
29	III	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
30	III	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
31	IV	1795,49	3,343	6,5	14,5	35	807,5	40
32	IV	4884,21	6,435	2,8	6,24	35	807,5	40
33	IV	2094,74	3,643	12,03	14,44	65	1500	40
34	IV	4186,47	5,737	5,2	6,24	65	1500	40
35	IV	2094,74	3,643	6,5	14,5	35	807,5	100
36	IV	4186,47	5,737	2,8	6,24	35	807,5	100
37	IV	1795,49	3,343	12,03	14,44	65	1500	100
38	IV	4884,21	6,435	5,2	6,24	65	1500	100
39	IV	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70
40	IV	3239,25	4,788	5,55	8,67	50	1152,5	70

Nestas tabelas, a primeira coluna está relacionada com a sequência dos testes (número). A segunda coluna representa as marcas das pastilhas: I, II, III e IV. A terceira coluna refere-se à força calculada para porcentagem de frenagem mecânica do teste, mencionada nas Tabelas 3.11 e

3.12. Esta coluna também apresenta o valor de tensão proporcional à força, que será ajustado no programa desenvolvido para o controle do ensaio e a aquisição de dados. A quarta coluna representa o valor da desaceleração, quantificada pelo tempo de desaceleração. Esta coluna para o ensaio de frenagem mecânica é definida como sendo o tempo previsto para uma parada com os 100% desta força (% de frenagem mecânica somada a % de frenagem elétrica) dividido pela porcentagem da frenagem por atrito (% de frenagem mecânica), resultando em um tempo de frenagem maior, quando comparado com o tempo de frenagem para o ensaio compartilhado. Para o ensaio de frenagem compartilhada, a quarta coluna é dividida em duas. A primeira representa o tempo de desaceleração para 100% desta força (% de frenagem mecânica somada a % de frenagem elétrica), ou seja, a velocidade dividida pela desaceleração do teste. A segunda coluna representa o valor da rampa de desaceleração, que será ajustada no inversor de frequência CFW-05, através do parâmetro P101, conforme é descrito pelo manual do mesmo. Este ajuste é feito considerando a velocidade nominal do inversor, ou seja, 1800 rpm igual a 100%. Para uma velocidade de 807,5 rpm, tem-se como referência 45% de 1800 rpm, ou seja, considerando o teste 1 com um tempo de desaceleração de 6,5s (tempo este obtido através da Tabela 3.2), a rampa de desaceleração será igual a 6,5/0,45, resultando em uma rampa de desaceleração igual a 14,5s. A quinta coluna refere-se à velocidade inicial da frenagem no teste e também é dividida em duas colunas. A primeira representa a velocidade em km/h na roda de um veículo da marca Gol City 1.0. A segunda é a rotação do eixo do motor, que é o resultado da velocidade do teste em rpm multiplicado pelo fator de redução do redutor, equivalente a 1:2,5. Finalmente, a última coluna refere-se aos valores de temperatura inicial das frenagens.

O motivo de se adotar este planejamento experimental foi à necessidade de reduzir a quantidade de experimentos sem diminuir os níveis de variação das variáveis de influência. Como o planejamento adotado foi um fatorial fracionário 2^{4-1} com resolução IV, os fatores principais serão confundidos com interações de 3ª ordem. Tal resolução, de uma forma geral, pode ser considerada suficiente para a maioria dos projetos experimentais, uma vez que os efeitos das interações de 3ª ordem são geralmente mínimos. Os delineamentos de Taguchi possuem restrições quando interações estão presentes, mas captam aspectos importantes de robustez. Tal estratégia foi usada neste trabalho para se analisar os efeitos comparativos através da relação sinal/ruído. Além da definição do planejamento experimental as replicações durante o ensaio são

consideradas fundamentais para a análise dos resultados. A existência de replicações possibilita o uso de testes de hipóteses na análise estatística dos resultados. Dessa forma, foram realizados os 40 testes com quatro réplicas e, portanto, quatro blocos. As Tabelas 4.3 e 4.4 apresentam os resultados referentes a repetição 1 (R1), repetição 2 (R2) e repetição 3 (R3) com as médias e desvios padrão entre os resultados para os ensaios de frenagem Mecânica e Compartilhada.

Tabela 4.3 – Resultados para os três ensaios de frenagem mecânica

Testes	Blocos	A (N)	B (m/s ²)	C (km/h)	D (°C)	R1	R2	R3	Média	Desvio Padrão
1	I	70 MEC	1,5	35	40	0,44	0,46	0,49	0,46	0,03
2	I	60 MEC	3,5	35	40	0,41	0,39	0,42	0,41	0,02
3	I	60 MEC	1,5	65	40	0,51	0,52	0,54	0,52	0,02
4	I	70 MEC	3,5	65	40	0,44	0,44	0,44	0,44	0,00
5	I	60 MEC	1,5	35	100	0,51	0,53	0,56	0,53	0,03
6	I	70 MEC	3,5	35	100	0,43	0,44	0,43	0,43	0,01
7	I	70 MEC	1,5	65	100	0,52	0,53	0,59	0,55	0,04
8	I	60 MEC	3,5	65	100	0,48	0,48	0,49	0,48	0,01
9	I	65 MEC	2,5	50	70	0,49	0,51	0,51	0,50	0,01
10	I	65 MEC	2,5	50	70	0,50	0,50	0,51	0,50	0,01
11	II	60 MEC	1,5	35	40	0,46	0,40	0,47	0,44	0,04
12	II	70 MEC	3,5	35	40	0,35	0,35	0,36	0,35	0,01
13	II	70 MEC	1,5	65	40	0,44	0,46	0,50	0,47	0,03
14	II	60 MEC	3,5	65	40	0,43	0,41	0,44	0,43	0,02
15	II	70 MEC	1,5	35	100	0,47	0,47	0,51	0,48	0,02
16	II	60 MEC	3,5	35	100	0,42	0,41	0,44	0,42	0,02
17	II	60 MEC	1,5	65	100	0,51	0,50	0,57	0,53	0,04
18	II	70 MEC	3,5	65	100	0,43	0,39	0,46	0,43	0,04
19	II	65 MEC	2,5	50	70	0,46	0,43	0,49	0,46	0,03
20	II	65 MEC	2,5	50	70	0,46	0,44	0,49	0,46	0,03
21	III	70 MEC	1,5	35	40	0,36	0,42	0,34	0,37	0,04
22	III	60 MEC	3,5	35	40	0,34	0,38	0,33	0,35	0,03
23	III	60 MEC	1,5	65	40	0,42	0,49	0,41	0,44	0,04
24	III	70 MEC	3,5	65	40	0,37	0,41	0,35	0,38	0,03
25	III	60 MEC	1,5	35	100	0,44	0,51	0,43	0,46	0,04
26	III	70 MEC	3,5	35	100	0,40	0,42	0,36	0,39	0,03
27	III	70 MEC	1,5	65	100	0,47	0,50	0,45	0,47	0,03
28	III	60 MEC	3,5	65	100	0,45	0,45	0,42	0,44	0,02
29	III	65 MEC	2,5	50	70	0,42	0,45	0,37	0,41	0,04
30	III	65 MEC	2,5	50	70	0,42	0,46	0,39	0,42	0,04
31	IV	60 MEC	1,5	35	40	0,39	0,43	0,46	0,43	0,04
32	IV	70 MEC	3,5	35	40	0,32	0,36	0,36	0,35	0,02
33	IV	70 MEC	1,5	65	40	0,43	0,47	0,50	0,47	0,04
34	IV	60 MEC	3,5	65	40	0,41	0,44	0,46	0,44	0,03
35	IV	70 MEC	1,5	35	100	0,45	0,53	0,53	0,50	0,05
36	IV	60 MEC	3,5	35	100	0,42	0,45	0,47	0,45	0,03
37	IV	60 MEC	1,5	65	100	0,52	0,56	0,59	0,56	0,04
38	IV	70 MEC	3,5	65	100	0,46	0,46	0,49	0,47	0,02
39	IV	65 MEC	2,5	50	70	0,48	0,49	0,49	0,49	0,01
40	IV	65 MEC	2,5	50	70	0,49	0,50	0,50	0,50	0,01

Tabela 4.4 – Resultados para os três ensaios de frenagem compartilhada

Testes	Blocos	A (N)	B (m/s ²)	C (km/h)	D (°C)	R1	R2	R3	Média	Desvio Padrão
1	I	70 MEC 30 ELE	1,5	35	40	0,44	0,42	0,49	0,45	0,04
2	I	60 MEC 40 ELE	3,5	35	40	0,37	0,35	0,38	0,37	0,02
3	I	60 MEC 40 ELE	1,5	65	40	0,50	0,50	0,53	0,51	0,02
4	I	70 MEC 30 ELE	3,5	65	40	0,43	0,41	0,42	0,42	0,01
5	I	60 MEC 40 ELE	1,5	35	100	0,52	0,52	0,54	0,53	0,01
6	I	70 MEC 30 ELE	3,5	35	100	0,41	0,40	0,42	0,41	0,01
7	I	70 MEC 30 ELE	1,5	65	100	0,50	0,53	0,57	0,53	0,04
8	I	60 MEC 40 ELE	3,5	65	100	0,46	0,45	0,47	0,46	0,01
9	I	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,49	0,48	0,49	0,49	0,01
10	I	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,48	0,50	0,52	0,50	0,02
11	II	60 MEC 40 ELE	1,5	35	40	0,43	0,38	0,44	0,42	0,03
12	II	70 MEC 30 ELE	3,5	35	40	0,32	0,30	0,34	0,32	0,02
13	II	70 MEC 30 ELE	1,5	65	40	0,42	0,44	0,47	0,44	0,03
14	II	60 MEC 40 ELE	3,5	65	40	0,40	0,39	0,42	0,40	0,02
15	II	70 MEC 30 ELE	1,5	35	100	0,46	0,43	0,47	0,45	0,02
16	II	60 MEC 40 ELE	3,5	35	100	0,37	0,36	0,40	0,38	0,02
17	II	60 MEC 40 ELE	1,5	65	100	0,50	0,49	0,56	0,52	0,04
18	II	70 MEC 30 ELE	3,5	65	100	0,41	0,37	0,45	0,41	0,04
19	II	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,44	0,40	0,47	0,44	0,04
20	II	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,45	0,42	0,49	0,45	0,04
21	III	70 MEC 30 ELE	1,5	35	40	0,33	0,40	0,32	0,35	0,04
22	III	60 MEC 40 ELE	3,5	35	40	0,29	0,34	0,28	0,30	0,03
23	III	60 MEC 40 ELE	1,5	65	40	0,40	0,44	0,38	0,41	0,03
24	III	70 MEC 30 ELE	3,5	65	40	0,34	0,38	0,34	0,35	0,02
25	III	60 MEC 40 ELE	1,5	35	100	0,42	0,51	0,37	0,43	0,07
26	III	70 MEC 30 ELE	3,5	35	100	0,34	0,40	0,33	0,36	0,04
27	III	70 MEC 30 ELE	1,5	65	100	0,48	0,52	0,42	0,47	0,05
28	III	60 MEC 40 ELE	3,5	65	100	0,42	0,43	0,40	0,42	0,02
29	III	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,40	0,41	0,34	0,38	0,04
30	III	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,40	0,45	0,36	0,40	0,05
31	IV	60 MEC 40 ELE	1,5	35	40	0,34	0,38	0,43	0,38	0,05
32	IV	70 MEC 30 ELE	3,5	35	40	0,29	0,32	0,33	0,31	0,02
33	IV	70 MEC 30 ELE	1,5	65	40	0,41	0,44	0,46	0,44	0,03
34	IV	60 MEC 40 ELE	3,5	65	40	0,38	0,41	0,42	0,40	0,02
35	IV	70 MEC 30 ELE	1,5	35	100	0,45	0,53	0,55	0,51	0,05
36	IV	60 MEC 40 ELE	3,5	35	100	0,39	0,42	0,42	0,41	0,02
37	IV	60 MEC 40 ELE	1,5	65	100	0,54	0,54	0,60	0,56	0,03
38	IV	70 MEC 30 ELE	3,5	65	100	0,45	0,45	0,47	0,46	0,01
39	IV	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,45	0,46	0,47	0,46	0,01
40	IV	65 MEC 35 ELE	2,5	50	70	0,47	0,49	0,49	0,48	0,01

4.2 Análise do comportamento do coeficiente de atrito para frenagem mecânica

Os valores apresentados na coluna de resultados (R1, R2 e R3) das Tabelas 4.3 e 4.4 representam o valor médio do coeficiente de atrito para cada teste. As funções objetivo analisarão o quão constantes são estes valores e quais deles apresentam uma menor variabilidade. Os itens a seguir apresentarão a análise dos experimentos através da carta de controle de amplitude (R) para as quatro replicações, a análise dos experimentos através dos resíduos, a análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos, a análise da influência dos fatores nos resultados do coeficiente de atrito pelo gráfico de Pareto e pelo valor-p, a análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência e a análise das interações entre as variáveis de influência. Além destas, será apresentada a análise dos resultados pela relação sinal/ruído de Taguchi. Todas estas análises serão apresentadas tanto para a frenagem mecânica como para a compartilhada.

4.2.1 Análise dos experimentos através da carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem mecânica

A análise feita através da carta de controle serve para avaliar estatísticas do processo ao longo do tempo e detectar a existência de causas especiais, através do desvio-padrão. O desenho desta carta é formado por três partes:

- **Linha central:** É uma linha de referência horizontal que tem como objetivo verificar se o processo está sob controle, através da variação aleatória dos pontos analisados em torno desta linha.
- **Limite de controle inferior e superior:** São linhas horizontais localizadas acima e abaixo da linha central e são usadas para julgar se um processo está fora de controle. Os limites superior e inferior de controle são baseados na variação aleatória esperada no processo.

Um processo está sob controle quando os pontos estão dentro dos limites de controle, e os pontos não apresentam quaisquer padrões de não-aleatoriedade. A Figura 4.1 apresenta a carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem mecânica.

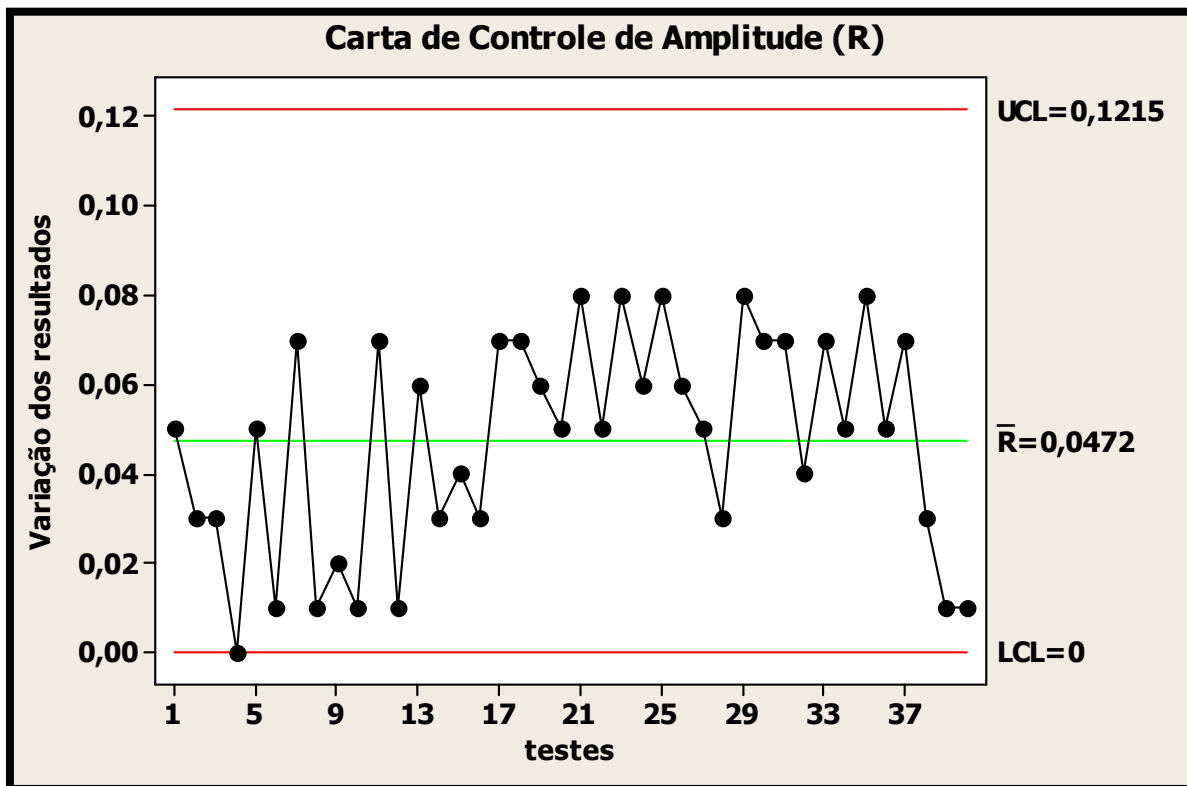


Figura 4.1 – Carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem mecânica

A partir desta carta, representada pela Figura 4.1, conclui-se que o experimento está sob controle, pois não existe nenhum resultado acima ou abaixo das linhas de controle.

4.2.2 Análise dos experimentos através dos resíduos para o ensaio de frenagem mecânica

Resíduo é a diferença entre um valor observado e seu correspondente valor ajustado, indicando o nível no qual um modelo é responsável pela variação nos dados observados. Esta análise ajuda a determinar se as suposições relativas aos mínimos quadrados ordinários são satisfeitas. Se essas suposições são satisfeitas, então a regressão por mínimos quadrados ordinários produzirá estimativas não viciadas dos coeficientes com mínima variância. Os gráficos que permitem avaliar os resíduos para este experimento são:

- ***Histograma dos Resíduos:*** Mostra as características gerais dos resíduos incluindo valores típicos, dispersão e forma. Uma cauda longa em um lado pode indicar uma distribuição assimétrica. Se uma ou duas barras estiverem afastadas das outras, estes pontos podem ser discrepantes, ou seja, as observações não-usuais podem ser significativamente grandes, influenciando desproporcionalmente os resultados estatísticos, tais como a média, resultando em interpretações enganosas.
- ***Gráfico de Probabilidade Normal dos Resíduos:*** Os pontos neste gráfico geralmente devem formar uma linha reta se os resíduos são normalmente distribuídos. Se os pontos no gráfico se desviam de uma linha reta, a suposição de normalidade pode ser inválida.
- ***Resíduos versus Valores Ajustados:*** Este gráfico mostra um comportamento aleatório dos resíduos em torno de zero. Se um ponto estiver longe da maioria dos pontos, pode ser um valor discrepante. Não deve existir qualquer padrão reconhecível no gráfico. Por exemplo, se a dispersão dos valores residuais tende a aumentar com o aumento dos valores no eixo de valores ajustados, então isto pode violar a suposição de variância constante.
- ***Resíduos versus Ordem dos Dados:*** Este é um gráfico de todos os resíduos na ordem em que os dados foram coletados e pode ser usado para encontrar sequências não-aleatórias de resíduos, especialmente de efeitos relacionados com o tempo. Este gráfico ajuda a verificar a suposição de que os resíduos não são auto-correlacionados.

A Figura 4.2 apresenta a análise dos resíduos para os ensaios de frenagem mecânica considerando a média destes resultados.

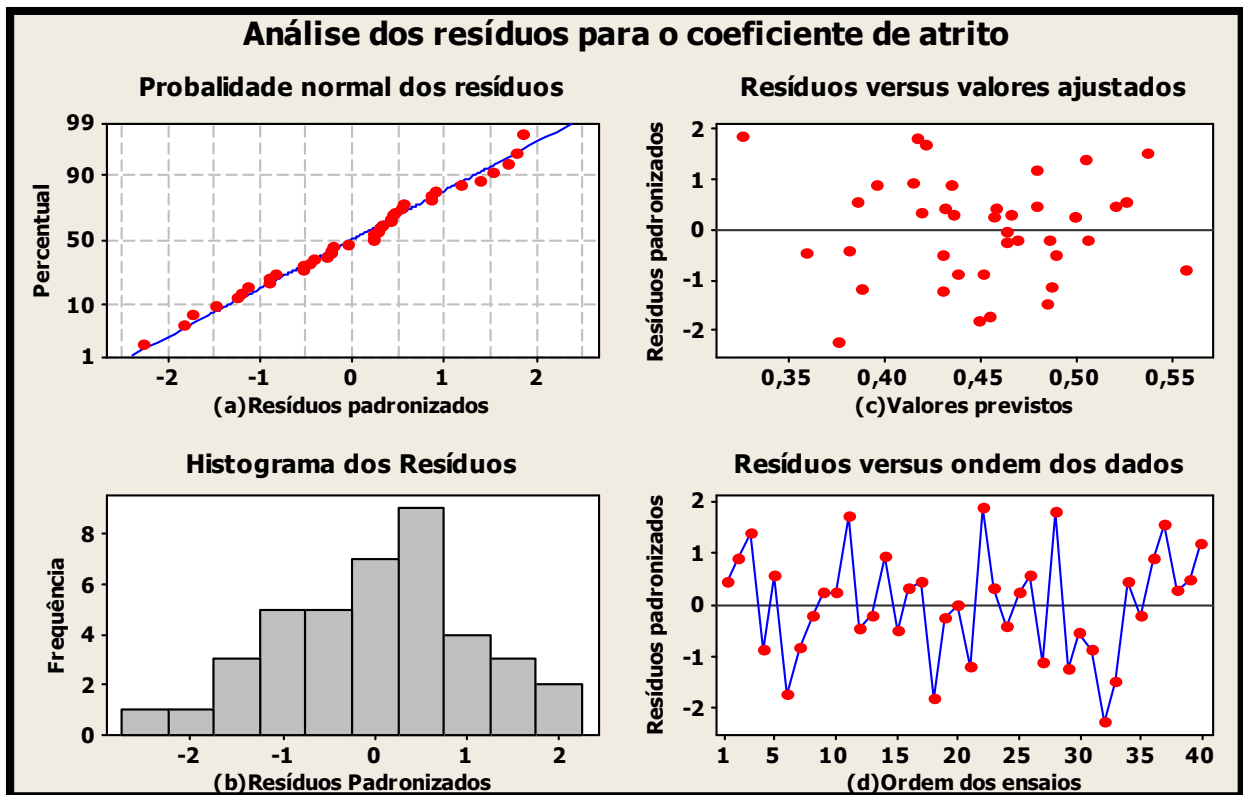


Figura 4.2 – Análise gráfica dos resíduos para o ensaio de frenagem mecânica

A partir da análise gráfica dos resíduos percebe-se que para este ensaio os resultados referentes à média do coeficiente de atrito formam uma linha reta, garantindo que os resíduos são normalmente distribuídos, conforme ilustra a Figura 4.2 (a). Através do gráfico do histograma dos resíduos percebe-se que não existem pontos discrepantes, sem a presença de observação não – usual relativamente grande, conforme ilustra a Figura 4.2 (b). A partir do gráfico de resíduos versus valores ajustados, nota-se um comportamento aleatório dos resultados do coeficiente de atrito em torno do zero, sem a presença de pontos discrepantes, conforme ilustra a Figura 4.2 (c). Concluindo a análise de resíduos, o gráfico de resíduos versus ordem dos dados, mostra que a sequência dos testes não apresenta resíduos correlacionados.

Conclui-se pela análise de resíduos que os mesmos podem ser considerados independentes e normalmente distribuídos.

4.2.3 Análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos para o ensaio de frenagem mecânica

Este tipo de análise é definida por um grupo de ensaios experimentais conduzido sob condições relativamente homogêneas. A Figura 4.3 apresenta a primeira análise referente a este trabalho. Os dados computados foram retirados da Tabela 4.3, referente aos resultados R1, R2 e R3 do ensaio de frenagem mecânica.

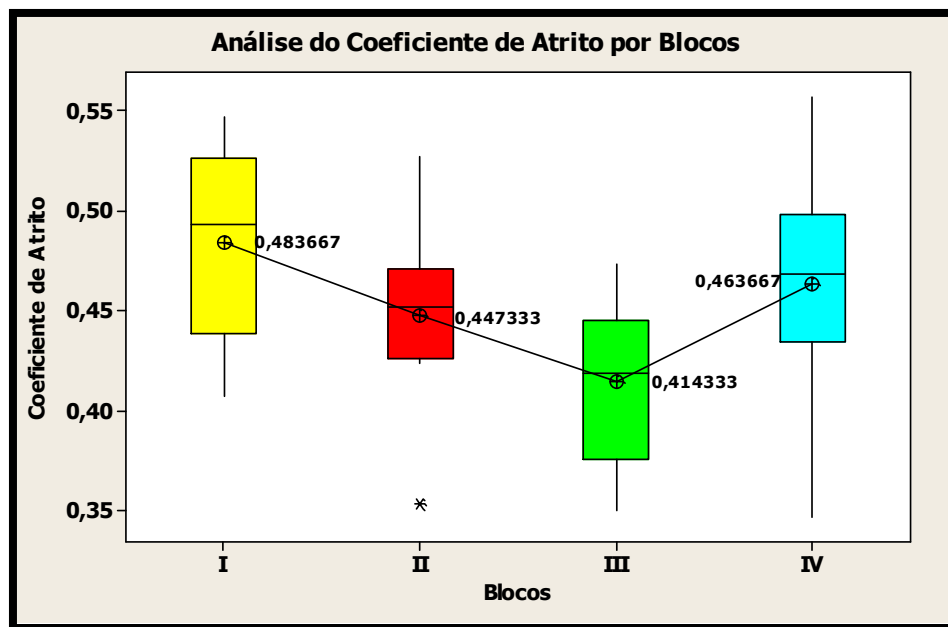


Figura 4.3 – Análise do coeficiente de atrito pela média para o ensaio de frenagem mecânica

Esta análise foi realizada entre as marcas das pastilhas definidas pelos blocos I, II, III e IV. A Figura 4.3 mostra que a pastilha II apresenta uma menor variação em torno do seu valor médio encontrado, com uma distância interquartil (IQ) ou variação de 0,045, como ilustra a Tabela 4.5. Quartis são valores que dividem uma amostra de dados em quatro partes iguais, denominados de Q1(25%), Q2 ou mediana(50%) e Q3(75%). Para esta análise foi utilizado os “*boxplot*” que apresentam os resultados através de retângulo construído com os quartis e fornece informações referente aos valores extremos. Com estes quartis é possível analisar a dispersão e a tendência central de um conjunto de dados. A distância interquartil é a distância entre o primeiro e o terceiro quartis, apresentada na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Valores referentes aos quartis para o ensaio de frenagem mecânica

Bloco	Q1	Mediana	Q3	IQ
I	0,4383	0,4933	0,5258	0,0875
II	0,4258	0,4516	0,4708	0,0450
III	0,3758	0,4180	0,4450	0,0691
IV	0,4341	0,4683	0,4983	0,0641

A pastilha I apresenta uma maior variação em torno do valor médio encontrado, com uma distância interquartilica de 0,0875. As pastilhas III e IV apresentam variações intermediárias entre 0,0691 e 0,0641 respectivamente, como ilustra a Figura 4.4.

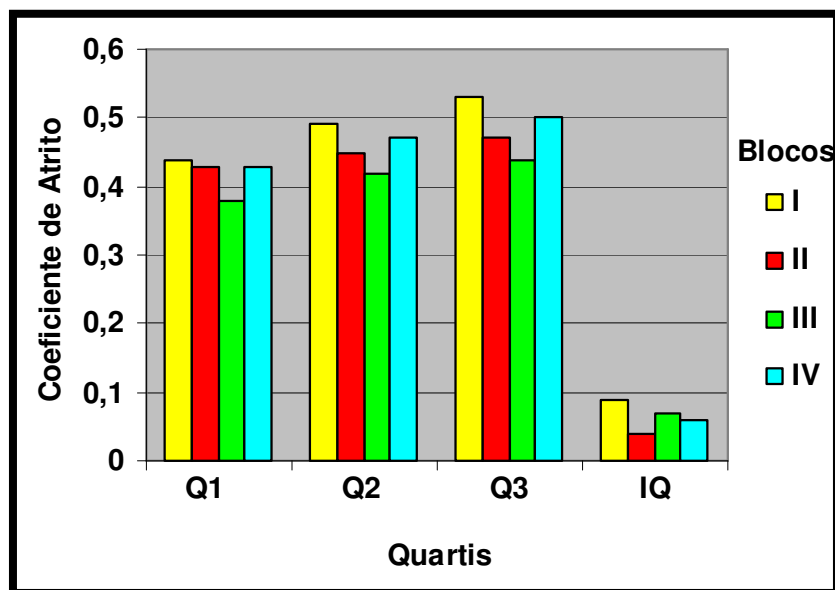


Figura 4.4 – Distância interquartil entre as pastilhas para o ensaio de frenagem mecânica

Entre as quatro pastilhas, a pastilha III apresentou um valor médio de coeficiente de atrito abaixo de 0,45, em torno de 0,41, conforme ilustra a Figura 4.3, enquanto que o coeficiente de atrito médio das pastilhas I, II e IV ficaram entre 0,48, 0,45, 0,46 respectivamente. Como conclusão, ao analisar o comportamento das pastilhas de freio por blocos, a pastilha II apresentou

uma menor variação entre o seu valor médio e a pastilha III um comportamento significativamente diferente das pastilhas I, II e IV.

4.2.4 Análise da influência dos fatores nos resultados do coeficiente de atrito pelo gráfico de Pareto e pelo valor-p para o ensaio de frenagem mecânica

Esta análise foi desenvolvida com o objetivo de avaliar quais das quatro variáveis exercem influência significativa nos resultados, determinando a magnitude e a importância dos efeitos. O gráfico de Pareto apresenta o valor absoluto dos efeitos e constrói uma linha de referência. A linha de referência, denominada de linha de Lenth, revela os efeitos significativos considerados a distribuição t de Student. Todo efeito que ultrapassar esta linha de referência é significativamente importante para esta análise. A Figura 4.5 apresenta um estudo da influência dos fatores avaliados neste trabalho através do gráfico de Pareto.

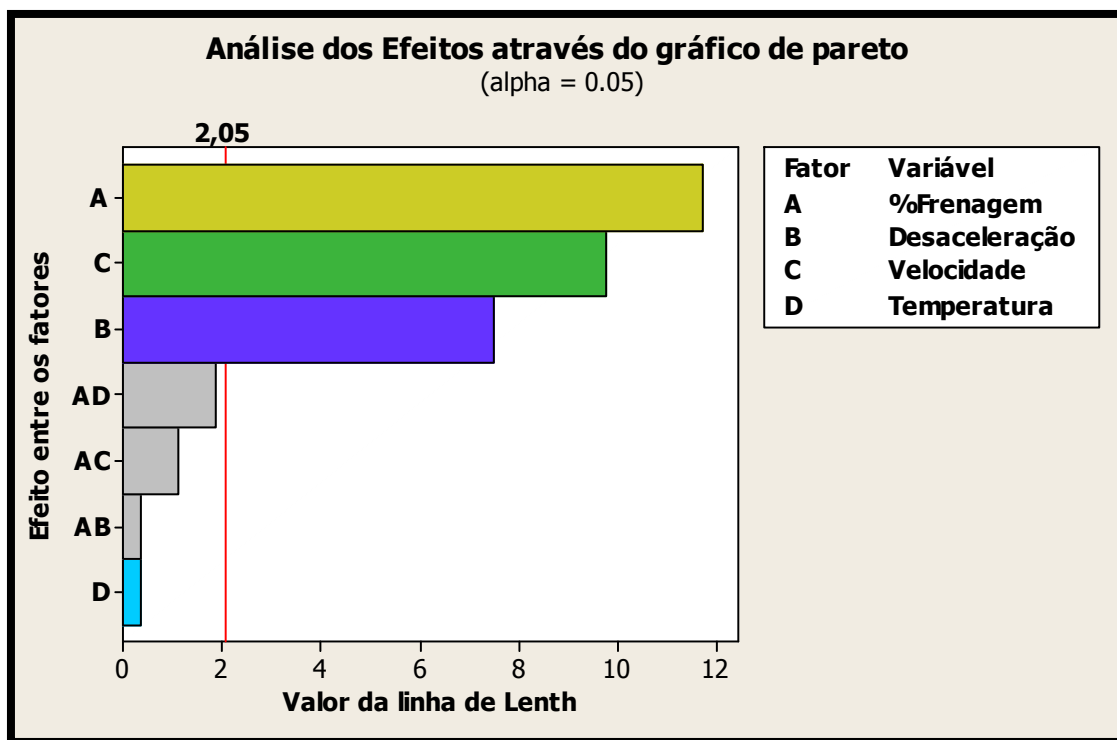


Figura 4.5 – Gráfico de Pareto para o ensaio de frenagem mecânica

Analisando o gráfico de Pareto, a partir da Figura 4.5, a porcentagem de frenagem (A), a desaceleração (B) e a velocidade (C) exercem influência significativa sobre o valor do coeficiente de atrito. Os valores referentes ao modelo t de Student que avaliam o efeito destas variáveis sobre os resultados do coeficiente de atrito estão acima da linha de referência de Lenth, representada por uma linha vermelha de valor 2,05. Segundo LEÃES (2008), com o princípio de Pareto poucos efeitos são críticos para uma variável de interesse e a maioria não é, refletindo apenas o ruído experimental, dessa forma uma estimativa de erro padrão, é calculada usando o método de LENTH (1989). Essa estimativa é chamada de PSE (*pseudo standard error*) e é calculada a partir da primeira mediana de todos os efeitos envolvidos no modelo. Uma segunda mediana é, então, calculada só com os efeitos menores que 2,5 vezes a primeira mediana. Esse valor multiplicado por 1,5 fornece o PSE.

As interações entre as variáveis: porcentagem de frenagem e temperatura (AD), porcentagem de frenagem e velocidade (AC) e porcentagem de frenagem e desaceleração (AB), não exercem efeito significativo sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os seus valores referentes ao t de Student estão abaixo da linha de Lenth. A variável temperatura, nos níveis definidos para os experimentos, também não exerce efeito significativo sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois o seu valor referente ao t de Student está abaixo da linha de Lenth.

Além desta análise, é possível avaliar a influência das variáveis e dos blocos nos resultados do coeficiente de atrito, através do valor-p. Este valor determina a adequação de se rejeitar a hipótese nula em um teste de hipóteses, ou seja, um valor amostral é estatisticamente significativo se um teste de hipóteses demonstrar que é improvável ter ocorrido por acaso.

O valor-p varia de 0 a 1; quanto menor for o valor-p, maior será a chance de que um efeito seja estatisticamente importante para o estudo. Antes de iniciar esta análise é determinado o nível alfa (α), ou significância especificada, variando entre 0,10, 0,05 e 0,01. Se o valor-p for menor que a significância especificada, conclui-se que as variáveis analisadas são estatisticamente significativas. Para este trabalho foi utilizado um nível alfa igual a 0,05, que é um valor padrão usual. A Tabela 4.6 apresenta o valor-p para os blocos, para as variáveis de influência e suas devidas interações.

Tabela 4.6 – Valores – p para o ensaio de frenagem mecânica

Termos	Valor - p
Bloco I	0,000
Bloco II	0,000
Bloco III	0,258
Bloco IV	0,000
Fator A	0,000
Fator B	0,000
Fator C	0,000
Fator D	0,708
Interação AB	0,708
Interação AC	0,265
Interação AD	0,069

Através da Tabela 4.6 é possível analisar a influência dos blocos, das variáveis de influências e das interações entre elas. Analisando a influência dos blocos, percebe-se que o valor para o bloco III é maior que a significância especificada para esta análise, concluindo que esta pastilha não exerce nenhuma influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito. O significado prático dessa conclusão é que a pastilha III apresenta uma qualidade significativamente inferior em relação às outras pastilhas, pois em uma situação em que se necessite de um comportamento estável do coeficiente de atrito durante as frenagens, a mesma não apresentará o comportamento esperado. As demais pastilhas, apresentam influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os valores relacionados ao valor – p são menores que a significância especificada. Os fatores A, B e C apresentam influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os valores relacionados ao valor – p também são menores que a significância especificada. As interações entre os fatores AB, AC, AD e o fator D não apresentam influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os valores relacionados aos valores – p são maiores que a significância especificada. A partir destas análises, conclui-se que tanto para o gráfico de Pareto como para o valor- p, as variáveis que exercem influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito são a porcentagem de frenagem, a desaceleração e a velocidade.

4.2.5 Análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência para o ensaio de frenagem mecânica

Esta análise apresenta um gráfico que mostra as médias do coeficiente de atrito em cada nível do fator de influência, sendo variados sistematicamente durante os ensaios, com o objetivo de determinar qual é o seu efeito na variável resposta.

Além disto, este gráfico apresenta as médias em cada nível do fator conectando-as a uma linha. Os pontos centrais são representados no gráfico por um símbolo de cor vermelha e os pontos fatoriais são representados por um símbolo de cor preta. Uma linha de referência é traçada na média global dos dados de resposta. A média global é a média calculada a partir de todas as observações, não sendo considerado o cálculo das médias e grupos individuais.

A Figura 4.6 apresenta o gráfico que compara as magnitudes dos efeitos das quatro variáveis de influência nos resultados do coeficiente de atrito durante o ensaio de frenagem mecânica. A variável que se refere à % de frenagem significa o quanto de força está sendo aplicada no sistema de freio. Para o ensaio mecânico é considerado apenas a % mecânica.

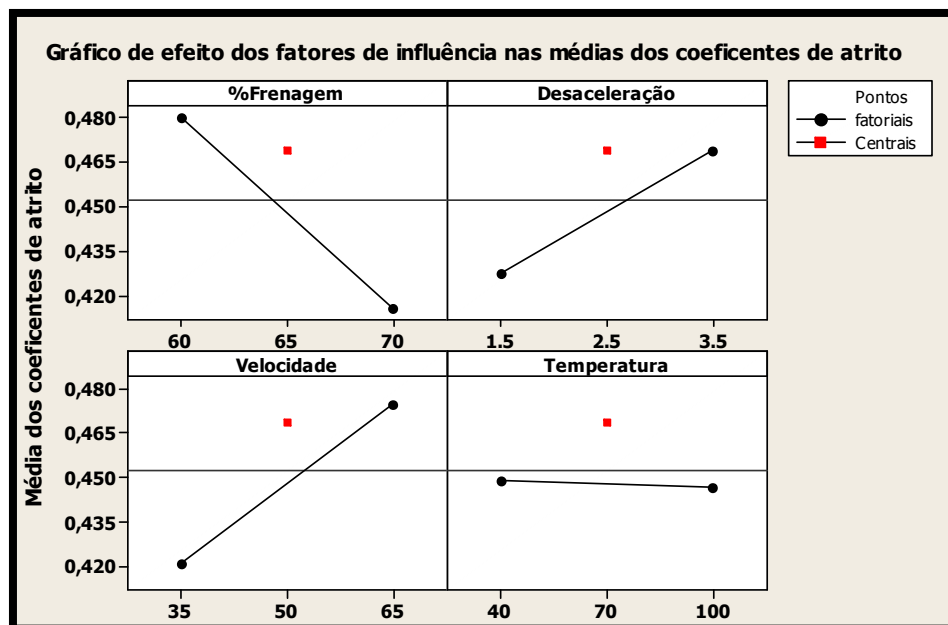


Figura 4.6 – Análise gráfica dos efeitos das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem mecânica

A partir do gráfico apresentado na Figura 4.6, é possível avaliar a influência de um efeito principal sobre as médias dos resultados encontrados para o coeficiente de atrito. Analisando o comportamento do coeficiente de atrito em função da porcentagem de frenagem, percebe-se como efeito desta variável, uma diminuição significativa da variável de resposta (coeficiente de atrito) na mesma proporção que se aumenta os níveis de porcentagem de frenagem.

Fazendo uma análise conjunta do comportamento do coeficiente de atrito em função da desaceleração e da velocidade durante o ensaio, percebe-se como efeito destas duas variáveis, um aumento significativo da variável de resposta (coeficiente de atrito) na mesma proporção que se aumenta os níveis de desaceleração e de velocidade. Finalizando esta análise, o coeficiente de atrito em função da variação da temperatura, não variou significativamente durante o ensaio de frenagem mecânica. Como conclusão, são confirmados os resultados obtidos pelo gráfico de Pareto, Figura 4.5, que ao analisar os resultados das médias do coeficiente de atrito através do gráfico dos efeitos das variáveis de influência, mostra que tanto a porcentagem de frenagem, como a desaceleração e a velocidade influenciam significativamente nos resultados do coeficiente de atrito, enquanto que a temperatura não exerce nenhuma influência significativa sobre os resultados obtidos para o coeficiente de atrito.

4.2.6 Análise das interações entre as variáveis de influência para o ensaio de frenagem mecânica

Este gráfico mostra a interação entre as variáveis principais, ou seja, o quanto o efeito de um fator depende do nível de outros fatores. Uma interação entre fatores ocorre quando a mudança na resposta do nível baixo para o nível alto de um fator não é a mesma que a mudança na resposta nos dois níveis de um segundo fator, ou seja, o efeito de um fator depende de um segundo fator. O ponto de partida para análise dos resultados apresentados por estes gráficos é a observação da linha paralela. As linhas paralelas em um gráfico de interação indicam que não há interação. Quanto maior é o aumento na diferença da inclinação entre as linhas, maior é o grau da interação. A Figura 4.7 apresenta o gráfico de interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito.

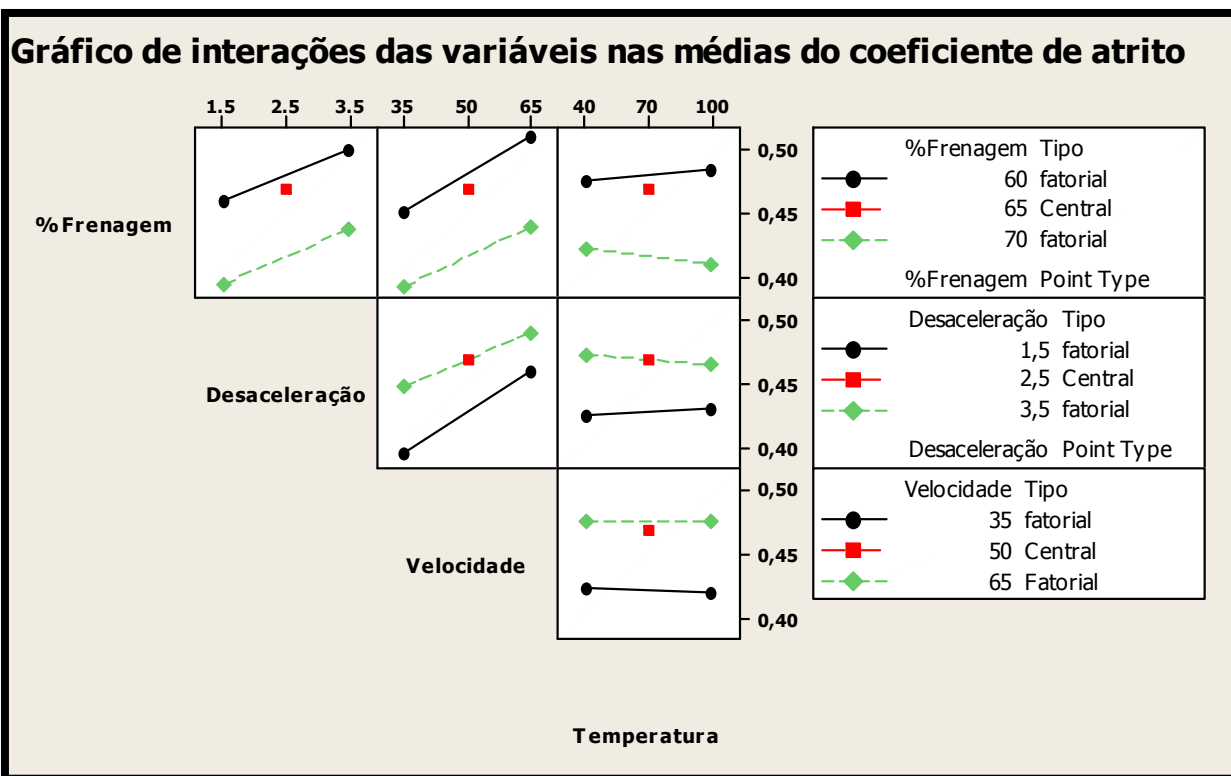


Figura 4.7 – Gráfico de interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem mecânica

A partir da Figura 4.7 é possível analisar que a interação entre porcentagem de frenagem e desaceleração e porcentagem de frenagem e velocidade não apresenta nenhuma mudança na resposta do nível baixo para o nível alto de um fator, quando comparado com o aumento do nível baixo para o nível alto do outro fator, indicado pela presença de linhas paralelas, ou seja, não há interação entre estes fatores.

Analisando a interação ente a porcentagem de frenagem e a temperatura, existe uma leve tendência de diminuição do coeficiente de atrito quando se avalia os resultados com 70% de força mecânica e os níveis da temperatura. Com os níveis de 60 e 65% da força e os níveis da temperatura, nota-se o aumento do coeficiente de atrito, ou seja, as linhas deixam de ser paralelas.

A interação entre a desaceleração e a velocidade não apresenta nenhuma mudança na resposta do nível baixo para o nível alto de um fator, quando comparado com o aumento do valor

baixo para o valor alto do outro fator. Isso é indicado pela presença de linhas paralelas, ou seja, não há interação entre estes fatores.

Analisando a interação entre a desaceleração e a temperatura observa-se uma leve tendência de diminuição do coeficiente de atrito quando se realiza os testes com o maior nível de desaceleração e os níveis da temperatura. Quando se realiza os testes com os outros níveis de desaceleração e os níveis da temperatura, o coeficiente de atrito tem uma leve tendência de aumentar, ou seja, as linhas deixam de ser paralelas.

Finalizando esta análise, a interação entre a desaceleração e a temperatura não apresentou mudança na resposta do nível baixo para o nível alto de um fator, quando comparado com o aumento do nível baixo para o nível alto do outro fator, indicado pela presença de linhas paralelas, ou seja, não há interação entre estes fatores.

4.2.7 Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem mecânica

Esta análise busca encontrar níveis dos fatores que minimizam a variação da resposta, enquanto ajusta, ou mantém, o experimento no alvo, minimizando a variabilidade entre os resultados do coeficiente de atrito, ou seja, encontra uma combinação ótima de níveis de fatores controláveis que alcancem robustez, contra fatores de ruído.

Uma forma de se minimizar esta variação é através da análise da relação sinal/ruído. Esta técnica busca manipular os fatores de ruído para produzir variabilidade e, a partir dos resultados, identifica as configurações ótimas dos fatores de controle que tornam o processo ou produto robusto, ou resistente às variações dos fatores de ruído. Valores mais altos da razão sinal-ruído (S/N) indicam as configurações dos fatores de controle que minimizam os efeitos dos fatores de ruído. A Figura 4.8 apresenta uma análise de Taguchi para o ensaio de frenagem mecânica.

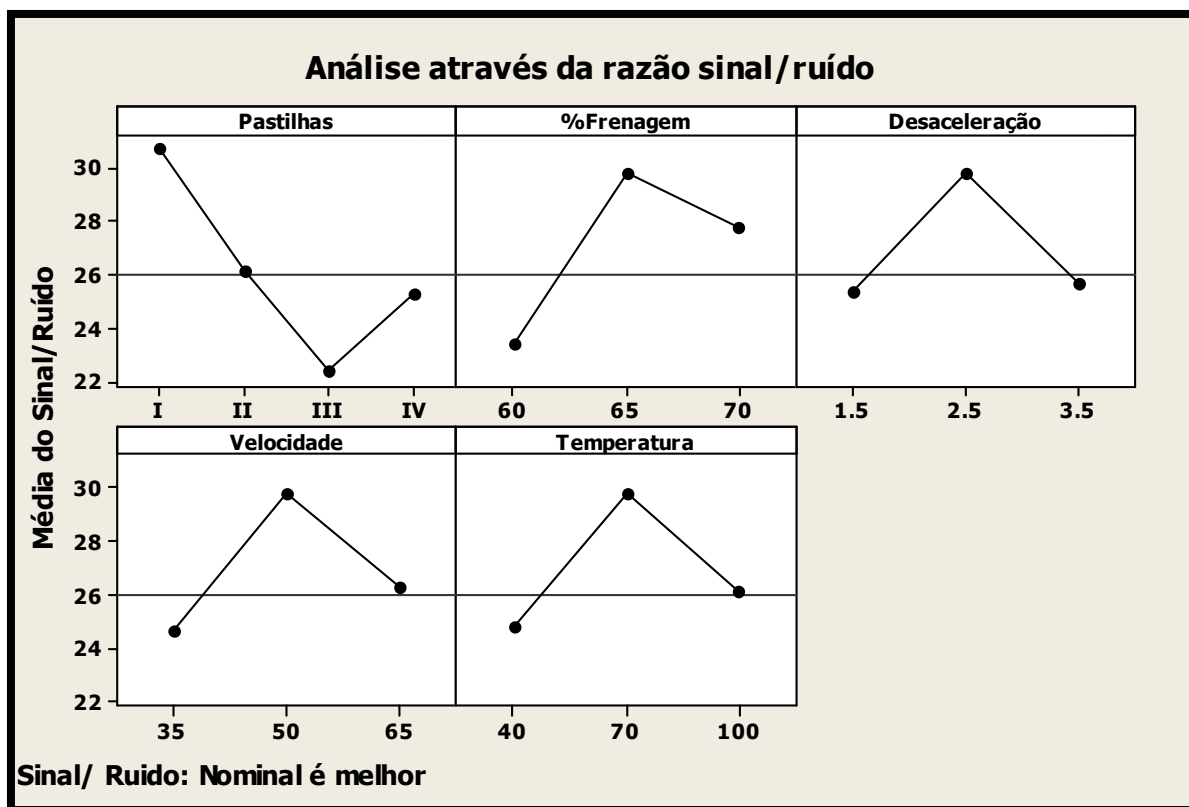


Figura 4.8 – Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem mecânica

A partir da Figura 4.8, é possível identificar as variáveis de influência que reduzem o valor da variabilidade do resultado do coeficiente de atrito. Para o ensaio de frenagem mecânica a melhor combinação é com a pastilha I, com 65% da força, 2,5 m/s² de desaceleração, 50 km/h de velocidade a uma temperatura de 70 °C, identificados através dos valores mais altos da razão sinal-ruído.

4.3 Análise do comportamento do coeficiente de atrito para frenagem compartilhada

Como os itens 4.2, 4.2.1, 4.2.2, 4.2.3, 4.2.4, 4.2.5, 4.2.6 e 4.2.7 já apresentam um breve comentário a respeito dos conceitos relacionados a cada análise, os itens a seguir apresentarão apenas os comentários pertinentes ao comportamento dos resultados durante os ensaios de frenagem compartilhada.

4.3.1 Análise dos experimentos através da carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.14 apresenta a carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem mecânica.

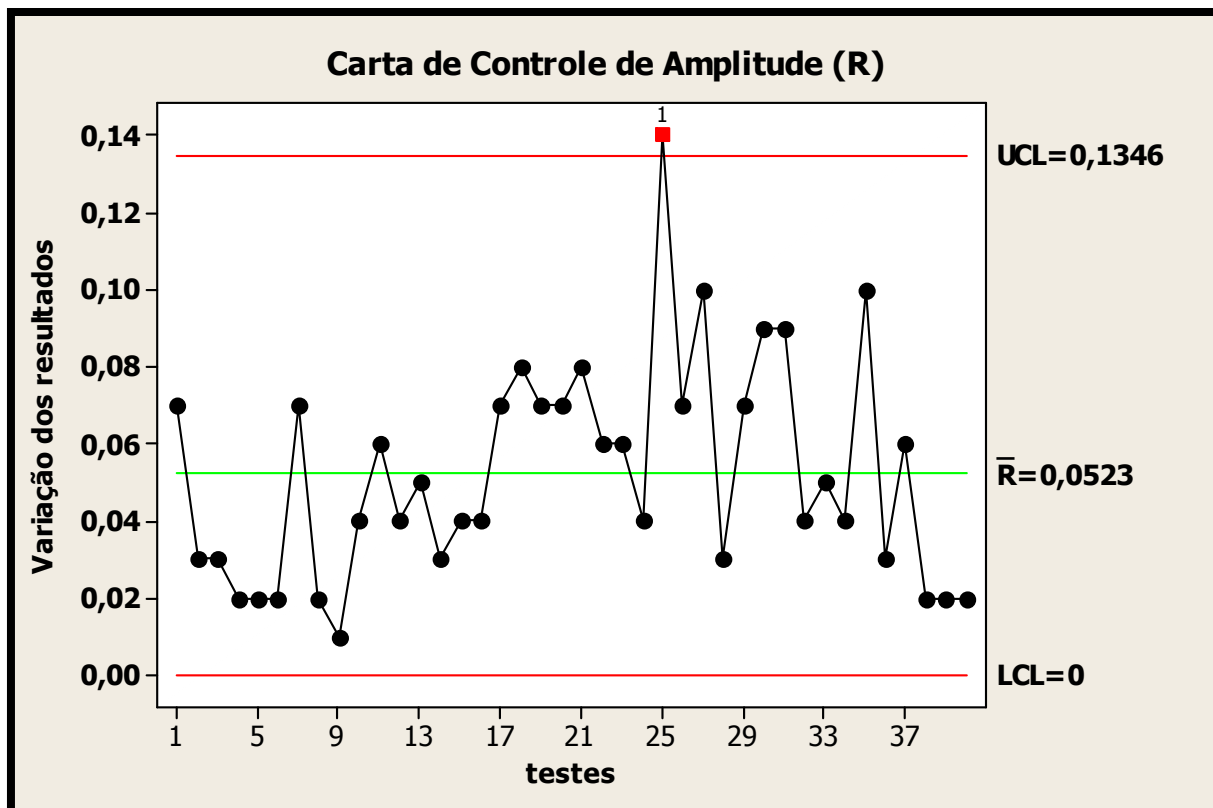


Figura 4.9 – Carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada

A partir da Figura 4.9 percebe-se que existe um grupo de resultados que apresenta uma média fora do limite de controle superior, representado pela linha vermelha superior. Este ponto pode ser visualizado na Tabela 4.4 e é representado pelo resultado R3 do teste 25 com um valor médio de 0,37. Como descrito posteriormente, este valor deve ser substituído por um asterisco, para que os experimentos fiquem sob controle e os pontos caiam dentro dos limites de controle, não apresentando quaisquer padrões de não-aleatoriedade. A Figura 4.10 apresenta a nova carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada.

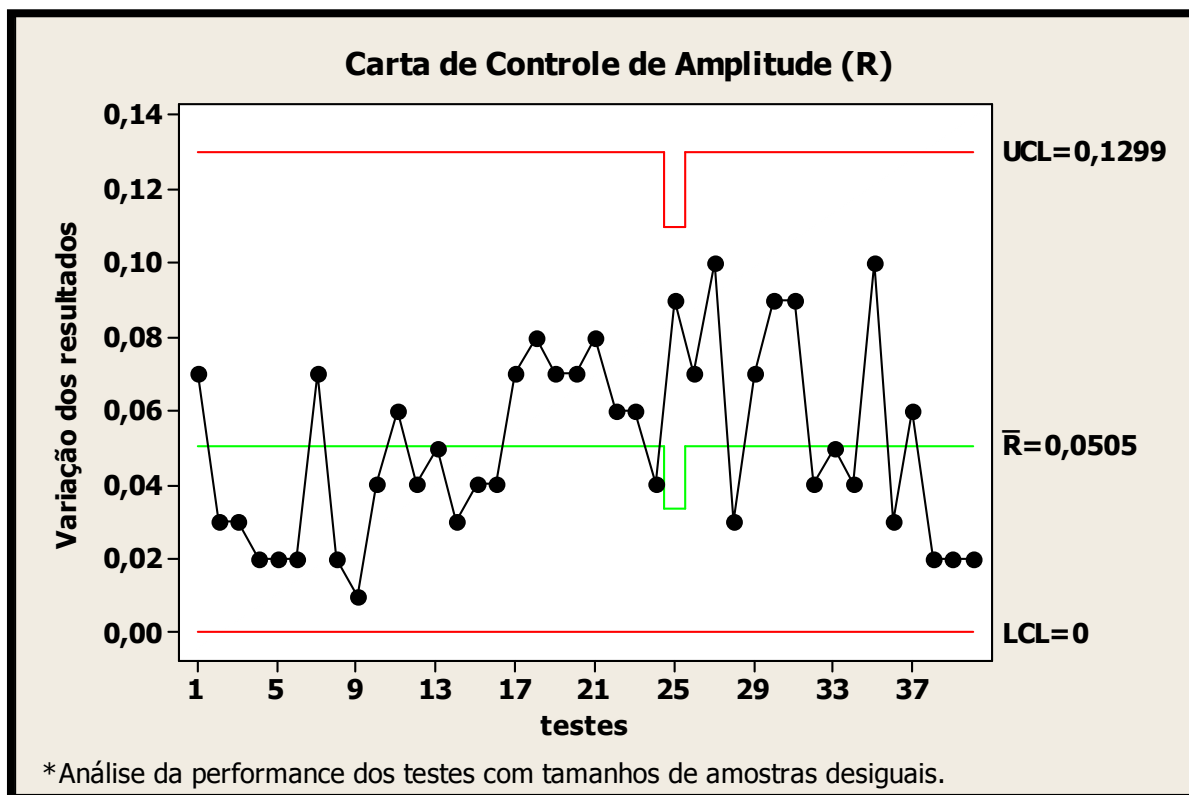


Figura 4.10 – Nova carta de controle de amplitude (R) para o ensaio de frenagem compartilhada

A partir desta nova carta, representada pela Figura 4.10, conclui-se que o experimento está sob controle, pois não existe nenhum resultado acima ou abaixo das linhas de controle.

4.3.2 Análise dos experimentos através dos resíduos para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.11 apresenta a análise dos resíduos para os ensaios de frenagem compartilhada considerando a média destes resultados.

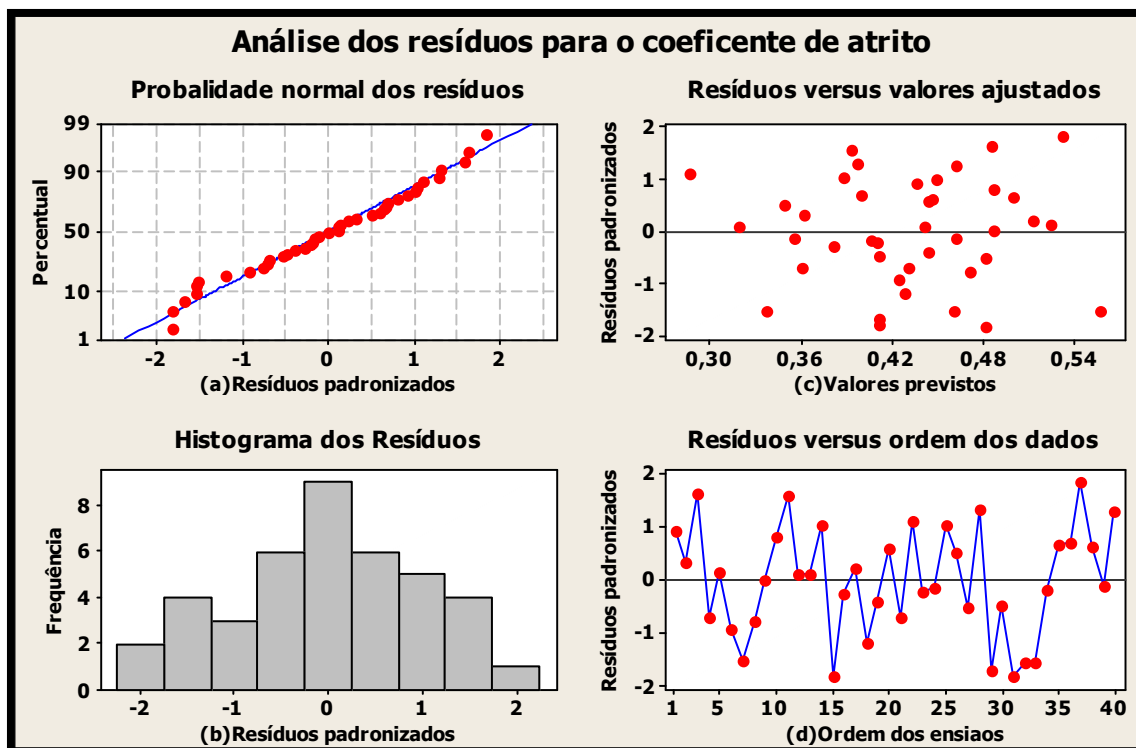


Figura 4.11 – Análise gráfica dos resíduos para o ensaio de frenagem compartilhada

A partir da análise gráfica dos resíduos, percebe-se que para este ensaio os resultados referentes a média do coeficiente de atrito formam uma linha reta, confirmando que os resíduos são normalmente distribuídos, conforme ilustra a Figura 4.11 (a). Através do gráfico do histograma dos resíduos percebe-se que não existem pontos discrepantes, não existindo nenhuma observação não – usual relativamente grande ou pequena, conforme ilustra a Figura 4.11 (b). A partir do gráfico de resíduos versus valores ajustados, nota-se um comportamento aleatório dos resultados do coeficiente de atrito em torno do zero, sem a presença de pontos discrepantes, conforme ilustra a Figura 4.11 (c). Concluindo a análise de resíduos, o gráfico de resíduos versus ordem dos dados, mostra que a sequência dos testes não apresenta resíduos correlacionados, ou seja, os resultados encontrados para os testes estão bem distribuídos.

Conclui-se pela análise de resíduos que os mesmos podem ser considerados independentes e normalmente distribuídos.

4.3.3 Análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.12 apresenta a primeira análise referente ao ensaio de frenagem compartilhada. Os dados computados foram retirados da Tabela 4.4, referente aos resultados R1, R2 e R3 deste ensaio.

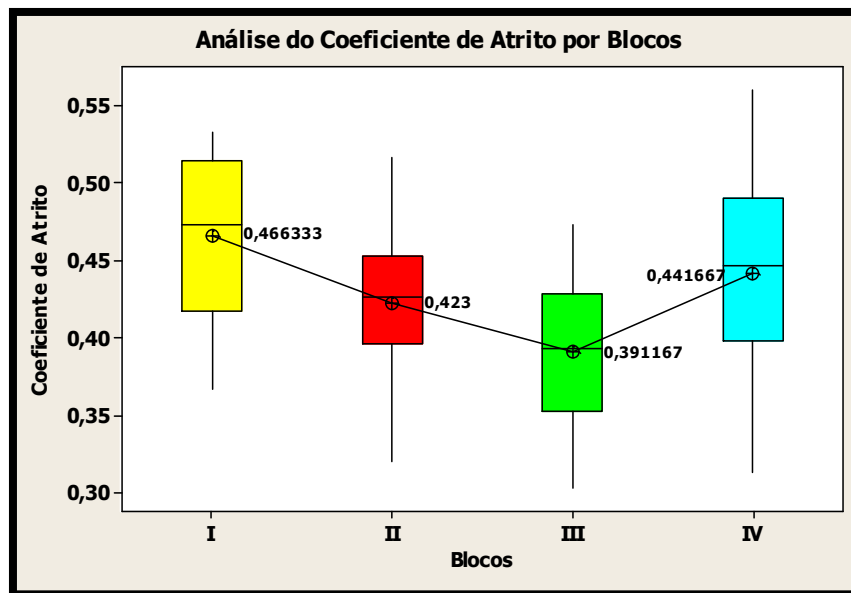


Figura 4.12 – Análise do coeficiente de atrito pela média para o ensaio de frenagem compartilhada

Esta análise foi realizada entre as marcas das pastilhas definidas pelos blocos I, II, III e IV. A Figura 4.12 mostra que a pastilha II apresenta uma menor variação entre o seu valor médio encontrado, com uma variação de 0,0566, como mostra a Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Valores referentes aos quartis para o ensaio de frenagem compartilhada

Bloco	Q1	Mediana	Q3	IQ
I	0,4175	0,4733	0,5141	0,0966
II	0,3966	0,4266	0,4533	0,0566
III	0,3525	0,3933	0,4287	0,0762
IV	0,3983	0,4466	0,49	0,0916

As pastilhas I e IV apresentaram uma maior variação entre o seu valor médio encontrado, com uma distância interquartil de 0,0966 e 0,0916 respectivamente. A pastilha III apresentou uma variação intermediária de 0,0762, como ilustra a Figura 4.13.

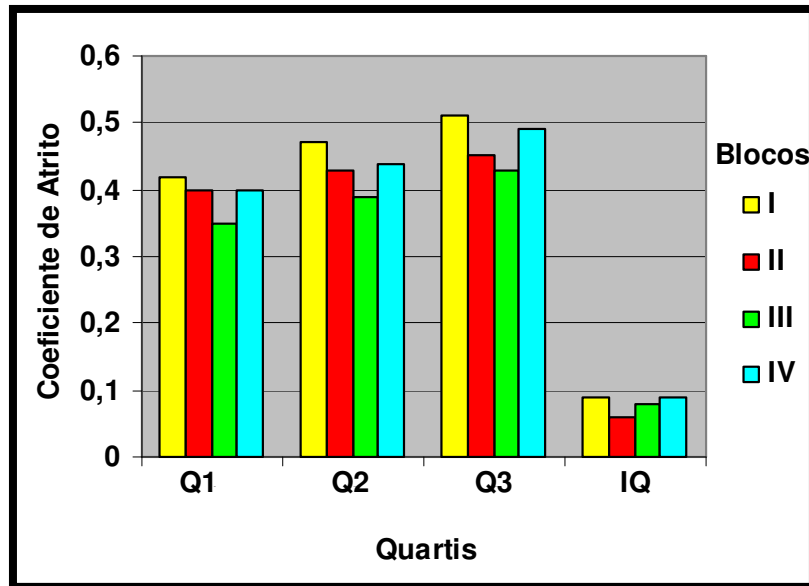


Figura 4.13 – Distância interquartil entre as pastilhas para o ensaio de frenagem compartilhada

Entre as quatro pastilhas, a pastilha III apresentou um valor médio de coeficiente de atrito abaixo de 0,40, em torno de 0,39, conforme ilustra a Figura 4.12, enquanto que os coeficientes de atrito das pastilhas I, II e IV ficaram entre 0,47, 0,42 e 0,44 respectivamente. Como conclusão, ao analisar o comportamento das pastilhas de freio por blocos, a pastilha II apresentou a menor variação do seu valor médio e a pastilha III um comportamento significativamente diferente das pastilhas I, II e IV.

4.3.4 Análise da influência dos fatores nos resultados do coeficiente de atrito pelo gráfico de Pareto e pelo valor-p para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.14 apresenta um estudo da influência dos fatores avaliados neste trabalho através do gráfico de Pareto para a frenagem compartilhada.

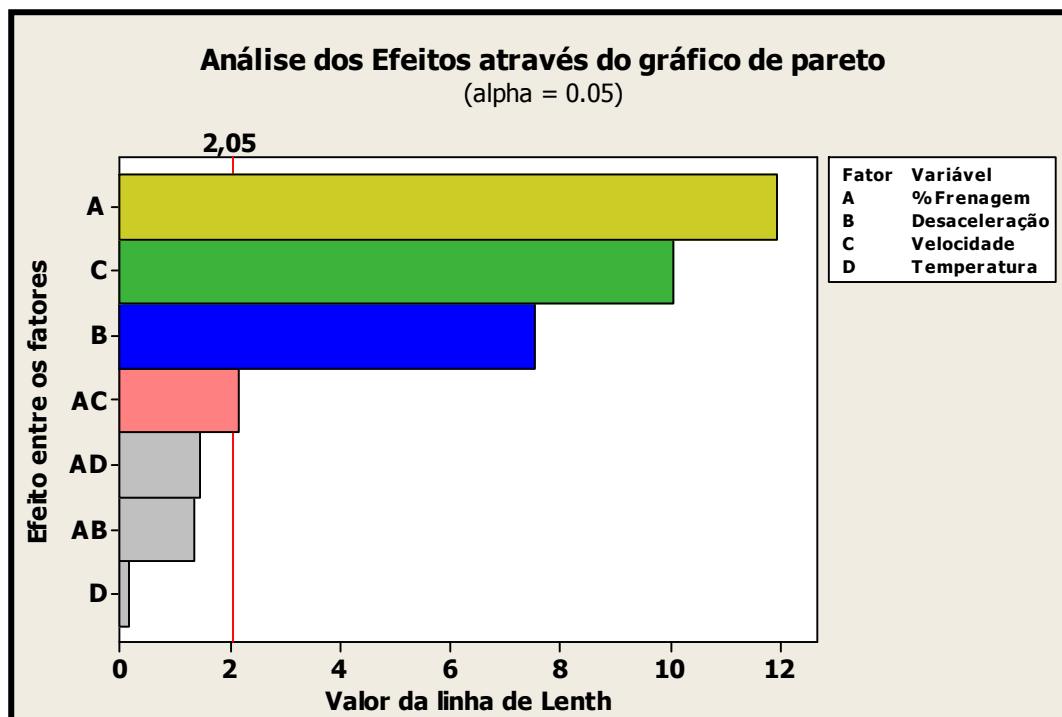


Figura 4.14 – Gráfico de Pareto para o ensaio de frenagem compartilhada

Analisando o gráfico de Pareto, a partir da Figura 4.14, a porcentagem de frenagem (A), a desaceleração (B) e a velocidade (C) e a interação entre a porcentagem de frenagem (A) e a velocidade (C) exercem influência significativa sobre o valor do coeficiente de atrito. Os valores referentes ao modelo t de Student, que mostram o efeito destas variáveis sobre os resultados do coeficiente de atrito, estão acima da linha de referência de Lenth, representada por uma linha vermelha de valor 2,05. As interações entre as variáveis: porcentagem de frenagem e temperatura (AD) e porcentagem de frenagem e desaceleração (AB), não exercem efeito significativo sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os seus valores referentes ao t de Student estão abaixo da linha de Lenth. A variável temperatura também não exerce nenhum efeito significativo sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois o seu valor referente ao t de Student está abaixo da linha de Lenth.

Além desta análise, é possível avaliar a influência das variáveis e dos blocos nos resultados do coeficiente de atrito, através do valor-p. Para este trabalho foi utilizado um nível alfa igual a 0,05, que é um valor usual. A Tabela 4.8 apresenta o valor-p para os blocos, para as variáveis de influência e suas devidas interações.

Tabela 4.8 – Valores – p para o ensaio de frenagem compartilhada

Termos	Valor - p
Bloco I	0,000
Bloco II	0,000
Bloco III	0,149
Bloco IV	0,000
Fator A	0,000
Fator B	0,000
Fator C	0,000
Fator D	0,863
Interação AB	0,188
Interação AC	0,038
Interação AD	0,151

Através da Tabela 4.8 é possível analisar a influência dos blocos, das variáveis de influências e das interações entre elas. Analisando a influência dos blocos, percebe-se que o valor para o bloco III é maior que a significância especificada para esta análise, concluindo que esta pastilha não exerce influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito. As demais pastilhas, apresentam influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os valores relacionados ao valor – p são menores que a significância especificada.

Os fatores A, B e C e a interação AC apresentam influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os valores relacionados ao valor – p também são menores que a significância especificada.

As interações entre os fatores AB, AD e o fator D não apresentam influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito, pois os valores relacionados aos valores – p são maiores que a significância especificada.

A partir destas análises concluem-se que tanto para o gráfico de Pareto, como para o valor-p, as variáveis que exercem influência significativa sobre os resultados do coeficiente de atrito são a porcentagem de frenagem, a desaceleração e a velocidade e a interação entre a porcentagem de frenagem e a velocidade.

4.3.5 Análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.15 apresenta o gráfico que compara as magnitudes dos efeitos das quatro variáveis de influência nos resultados do coeficiente de atrito durante o ensaio de frenagem compartilhada.

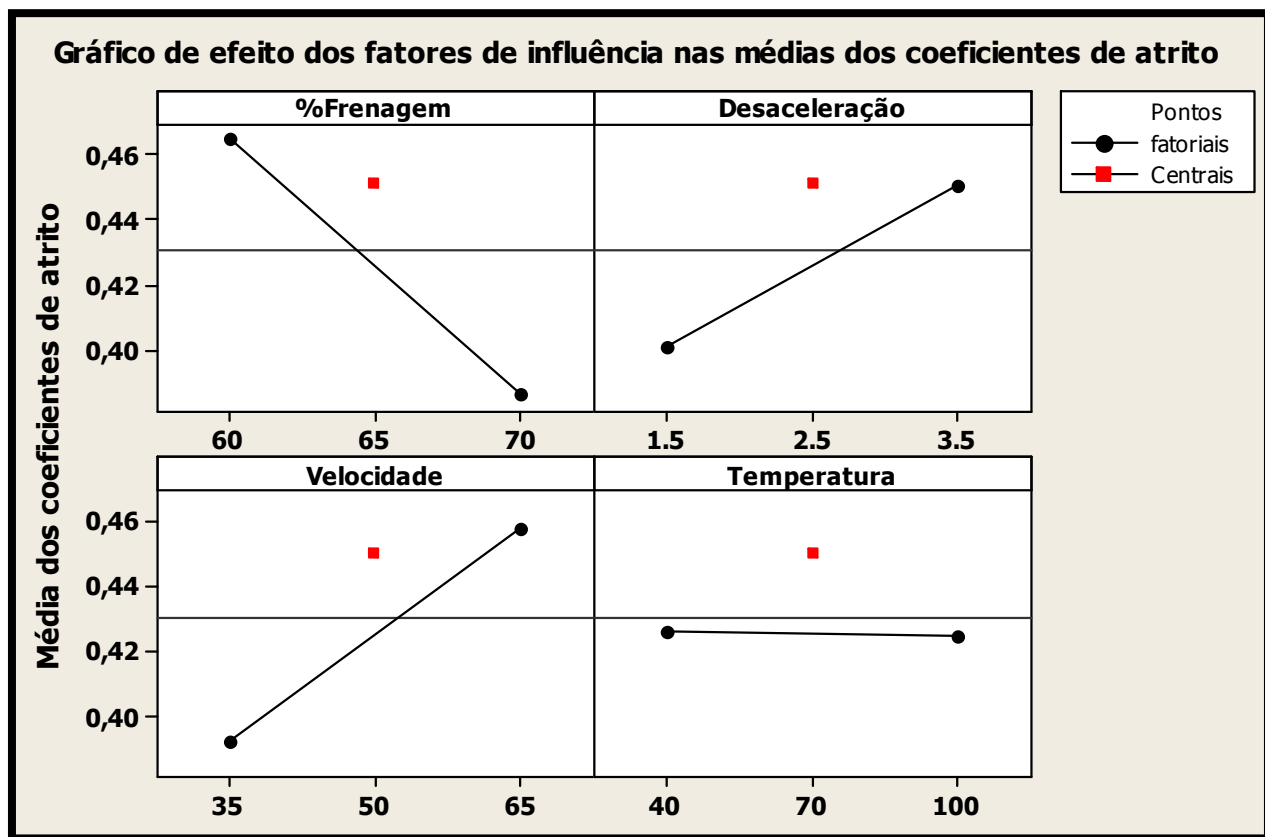


Figura 4.15 – Análise gráfica dos efeitos das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem compartilhada

A partir do gráfico apresentado na Figura 4.15, é possível avaliar a influência de um efeito principal sobre as médias dos resultados encontrados para o coeficiente de atrito. Analisando o comportamento do coeficiente de atrito em função da porcentagem de frenagem, percebe-se como efeito desta variável, uma diminuição significativa da variável de resposta (coeficiente de atrito) na mesma proporção que aumentam os níveis de porcentagem de frenagem.

Fazendo uma análise em conjunta do comportamento do coeficiente de atrito em função da desaceleração e da velocidade durante o ensaio, percebe-se como efeito destas duas variáveis, um aumento significativo da variável de resposta (coeficiente de atrito) na mesma proporção que aumentam os níveis de desaceleração e de velocidade. Finalizando esta análise, o coeficiente de atrito em função da variação da temperatura, não variou significativamente durante o ensaio de frenagem compartilhada.

Como conclusão, confirmam-se os resultados obtidos pelo gráfico de Pareto, através da Figura 4.14, que ao se analisar os resultados das médias do coeficiente de atrito através do gráfico dos efeitos das variáveis de influência, tanto a porcentagem de frenagem, como a desaceleração e a velocidade influenciam significativamente nos resultados do coeficiente de atrito, enquanto que a temperatura não exerce nenhuma influência significativa sobre os resultados obtidos para o coeficiente de atrito.

4.3.6 Análise das interações entre as variáveis de influência para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.16 apresenta um gráfico de interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito.

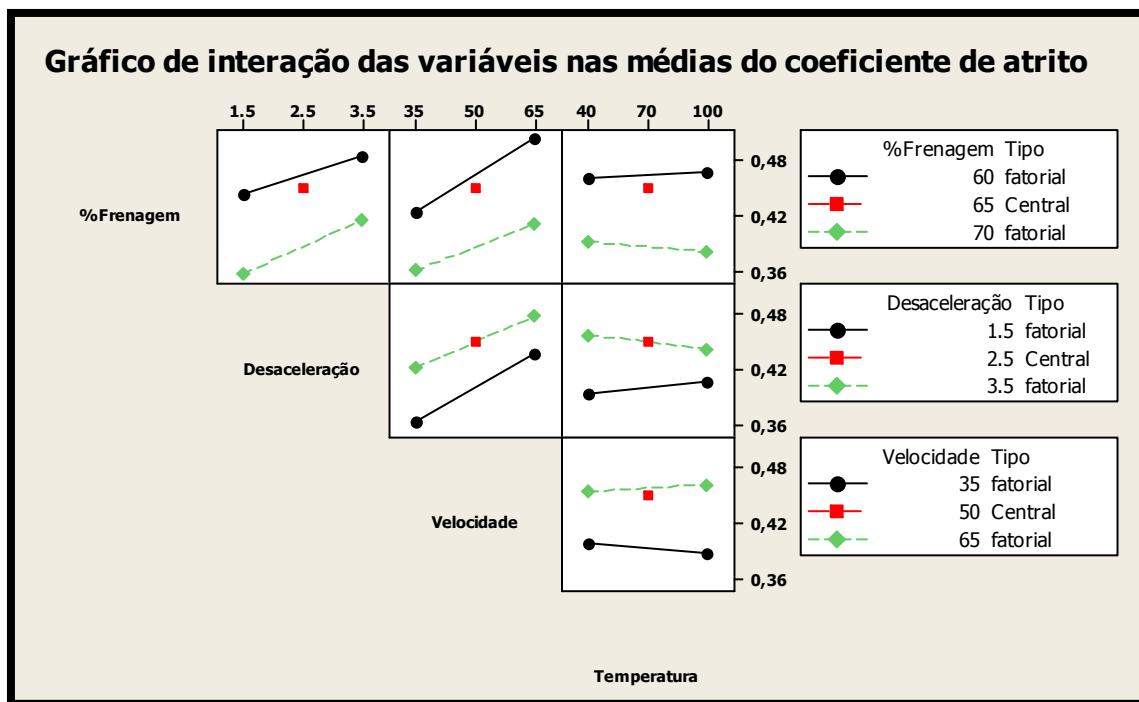


Figura 4.16 – Gráfico de interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem compartilhada

A partir da Figura 4.16 é possível observar que a interação entre porcentagem de frenagem e desaceleração e porcentagem de frenagem e velocidade não alteram a resposta do nível baixo para o nível alto, quando comparado com o aumento do valor baixo para o valor alto de um outro fator, indicado pela presença de linhas paralelas, ou seja, não há interação entre estes fatores.

Analisando a interação entre a porcentagem de frenagem e a temperatura, existe uma leve tendência de diminuição do coeficiente de atrito quando se avalia os resultados com 70% de força mecânica e os níveis da temperatura. Com os níveis de 60 e 65% da força e os níveis da temperatura, nota-se o aumento do coeficiente de atrito, ou seja, as linhas deixam de ser paralelas.

A interação entre a desaceleração e a velocidade não apresenta nenhuma mudança na resposta do nível baixo para o nível alto de um fator, quando comparado com o aumento do nível baixo para o nível alto do outro fator, indicado pela presença de linhas paralelas, ou seja, não há interação entre estes fatores.

Analisando a interação entre a desaceleração e a temperatura observa-se uma leve tendência de diminuição do coeficiente de atrito quando se realiza os testes com o maior nível de desaceleração e os níveis da temperatura. Quando se realiza os testes com os outros níveis de desaceleração e os níveis da temperatura, o coeficiente de atrito tem uma leve tendência de aumentar, ou seja, as linhas deixam de ser paralelas.

Finalizando esta análise, a interação entre a desaceleração e a temperatura não apresenta nenhuma mudança na resposta do nível baixo para o nível alto de um fator, quando comparado com o aumento do nível baixo para o nível alto do outro fator, indicado pela presença de linhas paralelas, ou seja, não há interação entre estes fatores.

4.3.7 Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem compartilhada

A Figura 4.17 apresenta uma análise de Taguchi para o ensaio de frenagem compartilhada.

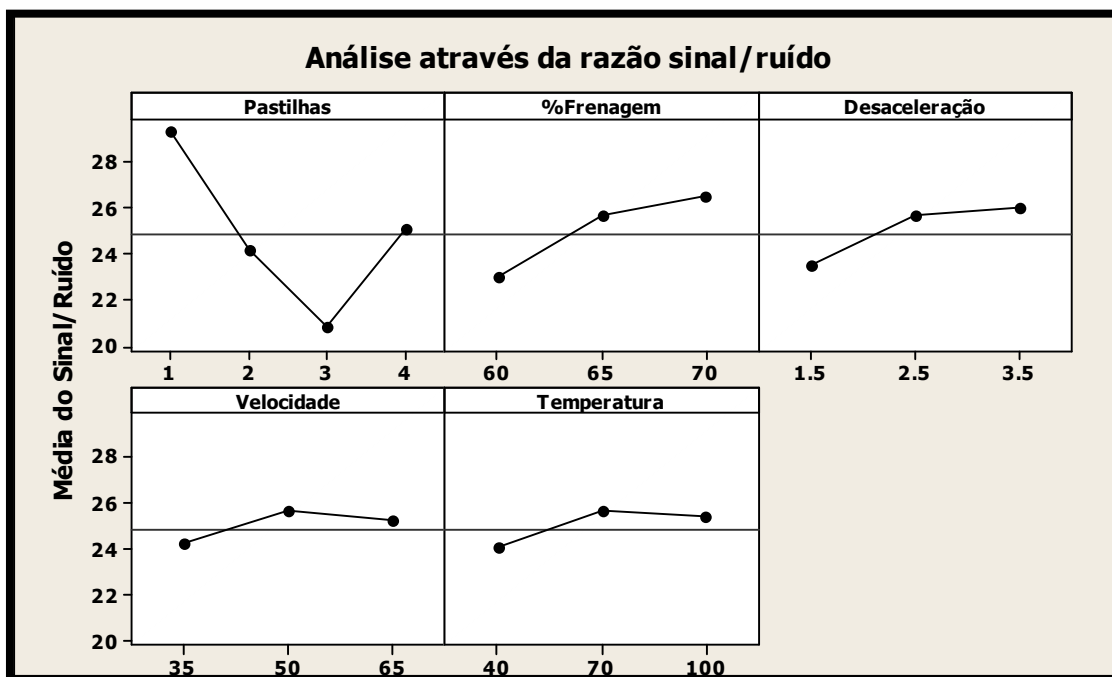


Figura 4.17 – Análise dos resultados por Taguchi para o ensaio de frenagem compartilhada

A partir da Figura 4.17, é possível identificar as variáveis de influência que reduzem o valor da variabilidade do resultado do coeficiente de atrito. Para o ensaio de frenagem compartilhada a melhor combinação é com a pastilha I, com 70% da força, 2,5 ou 3,5 m/s² de desaceleração, 50 km/h de velocidade a uma temperatura de 70°C, identificados através dos valores mais altos da razão sinal-ruído.

4.4 Conclusões da análise

Neste capítulo foram apresentados a análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos, uma análise da influência dos fatores nos resultados do coeficiente de atrito pelo gráfico de Pareto e pelo valor-p, uma análise dos experimentos através dos resíduos, uma análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência, uma análise das interações entre as variáveis de influência, uma análise dos experimentos através da carta de Controle de amplitude (R) para as quatro replicações, uma otimização da variável de resposta e uma análise dos resultados pela relação sinal/ruído de Taguchi, tanto para a frenagem mecânica como para a compartilhada, com o uso do software MiniTab[®]. De acordo com os testes realizados neste trabalho, a classificação dos materiais de atrito, tendo em vista a pastilha que sofreu menor variação no valor médio do coeficiente de atrito, ficou a seguinte:

1. Pastilha II
2. Pastilha IV
3. Pastilha III
4. Pastilha I

Dentre as quatro pastilhas, a melhor pastilha é a pastilha II, pela análise dos blocos, e a que não exerce nenhuma influência sobre os resultados obtidos é a pastilha III.

O próximo capítulo deste trabalho apresentará as conclusões finais sendo também apresentadas algumas sugestões para próximos trabalhos.

Capítulo 5

Conclusões e perspectivas futuras

Este trabalho teve como objetivo avaliar a possibilidade de utilização de diferentes materiais de atrito de pastilhas de freio comerciais através da criação de um procedimento de ensaio que englobe as principais variáveis de influência no sistema de frenagem compartilhada proposto agregar mais informações para estudos relacionados ao desenvolvimento de novas tecnologias para veículos elétricos.

Para atingir tais objetivos, este trabalho apresentou uma revisão da literatura sobre as variáveis que influenciam o coeficiente de atrito, conceitos relacionados à ultracapacitores, veículos elétricos, híbridos, frenagem regenerativa e planejamento de experimentos. A partir destas informações foram implementados equipamentos, adquiridos materiais e desenvolvidos métodos para atingir aos objetivos apresentados. Para a validação dos resultados foi criado um planejamento de experimentos englobando as variáveis que influenciavam diretamente nos resultados, tanto para a frenagem mecânica como compartilhada. Este planejamento definiu como parâmetro de desempenho o comportamento do coeficiente de atrito para ambos os ensaios em função do ajuste das variáveis de influência encontradas. Este planejamento permitiu que os ensaios de frenagem mecânica e compartilhada fossem repetidos para várias amostras do mesmo material, e replicadas durante a realização dos ensaios para valores diversos das variáveis de influência. O planejamento foi seguido, com a caracterização do parâmetro de desempenho, a realização dos ensaios de frenagem mecânica e compartilhada, as análises dos resultados e a comparação do desempenho das diversas amostras dos materiais de atrito analisados.

Este trabalho alcançou plenamente os seus objetivos inicialmente propostos, permitindo o enunciado das seguintes conclusões:

- A análise do comportamento dos resultados através das cartas de amplitude (R) permitiu concluir que os experimentos relacionados aos ensaios de frenagens mecânica estão sob controle, pois não existe nenhum resultado acima ou abaixo das linhas de controle. No entanto, a carta de amplitude (R) relacionada ao ensaio de frenagem compartilhada mostrou que os experimentos não estavam sobre controle, pois existia um grupo de resultados que estavam acima do limite de controle superior. Assim, foi necessário desconsiderar estes resultados iniciais e elaborar uma nova carta de controle, sem qualquer padrão de não-aleatoriedade;
- Os resultados tanto para o ensaio de frenagem mecânica como para compartilhada foram considerados independentes e normalmente distribuídos, tendo como referência a análise dos resíduos;
- A pastilha com menor variação entre os resultados foi à pastilha II, tanto para o ensaio de frenagem mecânica como compartilhada. Esta conclusão foi verificada pela análise da média e da variação do coeficiente de atrito por blocos;
- Não houve influência significativa da pastilha III sobre os resultados encontrados para o coeficiente de atrito, tanto para o ensaio de frenagem mecânica como compartilhada. Este resultado foi obtido analisando o valor-p, que mostrou-se superior ao estipulado como limite, mostrando que a pastilha III apresenta uma qualidade inferior em relação às outras pastilhas. Isso significativa pois em uma situação em que se necessita de um comportamento estável do coeficiente de atrito durante as frenagens, a mesma não apresentará o comportamento esperado;
- As variáveis que exercem uma influência significativa sobre o resultado do coeficiente de atrito para os ensaios de frenagem mecânica são: porcentagem de frenagem, desaceleração e velocidade, resultados estes confirmados pela análise da influência

destes fatores através da análise com o gráfico de Pareto e pelo valor-p. As interações entre a porcentagem de frenagem e a desaceleração, porcentagem de frenagem e a velocidade, porcentagem de frenagem e a temperatura e a variável temperatura não exercem influência significativa sobre os resultados;

- As variáveis que exercem uma influência significativa sobre o resultado do coeficiente de atrito para os ensaios de frenagem compartilhada são: porcentagem de frenagem, desaceleração, velocidade e interação entre porcentagem de frenagem e a velocidade (gráfico de Pareto e pelo valor-p). As interações entre a porcentagem de frenagem e a desaceleração, porcentagem de frenagem e a temperatura e a variável temperatura não exercem nenhuma influência significativa sobre os resultados;
- A análise dos resultados do coeficiente de atrito através dos efeitos das variáveis de influência permitiu concluir que o valor do coeficiente de atrito diminui com o aumento da porcentagem de frenagem, aumentando com o aumento dos níveis da desaceleração e da velocidade e mantendo-se estável com o aumento da temperatura. Estes resultados foram observados tanto para o ensaio mecânico como para o compartilhado;
- A análise das interações das variáveis nas médias do coeficiente de atrito permitiu concluir que existe uma baixa interação entre a porcentagem de frenagem e a temperatura e a desaceleração e temperatura, tanto para o ensaio mecânico como para o compartilhado;
- A partir da análise dos resultados pelo método Taguchi, conclui-se que a configuração ótima que reduz o valor da variação do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem mecânica é a combinação entre a pastilha I, com 65% da força, $2,5 \text{ m/s}^2$ de desaceleração e 50 km/h de velocidade e uma temperatura de início do teste de 70°C ;
- A partir da análise dos resultados pelo método Taguchi, conclui-se que a configuração ótima que reduz o valor da variação do coeficiente de atrito para o ensaio de frenagem compartilhada é a combinação entre a pastilha I, com 70% da força, $2,5 \text{ m/s}^2$ e $3,5 \text{ m/s}^2$

de desaceleração, 50 km/h de velocidade e uma temperatura de início do teste de 70°C;

- O ensaio criado e o procedimento definido permitiram a avaliação das influências propostas pelas análises do comportamento do coeficiente de atrito, indicando que o procedimento proposto pode ser utilizado para comparar o desempenho dos materiais de pastilhas disponíveis no mercado na aplicação de frenagem regenerativa.

A partir dos resultados obtidos neste trabalho, algumas metas são traçadas para serem desenvolvidas em trabalhos futuros. As principais são:

- Aprimorar o programa desenvolvido no LABVIEW™ versão 7.1, com o objetivo de controlar as forças de frenagens durante os ensaios e permitir o controle em malha fechada;
- Montar o módulo de ultracapacitores para o armazenamento de energia durante a frenagem regenerativa e realizar frenagens realmente regenerativas, ao invés das dissipativas, empregadas nesse trabalho;
- Analisar os resultados do coeficiente de atrito através do ensaio de frenagem compartilhada com outras variáveis de influência e em níveis diferentes para as variáveis já estudadas neste trabalho.

Referências Bibliográficas

ABVE. **O que é frenagem regenerativa.** Associação Brasileira de Veículos Híbridos.

Disponível em: <<http://www.abve.org.br/PF/ExibePF.asp?codigo=0009>>. Acesso em: 04 abril 2009.

ALLEN, G. **ULTRACAPACITORS.ORG:** Top 5 Reasons to Use Ultracapacitors in Your Design.

Disponível em: <<http://www.ultracapacitors.org/ultracapacitors.org-articles/glossary-and-definitions.html>>. Acesso em: 29 setembro 2008.

ANDERSON, A. E. **Brake system performance-effect of fiber types and concentrations.** In: PROCEEDINGS OF FIBERS IN LININGS SYMPOSIUM. Montreal, Quebec: The Asbestos Institute, p. 2-57. 1987.

ANDRÉ, A. S. **Prof. Anderson Soares André:** Eletrônica Industrial I - Transparências aula 1.

Disponível em: <<http://inf.unisul.br/~anderson/Aula-EI-1.pdf>>. Acesso em: 22 setembro 2008.

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

BALAYA, P; Li, H.; DUPEL, V.; KIENLE, L.; MAIER, J. **High capacity and Columbic efficiency of RuO₂ as electrode material for rechargeable battery**. Max-Planck-Institut für Festkörperforschung, D-70569 Stuttgart, Germany.

Disponível em: < <http://www.electrochem.org/dl/ma/203/pdfs/0160.pdf>>. Acesso em: 20 março 2009.

BARRETO, G. **Veículo Elétrico a Bateria : Contribuições a análise de seu desempenho e seu projeto**. 1986. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BLOK, H. The flash temperature concept, **Wear**, v.6. p.483, 1963.

BORGES, M. F. **Engenharia robusta de parâmetros na indústria automobilística buscando projetar certo da primeira vez**. 2005. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de Produção, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

BOX, G. E. P.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S. **Statistic for Experimenters: An Introduction to Design, Data Analysis and Model Building**, Wiley: New York, 1978.

BRAIN, M. **Como funcionam os carros elétricos**. HOWSTUFFWORKS.

Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/carros-eletricos.htm>>. Acesso em: 04 abril 2009.

BRANCO, G. M. Quanto nos custa a nossa poluição. **SAE BRASIL**. São Paulo, ano 4, n. 19, p. 64 – 65, set. 2004.

BRANCO, G. M. Custos ambientais e operacionais dos veículos a diesel. **SAE BRASIL**. São Paulo, ano 6, n. 25, p. 46 – 47, março. 2006.

CHAPMAN, B.J.; MANNION G. Titanium-bearing cast irons for automotive braking applications. **Foundry Trade Journal**, v. 23, p. 2– 246, 1982.

CHICHINADZE, A.V.; BRAUN, E.D.; GINZBURG, A.G.; IGNATJEVA, Z.V. Calculation, Test, and Selection of Frictional Couples, **Nauka**, Moskow, 1979.

CHICHINADZE, A.V. Calculation and Investigation of External Friction during Braking, **Nauka**, Moscow, 1967.

CHO, M.H.; KIM, S.J.; BASCH, R.H.; FASH, J.W.; JANG, H. Tribological study of gray cast iron with automotive brake linings: The effect of rotor microstructure. **Tribology International**, n. 36, p. 537–545, 2003.

COLEMAN, D.E., MONTGOMERY, D.C. A systematic approach to planning for a designed industrial experiment. **Technometrics**, v.35, n.1, 1993. pp.1-12.

CONRADO, V. Em comemoração aos 100 anos. **SAE BRASIL**, São Paulo, ano 5, n. 23, p. 6 – 8, set. 2005.

CUEVA, G.; SINATORA, A.; GUESSER, W.L.; TSCHIPTSCHIN, A. P. Wear resistance of cast irons used in brake disc rotors. **Wear**, v.255, p.1256–1260, 2003.

CRUZ, O.; CAMPOS, R.B. **IV Seminário de Elementos Finitos – SMI**, 1994.

EICHENBERG, D. **Nasa Tech Briefs - Hybrid Power Management: Ultracapacitors offer numerous advantages over rechargeable batteries**. Glenn Research Center, Nov., 2005.

Disponível em: <<http://www.techbriefs.com/content/view/222/34-44k>>. Acesso em: 23 março 2008.

ERIKSSON, M.; BERGMAN, F.; JACOBSON, S. Surface characterization of brake pads after running under silent and squealing conditions. **Wear**, v.232, n.2, p.163-7, 1999.

ERIKSSON, M.; JACOBSON, S. Tribological surfaces of organic brake pads. **Tribology International**, v.33. p. 817-827, 2000.

FERREIRA, A. A. **Sistema supervisorio de gestão de múltiplas fontes de suprimento para aplicações em veículos elétricos**. 2007. 187 f. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

FERREIRA, A. A.; POMILIO, J. A. Estado da arte sobre a aplicação de supercapacitores em eletrônica de potência, **Eletrônica de Potência**, Santa Maria, RS, v. 10, Fac. 2, p. 25 – 32, junho 2005.

FOWLKES, W.Y; CREVELING, C. M. **Engineering Methods for Robust Product Design - Using Taguchi Methods in Technology and Product Development**. Addison- Wesley Publishing Company, 1995.

GENTA, G. Motor vehicle dynamics: modeling and simulation. River Edge (NJ): **Word Scientific**, 1997.

GESIM, B.; WINER, W.O. Transient temperatures in the vicinity of an asperity contact, **Journal of Tribology**, v.107, n.3, p.333, 1985.

GIMENEZ, I. de F. **Vitrocerâmicas porosas a base de fosfato: preparação, caracterização e formação de compósitos com polipirrol**. 1997. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

GOLDEMBERG, C.; LEBENSZTAJN, L.; PELLINI, E. L. **A evolução do carro elétrico**. Agosto, 2005.

Disponível em: <<http://www.lps.usp.br/lps/arquivos/conteudo/grad/dwnld/CarroEletrico2005.pdf>>. Acesso em: 23 março 2008.

GUESSER, W. L.; GUEDES, L. C. Desenvolvimentos recentes em ferros fundidos aplicados à indústria automobilística, in: Proceedings of the IX Simpósio de Engenharia Automotiva, **AEA**, São Paulo, 1997.

HEILIG, J.; WAUER, J. Stability of a Nonlinear Brake System at High Operating Speeds. **Nonlinear Dynamics**, v.34, p. 235–247, 2002.

HUNTER, P. M.; ANBUKY, A. H. VRLA battery rapid charging under stress management. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, vol. 50, no. 6, Dec. 2003, pp. 1229 – 1237.

IEEE HISTORY CENTER. **IEEE History Center:** Volta's Electrical Battery Invention, 1799. Disponível em: < http://www.ieee.org/web/aboutus/history_center/volta.html>. Acesso em: 01 setembro 2008.

IEEE VIRTUAL MUSEUM. **The Battery: Using Chemistry to Make Energy.** Disponível em: <<http://www.ieee-virtual-museum.org/collection/tech.php?id=2345793>>. Acesso em: 3 fevereiro 2008.

INSTITUTE OF CHEMISTRY. **Famous Scientists: Otto Van Guericke.** Disponível em: <<http://chem.ch.huji.ac.il/history/guericke.html>>. Acesso em: 22 setembro 2008.

JACKO, M.G.; TSANG, P.H.S.; RHEE, S. K. Automotive linings evolution during the past decade. **Wear**, v.100, p.503–15, 1984.

JACKO, M.G.; TSANG, P.H.S.; RHEE, S.K. **Wear debris compaction and friction film formation of polymer composites.** In: Proceedings of the International Conference on Wear of Materials, p.469-80, 1989.

JAEGER, T.C. Moving sources of heat and the temperature of sliding contacts, **Proc. Roy. Soc. Lond. A**, v.56, p.203, 1942.

KACKAR, R. N. Taguchi's Quality Philosophy: Analysis and Comentary. **Quality Progress**, Dec., 1986.

KREITLOW, W.; SCHRODTER, F.; MATTHAI, H. Vibration and “Hum” of Disc Brakes under Load, **Journal of mechanical engineering science**, 1986.

LEÃES, V. S. **Avaliação da influência da diferença de temperatura entre as placas de um molde de injeção no empenamento de peças injetadas**. 2008. Dissertação (Mestrado) – Centro de Ciências Tecnológicas – CCT, Universidade Estadual de Santa Catarina, Santa Catarina.

LENTH, R.V. Quick and Easy Analysis of Unreplicated Factorials. **Technometrics**. v. 31, n. 4, p. 469 – 473, Nov. 1989

M926 – Brake Shoes, high friction composite type. **Association of American Railroads**. Chicago – IL (EUA), 1992.

MACEDO, E. L. **Curso de Topografia**. Distância de visibilidade nas rodovias. Desenvolvida pela Fundação Universidade Federal do Rio Grande. Departamento de Matérias e Construção. Disponível em: <www.topografiageral.com/Curso/capitulo%2007.php> Acesso em: 2 abril. 2008.

MACKIN, T.J.; NOE, S.C.; BALL, K.J.; BEDELL, B.C.; BIM-MERLE, D.P.; BINGAMAN, M.C.; BOMLENY, D.M.; CHEMLIR, G.C.; CLAYTON, D.B.; EVANS, H.A.; GAU, R.; HART, J.L.; KARNEY, J.S.; KIPLE, B.P.; KALUGA, R.C. KUNG, P.; LAW, A.K., LIM, D.; MERENA, R.C.; MILLER, B.M.; MILLER, T.R.; NIELSON, T.J.; O’SHEA, T.M.; OLSON, M.T.; PADILLA, H.A.; PENNER, B.W.; PENNY, C.; PETERSON, R.P.; POLIDORO, V.C.; RAGHU, A.; RESOR, B.R.; ROBINSON, B.J.; SCHAMBACH, D.; SNYDER, B.D., TOM, E.; TSCHANTZ, R.R.; WALKER, B.M.; WASIELEWSKI, K.E.; WEBB, T.R.; WISE, S.A.; YANG, R.S.; ZIMMERMAN, R.S. Thermal cracking in disc brakes. **Engineering Failure Analysis**, v. 9, p. 63-76, 2002.

MAHER, B. **Power Electronics Technology: A Backup Power System Using Ultracapacitors**. Set., 2004.

Disponível em: <<http://powerelectronics.com/mag/409pet24.pdf>>. Acesso em: 22 março 2008.

MAXWELL TECHNOLOGIES. **Ultracapacitores: Top 10 Reasons for Using Ultracapacitors in Your System Designs.** Disponível em: <http://www.maxwell.com/pdf/uc/white-papers/top_10_reasons.pdf>. Acesso em: 04 março 2008.

METZLER, H. The brake rotor-friction partner of brake linings. **SAE Technical Papers Series .900847**, 1990.

MONTGOMERY, D.C. **Design and Analysis of Experiments**, John Wiley & Sons, 5ed., 2001. 699 p.

MONTGOMERY, D. C. **Design and Analysis of Experiments**. 3rd ed. New York: J. Wiley & Sons, 1991. cap. 1, p. 1-13.

NETO, A.C. **Técnicas estatísticas aplicadas à engenharia da qualidade**. Curitiba: Universidade Federal do Paraná, 2002.

NETO, B. B.; SCARMINIO, I. S.; BRUNS, R. E. **Como Fazer Experimentos: Pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria**. Campinas, SP: Editora da Unicamp, 2001. 401 p.

NEWCOMBE, T. P. Temperatures reached in disc brakes. **Journal Mechanical Engineering Science**, v.2, 1960.

NREL. **National Renewable Energy Laboratory: Energy Storage – Ultracapacitors**. Disponível em: <<http://www.nrel.gov/vehiclesandfuels/energystorage/ultracapacitors.html>>. Acesso em: 04 março 2007.

OLESIK, Z.; PYRYEV, Y.U.; YEVTUSHENKO, A. Determination of temperature and wear during braking, **Wear**, v.210. p.120-126, 1997.

OSTERMEYER, G. P. A mesoscopic method for description of thermomechanical and friction processes, Phys. **Mesomech**, p. 33-39, 1999.

OSTERMEYER, G. P. Friction and wear of brake system, in: Proceedings of the Second World Tribology Congress, **Wien**, 2001.

OSTERMEYER, G. P. On the dynamics of the friction coefficient, **Wear**, v. 254, p.852-858, 2003.

PHADKE, M. S. **Quality Engineering Using Robust Design**. Englewood Cliffs, New Jersey. Publisher: Prentice Hall PTR, 1989.

PERES, P. A. L. **Veículos Elétricos: o limiar de uma era de transição**. Uma história com estórias do Brasil.

Disponível em: <<http://www.gruve.eng.uerj.br/historia.htm>>. Acesso em: 03 abril 2009.

PRATES, G. A. **Ecodesign utilizando qfd, métodos taguchi e dfe**. 1998. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

PROPHET, G. **EDN – Eletronics Design, Strategy, News: Supercaps for supercaches**. Jan., 2003.

Disponível em: <<http://www.edn.com/contents/images/268379.pdf>>. Acesso em: 01 maio 2008.

PYE, A. M. Applications of some of the news cast irons (technical report), **Mater. Des.** v.3, p.534, 1992.

RAIA J. R, A. A. **Engenharia de Tráfego**. Curso de Engenharia Civil com Ênfase em Engenharia Urbana. Apresentada pela Universidade Federal de São Carlos em conjunto com o Departamento de Engenharia Civil e o Programa de Pós Graduação em Engenharia Urbana.

Disponível em:<www.deciv.ufscar.br/~raiajr/Page%20Raia%20Jr/Ensino%20Grad%20paginas/Eng%20Traf/Cap%206%20A%20Frenagem.pdf>.Acesso em: 2 abril. 2008.

RAO, R. S.; PRAKASHAM, R.S.; PRASAD, K. K.; RAJESHAM, S.; SARMA, P.N.; RAO, L. V. Xylitol production by *Candida* sp.: parameter optimization using Taguchi approach, **Process Biochemistry**, n.39, p. 951-956, 2004.

RHEE, S. K.; DUCHARME, R. T.; SPURGEON, W. M. Characterization of cast iron friction surfaces, **SAE Technical Papers Series 720056**, 1972.

RIBEIRO, P. F.; JOHNSON, B. K.; CROW, M. L.; ARSOY, A.; LIU, Y. Energy Storage Systems for Advanced Power Applications. in **Proceedings of IEEE**, v. 89, n. 12, p. 1744 – 1756, Dec. 2001.

RISE. **Supercapacitors: What are Supercapacitors?**

Disponível em: <<http://www.rise.org.au/info/Tech/scap/index.html>>. Acesso em: 1 janeiro 2008.

ROSS, P. J. **Aplicações das Técnicas de Taguchi na Engenharia da Qualidade**. McGraw-Hill Ltda. São Paulo. 1991.

SANTOS, A. A.; RODRIGUES, F. F. Fatores que influenciaram o coeficiente de atrito em sapatas de freio ferroviárias – uma proposta de estudo. **Congresso Internacional de Sistemas de Controle e Cargas Ferroviárias**, 1996.

SANTOS, A. H. C. **Avaliação do desempenho de pastilhas automobilísticas**. 2005. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SCHINDALL, J. **IEEE SPECTRUM: The Charge of the Ultra - Capacitors**. Nov., 2007.

Disponível em: <<http://www.spectrum.ieee.org/nov07/5636>>. Acesso em: 01 março 2008.

SCHULTZ, D. R. **Recuperação de metais pesados (pb, cu e ni) de efluentes industriais utilizando reator eletroquímico de leito particulado**. 2003. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia e Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba.

SHARP, B. Automóveis a diesel. **SAE BRASIL**. São Paulo, ano 5, n. 23, p. 32 – 34, set. 2005.

SILVA, J. A.; SILVA, F. L. H. da; ALVES, R. R. da N.; SANTANA, D. P. de. Influência das variáveis nitrogênio, fósforo e brix na produção dos metabólitos secundários contaminantes totais da fermentação alcoólica. **Quim. Nova**, v. 29, n.4, p.695-3698, Mar. 2006.

TAGUCHI, G. **System of Experimental Desing**. New York: UNIPUB/Kraus International Publications, 1988. V. 1 e 2.

TAGUCHI, G. **Taguchi Methods - Design of Experiments**. Publisher: Amer Supplier Inst; Spiral edition, 1993.

TAGUCHI, G.; ELSAYED, A. E.; HSIANG, T. **Taguchi Engenharia de Qualidade em Sistemas de Produção**. São Paulo: MacGraw Hill, 1990.

TAMBASCO, M. Transporte Ecológico. **PLENITUDE**. Rio de Janeiro, ano 27, n. 151, p. 30 – 32, Dez. 2007.

TAVEIRA, R. A. **Uma metodologia para aperfeiçoamento da mudança para um sistema de produção Just-in-Time em uma indústria Metalúrgica, usando simulação discreta e técnicas de projeto de experimentos de Taguchi**. 1997. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

TEÓFILO, F. R.; FERREIRA, M. M. C.; Quimiometria II: planilhas eletrônicas para cálculos de planejamentos experimentais, um tutorial. **Quim. Nova**, v. 29, n.2, p.338-350, Dec. 2005.

USP. **Substituição da frota por veículo híbrido vai gerar economia e reduzir poluição**. Agência Usp de Notícias. Publicada na quinta-feira do dia 23 de abril de 2009.

Disponível em: <<http://www.usp.br/agen/UOLnoticia.php?nome=noticia&codntc=15265>>. Acesso em: 05 abril 2009

VIEIRA, S. R. B. **Um sistema de gerenciamento da qualidade para fábricas montadoras com ênfase no método taguchi e qfd**. 1996. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VOLKSWAGEN DO BRASIL. **Gol City 1.0**. Ficha técnica do gol city total flex 1.0.
Disponível em: <www.vw.com.br/default.asp>. Acesso em: 2 abril. 2008.

YEUTUSHENKO, A. A.; IVANYK, E. G.; YEUTUSHENKO, O. O. Exact formulae for determination of the mean temperature and wear during braking. **Heat and Mass Transfer**. v.35 p.163-169, 1999.

YEVTVSHENKO, A.; IVANYK, E. Determination of temperatures for sliding contact with applications for braking system, **Wear**. v.206, p.53-59, 1997.

YEVTVSHENKO, A.; IVANYK, E. Determination of heat and thermal distortion in braking system, **Wear**. v.185, p.159-165, 1995.

YUKIMURA, C. D. L. **Eficiência e Qualidade no Projeto do Produto com Ênfase no Método Taguchi**. 1991. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

ZORPETTE, G. **IEEE SPECTRUM: Winner: Super Charged**. Jan., 2005.
Disponível em: <<http://www.spectrum.ieee.org/print/2777>>. Acesso em: 01 março 2007.

WYCLIFFE, P. Friction and wear of Duralcan reinforced aluminum composites in automotive braking systems, **SAE Technical Papers Series 930187**, 1993.

Anexo A

Circuito Elétrico

Apresenta detalhes do projeto do conversor utilizado para dissipação da energia conforme mostra a Figura A.1.

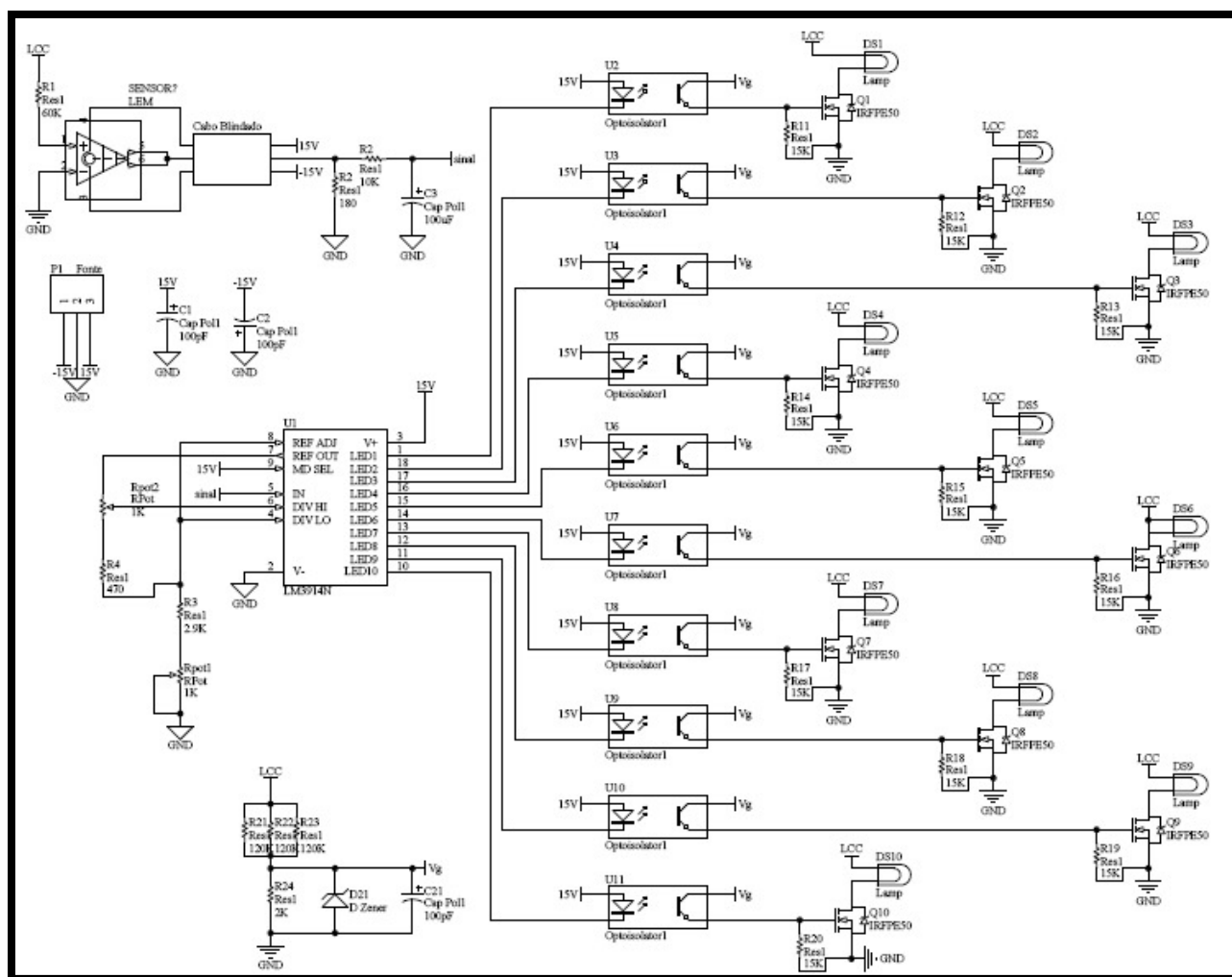


Figura A.1 – Circuito elétrico do conversor