



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção

Rafael Martins de Abreu

SIMULAÇÃO E ENSAIO DE MECANISMO DE FREIO AUTOMOTIVO

Orientador:

Dr. Juan Carlos Campos Rubio

Coorientador:

Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez

Belo Horizonte

2013

Rafael Martins de Abreu

SIMULAÇÃO E ENSAIO DE MECANISMO DE FREIO AUTOMOTIVO

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção.

Área de concentração: Produção e Logística.

Orientador: Dr. Juan Carlos Campos Rubio

Coorientador: Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez

Belo Horizonte

2013

A162s

Abreu, Rafael Martins de.
Simulação e ensaio de mecanismo de freio automotivo [manuscrito] /
Rafael Martins de Abreu. – 2013.
152 f., enc.: il.

Orientador: Juan Carlos Campos Rubio.
Coorientador: Juan Carlos Horta Gutierrez.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais,
Escola de Engenharia.

Anexos: f.148-152.
Bibliografia: f. 143-147.

1. Engenharia de produção – Teses. 2. Automóveis – Freios–Teses.
I. Rubio, Juan Carlos Campos. II. Gutierrez, Juan Carlos Horta. III.
Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 658.5(043)



UFMG

**Universidade Federal de Minas Gerais
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção**

ATA DA 263ª DEFESA DE DISSERTAÇÃO, DE **RAFAEL MARTINS DE ABREU**, nº de registro 2011670580. Às 13:00 horas do dia 28 de maio de 2013, reuniu-se, na Escola de Engenharia da UFMG a Comissão Examinadora de Dissertação, indicada pelo Colegiado do Curso em 09/05/2013, para julgar, em exame final, o trabalho intitulado **SIMULAÇÃO E ENSAIO DE MECANISMO DE FREIO AUTOMOTIVO**, requisito final para obtenção do Grau de Mestre em ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, área de concentração: Produção e Logística. Abrindo a sessão, o Presidente da Comissão, Prof. Dr. Juan Carlos Campos Rubio, após dar a conhecer aos presentes o teor das Normas Regulamentares do Trabalho Final, passou a palavra ao candidato para apresentação de seu trabalho. Em sessão pública, após exposição, o candidato foi arguido oralmente pelos membros da banca tendo como resultado:

- () Aprovação;
- () Aprovação condicionada a satisfação das exigências constantes no verso desta folha, no prazo fixado pela banca não superior a 60 (sessenta) dias;
- () Reprovação.

Na forma regulamentar foi lavrada a presente ata que é assinada pelos membros da banca na ordem abaixo determinada e pelo candidato.

Belo Horizonte, 28 de maio de 2013.

Nomes

	Assinaturas	Indicação
Prof. Juan Carlos Campos Rubio, Dr. (DEMEC/UFMG)		APROVADO
Prof. Juan Carlos Horta Gutierrez, Dr. (DEMEC/UFMG)		APROVADO
Prof. Paulo Eustáquio de Faria, Dr. (DEP/UFMG)		Aprovado
Candidato: Rafael Martins de Abreu		

*Aos meus queridos familiares e
amigos, por compreender minhas
necessárias ausências e abstenções.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço pela oportunidade e confiança doadas a mim pela UFMG e Energ Power, nas pessoas de Juan Rubio, Juan Horta, Luciana Duarte, Paulo Faria e Rodrigo Pereira.

Ao apoio técnico, benevolência e disponibilidade de recursos e infraestrutura a mim cedidos pelas pessoas de Alexandre Abrão, Eduardo Martins, Gustavo Palmieri, José Maria Filho e Rogério Abreu.

Ao Olavo Caetano, Bruno Costa e Gabriel Moreno pelo companheirismo, comprometimento e amizade e por serem grandes viabilizadores deste trabalho.

A Hebert Calazans, grande semeador de ideias, pelos aconselhamentos técnicos e morais e ainda por seu compadecimento.

Aos meus pais Rogério e Solange, principais incentivadores e motivadores nos momentos mais difíceis; meu irmão Bruno e minha cunhada Camila pelo carinho e ajuda fornecida.

E a todos os amigos que de alguma forma tornaram minha trajetória possível e menos árdua, do mundo visível e invisível, o meu muito obrigado.

"O esforço chama sempre pelos melhores."
Lucius Annaeus Seneca

RESUMO

Com o aumento da potência dos veículos, os sistemas de segurança precisam acompanhar o desenvolvimento para atender às novas exigências. A proposta deste trabalho foi a de produzir uma bancada de ensaios em que fosse possível realizar frenagens com diferentes tipos de pastilhas e variando alguns parâmetros. Para que fosse possível o controle e avaliação desses parâmetros no fenômeno da frenagem, a bancada foi instrumentada e monitorada, permitindo a compilação de dados a respeito de determinados pares de pastilhas e disco. Foram realizados ensaios com três tipos de pastilhas, duas novas de diferentes fabricantes e uma com avarias de uso. A base dos ensaios foi criada segundo os critérios do ensaio Krauss, normatizado pela ABNT: NBR 6143:1995, e ainda foram implementados ciclos de testes em que fosse possível analisar a interferência da força de atuação das pastilhas e das diferentes velocidades. Foram monitorados os comportamentos das frenagens, em relação a sua efetividade na parada do disco, os níveis de emissão acústica de cada ciclo, a temperatura durante os ensaios e ainda a perda de massa das pastilhas. O controle sobre a força de atuação no cilindro-mestre foi feito por meio do controle da pressão do cilindro pneumático; já o controle da rotação foi feito por meio de um inversor de frequência. Utilizou-se também da ferramenta de elementos finitos para realizar uma breve comparação entre os resultados físicos e os virtuais.

Palavras-chave: Bancada de ensaios; Freio a disco; Pastilhas de freio.

ABSTRACT

With the increase of vehicles power, the security systems must to keep updated to meet the new requirements. The propose of this study was to build a test bench to make possible simulate brakings with different kinds of disc pads and changing some parameters. To be possible to control and evaluate interferences of this parameters in the phenomenon of braking, the test bench was instrumented and monitored, enabling the compilation of data related to determined pairs of disc pads and brake disks. The tests were made using three kinds of disc pads, two new of different manufactures and one used. The basis of the tests was shaped second test criteria Krauss, regulated by ABNT NBR 6143:1995 and it were added cycles of tests to make possible detect the parameters interference of disc pads actuation force and different speeds. It were monitored the behavior of braking, relationated to its effectiveness in stop the brake disc, the levels of accoustic emission in each cycle, the temperature during the tests and the loss of mass of disc pads, controlling the actuation force using a pneumatic cylinder and controlling rotation using a frequence inversor. Also used to FEA for a brief comparison of the results with the virtual and physical.

Keywords: Bank of tests; Monitoring; disc brake, brake pads.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - ESQUEMAS DE FREIO A DISCO (A) E A TAMBOR (B).....	20
FIGURA 2.1 - VEÍCULO PARADO, DADOS CONSTRUTIVOS PARA CÁLCULO DE FREIO	25
FIGURA 2.2 - VEÍCULO EM DESACELERAÇÃO, DADOS CONSTRUTIVOS PARA CÁLCULO DE FREIO	26
FIGURA 2.3 - TRANSFERÊNCIA DE CARGA DINÂMICA.....	28
FIGURA 2.4 - COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIO DE DUPLO CIRCUITO PARA AUTOMÓVEIS DE PASSAGEIROS	29
FIGURA 2.5 - EXEMPLOS DE FREIOS COM DIFERENTES TIPOS DE ENERGIA DE ACIONAMENTO	31
FIGURA 2.6 - FREIO A DISCO FIXO	35
FIGURA 2.7 - FREIO A DISCO FLUTUANTE	36
FIGURA 2.8 -DISCO SÓLIDO	37
FIGURA 2.9 - DISCO VENTILADO.....	38
FIGURA 2.10 -DISCO PERFURADO	39
FIGURA 2.11 – DISCO RANHURADO	40
FIGURA 2.12 - DISTRIBUIÇÕES DE GRAFITA EM FERROS CINZENTOS, CONFORME ASTM A 247	42
FIGURA 2.13 - DIAGRAMA DE EQUILÍBRIO DAS LIGAS DE FERRO-CARBONO	45
FIGURA 2.14 - FLUXO DE CALOR EM FERRO FUNDIDO.....	46
FIGURA 2.15 - EXEMPLO DE DISSIPÇÃO TÉRMICA DURANTE FRENAGEM.....	50
FIGURA 2.16 – <i>CRACK</i> : CLASSIFICAÇÃO DE AVARIA CONFORME ARVIN MERITOR.....	52
FIGURA 2.17 - HEAVY HEAT CHECKING: CLASSIFICAÇÃO DE AVARIA CONFORME ARVIN MERITOR.....	53
FIGURA 2.18 - ESPECIFICAÇÕES DE TRINCA DA KNORR-BREMSE	53
FIGURA 2.19 -ESPECIFICAÇÕES DE TRINCA DA WABCO	54
FIGURA 2.20 - CAMADAS DE UMA PASTILHA DE FREIO	56
FIGURA 2.21 - CLASSIFICAÇÃO DOS DINAMÔMETROS	60
FIGURA 2.22 - DINAMÔMETRO DE PRONY	61
FIGURA 2.23 -DINAMÔMETRO HIDRÁULICO, PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO	62
FIGURA 2.24 - TESTE TIPO O.....	69

FIGURA 2.25 - COMPARAÇÃO ENTRE POTÊNCIAS DE ACELERAÇÃO E FRENAGEM	71
FIGURA 2.26 - DIAGRAMA DE VELOCIDADE CONSTANTE	72
FIGURA 2.27 - DIAGRAMA DE VELOCIDADE NO PROCESSO DE PARADA.....	73
FIGURA 2.28 - ANÁLISE DA DISTÂNCIA DE PARADA	76
FIGURA 3.1 - ESBOÇO DA BANCADA DE TESTES DE FREIOS	80
FIGURA 3.2 - BANCADA CONSTRUÍDA.....	86
FIGURA 3.3 - REGIÃO DA MEDIÇÃO DE TEMPERATURA.....	88
FIGURA 3.4 - ESQUEMA DE ALAVANCAS INTERPOTENTES UTILIZADAS PARA ATUAR NO CILINDRO-MESTRE..	90
FIGURA 3.5 - CURVA DE VELOCIDADE E PRESSÃO	94
FIGURA 3.6 - TEMPERATURA DURANTE UMA SEÇÃO DO DISCO	95
FIGURA 4.1 - INSPEÇÃO DA RUGOSIDADE DO DISCO DE FREIO	96
FIGURA 4.2 - FREIO DE DISCO PROTEGIDO COM FITA CREPE.....	97
FIGURA 4.3 - DISCO COM PENETRANTE APLICADO DENTRO DE UM BOJO	98
FIGURA 4.4 - DISCO COM PENETRANTE APLICADO E COM EXCESSO RETIRADO	99
FIGURA 4.5 - REGISTRO DO DISCO ENSAIADO APÓS 15 MINUTOS DE APLICADO O REVELADOR	100
FIGURA 4.6 - PASTILHAS APÓS ASSENTAMENTO.....	101
FIGURA 4.7 - SINAL TÍPICO DO TACOGERADOR E DE E.A. DURANTE ASSENTAMENTO	102
FIGURA 4.8 - GRÁFICO DE INFLUÊNCIA DE FORÇA E ROTAÇÃO.....	107
FIGURA 4.9 - GRÁFICO DE E.A. DAS PASTILHAS DURANTE OS CICLOS DE ENSAIO.....	108
FIGURA 4.10 - COMPORTAMENTO CRISTALINO DAS PASTILHAS DE FREIO DURANTE FRENAGEM	109
FIGURA 4.11 - GRÁFICO DE TEMPERATURAS MÉDIAS DURANTE OS CICLOS DE ENSAIO.....	111
FIGURA 4.12 – DEPÓSITO DE MATERIAL DA PASTILHA SOBRE O DISCO DE FREIO	112
FIGURA 4.13 - MALHA COM GRADIENTE TÉRMICO	114
FIGURA 4.14 - GRÁFICO DA TEMPERATURA EM UM PONTO DE MEDIÇÃO NO DISCO DE FREIO DURANTE SIMULAÇÃO	115
FIGURA 4.15 - GRADIENTES TÉRMICOS DO DISCO DE FREIO DURANTE SIMULAÇÃO	119
FIGURA 4.16 - GRADIENTES TÉRMICOS DA PASTILHA DE FREIO DURANTE SIMULAÇÃO.....	124

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DOS FREIOS A DISCO E TAMBOR.....	33
TABELA 2.2 - COMPOSIÇÃO DOS DISCOS DE FREIO EUROPEUS	42
TABELA 2.3 - CLASSIFICAÇÃO BRASILEIRA COMERCIAL DE FERROS FUNDIDOS.....	43
TABELA 2.4 - EXEMPLO DE ESFORÇO A QUE UM DISCO DE FREIO É SUBMETIDO	49
TABELA 2.5 - EXEMPLO DE ENERGIA GERADA PELO FREIO DIANTEIRO DURANTE A FRENAGEM	51
TABELA 2.6 - COMPARATIVO ENTRE MÁQUINAS DE TESTES DE MATERIAIS DE FRICÇÃO	64
TABELA 2.7 - CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO TIPO DE DANO SUPERFICIAL.....	66
TABELA 2.8 - CLASSIFICAÇÃO “L” E “M” DA ECE-13	70
TABELA 2.9 - CLASSIFICAÇÃO “N” E “O” DA ECE-13	70
TABELA 3.1 - VALORES DOS PARÂMETROS RELEVANTES À BANCADA.....	83
TABELA 3.2 – EQUIVALÊNCIA DA PRESSÃO EM FORÇA ATUANTE NO CILINDRO-MESTRE.....	90
TABELA 3.3 - PROPRIEDADES DOS MATERIAIS E CONDIÇÕES DE CONTORNO	94
TABELA 4.1 - RUGOSIDADE DO DISCO DE FREIO.....	96
TABELA 4.2 - RESUMO DOS RESULTADOS ENCONTRADOS NOS ENSAIOS DA PASTILHA “A”	103
TABELA 4.3 - RESUMO DOS RESULTADOS ENCONTRADOS NOS ENSAIOS DA PASTILHA “B”	104
TABELA 4.4 - RESUMO DOS RESULTADOS ENCONTRADOS NOS ENSAIOS DA PASTILHA “C”	105

LISTA DE SIMBOLOGIA

E_c	Energia Cinética
J_{eixo}	Momento de inércia do eixo
$J_{volante}$	Momento de inércia do volante
R_{eixo}	Raio do eixo
$R_{volante}$	Raio do volante de inércia
l_{eixo}	Comprimento do eixo
$l_{volante}$	Comprimento do volante de inércia
m_{eixo}	Massa do eixo
$m_{volante}$	Massa do volante de inércia
$t_{arranque}$	Tempo de arranque do motor elétrico
A	Bloco do freio Prony
B	Barra de alavanca do freio Prony
C	Tambor do freio Prony
C.G.	Centro de gravidade
d	Distância
d_{total}	Distância total da parada do veículo
E.A.	Emissão acústica
F_{fd}	Força de frenagem na roda dianteira
F_{ft}	Força de frenagem na roda traseira
F_{nd}	Força normal na roda dianteira
F_{nt}	Força normal na roda traseira
F_p	Força no pedal
h	Altura entre o C.G. e a pista de rolamento;
ha	Altura aerodinâmica
L	Distância entre eixos

L_a	Distância do C.G. até o eixo traseiro
L_b	Distância do C.G. até o eixo dianteiro
M_{din}	Massa dinâmica
P	Peso no freio Prony
r	Raio do tambor do freio Prony
R_a	Resistência aerodinâmica
R_a	Rugosidade, desvio aritmético médio
RMS	Root meansquare, valor quadrático médio
rpm	Rotações por minuto
R_{rd}	Força de resistência no eixo dianteiro
R_{rt}	Força de resistência no eixo traseiro
R_t	Rugosidade, altura total do perfil
R_z	Rugosidade, altura máxima do perfil
s	Força tangencial do freio Prony
t	Tempo
t_1	Tempo no início da desaceleração
t_2	Tempo no fim da desaceleração
t_a	Tempo de acionamento dos freios
t_b	Tempo de desaceleração
t_r	Tempo de reação do motorista
V	Velocidade
V_1	Velocidade no início da desaceleração
V_2	Velocidade no final da desaceleração
V_{tr}	Velocidade no tempo de reação do motorista
θ	Ângulo de inclinação da pista de rolagem
A	Área
F	Força

M	Massa do veículo
P	Potência
T	Torque
V	Velocidade do veículo
a	Aceleração
n	Relação de redução
p	Pressão
ρ	Densidade do material do volante de inércia
ω	Rotação angular

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AMS	Aerospace Material Specification
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
ECE	United Nations Economic Commission for Europe
NBR	Norma Brasileira

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	OBJETIVO GERAL	21
1.2	OBJETIVO ESPECÍFICO	21
1.3	JUSTIFICATIVA.....	22
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	PARADA DO VEÍCULO	24
2.1.1	<i>Mecanismos de acionamento e transmissão.....</i>	<i>28</i>
2.1.1.1	Tipos de fonte de energia.....	30
2.1.1.2	Meio de transmissão de energia	30
2.1.2	<i>Principais tipos de freios automotivos.....</i>	<i>32</i>
2.2	FREIO A DISCO	33
2.2.1	<i>Pinças e seus circuitos.....</i>	<i>34</i>
2.3	DISCO DE FREIO	36
2.3.1	<i>Composição</i>	<i>40</i>
2.3.2	<i>Desgaste</i>	<i>47</i>
2.3.2.1	Mecânico.....	48
2.3.2.2	Térmico	49
2.3.2.3	Crterios de aceitação de trincas e descontinuidades	52
2.4	PASTILHAS DE FREIO.....	55
2.4.1	<i>Geometria.....</i>	<i>55</i>
2.4.2	<i>Composição</i>	<i>57</i>
2.5	MÁQUINAS DE SIMULAÇÕES DE FRENAGEM	59
2.5.1	<i>Principais etapas durante ensaios de caracterização dos materiais</i>	<i>64</i>
2.5.2	<i>Tribologia.....</i>	<i>65</i>
2.6	FRENAGEM	66
2.6.1	<i>Regulamentação.....</i>	<i>68</i>
2.6.2	<i>Desaceleração do veículo e distância de frenagem</i>	<i>71</i>
2.6.2.1	Análise simplificada da frenagem.....	71
2.6.2.2	Análise de distância de parada.....	73
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	79
3.1	DEFINIÇÃO DA MÁQUINA DE SIMULAÇÃO DE FRENAGEM.....	79
3.2	MONITORAMENTO	86

3.3	PROCEDIMENTO DE ENSAIO	89
3.3.1	<i>Cálculo da força de atuação no cilindro-mestre</i>	90
3.3.2	<i>Inspeção do disco</i>	91
3.4	SIMULAÇÃO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	93
3.4.1	<i>Modelo em Elementos Finitos</i>	93
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	96
4.1	INSPEÇÃO DO DISCO DE FREIO	96
4.2	EXECUÇÃO DOS ENSAIOS.....	101
4.3	EFEITO DA FORÇA E ROTAÇÃO	106
4.4	EMISSÃO ACÚSTICA.....	107
4.5	TEMPERATURA	110
4.6	MASSAS	112
4.7	SIMULAÇÃO POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	113
5	CONCLUSÕES	125
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	127
7	REFERÊNCIAS	128
8	ANEXO A - TESTES DA ECE-13.....	133
9	ANEXO B – DADOS DE TEMPERATURA	135
10	ANEXO C – PASTILHAS ENSAIADAS	150

1 Introdução

Os automóveis e outros veículos de transporte passaram ao longo dos anos por diversas mudanças e aprimoramentos, sendo motivadas por diversos fatores como a busca de uma locomoção mais confortável e segura. Com o maior acesso da população a esses meios de transporte, cada vez mais velozes, a engenharia teve de se desenvolver a fim de alcançar níveis de segurança mais rigorosos; como se pode associar a segurança à eficiência da frenagem, os sistemas de freio tendem a ser aprimorados no mesmo ritmo, gerando a possibilidade de diversas pesquisas sobre o assunto.

A evolução dos freios levou ao surgimento de dois tipos bem difundidos na indústria automobilística, os freios a tambor e os a disco. O freio a tambor foi utilizado pela primeira vez no automóvel Maybach 1901, pelo francês Louis Renault em 1902. Já o freio a disco veio a ser patenteado em 1902 pelo inglês Frederick Lanchester, o qual fez sua primeira utilização veicular em um Lanchester 20 HP. Em ambos os sistemas, o princípio fundamental é a transformação de energia cinética em calor, entre outras formas de energia como ruído e vibração. Entretanto os freios a tambor não se mostram tão eficientes em altas temperaturas quanto os a disco, já que segundo a literatura os freios a disco suportam temperaturas superiores às que suportam os freios a tambor. Na Figura 1.1 são representados esquematicamente esses principais tipos de freios.

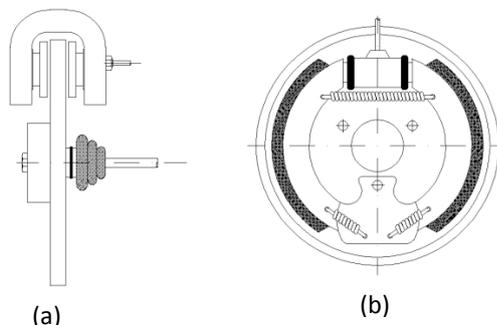


FIGURA 1.1 - Esquemas de freio a disco (a) e a tambor (b)

Em um freio a disco, existem muitos componentes envolvidos para garantir a frenagem do veículo, entretanto o principal processo é o da interação entre as pastilhas e o disco. Com base nisso, muitos estudos são feitos a respeito dessa interação, seja através de suas constituições metalúrgicas e químicas, seja por modelamentos matemáticos, ou até por meio de experimentos laboratoriais.

É interessante observar que dentro do ambiente automobilístico são dois os principais problemas relacionados aos freios a disco: a perda temporária da eficiência devido ao superaquecimento, processo conhecido como *fade*, e o surgimento de trincas no disco de freio. Este último problema é gradativo e pode ser atribuído a muitos fatores, desde elementos microestruturais até as condições de uso; na tentativa de reduzir os efeitos do aumento da temperatura, algumas medidas são tomadas como é o caso da busca de ligas metálicas mais apropriadas ao disco, melhores compósitos para as pastilhas, criação de aletas de ventilação nos discos, entre outras soluções de projeto que facilitem o escoamento térmico.

1.1 Objetivo geral

O objetivo deste estudo é fornecer uma base de dados experimentais de freios a disco para que possam ser utilizados em recomendações de procedimentos e ações que venham a tornar os sistemas de freios mais eficientes e seguros, já que a segurança veicular está intimamente ligada à ação eficiente dos freios.

1.2 Objetivo específico

Com as primícias de criar uma base de dados experimentais, faz-se necessário o uso de um equipamento que simule as frenagens e ainda instrumentos que forneçam medições dos parâmetros de interesse.

Sendo assim, a utilização de uma bancada de testes para a realização de experimentos se mostra de suma importância. Com isso, para que o estudo seja satisfatório, é necessário que além de simular o funcionamento do freio a disco em um veículo, a bancada permita a medição de parâmetros como temperatura, velocidade, força nos pedais e pastilhas, tempo de parada e qualquer outro que se mostre relevante para a interpretação e avaliação do experimento. Será necessário também validar os dados obtidos e para isso será realizada uma análise por elementos finitos que servirá como método comparativo.

1.3 Justificativa

Avaliando as diversas variáveis que comprometem a frenagem automotiva, o desenvolvimento de um estudo que permita a avaliação e comparação de alguns fenômenos, como a influência de diferentes tipos de pastilhas e texturização dos discos na eficiência dos freios, acompanhado da medição dos parâmetros correspondentes, fornecerá subsídios para melhorias neste importante sistema de segurança veicular.

Outros aspectos que justificam a elaboração deste estudo são o patrocínio de instituições comerciais a trabalhos dessa natureza e o desenvolvimento deles dentro de ambientes comerciais, fatos que poderiam influenciar de forma subjetiva alguns resultados, métodos e execução de experimentos.

1.4 Estrutura do trabalho

Esta dissertação será estruturada de forma a apresentar no capítulo 2 a revisão bibliográfica, abordando os principais conhecimentos sobre freios, focando os freios a disco, assim como os principais tipos de discos e pinças. Ainda mostrando os principais motivos da geração de trincas e alguns dos principais métodos de inspeção a respeito da condição de uso dos discos de freio. Contará também com um apanhado dos principais materiais constituintes dos discos e pastilhas de freio.

O capítulo 3 demonstrará os cálculos envolvidos para se chegar aos valores ideais de dimensionamento da bancada; também apresentará o descritivo da instrumentação utilizada e o que se espera evidenciar com sua utilização. Abordará ainda as condições de contorno utilizadas em uma simulação de frenagem realizada pelo método de elementos finitos. Dando sequência ao trabalho, o capítulo 4 ficará responsável por apresentar os resultados dos experimentos junto aos dados colhidos e análise dos resultados encontrados. No capítulo 5 serão apresentadas as conclusões do trabalho, com a demonstração dos parâmetros que mais interferem na eficiência da frenagem; fechando a dissertação o capítulo 6 aborda as considerações finais e recomendações para futuros trabalhos. Por fim, no capítulo 7 serão relacionadas toda a bibliografia e normas consultadas durante a execução do estudo.

2 Revisão bibliográfica

Para iniciar os estudos a respeito de freios a disco, é necessário conhecer alguns assuntos por meio de pesquisa na literatura. A seguir será apresentado o resultado da pesquisa realizada de acordo com o planejamento desta dissertação.

2.1 Parada do veículo

Como é sabido, a principal transformação de energia para a parada de um veículo é a conversão de energia cinética e potencial em calor. Entretanto outros fatores interferem nesse processo, como a distribuição de cargas do veículo, atrito natural ao movimento dos equipamentos, resistência aerodinâmica e ainda o freio-motor, que consiste no arraste do motor quando este se encontra em sua rotação mínima sem a presença da aceleração induzida pelo condutor; essas interferências contribuem para a redução da velocidade até que se equivalha àquela impressa na marcha lenta.

Porém, nesta dissertação o objeto de estudo será os sistemas de freio. Para isso é interessante entender a proporção do trabalho exercido pelos freios através do princípio de inércia expresso pela equação a seguir.

$$F = M \times a \quad (\text{Eq.2.01})$$

Em que:

M = massa do veículo em Kg;

a = aceleração imposta em m/s².

Todo veículo apresenta uma determinada inércia; se esse veículo sofrer uma desaceleração, frenagem, a inércia será proporcionalmente maior, de acordo com a massa do veículo, ou a desaceleração impressa neste. Se observarmos a equação da energia cinética, fica clara a importância da massa e velocidade no ganho de energia cinética, a ser dissipada em calor durante a frenagem.

$$E_c = \frac{1}{2} M \times V^2 \quad (\text{Eq.2.02})$$

Em que:

M = massa do veículo em Kg;

V = velocidade do veículo em Km/h.

Ainda, para cada veículo existe uma distribuição de cargas: ora estática, ora dinâmica. Uma distribuição pode ser vista esquematicamente nas figuras 2.1 e 2.2:

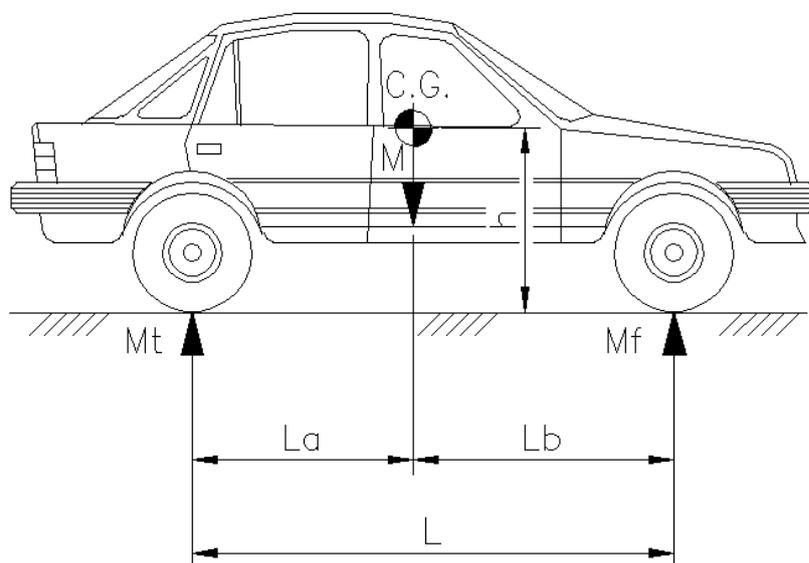


FIGURA 2.1 - Veículo parado, dados construtivos para cálculo de freio

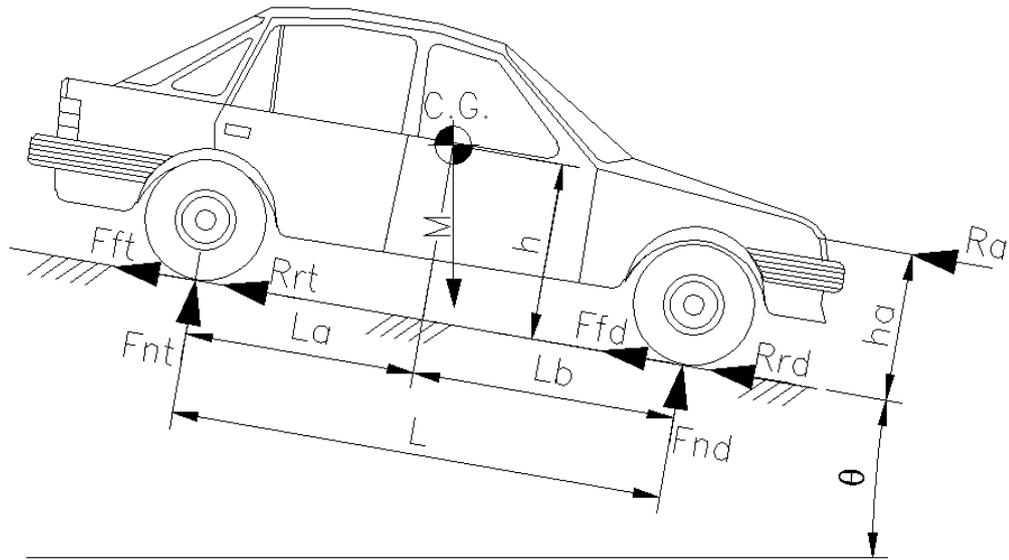


FIGURA 2.2 - Veículo em desaceleração, dados construtivos para cálculo de freio

Em que:

C.G. = posicionamento do centro de gravidade nas posições X, Y e Z;

h = altura entre o C.G. e a pista de rolamento;

h_a = altura aerodinâmica;

R_a = resistência aerodinâmica;

R_{rd} = força de resistência no eixo dianteiro;

R_{rt} = força de resistência no eixo traseiro;

F_{fd} = força de frenagem na roda dianteira;

F_{ft} = força de frenagem na roda traseira;

M = massa do veículo;

L = distância entre eixos;

La = distância do C.G. até o eixo traseiro;

Lb = distância do C.G. até o eixo dianteiro;

Fnt = força normal na roda traseira;

Fnd = força normal na roda dianteira;

Θ = ângulo de inclinação da pista de rolagem.

A dimensão entre eixos, L, é importante para a transferência dinâmica de carga, conforme visto na equação abaixo:

$$M_{din} = \frac{M \times a \times h}{L} \quad (\text{Eq.2.03})$$

Em que:

M_{din} = massa dinâmica;

a = aceleração.

Conforme demonstrado por Diulgheroglo (2010), durante uma frenagem, as rodas dianteiras suportam cerca de 74% dos esforços; ainda segundo ele, anualmente no Brasil 90% dos veículos são produzidos com freios a disco nas rodas dianteiras e a tambor nas rodas traseiras. Na Figura 2.3 pode ser visto um esquema do carregamento dinâmico durante uma frenagem.

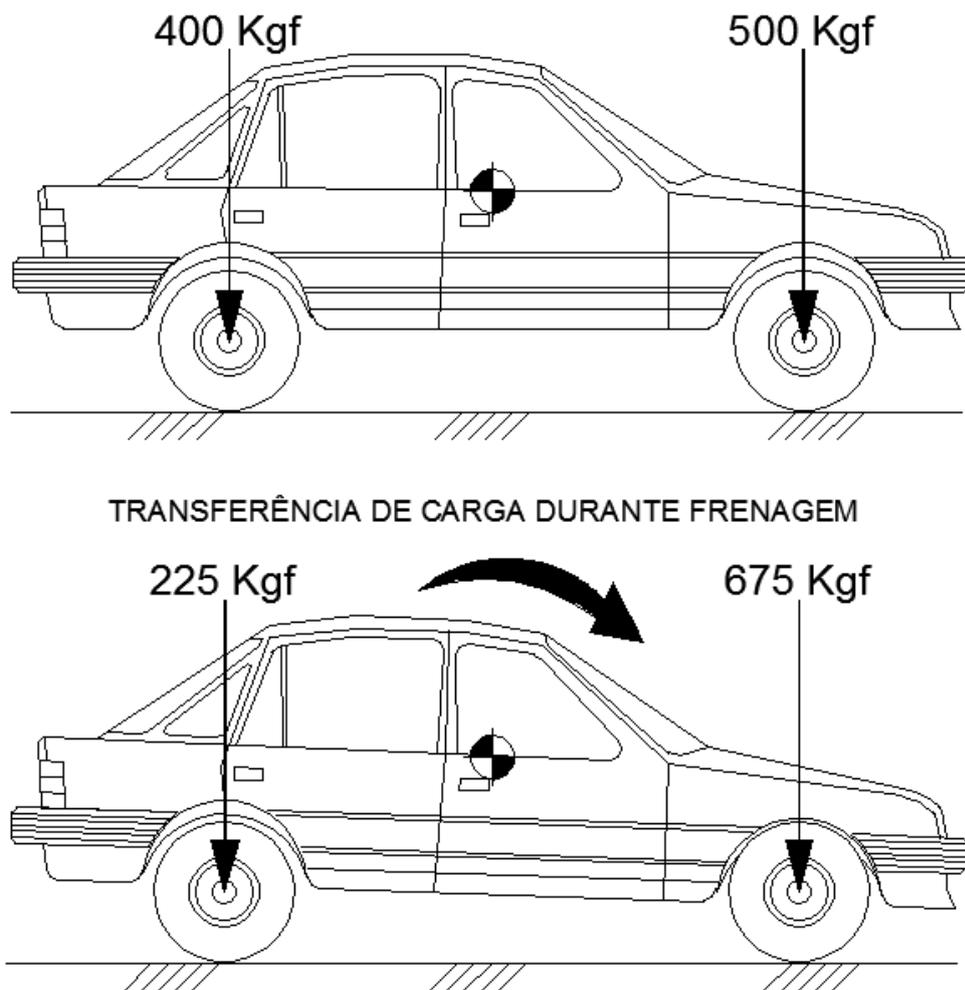


FIGURA 2.3 - Transferência de carga dinâmica

2.1.1 Mecanismos de acionamento e transmissão

Segundo Limpert (1992), todo sistema de frenagem automotiva se baseia em quatro princípios básicos:

- a) Fonte de energia: componentes que produzem, armazenam e disponibilizam energia necessária para a frenagem (força aplicada no pedal pelo condutor, servo-freio, etc.);

- b) Sistema de aplicação: engloba os mecanismos usados na regulagem da intensidade da frenagem;
- c) O sistema de transmissão de energia: é formado por todo o conjunto de peças que transporta a energia requerida para a ativação dos freios, desde o sistema de aplicação até as rodas (sistemas mecânicos, hidráulicos e pneumáticos); e
- d) As rodas e os freios propriamente ditos: são os componentes em que as forças são produzidas de maneira oposta à direção de movimento do veículo (sistemas de freios a tambor e a disco).

Na Figura 2.4 pode ser visto um esquema de um sistema de freio hidráulico comumente utilizado em veículos de passeio atuais:

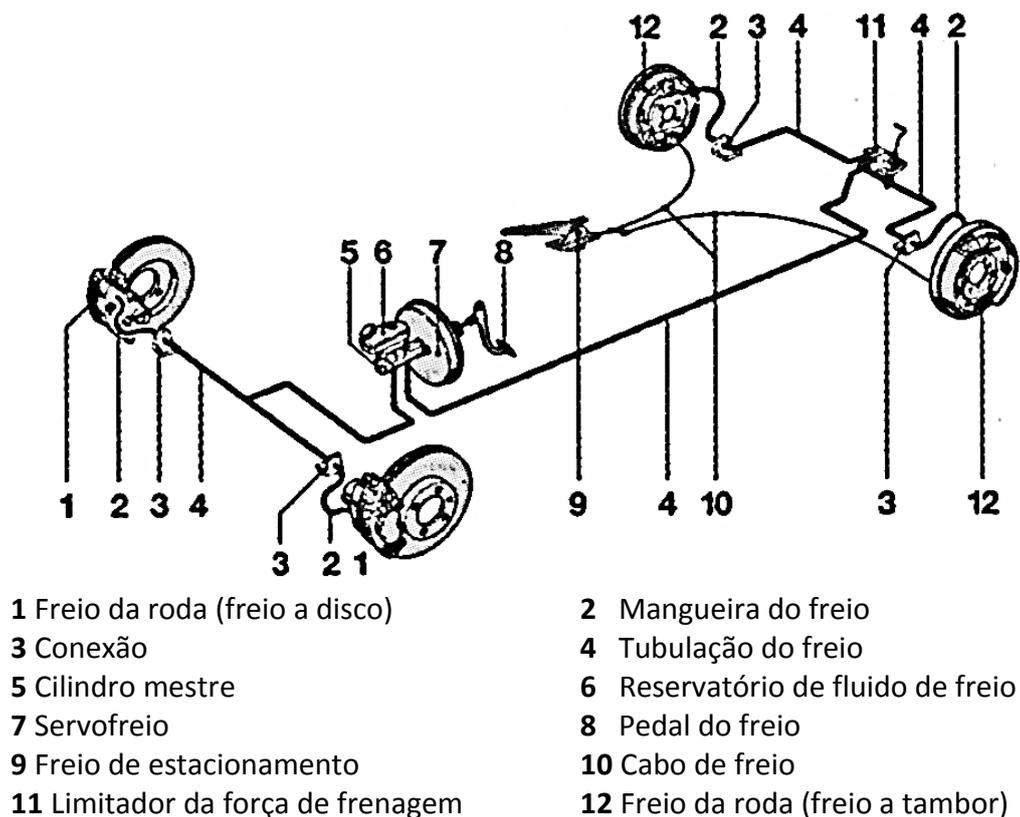


FIGURA 2.4 - Componentes de um sistema de freio de duplo circuito para automóveis de passageiros
Fonte: Adaptado de BOSCH, 2005

A seguir serão descritas as principais variáveis desses princípios.

2.1.1.1 Tipos de fonte de energia

Ainda segundo Limpert (1992), a fonte de energia geralmente é provida pelos pés do condutor, podendo ser agrupada nas seguintes etapas:

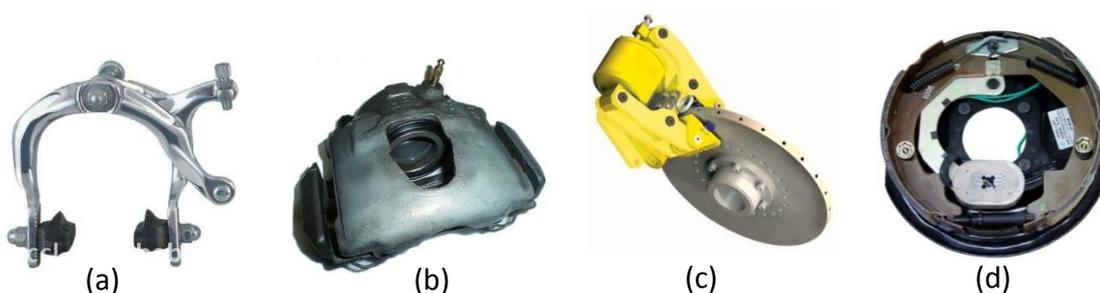
- a) Esforço muscular do condutor: este é o sistema básico, às vezes referenciado como freio padrão ou de mão. Ele envolve apenas o sistema em que os pés pressionam o pedal e geram uma força e deslocam o pedal, freando o veículo.
- b) Freio assistido: neste sistema a força exercida pelo motorista é determinada na pressão exercida no pedal somada a uma ou mais fontes de energia, incluindo a assistência do servo-freio e do sistema de hidrovácuo. A característica básica é que o motorista poderá utilizar o cilindro mestre através da força muscular, caso o sistema auxiliar falhe.
- c) Potência do sistema de frenagem: utiliza uma ou mais fontes de energia. Neste caso o esforço do motorista serve apenas para modular a quantidade da energia de frenagem, a força exercida pelos pés do motorista não será aplicada no ato da frenagem. Nenhuma força de frenagem será exercida caso a energia motriz estiver esgotada, exemplo: os freios pneumáticos e hidráulicos.
- d) Freio elétrico: utiliza a força magnética ou motores elétricos para a frenagem.
- e) Freio de mola: a força de compressão da mola é a fonte de energia que atua nos elementos de atrito.

2.1.1.2 Meio de transmissão de energia

Limpert (1992) ainda agrupa os sistemas de freio de acordo com o meio em que o elemento de atrito transmite a energia para a energia motriz aplicada à superfície de frenagem, podendo ser:

- a) Freio mecânico: envolve projetos em que apenas dispositivos como hastes, alavancas, cabos ou cames são utilizados para transmitir energia para a frenagem. Geralmente utilizados em freios de estacionamento.
- b) Freio hidráulico: utiliza um líquido como meio de transmissão da energia para o mecanismo de frenagem.
- c) Freio pneumático: o gás é utilizado para transmitir energia para a frenagem. No campo automotivo, é utilizado gás pressurizado. Freios a vácuo são utilizados em trens.
- d) Freio elétrico: a corrente elétrica é o meio de transmissão de energia para o freio.
- e) Mistura de freios: utiliza dois ou mais meios de energia para realizar a frenagem. Um exemplo é o freio pneumático: ele utiliza ar comprimido para transmitir energia do reservatório até a câmara de frenagem, e o meio mecânico transmite a energia da câmara para as pastilhas de freio através de eixos, manivelas, roletes e outros acessórios.

A Figura 2.5 ilustra alguns freios em que diferentes meios de energia são empregados para realizar a frenagem.



(a)Freio mecânico (b)Freio hidráulico(c)Freio pneumático(d)Freio elétrico
FIGURA 2.5 - Exemplos de freios com diferentes tipos de energia de acionamento
Fonte: Adaptado de divulgação comercial

2.1.2 Principais tipos de freios automotivos

Com grande difusão na literatura, os principais tipos de freios automotivos são:

- a) Freios a tambor: utilizam sapatas que são empurradas numa direção radial de encontro a superfícies do tambor de freio.

- b) Freio a disco: utilizam pastilhas que são pressurizadas axialmente contra o disco do rotor. As vantagens dos freios a disco sobre o freio a tambor fez que seu uso fosse difundido sobre os carros de passeio e caminhões leves nos eixos frontais, nos caminhões médios e pesados em todos os eixos.

Na Tabela 2.1 é exposta uma comparação entre os principais sistemas de freio automotivos.

TABELA 2.1 - Principais características dos freios a disco e tambor

Características	Freio a disco	Freio a tambor
Capacidade de resfriamento	Por apresentar uma estrutura exposta, o ar facilita seu resfriamento	Por apresentar uma estrutura fechada, o calor precisa atravessar o tambor para se dissipar para o ambiente
Capacidade de operar em altas temperaturas	Ao aquecer, o disco dilata axialmente na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato	Ao aquecer, o tambor dilata radialmente, afastando-se das lonas e reduzindo a pressão de contato
Raio efetivo equivalente	Menor e, portanto, menor torque de frenagem para uma mesma força de atrito aplicada	Maior e, portanto, maior torque de frenagem para uma mesma força de atrito aplicada
Auto energização	Não	Sim
Estabilidade durante frenagem	Maior, devido à ausência do efeito auto energizante	Menor, devido à presença do efeito auto energizante.
Sensibilidade do pedal de freio	Maior, pois as forças de atrito não afetam as forças normais nas pastilhas	Menor, pois as forças de atrito afetam as forças normais nas pastilhas
Ruído	Maior problema de ruído	Menor problema de ruído
Desempenho em chuva	Melhor, uma vez que a água facilmente escoar pelo disco vertical e a pastilha "raspa" o disco evitando acúmulo de água	Caso exista problema de estanqueidade do sistema, a água pode ficar acumular e prejudicar o desempenho do sistema
Manutenção	Simple devido à menor número de componentes	Complexa
Peso	Menor	Maior
Condição para estacionamento	Ruim, devido a ausência da auto energização. Além disto, pastilhas elas se contraem ao esfriar, podendo perder a condição de frenagem antes encontrada com os freios dilatados.	Bom, devido a presença do efeito auto energizante e maior raio médio em relação a um freio a disco equivalente.
Custo	Maior	Menor

Fonte: Adaptado de INFANTINI, 2008

Como já dito anteriormente, pela comprovada maior segurança e crescente uso, o objeto deste estudo são os freios a disco, motivo pelo qual eles serão abordados com mais profundidade a seguir.

2.2 Freio a disco

Patenteado pelo inglês Frederick Lanchester em 1902, conforme afirma Diulgheroglo (2010), os freios a disco automotivos se valem dos mesmos princípios inicialmente utilizados pelos freios de bicicleta, o sistema de pivô único.

Os freios a disco são geralmente acionados pela força aplicada a partir dos pedais do automóvel, que é transferida e ampliada por meio do servo-vácuo. Este atua no cilindro mestre, que faz a transmissão dessa energia através do fluido hidráulico para acionar as pinças dos freios. Estas irão forçar as pastilhas contra o disco de freio, gerando assim um torque contrário ao movimento. Porém, dentro desses mecanismos, existem alguns aspectos característicos, como variáveis que podem ser encontradas nas pinças, nos discos e nas pastilhas.

2.2.1 Pinças e seus circuitos

Nos projetos de freios, empenamentos e distorções nos discos são absolutamente evitados. Pelo sistema estudado fica claro que o disco sofre esforços axiais pelas pastilhas de freio e segundo Brembo (1997) o mecanismo mais simples de evitar o empenamento é utilizando esforços simétricos, ou seja, criando um esforço que atue em ambos os lados da mesma seção do disco. Explorando essas possibilidades, algumas soluções foram criadas por meio da utilização de atuadores em formato de pinça e que se dividem principalmente em dois tipos: fixos e flutuantes.

Segundo a literatura, o freio a disco fixo apresenta uma construção com mais de um cilindro hidráulico atuando simultaneamente no disco. A pinça, ou *Caliper*, permanece fixa enquanto o óleo de freio circula no interior da caraça, inicialmente a pressão do sistema é transmitida ao primeiro pistão, que atua até tocar o disco, para só depois o cilindro oposto avançar, para então fornecer uma real força de fricção. Segundo Brembo (1997), o movimento real é mínimo, na casa de décimos de milímetro. Entretanto esse sistema é mais complexo, mais pesado e mais caro que o flutuante, conforme Diulgheroglo (2010). O sistema em discussão é representado no esquema abaixo, Figura 2.6:

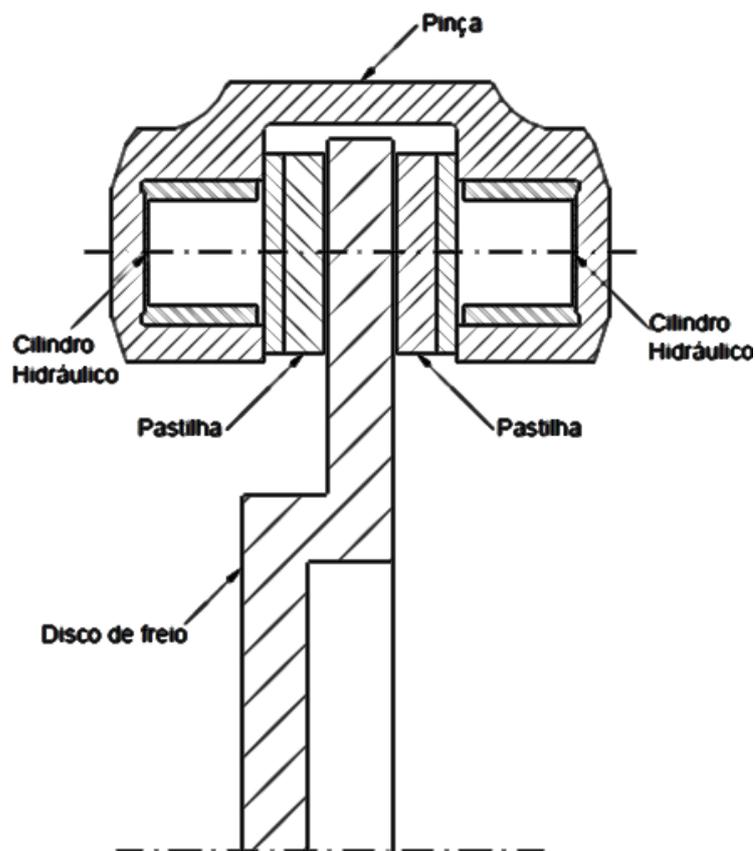


FIGURA 2.6 - Freio a disco fixo

Conforme a literatura, o freio a disco flutuante tem apenas um lado de acionamento, iniciando o acionamento a partir do contato interno da pastilha com o disco, por reação de ponte, a pastilha externa entra também em contato com o disco. De acordo Brembo (1997), esse sistema apresenta uma maior quantidade de vibração e uma menor eficiência do que os freios fixos, já que sua pinça é composta por uma parte móvel, na qual desliza por um pino prisioneiro, acabando por perder energia nessa movimentação e oferecer uma menor quantidade de força nas pastilhas. Porém esse efeito é mais significativo em altas pressões. Diulgheroglo (2010) destaca que esse sistema utiliza o sistema de molas estabilizadoras para garantir que as pinças externas não toquem o disco de forma descontrolada. Na Figura 2.7, pode ser visto um esquema desse freio.

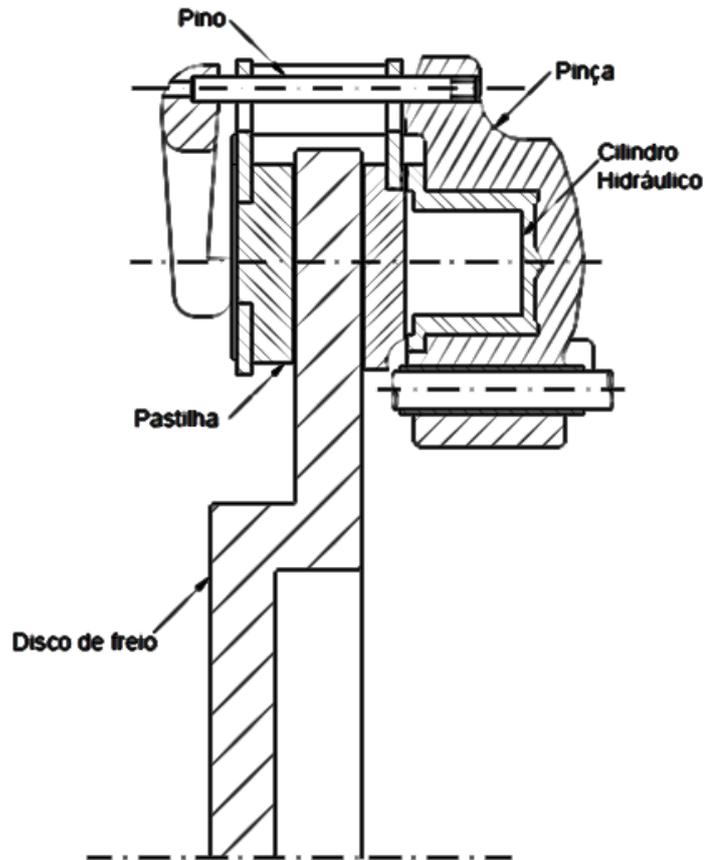


FIGURA 2.7 - Freio a disco flutuante

Conforme encontrado em alguns fabricantes, ainda podem existir tipos de pinças acionadas por uma maior quantidade de cilindros hidráulicos. No caso das pinças fixas, pode existir mais de um par de atuadores, geralmente utilizados em veículos de alta performance ou em veículos de carga. Já as pinças flutuantes também podem utilizar mais de um atuador, porém sempre posicionados no lado interno do disco, fazendo com que o lado externo sempre seja atuado por reação ao seu movimento.

2.3 Disco de freio

Como já sabido, a principal ação do freio é a transformação da energia cinética em calor, aliado a isso a outra grande solicitação dos discos é a de suportar as forças exercidas pelas pastilhas. Segundo Maluf (2007), o disco pode sofrer fadiga térmica, isotérmica e termomecânica. A fadiga térmica é caracterizada pela imposição de ciclos térmicos em que o

carregamento externo é desprezível e as tensões expressivas originam-se dos gradientes abruptos de temperatura ou por restrições internas, como orientações diferentes dos grãos microscópicos ou pela anisotropia do coeficiente de dilatação dos cristais. Já a fadiga isotérmica é caracterizada por deformações mecânicas variáveis em que a temperatura é mantida constante durante o processo; por fim a fadiga termomecânica, que é a mais encontrada durante as frenagens, caracterizada pela combinação de variação de esforço mecânico e temperatura.

Como a superfície do disco é responsável por suportar a fricção com a pastilha para efetivamente reduzir sua rotação, ela acaba por absorver grande parte do calor. Segundo fabricantes de freios e montadoras, alguns tipos de geometrias são utilizados nos discos visando melhorias térmicas nesse fenômeno. A seguir, serão expostas as principais soluções de geometria:

a) Disco de freio sólido: são discos que apresentam superfície maciça. É a solução mais simples entre os discos e a mais utilizada nos veículos de passeio, por estes apresentarem baixa potência de motor e também um baixo peso bruto total. Representado na Figura 2.8.

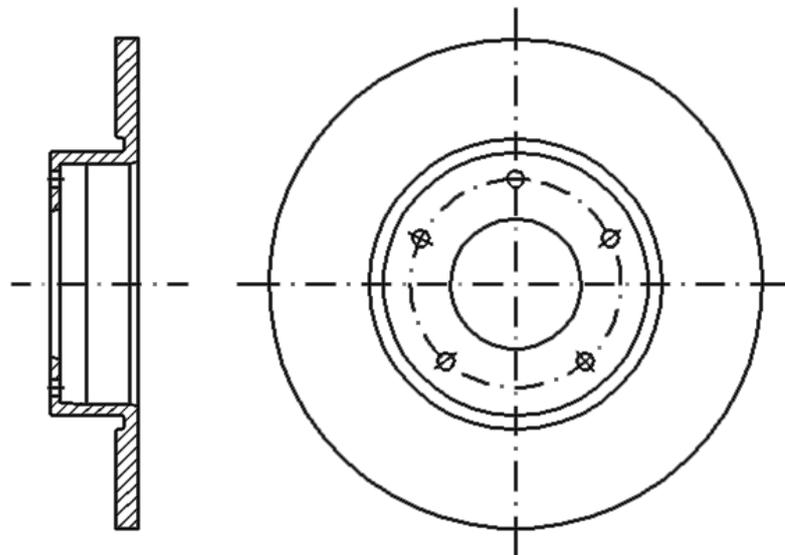


FIGURA 2.8 -Disco sólido

b) Disco de freio ventilado: são discos que apresentam aletas internas entre as faces de contato com as pastilhas, permitindo uma troca térmica mais rápida. Utilizados em veículos com maior potência e maior peso bruto total. Esquemático na Figura 2.9.

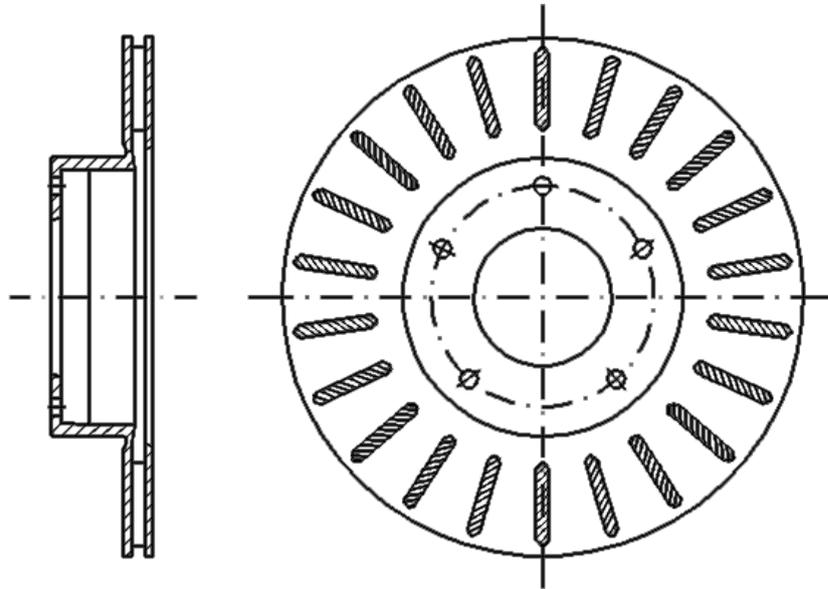


FIGURA 2.9 - Disco ventilado

c) Disco de freio perfurado: originalmente os discos de freio de alta performance sofriam com a liberação de gases e de resíduos das pastilhas de freio quando muito solicitados, o que acarretava na dificuldade de liberação de calor e ainda as partículas dispersas comprometiam a boa aderência das pastilhas com o disco. Então a execução de furos nos discos permitia a troca gasosa e contínua limpeza e renovação da superfície de contato pelo par de contato (DIULGHEROGLO, 2010). Porém atualmente as pastilhas são executadas com matérias mais resistentes a altas temperaturas, mas ainda sim alguns discos são perfurados para facilitar as trocas térmicas e permitir um melhor escoamento de água, quando o veículo trafega em pista molhada. Entretanto existe um contra-argumento aos furos, pois se acredita que estes favorecem o estresse mecânico, podendo levar ao surgimento de trincas profundas e ainda, segundo Serbino (2005), os furos fazem com que a

superfície de contato do disco reduza a área de contato, provocando uma redução na força de atrito. Representado na Figura 2.10.

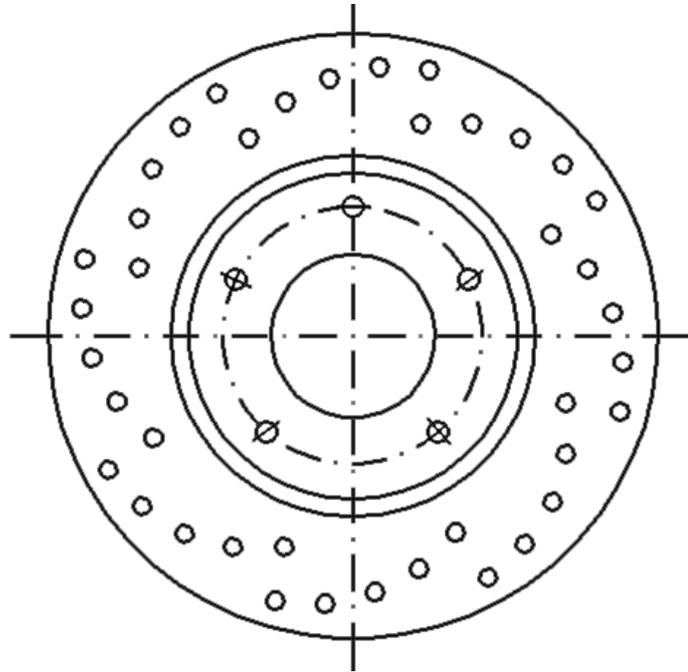


FIGURA 2.10 -Disco perfurado

d) Disco de freio ranhurado: segue o mesmo princípio de aplicação de veículos de alto desempenho. Ranhuras são usinadas na superfície do disco com a finalidade de permitir melhor limpeza da superfície de atrito, eliminação de filme de água, além da eliminação de gases originários das altas temperaturas geradas nessa superfície. Apresenta, porém, o problema de estresse mecânico. Exposto na Figura 2.11.

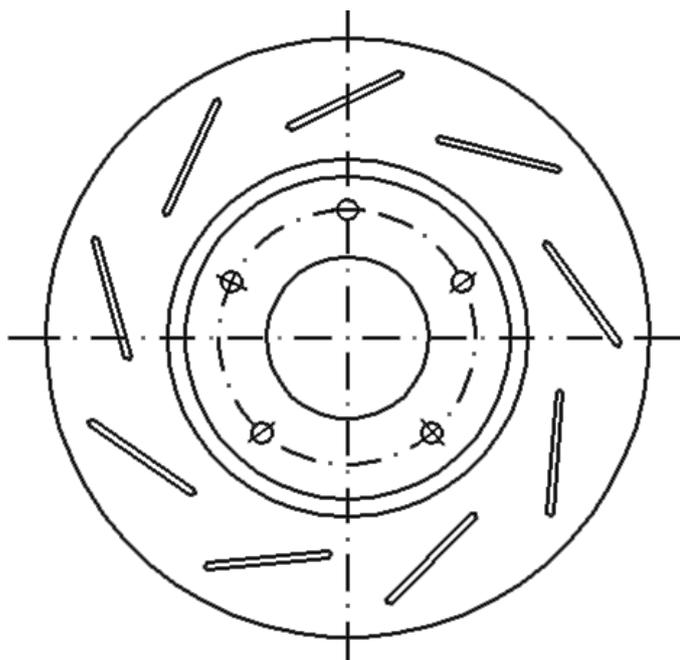


FIGURA 2.11 – Disco ranhurado

Existem ainda outras variedades construtivas de alguns tipos de projeto de aletas, ranhuras e perfurações, ainda cabendo a combinação dessas três últimas variáveis, facilmente encontradas em lojas específicas para automóveis de alta performance e em catálogos de fabricantes.

2.3.1 Composição

Como dito anteriormente, as duas principais funções do disco é transmitir uma considerável força mecânica e suportar, até a dissipação, grande parte do calor produzido no processo. De acordo com Diulgherol glo (2010), em alguns casos os discos variam da temperatura ambiente até os 800°C, dependendo do tipo e número de frenagens. Esse tipo de situação gera altos gradientes térmicos, podendo criar uma diferença da superfície do disco até seu núcleo de até 500°C, sendo esses gradientes causadores de fadiga térmica.

Aliado a isso, o disco está sujeito aos esforços sofridos pela imposição das pastilhas, o que pode ocorrer através de uma carga mecânica cíclica ou duradoura, também contribuindo

para fadiga. Como já dito anteriormente, o disco sofre fadiga termomecânica e não apenas térmica (MALUF, 2007).

Ao levar em consideração apenas características técnicas, diversos materiais poderiam constituir os discos, a exemplo dos compostos de carbono utilizados em carros de competição e aviões. Entretanto, por questões de custo de matéria-prima, facilidade produtiva, estabilidade dimensional e térmica, o ferro fundido é o material mais utilizado em veículos de passeio (BREMBO, 1997).

Entretanto, existe uma variação na quantidade dos elementos ligas presentes nos discos, diferindo com as especificações de cada fabricante, ou até passando por questões de economia, disponibilidade, desempenho, tecnologia ou qualquer outro fator que se mostre relevante.

Chatterley e Macnaughtan (1999) realizaram um levantamento com 49 discos de diversas montadoras, demonstrando metalurgicamente que todos apresentam ferro fundido cinzento perlítico com predominância de grafita tipo A. Na Tabela 2.2 é mostrado o resultado desse levantamento; nota-se que onde existem números em parênteses representa-se a existência de mais de um tipo de disco entre as classes de carros.

TABELA 2.2 - Composição dos discos de freio europeus

Fonte	Elementos de liga, em massa (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni
Audi – VW	2,8-3,4	1,8-2,8	0,3-1,0	≤0,25	≤0,1	0,3	0,8	-	0,25
BMW (1)	3,1-3,4	1,8-2,2	0,7-0,9	≤0,12	≤0,12	0,1-0,15	-	-	-
BMW (2)	3,2-3,4	1,9-2,2	0,7-0,9	≤0,09	≤0,1	0,2-0,4	-	-	-
BMW (3)	3,7-3,9	1,8-2,2	0,5-0,8	≤0,1	≤0,12	≤0,12	≤0,25	≤0,1	-
DAF	3,4-3,6	2,0-2,4	0,6-0,8	≤0,15	≤0,1	0,25-0,35	0,5-0,75	0,4-0,6	-
Daimler Benz (1)	3,2-3,6	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,25	≤0,08	-	-	≤0,6	-
Daimler Benz (2)	3,7-3,9	1,8-2,2	0,6-0,9	≤0,1	≤0,12	0,4-0,6	≈0,25	0,4-0,6	1,2-1,4
Ford	3,1-3,4	2,0-2,3	0,6-0,9	≤0,3	≤0,13	0,15-0,35	-	-	0,15-0,3
Girling	3,1-3,4	2,0-2,4	0,6-0,9	≤0,15	≤0,15	-	-	-	-
Jaguar	3,5-3,7	1,9-2,4	0,6-0,8	≤0,15	≤0,15	≤0,15	≤0,80	≤0,05	≤0,10
MAN	3,2-3,6	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,25	≤0,08	-	-	-	-
Opel (1)	3,0-3,4	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,35	≤0,12	-	-	-	-
Opel (2)	3,0-3,4	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,1	≤0,1	0,25-0,4	-	0,35-0,45	≤0,2
Porsche	3,3-3,5	1,9-2,1	0,7-0,9	≤0,12	≤0,12	0,15-0,25	-	0,35-0,5	0,4-0,6
Renault	3,2-3,5	2,0-2,3	0,7-0,9	≤0,1	≤0,18	-	-	-	-
Rover	3,3-3,5	2,0-2,3	0,7-0,9	≤0,1	≤0,12	0,10-0,30	0,75-0,95	-	≤0,25

Fonte: Adaptado de CHATTERLEY e MACNAUGHTAN (1999)

A norma ASTM A 247 representa uma divisão quanto à morfologia da grafita, conforme Figura 2.12:

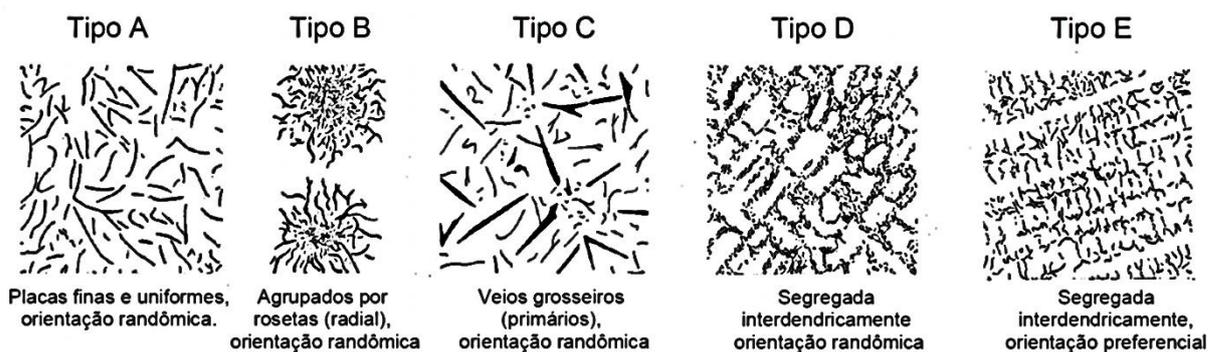


FIGURA 2.12 - Distribuições de grafita em ferros cinzentos, conforme ASTM A 247
Fonte: SERBINO (2005) p.44

Como já mencionado, preferencialmente o ferro fundido é o material mais utilizado na confecção de componentes do sistema de freio. Estes eram classificados por Colpaert (1974)

em apenas dois grupos, os ferros fundidos brancos ou cinzentos; classificando ainda uma terceira opção como ferro fundido mesclado, quando a composição química fosse tal que, com o resfriamento normal, o produto não se decide nitidamente por um ou por outro tipo.

Entretanto outra classificação é bastante utilizada pelos metalurgistas brasileiros, conforme foi compilado na Tabela 2.3 por Santos; Branco (1991), *apud* Serbino (2005):

TABELA 2.3 - Classificação brasileira comercial de ferros fundidos

Tipo de ferro fundido	Microestrutura típica	Comentários
Branco	Todo carbono presente na liga encontra-se na forma de cementita ou outros carbonetos metálicos.	A seqüência de solidificação e a microestrutura desses materiais podem ser interpretadas pelo diagrama de equilíbrio metaestável (Fe-Fe ₃ C), com as modificações necessárias em virtude da presença de outros elementos de liga.
Cinzento	As fases formadas na solidificação são austenita e grafita, conforme diagrama de equilíbrio estável, onde se obtém grafita em forma de veios.	Distinguem-se os teores de carbono grafítico e carbono combinado, cuja soma fornece o teor total de carbono desses ferros fundidos.
Mesclado	Quando a solidificação resulta na formação de regiões de ferro fundido branco e cinzento.	A região com ferro fundido cinzento se solidificou conforme o sistema estável (austenita-grafita) e a região com ferro fundido branco segundo o metaestável (austenita-carboneto).
Nodular	A grafita se apresenta na forma de nódulos no estado bruto de fusão.	Esta forma é decorrência da adição de certos elementos químicos ou condições particulares de fabricação, que modificam a forma de crescimento da grafita, não se obtendo grafita em veios como nos ferros fundidos cinzentos.
Maleável	Solidificam como nos ferros fundidos brancos, sendo posteriormente submetidas a um tratamento térmico (maleabilização), onde a cementita se decompõe em grafita e austenita.	Recebem, também a designação de ferros maleáveis de núcleo preto ou americano, e, ferro maleável de núcleo branco ou europeu.
Vermicular	Obtém-se, no estado bruto de fusão, através da adição de elementos de liga, a chamada grafita vermicular.	Esta morfologia é um produto intermediário entre a grafita em veios e a nodular.

Fonte: Adaptado de SERBINO (2005)

Para melhor expor as transposições feitas a respeito da classificação dos ferros fundidos, cabe realizar uma breve apresentação dos principais constituintes metalográficos segundo Colpaert (1974), sendo eles a Ferrita, Cementita, Perlita e Austenita.

a) Ferrita: é a solução sólida de carbono no ferro alfa e origina-se na zona crítica, durante o esfriamento, por transformação alotrópica do ferro gama. É a forma estável à temperatura ambiente. Apresenta, relativamente aos outros constituintes, uma baixa dureza, Dureza Brinell = 80, e pouca resistência, 3400 Kgf/cm² à tração. Ainda a ferrita tem uma elevada ductibilidade e é atraída magneticamente, perdendo essa propriedade na região de ferro gama.

b) Cementita: é o nome dado ao carboneto de ferro Fe₃C₄, contendo 6,68% de carbono. É o constituinte mais duro, podendo até riscar o vidro, e é bastante quebradiço.

c) Perlita: é o constituinte micrográfico formado por finas lamelas justapostas de ferrita e de cementita e que ocorre abaixo de 723° C nas ligas de ferro-carbono. Essas lamelas são mais ou menos paralelas, podendo ser planas, curvas, ondeadas ou apresentando outra disposição, dependendo, entre outros fatores, da velocidade do esfriamento. Como a perlita é formada de lamelas moles de ferrita e outras duras de cementita, sua dureza é intermediária às duas.

d) Austenita: é a solução sólida de carbono no ferro gama. Seus grãos apresentam a forma poliédrica e não apresentam propriedades magnéticas, já que está sob a forma gama.

Ao se perceber o diagrama de ferro-carbono na Figura 2.13, pode-se notar a clara relação de carbono e temperatura na formação de sua estrutura cristalina e conseqüentemente em suas características técnicas.

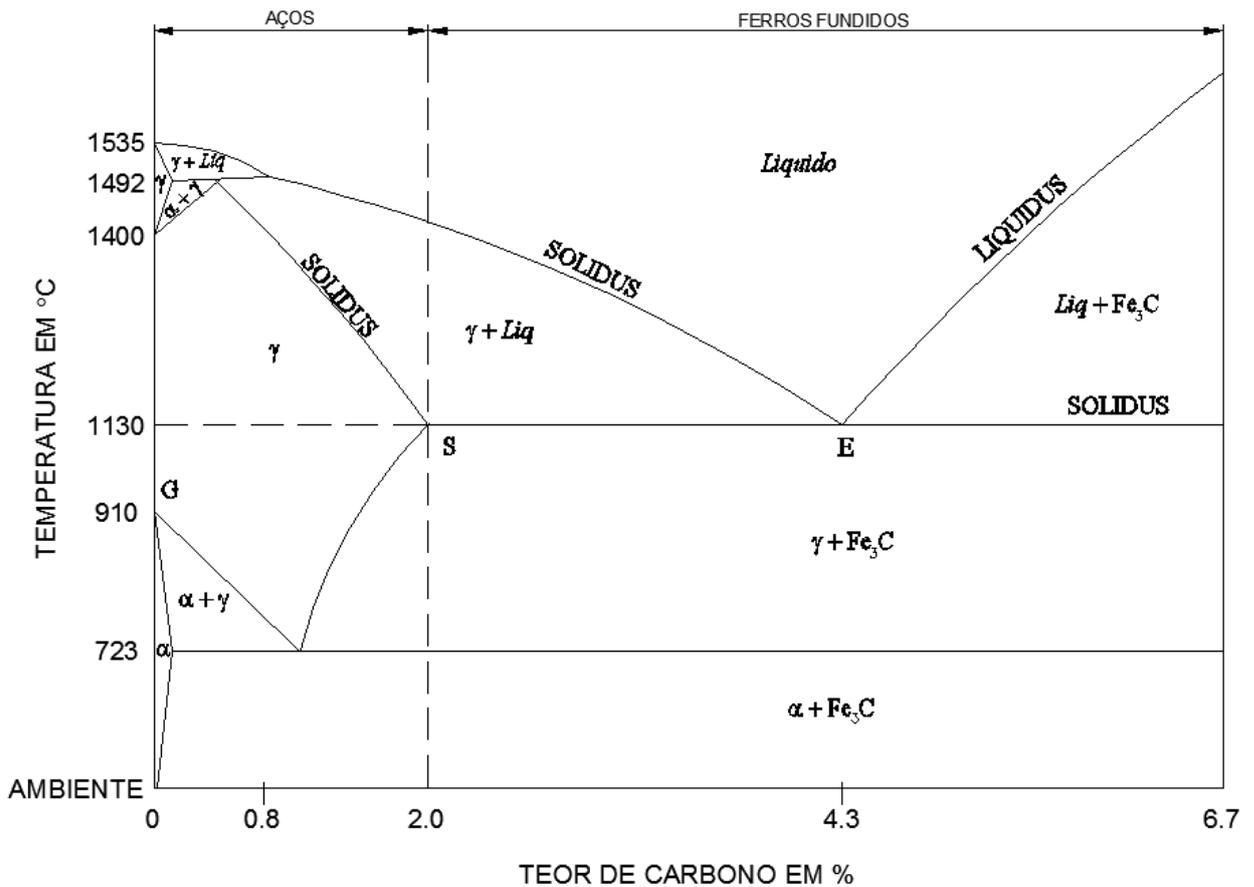


FIGURA 2.13 - Diagrama de equilíbrio das ligas de ferro-carbono
 Fonte: Adaptado de COLPAERT (1974)

Maluf (2007) aponta as principais características de se utilizar o ferro fundido para a fabricação destes como sendo o baixo custo e sua excelente condutividade térmica, que vem a facilitar a dissipação da energia gerada na forma de calor pela fricção entre a pastilha de freio e o disco e ainda pela capacidade de amortecer vibrações, o que é fundamental a esse tipo de equipamento.

O calor flui em nível atômico através da vibração dos átomos e elétrons. Os metais, por apresentarem uma maior facilidade de locomoção de elétrons, acabam por ter as características de bons condutores térmicos. A condutividade térmica pode ser definida como sendo a quantidade de energia transportada por unidade de tempo através de uma determinada área de um corpo, como é mencionado por Callister (2002).

Ainda, segundo Hetch *et al* (1996), a distribuição, o tamanho, e a morfologia da fase grafita são as principais características que influenciam na condutividade térmica nos ferros fundidos, pelo fato de os veios de grafita possuir maior dissipação térmica do que as matrizes. Sendo assim, a condutividade térmica nesses materiais é proporcional à razão entre a área superficial da grafita e seu volume. Assim, a grafita nodal apresenta piores características de condução térmica do que a de forma vermicular, sendo piores do que aqueles com grafita em forma de veios. A Figura 2.14 ilustra esse fluxo de calor nas diferentes estruturas.

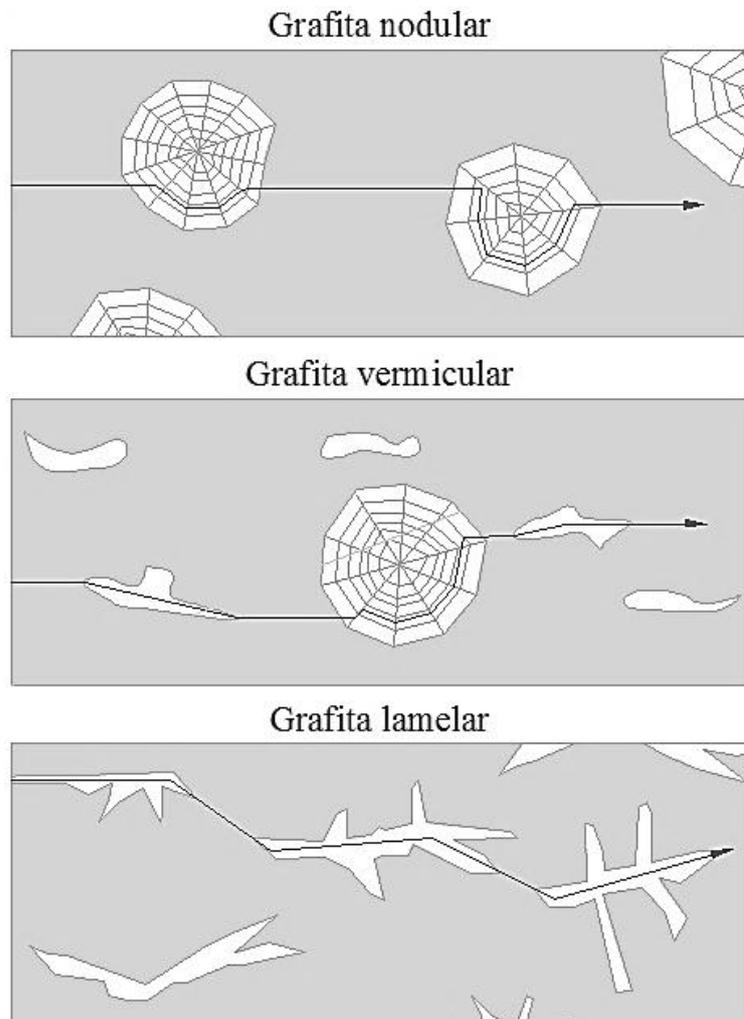


FIGURA 2.14 - Fluxo de calor em ferro fundido

Em vista do que foi dito, é fácil compreender que discos com ligas metálicas com alta difusividade térmica vão evitar a formação de trincas durante o aquecimento destes.

Entretanto, outras características devem ser levadas em consideração para conseguir avaliar a liga mais apropriada para a confecção desses equipamentos, já que são de suma importância, como é o caso do coeficiente de atrito e resistência aos choques mecânicos.

2.3.2 Desgaste

O desgaste no disco de freio pode ser gerado por algumas condições como perda da parede efetiva da pista de frenagem através do uso normal, perda do coeficiente de atrito ideal, problemas de fabricação, como desvio geométrico, dimensional ou metalúrgico, pastilhas inapropriadas, uso intenso. O disco de freio pode até apresentar um desgaste acelerado devido ao uso em ambientes hostis como neve, lama ou algum outro tipo de fluido ou substância que prejudique a boa interação entre o disco e a pastilha, alterando as propriedades tribológicas e térmicas.

Entretanto, o problema crítico nos discos é o aparecimento de trincas. De acordo com Brezolin (2007), durante o processo de frenagem, ocorre o chamado *Hot Spots*, os quais atingem temperaturas superiores a 750° C, temperatura semelhante à de transformação de fases, que são geradas logo abaixo da superfície de contato. Quando esses pontos se resfriam, ocorre ali a transformação da fase perlítica para a fase austenítica, trazendo uma dureza superior à da fase anterior. Os esforços mecânicos provenientes do processo de frenagens acabam por deformar o disco de freio, acentuadas pela alta temperatura. Quando estas agem nos pontos quentes, provocam deformações entre regiões com fases metalúrgicas distintas e conseqüentemente o aparecimento de tensões residuais na interface das duas fases. As tensões residuais acabam por dar início às trincas, as quais podem se propagar pelo uso dos freios.

Conforme dito anteriormente, os principais causadores de discontinuidades podem ser divididos em dois grupos, os agentes mecânicos e os térmicos.

2.3.2.1 Mecânico

Durante o movimento de um veículo sem que os freios sejam acionados, os discos são sujeitos a um leve esforço mecânico oriundo da força centrífuga pela sua rotação. Já quando os freios são acionados, duas componentes de força são adicionadas. Inicialmente a força de compressão exercida pelas pastilhas no sentido perpendicular ao esforço realizado pelas pastilhas e o disco. Essa força é o resultado da aplicação do fluido de freio pressurizado na superfície do pistão dos atuadores fixados na pinça. A máxima força realizada pelas pastilhas corresponde à máxima pressão exercida pela válvula do cilindro mestre, criando uma força de compressão, na ordem de poucos Newtons por milímetros quadrados, o que é um baixo valor para ferros fundidos mesmo quando aquecidos (BREMBO, 1997).

Porém, no caso de discos ventilados, a força exercida se concentra nas seções das aletas, criando pressão pontual com valores bem maiores do que aqueles encontrados nos discos sólidos. Os discos ventilados podem apresentar um grande salto entre a força exercida na superfície e aquela nas seções das aletas, podendo ocasionar descontinuidades dimensionais, se essa pressão ultrapassar o limite elástico da tensão admissível do material. Vale lembrar que o limite da força de compressão é determinado pelas pastilhas, parte mais frágil do sistema.

Durante as frenagens, as pastilhas exercem a segunda componente de força atuante no disco, a tração. Este é tracionado quando as superfícies das pastilhas entram em contato com o disco, realizando uma oposição à rotação, enquanto que o restante da pastilha livre do contato se deforma no sentido de rotação do disco. Segundo Brembo (1997), mesmo se for considerado que a pastilha sofrerá esforços apenas nos centros das pastilhas, toda força aplicada chegará a valores de 10 a 20 N/mm², que se tornam muito baixos ao ser comparados com a resistência à tração do ferro fundido, na ordem de 200 N/mm². Entretanto o valor de resistência à tração cai significativamente em altas temperaturas e ainda a resistência fica extremamente comprometida quando surgem microtrincas, geralmente iniciadas pela fadiga do material.

Ainda para completar a lista de esforços atuantes no disco, é somada a flexão, que pode ocorrer durante a frenagem, durante mudanças de direção das rodas, e ainda as tensões dinâmicas resultantes da vibração à qual o componente é submetido.

Na Tabela 2.4 podem ser vistos exemplos de valores de esforços mecânicos a que um disco pode ser submetido em um caso comum de uso.

TABELA 2.4 - Exemplo de esforço a que um disco de freio é submetido

Exemplo de esforço a que um disco de freio é submetido	
Peso de um veículo carregado	1560 Kgf
Relação de carregamento entre eixo dianteiro traseiro	56%
Raio efetivo da roda	27,5cm
Diâmetro do disco	238mm
Superfície da pastilha	35 cm ²
Velocidade do veículo	150 Km/h
Desaceleração de freada	0,6 G
Forças atuantes no disco	
Força centrífuga	0,73 N/mm ²
Força de compressão por pastilha	7193 N
Pressão das pastilhas	3,95 N/mm ²
Força de frenagem no centro das pastilhas	7182 N
Pressão devido a fricção	12,2 N/mm ²

Fonte: Adaptado de BREMBO (1997)

2.3.2.2 Térmico

A geração de calor, dentro dos processos atuais de frenagem, é algo que não se pode evitar, uma vez que, pelo princípio básico de conservação de energia, é necessário dissipar a energia acumulada por um veículo acelerado para que este chegue ao estado de repouso ou apenas reduza sua velocidade. Por utilizar a fricção entre pastilhas e disco, como principal agente de controle de velocidade, é principalmente neste conjunto em que a energia cinética e potencial é transformada em calor e dissipada através destes mesmos componentes. Conforme Máximo e Alvarenga (1997), existem três formas de dissipação térmica: por radiação, convecção e condução.

O processo de radiação é tecnicamente irrelevante, uma vez que existem muitos meios materiais envolvidos. Com isso os processos de condução e convecção têm predominância nesse caso. Soluções de projeto para a maximização dos processos de convecção, em que existe a transferência de calor por troca de massas, através da ventilação nos discos, já foram apresentadas anteriormente e ainda podem ser compreendidas as perdas de massa, principalmente das pastilhas, aos processos de troca térmica. A indução térmica é a principal forma de fluxo térmico pelo disco de freio, sendo esse processo o responsável pelo gradiente térmico da superfície ao núcleo.

Segundo Brembo (1997), o calor gerado nesse processo é calculado de forma aproximada, uma vez que depende das propriedades específicas dos equipamentos envolvidos, tanto das propriedades químicas quanto das físicas. As propriedades dos discos, geralmente de ferro fundido, são mais conhecidas e difundidas, cabendo uma maior variação nas pastilhas de freios. As temperaturas excessivas prejudicam todo o sistema de freio, discos, pastilhas, pistão dos atuadores hidráulicos e até o próprio fluido de freio, mas ainda segundo este, o disco é o responsável pela dissipação térmica em 80% dos casos. Na Figura 2.15, pode ser visto um exemplo de distribuição de calor dissipado pelas pastilhas e disco:

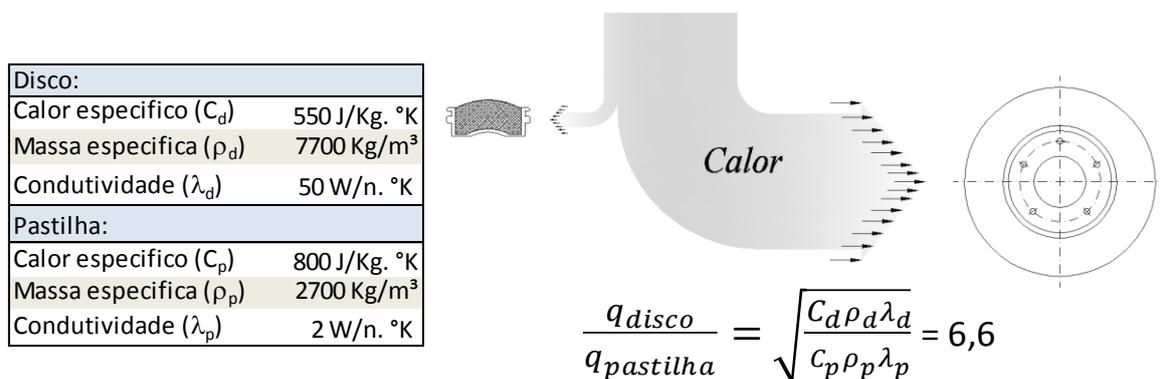


FIGURA 2.15 - Exemplo de dissipação térmica durante frenagem
Fonte: Adaptado de BREMBO (1997)

Entretanto, o calor gerado por unidade de tempo é muito alto, por isso Maluf (2007) aponta que uma das maneiras de melhorar as propriedades do material de freio é aumentando sua difusividade térmica. Como já apresentado, uma propriedade tridimensional importante

para a transferência de calor é a relação área superficial da grafita pelo seu volume. A importância da difusividade térmica é revelada quando se compreende a quantidade de energia absorvida pelo disco; um valor razoável de calor liberado por uma roda em uma frenagem é de cerca de 20 KJ, energia suficiente para evaporar um litro de água em sete segundos. Na Tabela 2.5 podem ser vistos valores de calor produzidos nas mesmas condições de frenagem apresentadas na Figura 2.15.

TABELA 2.5 - Exemplo de energia gerada pelo freio dianteiro durante a frenagem

Exemplo de calor gerado em um freio dianteiro de um carro	
Tempo de frenagem	7,05 s
Energia térmica liberada no início da frenagem	106,6 KW
Energia térmica liberada em 7 segundos	377 KJ

Fonte: Adaptado de BREMBO (1997)

O calor se dissipa principalmente através do disco e implica dois principais problemas: deformações geométricas e o surgimento de trincas capazes de impossibilitar seu uso, já que criam riscos de segurança, uma vez que interferem negativamente no correto funcionamento do sistema. Tal interferência ocorre por aumento de vibrações, podendo ocasionar, em casos extremos, a ruptura total do disco. Nesse caso, faz-se necessária uma inspeção periódica desse equipamento a fim de avaliar sua situação de uso.

2.3.2.3 Critérios de aceitação de trincas e descontinuidades

As trincas são classificadas de acordo com critérios de cada fabricante de discos. Apresentam-se a seguir alguns importantes critérios de inspeção e aceitação.

a) ArvinMeritor

Este fabricante apresenta algumas situações de trincas plausíveis de serem encontradas:

Cracks: o disco pode apresentar uma fissura que tenha a extensão do comprimento da seção e ainda se prolongue entre as faces do disco, conforme Figura 2.16. Nesse caso o disco tem de ser trocado.

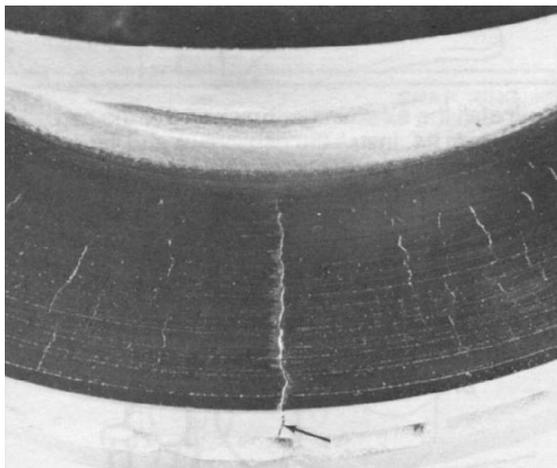


FIGURA 2.16 – *Crack*: classificação de avaria conforme Arvin Meritor
Fonte: ARVIN MERITOR, 1999, p.32

Light Heat Checking: a superfície do disco pode apresentar trincas finas, curtas e de pouca profundidade, não sendo necessária a substituição do disco de freio.

Heavy Heat Checking: o disco de freio apresenta trincas com largura e comprimento bem definidos, Figura 2.17. Nesse caso é necessária a substituição do disco de freio.

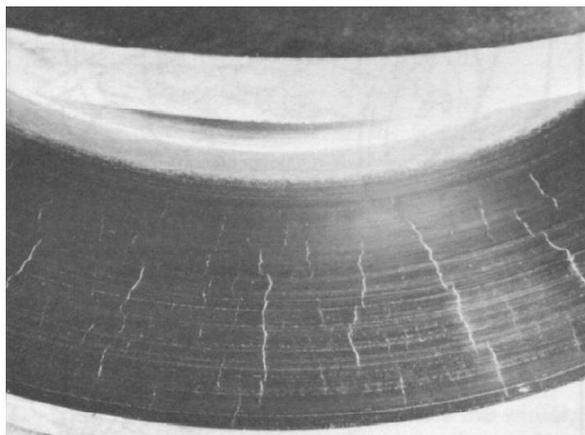


FIGURA 2.17 - Heavy Heat Checking: classificação de avaria conforme Arvin Meritor
 Fonte: ARVIN MERITOR, 1999, p. 32

b) Knorr-Bremse Systems for Commercial Vehicles

A Knorr-Bremse (2005) recomenda a verificação dos discos de freio a cada troca de pastilhas ou conforme necessidade e ainda reúne as situações encontradas no disco da seguinte forma, Figura 2.18, conforme legenda:

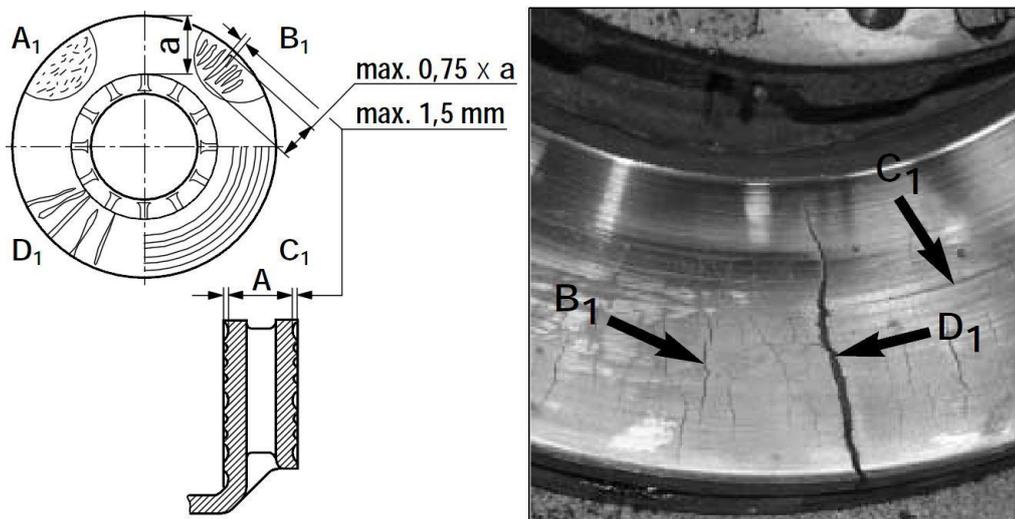


FIGURA 2.18 - Especificações de trinca da Knorr-Bremse
 Fonte: KNORR-BREMSE, 2005, p. 13

A₁ – Pequenas trincas espalhadas pela superfície são admissíveis.

B₁ – Trincas com medidas inferiores a 1,5 mm de profundidade ou espessura, na direção radial, são toleradas.

C₁ – Ranhuras circunferenciais com profundidade inferior a 1,5 mm são aceitas.

D₁ – Trincas chegando até a superfície de ventilação ou até a fronteira interna do disco não são permitidas, devendo realizar a troca do equipamento.

a – contato da pastilha de freio.

c) Wabco Automotive

O fabricante Wabco (2006) recomenda os seguintes critérios de verificação do disco de freio, ilustrado na Figura 2.19:

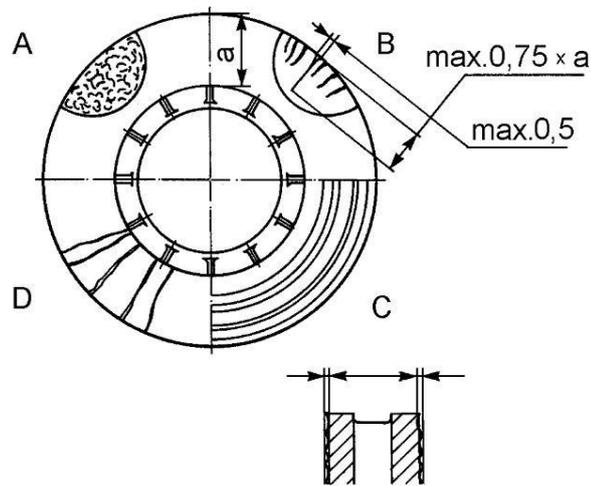


FIGURA 2.19 -Especificações de trinca da Wabco
Fonte: WABCO, 2006, p. 9

A – Pequenas trincas nas superfícies de contato são aceitáveis.

B – Trincas radiais com profundidade e largura de até 0,5 mm são permitidas.

C – Ranhuras na superfície com dimensões inferiores a 1,5 mm são aceitáveis.

D – Trincas contínuas em todo o comprimento do disco não são permitidas, é necessário trocar o disco.

2.4 Pastilhas de freio

Pastilhas são essencialmente materiais desenvolvidos para suportar e realizar a transformação da energia cinética em calor. Segundo Serbino (2005), são elementos de sacrifício durante as frenagens, suas propriedades físico-químicas e construtivas são determinantes no comportamento de atrito durante seu acionamento, em que os valores de desgaste dependem do sistema tribológico. Uma importante característica das pastilhas é a de manter suas propriedades mecânicas em altas temperaturas, condição na qual é necessário que apresentem um bom desempenho.

2.4.1 Geometria

A fabricação das pastilhas é complicada, pois existem diversas camadas de material com funções distintas, geralmente apresentando as seguintes camadas: material de fricção; material de fundo; adesivo; suporte e camada de amortecimento.

O material de fricção é o responsável por fazer o contato direto com o disco. Segundo Ostermeyer (2001), os coeficientes de atrito estão entre 0,1 e 0,9 em condições normais, apresentando decréscimo quando em situações de *fading*. Já o material de fundo tem mais de uma função, melhora ancoragem mecânica entre o adesivo e o material de atrito, impede o fluxo excessivo de vibrações e temperatura. O adesivo é uma importante camada que é interposta entre o material de fundo e o suporte, é principalmente dela que vem a resistência à tração das pastilhas. O suporte geralmente é feito de uma chapa metálica de 5 mm de espessura com o objetivo de dissipar a força exercida pelo pistão por toda a

superfície da pastilha. A camada de amortecimento, de acordo com Brezolin (2007), são camadas de compósitos diversos que têm a função de atenuar ou eliminar ruídos provenientes do atrito entre disco e pastilha de freios. Na Figura 2.20 pode ser vista esquematicamente a disposição dessas camadas.

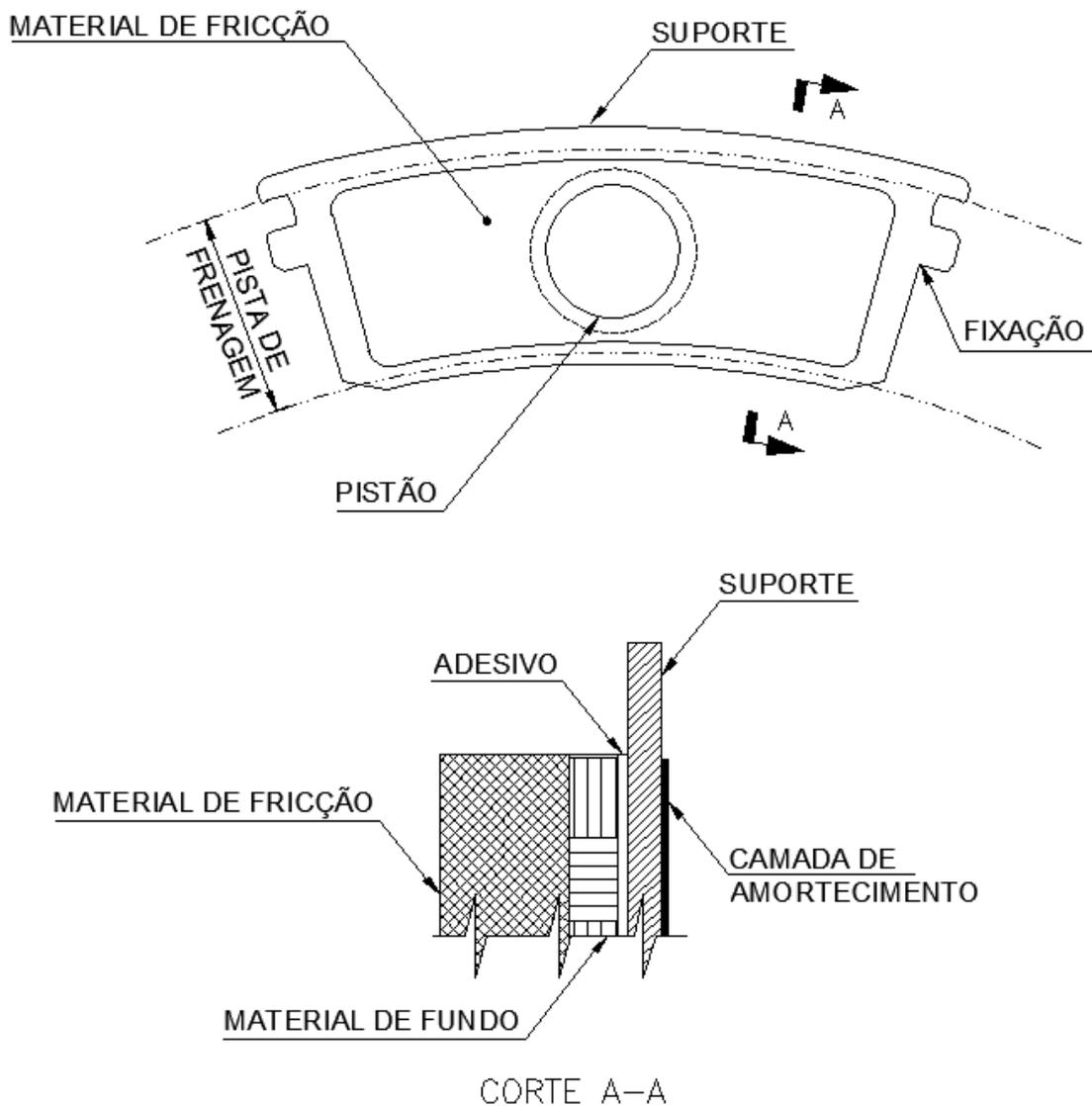


FIGURA 2.20 - Camadas de uma pastilha de freio

As pastilhas, junto aos seus acessórios, podem apresentar diferentes configurações, todas elas prevendo uma distribuição homogênea da força aplicada pelo pistão, mas não apenas

essa premissa determina o projeto desse equipamento, cabendo também cálculos que informem localização de maiores fadigas mecânicas e melhor fluxo de calor.

2.4.2 Composição

A composição das pastilhas é de alta complexidade, uma vez que deve atender aos requisitos de qualidade pelo projeto do freio, além dos pontos básicos de geometria e aspectos mecânicos de segurança, conforto e ser economicamente acessível. Para cada veículo é necessário o estudo e desenvolvimento de um modelo que satisfaça as necessidades dessa nova solicitação. As composições das pastilhas são tidas como segredos industriais, mas conforme Eriksson (1999) *apud* Infantini (2008) um bom material é aquele que possui atrito estável em diferentes temperaturas, carregamentos, meio ambientes e estágios de desgaste.

Na literatura existem diversas referências a ingredientes agrupados por suas funções no composto das pastilhas. Alguns se referem a esses ingredientes de forma distinta, porém desempenham papéis semelhantes. A seguir será exposta essa divisão segundo diversos autores como Brich (1999); Brembo (1997); Limpert (1992); Ericksson (1999); Canali (2002); Iombriller (2002) entre outros.

a) Fibras: fornece resistência mecânica, resistência ao calor, é responsável pela processabilidade do material durante etapas de fabricação e é o principal responsável pelo atrito. Ex.: fibras acrílicas, de carbono, limalha de latão, lã de cobre, lã de aço, fibra de vidro, lã de rocha, aramida.

b) Ligantes: são materiais aglutinantes, responsáveis por manter os demais elementos do material de atrito unidos, formando um composto termicamente estável, em que eventualmente são adicionados antirruídos. Os aglutinantes têm papel importante nas características de desgaste e performance do material de atrito, pois caso sua cura não

ocorra de forma satisfatória, o revestimento não apresenta a resistência esperada. Ex.: Resinas cresol, novolak, fenol-formaldeído e resinas fenólicas modificadas por elastômeros.

c) Carga: são aditivos de baixo custo utilizados para completar geometricamente as pastilhas, a qual já apresenta a quantidade necessária dos demais componentes. Ex: sulfato de bário, carbonato de cálcio, sílica.

d) Modificador de atrito: é o ingrediente que serve para ajustar o coeficiente de atrito, controlar as propriedades abrasivas e também realizar limpeza na superfície do disco. Podem ser divididas em dois grupos: lubrificantes e partículas abrasivas.

d.1) Lubrificantes: são responsáveis por estabilizar o atrito em diferentes faixas de temperatura, baixando o coeficiente de atrito a fim de reduzir o desgaste e abrasividade ao disco de freio. Ex.: grafite, sulfetos de molibdênio, antimônio, cobre, zinco, manganês chumbo e titânio.

d.2) Partículas abrasivas: utilizadas para aumentar ou estabilizar o coeficiente de atrito em função das condições em que o material de atrito é exposto, entretanto tem de ser utilizado com o cuidado de não afetar a integridade do disco. Ex.: óxidos e carbonetos em geral como alumina, zircônio, silício.

Ainda dentro dessa classificação, os materiais devem ser analisados seguindo quatro características determinantes, segundo Brezolin (2007):

a) Mecânicas: dureza, resistência à compressão e cisalhamento;

b) Segurança: nível de atrito, difusividade térmica, resistência à pressão, temperaturas, velocidade e água;

c) Conforto: comportamento do atrito, adesão ao disco, geração de ruído e vibração;

d) Custo: custo de produção, corrosão e desgaste do disco e pastilha.

As propriedades dos materiais podem apresentar diferenças significativas em diferentes faixas de temperaturas, conforme destacam Tirovic e Todorovic, 1988, *apud* Infantini, 2008. A escolha dos materiais de fricção corresponde a uma importante etapa do projeto de freio, ainda que o próprio sistema seja o determinante do desempenho final.

De acordo com Birch (1999), antigamente existia uma classificação de materiais como orgânicos e inorgânicos. Porém, com as exigências do mercado que acompanha o aumento do desempenho dos automóveis, novos materiais são desenvolvidos e utilizados, pois segundo Goñi *et al* (2001) *apud* Infantini (2008), os materiais tradicionais alcançaram o limite do seu desempenho.

2.5 Máquinas de simulações de frenagem

Conforme exposto por Viana (2011), desde o surgimento de máquinas a vapor e posteriormente com o surgimento de motores de combustão interna houve a necessidade de mensurar os efeitos dinâmicos dessas máquinas tais como torque, momento angular, rotação, potência, eficiência e qualquer outro parâmetro envolvido no processo. Em 1821 o físico francês Gaspard Riche de Prony desenvolveu o primeiro dispositivo com essa finalidade: o freio de Prony, dinamômetro de fricção.

Viana (2011) afirma ainda que os dinamômetros podem ser definidos como sendo instrumentos que efetuam a medição da força em condições adversas de funcionamento do motor. Para a realização dessa medição, empregam-se taxas crescentes de carga, obtendo-se a variação de velocidade de uma massa conhecida. Tal equipamento pode ser dividido em duas partes: a primeira delas móvel e ligada ao motor e acionada por ele; a segunda parte é fixa e atua diretamente sobre a parte móvel.

Na literatura, ainda os dinamômetros são distintos conforme sua forma de lidar com a energia motriz, podendo ser de absorção e transmissão. Na figura 2.21 pode ser vista a classificação dos dinamômetros, enfatizando os de absorção.

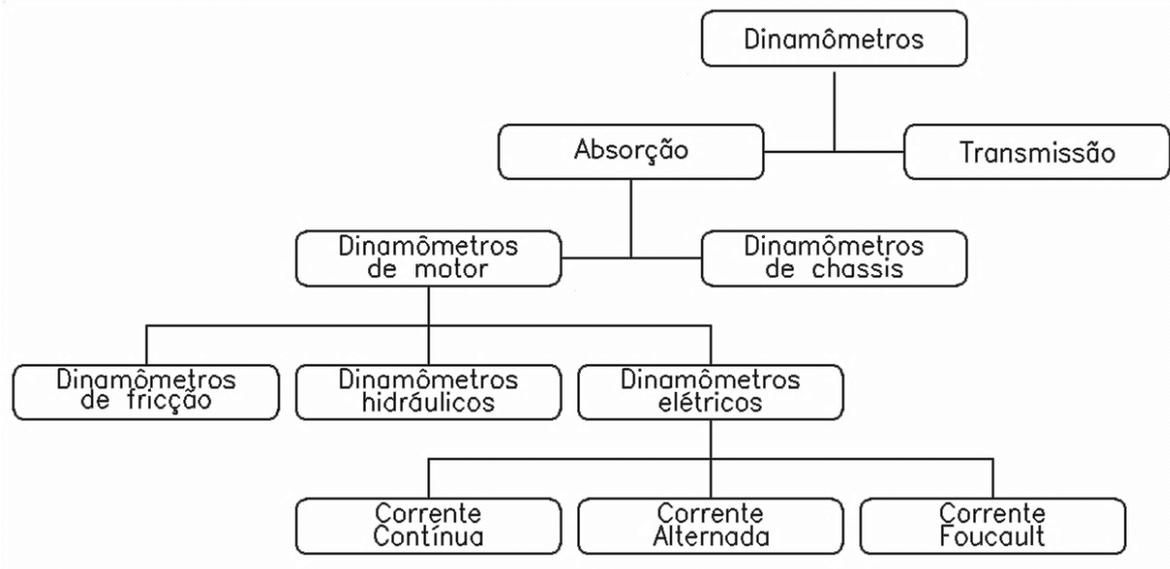


FIGURA 2.21 - Classificação dos dinamômetros

Os dinamômetros de motor podem ser classificados da seguinte forma:

a) Dinamômetros de fricção: também conhecido como freio de Prony, seu funcionamento baseia-se em opor ao motor um torque resistente e controlável pelo operador. Conforme mostrado na Figura 2.22, este é composto por dois blocos representados por (A) e (A'), montados tangencialmente ao tambor (C). Ao tambor é conectado o motor sob teste. Conectada a um dos blocos está uma barra (B) que exerce a função de alavanca. Com o motor desligado, permanece na posição horizontal.

Com o motor ligado, o tambor gira e surge uma força tangencial (S) e, com o aperto dos blocos, surge um atrito entre o tambor e os cepos. A medição indireta da potência se faz aplicando um peso (P) na extremidade da barra e determinando a redução da rotação em função do aumento do atrito estático no eixo do motor (GUEDES, 2005, *apud* VIANA, 2011).

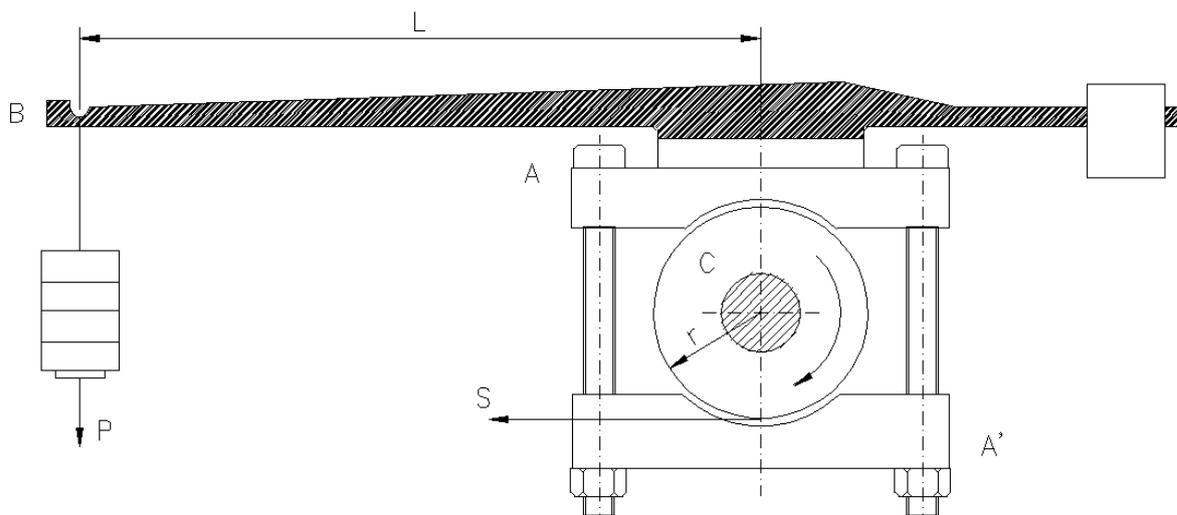


FIGURA 2.22 - Dinamômetro de Prony

b) Dinamômetros hidráulicos: segundo Pereira (1999), funcionam como uma bomba centrífuga ineficiente, em que apenas 2% da energia mecânica fornecida é transformada em pressão hidráulica. Conforme Martyr e Plint (2007), essas máquinas trabalham com um eixo conectado a um rotor cilíndrico dentro de uma carcaça estanque. Ressaltos toroidais formados parte no rotor e parte na carcaça são divididos em compartimentos por conjuntos de palhetas radiais em ângulo para o eixo do rotor. Quando o rotor é acionado, a força centrífuga cria uma circulação intensa toroidal conforme indicado por setas na figura 2.23(a). O efeito é a transferência de quantidade de movimento do rotor à carcaça e, portanto, a desenvolver um torque contrário ao movimento. De acordo com Pereira (1999), esse esforço é transmitido, por meio de um braço, a uma célula de carga instalada a uma distância fixa da linha de centro do dinamômetro.

Martyr e Plint (2007) mencionam ainda que um vórtice forçado de forma toroidal é gerado como uma consequência desse movimento, levando a altas taxas de turbulência na água e à dissipação de energia na forma de calor para a água. O centro do vórtice é ventilado para a atmosfera por meio de passagens no rotor e através do projeto é que a energia é absorvida com danos mínimos para as superfícies girantes, seja pela erosão ou a partir dos efeitos de cavitação.

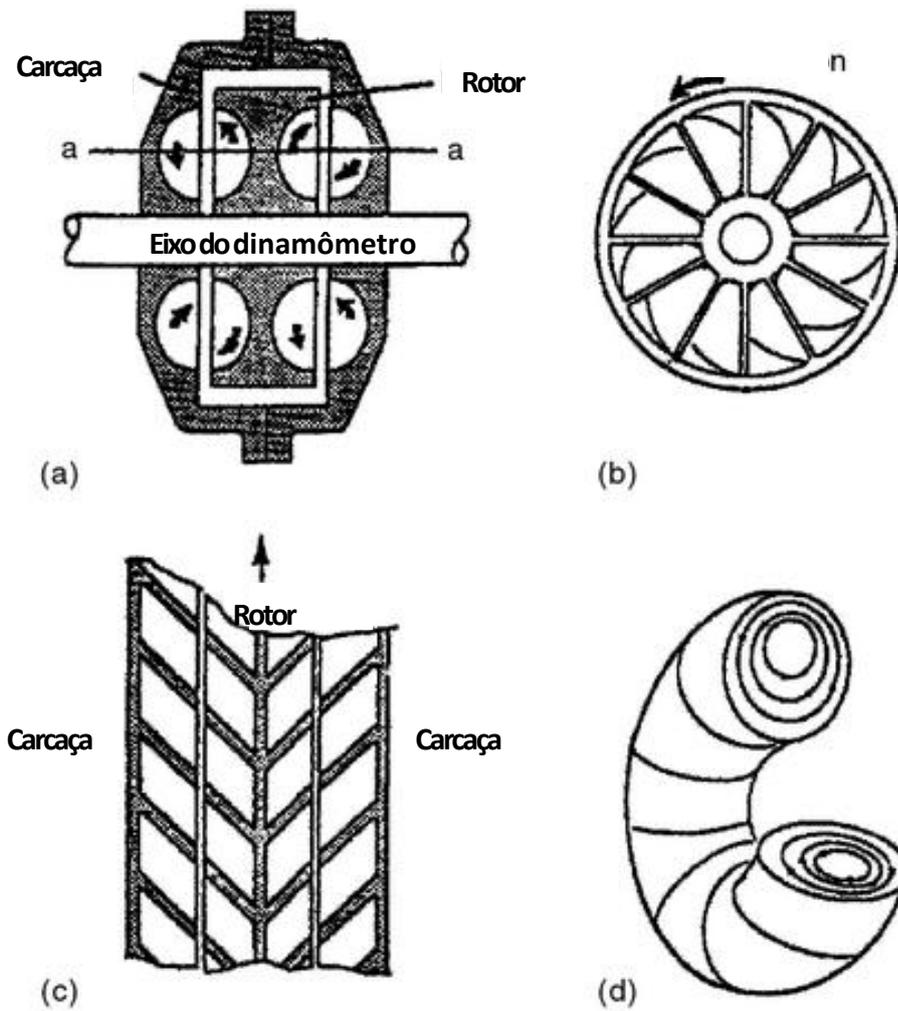


FIGURA 2.23 -Dinamômetro Hidráulico, princípio de operação
 (a) seção através do dinamômetro; (b) vista superior do rotor; (c) seção a-a do rotor e carcaça; (d)
 representação do vortex toroidal
 Fonte: Adaptado de MARTYR; PLINT, 2007

c) Dinamômetro de corrente alternada: Haical (2009) afirma que este funciona como um gerador elétrico, que ao ser acionado pela máquina motriz produz energia elétrica que é consumida por uma carga variável, podendo ser uma cuba eletrolítica ou banco de resistores. Para se realizar medições, é necessária a correção dos instrumentos elétricos para compensar o rendimento do gerador.

d) Dinamômetro de corrente contínua: possui o mesmo princípio de funcionamento do dinamômetro de corrente alternada, funcionando tanto como um gerador tanto como um motor e tem a função de frear ou acionar a máquina, entretanto apresenta um maior volume e custo (HAICAL, 2009).

Entretanto, esses equipamentos citados anteriormente priorizam a medição das características motoras, e com o objetivo de estudar o comportamento dos freios, outra análise deve ser realizada para entender o mecanismo que mais atenda às necessidades do estudo. Sendo assim, se fez necessário o levantamento das principais máquinas de caracterização de materiais de fricção que, segundo Zimmer (1982) *apud* Infantini (2008) e Caetano (2011), são: Chase; Fast; Krausse, o dinamômetro inercial.

a) Chase: o corpo de prova é pressionado contra um tambor girante, cuja temperatura é controlada. As pequenas dimensões do corpo de prova podem fornecer resultados enganosos se comparados com os resultados obtidos em um sistema de freio original. Sistema muito utilizado no controle de qualidade de materiais de fricção de forros e pastilhas.

b) Fast: o corpo de prova é pressionado contra um disco girante; nesse sistema o ensaio dura cerca de 90 minutos. O ensaio pode ser realizado a pressão constante ou atrito constante, preferencialmente.

c) Krauss: esta máquina possui um disco propulsado e um sistema original de freio veicular montado. Esse sistema apresenta um elevado grau de acuracidade em testes repetitivos.

d) Dinamômetro inercial: é a máquina que melhor representa as condições de frenagem de um veículo. Dinamômetro inercial para ensaiar materiais de fricção consiste basicamente de um motor que aciona um eixo no qual são acoplados discos de inércia e o disco automotivo, alinhado a este, é montado à pinça de freio, que é acionada assim que o motor

atinge a rotação desejada. Esse sistema é o último utilizado antes dos testes veiculares, porém apresenta a grande desvantagem de seu alto custo.

Zimmer (1982) *apud* Infantini (2008) realizou um comparativo a fim de expor as principais características das máquinas de ensaio de materiais de fricção, expostas na Tabela 2.6:

TABELA 2.6 - Comparativo entre máquinas de testes de materiais de fricção

Tipo da máquina	Componentes			Tempo de preparação e teste (Horas)	Custo (U\$)	Vantagens	Desvantagens
	Sistema de freio	Pastilha	Contato				
Chase	suporte da máquina	corpo de prova 1"x1"	tambor	7,5	~30.000	baixo custo	*tempo de teste
Fast	suporte da máquina	corpo de prova 0,5"x0,5"	disco da máquina	7,5	~25.000	baixo custo	*não comparavel com resultados de veículos
Krauss	original	original	Disco veicular	3	~60.000	resultados significantes	-
Dinamômetro	original	original	disco veicular	10	~250.000	resultados significantes	*custo *tempo de teste

Fonte: Adaptado de ZIMMER, 1982

2.5.1 Principais etapas durante ensaios de caracterização dos materiais

Como já destacado anteriormente, o dinamômetro inercial é o que melhor representa a situação real e de acordo Infantini (2008) e Kruze (2009) existem diversas normas que regulamentam esses ensaios; entretanto há etapas comuns a estas:

- a) Green: primeira etapa do ensaio tem o objetivo de verificar o desempenho de frenagem com o material de fricção novo, verde, simulando a situação de um veículo recém-saído de fábrica.
- b) Assentamento: etapa posterior tem o objetivo de assentar o material de fricção ao rotor, ou seja, aumentar a área de contato entre o par de fricção. Consiste em realizar repetidas frenagens sob as mesmas condições de operação.

- c) Etapa de velocidade: frenagens são realizadas com velocidades iniciais diferentes - cerca de quatro valores -, a fim de avaliar o efeito dessa variável sobre o desempenho de frenagem.
- d) Etapa de pressão: diferentes valores de pressão, em torno de oito, são utilizados nas frenagens com o intuito de compreender o efeito dessa variável.
- e) *Fade*: o efeito da temperatura é avaliado nesta etapa em que as frenagens são realizadas em uma elevada faixa de temperatura. De acordo com a norma Ak-Master, 1998, quinze frenagens são realizadas seguindo um escala logarítmica, variando a temperatura inicial de frenagem da primeira à décima quinta de 100°C até 550°C.
- f) Recuperação: etapa posterior ao *Fade*, tem a finalidade de verificar a eficiência de frenagem após elevadas temperaturas, em que os bons materiais de fricção têm a capacidade de recuperar suas propriedades originais.
- g) Caracterização: processo em que os materiais são caracterizados após cada etapa supracitada, seguindo os valores das normas específicas.

Infantini (2008) afirma que as normas de dinamômetros inerciais para caracterização de materiais de fricção especificam de 250 a 1500 frenagens, durando um intervalo de 12 a 72 horas.

2.5.2 Tribologia

O aspecto determinante em uma frenagem é o aspecto tribológico envolvido entre a pastilha e o disco. De acordo com Zangiacomi (2002), tribologia é definido como a ciência e a tecnologia da interação das superfícies em movimento relativo e tem sido utilizado como conceito geral, adotando todos os aspectos de transmissão e dissipação de energia, incluindo os vários aspectos de fricção, lubrificação e desgaste.

Sinatora (1997) *apud* Serbino (2005) explica que na engenharia, quando duas superfícies estão em movimento relativo, é desejável conhecer o coeficiente de atrito e as taxas de desgaste entre o par. Esses dois valores dependem fortemente das cargas envolvidas, geometria do contato, da natureza dos corpos, meio ambiente e da participação ou não de um terceiro corpo entre eles.

De acordo com Serbino (2005), em uma superfície desgastada, em geral, não é apresentado um único modo de dano e sim uma combinação de diversos e simultâneos mecanismos de degradação. Na Tabela 2.7 pode ser vista uma classificação do tipo de dano superficial.

TABELA 2.7 - Classificação quanto ao tipo de dano superficial

Tipo do dano na superfície	Resultado do tribocontato
Sem troca de material	Causado pela alteração microestrutural, como envelhecimento, têmpera, recristalização, transformação de fase, entre outros
	Caracterizado pela deformação plástica da camada superficial localizada ou extensa
	Trincas causadas por excesso de tensões, variações térmicas cíclicas ou tensões induzidas mecanicamente
Com troca de material	Perda de material na região da superfície de contato gerando partículas de desgaste provenientes de remoção do material, removidos através da fratura por cisalhamento, extrusão, formação de plaquetas, corte, fratura frágil, fratura por fadiga, dissolução química e difusão.
Com ganho de material	Transferência de material provindo da superfície oposta de contato, depósito de partículas perdidas, entre outros.
	Material proveniente da degradação pelas reações químicas com o ambiente ou pela superfície oposta de contato.

Fonte: Adaptado de SERBINO (2005)

2.6 Frenagem

Como descreve Limpert (1992), o movimento da desaceleração do veículo pode ser descrito por quatro grandezas físicas: distância, tempo, velocidade e desaceleração. Distância e

tempo são grandezas fundamentais que não podem ser subdivididas. Velocidade e desaceleração são medidas derivadas de distância e tempo.

A velocidade do veículo é computada por uma relação de distância **d** (m) e tempo **t** (s):

$$V = \frac{d}{t} \quad (\text{Eq.2.04})$$

O termo aceleração, frequentemente, é utilizado para descrever velocidade, apenas refere-se à magnitude de velocidade e não indica a orientação angular e direção do movimento do veículo.

A velocidade de um veículo é constante ou uniforme quando se desloca a mesma distância em intervalos de tempo iguais.

A desaceleração de um veículo é computada por uma divisão do decréscimo de velocidade pelo intervalo de tempo durante a variação de velocidade:

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{V_2 - V_1}{t_2 - t_1} \quad (\text{Eq.2.05})$$

Em que:

V_1 = velocidade no início da desaceleração, m/s

V_2 = velocidade no final da desaceleração, m/s

t_1 = tempo no início da desaceleração, s.

t_2 = tempo no fim da desaceleração, s

Com a definição básica dos parâmetros, pode-se computar a distância da parada e outros parâmetros relacionados ao movimento do veículo.

2.6.1 Regulamentação

Como o sistema de freio representa o principal sistema de segurança veicular, a regulamentação de sua efetividade se faz necessária no Brasil. Em nosso território a Associação Brasileira de Normas Técnicas, ABNT, regulamenta os requisitos que os sistemas de freios utilizados em veículos nacionais devem apresentar. Segundo Caetano (2011), a ABNT apresenta cinco normas principais que regulamentam os freios automotivos, sendo elas:

- a) NBR 10966: Fixa condições mínimas exigíveis para as características de desempenho dos sistemas de freio de serviço, de emergência e de estacionamento para veículos automotores, rebocados e combinados;
- b) NBR 10967: Prescreve método para ensaios de desempenho de freios de serviço, de emergência e de estacionamento para veículos automotores, rebocados e combinados;
- c) NBR 10968: Prescreve método de medição do tempo de resposta no desempenho dos sistemas de freio de serviço, de emergência e de estacionamento para veículos rodoviários automotores, rebocados e combinados;
- d) NBR 10969: Prescreve sobre condições de fontes e reservatórios de energia para sistemas de freios de veículos rodoviários; e
- e) NBR 10970: Prescrições relativas às condições específicas para o freio de mola acumuladora (câmara combinada de freio) para sistemas de freios de veículos rodoviários.

Entretanto, no meio automotivo é sabido que mesmo a ABNT apresentando normas específicas para os sistemas de freio geralmente elas são adaptações ou traduções da norma europeia ECE-13. Nessa norma os veículos são agrupados conforme número de assentos, eixos, peso e uso dos veículos. Ainda existem diferentes tipos de testes nos quais eles devem ser aprovados.

O teste do tipo O da norma ECE-13 determina a distância de frenagem medida com freios “frios”, com duas faixas de velocidade iniciais - 30% e 80% da velocidade máxima. Esse teste é realizado com carro engrenado e desengrenado. O ensaio tipo I é realizado com os freios “quentes” após 15 frenagens realizadas em 45 segundos, começando a partir de 80% da velocidade máxima.

Ainda existem alguns testes que descrevem o uso de freios de estacionamento e freios auxiliares. Na Figura 2.24 pode ser visto o comportamento esperado no teste tipo O de um veículo classificado como M1.

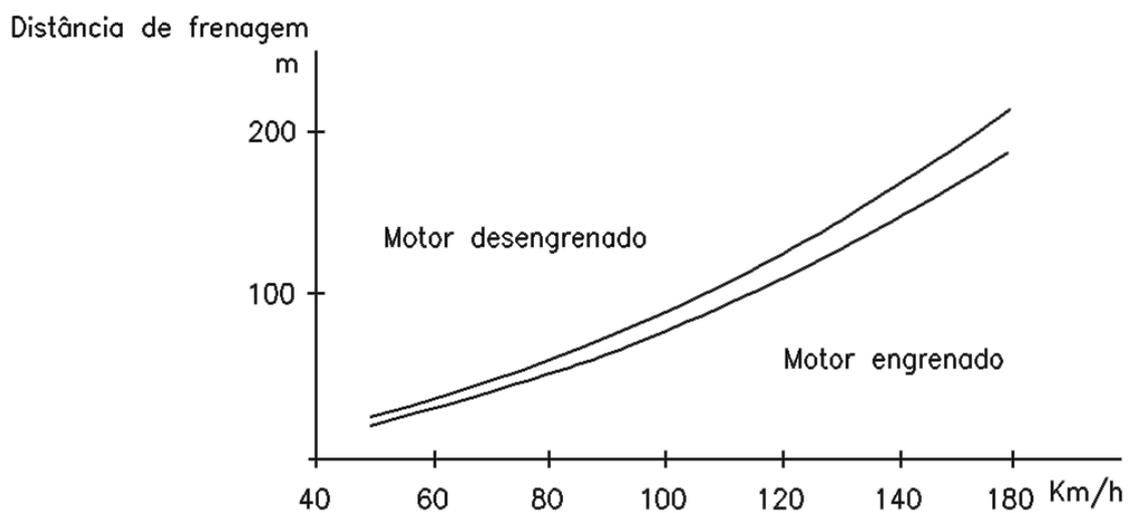


FIGURA 2.24 - Teste tipo O
Fonte: Adaptado de BREMBO (1997)

Nas Tabelas 2.8 e 2.9, podem ser vistas as classificações L, M, N e O dos veículos.

TABELA 2.8 - Classificação “L” e “M” da ECE-13

Classe L : veículos com duas ou três rodas				Classe M: veículos com pelo menos 4 rodas, destinados ao transporte de passageiros		
Classe	Modelo	Capacidade volumétrica	Velocidade máxima	Classe	Total de assentos inclusive do condutor	Peso total do veículo
L ₁	duas rodas	≤ 50 cm ³	≤ 50 Km/h	M ₁	≤ 9	≤ 5 t
L ₂	três rodas	≤ 50 cm ³	≤ 50 Km/h	M ₂	> 9	≤ 5 t
L ₃	duas rodas	> 50 cm ³	> 50 Km/h	M ₃	> 9	> 5 t
L ₄	três rodas desalinhadas	> 50 cm ³	> 50 Km/h			
L ₅	três rodas alinhadas	> 50 cm ³	> 50 Km/h			

TABELA 2.9 - Classificação “N” e “O” da ECE-13

Classe N: veículos com pelo menos 4 rodas, para o transporte de carga		Classe O: reboques e semi-reboques	
Classe	Peso total do veículo	Classe	Peso total do veículo
N ₁	≤ 3,5 t	O ₁	≤ 0,75 t
N ₂	> 3,5 ≤ 12 t	O ₂	> 0,75 ≤ 3,5 t
N ₃	> 12 t	O ₃	> 3,5 ≤ 10 t
		O ₄	> 10 t

Fonte: Adaptado de BOSCH (2005)

Ainda existe a classificação para veículos agrícolas, florestais e fora de estrada que são agrupados na classe G. Bosch (2005) ainda aponta as outras subdivisões das classes M₂ e M₃ que retratam veículos apenas com assentos, com assentos e espaço para passageiros em pé, formando a classe I, II e III. No ANEXO A podem ser vistos os testes previstos na ECE-13 para os veículos das classes M₁, M₂ e M₃.

2.6.2 Desaceleração do veículo e distância de frenagem

Como já dito, os principais fatores que interferem na frenagem do veículo são a massa e a velocidade. Entretanto existem outras importantes influências como a forma de dirigir e o método de frear. Na Figura 2.25 é representada uma comparação entre diversos tipos de veículos, evidenciando as potências de aceleração e frenagem de cada veículo, servindo para perceber as diferentes formas de dimensionamento de freio empregadas. Entretanto é possível se basear em fundamentos básicos para a desaceleração, expostos a seguir.

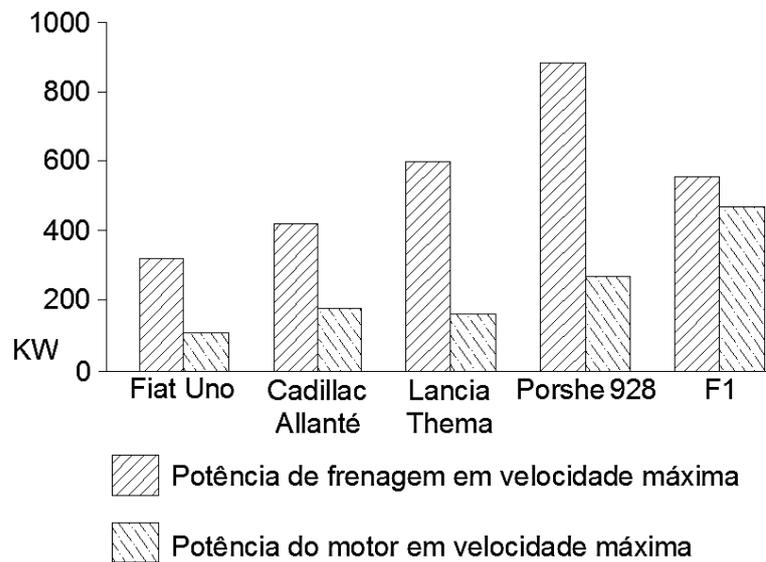


FIGURA 2.25 - Comparação entre potências de aceleração e frenagem
Fonte: Adaptado de BREMBO (1997)

2.6.2.1 Análise simplificada da frenagem

De acordo com Limpert (1992), o movimento do veículo que muda a velocidade em um determinado tempo pode ser representado graficamente por um diagrama de velocidade por tempo. No caso de velocidade constante, a curva de velocidade é representada por uma linha reta mostrada na Figura 2.26.

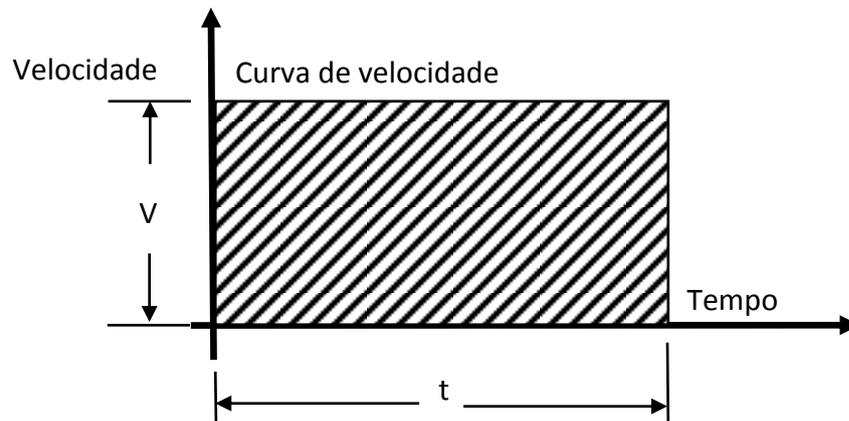


FIGURA 2.26 - Diagrama de velocidade constante

A área do retângulo abaixo da linha V é dada pelo produto da altura pelo comprimento, ou velocidade vezes o tempo. Analisando a Eq.2.04 é fácil compreender que a distância d percorrida é igual à velocidade vezes o tempo.

Essa observação permite chegar à seguinte generalização: a distância percorrida por um veículo é igual à área abaixo da curva de velocidade.

Em uma simples análise de movimento do veículo, de acordo com Limpert (1992), em uma frenagem de emergência, a manobra pode ser ilustrada como mostrado na Figura 2.27. Após o tempo de reação do motorista t_r e os freios serem aplicados, o veículo começa a reduzir a aceleração do seu deslocamento V_{tr} e o veículo para após um determinado tempo t_s .

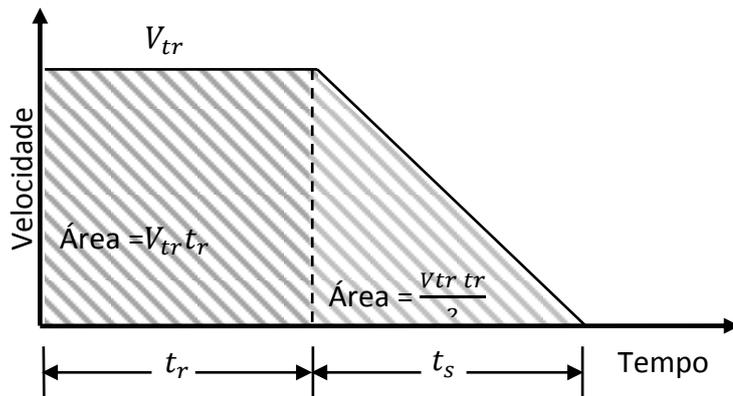


FIGURA 2.27 - Diagrama de velocidade no processo de parada

O diagrama V/t mostrado na Figura 2.27 consiste em um retângulo abaixo da aceleração constante e um triângulo abaixo da manobra de desaceleração. O total da distância é igual à área do retângulo mais a área do triângulo, expresso por:

$$d_{total} = V_{tr}t_r + \frac{V_{tr}t_s}{2} \quad (\text{Eq.2.06})$$

O último termo da Eq. 2.06 pode ser reescrito com o uso de $t_2 - t_1 = t_s$ ou $t_s = \frac{V_{tr}}{a}$ na Eq.2.05, ficando desta forma:

$$d_{total} = V_{tr}t_r + \frac{V_{tr}^2}{2a} \quad (\text{Eq.2.07})$$

A Eq.2.07 é a fórmula básica utilizada para o cálculo simples de aceleração e parada em reconstituições de acidentes.

2.6.2.2 Análise de distância de parada

Na manobra de frenagem em que o potencial máximo de frenagem do veículo não é alcançado rapidamente, o aumento da desaceleração não pode ser desprezado, sendo necessário um maior detalhamento da distância de parada.

Para seguir a explanação do raciocínio, conforme Limpert (1992), deve-se considerar os parâmetros básicos de frenagem ilustrados na Figura 2.28. A força ideal aplicada no pedal em função do tempo é mostrada na Fig. 2.28-a. No tempo zero, o motorista percebe a necessidade de frear. Após o tempo de reação t_r tiver decorrido, o motorista começa a aplicar uma força no pedal. Após o sistema de freio ter sido acionado um tempo t_a passa, os elementos de atrito do freio são acionados e o veículo começa a desacelerar. O aumento da força no pedal aumenta linearmente conforme a aproximação do agente causador da frenagem. Em situações de emergência, motoristas imperitos tendem a reduzir um pouco a força do pedal depois de 0,1s ou 0,2s depois que a frenagem começa, tentando modular o processo de frenagem. Quando o agente causador da frenagem aproxima a força no pedal, aumenta novamente. Um motorista perito mantém o pedal pressionado até uma maior aproximação do ideal. Em uma grande aceleração, o aumento gradativo da força no pedal é de pouca relevância quando se pretende reduzir a distância de frenagem total.

Ainda a desaceleração ideal é mostrada na Fig. 2.28-b. A desaceleração inicia linearmente no ponto 1 quando o torque desempenhado pelo freio começa a atuar na velocidade do veículo e para no ponto 2, seja porque a força no pedal é constante ou todos os freios travam e não possibilitam o aumento da força de frenagem nos pneus do veículo.

A alteração da velocidade em relação ao tempo muda conforme mostrado na Fig. 2.28-c. Antes de qualquer desaceleração a velocidade permanece constante. Algumas forças de desaceleração começam a retardar o veículo antes daquelas desempenhadas pelos freios nas rodas começarem a agir. Dependendo do veículo e do processo de frenagem envolvido, essa desaceleração começa no “freio motor”, perdas aerodinâmicas, atuação da gravidade dependendo da inclinação. Se forem significativas em relação ao decréscimo de aceleração no percurso antes da atuação do freio, então esses fatores têm que ser incluídos, criando um aumento da desaceleração com característica bilinear.

No diagrama de velocidade mostrado na Fig. 2.28-c, a curva de velocidade é representada entre dois pontos 1 e 2. A desaceleração mantém-se constante quando atinge o máximo do

seu valor. A curva de velocidade entre os pontos 2 e 3 é uma linha reta. O veículo para no ponto 3.

A distância total de parada é em suma uma associação da distância individual em diferentes intervalos de tempo, a exemplo iniciando o processo até que se inicie a desaceleração, o tempo da desaceleração aumenta, até a desaceleração ficar constante e o veículo parar.

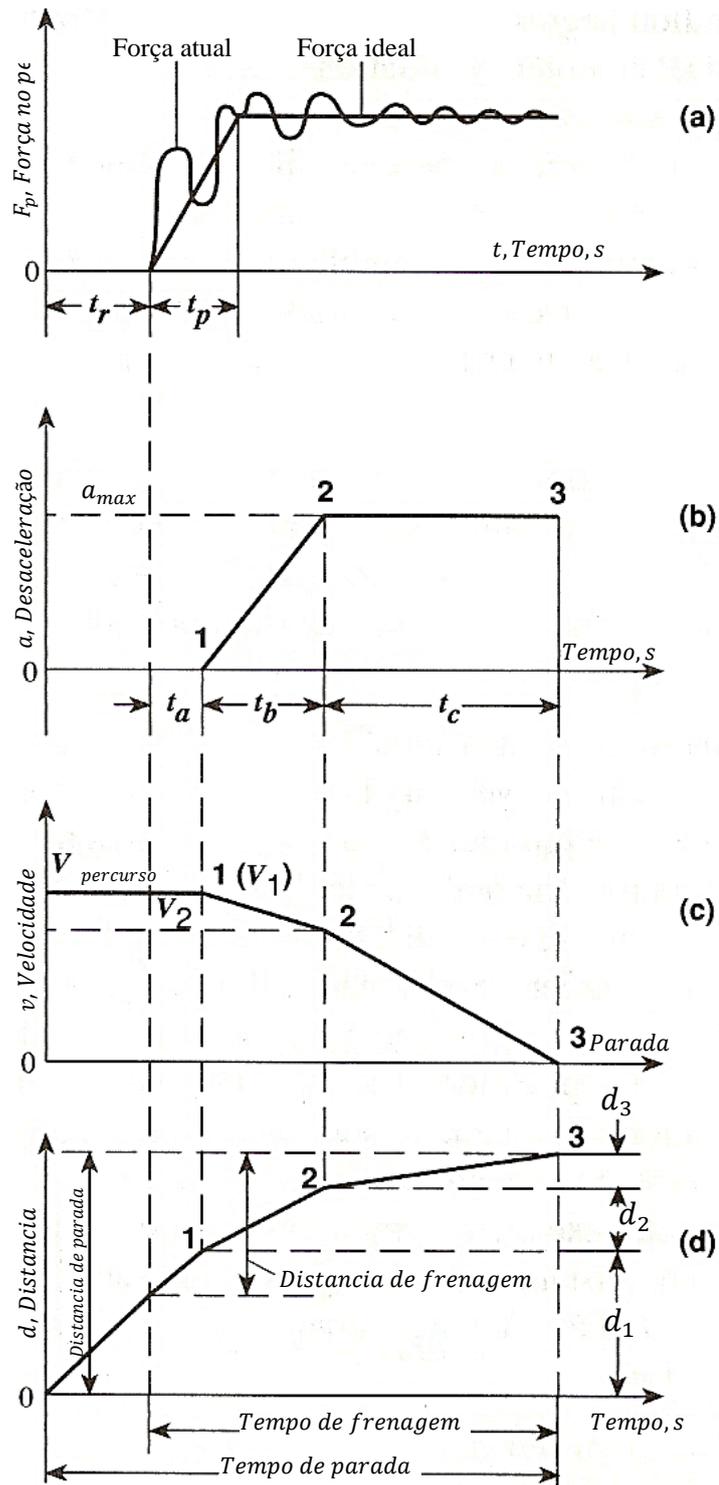


FIGURA 2.28 - Análise da distância de parada
 Fonte: Adaptado de LIMPERT (1992), Fig.1-4

a) Distância do percurso durante reação e tempo de aplicação, t_r e t_a , respectivamente:

$$d_t = V_1(t_r + t_a) \quad (\text{Eq.2.08})$$

b) Distância do percurso durante o tempo de desaceleração, t_b : A desaceleração é dada pela relação da máxima desaceleração com o aumento do tempo.

$$a(t) = a_{max}t/t_b \quad (\text{Eq.2.09})$$

A velocidade como função do tempo durante o aumento da desaceleração é igual à velocidade inicial menos a alteração da velocidade, conforme equação:

$$V(t) = V_1 - \int a_{max}t/t_b dt = V_1 - a_{max}t_b^2/2t_b \quad (\text{Eq.2.10})$$

c) A distância percorrida durante o aumento da desaceleração gera o tempo t_b ; é computada pela integral Eq.2.11 entre o tempo zero e t_b :

$$d_2 = \int_0^{t_b} V dt = V_1 t_b - a_{max}t_b^2/6 \quad (\text{Eq.2.11})$$

Distância percorrida com uma desaceleração constante em um determinado intervalo de tempo: Com a desaceleração a_{max} constante, a velocidade em função do tempo é calculada conforme a Eq. 2.12:

$$V_{(t)} = V_2 - a_{max} \int dt = V_2 - a_{max}t \quad (\text{Eq.2.12})$$

A velocidade no ponto 2 é calculada pela Eq.2.13:

$$V_2 = V_1 - a_{max}t_b/2 \quad (\text{Eq.2.13})$$

No momento em que o veículo para, ou sua velocidade $V_{(t)}$ é igual a zero, substituindo na Eq.2.09 como $V_{(t)} = 0$, substituindo o V_2 na Eq.2.13 tem-se o t_c :

$$t_c = \frac{V_2}{a_{max}} = \frac{v_1}{a_{max}} - \frac{t_b}{2} \quad (\text{Eq.2.14})$$

A distância percorrida durante a desaceleração constante é calculado por:

$$d_3 = \int_0^{t_c} V dt = V_2 t_c - \frac{a_{max} t_c^2}{2} = V_2^2 / 2a_{max}$$

$$d_3 = 1/2 a_{max} (V_1^2 + \frac{a_{max}^2 t_b^2}{4} - V_1 a_{max} t_b) \quad (\text{Eq.2.15})$$

A distância total de parada é calculada pela soma individual de todas as distâncias:

$$d_t = d_1 + d_2 + d_3 = V_1 \left(t_r + t_a + \frac{t_b}{2} \right) + \frac{V_1^2}{2a_{max}} - \frac{a_{max} t_b^2}{24} \quad (\text{Eq.2.16})$$

Ainda segundo Limpert (1999), na maioria dos casos o terceiro termo da Eq.2.16 é pequeno para a curta desaceleração ocorrida no tempo t_b , quando comparado à ordem de outros termos e conseqüentemente sua interferência é desprezada para o cálculo de distância total d_t :

$$d_t = V_1 \left(t_r + t_a + \frac{t_b}{2} \right) + \frac{V_1^2}{2a_{max}} \quad (\text{Eq.2.17})$$

O tempo total entre a reação do motorista e a parada do veículo é dado por:

$$t_t = t_r + t_a + \frac{t_b}{2} + V_1/a_{max} \quad (\text{Eq.2.18})$$

3 Materiais e métodos

Neste capítulo serão apresentados os equipamentos utilizados e construídos para a realização deste trabalho, abordando as etapas e procedimentos seguidos para a realização do trabalho experimental, iniciado por Caetano (2011). Ainda apresentará os parâmetros a serem medidos, juntamente com a técnica de medição empregada para isso.

3.1 Definição da máquina de simulação de frenagem

No item 2.5 deste estudo, são apresentados os diversos tipos de máquinas de simulação de frenagem, expondo também as principais máquinas de avaliação de materiais de fricção, com maior destaque para o Dinamômetro Inercial e a bancada de ensaio Krauss. Como se pretende avaliar o comportamento dos principais elementos envolvidos na frenagem, o disco e as pastilhas, encontra-se bastante similaridade com os mecanismos para testes dos materiais de fricção. Sendo assim, este estudo também se valeu de recomendações para esses testes.

A simulação pretende seguir os mesmos efeitos produzidos em um veículo popular. Após determinar o veículo a ser utilizado para o estudo, foi possível dimensionar a máquina para essa simulação.

Conforme levantado por Caetano (2011), o equipamento deveria apresentar a configuração exposta na Figura 3.1.

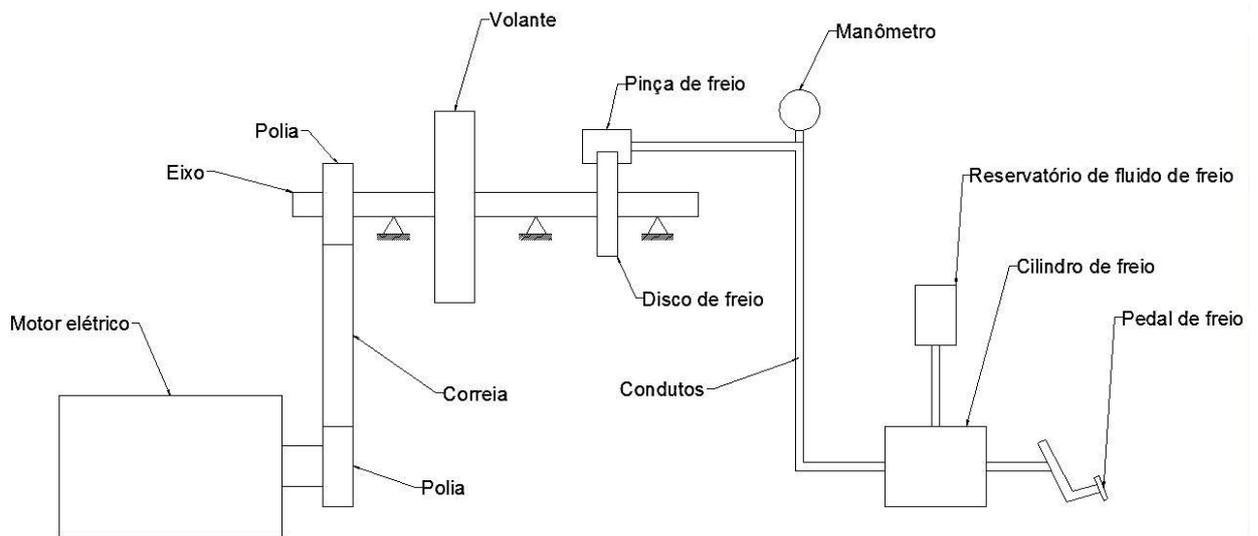


FIGURA 3.1 - Esboço da bancada de testes de freios
 Fonte: CAETANO (2011) p. 38

Ainda, Caetano (2011) apresenta o dimensionamento ideal da bancada, iniciando o estudo a partir da massa do veículo, cerca de 1250 Kgf. Para fins de cálculo, considera-se que uma roda dianteira fica responsável pela frenagem de 35% de todo o veículo, levando em consideração a redistribuição dinâmica da carga, informação apresentada no item 2.1.

Sendo assim, uma massa de 440 kgf deverá ser freada pelo conjunto de disco e pastilhas. Partindo desse ponto é possível calcular a energia cinética necessária a ser dissipada pelo sistema de freio. Ao consultar a norma europeia ECE-13, percebe-se que o veículo estudado é agrupado como sendo do tipo M_1 e ao ser avaliado pelo teste do tipo O, o qual descreve testes para veículos sem nenhuma marcha engatada, deve possuir velocidade inicial de 80 km/h e velocidade final nula. Assim, ao igualar a equação 2.02 com a equação 3.01 pode-se dimensionar o raio do volante, " $R_{volante}$ ", que representará a inércia do movimento do veículo:

$$E_c = \frac{(J_{volante} + J_{eixo})\omega^2}{2} \quad (\text{Eq.3.01})$$

Em que “ $J_{volante}$ ” é o momento de inércia do volante e pode ser equacionado da seguinte forma:

$$J_{volante} = \frac{1}{2} m_{volante} (R_{eixo}^2 + R_{volante}^2) \quad (\text{Eq.3.02})$$

Em que “ $m_{volante}$ ” é a massa do volante que tem seu valor encontrado a partir da equação seguinte:

$$m_{volante} = \pi \rho l_{volante} (R_{volante}^2 - R_{eixo}^2) \quad (\text{Eq.3.03})$$

No qual “ ρ ” é a densidade do material do volante e $l_{volante}$ representa o comprimento do volante. O momento de inércia do eixo, “ J_{eixo} ”, é calculado da seguinte forma:

$$J_{eixo} = \frac{1}{2} m_{eixo} R_{eixo}^2 \quad (\text{Eq.3.04})$$

Por fim, a massa “ m_{eixo} ” do eixo é calculada através da seguinte equação:

$$m_{eixo} = \pi \rho l_{eixo} R_{eixo}^2 \quad (\text{Eq.3.05})$$

Em que “ l_{eixo} ” representa o comprimento do eixo e “ R_{eixo} ” representa o raio do eixo.

Ao substituir as equações 3.02 a 3.05 na equação 3.01 e igualar à equação 2.02, tem-se a equação a seguir, em que “ n ” representa a relação de redução e “ ω ” a rotação angular:

$$R_{volante} = \left\{ \frac{1}{l_{volante}} \left[\frac{2MV^2}{\pi \rho (n\omega)^2} + R_{eixo}^4 (l_{volante} - l_{eixo}) \right] \right\}^{1/4} \quad (\text{Eq.3.06})$$

Caetano (2011) define que a espessura do volante de inércia, neste caso o “ $l_{volante}$ ”, e o diâmetro do eixo, “ $2R_{eixo}$ ”, como tendo um valor de uma polegada, 25,4 mm, também por questões comerciais definiu as densidades do eixo e volante, “ ρ ”, como sendo a mesma do

aço SAE 1045. Ainda arbitrou o comprimento do eixo, " l_{eixo} ", em 500 mm, em virtude das limitações dimensionais para construção da bancada.

Outro critério importante foi o dimensionamento do motor. Partindo da disponibilidade de um motor com rotação nominal de 3500 rotações por minuto, rpm, e ainda vislumbrando uma redução na massa inercial, foi planejado o uso de um sistema de ampliação de 1:2, fornecendo uma rotação angular de 7000 rpm.

Com alguns dados pré-estabelecidos, se torna possível o cálculo das massas e momentos de inércia do eixo e volante de inércia, o que também possibilita o cálculo do torque " T " e da potência " P " necessários para a movimentação do sistema. As equações 3.07 e 3.08 a seguir mostram como são definidos tais parâmetros.

$$T = (J_{eixo} + J_{volante}) \frac{\omega}{t_{arranque}} \quad (\text{Eq.3.07})$$

$$P = T\omega \quad (\text{Eq.3.08})$$

Em que " $t_{arranque}$ " é o tempo de arranque do motor elétrico e segundo Brasil (1998) não deve exceder 10 segundos. Com isso será considerado um tempo de arranque de 10 segundos.

Sendo assim, Caetano (2011) expõe o resultado dos dados básicos da bancada, mostrado na Tabela 3.1. Para o cálculo de dimensionamento foi considerada a execução do ensaio Tipo I com velocidade inicial de 120 Km/h, já que o mecanismo deveria possibilitar uma flexibilidade maior de ensaios e atender às condições mais severas de uso:

TABELA 3.1 - Valores dos parâmetros relevantes à bancada

Massa a ser freada (M - kg)	440
Velocidade do veículo no início da frenagem (V - km/h) ¹	120
Largura do volante (l_{volante} - m)	0,025
Rotação do motor (ω - rpm)	3500
Relação de redução (n)	2
Densidade do material do eixo e volante (ρ - kg/m ³)	7872
Raio do eixo (R_{eixo} - m)	0,013
Comprimento do eixo (l_{eixo} - m)	0,5
Raio do volante (R_{volante} - m)	0,233
Massa do volante (m_{volante} - kg)	33,707
Momento de inércia do eixo (J_{eixo} - kg.m ²)	0,001
Momento de inércia do volante (J_{volante} - kg.m ²)	0,91
Somatório dos momentos de inércia (ΣJ - kg.m ²)	0,911
Tempo de arranque do motor elétrico (t_{arranque} - seg)	10
Torque para mover o conjunto eixo-volante (T - N.m)	33,352
Potência de acionamento do conjunto eixo-volante (P - cv)	16,169

Fonte: CAETANO (2011) p. 44

¹: no tipo de ensaio a ser feito, a velocidade inicial é considerada nula; entretanto há outros tipos de ensaios em que a velocidade após a frenagem é considerada (ensaio de retomada).

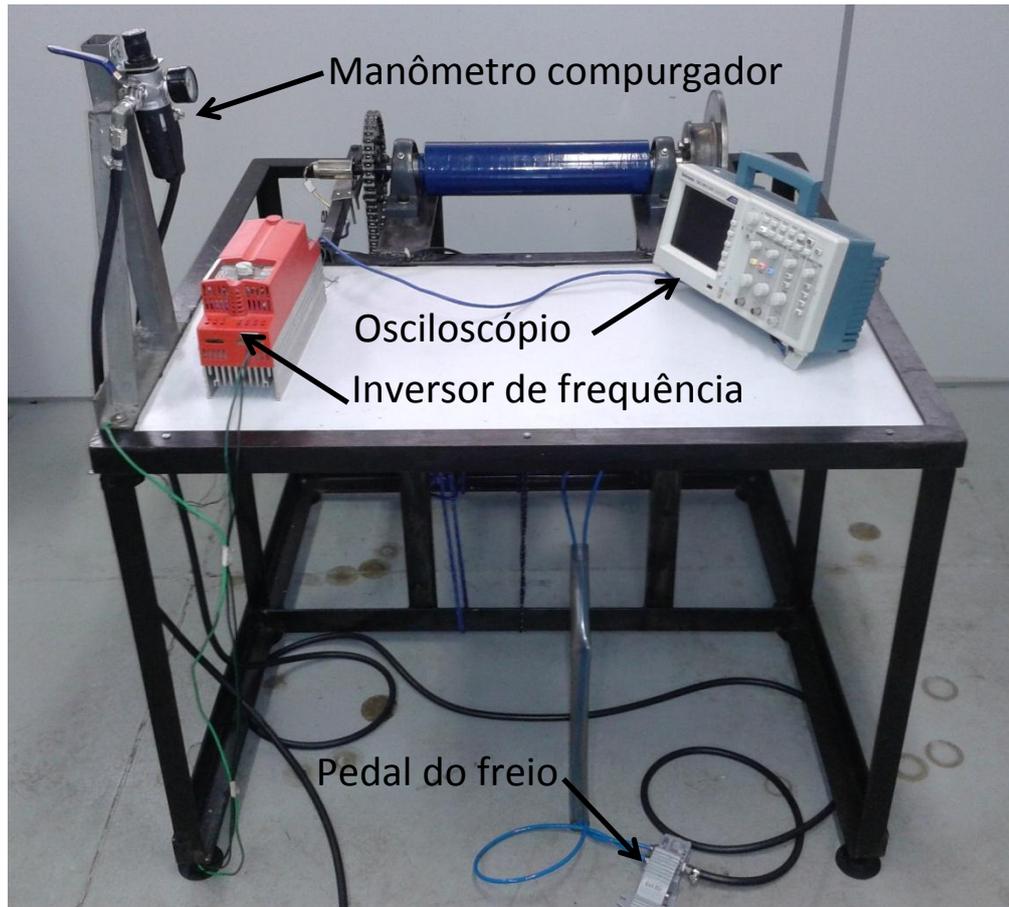
Caetano (2011) ainda avalia que a construção de uma bancada que apresente as características desejadas com os equipamentos e recursos disponíveis é inviável. Entretanto, ainda é destacado que com o intuito de realizar ensaios que permitam o desenvolvimento e aperfeiçoamento dos freios é imprescindível a construção de uma bancada de testes, adaptando-a aos recursos disponíveis.

A bancada construída, Figura 3.2, apresenta as dimensões máximas de 1,05 x 1,05 x 0,715 metros. Todo o sistema girante é acionado por um motor elétrico trifásico, com 3 CV de potência, da marca *Motores Elétricos Brasil S/A*, modelo 1312/6.

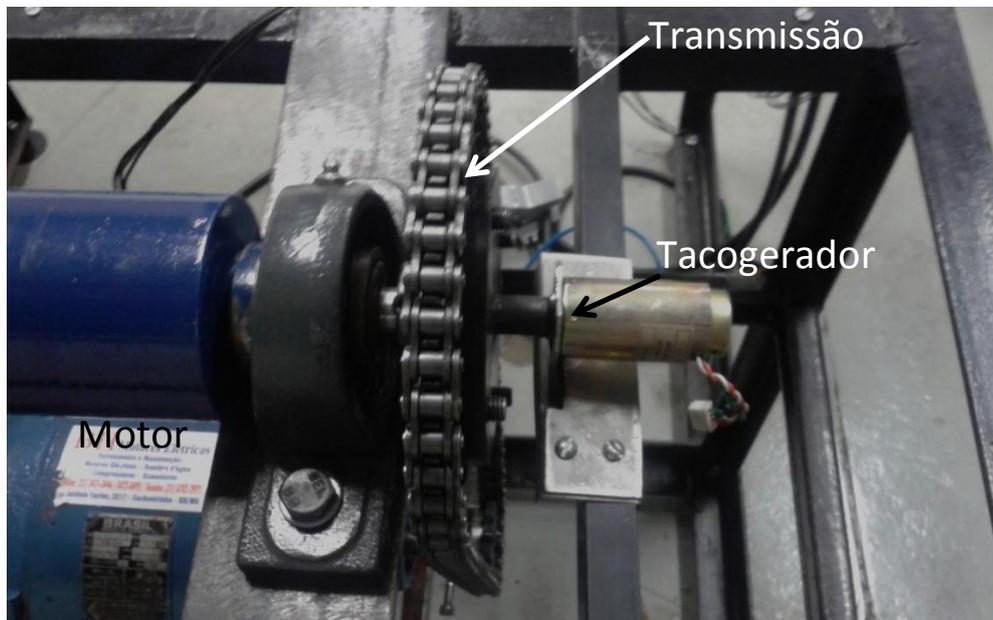
O sistema de transmissão foi construído por meio da utilização de uma redução de coroa e corrente da marca *Zark*, com uma relação de transmissão de 1:3, 14. O acionamento hidráulico dos freios é feito pelo cilindro mestre, original do veículo estudado, e acionado através de um cilindro pneumático da marca *Festo* tipo *DGS-25-80*.

O sistema de freio instalado na bancada foi o de freio a disco com pinças flutuantes e disco de um veículo popular. Três pastilhas comerciais recomendadas a esse veículo serão utilizadas nos ensaios, denominadas de “Pastilha A”, “Pastilha B” e “Pastilha C”. A “Pastilha A” pertence a uma marca mais renomada, a “Pastilha B” é de uma linha de produtos mais baratos e a “Pastilha C” foi utilizada e submetida às condições de trânsito normal, apresentando severas avarias.

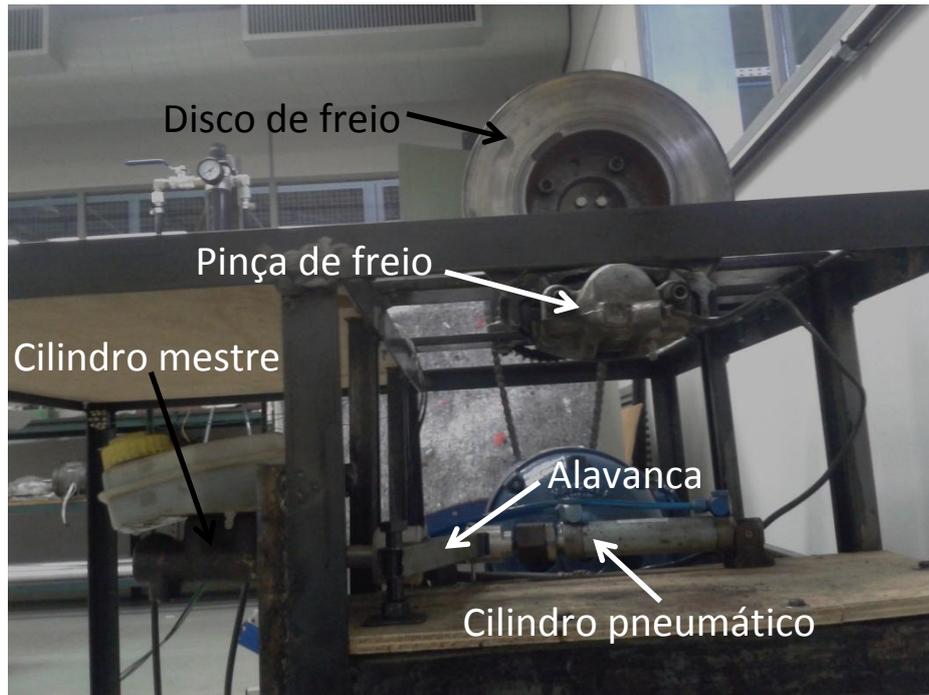
O disco de freio utilizado na bancada já havia sido utilizado em um veículo, trazendo características típicas ao uso de veículos de passeio. Com isso se fez necessária a inspeção do disco por meio da verificação de sua rugosidade através de um rugosímetro da marca *Taylor Hobson Limited* modelo *Surtronic 25*, inspeção quanto à presença de trincas, através do método de ensaio de líquidos penetrantes, seguindo os critérios de aceitação apresentados no item 2.3.2.3 e também verificação do seu bom posicionamento durante sua montagem, evitando um empenamento excessivo.



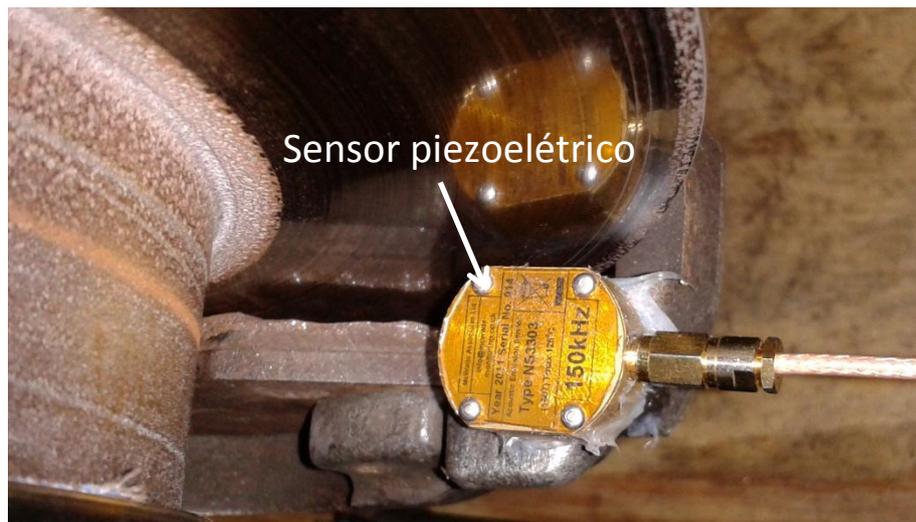
(a): Bancada em perspectiva.



(b): Bancada, detalhe transmissão e tacogerador.



(c): Bancada, pinça e acionamento do freio.



(d): Sensor piezoelétrico.

FIGURA 3.2 - Bancada construída

3.2 Monitoramento

Ao se analisar a máquina construída, percebe-se que suas características são semelhantes às encontradas no ensaio Krauss, padronizado pela ABNT NBR-6143. Nessa norma é descrito que o disco de freio deve apresentar uma rotação fixa e ainda ao se analisar a ECE-13 é

percebida a importância de se avaliar o veículo em diferentes condições de velocidade. Sendo assim o controle da velocidade motora se mostra como sendo um importante parâmetro de controle, necessário para a viabilização de ensaios. Com isso o motor será controlado por um inversor de frequência da marca *SEW Eurodrive*, tipo *MC07A022-2-B1-4-00*, solução também adotada por Vilabónl e Sinatora (2006).

Outro parâmetro observado é a parada total, já que o tempo de ensaio é descrito pela ABNT NBR-6143 como sendo de 5 segundos o tempo em que o disco deveria sofrer a pressão das pastilhas, intercalando 10 segundos para o próximo evento. Então para monitorar a continuidade de rotação do disco será utilizado um tacogerador conectado ao centro do eixo do disco. Esse equipamento ficará responsável por converter a rotação mecânica em sinal elétrico, tornando possível descrever o comportamento da rotação ou parada do disco, através da análise da tensão gerada.

A força no pedal é outro parâmetro relevante durante o estudo de frenagens, conforme aponta Limpert (1992). Como a bancada terá o cilindro pneumático funcionando como atuador do cilindro-mestre, o controle da força de atuação será realizado através do controle da pressão da linha pneumática, já que a força exercida pelo cilindro pneumático está diretamente ligada à pressão fornecida. Para esse fim um manômetro compurgador da marca *Werk-Schott* foi posicionado junto à parte superior da bancada. Desse modo a força referida será aquela atuante diretamente no cilindro-mestre.

A ABNT NBR-6143 ainda descreve a necessidade de medir as massas das pastilhas de freio, o que tornará possível a comparação da perda de massas das diferentes pastilhas. Esse controle será feito em uma balança de precisão da marca *Filizola* modelo *PLURIS 15/6*.

Outro dado a ser medido será a emissão acústica produzida durante a execução dos ensaios. Por meio dessa medição será possível avaliar o comportamento da interação entre o disco e as pastilhas, indicando o nível de vibração presente no sistema. Para isso serão utilizados sensores piezoelétricos da marca *Mc WadeMonitoring System*, que converterão as

microvibrações em pulsos elétricos. O sensor utilizado tem uma faixa de operação de 150 KHz; sendo assim, um filtro foi instalado para que purgasse as vibrações fora da faixa de operação.

Para tornar possível a análise dos sinais elétricos resultantes do tacogerador e da emissão acústica, será utilizado um osciloscópio da marca *TEKTRONIX* de 400 MHz modelo *TDS 1001C-EDU*.

A temperatura do disco será medida por um pirômetro digital com sistema infravermelho de captura da marca *FLUKE* série *Fluke 60* modelo *61*. Serão feitas medições na região após a área de contato da pastilha, conforme mostrado na Figura 3.3. A temperatura registrada será aquela de maior valor encontrado, sendo realizadas no mínimo três medições.

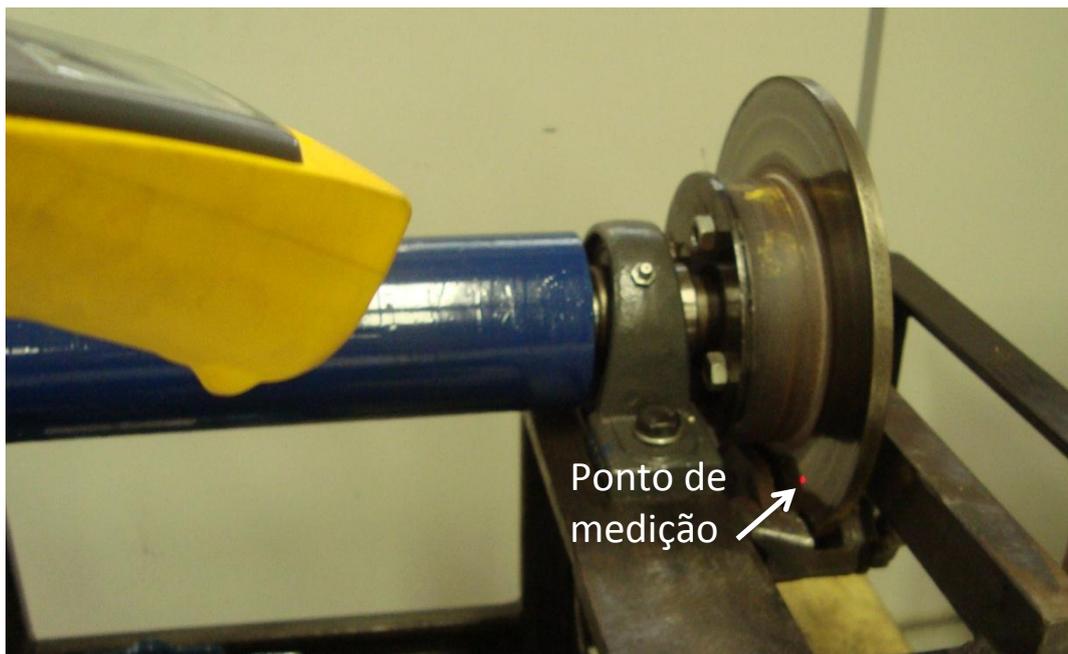


FIGURA 3.3 - Região da medição de temperatura.

3.3 Procedimento de ensaio

O método empregado para a realização dos ensaios será baseado no ensaio Krauss, descrito pela ABNT NBR-6143. A máquina de ensaio manterá a velocidade do disco de freio em valor de 660 rpm, podendo variar em mais ou menos 10 rpm. As frenagens deverão ser realizadas com duração de cerca de 5 segundos e intervalos entre elas de cerca de 10 segundos. Cada ciclo apresenta 10 frenagens, e o total do ensaio para cada pastilha é de 10 ciclos, totalizando 100 frenagens.

Ainda Zaingiacomi (2002) descreve como é o processo de assentamento das pastilhas, que muitos autores revelam ser necessário para haver certeza do bom posicionamento e funcionamento das pastilhas, e ainda como será realizado o restante dos testes. Após ter-se instalado as pastilhas para realizar os testes, dá-se início aos ciclos em temperaturas inferiores a 100°C, conduzindo-se o ensaio do primeiro até o terceiro, tomando o cuidado de a temperatura não exceder os 100°C. Caso seja necessário, um ventilador poderá ser ligado, e entre os ciclos individuais o disco deve ser resfriado em giro livre. Logo após o terceiro ciclo, retira-se a pastilha para pesagem. Ao retornar as pastilhas para a máquina, inicia-se o quarto ciclo; até o nono os ensaios são realizados sem ventilação. Já entre o nono e o décimo ciclo, retorna-se com o controle da temperatura a fim de evitar o superaquecimento das pastilhas e, ao final do décimo ciclo, pesam-se novamente as pastilhas para avaliar a perda de massa.

Conforme Wilson e Bowsher (1971) *apud* Infantini (2008), variações na velocidade de escorregamento em 23% de um valor médio não afetam o atrito. Desse modo optou-se por um incremento superior ao citado para a implementação de mais três ciclos. Nesses ciclos deverão ser avaliados o efeito de rotação e a força de atuação no cilindro-mestre; serão consideradas variações de 30% no valor da rotação, para mais e para menos, e nos outros testes será mantida a rotação em 660 rpm, entretanto apresentando um acréscimo de 30% na força de atuação no cilindro-mestre.

3.3.1 Cálculo da força de atuação no cilindro-mestre

Se isolarmos a componente “ F ” de força na equação básica de pressão, “ p ”:

$$F = p \times A \quad (\text{Eq.4.01})$$

em que “ A ” significa a área, se torna possível conhecer a força exercida pelo êmbolo do cilindro pneumático. Com base no código do produto, *DGS-25-80*, se torna possível descobrir o diâmetro do êmbolo com consulta a seu catálogo FESTO BRASIL LTDA., 2013, apresentando uma medida de 25 mm. Outro aspecto importante é considerar a alavanca inter-resistente utilizada para ampliar a força de atuação do cilindro, conforme esquema da Figura 3.4, que pode ser calculada da seguinte forma:

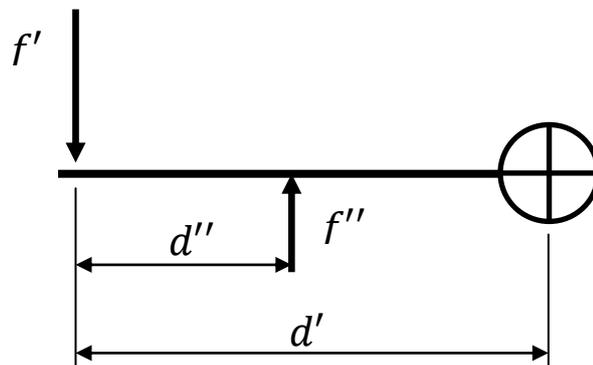


FIGURA 3.4 - Esquema de alavancas interpotentes utilizadas para atuar no cilindro-mestre

$$f' \times d' = f'' \times d'' \quad (\text{Eq.4.02})$$

Com essas considerações chega-se aos valores de equivalência, Tabela 3.2, tendo que o valor de “ d'' ” é de 75 mm e “ d' ” 190 mm:

TABELA 3.2 – Equivalência da pressão em força atuante no cilindro-mestre.

Pressão (bar)	f'' (Kgf)
2,0	25,0
2,5	32,5
3,0	39

Para escolher a pressão de trabalho, foram realizados ensaios preliminares, a fim de verificar em qual deles houve deslizamento entre disco e pastilha, conforme exige a ABNT NBR-6143. Ainda foi preciso avaliar a pressão disponível no laboratório de ensaios; considerando a precisão do manômetro de controle analógico, optou-se pelo uso da pressão de 2,0 bar como sendo a pressão para os 10 primeiros ensaios, e a pressão de 2,5 bar para os últimos testes de parada total. O teste com pressão inferior não pôde ser realizado, pois com 1,5 bar o manômetro utilizado não alimentou o sistema de forma regular, gerando oscilações neste, o que é impeditivo para esse tipo de teste.

3.3.2 Inspeção do disco

Para iniciar os ensaios com disco de freio, algumas inspeções devem ser feitas para garantir que nenhuma não conformidade afete os resultados do experimento. Abaixo serão descritas essas exigências.

Conforme ABNT NBR-6143, a rugosidade da pista de deslizamento deve ter a soma das maiores alturas de pico do perfil e das maiores profundidades dos vales do perfil, R_t , deve ser no máximo igual a 15 μm .

Em relação à presença de trincas, a inspeção do disco seguiu os procedimentos descritos por Andreucci (2011) que serão apresentados a seguir:

a) Limpeza da região a ser ensaiada: a superfície que será avaliada deverá ser limpa de maneira a evitar qualquer “mascaramento” do resultado final. Poderá ser utilizado algum solvente de uso comercial e aplicado na superfície com papel ou tecido, tendo o cuidado de não deixar nenhum vestígio desses materiais na superfície da peça. Se utilizar solventes à base de água, um cuidado maior deverá ser tomado a fim de garantir a secagem sem oxidação da peça.

- b) Aplicação do líquido penetrante: o líquido penetrante poderá ser aplicado por meio de pincelamento. Depois de aplicado, o penetrante deverá ficar na superfície por um tempo mínimo de 10 minutos e máximo de 1 hora.

- c) Remoção do excesso de penetrante: para esta etapa poderão ser utilizados papéis ou tecidos secos ou até umedecidos em solvente para se retirar o penetrante. Caso se use solvente, deve ser tomado o cuidado de não utilizar solvente em excesso, pois este pode remover o penetrante do interior das trincas a serem reveladas.

- d) Revelação: o revelador deverá ser aplicado, preferencialmente, por meio de spray, a fim de garantir uma camada mais homogênea. O tempo para começar a próxima etapa gira entre 10 a 60 minutos.

- e) Inspeção: decorrido o tempo de revelação, a peça poderá ser analisada, devendo-se tomar o cuidado de o ambiente apresentar boas condições de iluminação. Para fins de registro, algumas fotografias deverão ser retiradas, atentando para se ter uma boa resolução de imagem para que as imagens sejam comprobatórias do ensaio realizado.

- f) Limpeza final: depois de concluído o ensaio, a peça deverá ser limpa a fim de retirar o revelador e penetrante, podendo utilizar papéis e tecidos umedecidos com solvente ou mesmo banhos de solvente.

Outro cuidado tomado foi garantir o bom posicionamento do disco, seguindo a orientação Bosch (2007) para o empenamento, recomendando que o empeno máximo no conjunto disco, cubo, rolamento, montado no veículo não deve exceder 0,10 mm. Para o caso da bancada esse valor deveria ser seguido quanto ao posicionamento do disco em relação ao acoplamento com o eixo.

3.4 Simulação pelo Método de Elementos Finitos

O método de análise por elementos finitos tem sido aplicado em todos os campos da ciência, pois permite realizar simulações virtuais com cada vez maior exatidão a um baixo custo e em menor tempo.

3.4.1 Modelo em Elementos Finitos

No trabalho de Babukanth e Teja (2012), o método de elementos finitos é utilizado para simular os fenômenos termoelásticos ocorridos em um disco de freio, apresentando o fluxo de calor e temperatura na superfície de contato do disco com a pastilha.

A simulação realizada foi criada através do software ANSYS. A metodologia empregada no experimento foi a seguinte: o ciclo de teste foi composto por 4,5s de frenagem, 10,5s de aceleração e velocidade constante por 5s. Em cada processo, a pressão aplicada nas pastilhas assumiu um comportamento linear por 1,5s. até que atingisse o valor de 1 MPa, permanecendo com esse valor constante por mais 4,5s.

Com os dados extraídos do trabalho de Babukanth e Teja (2012) será realizada uma simulação no programa ANSYS. Primeiro serão recriadas as mesmas condições de contorno utilizadas nos ensaios; após verificar sua efetividade, será reproduzida a simulação do experimento realizado neste trabalho, gerando uma análise comparativa entre os incrementos de temperatura obtidos no experimento com os da simulação.

Na Figura 3.5 é mostrado o comportamento da pressão e da velocidade angular; já na Tabela 3.3 são apresentadas as propriedades e condições de contorno utilizadas no experimento.

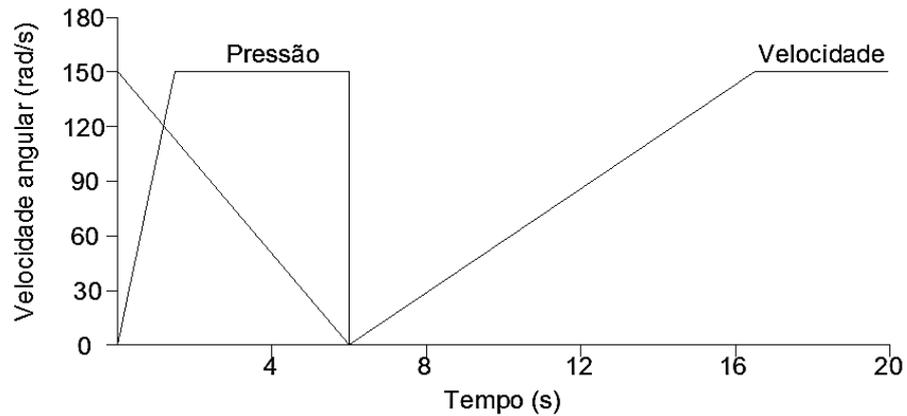


FIGURA 3.5 - Curva de velocidade e pressão
 Fonte: Adaptado de BABUKANTH e TEJA (2012) p. 24

TABELA 3.3 - Propriedades dos materiais e condições de contorno

Propriedades do material	Pastilha	Disco
Coefficiente de transferência térmica (W/(m ² /K))	5	57
Densidade (Kg/m ³)	1400	7100
Calor específico (J/Kg K)	1000	452
Coefficiente de Poisson (ν)	0,25	0,25
Dilatação térmica (10 ⁻⁶ /K)	10	11
Módulo de elasticidade (GPa)	1	106
Coefficiente de atrito (μ)	0,0667	-
Condição de operação		
Velocidade angular (rad/s)	-	150
Pressão hidráulica (Mpa)	1	-

Fonte: Adaptado de BABUKANTH e TEJA (2012) p. 24

No tempo de 10 segundos, o perfil do disco é traçado apresentando sua distribuição térmica, com o valor de pico próximo a 270°C; na Figura 3.6 são apresentados os valores de temperatura pela superfície de uma seção do disco.

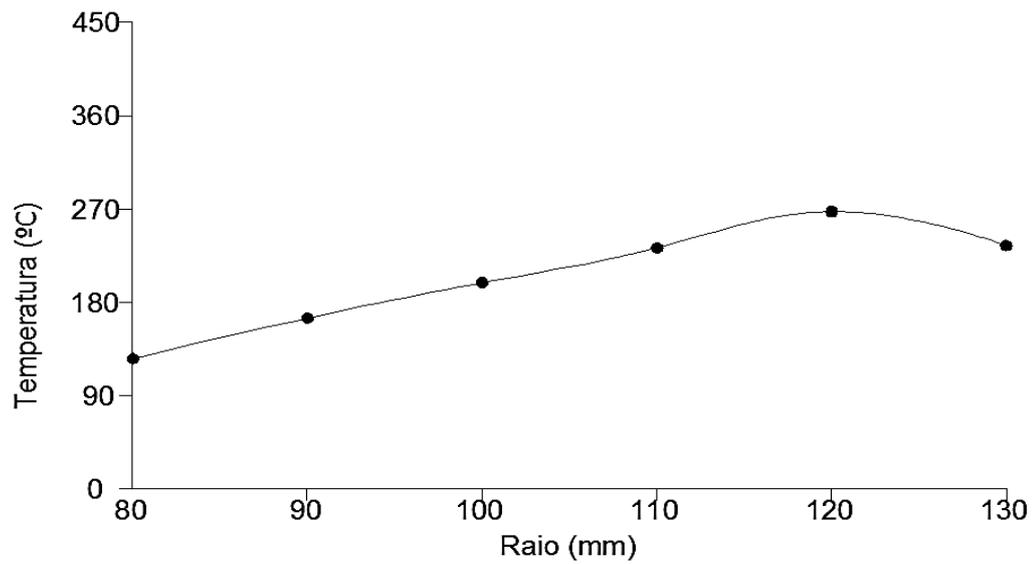


FIGURA 3.6 - Temperatura durante uma seção do disco
Fonte: Adaptado de BABUKANTH e TEJA (2012) p. 25

Com os dados extraídos do trabalho de Babukanth e Teja (2012) será realizada uma simulação no programa ANSYS. Após recriar as condições de contorno, será realizada a simulação do experimento deste trabalho, gerando uma análise comparativa entre os incrementos de temperatura obtidos no experimento com os da simulação.

4 Resultados e discussões

Inicialmente tem-se a inspeção do disco, resultado comprobatório para a sequência dos trabalhos. Em seguida serão apresentados os resultados dos ensaios de frenagem.

4.1 Inspeção do disco de freio

A avaliação do disco quanto a sua rugosidade foi realizada em dois ângulos espaçados em 180°; os valores avaliados são apresentados na Tabela 4.1.

TABELA 4.1 - Rugosidade do disco de freio

Ângulo	Parametro	Valor (μm)
0°	R _a	1,18
	R _z	8,5
	R _t	14,3
180°	R _a	1,4
	R _z	9,4
	R _t	14,0

Uma fotografia da medição pode ser vista na Figura 4.1.

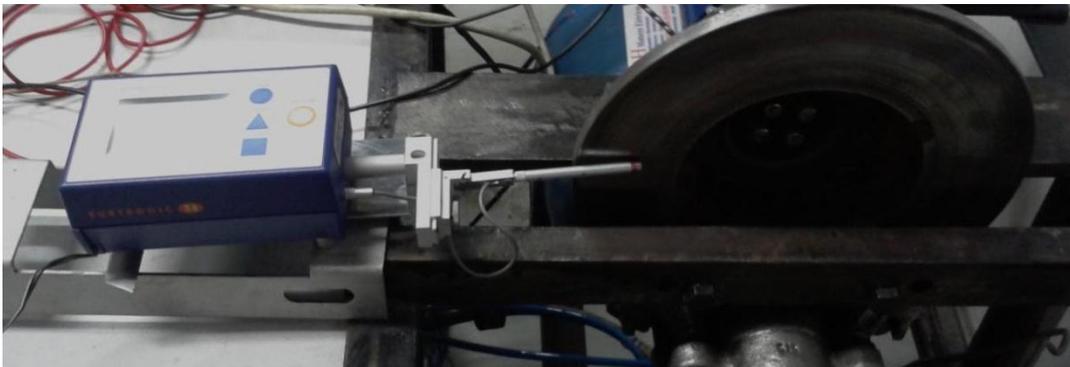


FIGURA 4.1 - Inspeção da rugosidade do disco de freio

O procedimento para a inspeção por Líquido Penetrante realizado é descrito a seguir. O disco utilizado foi lavado com detergente e lã de aço e enxaguado com água corrente, dando ênfase à pista de frenagem. Esse processo foi realizado quatro vezes, logo depois o disco foi seco com folhas de papel de alta absorção, depois enxugado com pano limpo e ao final se aplicou acetona pura até criar uma leve camada, com a finalidade de garantir uma boa secagem. O ensaio foi realizado em duas etapas, diferenciando apenas as faces de ensaio.

Após a limpeza o disco foi protegido nas regiões de acabamento bruto com fita crepe e ao fundo com papel, conforme Figura 4.2, com a finalidade de facilitar a limpeza após o ensaio.

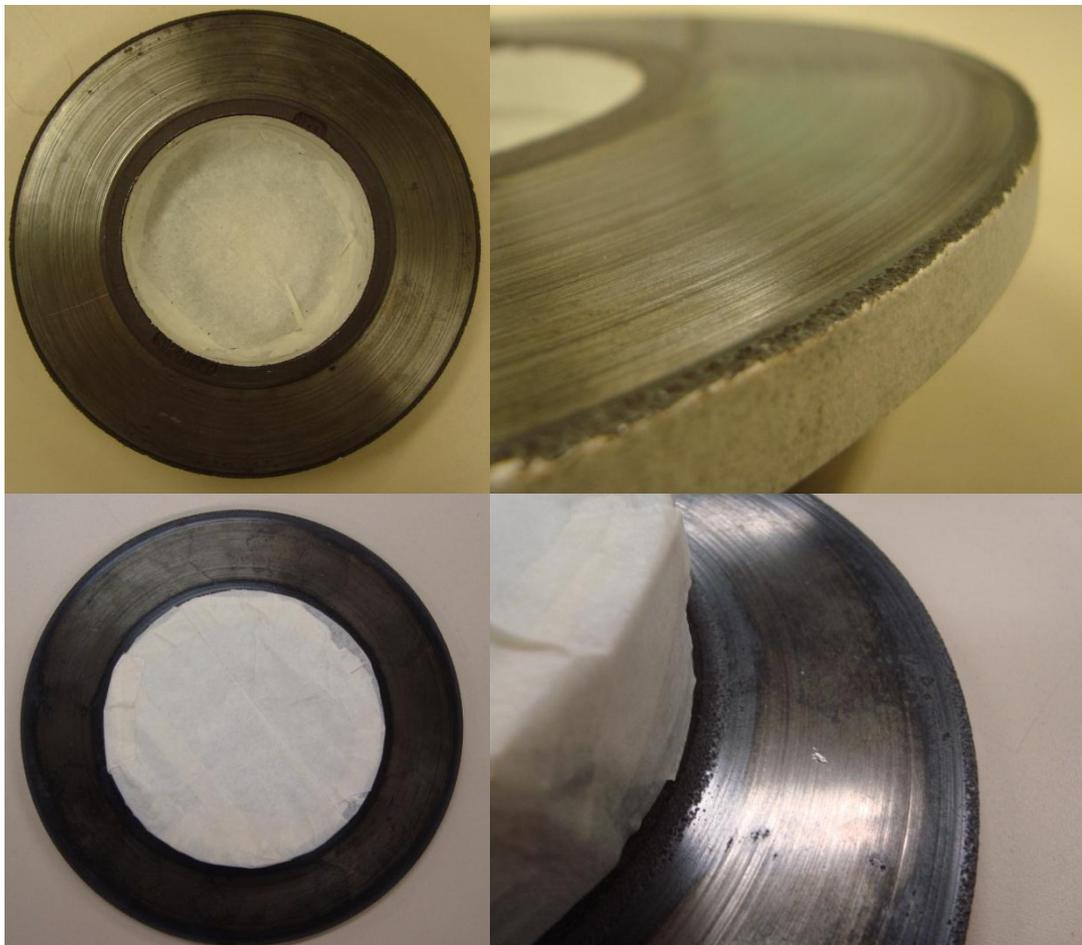


FIGURA 4.2 - Freio de disco protegido com fita crepe

O penetrante aplicado por spray foi do tipo visível e lavável em água, este foi aplicado dentro de um ambiente confinado a fim de evitar sua dissipação de forma indesejável,

conforme Figura 4.3. Foram realizadas cerca de três aplicações na face ensaiada com o intuito de garantir uma boa cobertura. O penetrante utilizado é o VP 30, fabricado pela *Metal Check*, que apresenta as seguintes características:

- Nível de sensibilidade: 2
- Tipo: II
- Método: A
- Normas aplicáveis: AMS 2644, JIS Z 2343, PETROBRAS N 2370/N 1596, ASME Seção V, ASTM Seção 3 vol. 3.3.
- Composição básica: solvente, tensoativo, pigmentos orgânicos, glicol, plastificante.
- Temperatura de aplicação: 10 a 52°C
- Produto biodegradável



FIGURA 4.3 - Disco com penetrante aplicado dentro de um bojo

O penetrante ficou em contato com a superfície por cerca de 25 minutos; após esse tempo todo o excesso foi retirado com pano limpo e depois com pano levemente umedecido,

mostrado na Figura 4.4. Após essa limpeza, a proteção de fita crepe foi retirada e se verificou a limpeza das faces, comprovando que o disco estava pronto para a próxima etapa.

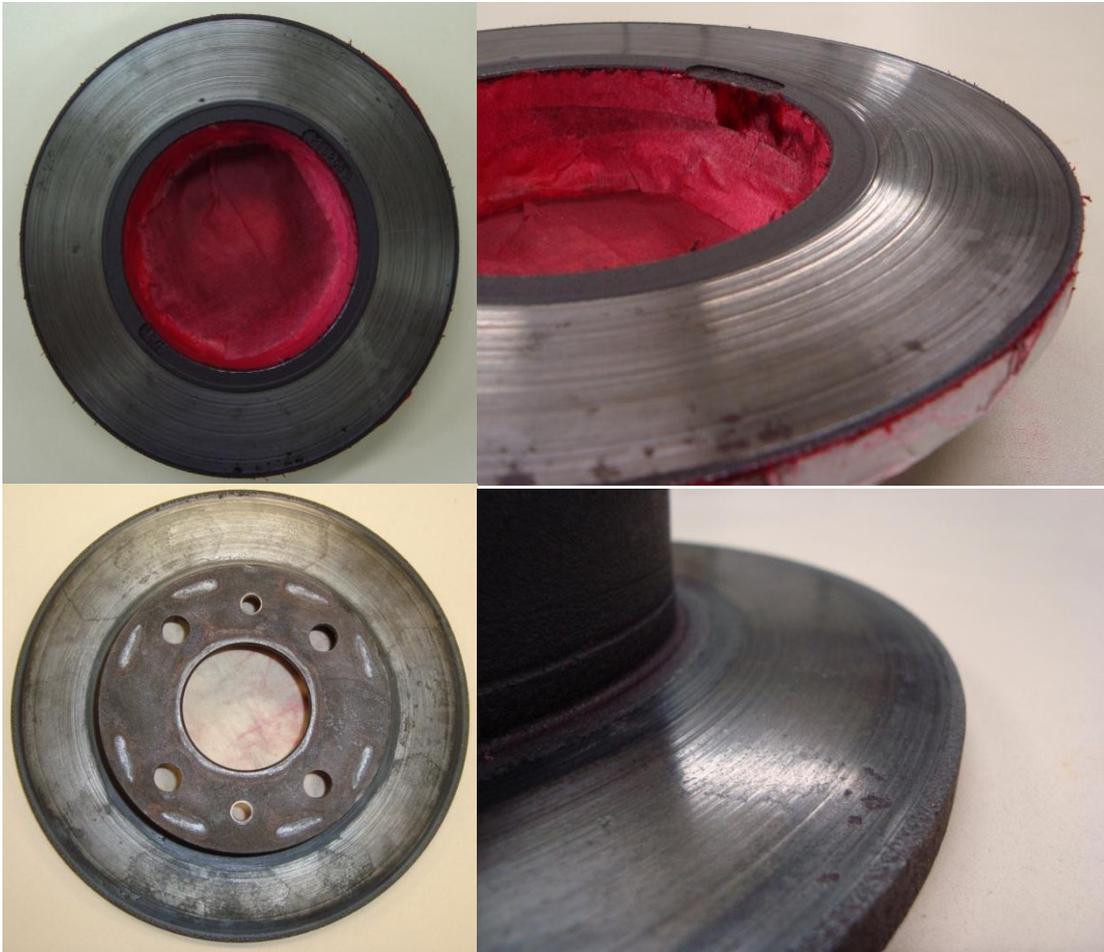


FIGURA 4.4 - Disco com penetrante aplicado e com excesso retirado

O revelador aplicado por spray foi do tipo não aquoso; este foi aplicado formando uma superfície homogênea. O revelador é o D70, fabricado pela *Metal Check*, que apresenta as seguintes características:

- Forma: d
- Normas aplicáveis: AMS 2644, JIS Z 2343, PETROBRAS N 2370/N 1596, ASME Seção V, ASTM Seção 3 vol. 3.3.

- Composição básica: álcool, dispersante, carbonatos e silicatos amorfos.
- Temperatura de aplicação: 10 a 52°C
- Concentração mínima de pó: 9%

Após 15 minutos foi realizado o último registro, Figura 4.5, e não foi encontrada nenhuma trinca que comprometesse a utilização do disco. Sendo assim conclui-se que o disco poderá ser utilizado sem nenhuma preocupação em relação à presença de trincas.

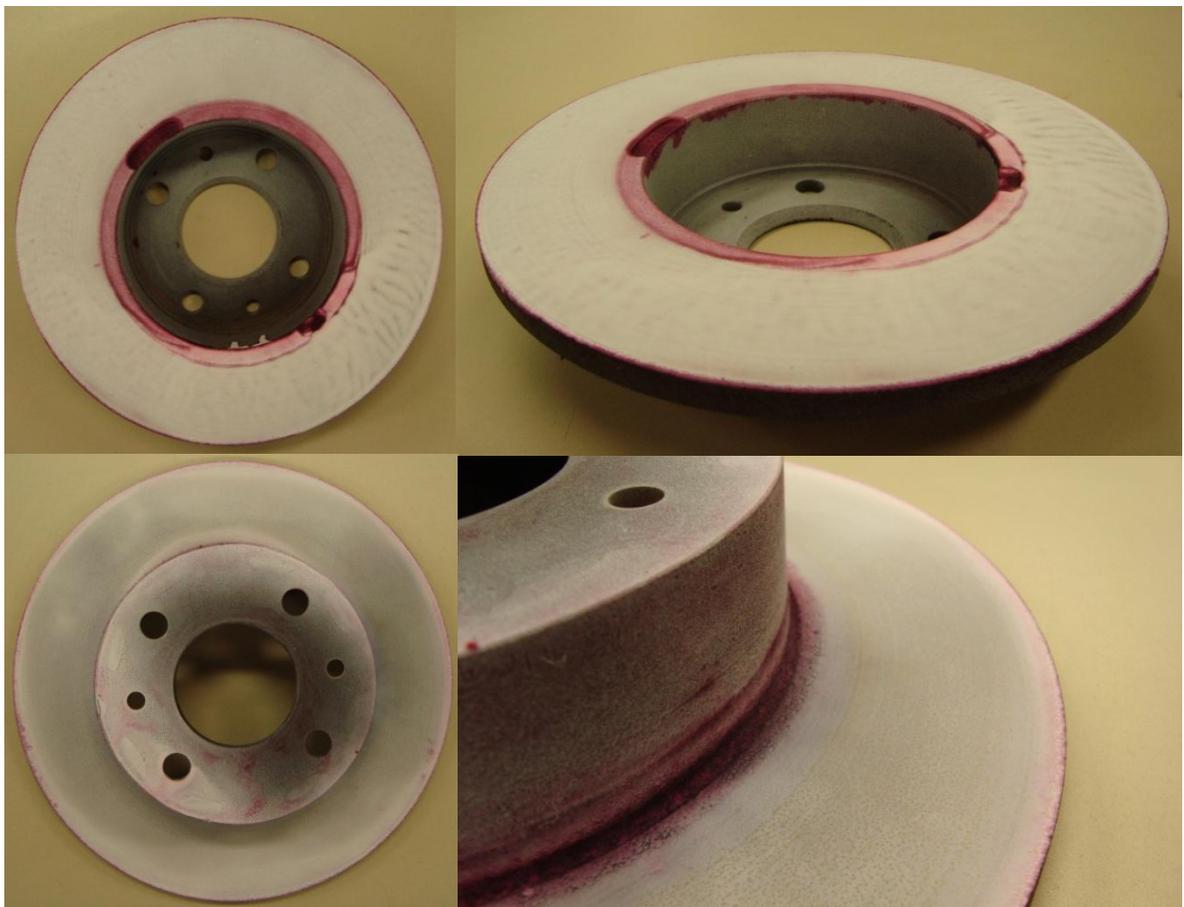


FIGURA 4.5 - Registro do disco ensaiado após 15 minutos de aplicado o revelador

Após a montagem do disco em seu acoplamento com o eixo, o empenamento foi medido em diversos pontos, alcançando valores menores que 0,10 mm, o que segundo Bosch (2007) são valores aceitáveis para o posicionamento do disco.

4.2 Execução dos ensaios

Conforme previsto, para início dos ensaios no mínimo três ciclos deveriam ser realizados para que houvesse o assentamento das pastilhas em no mínimo 80% da superfície de contato. Entretanto foram necessários 12 ciclos para realizar o assentamento de cada pastilha; esses ciclos foram realizados nas pastilhas “A” e “B”; nas pastilhas “C”, por não se tratar de um item novo, não foi necessário tal procedimento.

Na Figura 4.6 são mostradas as pastilhas após o processo de assentamento.



(a): Pastilha “A”

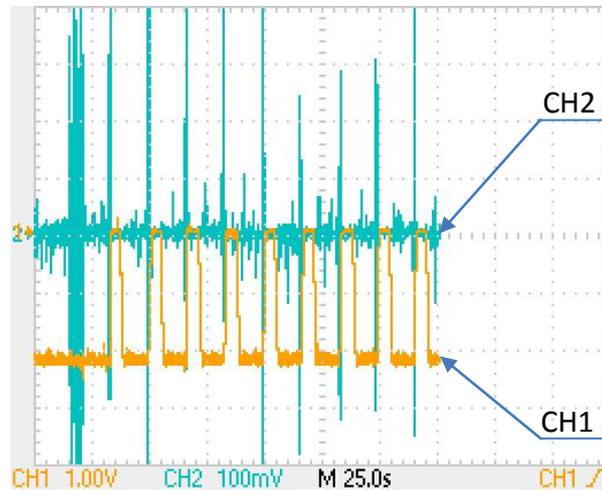


(b): Pastilha “B”

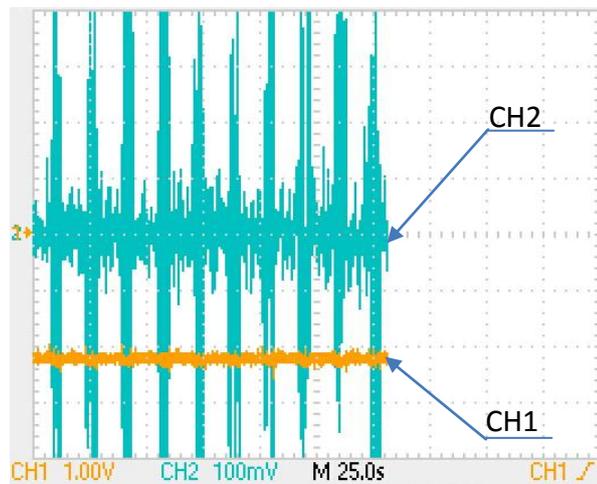
Figura 4.6 - Pastilhas após assentamento

O comportamento diferenciado entre pastilhas pôde ser observado antes de os testes propriamente ditos serem realizados. Na Figura 4.7 pode ser observado o comportamento típico das pastilhas durante o assentamento, representado pelo osciloscópio em que o CH1 representa a presença de rotação do disco, fornecido pelo tacogerador e o CH2 representa o sinal de E.A. fornecido pelo sensor piezoelétrico. Nas Tabelas 4.2, 4.3 e 4.4 são apresentados

os resultados encontrados para cada pastilha. As medições de temperatura são apresentadas no ANEXO B. No ANEXO C são mostradas fotografias das pastilhas após os ensaios.



(a):Assentamento Pastilha A



(b):Assentamento Pastilha B

FIGURA 4.7 - Sinal típico do tacogerador e de E.A. durante assentamento

TABELA 4.2 - Resumo dos resultados encontrados nos ensaios da pastilha "A"

Pastilha "A"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Força (Kgf)	Número de Paradas	Emissão Acústica (RMS)	Varição de Temperatura (°C)	Temperatura Média (°C)	Faixa de Temperatura (°C)
4º	660	25	10	0,072	9	73,8	70,4 79,4
5º	660	25	10	0,064	7,3	79,7	77 84,3
6º	660	25	10	0,064	11,6	87,3	82,8 94,4
7º	660	25	6	0,068	14	96,9	95 109
8º	660	25	2	0,068	15	109	99 114
9º	660	25	0	0,052	7,4	114,5	111,2 118,6
10º	660	25	0	0,064	3,8	115,5	95 117,8
11º	858	25	3	0,132	17,8	66,9	60,2 78
12º	462	25	0	0,12	6,2	76,2	74 80,2
13º	660	32,5	10	0,052	3	75,8	74,8 74

TABELA 4.3 - Resumo dos resultados encontrados nos ensaios da pastilha "B"

Pastilha "B"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Força (Kgf)	Número de Paradas	Emissão Acústica (RMS)	Variação de Temperatura (°C)	Temperatura Média (°C)	Faixa de Temperatura (°C)
4º	660	25	0	0,032	6,4	68,5	66,2 72,6
5º	660	25	1	0,052	7	74,4	73,4 80,4
6º	660	25	1	0,08	14	85,1	80,2 94,2
7º	660	25	0	0,08	6,2	92,9	88,8 95
8º	660	25	1	0,076	3,4	93,9	93,6 97
9º	660	25	1	0,076	8,2	96,1	92,4 100,6
10º	660	25	5	0,064	5,4	97,1	94,4 99,8
11º	858	25	2	0,04	10,2	69,7	66,2 76,4
12º	462	25	0	0,056	4,4	79,1	76,4 80,8
13º	660	32,5	10	0,02	11,2	75,5	73,2 84,4

TABELA 4.4 - Resumo dos resultados encontrados nos ensaios da pastilha "C"

Pastilha "C"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Força (Kgf)	Número de Paradas	Emissão Acústica (RMS)	Varição de Temperatura (°C)	Temperatura Média (°C)	Faixa de Temperatura (°C)
4º	660	25	0	0,012	11,2	52,1	47,6 58,8
5º	660	25	0	0,012	16	58,1	56,4 72,4
6º	660	25	0	0,012	3,6	66,1	63,8 72,4
7º	660	25	0	0,012	2,6	69,4	67,8 67,4
8º	660	25	0	0,014	2,8	72,5	70,4 70,4
9º	660	25	0	0,012	4,8	72,8	69,4 73,2
10º	660	25	0	0,016	3,2	68,6	67,6 74,2
11º	858	25	0	0,016	5,2	55	53,4 70,8
12º	462	25	0	0,008	2,8	53,7	52,8 58,6
13º	660	32,5	10	0,016	2,6	52,9	51,2 55,6

4.3 Efeito da força e rotação

Segundo observado no gráfico, representado na Figura 4.8, pode ser visto que a pastilha “A” apresentou um maior número de paradas totais durante as frenagens do que as outras duas pastilhas, apresentando frenagens com paradas totais já com um valor de força de 25 Kgf aplicado ao cilindro-mestre. Essa tendência de resultado foi observada desde o primeiro ciclo, ainda na fase de assentamento.

Entretanto, o aumento da força aplicada no cilindro-mestre para 32,5 Kgf, cerca de 30% a mais de força, representou um aumento na eficácia de frenagem, fazendo com que todas as pastilhas obtivessem paradas totais durante suas frenagens.

O aumento da força de acionamento das pastilhas e redução do tempo de parada de um veículo já é um fato bastante conhecido, porém é válido ressaltar que nesse caso o fator mais interessante a ser observado é o de que apenas a pastilha “A” apresentou paradas com um menor valor de força aplicado ao cilindro-mestre, sugerindo que essa pastilha seja mais segura em condições emergenciais do que as outras, ao se pensar em um cenário em que eventualmente exista uma perda da força de frenagem devido a algum tipo de falha no sistema.

Já o efeito da rotação pôde ser observado, porém não apresentou resultados conclusivos. A alteração na rotação foi obtida através da manipulação do motor controlado pelo inversor de frequência, como dito anteriormente, porém essa mudança de rotação alterou o valor de torque do motor. Esse fenômeno não pôde ser quantificado experimentalmente, por indisponibilidade de equipamento, mas pode ser observado no comportamento de frenagem apresentado na Figura 4.8, que representa o fim das paradas totais em uma baixa rotação, fato inesperado inicialmente e indicador de um aumento no valor do torque do motor.

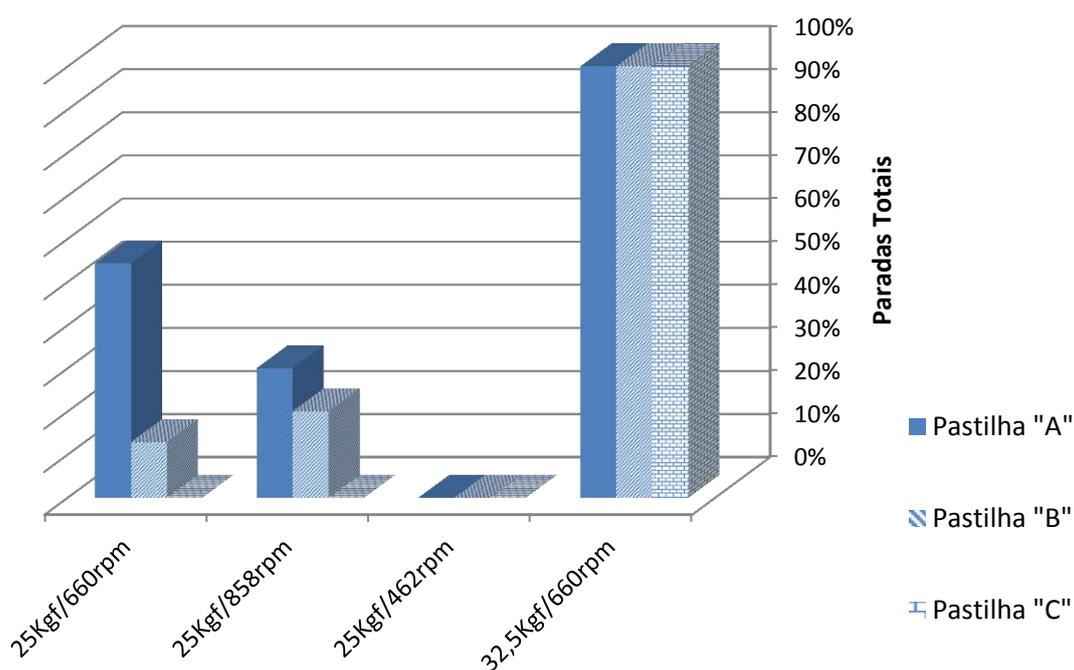


FIGURA 4.8 - Gráfico de influência de força e rotação

4.4 Emissão acústica

O sinal de emissão acústica se mostrou interligado ao nível de assentamento das pastilhas. De acordo com Ravindra *et al*, 1993, a emissão acústica é definida como sendo ondas de tensão elástica resultantes da rápida liberação de energia de uma ou mais fontes dentro de um material submetido a estímulo externo. Segundo Souto (2007), essas ondas se devem ao rearranjo interno na estrutura cristalina com uma frequência de propagação acima de 20 KHz.

Conforme mostrado na Figura 4.9, pode ser visto que as pastilhas "A" e "B" apresentam um nível de sinal acústico elevado; se comparado com a pastilha "C", ainda tendem a se igualar e reduzir seu sinal. Durante os testes não foi percebida uma associação direta entre o número de travagens e o nível de E.A.

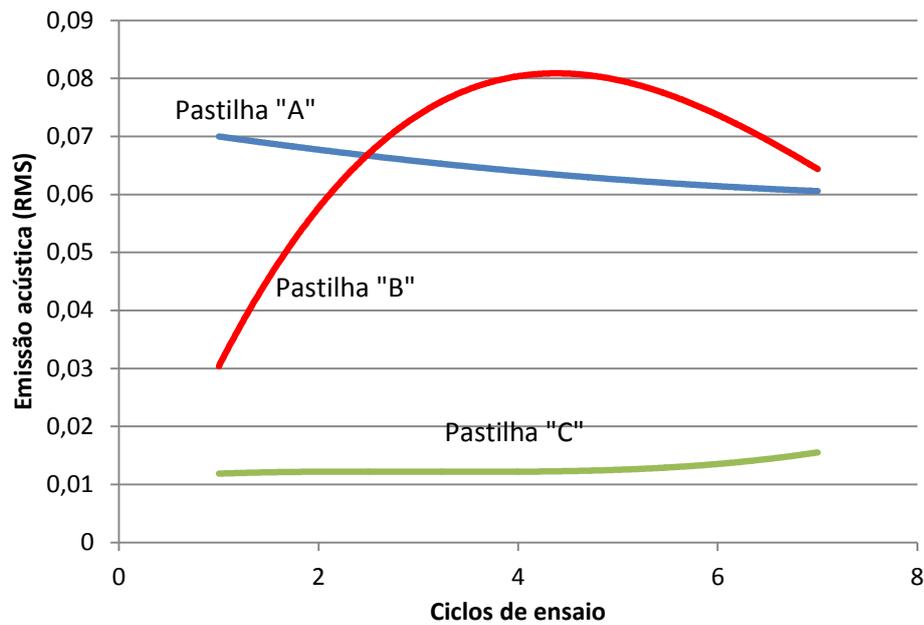


FIGURA 4.9 - Gráfico de E.A. das pastilhas durante os ciclos de ensaio

O fato de as pastilhas apresentarem uma tendência à redução do nível de E.A. se deve ao fato de a microestrutura das pastilhas passar a assumir um comportamento homogêneo, ou seja, seus componentes de fibra, ligantes e modificadores de atrito tendem a assumir suas funções e a estabilizar o rearranjo interno na estrutura cristalina e passam a agir conforme projetadas.

No esquema da Figura 4.10, é representado o comportamento cristalino das pastilhas de freio durante o processo de frenagem. Nele é possível observar os grãos da pastilha se quebrando até formar superfícies planas, que ao entrarem em contato com o disco geram um menor nível de rearranjo, ou seja, durante o assentamento da pastilha existirá um acentuado nível de E.A. e no decorrer das frenagens o sinal irá se reduzir.

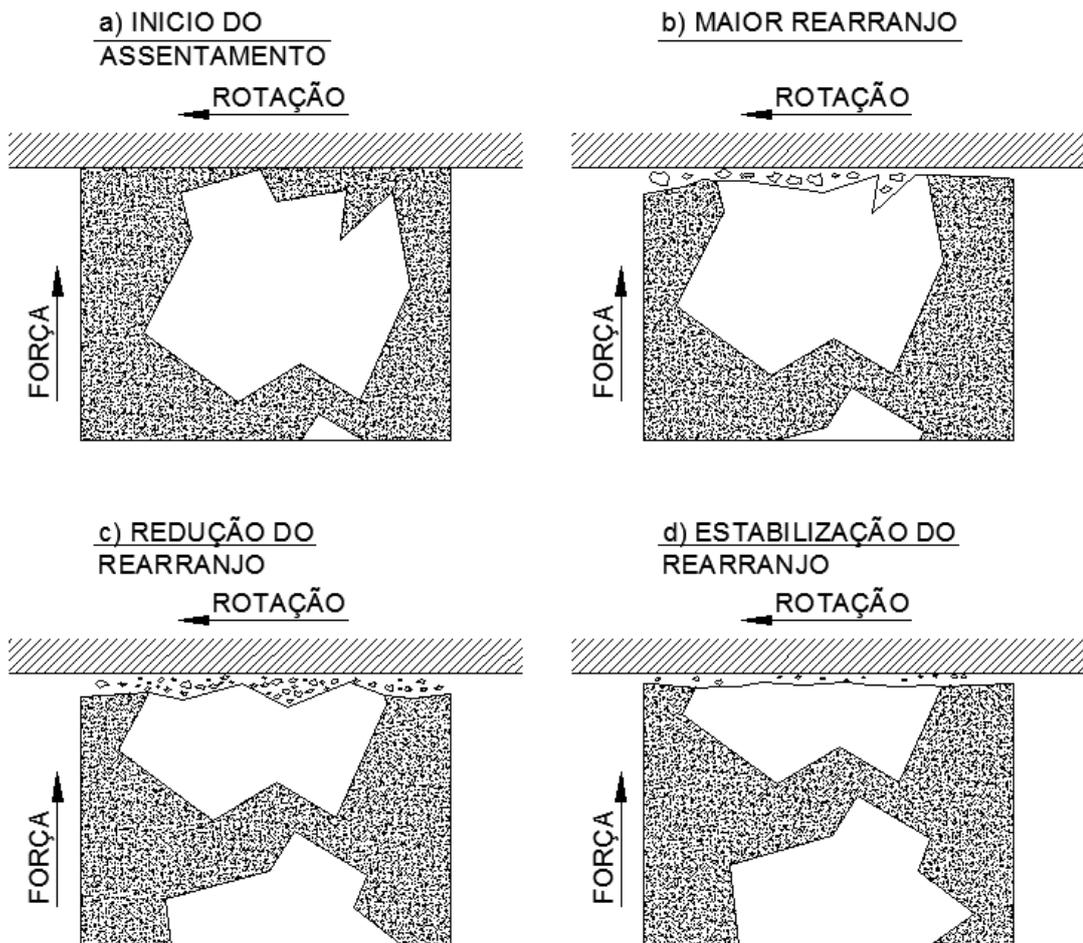


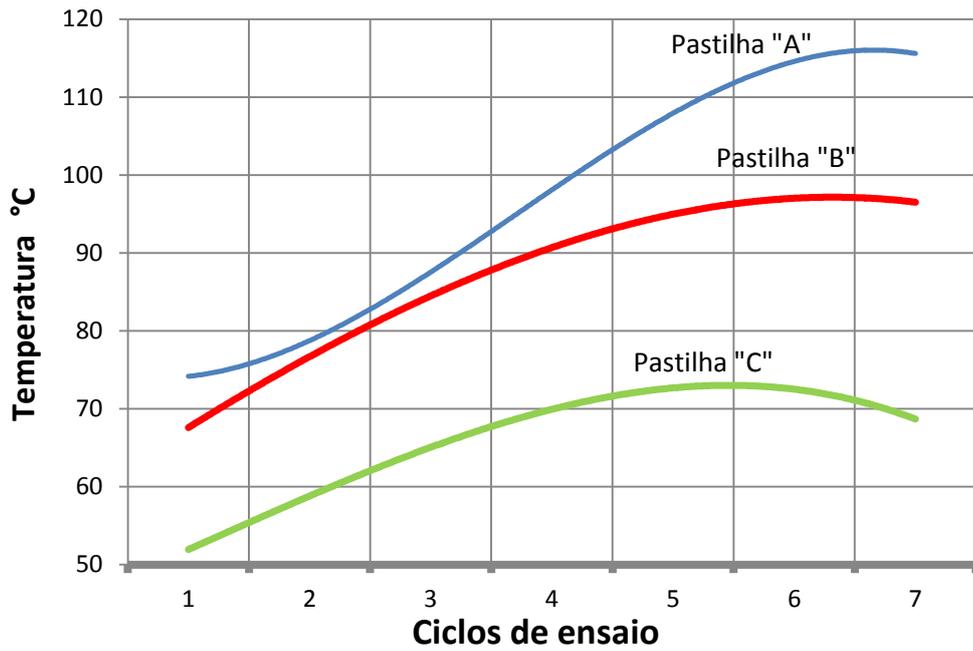
FIGURA 4.10 - Comportamento cristalino das pastilhas de freio durante frenagem

Ao analisar o comportamento das pastilhas, é possível deduzir que a Pastilha A apresenta uma menor friabilidade ao ser comparada com a Pastilha B. Ainda, é possível prever uma menor vida útil desta, pois ao analisar a acentuada curva de seu sinal de E.A. fica clara sua maior deterioração. Ao analisar o sinal emitido pela Pastilha C, evidencia-se um nível baixo de rearranjo cristalino, ou seja, os grãos não sofrem grandes transformações; com isso entende-se que a Pastilha C impõe maiores danos ao disco de freio.

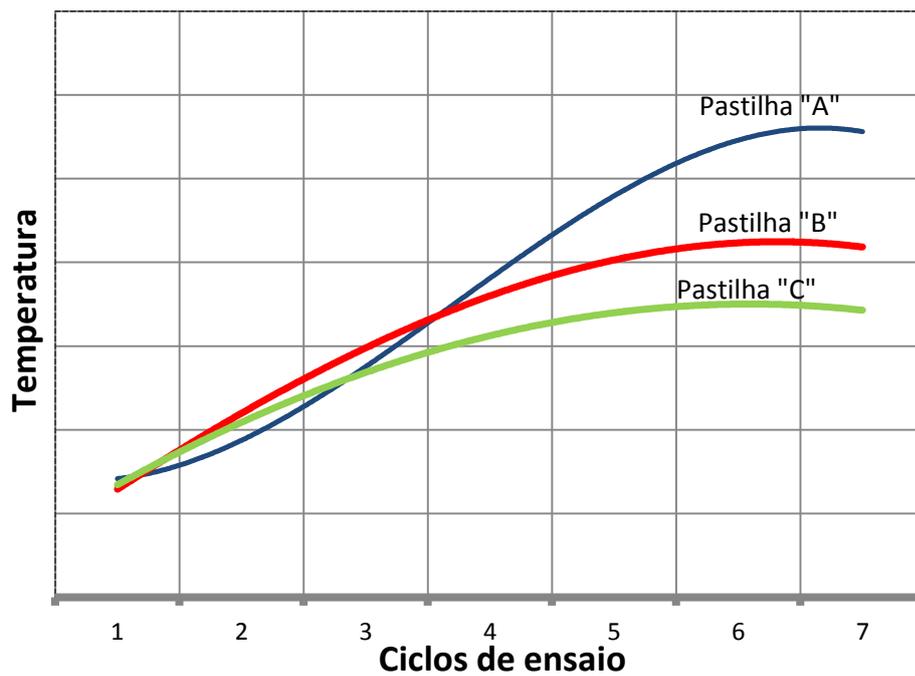
4.5 Temperatura

Os ensaios apresentaram diferentes faixas de temperatura iniciais, já que as temperaturas dos ciclos iniciaram com diferentes valores, já que a condição inicial era que as pastilhas apresentassem assentamento. Ao término dos ensaios, percebe-se um diferente acréscimo de temperaturas durante a execução dos ensaios. Na Figura 4.11 são mostradas curvas de temperatura média ao longo dos ciclos. Para comparação as curvas foram rearranjadas na Figura 4.11 (b), tendo início em uma mesma faixa de temperatura.

É interessante ressaltar que a pastilha “A” teve sua eficiência comprometida por temperaturas médias superiores a 95°C. Porém nas outras pastilhas essa temperatura não foi alcançada em mais de dois ciclos, para que pudesse ter seu comportamento comparado quanto à perda de eficiência nesta faixa de temperatura. Entretanto é esperado que a permanência das pastilhas em temperaturas elevadas fizesse com que a sua eficácia de parada fosse reduzida. Entretanto esse valor de 95°C é válido apenas para os ensaios realizados neste estudo, uma vez que as ordens de grandezas impostas nesta pesquisa se diferem daquelas encontradas em um veículo durante seu uso comum. Ainda é válido ressaltar que, conforme a metodologia empregada, as temperaturas poderiam superar os 100°C finais em apenas dois ciclos, não havendo interesse que os ensaios fossem realizados acima desse patamar.



- Gráfico original

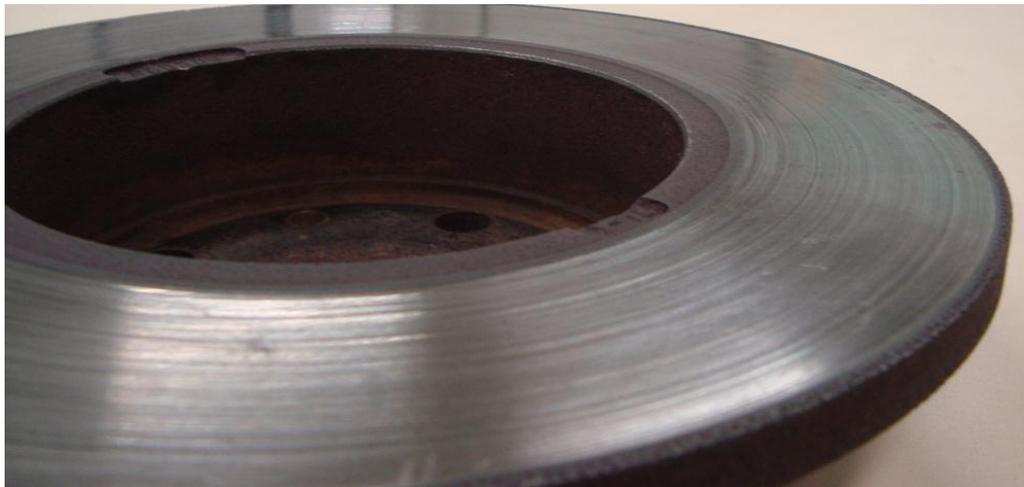


- Gráfico rearranjado

FIGURA 4.11 - Gráfico de temperaturas médias durante os ciclos de ensaio

4.6 Massas

Durante os ensaios, não foi possível registrar, com a balança utilizada nas medições, perdas de massa, mas pôde ser observada uma deposição de material das pastilhas no disco, conforme mostrado na Figura 4.12. Tais manchas são explicadas na literatura como sendo a deposição de materiais orgânicos das pastilhas no disco. Para um controle da perda de massa é necessária a utilização de uma balança de maior precisão do que a utilizada, 0,4g.



– Disco antes dos ensaios



– Disco após ensaios

FIGURA 4.12 – Depósito de material da pastilha sobre o disco de freio

4.7 Simulação por Método de Elementos Finitos

Para realizar uma simulação de frenagem com duração de 5 segundos, foi necessário dividir o processo em 1986 etapas, com um incremento de 20° em cada etapa de rotação. O tempo utilizado no ensaio foi o mesmo utilizado entre as aquisições de temperatura realizadas na bancada. Como a convergência foi obtida experimentalmente com 20° de deslocamento, foi necessário descobrir a quantidade de etapas necessárias para se manter a rotação do ensaio, 660 rotações por minuto, com um incremento de 20°. Somando as etapas de introdução da pressão nas pastilhas, chegou-se ao valor de 1986 etapas. Ainda, para cada etapa foi definido que inicialmente seriam criadas 60 subetapas, admitindo valores mínimos de 20 e máximos de 120 subetapas.

O elemento utilizado na simulação foi o SOLID227, com uma malha tetraédrica de 11 mm, criando 10707 nós. O tempo total para a resolução da simulação foi de 78 horas computadas em 4 processadores físicos, modelo Intel Core i7 de 2.80GHz.

Mesmo obtendo convergência em todo o processo, com os computadores disponíveis não foi possível gerenciar o arquivo de resolução para todo o tempo de simulação. Sendo assim, os resultados foram obtidos para 5 segundos de ensaio, correspondendo a uma frenagem do ciclo. Para o levantamento dos dados de temperatura, foi utilizado um ponto de medição semelhante ao do experimento físico, tomando o cuidado de não escolher pontos entre nós, uma vez que esses pontos podem falsear o experimento. Na Figura 4.13, é apresentada graficamente a excessiva diferença encontrada na região entre nós dos elementos.

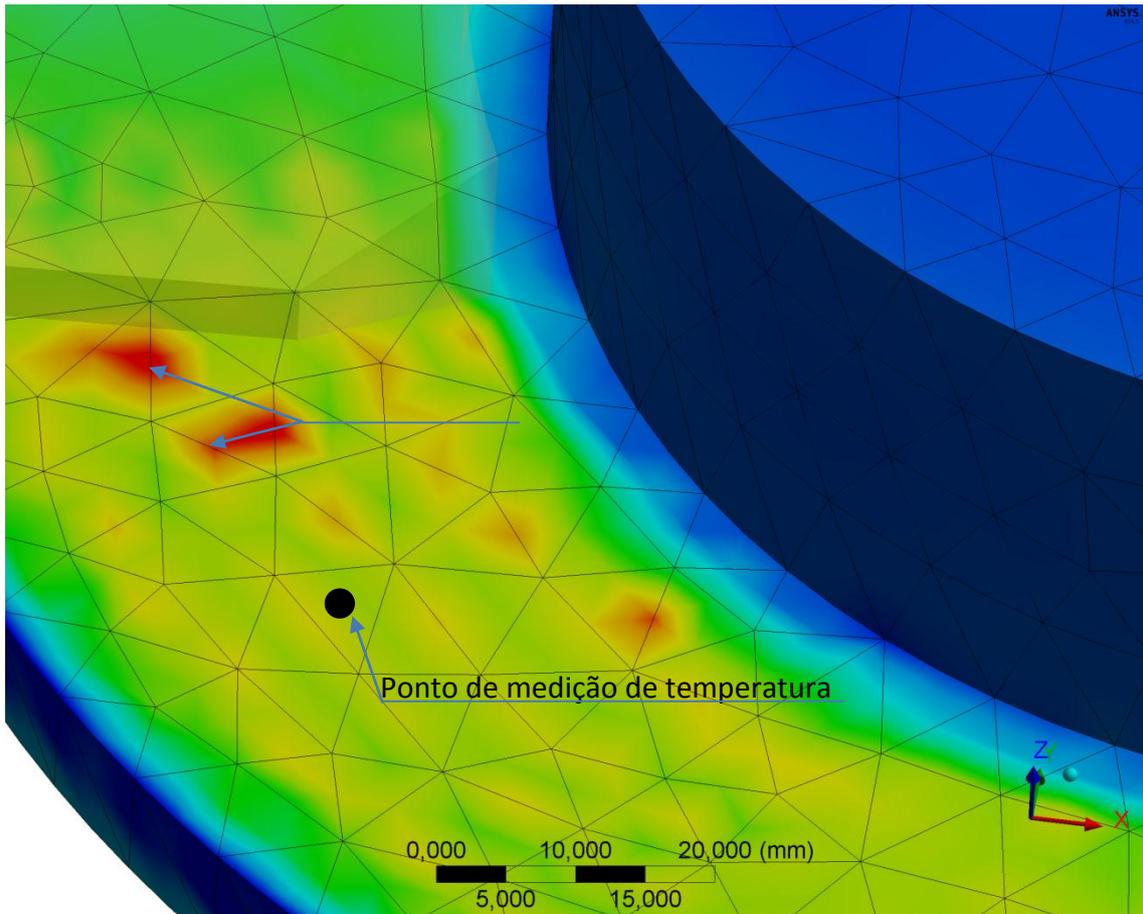


FIGURA 4.13 - Malha com gradiente térmico

No gráfico representado na Figura 4.14, é apresentado o resultado das temperaturas encontradas em um ponto localizado a cerca de 25 mm afastado das pastilhas, conforme ilustrado na Figura 4.12. Nota-se que essa simulação partiu de uma temperatura no disco de 40°C e ambiental de 20°C.

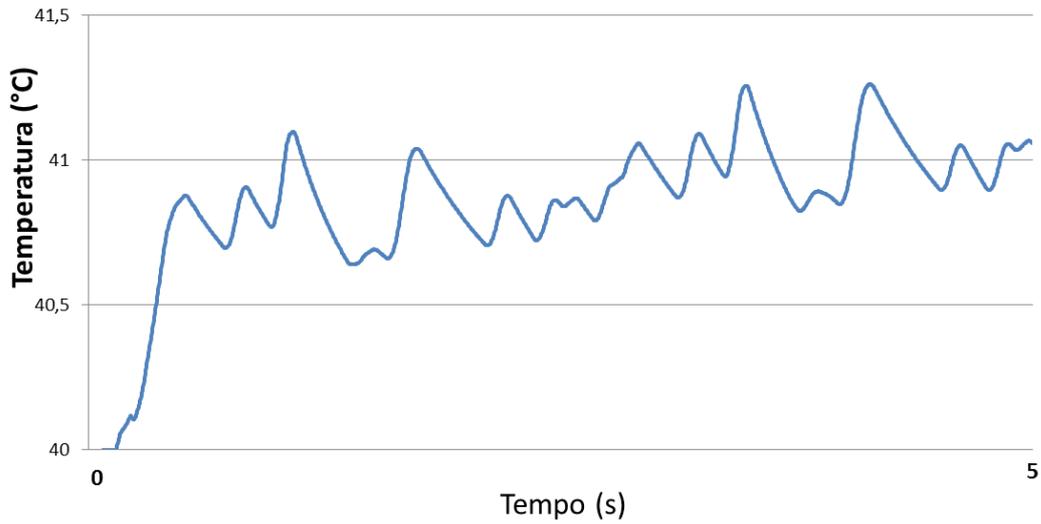
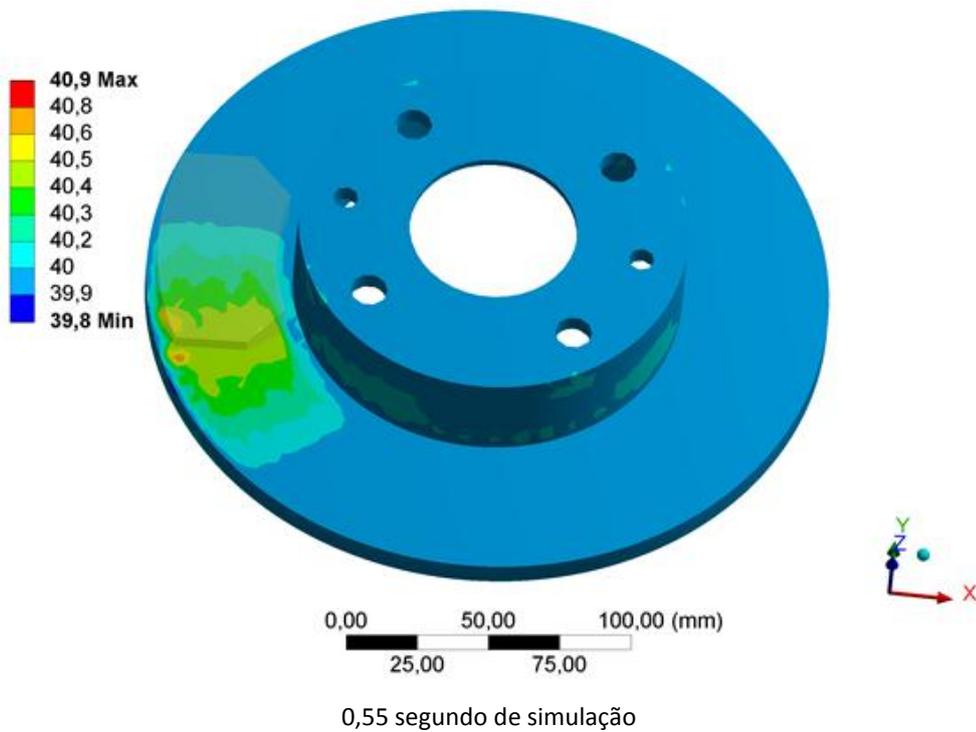
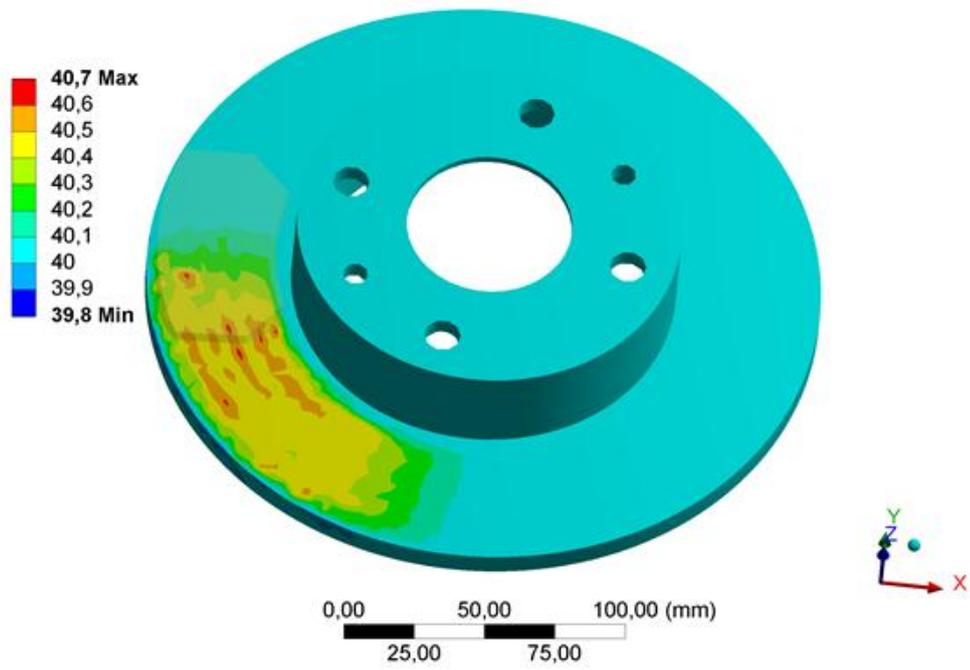


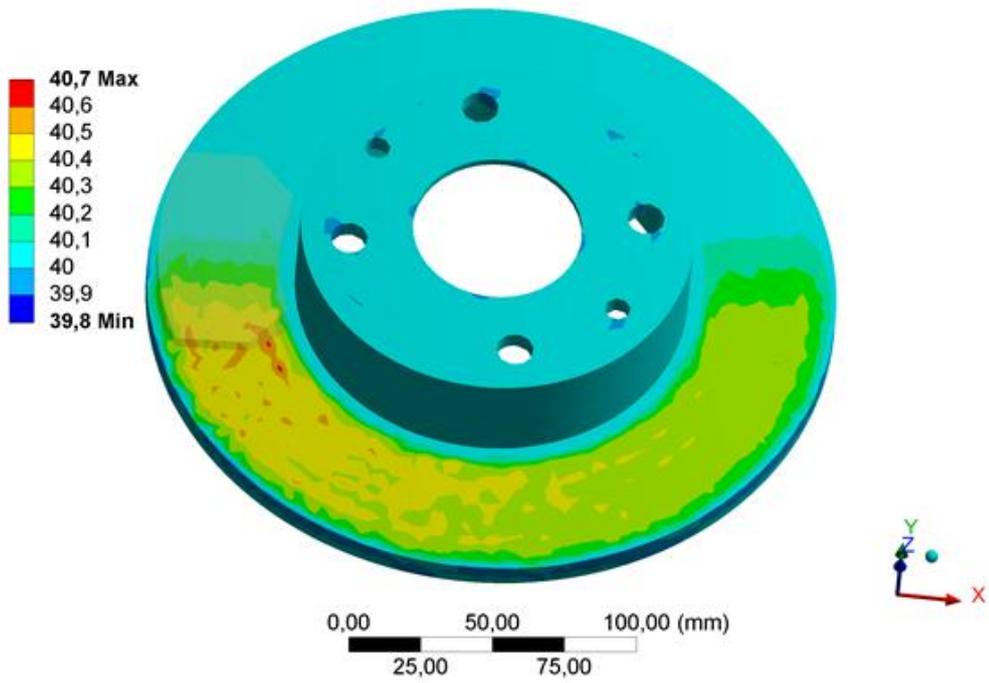
FIGURA 4.14 - Gráfico da temperatura em um ponto de medição no disco de freio durante simulação

Nas Figuras 4.15 e 4.16, são mostrados o disco e a pastilha ao longo de uma frenagem de 5 segundos, correspondente a uma etapa do ciclo. Durante cada imagem, é representada uma etapa da simulação com cerca de 0,55 segundo de incremento ao experimento.

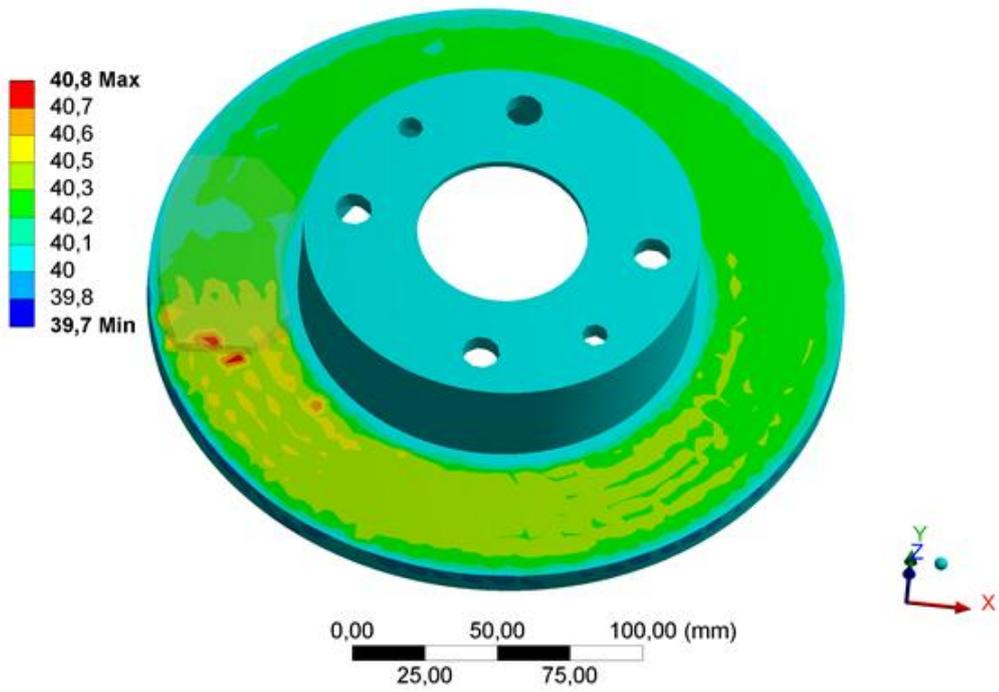
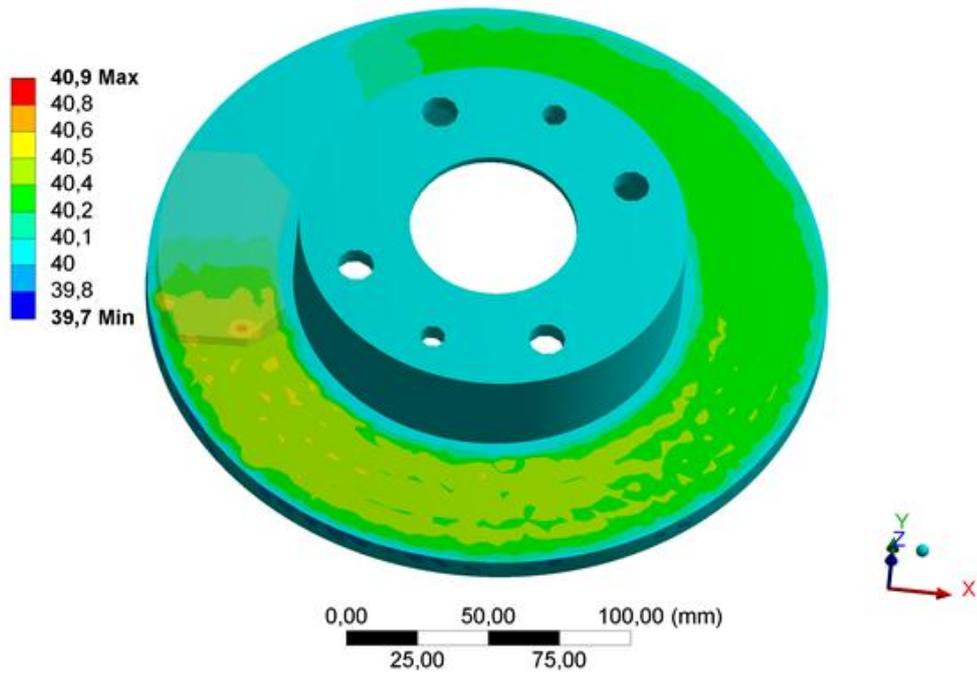


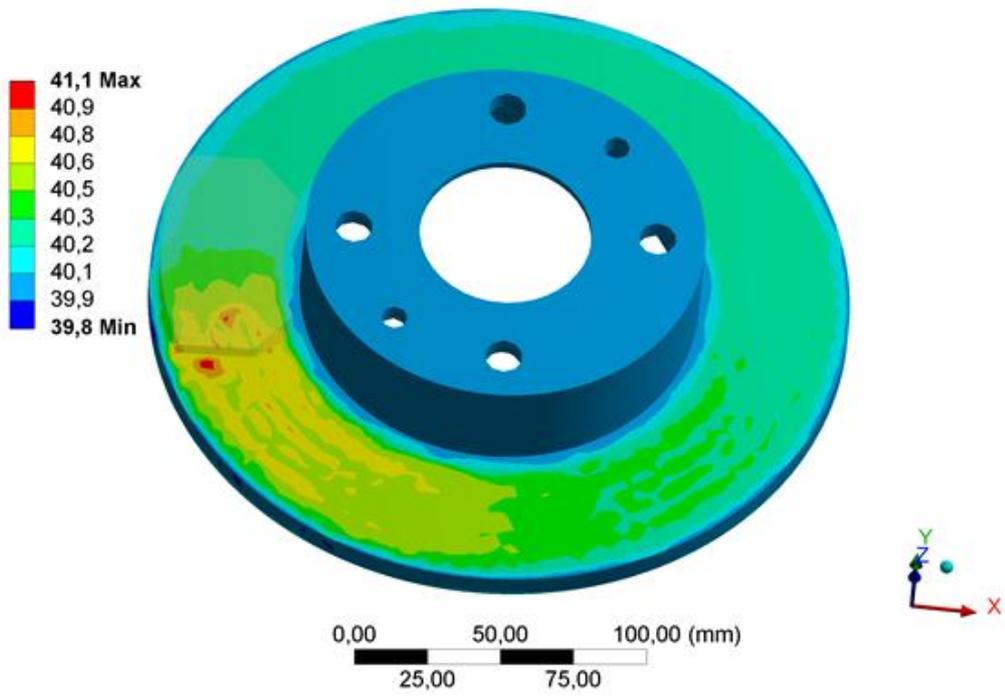
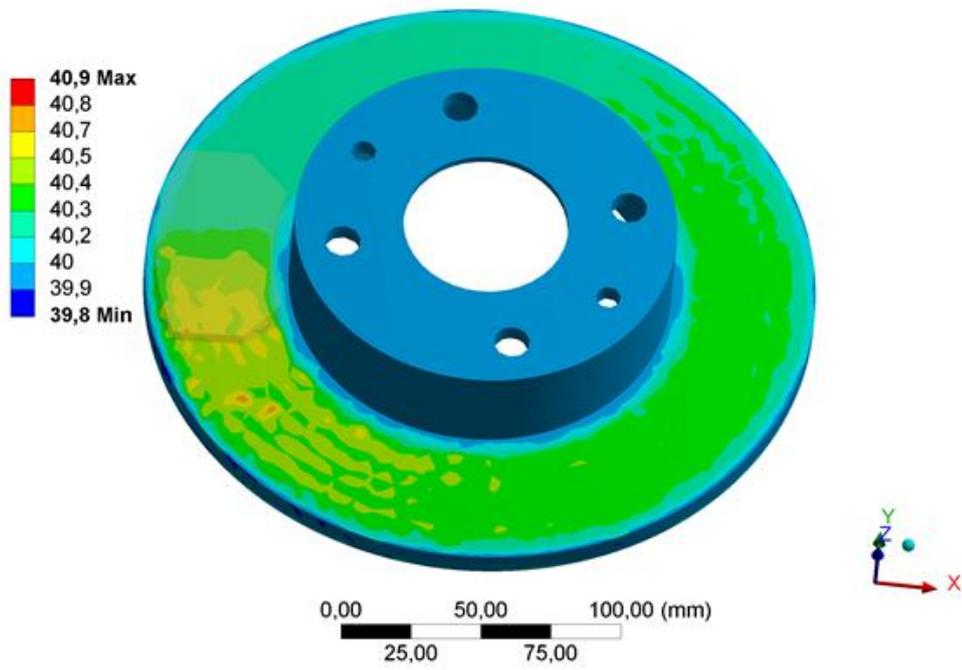


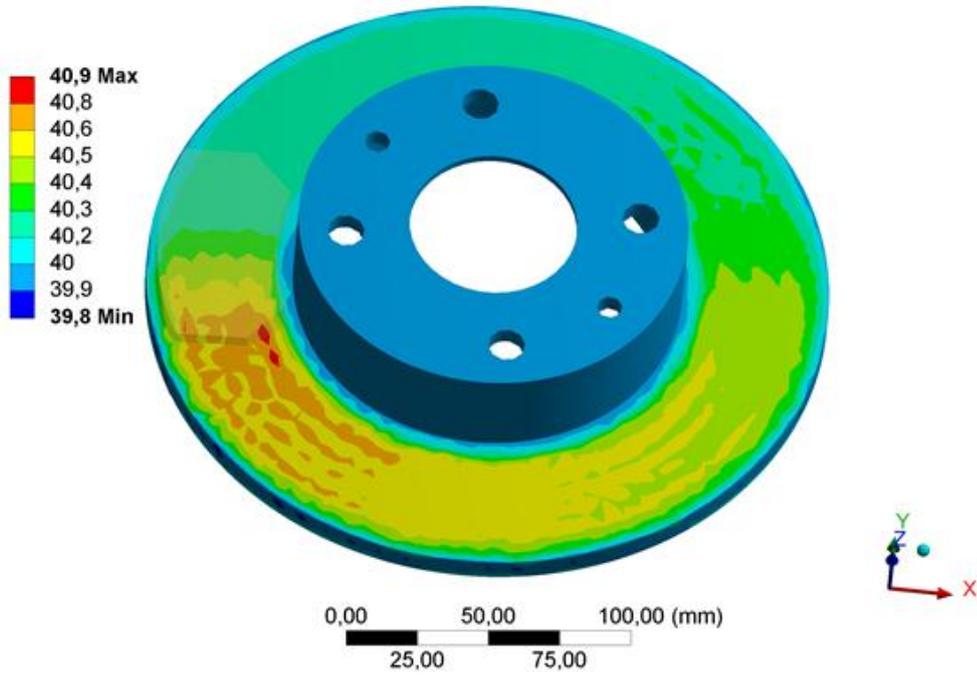
1,1 segundo de simulação



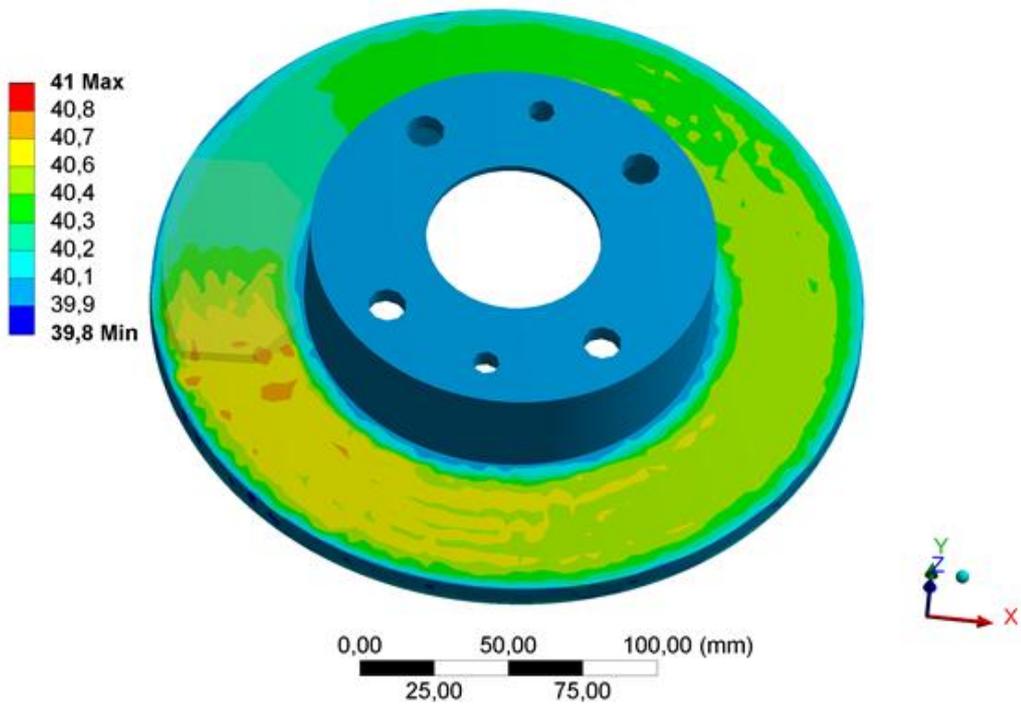
1,65 segundo de simulação





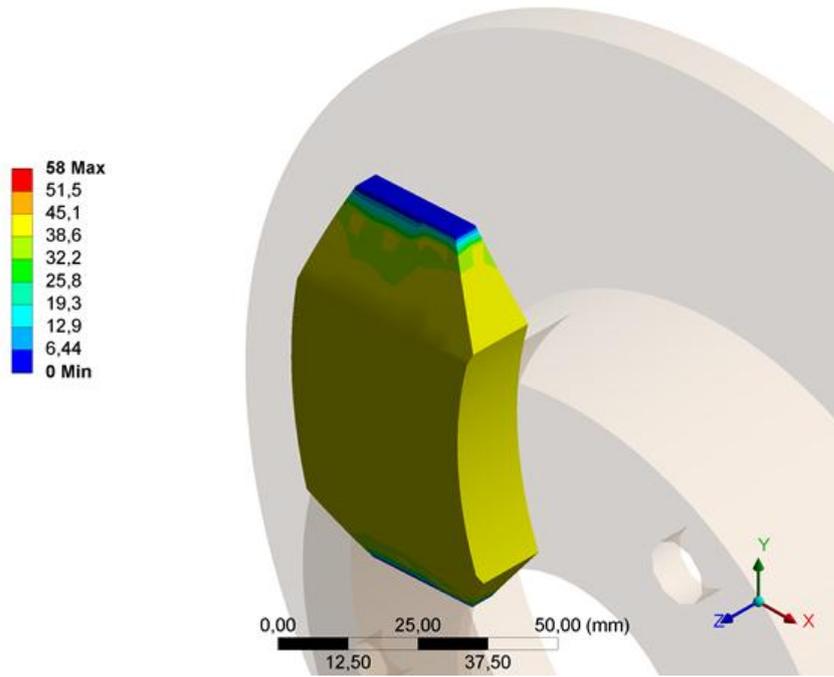


4,4 segundos de simulação

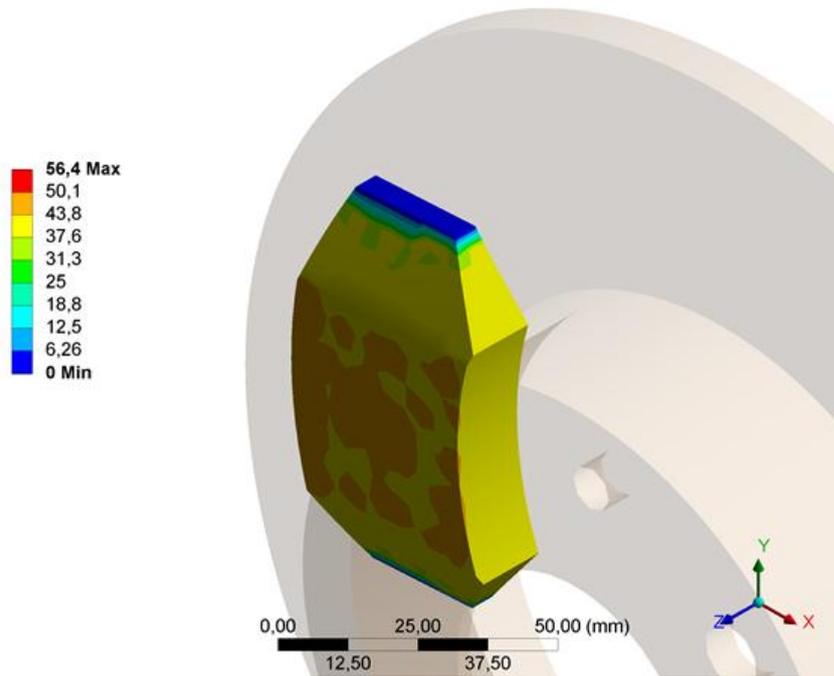


5 segundos de simulação

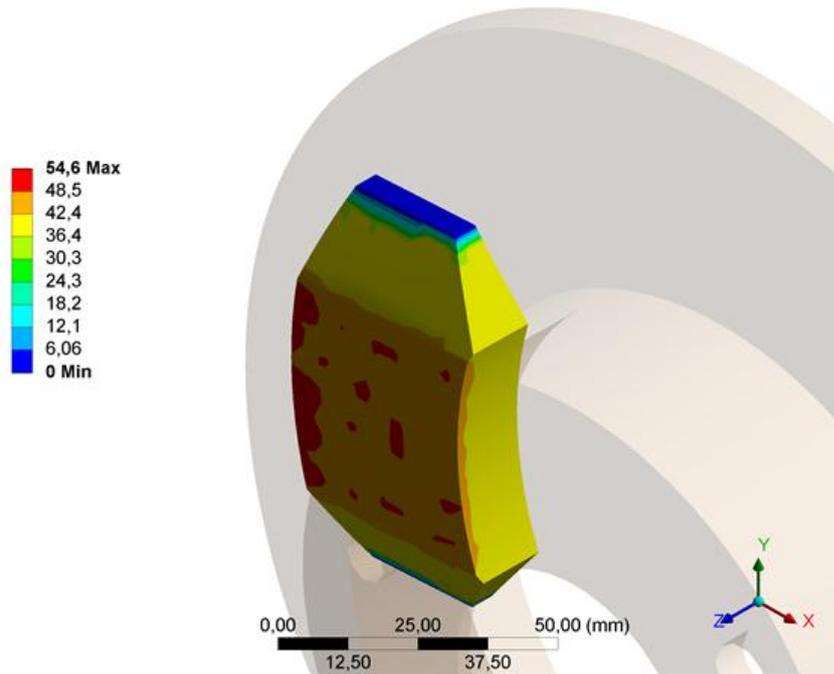
FIGURA 4.15 - Gradientes térmicos do disco de freio durante simulação



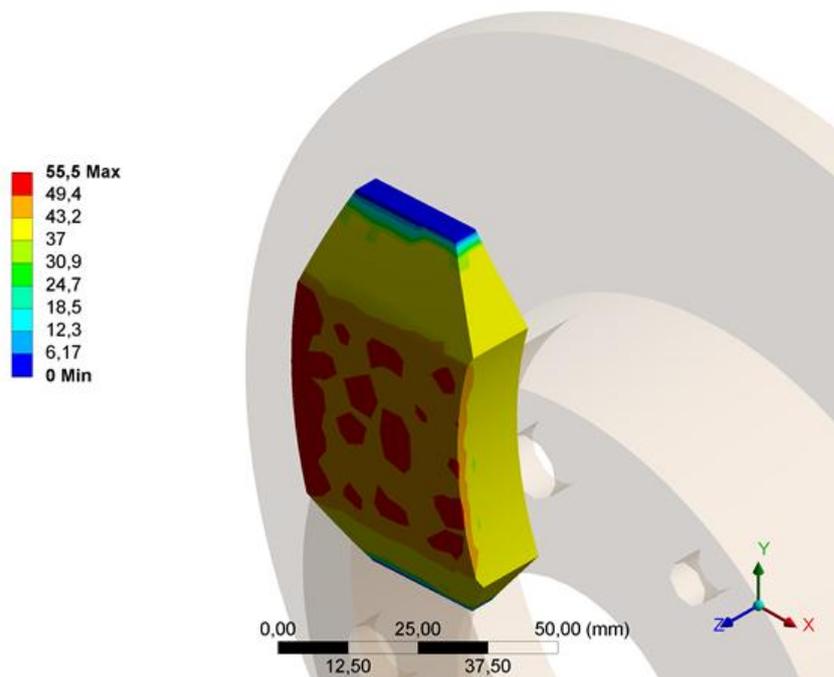
0,55 segundo de simulação



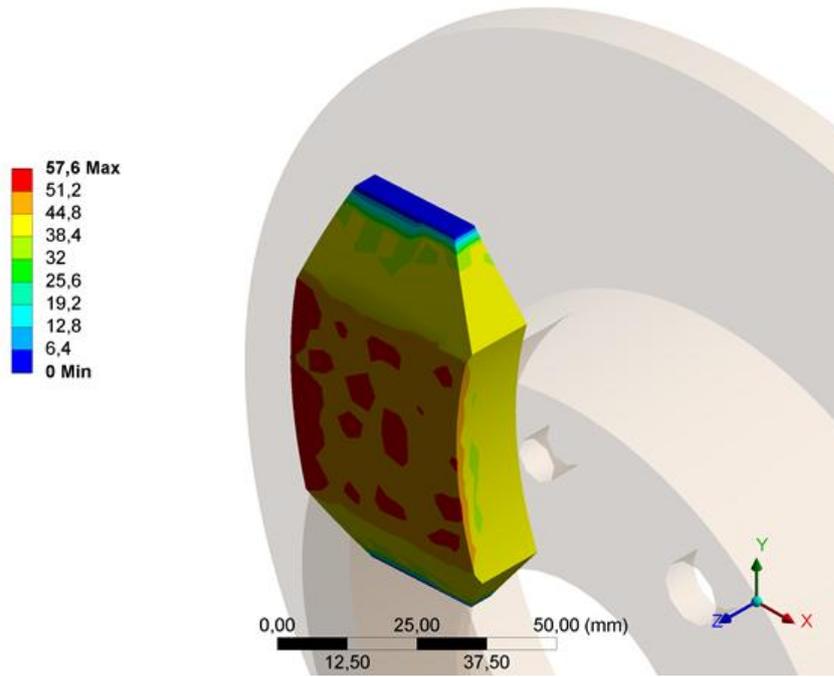
1,1 segundo de simulação



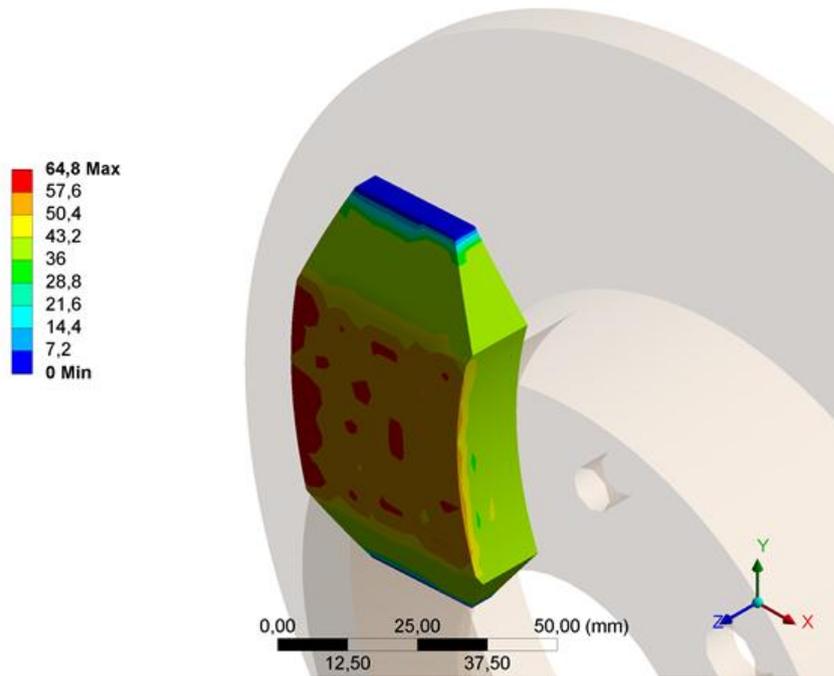
1,65 segundo de simulação



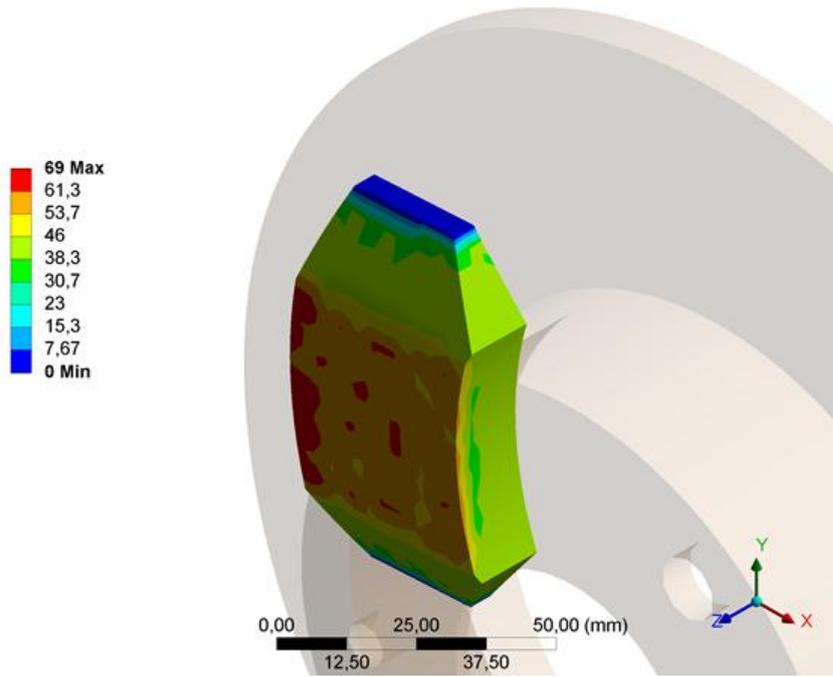
2,2 segundos de simulação



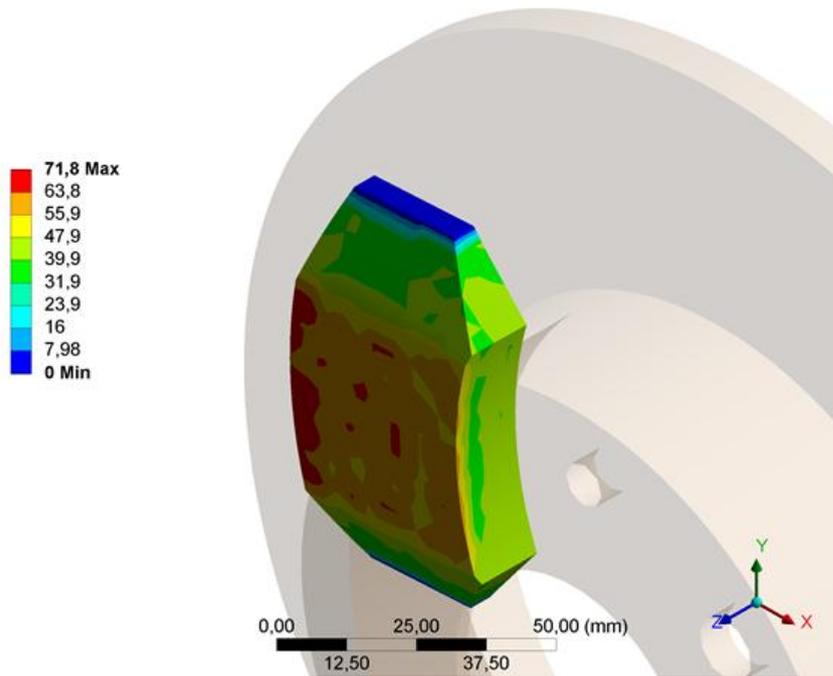
2,75 segundos de simulação



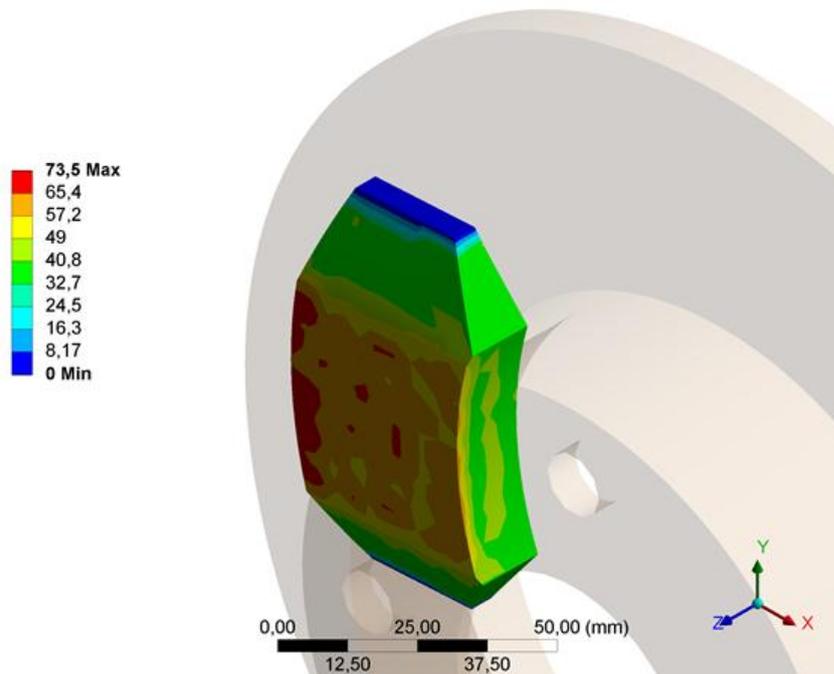
3,3 segundos de simulação



3,85 segundos de simulação



4,4 segundos de simulação



5 segundos de simulação

FIGURA 4.16 - Gradientes térmicos da pastilha de freio durante simulação

Ao se comparar os ganhos de temperatura obtidos entre essa simulação com o experimento físico, é possível perceber que os valores estão muito próximos, com um incremento de cerca de $1,3^{\circ}\text{C}$ ao final de 5 segundos de frenagem. Sendo assim, tem-se que os dados experimentais estão alinhados com os de outros autores que lidam com os mesmos valores de energia encontrados em uma frenagem em condições reais de utilização.

5 Conclusões

A bancada construída se mostrou eficiente para a criação de uma base de dados experimentais de freios a disco. Foram monitorados temperatura, níveis de emissão acústica, massa das pastilhas, comportamento de frenagem em relação à parada total e controlada a velocidade e a força de atuação do cilindro-mestre.

A bancada ainda apresenta um grande potencial para novas alterações em seu funcionamento e instrumentação, permitindo a troca de equipamentos como o volante de inércia, relação de transmissão, motor de acionamento, disco de freio, pastilhas e pinças, além da utilização de novos sensores e instrumentos de medição.

Existe uma diferença significativa na eficiência de frenagem entre pastilhas recomendadas para o mesmo tipo de veículo, cabendo uma segregação mais detalhada quanto ao seu uso. Existe também um diferente comportamento microestrutural comprovado pelos ensaios de Emissão Acústica. Tal diferença de sinal pode estar associada à vida útil das pastilhas, porém é necessária maior investigação desse assunto para se obter dados conclusivos.

Pôde ser comprovada a influência direta da pressão exercida nas pastilhas e inversa à temperatura encontrada no conjunto pastilhas/disco com a eficiência de frenagem. O fato de a temperatura interferir na parada do disco já é notório por meio do fenômeno conhecido como *fade*; entretanto é interessante ressaltar a presença de redução da eficiência de frenagem em faixas inferiores de temperatura daquelas encontradas no *fade*.

A simulação por elementos finitos deve ser elaborada de forma completa, simulando todo o tempo dos ciclos para possibilitar uma melhor análise entre os fenômenos. Entretanto a faixa de temperatura encontrada em apenas uma etapa do ensaio pode servir para se comparar com os ensaios físicos realizados, confirmando a representatividade dos dados encontrados, mesmo se trabalhando em condições inferiores das encontradas em condições normais de operação.

Por meio dos resultados da simulação computacional fica claro o quanto o projeto geométrico das pastilhas é importante para a segurança veicular. Através da simulação pôde ser observado o aquecimento desigual localizado na parte superior da pastilha, revelando que mudanças geométricas podem melhorar a dissipação ou homogeneização térmica, levando, além das melhorias de desempenho, a um aumento na vida útil dos equipamentos. Quanto ao disco, a simulação computacional não comprovou a necessidade de alterações em sua geometria, mas conforme já apresentado, essa alteração dimensional pode ser relevante em situações em que as temperaturas geradas no disco tenham valores elevados, muito além dos encontrados nesta simulação.

6 Sugestões para trabalhos futuros

Implementar um sistema de aquisição de temperatura automático de foco fixo e que não sofra interferências pela variação da emissividade do disco durante os testes.

Utilizar um mecanismo de giro com um maior torque e inércia.

Testar discos com diferentes texturas e projetos de ventilação.

Utilizar métodos estatísticos para determinar a influência dos parâmetros na eficiência de frenagem.

Maximizar o uso da ferramenta de elementos finitos, simulando todo o tempo do experimento.

Realizar ensaios com mesmas temperaturas iniciais.

7 Referências

ANDREUCCI, R. *Líquidos penetrantes*. Abendi, p. 71, Abr., 2011.

ARVINMERITOR, Inc. *Air Disc Brakes: Maintenance Manual 4M. Manual*, Troy, r. 02/09, 1999.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro NBR 6143:1995 – Pastilha do Freio a disco – Determinação do atrito e desgaste através da bancada de ensaio Krauss.

BABUKANTH, G; TJA, M. V.; Transient Analysis of Disk Brake by Using Ansys Software. *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, p. 21-25; V. 2(1), 2012.

BIRCH, T.W. *Automotive Braking Systems*. 3. ed. San Diego: Delmar Cengage Learning, 544p., 1999.

BOSCH, R. *Informativo Técnico Comercial | Freios*. Disponível em: <http://www.bosch.com.br/br/autopecas/produtos/freios/downloads/informativo_disco_d_e_freio_2007.pdf>. Acesso em: 18 nov. 2012.

BOSCH, R. *Manual de Tecnologia Automotiva*. Tradução de MADJDEREY, H.; PROKESH, G. W.; ZERBINI, E. J.; PFEFERMANS. 25. ed. São Paulo: Edgar Blucher, 2005. 1231 p.

BRASIL, H. V. *Máquinas de Levantamento*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1998. 230 p.

BREMBO, S.P.A. *The Brake Disc Manual*. Curno, 1997, 128 p.

BREZOLIN, A. *Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais*. Dissertação (mestrado em Materiais) – Universidade de Caxias do Sul, Caxias do sul, 105 p., 2007.

CAETANO, O. L. *Projeto e construção de bancada para ensaios de componentes dos sistemas de freios automotivos*. Monografia (graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 60 p. 2011.

CALLISTER, W. D. *Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução*. 5.ed. São Paulo: LTC, 2002. 408 p.

CANALI, R. Evaluation of Properties of Disc and Pad Materials and Their Relation With Disc Brake Noise. *SAE Technical Paper* 2002, 2002.

CHATTERLEY, T.C; MACNAUGHTAN, M. Cast Iron Brake Discs - Current Position, Performance and Future Trends in Europe. *SAE Technical Paper* 1999-01-0141, 1999.

COLPAERT, H. *Metalografia dos Produtos Siderúrgicos Comuns*. 3.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 412p., 1974.

DIULGHEROGLO, P. A. *Fundamentos de Freios e Seus Componentes*. Apostila Curso, Congresso SAE Brasil, São Paulo, mar. 2010.

ERIKSSON, M.; BERGMAM F.; JACOBSON S. *Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions*. *Wear*, p. 163–167; V. 232, 1999.

FESTO BRASIL LTDA. *Resumo das características selecionadas - Cilindroconvencional - DGS-25-80*. Disponível em: <https://www.festo.com/cms/pt-br_br/catalog_catalog.htm>. Acesso em: 3 de jan. 2013.

HAICAL, R. C. *Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Dinamômetro para Testes de Motores de Combustão Interna*. Dissertação (mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 76p., 2009.

HETCH, R. L.; DINWIDDIE, R. B.; PORTER, W. E.; WANG, H. Thermal Transport Properties of Grey Cast Irons. *SAE transactions*, p. 1699-1705, V.105, 1996.

INFANTINI, M. B. *Variáveis de Desempenho dos Sistemas de Freio*. Dissertação (mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 763p., 2008.

IOMBRILLER, S.F. *Análise Térmica e Dinâmica do Sistema de Freio a Disco de Veículos Comerciais Pesados*. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 177p., 2002.

JEMIELNIAK, K. Some aspects of acoustic emission signal pre-processing. *Journal of Materials Processing Technology*, p. 242–247, V. 109, 2001.

KNORR-BREMSE A. G. *Pneumatic Disc Brake*. Manual Y006471-EN-001, Munich, 48p. 2005.

KRUZE, G.A.S. *Avaliação do Coeficiente de atrito em um Dinamômetro em Escala Reduzida*. Dissertação (mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 79p. 2009.

LI, X. A brief review: acoustic emission method for tool wear monitoring during turning. *Internacional Journal of Machine Tools & Manufacture*.p. 157–165, V. 42, 2002.

LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. SAE Publications Group, Warrendale, 460p., 1992.

MALUF, O. *Fadiga Termoecânica em Ligas de Ferro Fundido Cinzento para Discos de Freio Automotivos*. Tese (doutorado em Ciência e Engenharia de Materiais) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 230p. 2007.

MARTYR, A. J.; PLINT, M. A. *Engine Testing: Theory and Practice*. 3.ed. Oxford: ElsevierLtd., 464p., 2007.

MÁXIMO, A.; ALVARENGA, B. *Curso de Física*. 3.ed. São Paulo: Editora Scipione, 509p.,V.2,1997.

OSTERMEYER, G. P. *Friction and Wear of Brake Systems. ForschungimIngenieurwesen*, p. 267-272, V. 66, 2001.

PEREIRA, J. C. *Dinamômetros. Apostila*, Rio de Janeiro, 55p., 1999.

PIGARI, A. C. *Monitoramento do desgaste da ferramenta no processo de torneamento usando emissão acústica*. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 130p., 1995.

RAVINDRA, H. V.; SRINIVASA, Y. G.; KRISHNAMURTHY, R. *Modelling of tool wear based on cutting forces in turning. Wear*, p. 25–32, V. 169, 1993.

SERBINO, E. M. *Um Estudo dos Mecanismos de Desgaste em Disco de Freio Automotivo Ventilado de Ferro Fundido Cinzento Perlítico com Grafita Lamelar*. Dissertação (mestrado em Engenharia Metalúrgica e de Materiais) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 123p., 2005.

SOUTO, U. B. *Monitoramento do desgaste de ferramenta no processo de fresamento via emissão acústica*. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 167p., 2007.

VIANA, J. C. O. *Plataforma de Testes de Desempenho Veicular para Dinamômetros Inerciais em Linguagem Labview®*. Monografia (graduando em Tecnologia de Eletrônica Automotiva), Centro Paula Souza Faculdade de Tecnologia de Santo André, Santo André, 50p., 2011.

VILABÓN, L.; SINATORA, A. *Construção e Instrumentação de Abrasômetro do Tipo Roda-de-borracha para o Estudo do Comportamento Tribológico de Aços*. APAET, Aveiro, p. 1-11, V. 13, 2006.

WABCO Automotive S.A. *Assembly and Maintenance Instructions: Mechanical Sliding Calliper Disc Brake*. Manual, Bruxelas, 2006.

ZANGIACOMI, M. H. *Desenvolvimento e Análise de Compósitos Reforçados com Fibras de Panox e Fibras de Aramida Utilizados em Materiais de Fricção em Freios Automotivos*. Dissertação (mestrado em Engenharia Química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 111p., 2002.

8 ANEXO A - Testes da ECE-13

Fonte: Adaptado de BOSCH (2005)

Classe do veículo	Automóveis de passeio		
	M ₁	M ₂	M ₃
Sistema de freio de serviço ABS conforme Diretriz EG ou ECE ¹ (V _{max} ≥ 25 Km/h)	Distribuição prescrita da força de frenagem para cada eixo, atuando em todas as rodas		
Teste tipo O (motor desengrenado)			
Velocidade de teste Km/h	80	60	60
Distância de frenagem ≤ m	50,7	36,7	36,7
Equação da distância de frenagem	$0,1v + \frac{v^2}{150}$	$0,15v + \frac{v^2}{130}$	
Desaceleração média total ≥ m/s ²	5,8	5,0	
Força de acionamento ≤ N	500	700	
Teste tipo O (motor engrenado)			
Comportamento do veículo sob frenagem de 30% a 80% v _{max} e eficiência do freio			
Velocidade de teste v = 80% v _{max} porém ≤ Km/h	160	100	90
Distância de frenagem ≤ m	212,9	111,8	91,8
Equação da distância de frenagem	$0,1v + \frac{v^2}{130}$	$0,15v + \frac{2v^2}{130}$	
Desaceleração média total ≥ m/s ²	5,0	4,0	
Força de acionamento ≤ N	500	700	
Teste tipo I			
Frenagem repetitiva a 3 m/s ² , carregado, motor engatado			
v ₁ = 80% v _{max} , porém v ₂ = 50% v ₁ ≤ Km/h	120	100	60
Número de ciclos de frenagens n	15	15	20
Duração do ciclo de frenagem s	45	55	60
Eficiência do freio quente ao final do teste tipo I	≥ 80% do que a eficiência especificada para o teste tipo O (motor desengatado) e ≥ 60% da eficiência obtida no teste tipo O (motor desengatado)		
Teste tipo II (em declive longo)			
Energia correspondente a 30 Km/h, declive de 7% a 6 Km, carregado, só com o freio de ação contínua acionado.			
Eficiência do freio quente ao final do teste tipo II	Mensuramento como teste tipo O (desengatado)		
Equação da distância de frenagem	$0,15v + \frac{1,33v^2}{130}$		
Distância de frenagem ≤ m	-	-	45,8
Desaceleração média total ≥ m/s ²	-	-	3,75

Fonte: Adaptado de BOSCH (2005)

Classe do veículo	Automóveis de passeio		
	M ₁	M ₂	M ₃
Teste tipo II_a Para sistema de freio de ação contínua	Energia correspondente a 30 Km/h, declive a 7% a 6 Km, carregado só com o freio de ação contínua acionado		
Teste tipo III			
Efeito residual de frenagem Após falha no sistema de transmissão/circuito de freio, motor desengrenado			
Velocidade de teste Km/h	80	60	60
Dist. de frenagem, carregado ≤ m	150,2	101,3	101,3
Dist. de frenagem, descarregado ≤ m	178,7	119,8	101,3
Desaceleração média total			
Carregado ≥ m/s ²	1,7	1,5	1,5
Descarregado ≥ m/s ²	1,5	1,3	1,5
Força de acionamento ≤ N	700	700	700
Sistema de freio auxiliar (teste igual tipo O, motor desengrenado)			
Velocidade de teste Km/h	80	60	60
Distância de frenagem ≤ m	93,3	64,4	64,4
Fórmula da distância de frenagem	$0,1v + \frac{v^2}{150}$	$0,15v + \frac{2v^2}{130}$	
Retardo médio máximo ≥ m/s ²	2,9	2,5	
Força de acionamento com a mão ≤ N	400	600	
com o pé ≤ N	500	700	
Sistema de freio de estacionamento (teste com o veículo carregado)			
Efeito de imobilização em active/declive ≥ %		18	
em conjunto com o veículo da categoria O sem freio ≥ %		12	
Força de acionamento com a mão ≤ N	400	600	
com o pé ≤ N	500	700	
Freio de Estacionamento, Teste Tipo O (motor desengrenado, carregado)			
Velocidade de teste Km/h	80	60	60
Desaceleração média total e desaceleração antes da imobilização ≥ m/s ²		1,5	

9 ANEXO B - Dados de temperatura

Pastilha "A"									
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	Número de Paradas	
A S S E N T A M E N T O	1º	660	2	298	33,6	41,8	48,8	12,2	10
				-	-	42,6			
				-	-	44,8			
				-	-	46,8			
				-	-	48,4			
				-	-	49,2			
				-	-	50			
				-	-	50,6			
	1º	660	2	298	50,0	51,4	54,4	7,4	10
				-	-	51,8			
				-	-	52,8			
				-	-	53,0			
				-	-	54,4			
				-	-	55,0			
				-	-	54,4			
				-	-	55,8			
	2º	660	2	-	-	54,8	56,3	2,8	10
				-	-	55,2			
				-	-	55,4			
				-	-	56,6			
-				-	57,0				
-				-	57,6				
-				-	56,0				
-				-	55,8				
3º	660	2	-	-	45,6	48,2	4,0	10	
			-	-	46,4				
			-	-	46,0				
			-	-	47,2				
			-	-	48,6				
			-	-	48,2				
			-	-	48,2				
			-	-	49,2				
4º	660	2	298	40,0	51,4	53,4	3,8	10	
			-	-	51,2				
			-	-	52,0				
			-	-	53,2				
			-	-	55,0				
			-	-	52,8				
			-	-	53,6				
			-	-	54,4				
-	-	54,6							
-	-	54,2							

Pastilha "A"									
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	Número de Paradas	
A S S E N T A M E N T O	5º	660	2	298	49,0	49,4	50,7	4,0	10
				-	-	49,8			
				-	-	49,8			
				-	-	50,2			
				-	-	49,8			
				-	-	51,6			
				-	-	51,6			
				-	-	51,2			
				-	-	51,4			
				-	-	53,4			
	6º	660	2	-	-	42,6	45,9	5,4	10
				-	-	43,6			
				-	-	44,8			
				-	-	45,0			
				-	-	45,4			
				-	-	46,4			
				-	-	47,2			
				-	-	47,0			
				-	-	48,0			
				-	-	47,6			
	7º	660	2	298	43,0	47,2	48,7	2,2	10
				-	-	48,4			
				-	-	48,6			
				-	-	48,4			
				-	-	49,4			
				-	-	48,6			
				-	-	49,4			
				-	-	48,8			
				-	-	49,0			
				-	-	49,0			
	8º	660	2	-	-	48,6	49,5	1,8	10
				-	-	49,2			
				-	-	49,6			
				-	-	49,4			
				-	-	48,4			
				-	-	49,8			
-				-	50,2				
-				-	49,6				
-				-	49,8				
-				-	49,2				

Pastilha "A"									
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	Número de Paradas	
A S S E N T A M E N T O	9º	660	2	-	-	42,8	44,9	5,6	10
				-	-	42,8			
				-	-	42,6			
				-	-	43,0			
				-	-	44,2			
				-	-	45,6			
				-	-	46,8			
				-	-	47,8			
				-	-	48,2			
				298	-	48,2			
	10º	660	2	298	49,0	50,4	52,5	5,0	10
				-	-	51,8			
				-	-	49,8			
				-	-	52,0			
				-	-	51,8			
				-	-	53,0			
				-	-	54,8			
				-	-	54,0			
				-	-	53,6			
				-	-	53,8			
	11º	660	2	-	-	53,6	57,0	5,8	10
				-	-	54,8			
				-	-	55,0			
				-	-	56,4			
				-	-	57,2			
				-	-	56,8			
				-	-	58,0			
				-	-	57,6			
				-	-	59,0			
				-	-	59,4			
	12º	660	2	298	52,5	61,8	65,7	8,4	10
				-	-	62,2			
				-	-	62,8			
				-	-	65,4			
				-	-	66,0			
				-	-	64,0			
				-	-	68,6			
				-	-	69,8			
				-	-	70,0			
				-	-	70,2			

Pastilha "A"								
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	Número de Paradas
1º	660	2	298	62,5	70,4	73,8	9,0	10
			-	-	71,8			
			-	-	73,4			
			-	-	73,0			
			-	-	73,8			
			-	-	78,0			
			-	-	75,0			
			-	-	73,8			
			-	-	75,4			
			-	-	79,4			
2º	660	2	-	-	77,4	79,7	7,3	10
			-	-	77,0			
			-	-	79,8			
			-	-	79,0			
			-	-	79,6			
			-	-	80,2			
			-	-	81,0			
			-	-	79,0			
			-	-	82,6			
			-	-	84,3			
3º	660	2	-	-	82,8	87,3	11,6	10
			-	-	82,8			
			-	-	85,0			
			-	-	84,0			
			-	-	86,6			
			-	-	92,8			
			-	-	88,0			
			-	-	89,0			
			-	-	89,2			
			-	-	94,4			
4º	660	2	-	-	95,0	96,9	14,0	6
			-	-	96,0			
			-	-	97,0			
			-	-	96,8			
			-	-	96,0			
			-	-	96,0			
			-	-	101,0			
			-	-	99,0			
			-	-	102,0			
			-	-	109,0			

Pastilha "A"								
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	Número de Paradas
5º	660	2	-	-	99,0	109,0	15,0	2
			-	-	108,8			
			-	-	102,6			
			-	-	107,2			
			-	-	106,8			
			-	-	109,2			
			-	-	110,0			
			-	-	111,0			
			-	-	112,0			
			-	-	114,0			
6º	660	2	-	-	112,6	114,5	7,4	0
			-	-	111,2			
			-	-	111,8			
			-	-	114,8			
			-	-	114,8			
			-	-	112,0			
			-	-	114,2			
			-	-	115,0			
			-	-	118,0			
			-	-	118,6			
7º	660	2	-	-	114,0	115,5	3,8	0
			-	-	115,0			
			-	-	114,4			
			-	-	114,6			
			-	-	115,0			
			-	-	116,0			
			-	-	117,2			
			-	-	117,4			
			-	-	117,0			
			298	-	117,8			
8º +30% rotação	858	3	-	59,8	60,2	66,9	17,8	3
			-	-	60,2			
			-	-	61,2			
			-	-	63,4			
			-	-	64,4			
			-	-	69,4			
			-	-	71,4			
			-	-	72,4			
			-	-	74,4			
			-	-	78,0			

Pastilha "A"								
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	Número de Paradas
9º -30% rotação	462	2	-	75,0	74,0	76,2	6,2	0
			-	-	74,2			
			-	-	74,4			
			-	-	75,2			
			-	-	78,0			
			-	-	74,2			
			-	-	77,2			
			-	-	80,2			
			-	-	77,4			
			-	-	80,2			
10º +30% força	660	2,5	-	78,4	77,8	75,8	3,0	10
			-	-	76,8			
			-	-	76,8			
			-	-	75,8			
			-	-	75,4			
			-	-	75,8			
			-	-	76,2			
			-	-	74,8			
			-	-	75,0			
			298	-	75,2			

Pastilha "B"								
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	
A S S E N T A M E N T O	1º	660	2	284	46,4	45,6	53,4	16,2
				-	-	46,6		
				-	-	48,2		
				-	-	49,4		
				-	-	50,6		
				-	-	56,2		
				-	-	56,6		
				-	-	56,6		
				-	-	61,6		
				-	-	61,8		
	2º	660	2	-	-	67,2	67,4	14,4
				-	-	65,6		
				-	-	66,4		
				-	-	66,6		
				-	-	67,6		
				-	-	68,0		
				-	-	71,2		
				-	-	62,4		
				-	-	73,2		
				-	-	76,8		
	3º	660	2	-	-	80,8	82,6	8,0
				-	-	79,2		
				-	-	81,2		
				-	-	82,4		
				-	-	78,2		
				-	-	83,4		
				-	-	82,8		
				-	-	83,8		
				-	-	84,0		
				-	-	86,2		
	4º	660	2	284	60,2	59,2	60,0	6,0
				-	-	58,8		
				-	-	58,8		
				-	-	59,2		
				-	-	59,4		
				-	-	60,6		
-				-	60,8			
-				-	61,6			
-				-	62,8			
-				-	64,8			

Pastilha "B"								
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	
A S S E N T A M E N T O	5º	660	3	-	-	66,8	69,9	11,2
				-	-	67,2		
				-	-	67,6		
				-	-	69,8		
				-	-	68,8		
				-	-	70,0		
				-	-	71,2		
				-	-	73,8		
				-	-	74,0		
				-	-	78,0		
	6º	660	3	-	-	78,6	82,5	11,8
				-	-	79,4		
				-	-	79,8		
				-	-	79,6		
				-	-	82,0		
				-	-	83,0		
				-	-	84,8		
				-	-	84,2		
				-	-	86,6		
				284	-	90,4		
	7º	660	3	284	74,0	72,4	71,9	2,6
				-	-	72,4		
				-	-	71,4		
				-	-	70,4		
				-	-	70,4		
				-	-	70,4		
				-	-	72,6		
				-	-	72,4		
				-	-	71,4		
				-	-	73,0		
	8º	660	3	-	-	74,2	74,0	4,2
				-	-	75,8		
				-	-	73,4		
				-	-	74,0		
				-	-	75,0		
				-	-	72,6		
-				-	74,2			
-				-	73,4			
-				-	71,6			
-				-	74,0			

Pastilha "B"								
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)	
A S S E N T A M E N T O	9º	660	3	-	-	73,0	75,3	5,2
				-	-	72,8		
				-	-	73,6		
				-	-	75,8		
				-	-	75,8		
				-	-	74,4		
				-	-	76,8		
				-	-	74,8		
				-	-	78,0		
				-	-	77,4		
	10º	660	3	284	57,4	67,6	64,7	3,6
				-	-	64,4		
				-	-	64,2		
				-	-	64,6		
				-	-	64,0		
				-	-	64,2		
				-	-	64,8		
				-	-	66,2		
				-	-	66,6		
				-	-	66,8		
	11º	660	3	-	-	66,8	71,7	8,6
				-	-	70,2		
				-	-	69,0		
				-	-	71,4		
				-	-	71,4		
				-	-	72,0		
				-	-	72,8		
				-	-	75,2		
				-	-	74,8		
				-	-	75,4		
	12º	660	3	-	-	80,4	82,2	6,4
				-	-	81,8		
				-	-	79,6		
				-	-	79,4		
				-	-	79,8		
				-	-	82,6		
-				-	83,4			
-				-	84,2			
-				-	85,4			
284				-	85,8			

Pastilha "B"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)
1º	660	2	284	58,2	69,0	68,5	6,4
			-		66,8		
			-		66,4		
			-		66,2		
			-		68,2		
			-		68,6		
			-		68,4		
			-		70,4		
			-		71,6		
			-		72,6		
2º	660	2	-	58,2	73,4	74,4	7,0
			-		73,4		
			-		73,4		
			-		73,6		
			-		73,8		
			-		75,0		
			-		76,2		
			-		78,6		
			-		79,2		
			-		80,4		
3º	660	2	-		81,6	85,1	14,0
			-		84,0		
			-		80,2		
			-		84,8		
			-		84,2		
			-		85,4		
			-		86,6		
			-		87,2		
			-		94,2		
			-		89,4		
4º	660	2	-		93,6	92,9	6,2
			-		94,4		
			-		95,0		
			-		90,8		
			-		94,0		
			-		88,8		
			-		88,8		
			-		92,4		
			-		92,0		
			-		93,4		

Pastilha "B"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)
5º	660	2	-	88,8	93,6	93,9	3,4
			-		93,6		
			-		93,8		
			-		93,6		
			-		93,8		
			-		96,6		
			-		97,0		
			-		94,0		
			-		95,0		
			-		96,8		
6º	660	2	-	91,8	93,8	96,1	8,2
			-		94,4		
			-		92,4		
			-		93,2		
			-		97,2		
			-		100,6		
			-		96,8		
			-		95,8		
			-		96,4		
			-		97,4		
7º	660	2	-	91,8	98,8	97,1	5,4
			-		94,6		
			-		95,4		
			-		95,0		
			-		94,6		
			-		94,4		
			-		98,8		
			-		99,8		
			-		99,4		
			284		99,4		
8º +30% rotação	858	2	284	71,4	66,4	69,7	10,2
			-		66,2		
			-		66,4		
			-		67,8		
			-		68,2		
			-		72,0		
			-		71,2		
			-		74,0		
			-		75,0		
					76,4		

Pastilha "B"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura inicial(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)
9º -30% rotação	462	2	-	81,0	79,4	79,1	4,4
			-		76,4		
			-		77,4		
			-		78,8		
			-		79,8		
			-		78,8		
			-		79,8		
			-		78,8		
			-		79,8		
			-		80,8		
10º +30% força	660	2,5	-	83,8	84,4	75,5	11,2
			-		74,0		
			-		77,8		
			-		77,6		
			-		75,8		
			-		77,2		
			-		75,2		
			-		74,2		
			-		73,2		
			284		74,0		

Pastilha "C"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura prévia(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)
1º	660	2	238	48,0	47,6	52,1	11,2
			-	-	48,4		
			-	-	49,2		
			-	-	50,6		
			-	-	51,4		
			-	-	52,8		
			-	-	54,2		
			-	-	56,6		
			-	-	56,8		
			-	-	58,8		
2º	660	2	-	-	58,2	58,1	16,0
			-	-	57,4		
			-	-	56,4		
			-	-	57,2		
			-	-	57,6		
			-	-	58,0		
			-	-	59,2		
			-	-	61,0		
			-	-	61,6		
			-	-	72,4		
3º	660	2	-	-	63,8	66,1	3,6
			-	-	64,6		
			-	-	64,8		
			-	-	65,6		
			-	-	66,6		
			-	-	66,4		
			-	-	66,8		
			-	-	65,8		
			-	-	66,8		
			-	-	67,4		
4º	660	2	-	-	68,2	69,4	2,6
			-	-	69,6		
			-	-	68,6		
			-	-	68,8		
			-	-	69,2		
			-	-	67,8		
			-	-	69,6		
			-	-	69,8		
			-	-	69,8		
			-	-	70,4		

Pastilha "C"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura prévia(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)
5º	660	2	-	-	70,4	72,5	2,8
			-	-	71,2		
			-	-	70,8		
			-	-	72,2		
			-	-	72,4		
			-	-	72,8		
			-	-	73,2		
			-	-	72,6		
			-	-	72,8		
			-	-	73,2		
6º	660	2	-	-	74,2	72,8	4,8
			-	-	73,6		
			-	-	72,8		
			-	-	72,8		
			-	-	72,8		
			-	-	73,2		
			-	-	72,8		
			-	-	71,6		
			-	-	71,8		
			-	-	69,4		
7º	660	2	-	-	70,8	68,6	3,2
			-	-	68,6		
			-	-	69,8		
			-	-	68,4		
			-	-	67,6		
			-	-	68,6		
			-	-	68,8		
			-	-	68,6		
			-	-	69,6		
			238	-	68,4		
8º +30% rotação	858	2	-	54,4	53,6	55,0	5,2
			-	-	54,0		
			-	-	53,4		
			-	-	54,4		
			-	-	53,8		
			-	-	55,6		
			-	-	56,6		
			-	-	56,8		
			-	-	57,2		
			-	-	58,6		

Pastilha "C"							
Ciclo	Rotação (rpm)	Pressão (bar)	Massa (g)	Temperatura prévia(°C)	Temperatura final(°C)	Temperatura média(°C)	Varição de Temperatura (°C)
9º -30% rotação	462	2	-	62,6	55,6	53,7	2,8
			-	-	54,6		
			-	-	54,2		
			-	-	53,8		
			-	-	53,8		
			-	-	53,6		
			-	-	53,6		
			-	-	53,2		
			-	-	53,0		
			-	-	52,8		
10º +30% força	660	2,5	-	51,8	53,8	52,9	2,6
			-	-	51,2		
			-	-	52,4		
			-	-	53,4		
			-	-	52,6		
			-	-	52,8		
			-	-	53,0		
			-	-	53,2		
			-	-	51,8		
			238	-	53,2		

10 ANEXO C – Pastilhas ensaiadas



Pastilha "A" – Antes do ensaio



Pastilha "A" – Após o ensaio



Pastilha "B" – Antes do ensaio



Pastilha "B" – Após o ensaio



Pastilha "C" - Após o ensaio