



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO**

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONTATO, DA  
VELOCIDADE DE ESCORREGAMENTO E DA TEMPERATURA NO  
DESGASTE E COEFICIENTE DE ATRITO DO PAR PASTILHA-DISCO DE  
UM MECANISMO DE FREIO VEICULAR**

**RODRIGO CARDOSO DE MENEZES**

**Belo Horizonte, 01 de Agosto de 2016**

Rodrigo Cardoso de Menezes

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONTATO, DA  
VELOCIDADE DE ESCORREGAMENTO E DA TEMPERATURA NO  
DESGASTE E COEFICIENTE DE ATRITO DO PAR PASTILHA-DISCO DE  
UM MECANISMO DE FREIO VEICULAR**

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

Área de concentração: Sistemas Integrados de Manufatura

Orientador: Professor Dr. Juan Carlos Campos Rubio  
Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte  
Escola de Engenharia da UFMG  
2016

M543a

Menezes, Rodrigo Cardoso de.

Avaliação da influência da pressão de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura no desgaste e coeficiente de atrito do par pastilha-disco de um mecanismo de freio veicular [manuscrito] / Rodrigo Cardoso de Menezes. – 2016.

119 f., enc.: il.

Orientador: Juan Carlos Campos Rubio.

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

Apêndices e anexos: p. 93-119.

Bibliografia: p. 87-92.

1. Engenharia de produção - Teses. 2. Desgaste mecânico - Teses. 3. Freios - Desempenho - Teses. 4. Fricção - Teses. I. Campos Rubio, Juan Carlos. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 658.5(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

UFMG

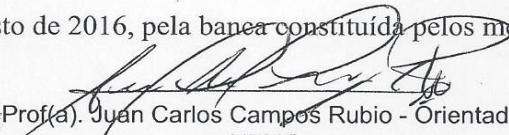
## FOLHA DE APROVAÇÃO

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONTATO, DA VELOCIDADE DE ESCORREGAMENTO E DA TEMPERATURA NO DESGASTE E COEFICIENTE DE ATRITO DO PAR PASTILHA-DISCO DE UM MECANISMO DE FREIO VEICULAR**

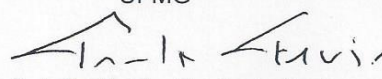
### **RODRIGO CARDOSO DE MENEZES**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, como requisito para obtenção do grau de Mestre em ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, área de concentração PESQUISA OPERACIONAL E ENGENHARIA DE MANUFATURA, linha de pesquisa Processos de Fabricação e Materiais.

Aprovada em 30 de agosto de 2016, pela banca constituída pelos membros:

  
Prof(a). Juan Carlos Campos Rubio - Orientador  
UFMG

  
Prof(a). Juan Carlos Horta Gutierrez  
UFMG

  
Prof(a). Paulo Eustáquio de Faria  
UFMG

Belo Horizonte, 30 de agosto de 2016.

*Aos meus pais, irmãos e amigos.*

## AGRADECIMENTOS

*Agradeço a Deus, que iluminou meu caminho durante toda esta caminhada.*

*Aos meus pais, Janete e Matos Além; minhas irmãs, Danielle, Patrícia e Flávia; minha noiva, Camille e todos os familiares que, com muito carinho, me deram força, apoio e incentivo. Valeu a pena toda a distância, todo sofrimento, todas as renúncias.*

*A todos os professores, amigos e colegas, importantes na minha vida acadêmica, pelo convívio diário, pela ajuda constante e por todos os ensinamentos transmitidos.*

*Ao orientador, Dr. Juan Carlos Campos Rubio, pela oportunidade, paciência na orientação, apoio, incentivo e amizade, tornando possível a conclusão deste trabalho.*

*Aos professores, Dr. Paulo Eustáquio de Faria, Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez, Dr. Marcelo Araújo Câmara e Dr. Antônio Carlos de Andrade pelos conselhos e experiências partilhadas.*

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo avaliar o desempenho de um sistema de freio veicular, por meio da análise do desgaste e do coeficiente de atrito em função da pressão de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura. Para isso, foram executados ensaios experimentais aplicando duas metodologias diferentes, a metodologia de Krauss e a metodologia de Makrahy. Durante os ensaios, foram monitoradas a força de frenagem, a temperatura e o desgaste das pastilhas de freio. Outro objetivo foi realizar melhorias no banco de ensaio de freio que contemplassem recursos para contribuir e facilitar a operacionalidade do equipamento, além de melhorar a qualidade dos dados. Os resultados dos ensaios mostram que o coeficiente de atrito diminui com o aumento da velocidade de escorregamento ou da pressão de contato. Com relação à temperatura, foi possível observar o aumento do coeficiente de atrito com o crescimento da temperatura até um valor máximo, que ocorreu na temperatura de início do *fade*, a partir da qual o coeficiente de atrito decresce. Também foi observado que a pressão de contato reduz a temperatura de início do efeito *fade*. Com relação ao desgaste das pastilhas, foi observado um aumento exponencial provocado pelo aumento na velocidade de escorregamento e/ou na pressão de contato. Portanto, os resultados produzidos neste estudo são semelhantes aos encontrados na literatura e o banco de ensaio de freios foi considerado validado qualitativamente.

**Palavras-Chave:** Banco de ensaio de freios, Coeficiente de atrito, Desgaste, Desempenho de freio.

## ABSTRACT

This study aims to evaluate the performance of a vehicle brake system, through the analysis of wear and coefficient of friction due to the contact pressure, the slip speed and temperature. For this purpose, assays were performed by applying two different methodologies, the methodology of Krauss and the Makrahy's methodology. During the tests were monitored braking force, temperature and wear of the brake pads. Another objective was to make improvements on the brake test bench that addressed resources to contribute and facilitate the operation of the equipment, and improve the quality of data. The test results show that coefficient of friction decreases with increasing slip velocity or contact pressure. With respect to temperature, it was possible to observe an increase of the friction coefficient with the growth temperature to a maximum value, which occurred at the beginning of the fade temperature, from which the friction coefficient decreases. It was also observed the influence of contact pressure on the fade effect temperature. With regard to wear of the pads, an exponential increase caused by the increase in the slip speed and / or the contact pressure was observed. Therefore the results found on this study are similar to those found on the literature, and the brake test bench was qualitatively validated.

**Key words:** Brake test bench, Friction coefficient, Wear, Brake Performance.



## LISTAS DE ILUSTRAÇÕES

### Figuras

Figura 2.1 - Exemplos de sistemas de transmissão de energia em freios .....	19
Figura 2.2 - Diagrama do carregamento dinâmico aproximado.....	20
Figura 2.3 - Diagrama do sistema de freio mais utilizado no Brasil.....	20
Figura 2.4 - Freio a tambor com acionamento hidráulico.....	21
Figura 2.5 - Freio a tambor com acionamento pneumático.....	22
Figura 2.6 - Componentes do freio a disco: (1) Pistão; (2) Cáliper; (3) Disco; (4) Pastilhas. ....	23
Figura 2.7 - (a) Cáliper flutuante; (b) Cáliper fixo.....	23
Figura 2.8 - Geometrias utilizadas nos discos de freio .....	24
Figura 2.9 - Geometrias de aletas em discos de freio ventilados.....	24
Figura 2.10 - Pastilha de freio e suas camadas constituintes.....	25
Figura 2.11 - Pressão de contato na interface de fricção.....	30
Figura 2.12 - Adesão.....	32
Figura 2.13 - Abrasão por penetração de partículas duras .....	33
Figura 2.14 - Abrasão por asperidades duras .....	33
Figura 2.15 - Componente de deformação.....	34
Figura 2.16 - Crescimento dos platôs.....	36
Figura 2.17 - Platôs primários e secundários.....	36
Figura 2.18 - Velocidade de escorregamento .....	37
Figura 2.19 - Efeito da velocidade de escorregamento sobre o coeficiente de atrito das pastilhas...	38
Figura 2.20 - Raio médio equivalente de um tambor de freio e de disco de freio.....	39
Figura 2.21 - Distribuição de pressão .....	41
Figura 2.22 - Temperaturas em três profundidades diferentes de um disco de freio .....	42
Figura 2.23 - Perfil de temperatura na pastilha.....	42
Figura 2.24 - Condução de calor do filme para o disco e para a pastilha de freio .....	43
Figura 2.25 - Distribuição do fluxo de calor entre pastilha e disco .....	44
Figura 2.26 - Dissipação do calor gerado durante a frenagem .....	44
Figura 2.27 - Zonas de ocorrência de temperaturas de flash.....	45
Figura 2.28 - Técnica do termopar com junta quente exposta.....	47
Figura 2.29 - Temperatura da interface de fricção em função do tempo de aplicação do freio .....	48
Figura 2.30 - Coeficiente de atrito em função do número de aplicações do freio .....	48
Figura 2.31 - Diagrama de um dinamômetro inercial.....	50
Figura 2.32 - Banco de ensaio de freios .....	53
Figura 2.33 - Diagrama do tribômetro em escala .....	54
Figura 2.34 - Índice de qualidade Q.....	55
Figura 2.35 - Força de frenagem e movimento remanescente.....	57
Figura 2.36 - Temperatura do disco para 7 ciclos de frenagem .....	58
Figura 2.37 - Emissão acústica para 7 ciclos de frenagem.....	58
Figura 2.38 - Comportamento do coeficiente de atrito .....	59
Figura 3.1 - Banco de ensaio de freios.....	61
Figura 3.2 - Circuito hidropneumático do banco de ensaio de freios. ....	62
Figura 3.3 - Transmissão CVT.....	63
Figura 3.4 - Dinamômetro .....	64
Figura 3.5 - Atuador pneumático.....	64
Figura 3.6 - Válvula pneumática, Regulador de pressão e Microcontrolador.....	65

Figura 3.7 - Diagrama do sistema de aquisição de dados. ....	66
Figura 3.8 - Amplificador instrumental AD595. ....	66
Figura 4.5 - Força de atrito e temperatura. ....	71
Figura 4.6 - Coeficiente de atrito e Temperatura em função do número de frenagens. ....	72
Figura 4.7 - Coeficiente de atrito, medido à temperatura de 180 °C, em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento. ....	73
Figura 4.8 - Coeficiente de atrito médio. ....	74
Figura 4.13 - Força de atrito e temperatura em função da pressão e da velocidade. ....	76
Figura 4.14 - Temperatura máxima atingida. ....	77
Figura 4.15 - Coeficiente de atrito em função da temperatura. ....	77
Figura 4.16 - Temperatura de início do efeito <i>fade</i> . ....	78
Figura 4.17 - Coeficiente de atrito à temperatura de 100 °C, 200 °C, 300 °C e 400 °C. ....	79
Figura 4.18 - Coeficiente de atrito em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento à temperatura de 180 °C. ....	80
Figura 4.19 - Redução percentual do coeficiente de atrito em função da temperatura, da pressão de contato e da velocidade de escorregamento. ....	82
Figura 4.20 - Desgaste das pastilhas de freio. ....	82

## **Tabelas**

Tabela 2.1 - Métodos de medição da temperatura em sistemas de freios. ....	46
Tabela 2.2 - Comparação entre as máquinas de ensaio de materiais de fricção. ....	51
Tabela 2.3 - Etapas de ensaio de caracterização de materiais de fricção. ....	52
Tabela 2.4 - Índice de qualidade Q. ....	56
Tabela 3.1 - Parâmetros de controle. ....	67
Tabela 3.2 - Combinação dos parâmetros de controle aplicados nos ensaios. ....	68
Tabela 4.2 - Coeficiente de atrito medido à temperatura de 180 °C. ....	73
Tabela 4.3 - Coeficiente de atrito médio. ....	74
Tabela 4.4 - Resultados dos ensaios segundo a metodologia de Makrahy. ....	75
Tabela 4.5 - Coeficientes de atrito à temperatura de 180 °C. ....	79
Tabela 4.6 - Variação da força e do coeficiente de atrito em função da pressão de contato. ....	81

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $\Delta h$  - variação da posição vertical do veículo, [m]  
 $\Delta v$  - variação da velocidade do veículo, [m/s]  
 $\Delta \omega$  - variação da velocidade angular das massas girantes, [rad/s]  
 $\mu$  - coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco  
 $\mu_A$  - componente adesiva  
 $\mu_{AD}$  - componente de abrasão por asperidades duras  
 $\mu_D$  - componente de deformação  
 $\mu_{PP}$  - componente de abrasão por penetração de partículas  
 $A_R$  - área de contato real, [m<sup>2</sup>]  
 $b_f$  - braço de força da manete de freio, [m]  
 $b_r$  - braço de resistência da manete de freio, [m]  
 $C_d$  - calor específico do disco, [J/kg<sup>o</sup>K]  
 $C_p$  - calor específico da pastilha, [J/kg<sup>o</sup>K]  
 $E$  - energia dissipada na frenagem, [J]  
 $F_a$  - força de atrito, [kgf]  
 $F_{CC}$  - força medida na célula de carga, [kgf]  
 $F_F$  - força de frenagem, [kgf]  
 $g$  - aceleração da gravidade, [m/s<sup>2</sup>]  
 $I$  - momento de inércia das massas girantes, [kg.m<sup>2</sup>]  
 $m$  - massa do veículo, [kg]  
 $N$  - força normal, [kgf]  
 $P_C$  - pressão de contato entre a pastilha e o disco de freio, [kPa]  
 $\rho_d$  - massa específica do disco, [kg/m<sup>3</sup>]  
 $P_F$  - potência de frenagem, [Cv]  
 $\rho_p$  - massa específica da pastilha, [kg/m<sup>3</sup>]  
 $P_P$  - pressão pneumática, [bar]  
 $P_R$  - pressão sobre a área de contato real, [MPa]  
 $q_{disco}$  - taxa de transferência de calor para o disco, [W/m<sup>2</sup>]  
 $q_{pastilha}$  - taxa de transferência de calor para a pastilha, [W/m<sup>2</sup>]  
 $r$  - raio da partícula, [mm]  
 $r_a$  - comprimento da alavanca do dinamômetro, [m]  
 $r_{at}$  - raio do pistão do atuador pneumático, [m]

$r_{cm}$  - raio do cilindro mestre do freio, [m]  
 $r_f$  - raio de atuação do freio a disco, [m]  
 $R_m$  - raio médio do disco, [m]  
 $r_{pp}$  - raio do pistão da pinça de freio, [m]  
 $V_E$  - velocidade de escorregamento, [m/s]  
 $w$  - ângulo de contato, [°]  
 $\alpha$  - ângulo de ponta da asperidade, [°]  
 $\varphi$  - ângulo da cunha, [°]  
 $\lambda_d$  - condutividade do disco, [W/m°K]  
 $\lambda_p$  - condutividade da pastilha, [W/m°K]  
 $\tau$  - tensão de cisalhamento, [MPa]  
 $\tau_{max}$  - tensão de cisalhamento máxima do material, [MPa]

## SIGLAS E NOMENCLATURAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

ABS - Sistema de Freio Antibloqueio (*Anti-lock Breaking Sistem*)

CE - Comunidade Européia

CVT - Transmissão continuamente variável (*Continuously variable transmission*)

ESP - Programa Eletrônico de Estabilidade (*Electronic Stability Program*)

EUA - Estados Unidos da América (United Stats of America)

NAO - Orgânico Não Asbestos (*Non Asbestos Organic*)

NBR - Norma Brasileira

ONU - Organização das Nações Unidas

SUV - Veículo Utilitário Esportivo (*Sport Utility Vehicles*)

TCS - Sistema de Controle de Tração (*Traction Control System*)

TEI - Instabilidade Termoelástica (*Thermoelastic Instability*)

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1.	Metas e objetivos do estudo .....	15
1.2.	Justificativa .....	16
1.3.	Estrutura da dissertação .....	16
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>18</b>
2.1.	Sistema de freio .....	18
2.1.1.	Freio a Tambor .....	20
2.1.2.	Freio a Disco.....	22
2.1.3.	Comparação entre freio a disco e freio a tambor .....	28
2.2.	Variáveis que afetam o desgaste e o atrito .....	29
2.2.1.	O desgaste e seus mecanismos .....	29
2.2.2.	O atrito e seus mecanismos.....	31
2.2.3.	Velocidade de escorregamento .....	37
2.2.4.	Pressão de contato.....	38
2.2.5.	Temperatura .....	40
2.2.5.1.	Análise térmica do processo de frenagem.....	43
2.2.5.2.	Medição da temperatura .....	45
2.2.6.	Umidade do ar.....	49
2.3.	Equipamentos utilizados em testes de freios e materiais de ficção .....	50
2.4.	Normas de ensaio .....	56
<b>3.</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>61</b>
3.1.	Descrição do banco de ensaio de freios .....	61
3.1.1.	Componentes do banco de ensaio de freios .....	62
3.2.	Instrumentação .....	65
3.3.	Sistema de aquisição de dados.....	66
3.4.	Procedimento experimental.....	67
3.4.1.	Redução de dados .....	68
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>70</b>
4.1.	Melhorias no banco de ensaio de freios.....	70

4.2.	Experimento aplicando a metodologia de Krauss .....	70
4.3.	Ensaio segundo a metodologia de Makrahy .....	75
4.4.	Considerações finais .....	83
5.	CONCLUSÕES.....	85
6.	REFERÊNCIAS.....	87
APÊNDICE .....		93
A1 -	Detalhes construtivos do banco de ensaio de freios.....	93
A2 -	Detalhes construtivos da transmissão CVT .....	94
A3 -	Detalhes construtivos do flange de acoplamento.....	98
A4 -	Detalhes construtivos do dinamômetro .....	99
ANEXO .....		100
A1 –	Gráficos da força de atrito e da temperatura nos ensaios segundo Krauss.....	100
A2 –	Coefficiente de atrito e temperatura em função do número de frenagem .....	108
A3 –	Gráficos da força de atrito e da temperatura nos ensaios segundo Makrahy .....	109
A4 –	Varição do coeficiente de atrito em função da pressão de contato .....	117
A5 –	Varição do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento.....	117
A6 –	Varição do coeficiente de atrito no <i>fade</i> em função da temperatura .....	118
A7 –	Desgaste das pastilhas de freio .....	119

# 1. INTRODUÇÃO

A evolução tecnológica do setor veicular proporcionou o surgimento de veículos mais velozes e com maiores capacidades de transporte de cargas, exigindo sistemas de freio mais eficientes. Além disso, estradas em condições precárias e relevos montanhosos, com declives acentuados, levam os sistemas de freio a condições extremas. O mecanismo de freio é empregado para controlar a velocidade de um veículo ou máquina, convertendo energia cinética e/ou energia potencial em energia térmica. Essa energia térmica gerada pode levar o sistema de freios a um superaquecimento, causando mau funcionamento ou, até mesmo, a perda temporária da eficiência de frenagem, fenômeno conhecido como *fade* (LIMPERT, 1999). O desenvolvimento de materiais de fricção mais eficientes é um constante desafio para as indústrias de manufatura de veículos. Portanto, é extremamente necessário buscar soluções mais econômicas e rápidas para se desenvolver e melhorar os materiais de fricção. O custo e o tempo de desenvolvimento de novos materiais de fricção são elevados, pois, para a certificação, o material precisa passar por inúmeros testes em máquinas de ensaio. Esses equipamentos de ensaio são caros e os testes demandam um tempo considerável. Os principais equipamentos utilizados em testes de sistemas freio e de materiais de fricção são: *o Dinamômetro Inercial, Chase, Fast e Krauss*.

## 1.1. Objetivos do estudo

De forma geral, o objetivo do estudo é avaliar o desempenho de um sistema de freio de motocicleta, analisando o comportamento do desgaste e do coeficiente de atrito, parâmetros diretamente relacionados ao material de fricção. Especificamente, o objetivo é investigar como a pressão de contato, a velocidade de escorregamento e a temperatura influenciam no desgaste e no coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco de freio. Para isso, serão executados ensaios com parâmetros de operação determinados pela combinação de quatro valores da pressão de contato e quatro valores da velocidade de escorregamento. Em cada ensaio, é utilizado um par de pastilhas novo de mesma marca e lote de fabricação. Durante os ensaios, são monitoradas a força de frenagem e a temperatura. Outro objetivo é realizar melhorias no banco de ensaio de freios que contemplem recursos para contribuir e facilitar a operacionalidade do equipamento, como: modernizar o sistema de aquisição de dados, a fim de reduzir o tempo de coleta e melhorar a qualidade dos dados; aprimorar o sistema de transmissão com a construção de uma transmissão continuamente variável (CVT - *Continuously variable transmission*), a fim de permitir o ajuste da velocidade de rotação do disco de freio durante a execução dos ensaios; aumentar a potência mecânica, a fim de possibilitar maiores temperaturas durante os ensaios.



Desta forma, pretende-se observar o comportamento do coeficiente de atrito quando a pressão de contato, a velocidade de escorregamento e a temperatura são variadas, permitindo observar, principalmente, o efeito de temperaturas elevadas, ou seja, o efeito *fade*.

Os ensaios serão realizados no banco de ensaio de freios do Laboratório de Usinagem e Automação do Departamento de Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais.

## **1.2. Justificativa**

A realização deste estudo é relevante, pois é indispensável conhecer as influências das variáveis relacionadas ao desempenho de frenagem veicular para se desenvolver e melhorar os materiais de fricção. Conhecer a influência da temperatura é de grande importância, pois a capacidade de frenagem de um sistema de freio é predominantemente restringida pelos limites térmicos do par tribológico (THURESSON, 2000). Além disso, este estudo dá continuidade a outros trabalhos de pesquisa que utilizaram o mesmo banco de ensaio de freios, como o trabalho de HORTA GUTIÉRREZ *et al.* (2013), que realizaram um estudo aplicando simulação computacional e testes experimentais segundo a metodologia de Krauss. Foram testados três tipos de pastilhas de freio, duas pastilhas novas e de fabricantes diferentes e uma pastilha já usada. Foram monitoradas a temperatura, a velocidade de escorregamento e a emissão acústica. O banco de ensaio de freios também foi utilizado por PINTO (2014), que realizou experimentos para avaliar a influência das condições das pastilhas, dos discos de freio e das pressões específicas aplicadas ao sistema por meio da determinação do coeficiente de atrito e do desgaste das pastilhas. Os ensaios foram executados segundo a metodologia de Krauss e utilizando um sistema de freio a disco de motocicleta de 125cc, um par de pastilhas novas, um par de pastilhas meia-vida, um disco de freio em condições normais de uso e o outro com considerável desgaste. Durante os ensaios, foram monitoradas a temperatura do disco, a força de frenagem e o desgaste das pastilhas.

## **1.3. Estrutura da dissertação**

Este trabalho está estruturado em 6 capítulos. No capítulo 1 está apresentada uma introdução ao sistema de freio, os objetivos e justificativas do estudo. A revisão bibliográfica, apresentada no capítulo 2, inclui os conhecimentos sobre sistema de freio e frenagem, mecanismo de freio a tambor e a disco, comparação entre freio a tambor e a disco, sistema de estabilização veicular, ABS, TCS, ESP, variáveis que afetam o desgaste e o atrito, mecanismos de desgaste e atrito, velocidade de escorregamento, pressão de contato, temperatura, umidade do ar, equipamentos empregados em testes de freios e normas de ensaio de freios. No capítulo 3 são apresentados o

banco de ensaio de freios, a instrumentação, a metodologia experimental e o processo de redução de dados utilizados no trabalho. Os resultados, análises e discussões são apresentados no capítulo 4. No capítulo 5 são apresentadas as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros. As referências bibliográficas estão listadas no capítulo 6. No apêndice, são apresentados os desenhos com detalhes contrutivos do banco de ensaio de freios, da transmissão CVT, do flange de acoplamento do disco de freio e do dinamômetro.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Sistema de freio

Os automóveis e os veículos de transporte passaram por diversas mudanças e aprimoramentos ao longo dos anos, na busca por uma locomoção mais confortável e segura (HORTA GUTIÉRREZ *et al.*, 2013). Nos últimos anos, os veículos ficaram cada vez mais velozes e com maiores capacidades de transporte de carga, o que exigiu freios mais eficientes. Os sistemas de freio são dispositivos empregados para controlar a velocidade de veículos ou máquinas industriais, convertendo a energia cinética e/ou a energia potencial em energia térmica (INFANTINI, 2008). A energia mecânica dissipada durante uma frenagem pode ser calculada aplicando a equação (2.1) (ROMANO, 2003).

$$E = \frac{1}{2}m\Delta v^2 + mg\Delta h + \frac{I}{2}\Delta\omega^2 \quad (2.1)$$

onde,

*E*: energia dissipada na frenagem, [J];

*m*: massa do veículo, [kg];

*Δv*: variação da velocidade do veículo, [m/s];

*g*: aceleração da gravidade, [m/s<sup>2</sup>];

*Δh*: variação da posição vertical do veículo, [m];

*I*: momento de inércia das massas girantes [kg.m<sup>2</sup>];

*Δω*: variação da velocidade angular das massas girantes, [rad/s].

O primeiro automóvel produzido em massa foi o Ford modelo T em 1908. Esse veículo era equipado com um motor de 20 Cv, pesava 550 kgf e alcançava a velocidade máxima de 65 km/h. Os automóveis populares fabricados nas últimas duas décadas pesam, aproximadamente, 1000 kgf, são equipados com motores de 70 Cv e alcançam velocidades em torno de 150 km/h. Ao comparar o Ford T com um veículo popular atual, ambos deslocando em suas velocidades máximas, foi constatado que a energia cinética aumentou cerca de 10 vezes (INFANTINI, 2008).

Segundo BOSCH (2005), os sistemas de freio automotivos podem ser classificados em freios de serviço, que são usados para frenagens normais; freios secundários ou de emergência, que são usados caso ocorra uma falha nos freios de serviço; freio de estacionamento, que é usado para manter o veículo estacionado e freio auxiliar.

De acordo com ERIKSSON (2000), os principais componentes de um sistema de freio veicular são: disco ou tambor, material de fricção e o sistema de transmissão de energia.

- **Disco ou tambor** – é o componente do par tribológico que gira solidário à roda do veículo e recebe a maior parte da energia térmica durante o processo de frenagem. O seu projeto precisa levar em consideração algumas alternativas para dissipar esta energia;
- **Material de fricção** - é o componente do par tribológico que é pressionado contra o disco ou tambor, durante a frenagem, convertendo energia cinética e/ou potencial em energia térmica;
- **Sistema de transmissão de energia** – é o conjunto de componentes que transmite e amplifica a força aplicada no pedal do freio para o atuador que, por sua vez, pressiona o material de fricção contra o disco ou tambor.

Com relação ao sistema de transmissão de energia, LIMPert (1999) classifica as alternativas pelas quais a energia é transmitida do ponto de aplicação até o freio de roda como: freios mecânicos, hidráulicos, pneumáticos, elétricos e mistos.

- **Freios mecânicos** - envolve apenas dispositivos mecânicos, como hastes, alavancas, cabos ou cames e são muito utilizados em freios de estacionamento;
- **Freios hidráulicos** - utilizam um fluido hidráulico como meio de transmissão de energia;
- **Freios pneumáticos** - utilizam ar pressurizado para transmitir a energia. Uma aplicação de sistemas de freios a vácuo ocorre em trens;
- **Freios elétricos** - utilizam corrente elétrica como meio de transmissão de energia;
- **Freios mistos** - utilizam dois ou mais meios de transmissão de energia. Freios a ar, por exemplo, usam ar comprimido para transmitir energia do reservatório de armazenagem de ar comprimido à câmara de frenagem e meios mecânicos como hastes, roletes e cames para transmitir a energia da câmara até as sapatas ou pastilhas de freio.

Alguns exemplos sistemas de transmissão de energia em freios estão ilustrados na figura 2.1.

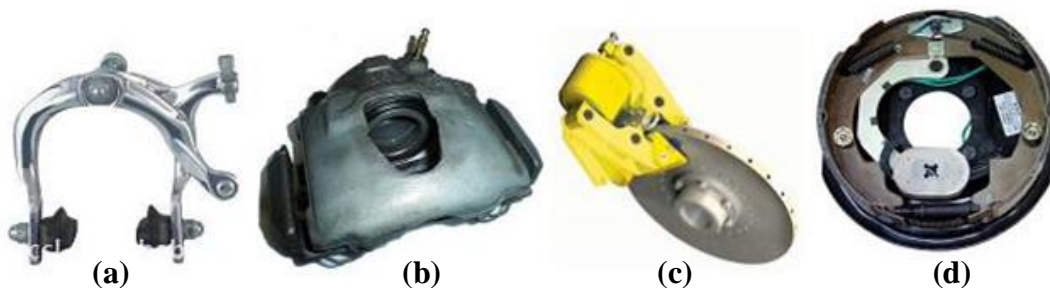


Figura 2.1 - Exemplos de sistemas de transmissão de energia em freios: (a) Freio mecânico; (b) Freio hidráulico; (c) Freio pneumático; (d) Freio elétrico [ABREU, 2013].

Segundo DIULGHEROGLO (2010), os freios de atrito veiculares podem ser a tambor ou a disco. Durante o processo de frenagem de um veículo, as rodas dianteiras suportam cerca de 70% dos esforços, gerando altas cargas térmicas. Portanto, por permitirem uma frenagem mais estável, os freios a disco são comumente instalados nas rodas dianteiras e freios a tambor nas rodas traseiras. Os diagramas do carregamento dinâmico aproximado e do sistema de freio mais utilizado no Brasil estão ilustrados nas figuras 2.2 e 2.3, respectivamente.

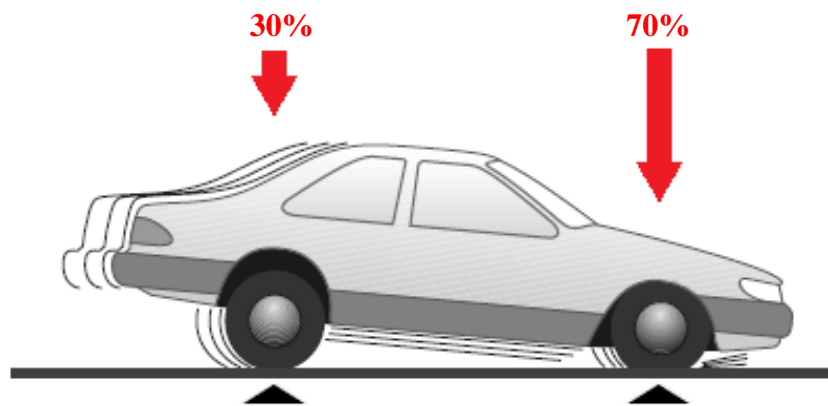


Figura 2.2 - Diagrama do carregamento dinâmico aproximado.

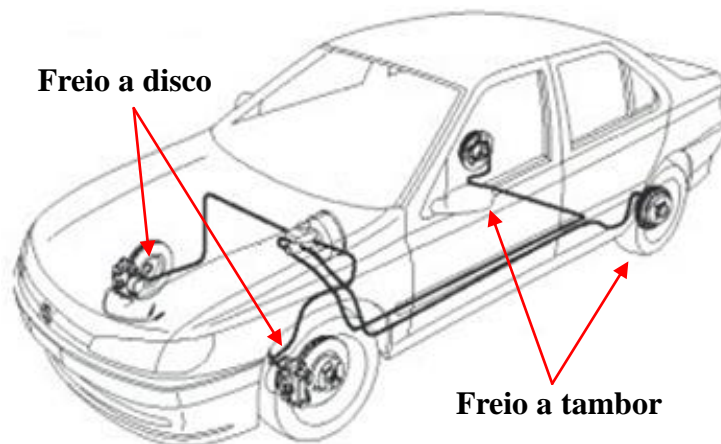


Figura 2.3 - Diagrama do sistema de freio mais utilizado no Brasil.

### 2.1.1. Freio a Tambor

Segundo INFANTINI (2008), os freios a tambor utilizam sapatas que são pressionadas radialmente contra o tambor de freio. Esse tipo de freio pode ser de sapata interna ou externa. Os principais componentes de um freio a tambor são:

- **Sapata:** segundo HALDERMAN (1996), sapatas de freio são fabricadas em aço e tem a função de transmitir as forças de atuação para a lona durante a frenagem. A lona é fixada à sapata por cola ou rebites;
- **Lona:** é o material de fricção que, ao ser pressionado contra o tambor de freio, converte a energia cinética e/ou potencial em energia térmica;
- **Pivô:** é o ponto de apoio da sapata que proporciona o giro necessário para transferir torque de frenagem ao tambor de freio;
- **Tambor:** é o componente do sistema de freio que gira solidário às rodas do veículo. Segundo PAZ (1970), a superfície do tambor que recebe o atrito deve ser resistente ao desgaste e à deformação que pode ocorrer devido à forte pressão das sapatas e ao aquecimento. O material indicado para fabricação dos tambores de freio é o ferro fundido centrifugado. Entretanto, tambores fabricados em aço podem receber uma camisa de ferro fundido para que seja este o material a entrar em contato com o revestimento das sapatas.

De acordo com BOSCH (2005), os veículos de passeio geralmente utilizam os sistemas de freio a tambor com acionamento hidráulico, enquanto que os veículos de carga utilizam os sistemas com acionamento pneumático. Os sistemas com acionamento hidráulico e pneumático estão ilustrados nas figuras 2.4 e 2.5, respectivamente.

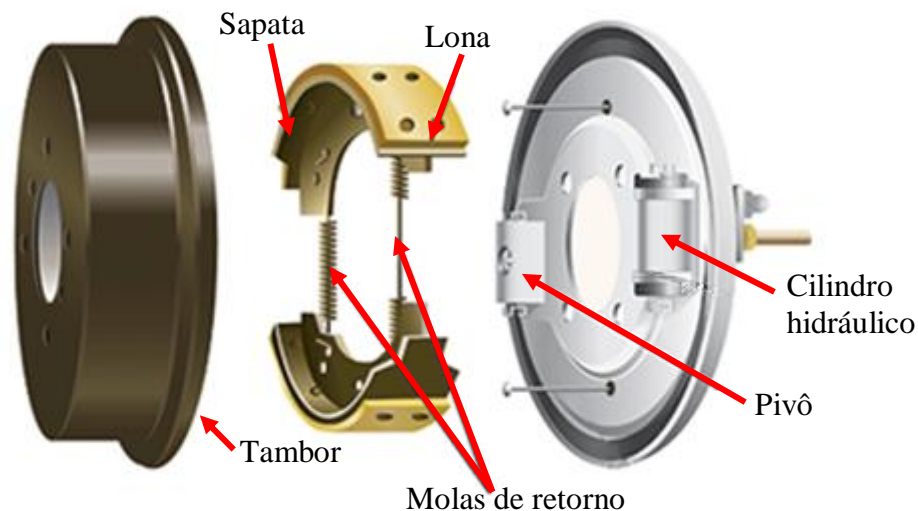


Figura 2.4 - Freio a tambor com acionamento hidráulico.

Segundo HALDERMAN (1996), o efeito *fade*, perda da eficiência do freio em função da elevação da temperatura, é mais acentuado em freios a tambor por apresentarem estrutura fechada que oferece maior resistência à dissipação do calor. A dilatação térmica sofrida pelo tambor

de freio faz com que o seu diâmetro aumente, necessitando de um maior curso no pedal de freio para proporcionar o mesmo torque de frenagem.

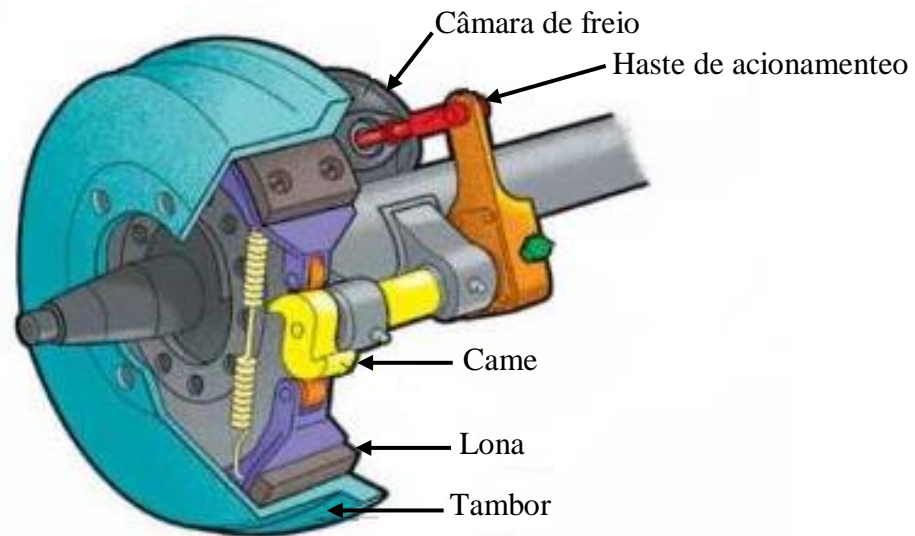


Figura 2.5 - Freio a tambor com acionamento pneumático.

### 2.1.2. Freio a Disco

A história do freio a disco relata o aparecimento deste aparato por volta de 1902 com o registro de patente do engenheiro inglês Frederick William Langmead (1868-1946). Desde então, muitas evoluções ocorreram, sendo aplicado em maior escala para veículos de passeio a partir da década de 1950, na Europa, e de 1960, nos Estados Unidos. A aplicação de freio a disco em veículos comerciais iniciou na década de 1960, em pequena escala, e em larga escala, na década de 1980. Atualmente, mais de 80% dos veículos comerciais produzidos na Europa são equipados com freio a disco em todas as rodas (SERBINO, 2005).

O freio a disco utiliza pastilhas de freio que são pressionadas axialmente contra o disco de freio. Segundo REHKOPF e HALDERMAN (2006), o freio a disco é geralmente aplicado nas rodas dianteiras por promover maior eficiência de frenagem. Entretanto, em alguns casos, pode ser utilizado em todas as rodas de um veículo. O freio a disco e seus principais componentes estão ilustrados na figura 2.6.

- **Pistão de freio:** é o elemento responsável por aplicar a força sobre as pastilhas. De acordo com HALDERMAN (1996), o pistão é acionado por pressão hidráulica nos sistemas hidráulicos e por um mecanismo de alavancas nos sistemas mecânicos;
- **Cáliper ou pinça de freio:** é o componente que contém as pastilhas e o pistão. Segundo INFANTINI (2008), as pinças são fabricadas em ferro fundido nodular e devem ser capazes de

resistir às elevadas pressões nos sistemas hidráulicos e à forças axiais e tangenciais produzidas na frenagem. Segundo LIMPERT (1999), a busca por uma melhor performance, dimensões, conforto, peso e custos levaram ao desenvolvimento de dois tipos de pinças: fixas e flutuantes. Esses dois tipos de pinças estão ilustrados na figura 2.7.

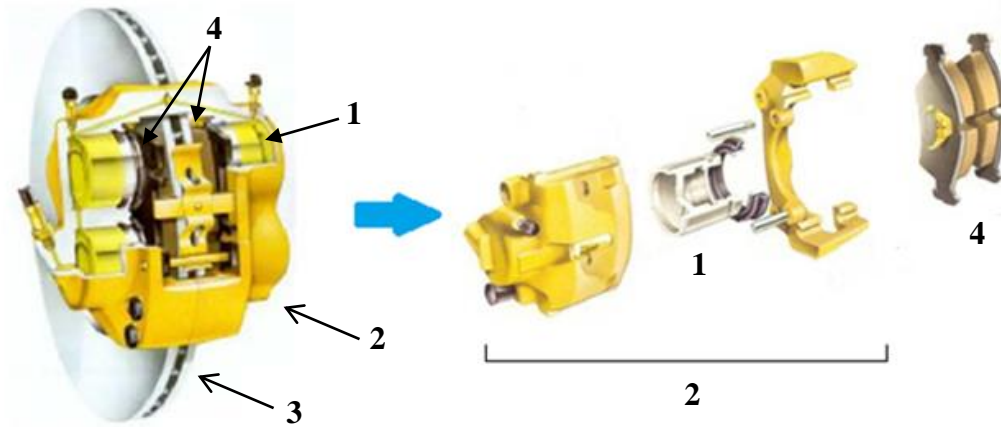


Figura 2.6 - Componentes do freio a disco: (1) Pistão; (2) Cáliper; (3) Disco; (4) Pastilhas.

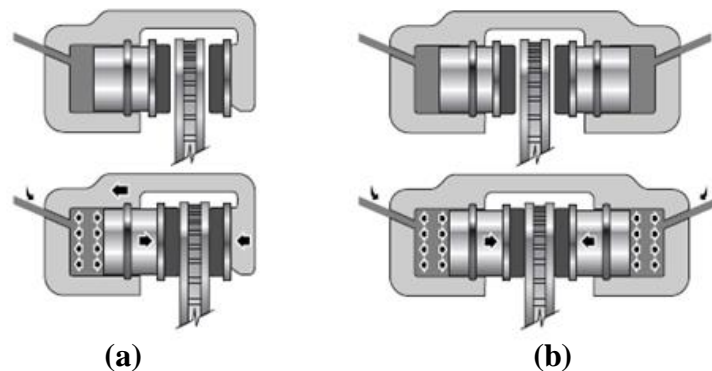


Figura 2.7 - (a) Cáliper flutuante; (b) Cáliper fixo [NAKATA, 2006].

- **Disco:** é o elemento rotativo de um sistema de freio a disco. São produzidos de ferro fundido cinzento ou aço. Segundo ABREU (2013), a superfície do disco, além de suportar a fricção da pastilha, também absorve grande parte do calor gerado durante a frenagem, e por apresentarem uma estrutura aberta, o fluxo de ar facilita o seu resfriamento. Algumas alternativas de geometrias utilizadas nos discos de freio estão ilustradas na figura 2.8.

O disco de freio sólido é a solução mais simples e mais utilizada nos veículos de passeio. Os discos de freio ventilados permitem uma troca térmica mais rápida e podem apresentar as pistas de atrito furadas ou ranhuradas. Segundo ABREU (2013), as superfícies furadas permitem melhor troca gasosa, saída de resíduos e melhor escoamento da água. Já as superfícies ranhuradas permitem melhor limpeza da superfície de atrito, eliminação de filme de água e de gases gerados na



frenagem. No espaço entre as pistas de atrito, são encontradas aletas de diversos formatos, que transformam o disco de freio em uma espécie de ventilador centrífugo (BREZOLIN, 2007; CANALI, 2002).

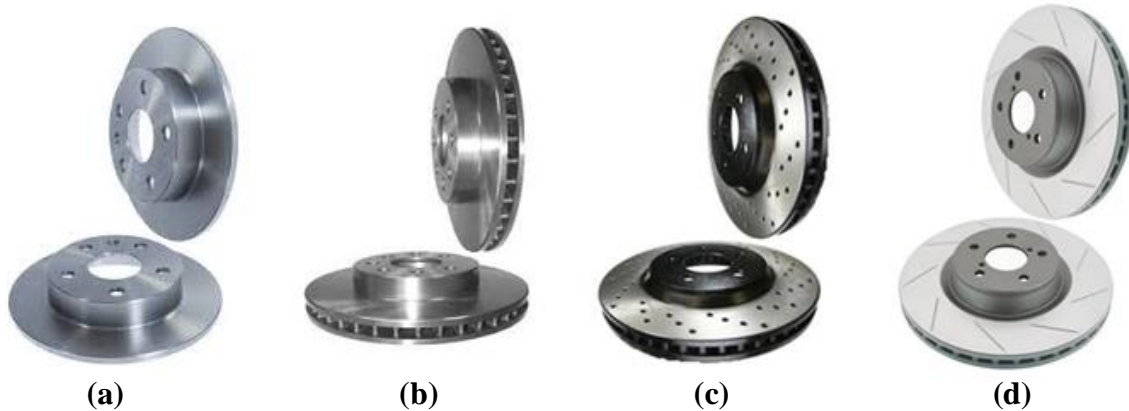


Figura 2. 8 - Geometrias utilizadas nos discos de freio: (a) Disco sólido; (b) Disco ventilado; (c) Disco ventilado com pista furada; (d) Disco ventilado com pista ranhurada.

Algumas geometrias de aletas utilizadas em discos de freio ventilados são ilustradas na figura 2.9.

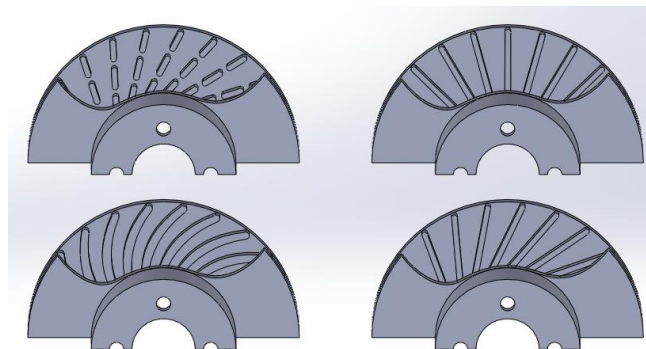


Figura 2.9 - Geometrias de aletas em discos de freio ventilados.

Segundo BREMBO (1997), a área da pista de atrito do disco é determinada com base no cálculo da capacidade de dissipação de calor necessária para cada aplicação. A razão de troca de calor para os discos sólidos é da ordem de  $230 \text{ W/cm}^2$ , já para os discos ventilados este valor pode dobrar.

- **Pastilhas de freio e materiais de fricção:** são fabricadas com material de fricção que deve ser capaz de transformar a energia cinética e/ou potencial em calor e também manter suas propriedades mecânicas em temperaturas elevadas (KRUZE, 2009). De acordo com BREMBO (1997), as pastilhas de freio são compostas por: material de fricção, que entra em contato com a

superfície do disco de freio; um substrato ou material de fundo, que tem a função de melhorar a ancoragem mecânica entre o adesivo e o material de fricção, além de melhorar a absorção de vibrações geradas no processo de frenagem; um adesivo responsável pela fixação do material de fricção ao suporte metálico; suporte metálico responsável pela distribuição da força proveniente do pistão de freio sobre o material de fricção. Uma pastilha com suas camadas constituintes está ilustrada na figura 2.10.

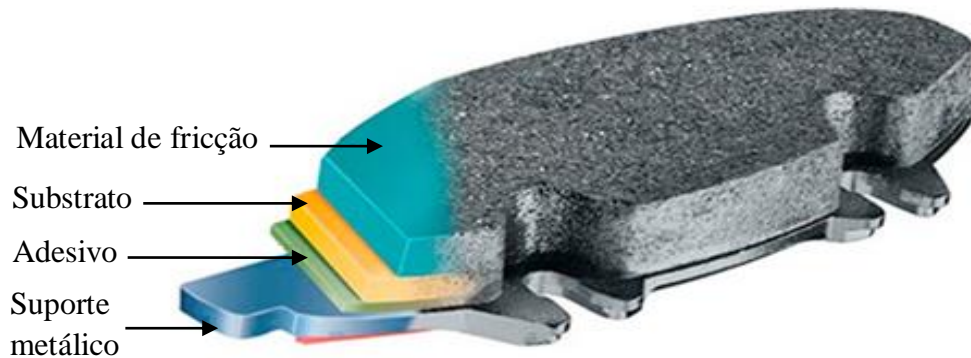


Figura 2.10 – Pastilha de freio e suas camadas constituintes.

INFANTINI (2008) salienta que esses materiais são desenvolvidos com resistência suficiente para suportarem as cargas mecânicas e térmicas geradas ao serem pressionados contra uma superfície em movimento, promovendo a modificação gradual e segura da velocidade, por meio da atuação de forças de atrito. NEUMAN *et al.* (1983) afirmam que é de suma importância avaliar as características de desempenho de um material de fricção, pois são os elementos mais importantes no desempenho do sistema de freio.

ZIMMER (1982) afirma que um bom material de fricção é aquele capaz de manter o coeficiente de atrito estável sob diferentes condições de temperatura, carregamento, meio ambiente e estágios de desgaste. Além disso, sob certas condições de operação, outras características desejáveis podem ser citadas, como: proporcionar baixo desgaste do material de fricção, baixo ruído, baixa sensibilidade à água e pouco desgaste do disco ou tambor (ERIKSSON, 2000).

Segundo BREMBO (1997), quando uma pastilha de freio é pressionada contra a superfície do disco, o mecanismo básico é sempre o atrito. A ciência da interação das superfícies com movimento relativo, incluindo os vários aspectos de atrito, lubrificação e desgaste é chamada de tribologia (ZANGIACOMI, 2002). Segundo BREMBO (1997), o coeficiente de atrito representa um valor compreendido entre 0 e 1 pelo qual a força normal é multiplicada. No caso do freio a disco, o coeficiente entre o disco e a pastilha é aproximadamente 0,4, enquanto que no contato entre o pneu e o solo, o coeficiente fica entre 0,8 e 1,0.

De acordo com NEUMAN *et al.* (1983), dentre os principais parâmetros a serem considerados para avaliar o desempenho dos materiais de fricção aplicados em freio veicular, o coeficiente de atrito e o desgaste são primordiais.

Por outro lado, SANDERS *et al.* (2001) salientam que o coeficiente de atrito depende principalmente da velocidade de escorregamento, da pressão de contato e da temperatura na interface do par tribológico. Neste sentido, quando da avaliação de sistemas de freio, a velocidade de escorregamento e a pressão de contato podem ser diretamente controladas na máquina de ensaio, diferentemente da temperatura, que é consequência desses parâmetros, bem como das características mecânicas e térmicas do sistema (INFANTINI, 2008). Outros autores, como BLAU e MCLAUGHLIN (2003), apontam, além da velocidade de escorregamento, da pressão de contato e da temperatura da interface, a umidade relativa do ar como parâmetro de influência no coeficiente de atrito do par tribológico.

Diversos autores citam inúmeros ingredientes que podem fazer parte da composição dos materiais utilizados na produção de pastilhas de freio. Os cinco grupos básicos são:

**a) Fibras** – contribui para a rigidez, resistência mecânica, resistência ao desgaste e aumentam o coeficiente de atrito. Para materiais de fricção submetidos à altas temperaturas, as fibras também fornecem estabilidade térmica. Fibras metálicas, de carbono, de vidro e, mais raramente, fibras minerais e cerâmicas são alguns exemplos de fibras utilizadas nos materiais de fricção. O amianto ou asbesto também foi um tipo de fibra largamente utilizada, mas seu uso foi proibido na década de 1980, pois a inalação de partículas geradas durante o processo de frenagem pode provocar danos à saúde;

**b) Cargas** – são minerais de baixo custo que contribuem para melhorar as características específicas do material de fricção, como resistência mecânica em elevadas temperaturas e condutividade térmica. Além disso, são utilizadas como preenchimento, não influenciando no coeficiente de atrito do material de fricção. Desta forma, contribuem para reduzir custos e prolongar a vida útil da pastilha. Ex: carbonato de cálcio, sulfeto de bário e sílica;

**c) Aglutinantes** – são materiais ligantes que contribuem para unir os demais ingredientes do material de fricção. Podem ser adicionados elementos antirruído junto aos aglutinantes. Ex: resinas cresol, resinas fenólicas modificadas por elastômeros, fenol-formoldeído e novolak;

**d) Modificadores de atrito** – são materiais que melhoram as propriedades mecânicas e de desgaste, secagem de agentes e contribuem para ajustar o coeficiente de atrito do material de fricção. Também contribuem para a limpeza da superfície de atrito do disco de freio. Ex: latão, zinco, grafite, óxido de cobre, óxido de ferro e borracha de estireno butadieno.

**e) Agente de cura** – é o ingrediente que atua nas reações químicas que ocorrem durante o processo de fabricação, realizando a cura do material de fricção.

BIRCH (1999) observa que os materiais de fricção para freios veiculares são divididos em dois grupos: orgânicos e inorgânicos. Os materiais orgânicos, devido à proibição quanto ao uso de asbesto, passaram a ser denominados *No Asbestos Organic* (NAO). Os principais constituintes deste tipo de material de fricção são: resinas, materiais orgânicos e inorgânicos, grafite, mica, fibras metálicas (em baixo percentual) e de aramida, responsável pela substituição do amianto. Os materiais inorgânicos ou semi-metálicos apresentam uma carga maior de compostos metálicos (fibras de aço) em sua constituição, podendo chegar a 50% do material de formulação.

Segundo BIRCH (1999), os materiais utilizados na fabricação de pastilhas e suas características são:

- **Pastilhas orgânicas:** – são produzidas a base de celulose e resina fenólica. Inicialmente era utilizado o asbesto (amianto) para melhorar as propriedades em altas temperaturas, mas esse material foi proibido por ser prejudicial à saúde. Essas pastilhas apresentam menor custo, são menos abrasivas, provocando menor desgaste no disco de freio, baixo ruído e bom coeficiente de atrito a frio. No entanto, em elevadas temperaturas, apresentam redução no coeficiente de atrito. Esse fenômeno é chamado de *fade*, que pode ser interpretado como a vitrificação da superfície do material de fricção (ROMANO, 2003);

- **Pastilhas inorgânicas ou semi-metálicas:** são compostas por pó de metais (latão, bronze e/ou alumínio) adicionados a materiais de preenchimento inorgânicos moldados sob alta pressão e temperatura. Esses materiais apresentam menor sensibilidade ao *fade*, pouca deformidade térmica, uma maior durabilidade, um desgaste uniforme, boa eficiência na chuva, menor ruído, pouca geração de sujeira e maior dissipação de calor, quando comparados aos materiais orgânicos (GRADELA, 2013).

- **Pastilhas metálicas:** são semelhantes às pastilhas semi-metálicas, porém, é adicionada uma maior quantidade de pó metálico que melhora a capacidade de frenagem, aumenta a vida útil, reduz a geração de ruídos. O custo é um pouco maior, mas é compensado pelo melhor desempenho (BIRCH, 1999).

- **Pastilhas cerâmicas:** são fabricadas com materiais cerâmicos em pó moldados sob alta pressão e temperatura pelo processo de sinterização. Essas pastilhas apresentam alto coeficiente de atrito, mesmo em altas temperaturas, ou seja, alta resistência ao efeito *fade*, alta durabilidade sem aumentar o desgaste do disco, boa eficiência na chuva, menor ruído, pouca geração de sujeira, maior dissipação de calor e são ideais para veículos de alto desempenho. Por outro lado, são frágeis, o custo é mais elevado e apresentam ruído e baixo coeficiente de atrito a frio (BOSCH, 2005).

Segundo GONI *et al.* (2001), a saída para melhorar as propriedades dos materiais de fricção é a aplicação de novos ingredientes. Com o intuito de desenvolver novos materiais de fricção, um estudo foi realizado por RAMOUSSE *et al.* (2001) sobre os processos físico-químicos

que ocorrem em materiais de fricção, quando a temperatura aumenta durante uma frenagem. O objetivo foi compreender os processos de decomposição que ocorrem quando o material de fricção é exposto às condições térmicas severas. Como resultado do estudo, foram determinadas as temperaturas nas quais o ligante se decompõe, o carvão e o grafite queimam e o ferro oxida.

### **2.1.3. Comparação entre freio a disco e freio a tambor**

O freio a tambor apresenta o efeito autoenergizante durante a frenagem, pois as sapatas de freio são arratadas pelo tambor, aumentando a força de compressão entre o par tribológico. Por não apresentarem este efeito, os freios a disco proporcionam frenagens mais estáveis, com uma relação linear entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre pastilha e o disco. Por exemplo, um aumento de 10 % no coeficiente de atrito causa igual aumento no torque de frenagem. No caso do freio a tambor (autoenergizante), um aumento similar do coeficiente de atrito provocaria aumento do torque de frenagem entre 30 % e 35 % (BOSCH, 2005).

Com relação à capacidade de resfriamento, os freios a disco, por apresentarem estrutura aberta, possuem maior facilidade de dissipação de calor, se comparado ao sistema de freio a tambor, que apresenta estrutura fechada. Segundo LIMPERT (1999), a principal vantagem do freio a disco é a sua capacidade de operar com pequeno efeito *fade* a altas temperaturas, da ordem de 800°C. Já os freios a tambor são altamente sensíveis à temperatura, sendo que sua eficiência é prejudicada ao exceder 400 °C. Não somente o coeficiente de atrito é afetado, mas o diâmetro do tambor aumenta com o aumento da temperatura devido à dilatação térmica. À temperatura de 375 °C, o diâmetro de um tambor de freio típico de um carro de passeio pode aumentar até 1,5 mm, com um correspondente aumento do curso do pedal de freio de 30 % a 40 %, além de provocar contato irregular entre lona e tambor resultando em picos de pressão. O contrário acontece em freios a disco. A dilatação térmica ocorre axialmente na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato.

Para REHKOPF e HALDERMAN (2006), o ruído é um grande problema dos freios a disco. Eles também não são bons como freios de estacionamento devido à ausência do efeito autoenergizante. Além disso, o custo de um sistema de freio a disco é mais elevado. Segundo INFANTINI (2008), as vantagens de um sistema de freio a disco são: o menor peso, a manutenção simples devido à menor quantidade de componentes e o melhor desempenho na chuva devido à facilidade de escoamento da água, quando comparado ao sistema de freio a tambor.

## 2.2. Variáveis que afetam o desgaste e o atrito

O coeficiente de atrito e o desgaste são os parâmetros considerados na avaliação do desempenho dos materiais de fricção para aplicação automotiva. Esses parâmetros são utilizados para correlacionar os resultados de dinamômetros em escala reduzida e em escala real (WILSON *et al.*, 1968).

Segundo SANDERS *et al.* (2001), o coeficiente de atrito depende da velocidade de escorregamento, da pressão de contato e da temperatura na interface do par tribológico. RHEE e SCHWARTZ (1979) mencionam que a taxa de desgaste dos materiais de fricção está relacionada às mesmas variáveis mencionadas para o atrito com a adição da variável tempo de ensaio. Como a velocidade de escorregamento e a pressão de contato são parâmetros de operação do sistema, elas podem ser diretamente controladas nas máquinas de ensaio. No entanto, a temperatura é uma variável dependente desses parâmetros e das características mecânicas e térmicas do sistema. Outros autores, como LIMPERT (1999), IOMBRILLER (2002), ERIKSSON (2000), BLAU e MCLAUGHLIN (2003) mencionam os efeitos da umidade relativa do ar sobre o desempenho do sistema.

INFANTINI (2008) realizou um estudo sobre os efeitos da velocidade de escorregamento, da pressão de contato, da temperatura e da umidade relativa do ar sobre o coeficiente de atrito e o desgaste. A velocidade de escorregamento e a pressão de contato foram obtidas analiticamente, utilizando um dinamômetro Fras-le modelo 02852, em que foram testados dezenove sistemas de freios a disco, incluindo sistemas hidráulicos utilizados em veículos leves, utilitários/SUVs e sistemas pneumáticos utilizados em veículos pesados. Os resultados obtidos para as pressões de atuação de 10 bar e de 80 bar, nos sistemas hidráulicos, e pressões de atuação de 1 bar e 9 bar, nos sistema pneumáticos, estão apresentados no gráfico da figura 2.11.

Segundo NEIS (2012), muitos autores vêm procurando modelar o atrito e o desgaste dos materiais durante as frenagens, porém, como o atrito e o desgaste são fenômenos complexos governados, principalmente, pelas interações entre variáveis operacionais e materiais, não se tem conhecimento preciso sobre o papel de cada variável. Portanto, os modelos de atrito e/ou desgaste dos materiais descrevem apenas o comportamento de um determinado material para condições bem específicas de aplicação.

### 2.2.1. O desgaste e seus mecanismos

Segundo RHEE e SCHWARTZ (1979), a taxa de desgaste dos materiais de fricção é razoavelmente constante em relação à temperatura do disco ou do tambor até aproximadamente 220

°C, a partir da qual a taxa aumenta exponencialmente. Segundo os autores, em altas temperaturas o desgaste é ocasionado pela decomposição dos ingredientes poliméricos presentes nos materiais de fricção. Os mecanismos de desgaste que atuam nos materiais de fricção são: desgaste abrasivo, desgaste térmico e oxidante, desgaste adesivo e desgaste por fadiga superficial.

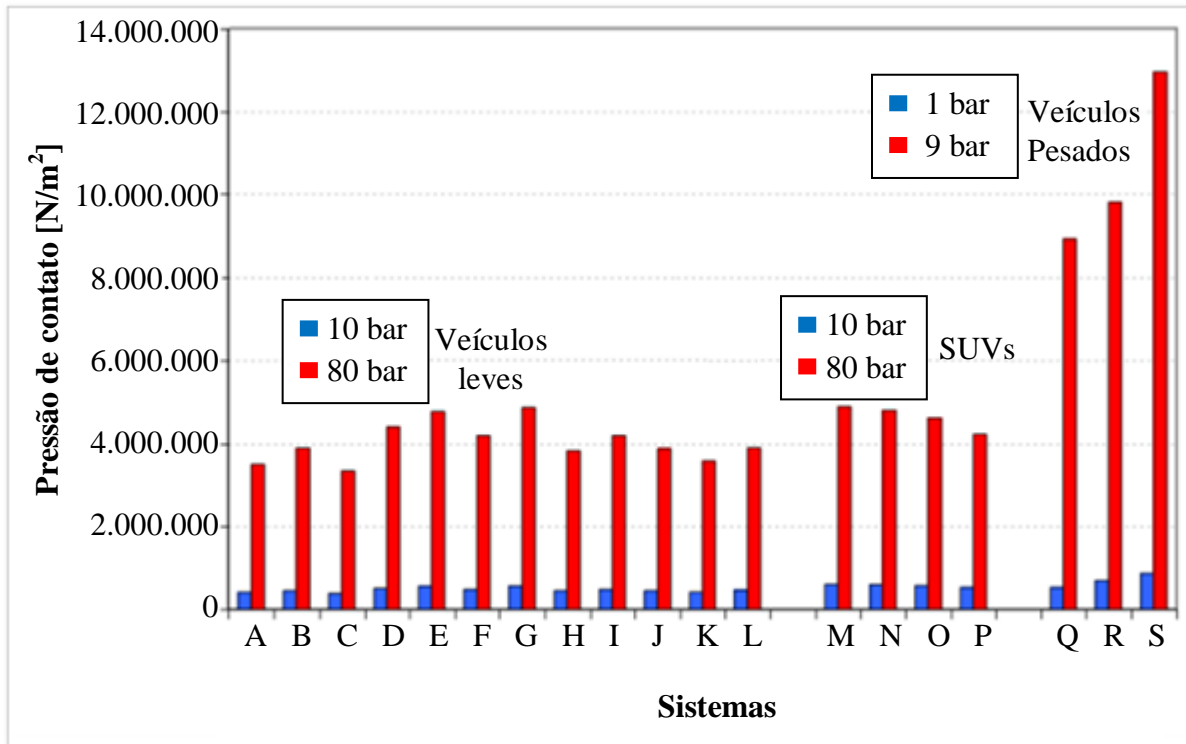


Figura 2.11 - Pressão de contato na interface de fricção [INFANTINI, 2008].

**Desgaste abrasivo** - segundo STACHOWIAK e BATCHELOR (2005), quando partículas de elevada dureza são forçadas contra e ao longo de uma superfície de fricção sólida, ocorre o desgaste abrasivo. Este desgaste pode ser caracterizado como um desgaste abrasivo de dois ou três corpos. O desgaste abrasivo de dois corpos ocorre quando uma superfície dura e rugosa ou uma superfície macia contendo partículas duras desliza sobre outra superfície de menor dureza produzindo nela diversas ranhuras. O desgaste abrasivo de três corpos ocorre quando as partículas duras são livres para rolar e deslizar entre as duas superfícies. Nos materiais de fricção, o desgaste abrasivo é predominante em baixas temperaturas.

**Desgaste térmico e oxidante** - segundo RHEE *et al.* (1970), esse tipo de desgaste é predominante em altas temperaturas, ocorre pela reação química entre o material de fricção desgastado e o meio corrosivo ou ar. Após a reação corrosiva, ocorre a formação de um filme do produto da reação sobre as superfícies de fricção, que é removido pelo escorregamento entre elas, expondo-as e propiciando novas reações. Os produtos removidos da superfície podem acelerar outros desgastes, como por exemplo o desgaste abrasivo, caso o produto da corrosão seja mais duro

do que as superfícies de fricção.

**Desgaste adesivo** - segundo RABINOWICZ (1995), quando duas superfícies em contato são separadas normalmente ou tangencialmente e as forças de atração atuam de forma a puxar material de uma das superfícies sobre a outra, ocorre um desgaste conhecido como desgaste adesivo.

**Desgaste por fadiga superficial** - é ocasionado pela ação de tensões cíclicas de cisalhamento na superfície do material de fricção. Essas tensões cíclicas dão origem a trincas, que se propagam até lascrar o material (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

### 2.2.2. O atrito e seus mecanismos

Segundo SERBINO (2005), do ponto de vista energético, o atrito pode ser definido como um processo de conversão da energia mecânica em energia térmica, acústica, ótica e/ou elétrica. Segundo o autor, a energia de atrito pode ser dissipada por: deformações das camadas superficiais provocadas por mecanismos elásticos, plásticos e viscoelásticos; por microfraturas de partículas da superfície sob cisalhamento; por uniões entre interfaces adesivas; pela ação de eventual terceiro corpo (filme), presente entre as superfícies de contato.

Segundo BLAU (2008), o atrito entre duas superfícies é o resultado de três efeitos combinados: a adesão, a abrasão por asperidades duras e/ou partículas desgastadas e a deformação das asperidades. A contribuição de cada uma delas depende das condições das superfícies em contato, e estas são afetadas pelo deslizamento relativo, pela natureza dos materiais envolvidos, pela topografia e pelo meio ambiente.

Os fenômenos básicos envolvidos são:

- ✓ A área de contato real entre as superfícies em movimento relativo - geralmente inferior à área nominal;
- ✓ A força da ligação, fusão ou solda, que é formada na interface de contato real;
- ✓ O modo pelo qual o material da região de contato e dos arredores é deformado e rompido durante o deslizamento.

O atrito é um processo de dissipação de energia mecânica que ocorre em três etapas:

1. A energia mecânica é introduzida no sistema por meio da formação da área real de contato;
2. A energia mecânica introduzida é transformada em deformação plástica, abrasão e adesão;
3. A energia transformada é dissipada sob a forma de calor, armazenamento de energia no sistema, emissão acústica ou desgaste.

O coeficiente de atrito possui três componentes: a componente adesiva, a componente abrasiva e a componente de deformação.



**I. Componente adesiva:** ocorre quando duas superfícies são colocadas em contato e os átomos superficiais interagem. O grau desta interação depende da pressão de contato, da temperatura, do tempo de contato e da afinidade de reatividade química entre as superfícies (RABINOWICZ, 1995). As forças de ligação metálicas e covalentes são consideradas, bem como forças de Van der Waals. Quando ocorre escorregamento entre as superfícies, essas adesões são quebradas, tanto ao longo da interface de adesão como em um novo plano (HUTCHINGS, 1992). A interação por adesão está ilustrada na figura 2.12 e a componente adesiva pode ser determinada por meio da equação 2.2.

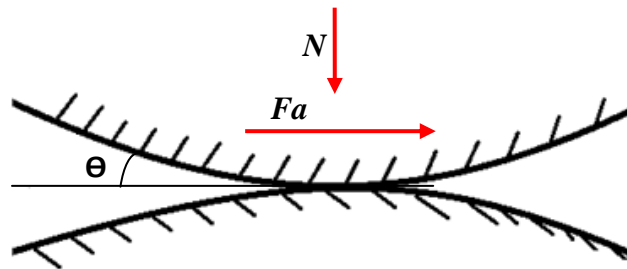


Figura 2.12 - Adesão [HUTCHINGS, 1992].

$$\mu_A = \frac{F_a}{N} = \frac{\tau_{max} A_R}{P_R A_R} = \frac{\tau_{max}}{P_R} \quad (2.2)$$

Onde,

$\mu_A$ : componente adesiva;

$F_a$ : força de atrito, [kgf];

$N$ : força normal, [kgf];

$\tau_{max}$ : tensão de cisalhamento máxima do material, [MPa];

$A_R$ : área de contato real, [m<sup>2</sup>];

$P_R$ : pressão sobre a área de contato real, [MPa].

**II. Componente abrasiva:** ocorre quando asperidades ou partículas de elevada dureza são forçadas contra e ao longo de uma superfície de fricção de menor dureza. Essa componente é predominante em baixas temperaturas (HUTCHINGS, 1992; STACHOWIAK e BATCHELOR, 2005).

- ✓ **Abrasão por penetração de partículas duras:** ocorre quando uma superfície macia contendo partículas duras, desliza sobre outra superfície de menor dureza produzindo nela

diversas ranhuras. O processo está ilustrado na figura 2.13 e a componente pode ser determinada por meio da equação 2.3.

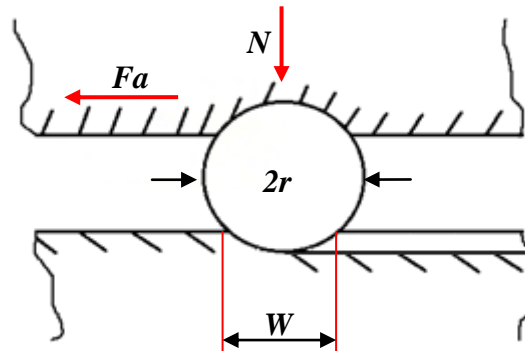


Figura 2.13 - Abrasão por penetração de partículas duras [BLAU, 2008].

$$\mu_{PP} = \frac{2}{\pi} \left\{ \left( \frac{2r}{w} \right)^2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{w}{2r} - \sqrt{\left( \frac{2r}{w} \right)^2 - 1} \right\} \quad (2.3)$$

Onde,

$\mu_{PP}$ : componente de abrasão por penetração de partículas;

$r$ : raio da partícula, [mm];

$w$ : comprimento de contato, [mm].

- ✓ **Abrasão por asperidades duras:** ocorre quando uma superfície de alta dureza e rugosa desliza sobre uma superfície de menor dureza produzindo nela diversas ranhuras. O processo está ilustrado na figura 2.14 e a componente pode ser determinada por meio da equação 2.4.

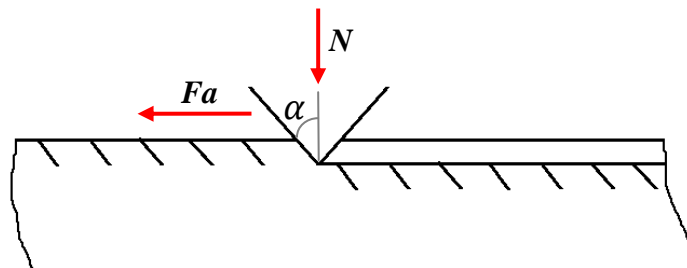


Figura 2.14 - Abrasão por asperidades duras [BLAU, 2008].

$$\mu_{AD} = \frac{2}{\pi} \cot \alpha \quad (2.4)$$

Onde,

$\mu_{AD}$ : componente de abrasão por asperidades duras;

$\alpha$ : ângulo de ponta da asperidade, [°].

**III. Componente de deformação:** a deformação pode ocorrer em escala microscópica ou macroscópica. A deformação microscópica ocorre quando a energia é utilizada para deformar as asperezas em contato durante o movimento relativo. Já a deformação macroscópica ocorre quando o material mais duro sulca o material mais mole (BLAU, 2008). Segundo BLACK *et al.*(1987), a componente de deformação é diretamente proporcional ao ângulo da cunha  $\varphi$ . O processo está ilustrado na figura 2.15 e a componente pode ser determinada pela equação 2.5.

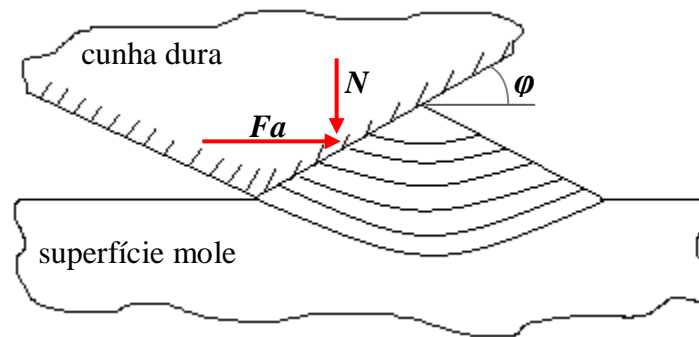


Figura 2.15 - Componente de deformação [BLACK *et al.*, 1987].

$$\mu_D = \frac{F_a}{N} \approx \varphi \quad (2.5)$$

Onde,

$\mu_D$ : componente de deformação;

$\varphi$ : ângulo da cunha, [°].

Os mecanismos de atrito que atuam nos materiais de fricção são: o filme, o histórico do material, os platôs e as alterações da microestrutura do material e a rugosidade do disco.

**Filme** - segundo PRESTON e FORTHOFFER (1971), as reações de pirólise (decomposição térmica) ocorrem próximas à superfície de contato do par tribológico formando uma película ou *filme*. Sua composição é dependente do tempo e das condições de temperatura e pressão na interface. Essa teoria explicaria porque as máquinas de ensaio, que utilizam pequenos corpos de prova em relação ao disco ou tambor não produzem dados de atrito e temperatura representativos de veículos. Isso ocorre porque a película formada nessas máquinas pode apresentar uma composição

diferente da película formada no sistema de freio de um veículo. Segundo TSANG *et al.* (1985), quando a temperatura na interface entre a pastilha e o disco aumenta, ocorre a decomposição dos ingredientes orgânicos, termicamente instáveis, presentes no filme e na superfície da pastilha, tornando a superfície mais rica em componentes inorgânicos. A espessura desse filme é dependente do tempo de exposição à temperatura, da condutividade térmica e da taxa de desgaste do material. Segundo OSTERMEYER (2001), a relação entre os ingredientes do material de fricção, o filme formado e o comportamento do coeficiente de atrito do sistema ainda não são conhecidos. As propriedades de fricção dessa película são dependentes do histórico do material e tendem a estabilizar com o uso.

**Histórico do material** - segundo PRESTON e FORTHOFFER (1971), o histórico de temperatura dos materiais de fricção influencia bastante o seu coeficiente de atrito. Procedimentos e testes desenvolvidos para medir o coeficiente de atrito podem produzir resultados diferentes, dependendo do tipo de teste conduzido. NEUMAN *et al.* (1983) salientam que o histórico desses materiais é muito importante, porque a maioria deles tem suas propriedades alteradas em função das condições de operações recentes. O melhor exemplo disso é a etapa de recuperação que ocorre após a etapa de *fade*. As razões para essas mudanças são diversas e incluem a cura adicional do material que não foi curado completamente durante sua fabricação, alterações químicas e vaporização de voláteis.

**Platôs** - segundo OSTERMEYER (2001), o atrito é fortemente influenciado pelo grau de desgaste da pastilha, pois seu material é constituído pela mistura de diversos componentes e os materiais mais duros são os principais responsáveis pelo aumento do atrito. À medida que a pastilha desgasta, a área de contato entre esses materiais duros e o disco varia, interferindo no valor do coeficiente de atrito. De acordo com ERIKSSON (2000), nas primeiras frenagens da etapa de *green* ocorre um aumento do coeficiente de atrito e esse comportamento se deve à formação dos platôs primários. Num segundo momento, as elevadas pressões, temperaturas e tensões cisalhantes compactam os resíduos gerados durante a frenagem dando origem aos platôs secundários. A formação dos platôs secundários é um processo gradual e, em condições favoráveis, podem se formar em menos de um segundo. É importante destacar que os platôs secundários utilizam os platôs primários como suporte. A degradação dos platôs secundários também é um processo muito rápido, basta reduzir a pressão de atuação (OSTERMEYER, 2001). Esses platôs formam os platôs de contato com o disco, cujo tamanho e composição têm uma influência crucial no comportamento do atrito. O processo de crescimento dos platôs está ilustrado na figura 2.16.

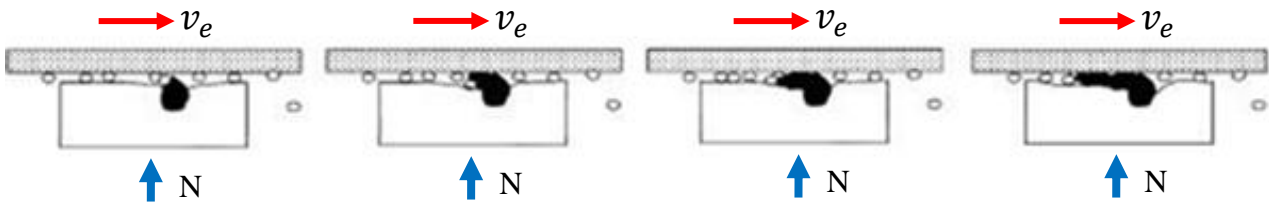


Figura 2.16 – Crescimento dos platôs: ( $v_e$ ) velocidade de escorregamento; (N) força Normal [OSTERMEYER, 2001].

Os platôs primários e secundários representados pelas regiões brancas e regiões cinza, respectivamente, estão ilustrados na figura 2.17.

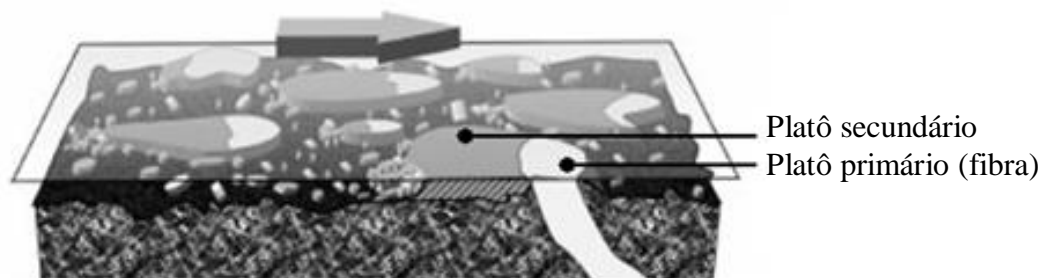


Figura 2.17 – Platôs primários e secundários [ERIKSSON, 2000].

Utilizando termografia, QI e DAY (2007) constataram que o contato na superfície de fricção é não uniforme e varia constantemente devido às expansões térmicas não uniformes e ao desgaste. DILLENBURG (2007) também utilizou termografia na avaliação do contato entre o disco e uma pastilha semi-metálica e outra NAO. O autor verificou que os materiais apresentam características de contato bastante distintas, as quais se alteram durante e entre as frenagens, sendo o contato do material semi-metálico geralmente mais irregular. Segundo ERIKSSON (2000), a área de contato real entre as pastilhas e o disco é responsável pela intensidade das forças de atrito. O tamanho dessa região está diretamente relacionado à dureza dos materiais em contato e às cargas aplicadas. Quanto maior a dureza dos materiais, menor será a região de contato e, quanto maior a carga aplicada, maior será essa região de contato. Ao pressionar uma pastilha de freio contra o disco, a matriz do material de fricção da pastilha, com baixo módulo de elasticidade em relação aos platôs, é deformada, aumentando a região de contato e distribuindo a carga sobre os platôs vizinhos. Portanto, os platôs têm efeito consideravelmente relevante sobre o atrito. A área de contato real entre o disco e a pastilha de freio é estimada em torno de 20 % da área nominal. Essa área de contato real varia com mudanças na pressão, na temperatura, na deformação e no desgaste da pastilha.

**Alteração na microestrutura e a rugosidade do disco** - segundo COYLE e TSANG (1983), os discos de freio são convencionalmente compostos de ferro fundido cinzento perlítico, pois não é incomum que, nos freios de veículos pesados e de competição, a temperatura atinja 700 °C e cause alterações na microestrutura e a rugosidade do disco, transformando o ferro fundido perlítico da superfície do rotor em ferro fundido esfeirodizado. Segundo os autores, não houve alterações no coeficiente de atrito devido às alterações metalúrgicas, porém, o desgaste da pastilha aumentou em 15 % e o desgaste do disco em 100 %. Um estudo foi realizado utilizando discos de freio de diferentes proporções de carbono (C), silício (Si), manganês (Mn), fósforo (P) e titânio (Ti), além de diferentes taxas de resfriamento e de solidificação no processo de fabricação. Os resultados indicaram uma possibilidade de alterar o desempenho do sistema de freio por meio de alterações químicas e microestruturais do disco ou tambor.

### 2.2.3. Velocidade de escorregamento

Segundo INFANTINI (2008), a velocidade de escorregamento tem efeito pouco significativo sobre o desempenho dos sistemas de freio. Em virtude da geometria da pastilha nos sistemas a disco, há uma variação da velocidade tangencial de escorregamento ao longo da direção radial, conforme pode ser observado na figura 2.18 (a). Porém, nos sistemas a tambor isso não ocorre, pois a pista de fricção possui raio constante, conforme pode ser observado na figura 2.18 (b).

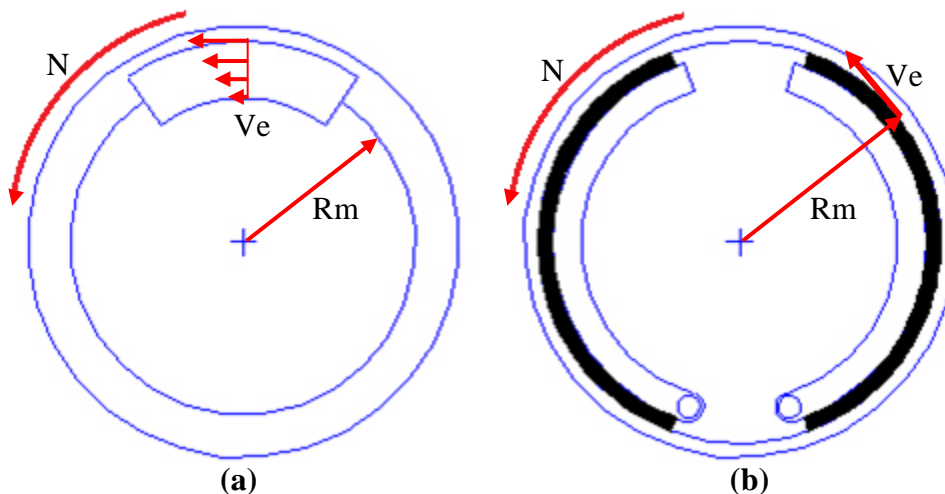


Figura 2.18 – Velocidade de escorregamento: (a) pastilha; (b) lona [INFANTINI, 2008].

WILSON e BOWSER (1971) salientam que variações na velocidade de escorregamento, em torno de 23 % da média, não afetam de maneira significativa o atrito, conforme

pode ser observado para as pastilhas de freio **A**, **B** e **C**, no gráfico da figura 2.19. A variação do atrito nos materiais de fricção provocada pela variação da velocidade de escorregamento é de no máximo 0.05.

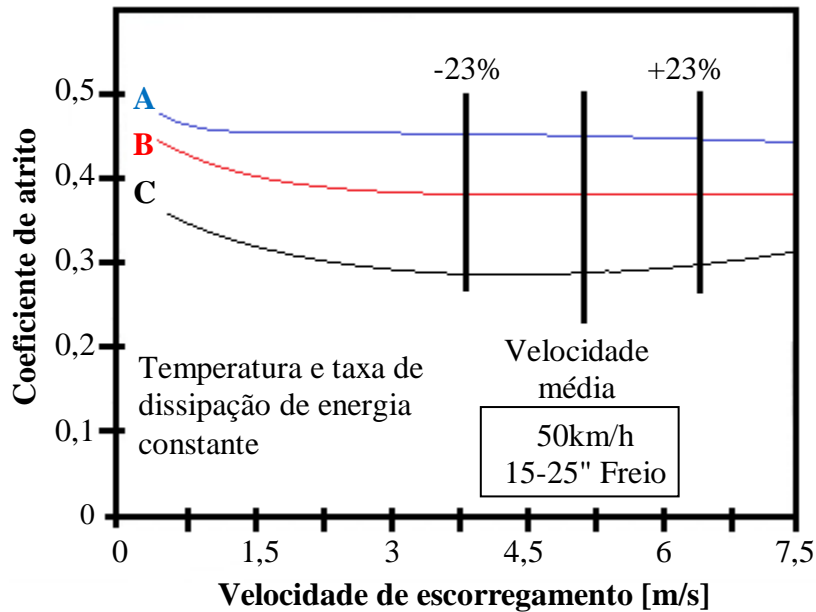


Figura 2.19 – Efeito da velocidade de escorregamento sobre o coeficiente de atrito das pastilhas A, B e C [WILSON e BOWSHER, 1971].

#### 2.2.4. Pressão de contato

O coeficiente de atrito em materiais de fricção geralmente diminui com o aumento da pressão, contrariamente à Lei de Amontons (TSANG *et al.*, 1985). Considerando que a distribuição de pressão pode ter comportamento bastante diferente em freios a disco e a tambor, será feita uma discussão acerca do comportamento da pressão de contato e seus efeitos sobre o desempenho desses sistemas. Segundo TIROVIC e DAY (1991), nos sistemas a disco a pressão na interface do par tribológico está relacionada à confiabilidade e influi no desempenho em termos de torque frenante, distribuição de temperatura e desgaste. Segundo BAKER (1987), os sistemas de freio a disco são projetados para operar com pressões consideravelmente mais elevadas que os sistemas de freio a tambor devido à inexistência do efeito autoenergizante, ao coeficiente de fricção ser geralmente 3/4 do coeficiente na lona de freio e possuir um menor raio efetivo de aproximadamente 3/4 do raio de um tambor de freio equivalente. O raio médio de um disco e de um tambor de freio equivalentes estão ilustrados na figura 2.20.

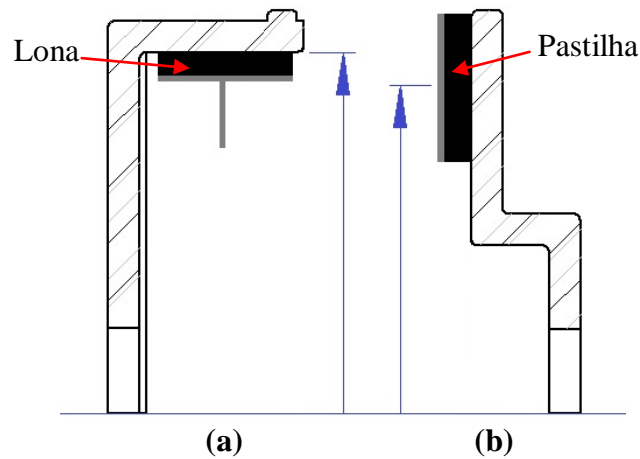


Figura 2.20 – Raio médio equivalente: (a) Tambor de freio; (b) Disco de freio.

Segundo UYYURU *et al.* (2007), as pastilhas de freio estão sujeitas a elevadas pressões e temperaturas durante o processo de frenagem. Portanto, elas devem apresentar baixa compressibilidade, boa resistência à temperaturas elevadas e à abrasão. Ao contrário do que possa parecer, a pressão de contato não é uniforme em pastilhas de freio. Um estudo, realizado por TIROVIC e DAY (1991), investigou a distribuição de pressão em um freio a disco com cáliper flutuante, usando análise por elementos finitos 3D, sob condições de frenagem estática e dinâmica. Foram avaliadas as influências dos seguintes parâmetros:

- Compressibilidade do material de fricção;
- Rigidez da plaqueta da pastilha;
- Coeficiente de atrito;
- Deflexão do cáliper;
- Folga no pistão do cáliper;
- Rigidez do disco.

Os autores concluíram que as deformações percebidas no sistema de freio a disco é a soma das deformações da pastilha, deformações do disco e deformações do cáliper. Eles verificaram que a compressibilidade do material de fricção e a rigidez da plaqueta são importantes na obtenção de uma distribuição de pressão uniforme. A inclusão de forças de atrito na simulação dinâmica provocou mudanças significativas na distribuição de pressão. Durante a frenagem, ocorre uma “abertura” do cáliper com a aplicação das forças de atuação, aumentando a pressão na periferia superior da pastilha externa. Além disso, a folga entre o pistão e o cáliper tende a aumentar com o uso do sistema de freio, interferindo também sobre a distribuição de pressão. Efeitos não lineares são introduzidos devido à imperfeição do contato inicial entre a



pastilha e o disco, variando a distribuição de pressão com a magnitude da força aplicada. Um estudo, realizado por TAMARI *et al.* (2000) com a execução de ensaios experimentais e simulação numérica em elementos finitos, indicou os mesmos efeitos. Fortes efeitos não-lineares atuam sobre a distribuição de pressão na pastilha. Segundo TIROVIC e TODOROVIC (1988), o problema da irregularidade na distribuição de pressão é maior em pastilhas de freio a disco de veículos comerciais devido às suas maiores dimensões.

Um estudo, realizado por BAKAR *et al.* (2005), avaliou o efeito da topografia superficial da pastilha sobre a distribuição de pressão estática em um freio a disco de cáliper flutuante. Foram utilizados filmes indicadores de pressão, um modelo tridimensional em elementos finitos e um manômetro linear para medir a topografia da pastilha. Foi constatado que uma das razões da variação na distribuição de pressão de contato se deve à topografia superficial da pastilha. Os resultados também indicaram que as pastilhas possuem superfícies irregulares e onduladas e que as pastilhas usadas apresentam uma distribuição de pressão mais concentrada do que as pastilhas novas. Segundo TIROVIC e DAY (1991), para garantir o desempenho dos freios a disco é necessário controlar cuidadosamente a distribuição de pressão através de um projeto mecânico robusto e o uso de materiais de fricção flexíveis.

SODERBERG e ANDERSON (2009), por meio de simulação computacional, investigaram o desgaste e a distribuição de pressão na interface entre as pastilhas e o disco de freio. Os resultados indicaram que a performance dos freios a disco depende fortemente das condições de contato na interface de fricção. Foi utilizado um modelo por elementos finitos tridimensional para um subsistema constituído por pistões, pastilhas e disco de freio. O objetivo foi determinar a distribuição de pressão de contato entre o par tribológico em função de diferentes cargas e condições de escorregamento. Foi sugerida a implementação de um modelo mais realístico e probabilístico, com maior complexidade, capaz de descrever o comportamento do material de fricção, bem como o modelo de desgaste e os efeitos termoelásticos.

O desgaste foi computado utilizando a lei de desgaste de Archard e um esquema explícito de integração de Euler. A distribuição da pressão de contato na interface com o coeficiente de atrito, mantido constante em 0,45, está ilustrada na figura 2.21.

### **2.2.5. Temperatura**

Segundo PRESTON e FORTHOFFER (1971), o desempenho do material de fricção é fortemente influenciado pelos efeitos térmicos, que são os fatores mais importantes para o estabelecimento de correlações entre testes realizados em laboratório e em veículos. Características mecânicas e condições ambientais também exercem um efeito significativo sobre o desempenho do

material de fricção. Porém, o coeficiente de atrito depende principalmente da temperatura instantânea na interface de fricção entre a pastilha e o disco.

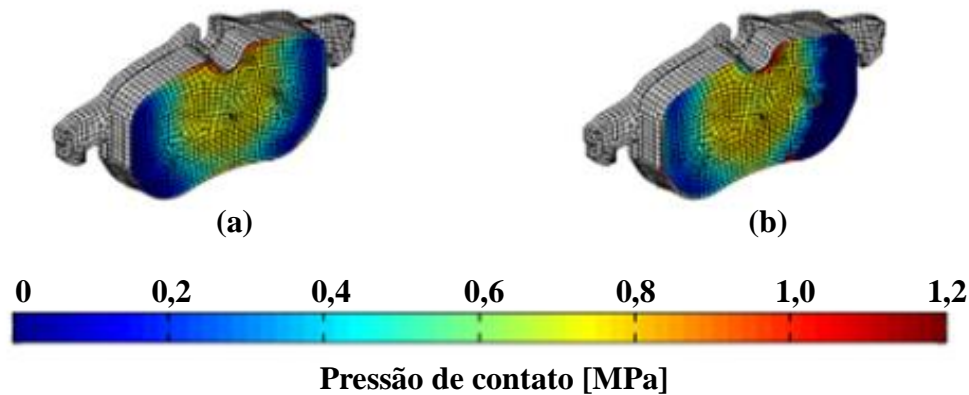


Figura 2.21 - Distribuição de pressão: (a) Análise estática estrutural sem movimento relativo; (b) Análise estática estrutural com movimento relativo [DAY *et al.*, 1991].

TIROVIC e TODOROVIC (1988) aplicaram a análise por elementos finitos para avaliar as deformações e tensões experimentadas por uma pastilha de freio de um veículo comercial. Os resultados indicaram que as forças de atuação causaram consideráveis deformações na pastilha, mas a introdução das cargas térmicas causaram distorções excessivas e elevada pressão na interface entre a pastilha e o disco.

Segundo NEUMAN *et al.* (1983), a temperatura medida na superfície de fricção do disco é significativamente mais elevada do que no seu restante. Esse comportamento pode ser observado nas curvas das temperaturas medidas na superfície (1 mm) e na metade da espessura (centro) da pista de fricção de um disco de freio, apresentadas no gráfico da figura 2.22.

Uma diferença de temperatura de cerca de 450 °C foi percebida entre a superfície e o centro da pista de fricção. As flutuações de temperatura são provocadas pelas frenagens intermitentes. Este comportamento pode ser explicado pelas observações feitas por MORELLI (2002). Segundo o autor, a temperatura na superfície está 250 °C acima da temperatura do centro da pista, no instante inicial da frenagem. Durante a frenagem, o calor tende a se distribuir, uniformizando a temperatura no disco. Além disso, ocorrem deformações térmicas axiais e radiais, nas pistas de fricção do disco de freio, com aproximadamente a mesma ordem de grandeza. Essas deformações, principalmente as axiais, tendem a alterar a condição do contato entre a pastilha e o disco de freio.

Segundo TIROVIC e TODOROVIC (1988), as pastilhas também sofrem deformações térmicas ocasionadas por um considerável gradiente de temperatura axial que torna a pastilha

convexa na região de contato, provocando distribuição de pressão não uniforme. O perfil de temperatura na pastilha de um veículo está apresentado no gráfico da figura 2.23.

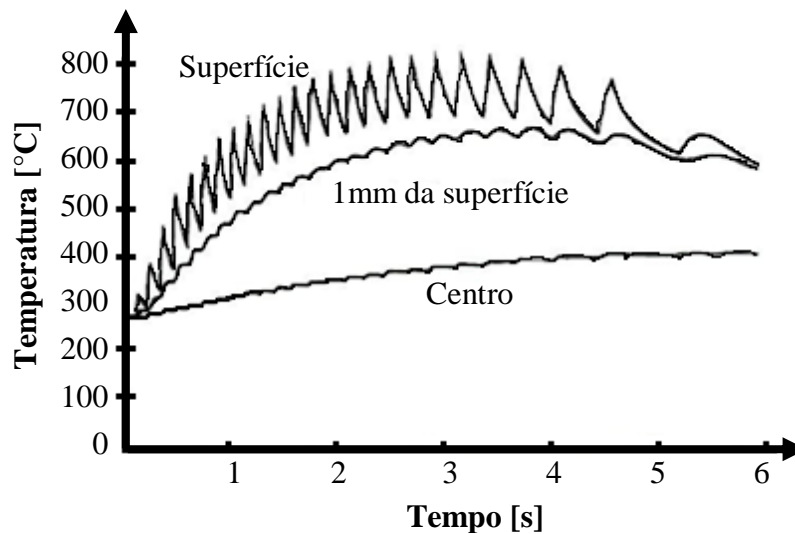


Figura 2.22 – Temperaturas em três profundidades diferentes de um disco de freio [NEUMAN *et al.*, 1983].

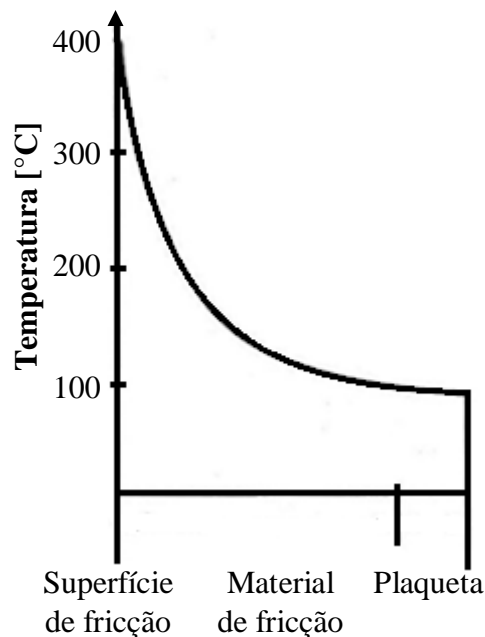


Figura 2.23 – Perfil de temperatura na pastilha [TIROVIC e TODOROVIC, 1988].

Outro problema térmico que afeta os freios a disco é a distorção cônica que ocorre no disco durante a frenagem. DAY *et al.* (1991), aplicando simulação numérica em elementos finitos, observaram que a área de contato nominal de uma pastilha foi reduzida de 80 % para 60 %, devido a esse efeito, para uma frenagem com pressão de atuação de 23 bar. Observaram, ainda, que a temperatura na interface de fricção é mais elevada que no interior da pastilha ou do disco, e que a

temperatura na superfície de fricção da pastilha é mais elevada do que a temperatura na face do disco. Esse fenômeno é explicado por MAJCHERCZAK *et al.* (2007), que observaram a formação do terceiro corpo ou filme entre o par tribológico, conforme ilustrado na figura 2.24. O calor gerado pela formação do terceiro corpo tende a ser igualmente transmitido para a pastilha e para o disco, porém, a pastilha possui menor difusividade térmica do que o disco e, portanto, apresenta um gradiente de temperatura maior do que no disco.

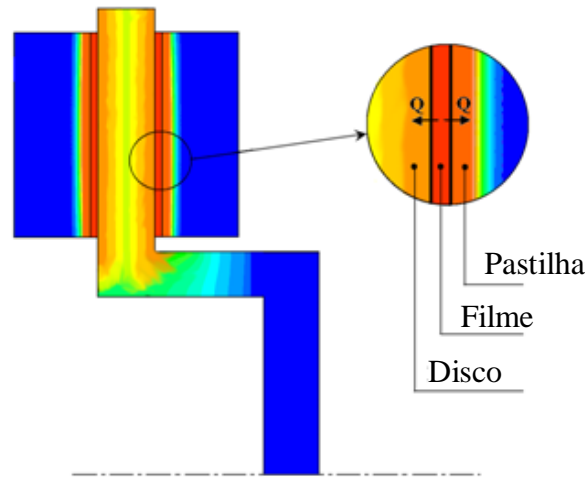


Figura 2.24 – Condução de calor do filme para o disco e para a pastilha de freio [MAJCHERCZAK *et al.*, 2007].

### 2.2.5.1. Análise térmica do processo de frenagem

Durante a frenagem de um veículo, a geração de calor não é uniforme entre as superfícies de contato do disco e das pastilhas de freio. Isto se deve ao fato da pressão de contato nesta interface variar de acordo com o nível de desgaste, com a geometria das pastilhas, com a posição do pistão de freio em relação às pastilhas, com as deformações das pastilhas e do disco, com a temperatura e a carga imposta ao sistema de freio (PARMIGIANI e TIMOTHY, 2000).

O fluxo de calor depende das propriedades físico-químicas dos materiais das pastilhas e do disco de freio, como também da capacidade do freio em armazenar e dissipar o calor gerado. Estes parâmetros estão relacionados ao volume, à massa, à densidade e à capacidade calorífica dos componentes do sistema de freio (EPPLER *et al.*, 2002). A distribuição do fluxo de calor pode ser determinada conforme ilustrado no exemplo da figura 2.25.

Segundo BREMBO (1997), pouco mais de 10 % do calor gerado vai para a pastilha e o restante é destinado ao disco de freio. Essa grande quantidade de calor provoca trincas e deformações geométricas no disco. Segundo ABREU (2013), esses problemas prejudicam o correto funcionamento do sistema, gerando altos níveis de vibrações que podem ocasionar a ruptura do

disco de freio. As formas de dissipação do calor gerado durante a frenagem estão ilustradas na figura 2.26.

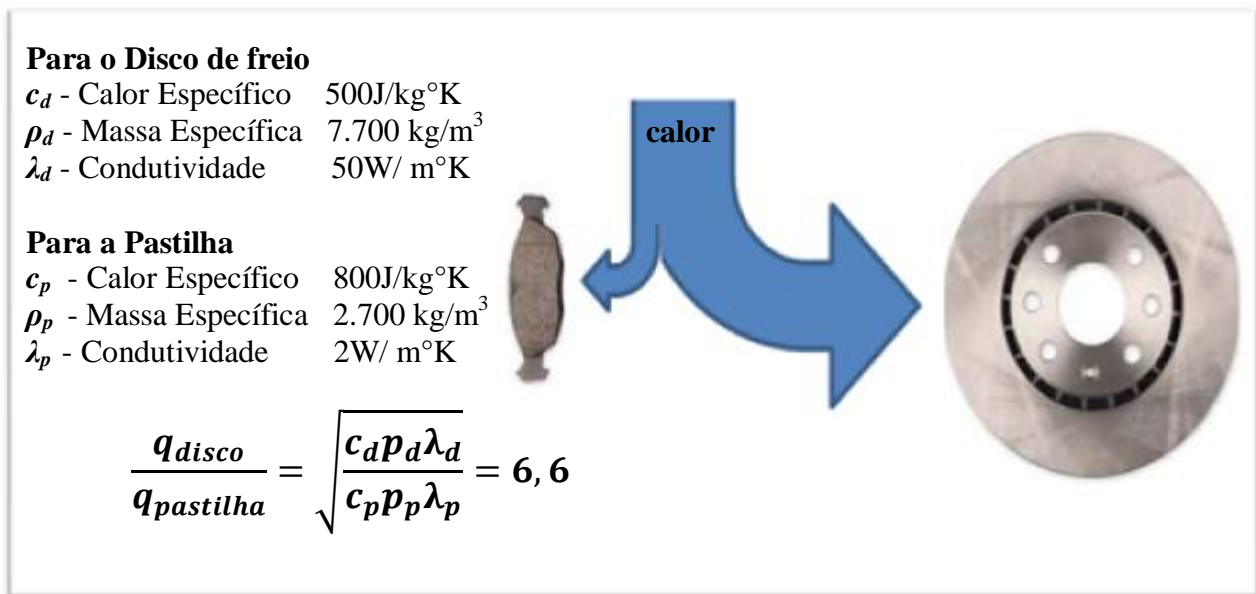


Figura 2.25 - Distribuição do fluxo de calor entre pastilha e disco [BREMBO, 1997].

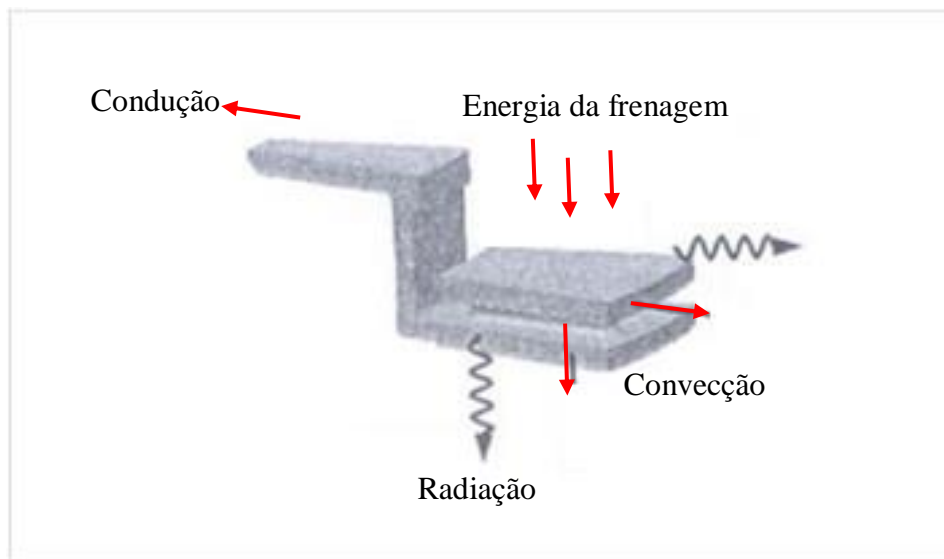


Figura 2.26 – Dissipação do calor gerado durante a frenagem [EPPLER *et al.*, 2002].

O fluxo de calor pode ser discutido microscopicamente por meio da análise de um sólido que desliza sobre outro. A maior parte do trabalho de atrito é liberada na forma de calor, que é gerado e transmitido pelas superfícies de contato por condução e radiação. Cálculos mostram que a temperatura pode ser extremamente alta, pois a área de contato em um determinado momento pode ser muito reduzida quando comparada à área nominal de contato. O calor gerado nestas áreas provoca picos de temperatura, que são chamadas de *temperaturas de flash*. A duração destes picos

é extremamente curta, mas é suficiente para atingir o ponto de fusão do material (THURESSON, 2000). As zonas de ocorrência de temperaturas de flash estão ilustradas na figura 2.27.

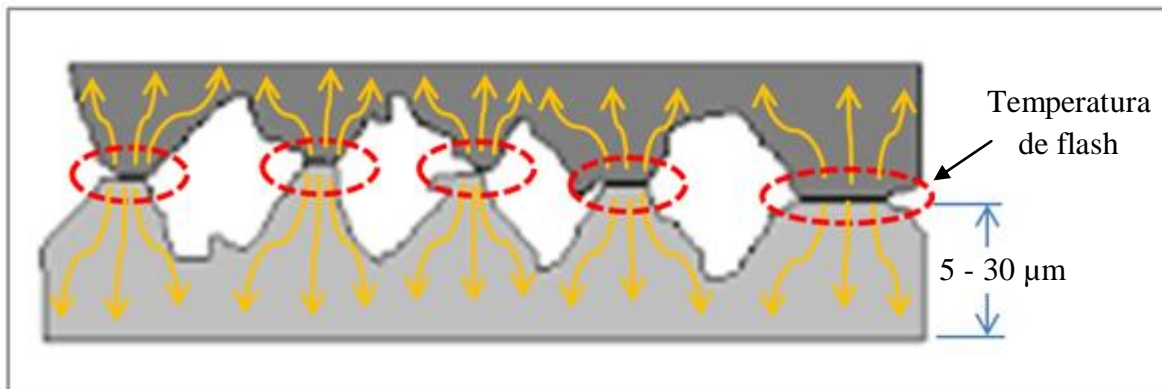


Figura 2.27 – Zonas de ocorrência de temperaturas de flash [THURESSON, 2000].

### 2.2.5.2. Medição da temperatura

Segundo EISENGRABER *et al.* (1999), a escolha do ponto de medição da temperatura é um dos parâmetros mais importantes na investigação das interações do par tribológico durante a frenagem. PRESTON e FORTHOFFER (1971) salientam que o calor gerado durante a frenagem é conduzido, no disco de freio, mais rapidamente e com menor gradiente de temperatura do que no material de fricção. Os autores explicam que por apresentar menor gradiente de temperatura, a temperatura medida no disco seria mais próxima da temperatura na interface do par tribológico. NEUMAN *et al.* (1983) afirmam que a medição de temperatura geralmente é realizada no disco, porém, a temperatura superficial do material de fricção é o parâmetro mais significativo no comportamento do coeficiente de atrito. QI e DAY (2007) destacam que a medição de temperatura na interface do par tribológico é desejável no desenvolvimento de materiais de fricção, entretanto, tal tarefa é um tanto difícil. Segundo EISENGRABER *et al.* (1999), até o momento não foi possível criar um método satisfatório para a medição de temperatura na superfície do disco. Os autores compararam a medição de temperatura de um freio a disco utilizando três métodos: termopares fixos e deslizantes, pirômetro de radiação e termógrafo. As principais características desses métodos estão resumidas na tabela 2.1.

Os ensaios foram realizados em dinamômetro e as temperaturas medidas entre o método usando termopares (fixo e deslizante) e os outros dois métodos, fixados na mesma posição radial, foram comparadas. Uma diferença de temperatura de até 200 °C foi percebida para uma frenagem de 180 km/h até a parada, com pressão de 40 bar. Isto se deve ao menor tempo de resposta do termopar fixo e à menor condutividade térmica entre o disco e o termopar deslizante.

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

Tabela 2.1 – Métodos de medição da temperatura em sistemas de freios [EISENGRABER, 1999].

Observaram também que os três métodos obtiveram resultados semelhantes quando a temperatura aumentava lentamente, no caso de frenagens longas ou de arrasto. Portanto, ao se utilizar termopares deslizantes é importante considerar que a temperatura real na superfície de fricção é consideravelmente maior. Além disso, foi observada uma diferença de temperatura de cerca de até 220 °C na direção circunferencial do disco medida com 5 termopares fixos (EISENGRABER *et al.*, 1999). Uma das dificuldades encontradas nas medições realizadas com pirômetro e termógrafo foi a variabilidade da emissividade do disco, não apenas durante o ensaio, como também durante a frenagem. Durante todo o ensaio, a emissividade variou de 0.15 a 0.90. Para resolver esse problema, os autores utilizaram 5 termopares fixos como referência para ajustar a emissividade do pirômetro e do termógrafo. Independentemente da escolha do termopar para o ajuste, a distribuição de temperatura na superfície do disco foi determinada com uma acuracidade de  $\pm 20$  °C. A precisão, entretanto, depende das diferenças de emissividade da superfície do disco.

QI e DAY (2007) realizaram estudos aplicando simulação computacional e ensaios experimentais para prever a distribuição e magnitude das temperaturas na interface de fricção entre as pastilhas e o disco. Em cada ensaio, o freio foi aplicado sob carga normal constante numa

sequência de aplicação sucessiva de 20 segundos cada. Entre cada aplicação, o freio foi liberado para que a interface arrefecesse até 80 °C. Para monitorar a temperatura da interface de fricção, um termopar foi instalado na pastilha com uma configuração de junção quente exposta. A temperatura da interface de fricção entre a pastilha e o disco foi avaliada em função do número de aplicações de travagem, da velocidade de deslizamento, da carga de travagem e do material de fricção.

Os resultados mostraram que esta técnica de medição de temperatura possibilita a identificação de características da temperatura na interface que outras técnicas não são capazes. A diferença desse método em relação ao método de medição convencional, no qual o termopar é inserido no disco ou na pastilha, é que a junta quente do termopar se localiza diretamente na interface de fricção. Os autores ainda destacaram que o contato direto da junta quente do termopar exposto com a interface do par tribológico tem pouco efeito sobre a qualidade do sinal produzido. Além disso, eles desenvolveram também um modelo em elementos finitos, cujos resultados foram semelhantes aos valores medidos experimentalmente. Com esse modelo, encontraram diferenças de temperatura na superfície da pastilha de cerca de 120 °C devido à distribuição da área de contato real entre o par tribológico. Esta técnica de medição de temperatura, conhecida como técnica do termopar exposto está ilustrada na figura 2.28.

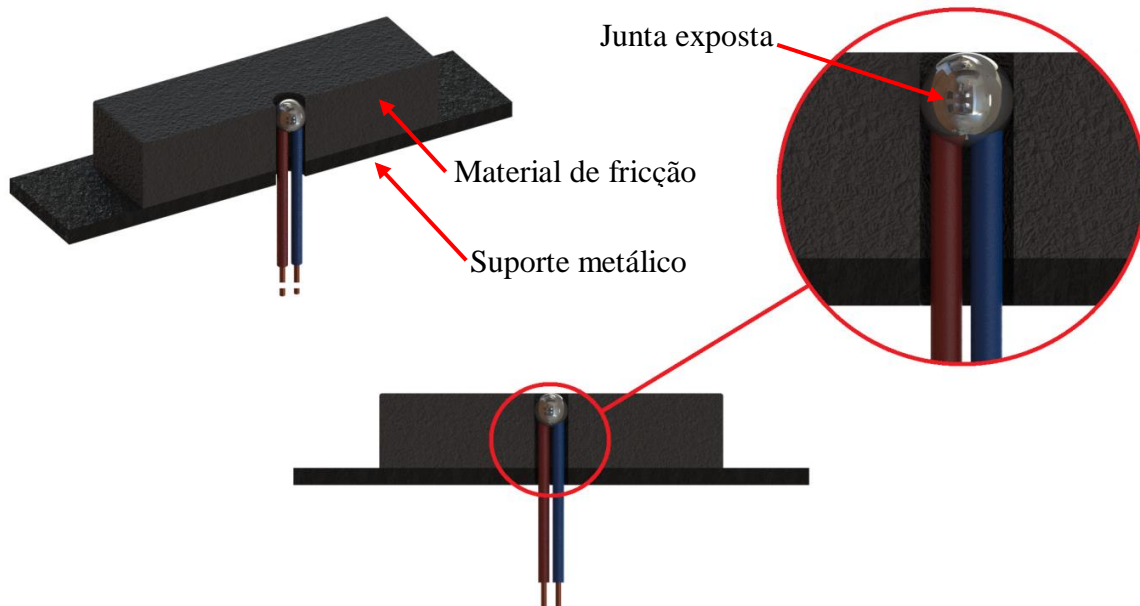


Figura 2.28 – Técnica do termopar com junta quente exposta.

Os resultados das simulações demonstraram também que a área de contato efetiva durante a frenagem tem um efeito significativo sobre a máxima temperatura local, mas pouco efeito na temperatura média da pastilha. Com os dados obtidos nos experimentos, foram plotados os gráficos da temperatura na interface de fricção em função do tempo de aplicação do freio e o



coeficiente de atrito em função do número de aplicações do freio, apresentados nas figuras 2.29 e 2.30, respectivamente.

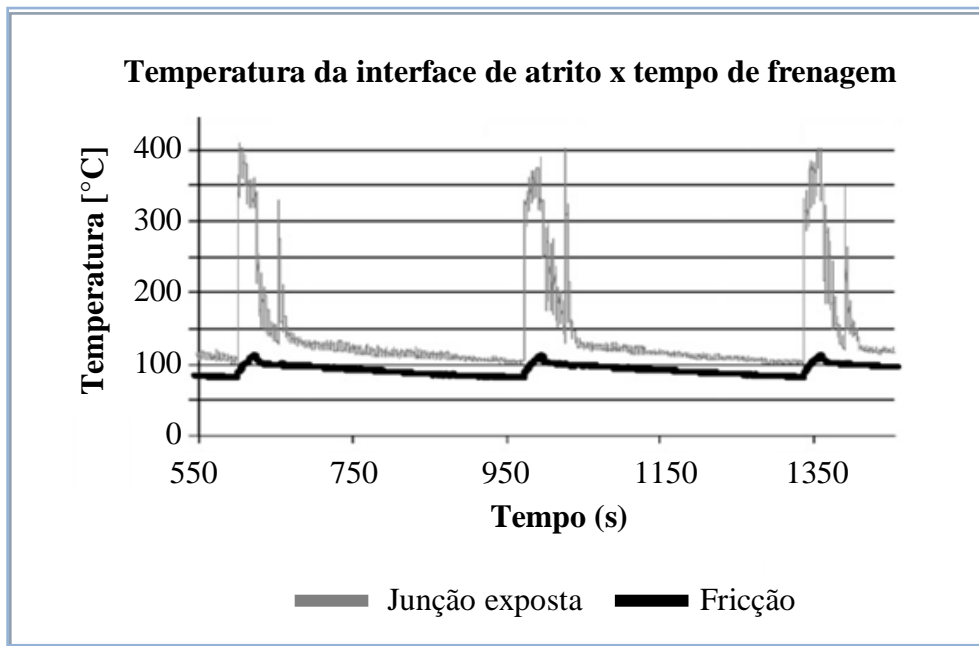


Figura 2.29 – Temperatura da interface de fricção em função do tempo de aplicação do freio [QI e DAY, 2007].

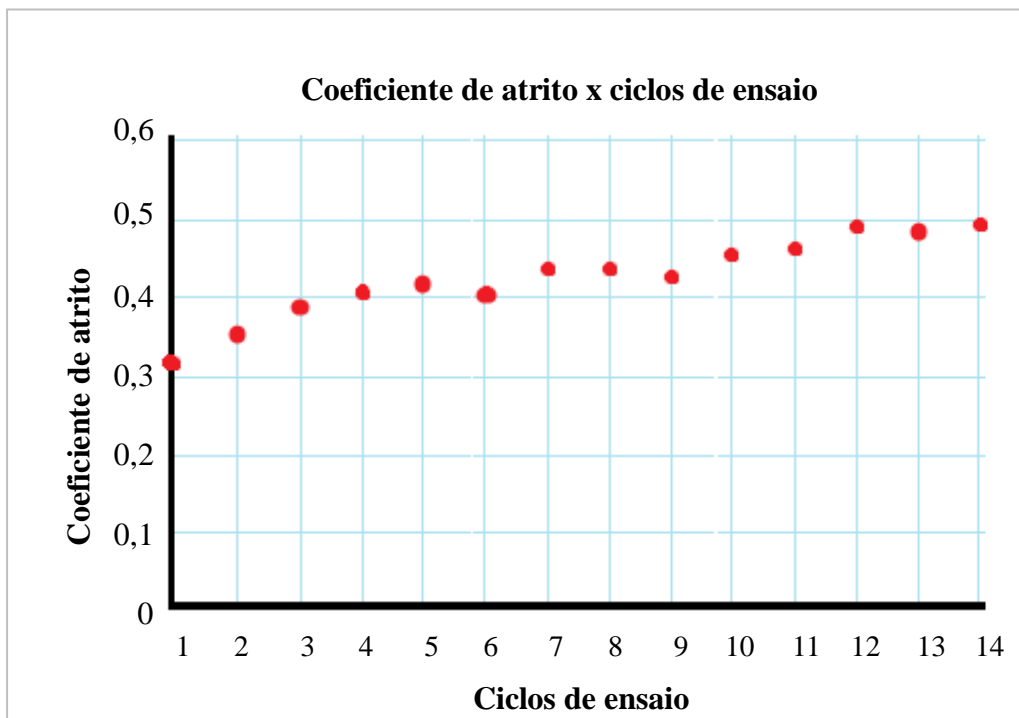


Figura 2.30 – Coeficiente de atrito em função do número de aplicações do freio [QI e DAY, 2007].

Os resultados comparativos das medições realizadas com o termopar exposto e o termopar deslizante mostraram que a diferença de leitura da temperatura chegou a cerca de 300 °C durante a frenagem.

### **2.2.6. Umidade do ar**

É importante considerar também o efeito da umidade relativa do ar sobre o desempenho dos sistemas de freio. Segundo LIMPET (1999), a umidade tem um efeito significativo sobre o coeficiente de atrito, o qual aumenta para períodos de elevada umidade e diminui quando os freios são inundados por água. IOMBRILLER (2002) avaliou as mudanças que ocorrem nas pastilhas sob o efeito da água. Bons resultados de frenagens foram obtidos com baixa pressão no pedal durante períodos de alta umidade e também foi obtida uma eficiência baixa na frenagem com pressão máxima no pedal e sob condições de inundação. Os coeficientes de atrito, para vários níveis de umidade, foram medidos e os resultados indicaram que os coeficientes de atrito são mais elevados sob condições úmidas do que secas. Entretanto, são extremamente baixos quando os freios são inundados. Foi observado também que ocorreram variações entre as pastilhas, sendo algumas muito mais sensíveis à umidade do que outras.

ERIKSSON (2000) realizou testes em dois tipos de pastilhas e concluiu que as pastilhas apresentaram atrito estável entre 20 % e 60 % de umidade. Com a umidade elevada, o coeficiente de atrito de uma das pastilhas aumentou, enquanto que para a outra pastilha diminuiu. BLAU e MCKAUGHLIN (2003) avaliaram o comportamento do atrito com a presença de um spray de água e verificaram dois efeitos sobre o comportamento do material: a altas velocidades e baixas forças normais predominam os efeitos hidrodinâmicos, enquanto que para velocidades mais baixas e pressões de contato maiores ocorre a supressão da formação do filme no disco e o resfriamento da interface de fricção. Também foi observado que o coeficiente de atrito é inversamente proporcional ao quadrado da velocidade para a faixa de velocidades entre 1,5 m/s e 6 m/s sob condições de spray de água. Após o desligamento do spray, a recuperação do atrito ocorreu em apenas alguns segundos. Segundo os autores, ficou evidente que é importante levar em consideração a umidade relativa do ar no desenvolvimento de novos materiais de fricção e até mesmo no controle de qualidade. Para um local onde a umidade relativa do ar varia consideravelmente durante o ano, é possível avaliar incorretamente um material de fricção sensível à umidade do ar.

KURODA e ABO (1998) mencionaram o uso de um dinamômetro em escala reduzida com câmara de controle das condições ambientais e afirmam que a influência das condições ambientais (umidade relativa do ar, temperatura ambiente, etc.) sobre o desempenho dos materiais de fricção é uma questão ainda pouco pesquisada e que certamente merece um estudo detalhado.

### 2.3. Equipamentos utilizados em testes de freios e materiais de fricção

Por razões financeiras e disponibilidade de tempo, somente os melhores materiais são testados nos veículos. Geralmente, os materiais de fricção são submetidos a testes em máquinas para sua caracterização, buscando um modelo que permita testar os materiais o mais semelhante possível das condições reais de operação de um sistema de freio e que também seja economicamente viável (RHEE e SCHAWARTZ, 1979). Os principais equipamentos utilizados para a caracterização de materiais de fricção são: o *dinamômetro inercial*, *Chase*, *Fast* e *Krauss*. O dinamômetro inercial é o que melhor reproduz as condições de frenagens reais em um veículo, observa INFANTINI (2008). Além disso, BREMBO (1997) salienta que os dinamômetros inerciais são os mais utilizados e difundidos para a realização de teste de freios.

O dinamômetro inercial é a máquina que melhor reproduz as condições de frenagem de um veículo, pois testa o material de fricção utilizando o próprio sistema de freio original do veículo e também simula a energia cinética do mesmo, por meio dos volantes de inércia em rotação. O equipamento consiste basicamente de discos de inércia conectados ao disco ou tambor do freio e a um motor elétrico, por meio de um eixo. O motor elétrico acelera os discos de inércia até a velocidade desejada e durante a aplicação do freio ele é desligado, permitindo que o freio dissipe a energia cinética armazenada nos volantes de inércia. Geralmente, estes equipamentos são capazes de reproduzir qualquer procedimento de pista. Os dinamômetros inerciais também são utilizados na avaliação de ruído de freio. Estes equipamentos realizam os últimos testes de laboratório antes dos testes em veículos (INFANTINI, 2008). PRESTON e FORTHOFFER (1971) mencionam ainda que a principal desvantagem do dinamômetro é o seu elevado custo. O diagrama de um dinamômetro inercial está ilustrado na figura 2.31.

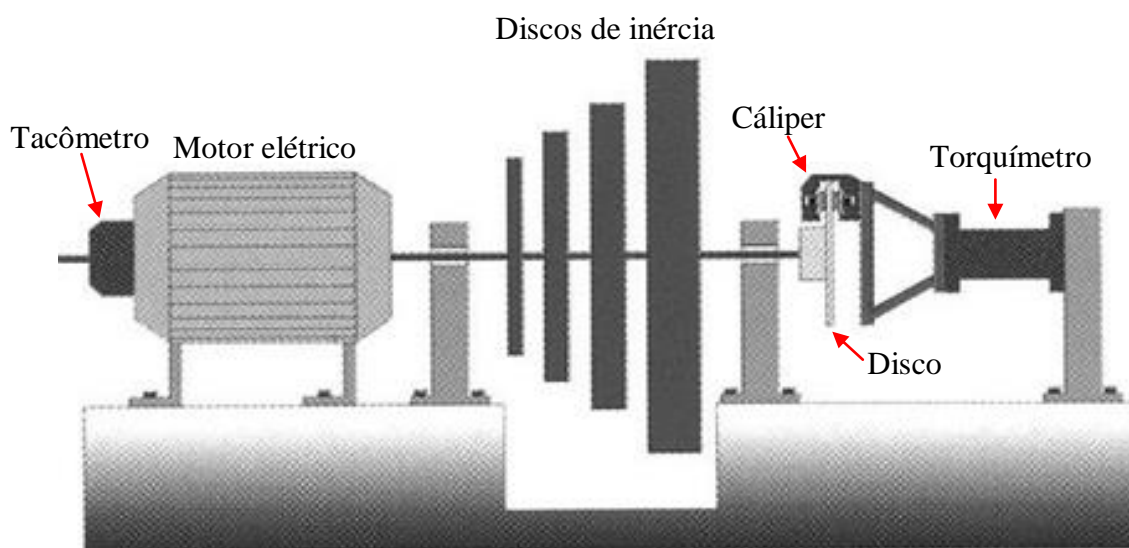


Figura 2.31 - Diagrama de um dinamômetro inercial [BREMBO, 1997].

Outra desvantagem dos dinamômetros inerciais é que os resultados do coeficiente de atrito do material são dependentes do sistema de freio utilizado. Portanto, caso precise avaliar a utilização do mesmo material de fricção em outro sistema de freio, um novo ensaio deverá ser realizado no dinamômetro, com o respectivo sistema de freio, aumentando o tempo e o custo (PRESTON e FORTHOFFER, 1971).

Segundo INFANTINI (2008), as máquinas Chase e Fast são muito utilizadas no controle de qualidade. Na primeira, o corpo de prova é pressionado contra um tambor, cuja temperatura é controlada por resistências elétricas e um sistema de ventilação. Já na segunda, o corpo de prova é pressionado contra o disco em um ensaio com duração de 90 minutos.

Normalmente, a máquina Fast opera a atrito constante, podendo também trabalhar a pressão constante. Ainda segundo o autor, a máquina de Krauss é semelhante a um dinamômetro, mas não possui discos de inércia. Utilizando o sistema de freio original do veículo instalado na máquina, o método é mais utilizado no desenvolvimento de novos materiais de fricção e no controle da qualidade. As principais características das máquinas utilizadas para se testar materiais de fricção estão resumidas na tabela 2.2.

Banco de ensaio	Componentes			Tempo de teste (tempo de preparação incluso)	Vantagens	Desvantagens
	Sistema de freio	Pastilha	Disco			
<b>Dinamômetro</b>	Original	Original	Original	10h	Resultados significantes	Alto custo e tempo de teste longo
<b>Chase</b>	Suporte da máquina	Corpo de prova 1"x1"	Disco da máquina	7,5h	Baixo custo	Tempo de teste longo e não compatível com resultados de veículos
<b>Fast</b>	Suporte da máquina	Corpo de prova 0,5"x0,5"	Disco da máquina	7,5h	Baixo custo	
<b>Krauss</b>	Original	Original	Original	3h	Resultados significantes	-

Tabela 2.2 - Comparação entre as máquinas de ensaio de materiais de fricção [ZIMMER, 1982].

RHEE e SCHWARTZ (1979) afirmam que os resultados obtidos em máquinas de ensaio devem ser consistentes com os resultados obtidos em testes de campo. Assim, PRESTON e

FORTHOFER (1971) realizaram testes com máquinas *fast*, *chase* e o *dinamômetro* em três materiais de fricção: um material original e dois de reposição. Os resultados do coeficiente de atrito foram correlacionados com os resultados de um veículo e o dinamômetro foi o que apresentou significativamente as melhores correlações. Esse comportamento foi justificado pelo fato da *chase* e da *fast* funcionarem com um pequeno corpo de prova em relação ao disco ou tambor. A potência dissipada é pequena e o disco ou tambor absorve grande parte do calor gerado na frenagem, não permitindo a mesma taxa de aumento da temperatura observada nos freios dos veículos. Entretanto, a boa repetição nos testes realizados nessas máquinas, permite que ambas sejam úteis no controle de qualidade.

Como os dinamômetros inerciais são as máquinas que apresentam melhor correlação com as características dos veículos para testar materiais de fricção, INFANTINI (2008) e KRUIZE (2009) citam as principais etapas encontradas nas normas sobre dinamômetros inerciais. Segundo os autores, as normas de dinamômetros requerem de 250 a 1500 frenagens para um ensaio que dura de 12 a 72 horas. Estas etapas estão resumidas na tabela 2.3.

<b>Fase</b>	<b>Definição</b>
<b>Caracterização a verde (green)</b>	É a 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 da fábrica.
<b>Assentamento</b>	Tem o objetivo de assentar o material de fricção ao disco, ou seja, aumentar a área de contato entre o par tribológico. Consiste em realizar repetidas frenagens sob as mesmas condições de operação.
<b>Etapas de pressão</b>	Diferentes valores de pressão, em torno de oito, são utilizadas nas frenagens com o intuito de compreender o efeito desta variável.
<b>Fade</b>	Ocorre a avaliação do efeito da temperatura, onde as frenagens são realizadas em uma elevada faixa de temperatura. São realizadas quinze frenagens seguindo uma escala logarítmica, variando a temperatura inicial de frenagem da primeira até a décima quinta de 100°C até 550°C.
<b>Recuperação</b>	Etapa posterior ao <i>fade</i> , tendo a finalidade de verificar a eficiência de frenagem após elevadas temperaturas, onde os bons materiais tem a capacidade de recuperar suas propriedades originais.

Tabela 2.3 - Etapas de ensaio de caracterização de materiais de fricção [ZIMMER, 1982].

Alguns autores desenvolveram seus próprios equipamentos de teste. NAKAE *et al.* (2010) desenvolveram um banco de ensaio a partir de uma bicicleta mountain bike para determinar as características de frequência associadas aos fenômenos de atrito auto excitados gerados experimentalmente num freio de bicicleta. Segundo os autores, existem dois tipos de fenômenos: o guincho e a vibração. Os resultados mostraram que as frequências são independentes da temperatura na interface entre as pastilhas e o disco e da velocidade de rotação do disco. O guincho esteve presente desde a temperatura ambiente até 300 °C, numa direção da superfície do disco, numa frequência de 1 kHz e num intervalo de rotação de 0,5 rps a 6 rps. A vibração esteve presente apenas em temperaturas entre 260 °C e 290 °C, numa direção fora do plano do disco, numa frequência de 500 Hz e num intervalo de rotação entre 1,5 rps e 3 rps. A vibração é gerada no plano e fora do plano do disco ao mesmo tempo por meio de relações de ressonância interna, o que mostra que o fenômeno é não linear. Foi verificado também que os fenômenos não estão relacionados apenas com a pastilha e o disco de freio, mas também com os raios e o cubo da roda. O banco de ensaios desenvolvido pelos autores está ilustrado na figura 2.32.

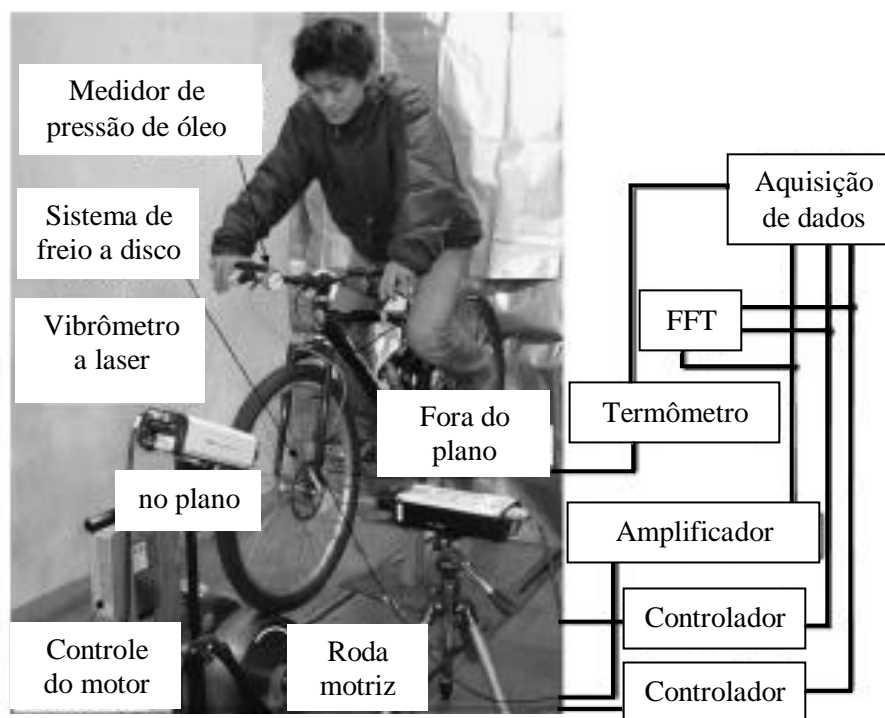


Figura 2.32 - Banco de ensaio de freios [NAKAE *et al.*, 2010].

SONG e LEE (2008) realizaram um estudo que sugeriu o projeto de um novo rotor de disco utilizando uma superfície de fricção circunferencial para redução de peso. O trabalho compara o desempenho mecânico entre o freio a disco com desenho convencional e o freio a disco com fricção circular sob condições de frenagem dinâmica, considerando o fenômeno da instabilidade termo elástica do contato (TEI). O fenômeno ocorre durante uma frenagem e é consequência da não

uniformidade da distribuição da pressão de contato entre a superfície do disco e a superfície da pastilha. Este fenômeno provoca aumento da temperatura local, ocasionando aumento adicional de pressão de contato local. Neste estudo, o desenho otimizado do rotor é obtido com a consideração de TEI, por meio da otimização sugerida pelo método meta-krigagem e é então comparada com a do otimizador ANSYS. O desenho otimizado do rotor determinado a partir da concepção sugerida é recomendado uma vez que a tensão e o volume máximo são semelhantes, mas a primeira frequência natural é maior do que a ótima determinada pelo ANSYS. No rotor circunferencial toda a superfície circunferencial é superfície de ficção, o que possibilita a redução de peso por eliminação de parte dessa superfície. No método de otimização utilizando meta modelos krigagem, qualquer conjunto de variáveis de projeto arbitrário estima as respostas, tais como volume, tensão máxima e primeira frequência, demonstrando a utilidade do método durante a fase de projeto conceitual. Este estudo simplificado do modelo 3D real em um modelo 2D axissimétrico necessita de correlação entre os comportamentos dos dois modelos, além da fabricação de um protótipo do freio completo para a realização de testes experimentais.

NEIS *et al.* (2015) realizaram um estudo baseado na análise comparativa do desempenho de pastilhas freio aplicadas a um modelo de veículo, sendo uma original e 3 pastilhas de reposição adquiridas no mercado brasileiro. A performance das pastilhas foi avaliada em função do coeficiente de atrito, do desgaste e das características acústicas. Os ensaios de frenagem foram realizados utilizando um tribômetro de escala, desenvolvido especialmente para testes em materiais de freio, localizado no Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. O diagrama esquemático do tribômetro está ilustrado na figura 3.33.

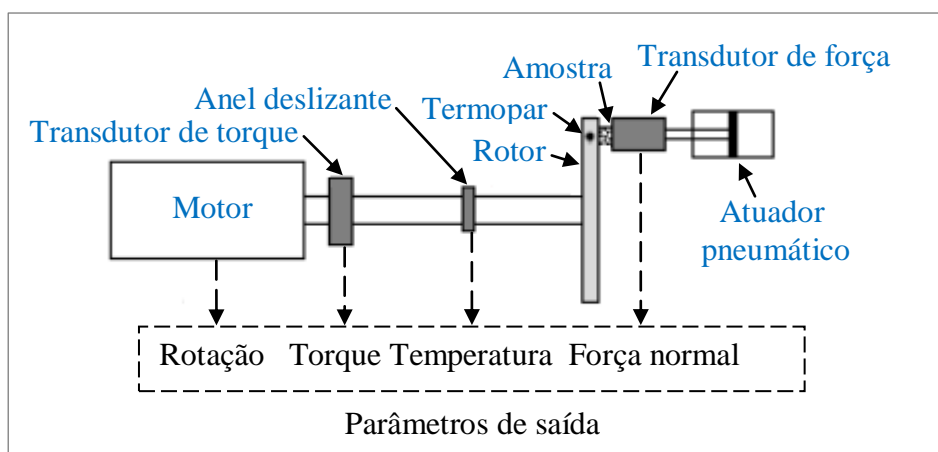


Figura 2.33 - Diagrama do tribômetro em escala [NEIS *et al.*, 2015].

Cinco parâmetros foram utilizados para caracterizar as pastilhas de freio: o coeficiente de atrito médio, a variação do coeficiente de atrito, a taxa percentual de *fade*, a taxa de desgaste

específica e a média geral de vibração. Para relacionar todos os parâmetros, foi criado um índice de qualidade  $Q$ . Cada pastilha de freio foi submetida a um ensaio com 136 frenagens, dividido em 3 etapas: rodagem ou assentamento, *fade* e caracterização. Segundo os autores, a etapa de assentamento é caracterizada por um aumento transitório no coeficiente de atrito, sendo possível avaliar quanto tempo esse período transitório dura. Na etapa de *fade*, como os materiais de fricção estão sujeitos a altas temperaturas, é possível analisar a redução do coeficiente de atrito em condições mais severas. Finalmente, na etapa de caracterização, os resultados produzidos em frenagens mais típicas e menos severas são analisados.

A análise dos resultados mostraram que as pastilhas de freio originais apresentaram o maior valor e a menor variação do coeficiente de atrito, bem como a melhor resistência ao *fade*. Em termos de taxa de desgaste, o melhor material foi o das pastilhas de reposição 1, seguido das pastilhas 2, das pastilhas originais e das pastilhas 3, respectivamente. Com relação aos níveis de vibração, as pastilhas de reposição 3 apresentaram os níveis mais altos, seguidas das pastilhas originais, das pastilhas 2 e das pastilhas 1, respectivamente. Não houve correlação entre a magnitude do atrito e do nível de vibração produzida pelos materiais. Finalmente, o índice de qualidade  $Q$  foi calculado utilizando dois métodos: o método dos pesos balanceados e o método dos pesos desbalanceados. No primeiro método, todos os parâmetros foram considerados de mesma importância, enquanto que no segundo método o atrito e o desgaste foram considerados duas vezes mais importantes do que a vibração. Os resultados obtidos utilizando os dois métodos indicaram resultados aproximados, segundo os quais, as pastilhas de freio originais foram apontadas como as de "melhor" material, seguidas pelas pastilhas de reposição 1, pastilhas 2 e pastilhas 3, respectivamente. Os resultados estão ilustrados no gráfico da figura 3.34.

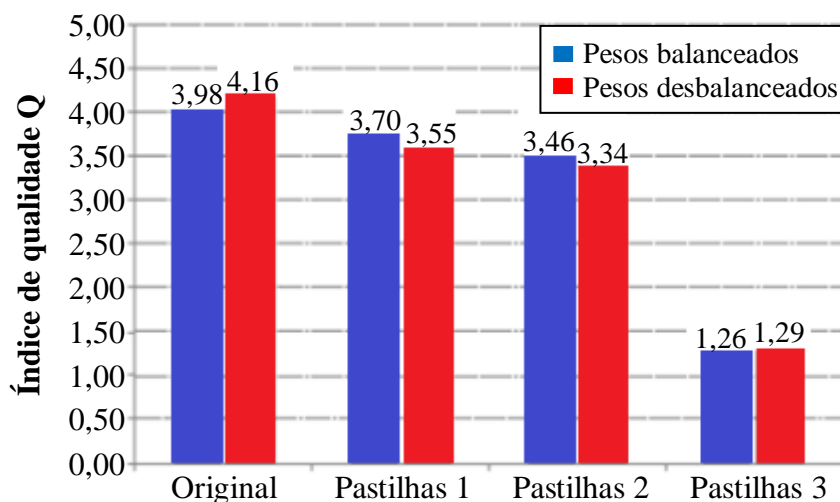


Figura 2.34 - Índice de qualidade  $Q$  [NEIS *et al.*, 2015].



Como critério de aprovação, foi fixado o valor de 70 % do índice de qualidade **Q**, obtido pelas pastilhas originais. Com base nesse critério, as pastilhas de reposição 1 e as pastilhas 2 foram aprovadas, enquanto que as pastilhas 3 foram reprovadas. Os resultados estão apresentados na tabela 2.4.

<b>Critério de aprovação: Q &gt; 2,91</b>		
<b>Pastilhas</b>	<b>Índice Q</b>	<b>Resultado</b>
Original	4,16	-
Reposição 1	3,55	Aprovadas
Reposição 2	3,34	Aprovadas
Reposição 3	1,29	Reprovadas

Tabela 2.4 - Índice de qualidade Q [NEIS *et al.*, 2015].

#### 2.4. Normas de ensaio

Segundo SARIP (2011), todo fabricante de veículos deve cumprir, no mínimo, certos regulamentos para assegurar que o veículo satisfaça os padrões de segurança de frenagem. Esses regulamentos e normas definem os requisitos necessários ao sistema de freio, como a exigência do veículo ser equipado com freio de serviço, frenagem secundária, freio de estacionamento, bem como as disposições técnicas que devem ser cumpridas.

Normas Européias foram estabelecidas pela Organização das Nações Unidas (ONU) e, posteriormente, pela Comunidade Européia (CE). A Comunidade de Normas Européia apresenta um padrão comum para frenagem veicular em relação a essas regulamentações de segurança. A regulamentação emitida pela CE, relativa à frenagem, inclui a norma 13 (ECE 13) para sistemas de freio, o Regulamento 13-H (equivalência com as normas de outros países, incluindo EUA e Japão) e o Regulamento 90 (ECE 90) para pastilhas e lonas de freio (SARIP, 2011).

Segundo CAETANO (2011), as principais normas regulamentadas pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), relativas a freios automotivos no Brasil, são:

- **NBR 10966** - condições mínimas exigidas sobre desempenho dos sistemas de freio;
- **NBR 10967** - método para ensaios de desempenho dos sistemas de freio (freio de serviço, de emergência e de estacionamento) para veículos automotores, rebocados e combinados;
- **NBR 10968** - método de medição do tempo de resposta em sistemas de freio;
- **NBR 10969** - descrição das fontes de armazenagem de energia para sistemas de freios;

- **NBR 10970** - condições para o freio de mola acumuladora para veículos rodoviários;
- **NBR 6143/1995** - esta norma prescreve o método para determinar as características de fricção e desgaste dos materiais de fricção utilizados em pastilhas de freio a disco de automóveis, camionetas de uso misto e utilitários, utilizando o banco de ensaio de Krauss.

HORTA GUTIÉRREZ *et al.* (2013) realizaram estudos aplicando simulação computacional e experimentos, segundo a metodologia de Krauss, na análise do desempenho de sistemas de freio a disco de veículos comerciais. Nesta metodologia, cada ensaio é composto por 10 ciclos e cada ciclo é composto por 10 frenagens de 5 segundos, com intervalos de resfriamento de 10 segundos, totalizando 100 frenagens por ensaio. Foram monitoradas a força de frenagem, a temperatura, a rotação do disco e a emissão acústica. Três tipos de pastilhas de freio foram testados: duas pastilhas novas de fabricantes diferentes, pastilhas **A** e **B** e uma pastilha no fim de vida, pastilha **C**. Os parâmetros de controle foram a pressão de travagem e a velocidade de rotação do disco. A simulação por elementos finitos mostrou que o disco de freio atinge temperaturas bem menores do que a pastilha. Isto porque o material do disco é melhor condutor térmico do que o material da pastilha e o processo de transferência de calor no disco é por convecção forçada, enquanto que na pastilha, o processo é por convecção natural. Os resultados dos testes experimentais mostraram que o desempenho do sistema de freio é fortemente influenciado pela qualidade e condições das pastilhas. A pastilha usada, **C**, apresentou o pior desempenho, enquanto que as pastilhas novas, fabricante **A** e fabricante **B**, tiveram um desempenho melhor. Porém, as pastilhas novas apresentaram desempenhos diferentes por serem de fabricantes distintos. Os resultados de emissão acústica mostraram que este sinal pode ser aplicado para monitorar o desgaste das pastilhas de freio. Os resultados estão apresentados nos gráficos das figuras 2.35, 2.36 e 2.37.

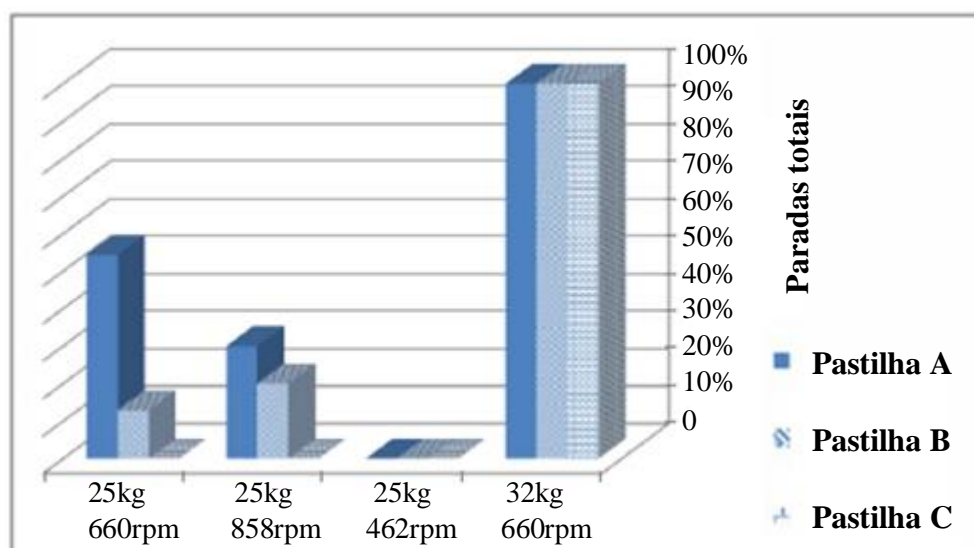


Figura 2.35 – Força de frenagem e movimento remanescente [HORTA GUTIÉRREZ *et al.*, 2013].

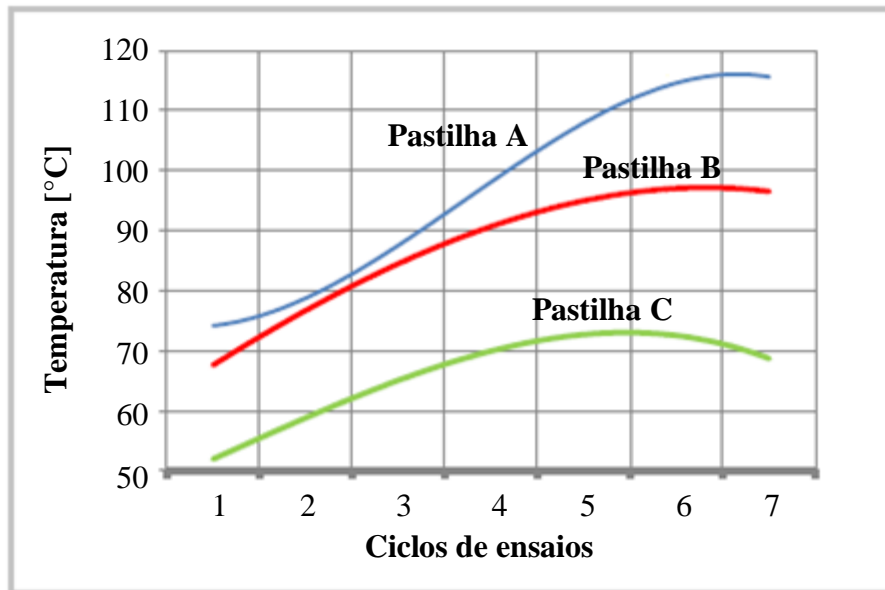


Figura 2.36 – Temperatura do disco para 7 ciclos de frenagem [HORTA GUTIÉRREZ *et al.*, 2013].

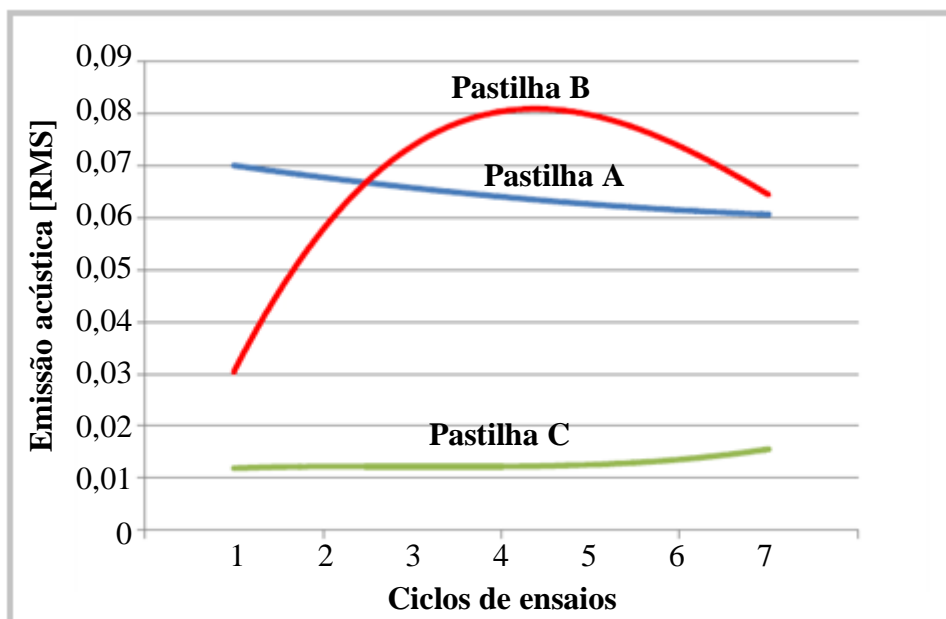


Figura 2.37 – Emissão acústica para 7 ciclos de frenagem [HORTA GUTIÉRREZ *et al.*, 2013].

Outro estudo, utilizando o mesmo banco de ensaio de freios, foi realizado por PINTO (2014). O autor executou experimentos para avaliar a eficiência de frenagem em função das condições das pastilhas, dos discos de freio e da pressão específica aplicada. A eficiência do sistema de freio foi avaliada por meio da análise do coeficiente de atrito e do desgaste das pastilhas, aplicando a metodologia de Krauss. Os testes foram executados utilizando um sistema de freio a disco de motocicleta 125 cc, um par de pastilhas novas, um par de pastilhas meia-vida, um disco de freio em condições normais de uso, outro com considerável desgaste e dois valores de cargas de aplicação do freio. A temperatura do disco e a força de frenagem foram monitoradas.

A análise dos resultados mostrou, de uma maneira geral, que os ensaios que utilizaram o disco “gasto” alcançaram maiores temperaturas em relação ao disco “normal”, sendo que para a pressão de 1,0 bar os ensaios que utilizaram a pastilha meia-vida aqueceram mais do que a pastilha nova. Já para a pressão de 1,5 bar, em que maiores níveis de temperatura foram alcançados, foi a pastilha nova que atingiu maiores valores de temperatura. Isto se deve ao fato de que na pastilha nova, por apresentar mais grãos abrasivos, ocorre uma maior ação de cisalhamento, por parte destes grãos, sobre a superfície do disco, semelhante a um processo de usinagem por retificação. Já para a pastilha meia-vida, ocorre a ação predominante do atrito entre os elementos, tendo em vista que o elemento abrasivo da pastilha está mais desgastado e a pastilha já está corretamente assentada. Foi observado que o aumento da pressão de contato promove um aumento de temperatura do par tribológico. O coeficiente de atrito também variou de acordo com o tipo de pastilha, tipo de disco e valor da pressão de acionamento da manete de freio, conforme ilustrado nos gráficos da figura 2.38.

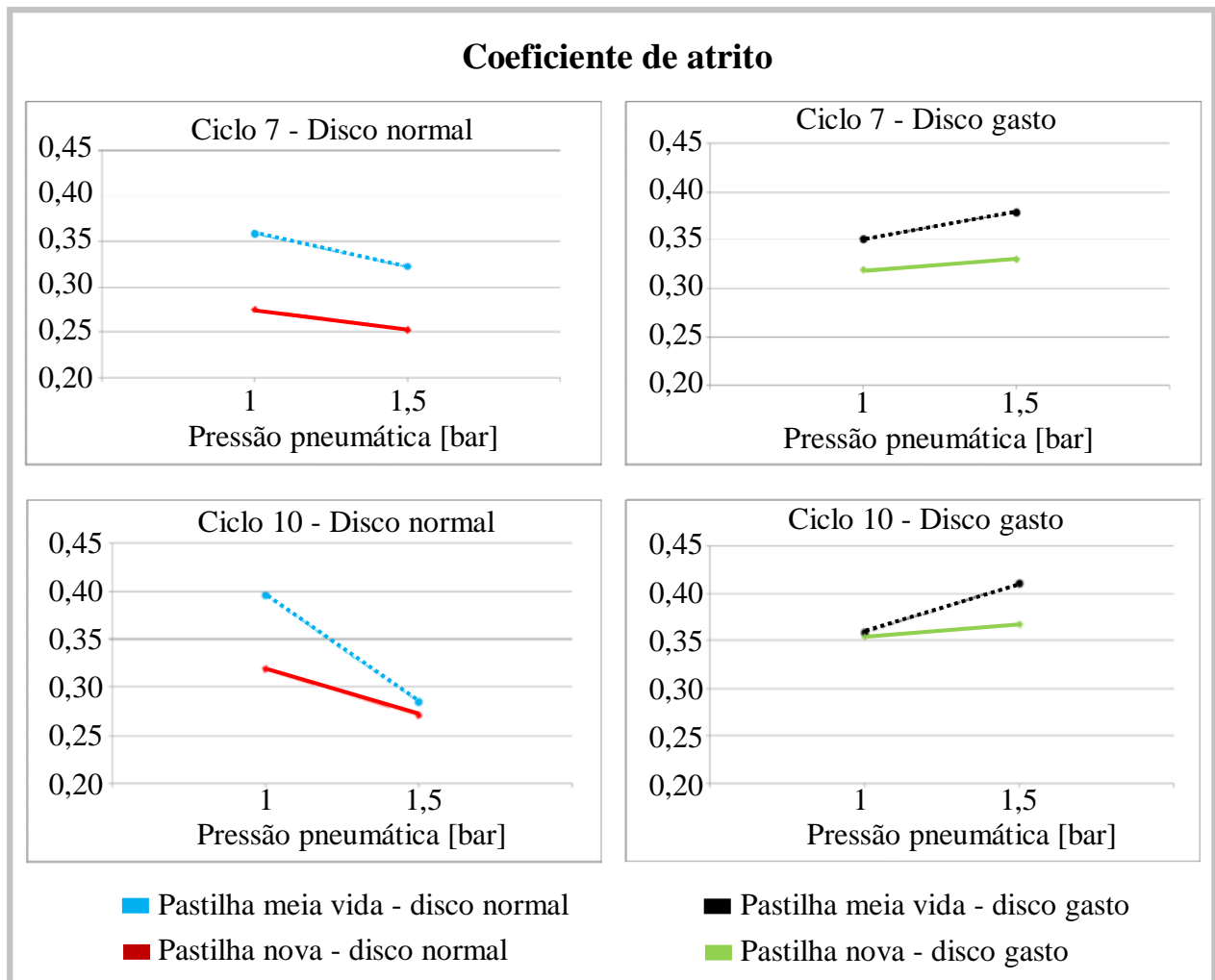


Figura 2.38 - Comportamento do coeficiente de atrito [PINTO, 2014].

Para a pressão de 1,0 bar foi observada uma tendência de crescimento do coeficiente de atrito ao longo dos ciclos de frenagem realizados. O efeito da diminuição do coeficiente de atrito em função do aumento da temperatura foi observado para a pressão pneumática de 1,5 bar, pois maiores temperaturas foram alcançadas para este valor de pressão. De uma maneira geral, a pastilha meia-vida apresentou maiores valores para o coeficiente de atrito do que a pastilha nova. Já o disco “gasto” apresentou maior coeficiente de atrito do que o disco “normal”.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, serão apresentados todos os materiais, equipamentos e métodos utilizados na realização dos experimentos.

#### 3.1. Descrição do banco de ensaio de freios

Inicialmente, o banco de ensaio de freios foi desenvolvido por CAETANO (2011), segundo a metodologia de ensaio descrita pela norma ABNT NBR 6.143/1995. Foram realizadas modernizações necessárias para permitir a execução dos experimentos desse estudo. O banco de ensaio foi equipado com um motor elétrico de 10 Cv, um sistema de transmissão tipo CVT, um sistema de freio de motocicleta de 125cc, um tacômetro digital, um pirômetro para medir a temperatura do disco de freio, um manômetro digital para medir a pressão na linha pneumática, um dinamômetro para medir a força de frenagem, um microcontrolador eletrônico para acionar as frenagens e um sistema de aquisição de dados. O banco de ensaio de freios e o circuito hidropneumático estão ilustrados nas figuras 3.1 e 3.2, respectivamente.

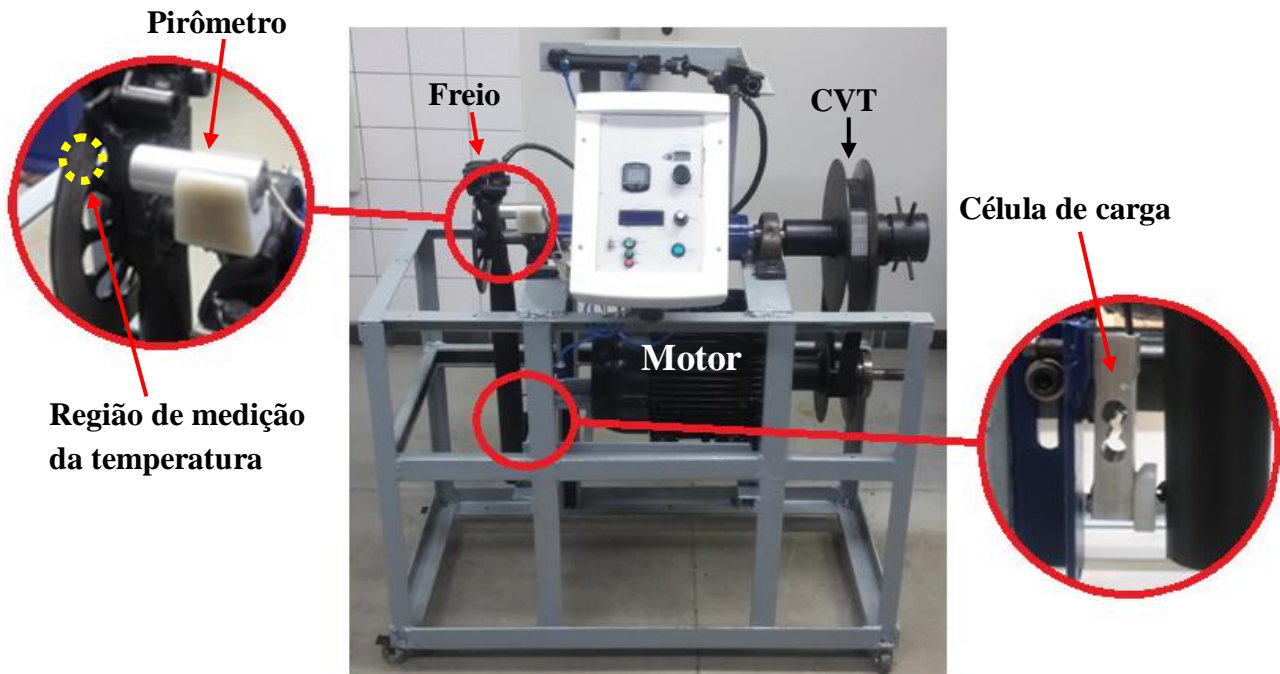


Figura 3.1 - Banco de ensaio de freios.

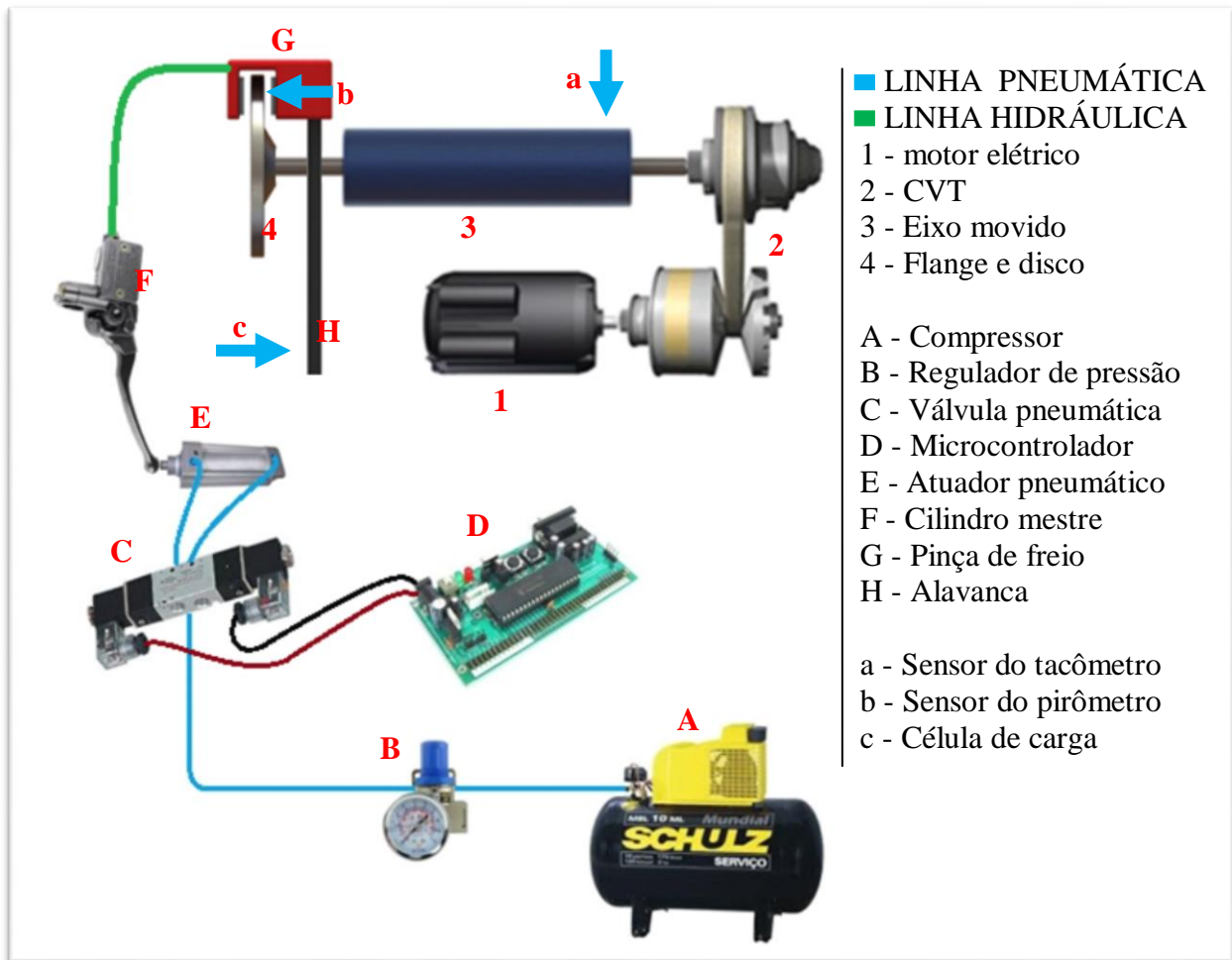


Figura 3.2 - Circuito hidropneumático do banco de ensaio de freios.

Conforme ilustrado no diagrama acima, o banco de ensaio possui dois circuitos de energia: o circuito de energia mecânica, fornecida pelo motor elétrico ao disco de freio e o circuito da energia de pressão, fornecida pelo compressor.

Os desenhos com detalhes construtivos da estrutura do banco de ensaio de freios encontram-se disponíveis no Apêndice A1.

### 3.1.1. Componentes do banco de ensaio de freios

- **Motor elétrico:** é o responsável por fornecer energia mecânica ao sistema. O motor utilizado é trifásico, tensão de 220V, 10 Cv de potência, da marca Weg Motors.
- **Transmissão tipo CVT:** é responsável por transmitir a potência fornecida pelo motor até o eixo movido, além de ajustar a rotação do disco de freio. O CVT está ilustrado na figura 3.3 e os desenhos com detalhes construtivos encontram-se disponíveis no Apêndice A2.
- **Eixo movido:** transmite a potência recebida da transmissão CVT ao disco de freio.

- **Flange de acoplamento:** é responsável por acoplar o disco de freio à ponta do eixo movido. Os desenhos com detalhes construtivos encontram-se disponíveis no Apêndice A3.

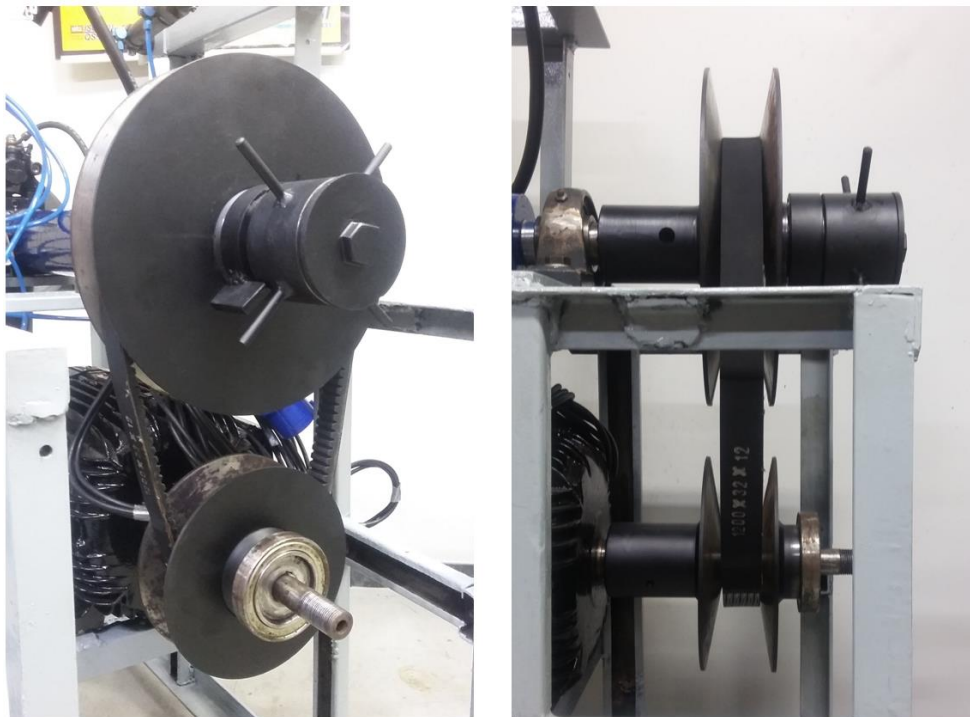


Figura 3.3 - Transmissão CVT.

- **Dinamômetro:** mecanismo responsável por medir a força de frenagem. É baseado no princípio de funcionamento da alavanca. O cãliper, ou pinça de freio, foi instalado solidário a esta alavanca e ao acionar o freio, a força de atrito atua em sentido contrário ao movimento de rotação do disco de freio. Em contrapartida, o disco exerce uma força de reação igual e contrária sobre o conjunto cãliper-alavanca. Uma célula de carga, instalada na extremidade da alavanca, impede a rotação do conjunto ao mesmo tempo que monitora a força aplicada. A medição da força é feita na extremidade da alavanca de comprimento  $r_a = 500 \text{ mm}$  e o comprimento do raio de atuação do freio a disco  $r_f = 95 \text{ mm}$ . Logo, o valor da força de frenagem pode ser determinado pela aplicação do princípio da alavanca. O dinamômetro desenvolvido para o banco de ensaio está ilustrado na figura 3.4. Os desenhos com detalhes construtivos encontram-se disponíveis no Apêndice A4.

- **Sistema de freio:** é o mesmo sistema utilizado na Honda CG Titan 125 cilindradas. O disco possui um diâmetro de 220 mm e 3 mm de espessura. O cãliper é do tipo móvel com um pistão de acionamento hidráulico e pastilhas de 39 mm de largura e 31 mm de altura.

- **Atuador pneumático:** o atuador utilizado é de dupla ação, marca Festo Pneumatic, modelo DGS-25-80 e está ilustrado na figura 3.5.



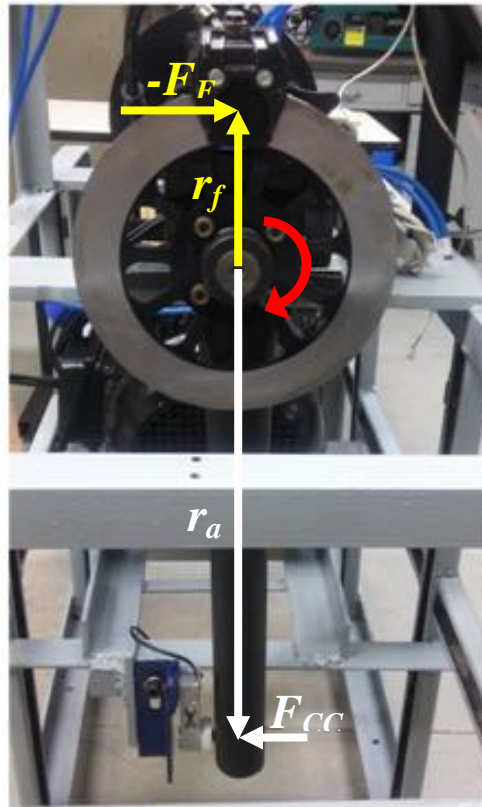


Figura 3.4 - Dinamômetro: ( $F_F$ ) força de frenagem; ( $r_f$ ) raio de atuação do freio a disco; ( $F_{CC}$ ) força na célula de carga; ( $r_a$ ) comprimento da alavanca.



Figura 3.5 - Atuador pneumático.

- **Válvula pneumática:** a válvula utilizada é de 5 vias, 2 posições, acionamento por duplo solenóide, marca WLA, modelo 4V320-08 e está ilustrada na figura 3.6 (a).
- **Regulador de pressão:** o regulador de pressão utilizado é da marca EMC, modelo AR 2000 e está ilustrado na figura 3.6 (b).
- **Microcontrolador:** o microcontrolador utilizado foi o PIC16F877A, da família de 8 bits, núcleo de 14 bits, fabricado pela Microchip Technology e está ilustrado na figura 3.6 (c).

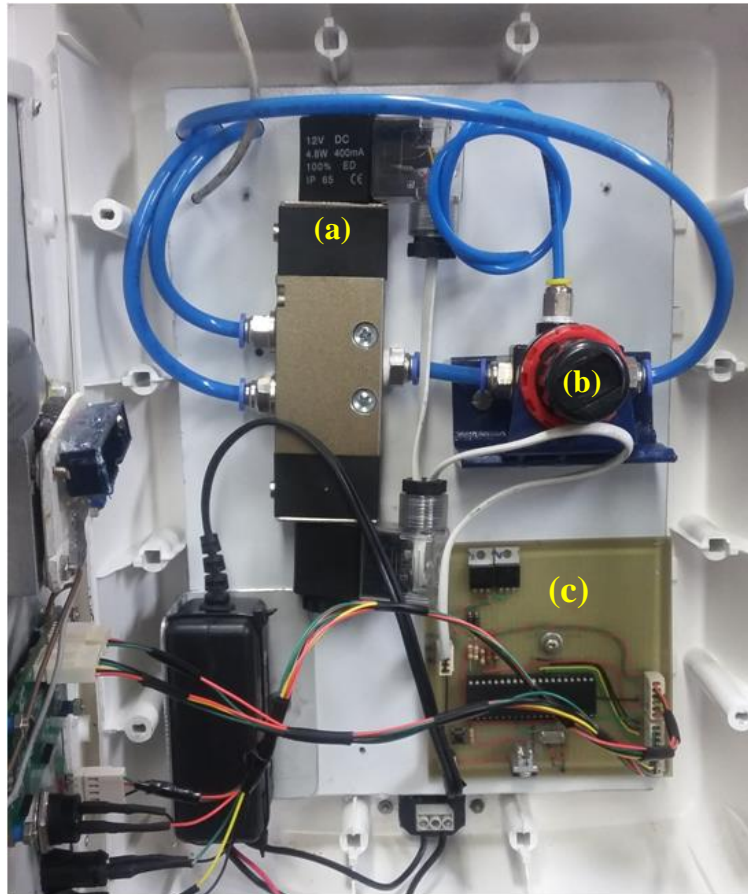


Figura 3.6 - (a) Válvula pneumática; (b) Regulador de pressão; (c) Microcontrolador.

### 3.2. Instrumentação

**I. Tacômetro:** fixado junto ao eixo movido, o dispositivo mede a velocidade de rotação do disco de freio em revoluções por minuto. O equipamento utilizado é da marca Assize, modelo AS-820.

**II. Sensor do pirômetro:** conforme mencionado anteriormente por PRESTON E FORTHOFFER (1971), o gradiente de temperatura no disco é menor do que no material de fricção, sendo assim, a temperatura do disco é mais próxima da temperatura da interface de fricção. Portanto, o sensor foi posicionado de forma a monitorar a temperatura do disco de freio logo após o contato com as pastilhas. O sensor utilizado é de um pirômetro digital com sistema infravermelho de captura, versão 380-EN-01 e marca Infrared Thermometer.

**III. Célula de carga:** como detalhado nas figuras 3.1 e 3.2, foi instalada uma célula de carga de 40 kgf na extremidade da alavanca suporte da pinça de freio. Desta forma, é possível monitorar a força de frenagem durante o ensaio.

### 3.3. Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados utilizado nos experimentos é composto pelo pirômetro, pela célula de carga, pelo amplificador de sinal e pela placa de aquisição. O diagrama do sistema de aquisição de dados está ilustrado na figura 3.7.



Figura 3.7 - Diagrama do sistema de aquisição de dados.

**I. Amplificador:** para amplificar o sinal dos sensores foi utilizado o circuito integrado AD595, que é um amplificador instrumental, desenvolvido especialmente para trabalhar com sinais muito baixos como os sinais de termopares. A faixa de alimentação do circuito é de +5 a +15 volts. No entanto, é recomendável utilizar o menor valor de tensão possível para minimizar o ruído. O diagrama do circuito integrado do amplificador está ilustrado na figura 3.8.

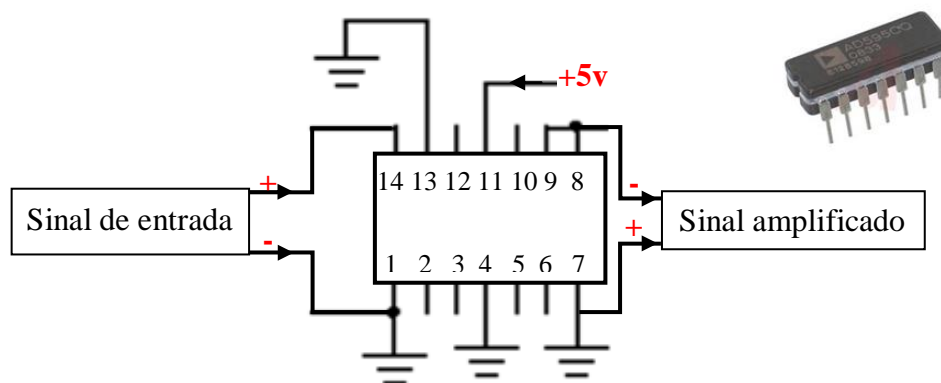


Figura 3.8 - Amplificador instrumental AD595.

**II. Placa de aquisição:** foi utilizado o NI 9215 que é um equipamento com 4 canais de entrada analógica, resolução de 16 bits, entrada  $\pm 10.0$  V, faixa de temperatura de  $-40$  a  $70$  °C e interface com o computador por meio do software LabView 2010.

### 3.4. Procedimento experimental

Depois de avaliar a capacidade do banco de ensaio e as metodologias utilizadas em trabalhos relacionados, duas metodologias foram escolhidas: a metodologia de Krauss descrita pela NBR 6.143:1995 e a outra semelhante à metodologia utilizada no estudo realizado por MAKRAY *et al.* (2013).

O objetivo da pesquisa é analisar a influência da pressão de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura sobre o desgaste e o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio. Os parâmetros de configuração aplicados nos ensaios serão definidos pela combinação de quatro valores da pressão de contato e quatro valores da velocidade de escorregamento. Serão 32 ensaios no total, sendo 16 executados segundo a metodologia de Krauss e 16 ensaios executados segundo a metodologia de Makrahy. Cada ensaio utilizará um par pastilhas novo de mesma marca e lote de fabricação. Durante os ensaios, serão monitoradas a força de frenagem e a temperatura. Antes de iniciar os ensaios, a massa de cada pastilha será medida. Em seguida, a etapa de assentamento das pastilhas será executada até que se atinja 80% de assentamento. A etapa de assentamento compreende diversas frenagens consecutivas, mantendo a temperatura do disco abaixo de 350 °C. Nos primeiros 16 ensaios será aplicada a metodologia de Krauss, onde cada ensaio compreenderá uma sequência de 10 frenagens, sendo 5 segundos com freio aplicado e 10 segundos em giro livre para arrefecimento. Em seguida, nos 16 ensaios restantes, será aplicada a metodologia de Makrahy, onde cada ensaio compreenderá uma frenagem contínua de 60 segundos. Todos os ensaios iniciarão à temperatura de 100 °C.

Um veículo de uso urbano trafega em velocidades típicas que variam de 50 km/h a 100 km/h. Portanto, foram selecionadas as velocidades de 60 km/h (500 rpm), 70 km/h (600 rpm), 82 km/h (700 rpm) e 95 km/h (800 rpm). Os valores dos parâmetros de controle e sua combinação estão apresentados nas tabelas 3.1 e 3.2, respectivamente.

Parâmetros	Níveis			
Pres. pneumática [bar] / Pres. contato [kPa]	0,25 / 668	0,50 / 1336	0,75 / 2004	1,0 / 2672
Rotação [rpm] / Vel. de escorregamento [m/s]	500 / 5	600 / 6	700 / 7	800 / 8

Tabela 3.1 - Parâmetros de controle.

Pressão de contato [kPa]	Velocidade de escorregamento [m/s]			
	5	6	7	8
668	1	5	9	13
1336	2	6	10	14
2004	3	7	11	15
2672	4	8	12	16

Tabela 3.2 - Combinação dos parâmetros de controle aplicados nos ensaios.

### 3.4.1. Redução de dados

Depois da aquisição dos dados obtidos nos ensaios, foi necessário fazer os cálculos de redução dos dados às formas que serão apresentadas nos gráficos.

a) **Força normal sobre a pastilha de freio:** sendo o raio do pistão do atuador pneumático  $r_{at}=0,0125m$ , o raio do pistão da pinça de freio  $r_{pp}=0,016m$  e o raio do cilindro mestre  $r_{cm}=0,006m$ , o braço de força da manete  $b_f=0,163m$  e o braço de resistência da manete  $b_r=0,02m$ , a força normal pode ser calculada aplicando a equação 3.1.

$$N = \pi \frac{b_f r_{at}^2 * r_{pp}^2}{b_r r_{cm}^2} * P_P = 290P_P \quad (3.1)$$

Onde,

$N$ : força normal, [kgf];

$b_f$ : braço de força da manete, [m];

$b_r$ : braço de resistência da manete, [m];

$r_{at}$ : raio do pistão do atuador pneumático, [m];

$r_{pp}$ : raio do pistão da pinça, [m];

$r_{cm}$ : raio do cilindro mestre, [m];

$P_P$ : pressão pneumática, [bar].

**b) Força de frenagem:** a força de frenagem foi determinada pelo princípio da alavanca, tendo o raio de atuação do freio  $r_f=0,095m$ , o comprimento da alavanca  $r_a=0,5m$ , a força de frenagem pode ser calculada aplicando a equação 3.2.

$$F_F = \frac{r_a}{r_f} F_{CC} = 5,26 F_{CC} \quad (3.2)$$

Onde,

$F_F$ : força de frenagem, [kgf];

$F_{CC}$ : força medida na célula de carga, [kgf];

$r_f$ : raio de atuação do freio, [m];

$r_a$ : comprimento da alavanca, [m].

**c) Coeficiente de atrito:** a força de frenagem é determinada pela soma das forças de atrito que agem uma em cada face do disco. Portanto, para calcular a força de atrito entre as pastilhas e o disco, a força de frenagem foi dividida por dois. Para calcular o coeficiente de atrito, a força de atrito foi dividida pela força normal, conforme a equação 3.3.

$$\mu = \frac{F_a}{N} = \frac{F_F}{2N} = \frac{5,26 F_{CC}}{2N} = \frac{5,26 F_{CC}}{580 P_p} = 0,00907 \frac{F_{CC}}{P_p} \quad (3.3)$$

Onde,

$F_a$ : força de atrito, [kgf];

$\mu$ : coeficiente de atrito.

## 4. RESULTADOS

Neste capítulo, serão apresentadas as melhorias no banco de ensaio de freios, os resultados obtidos nos ensaios executados segundo a metodologia de Krauss e os resultados obtidos nos ensaios executados segundo a metodologia de Makrahy, seções 4.1, 4.2 e 4.3, respectivamente.

Considerações finais sobre as influências da pressão de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura, foram apresentadas na seção 4.4.

### 4.1. Melhorias no banco de ensaio de freios

- ✓ Modernização do sistema de aquisição de dados: reduziu o tempo de coleta e melhorou a qualidade dos dados;
- ✓ Construção e instalação do CVT: permitiu um ajuste da velocidade de rotação do disco de freio durante a execução dos ensaios;
- ✓ Aumento da potência mecânica: permitiu alcançar maiores temperaturas durante os ensaios.

### 4.2. Experimento aplicando a metodologia de Krauss

Nos ensaios executados segundo a metodologia de Krauss, foram aplicadas 10 frenagens: 5 segundos com freio aplicado e 10 segundos em giro livre (freio desaplicado) para arrefecimento. Os ensaios iniciaram à temperatura de 100 °C.

Os gráficos da força de atrito e da temperatura registrados nos ensaios estão disponíveis no Anexo A1.

Para uma melhor visualização e comparação dos efeitos da velocidade de escorregamento e da pressão de contato, os gráficos foram ilustrados lado a lado na figura 4.5.

Ao comparar os gráficos ilustrados na figura 4.5, é possível perceber que ao aumentar a velocidade de escorregamento (ensaio 1 para o ensaio 13 ou ensaio 4 para o ensaio 16), a força de atrito reduziu. Já a temperatura, reduziu para os ensaios 1 e 13 (pressão de 668 kPa) e aumentou para os ensaios 4 e 16 (pressão de 2672 kPa). Testes específicos são necessários para uma melhor análise deste comportamento.

Analisando o efeito do aumento da pressão de contato (ensaio 1 para o ensaio 4 ou ensaio 13 para o ensaio 16), a força de atrito aumentou devido ao aumento da força normal, como era esperado.

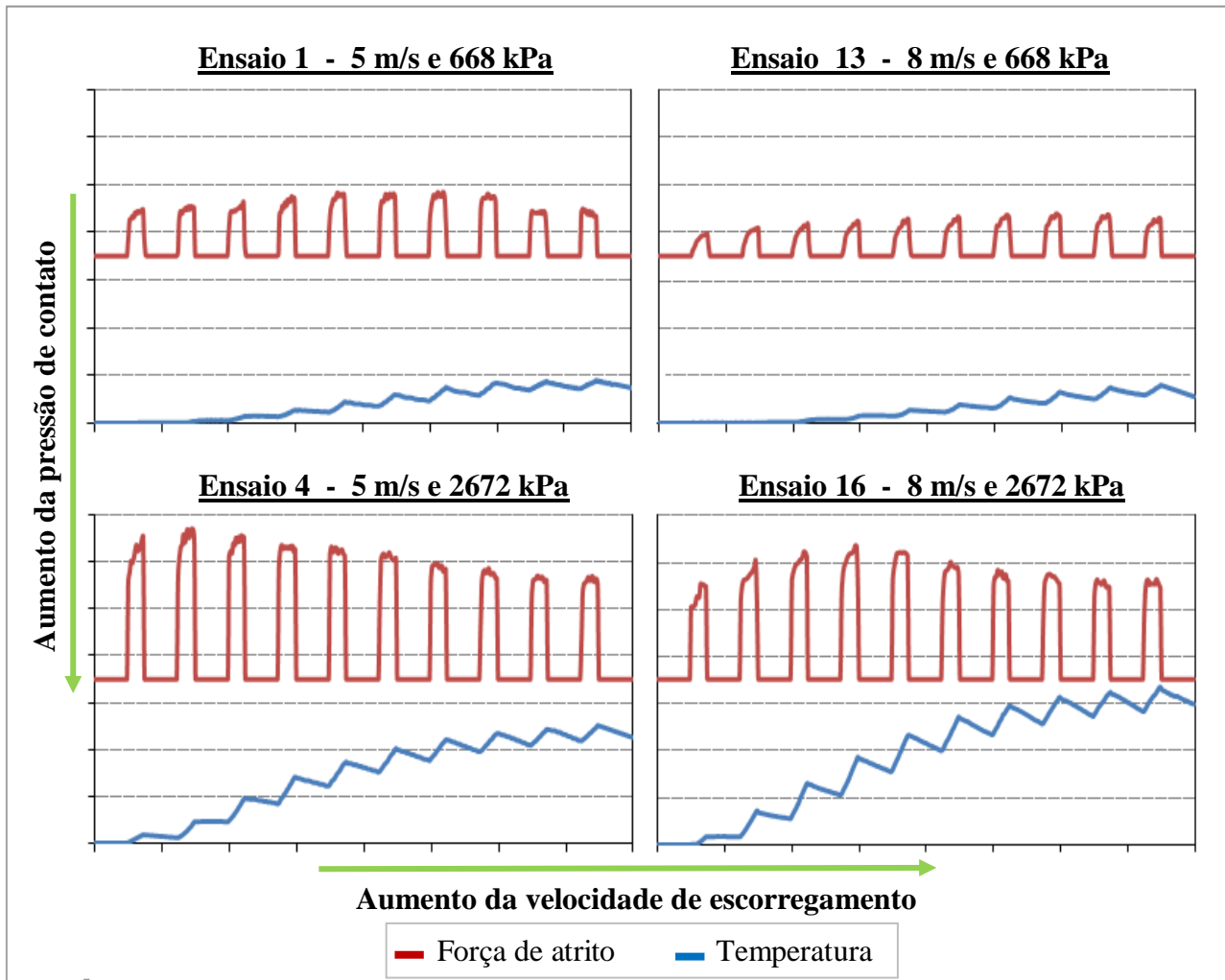


Figura 4.1 - Força de atrito e temperatura.

Os valores dos coeficientes de atrito e das temperaturas em função do número de frenagem estão resumidos na tabela do Anexo A2 e apresentados no gráfico da figura 4.6.

Ao observar o gráfico da figura 4.6 é possível perceber que a temperatura aumenta com o número de frenagem, para todos os ensaios. Ao analisar as curvas em azul, referentes ao coeficiente de atrito (curva de cima) e à temperatura (curva de baixo) do ensaio 1, é possível perceber que o coeficiente de atrito também aumenta com o número de frenagens até atingir um valor máximo próximo à frenagem 7 (aproximadamente 250 °C), em seguida, diminui devido ao efeito *fade*. Já nas curvas em vermelho, referentes ao ensaio 4, o valor máximo do coeficiente de atrito ocorre na frenagem 2 à temperatura de aproximadamente 200 °C. Analisando as curvas em verde, referentes ao ensaio 13, o valor máximo do coeficiente de atrito ocorre na frenagem 8 à



temperatura de aproximadamente 250 °C. Nas curvas em roxo, referentes ao ensaio 16, o valor máximo do coeficiente de atrito ocorre na frenagem 4 à temperatura de aproximadamente 450 °C.

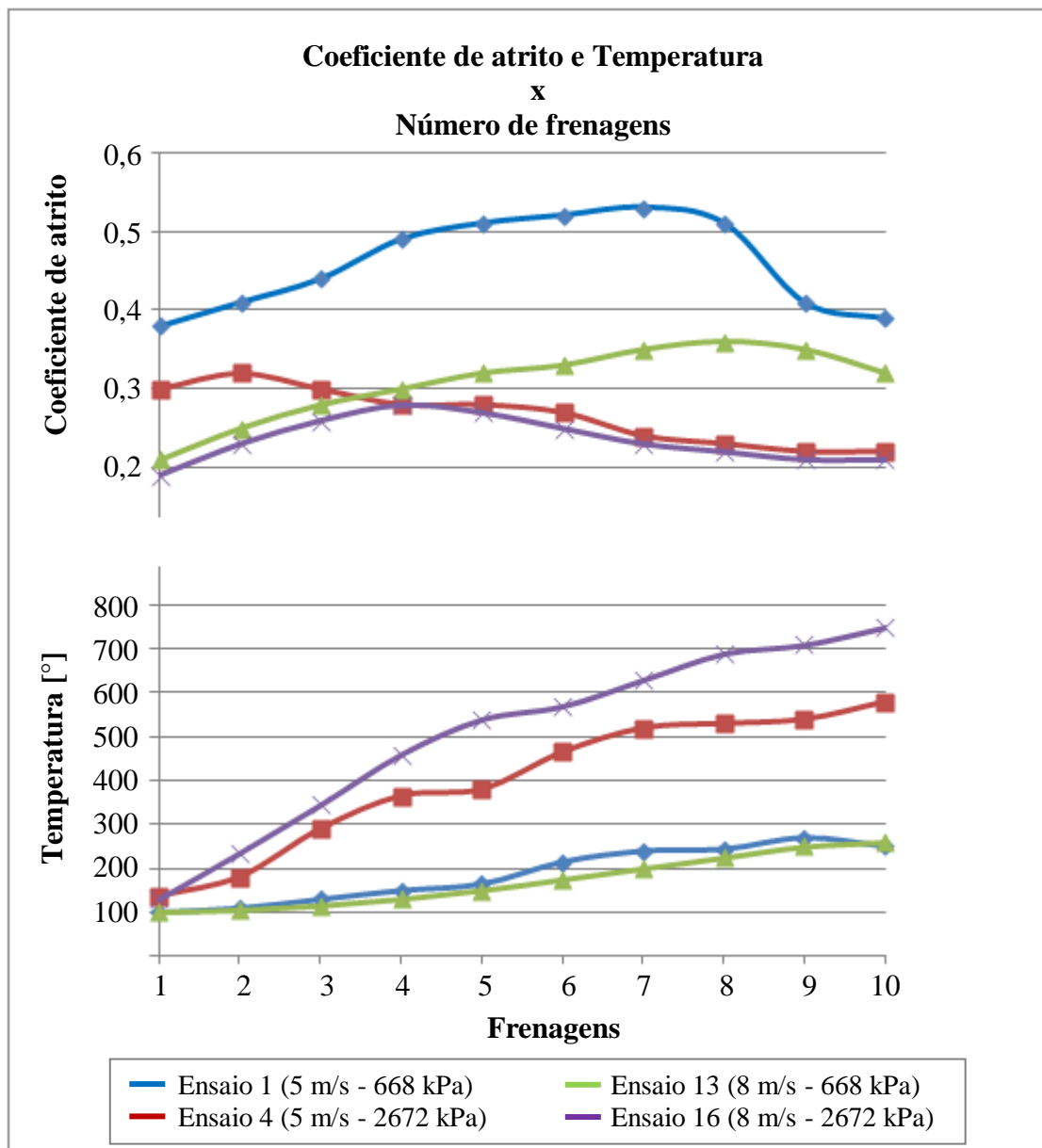


Figura 4.2 - Coeficiente de atrito e Temperatura em função do número de frenagens.

Para melhor visualizar o comportamento do coeficiente de atrito, foi selecionada a temperatura de 180 °C, por ser imediatamente inferior à menor temperatura de início do efeito *fade* (200 °C). Os valores dos coeficientes de atrito, medidos à temperatura de 180 °C, em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento estão resumidos na tabela 4.2 e ilustrados no gráfico da figura 4.7.

Velocidade de escorregamento [m/s]	Pressão de contato [kPa]			
	668	1336	2004	2672
5	0,50	0,41	0,34	0,30
8	0,33	0,27	0,24	0,22

Tabela 4.1 - Coeficiente de atrito medido à temperatura de 180 °C.

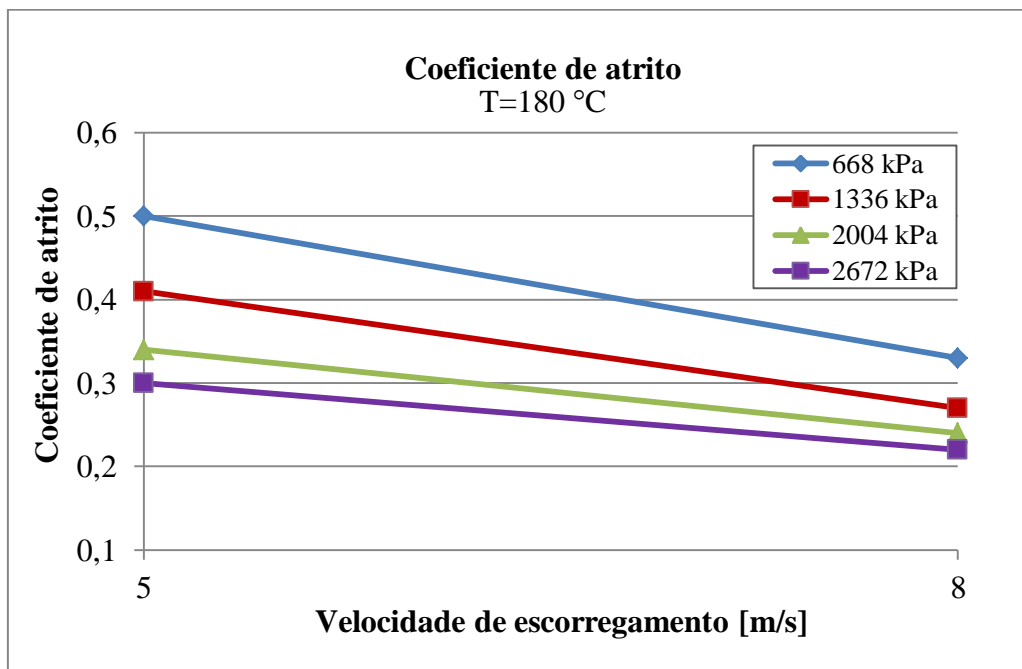


Figura 4.3 - Coeficiente de atrito, medido à temperatura de 180 °C, em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento.

Ao observar o gráfico da figura 4.7, é possível perceber que o coeficiente de atrito reduziu com o aumento da velocidade de escorregamento e também com o aumento da pressão de contato. É importante observar que para a velocidade de escorregamento de 8 m/s, um aumento na pressão de contato provocou uma menor variação no coeficiente de atrito, se comparado à variação ocorrida para a velocidade de 5 m/s. Também pode ser observado que um aumento na velocidade de escorregamento, para a pressão de contato de 2672 kPa, provocou uma menor variação no coeficiente de atrito, se comparado à variação ocorrida para a pressão de 668 kPa. Portanto, em pressões de contato elevadas, a influência da velocidade de escorregamento foi menor e em velocidades de escorregamento elevadas, a influência da pressão de contato também foi menor. Logo, o aumento da pressão de contato reduz a influência da velocidade de escorregamento sobre o coeficiente de atrito e vice-versa.

O mesmo comportamento foi observado no coeficiente de atrito médio, que foi determinado segundo a metodologia de Krauss. Segundo Krauss, o coeficiente de atrito médio é determinado calculando a média dos coeficientes de atrito medidos na primeira frenagem de cada ciclo, após 1 segundo de atuação do freio. Os resultados estão resumidos na tabela 4.3 e apresentados no gráfico da figura 4.8.

Velocidade de escorregamento [m/s]	Pressão de contato [kPa]	$\mu$			
		Ciclo 1	Ciclo 2	Ciclo 3	Média
5	668	0,29	0,32	0,33	0,31
5	2672	0,19	0,23	0,25	0,22
8	668	0,13	0,15	0,16	0,15
8	2672	0,12	0,14	0,15	0,14

Tabela 4.2 - Coeficiente de atrito médio.

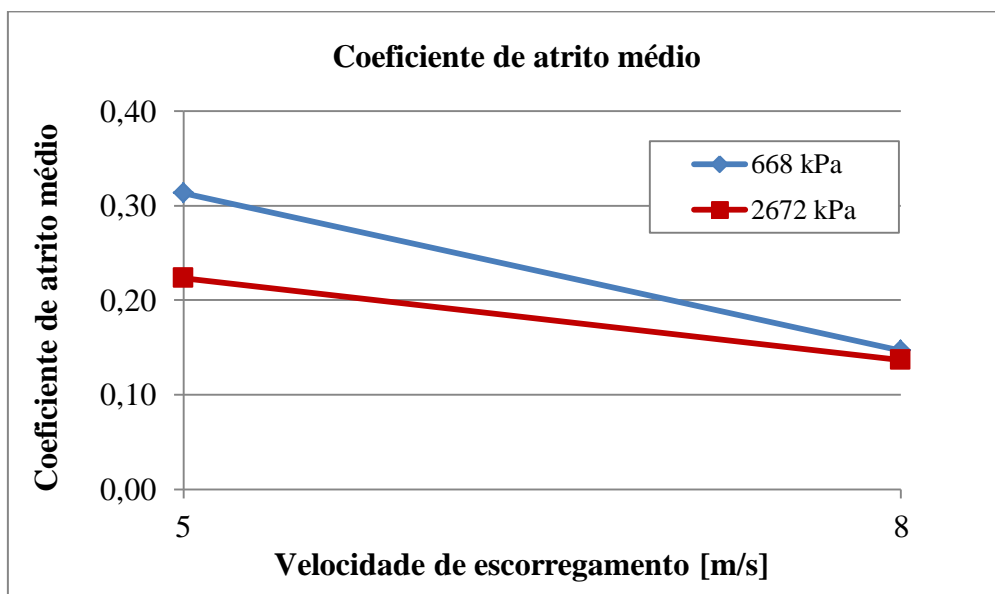


Figura 4.4 - Coeficiente de atrito médio.

### 4.3. Ensaio segundo a metodologia de Makrahy

Os resultados obtidos nos ensaios executados segundo a metodologia de Makrahy foram resumidos na tabela 4.4 e os gráficos das forças de atrito e das temperaturas, registradas durante os ensaios, estão disponíveis no Anexo A3.

Ensaio	Pressão de contato [kPa]	Velocidade de escorregamento [m/s]	$T_{\text{máx}}$ [°C]	T <i>Fade</i> [ °C]	$\mu$	$\mu$	$\mu$	$\mu$
					[100°C]	[200°C]	[300°C]	[400°C]
1	668	5,0	440	250	0,36	0,53	0,47	0,40
4	2672	5,0	770	205	0,20	0,32	0,31	0,26
13	668	8,0	382	240	0,22	0,30	0,26	0,19
16	2672	8,0	621	200	0,17	0,23	0,20	0,15

Tabela 4.3 - Resultados dos ensaios segundo a metodologia de Makrahy.

Para uma melhor visualização dos efeitos da velocidade de escorregamento e da pressão de contato, os gráficos foram ilustrados lado a lado na figura 4.13.

Ao observar os gráficos ilustrados na figura 4.13, é possível perceber que um aumento na velocidade de escorregamento provocou uma redução na força de atrito e também na temperatura, independentemente da pressão aplicada. Por outro lado, ao aumentar a pressão de contato, a força de atrito aumentou, como era esperado devido ao aumento da força normal. Um detalhe importante a ser ressaltado é que, apesar da força normal ter sido multiplicada por quatro, o valor da força de atrito aumentou pouco mais de três vezes, indicando uma redução do coeficiente de atrito com o aumento da pressão.

Também é possível observar nos gráficos da figura 4.13, que a temperatura e a força de atrito tendem ao regime permanente. Isso ocorre porque à medida que a temperatura aumenta, a taxa de transferência de calor perdido para o ar também aumenta. O sistema atingirá o regime permanente quando a taxa de calor perdido para o ar for igual à taxa de calor gerado na frenagem. A força de atrito também tende ao regime permanente, pois o coeficiente de atrito varia de acordo com a temperatura.

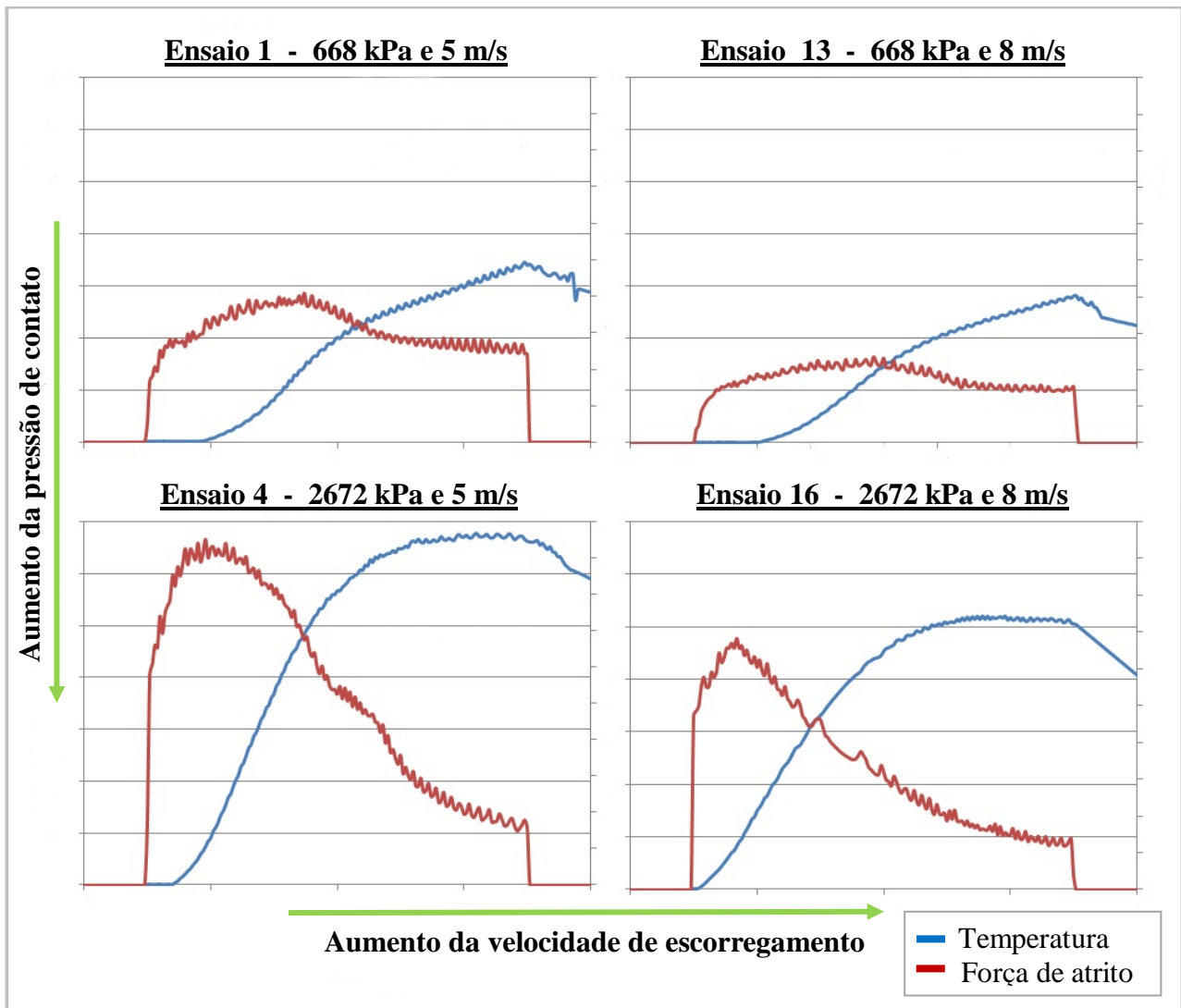


Figura 4.5 - Força de atrito e temperatura em função da pressão e da velocidade.

A temperatura máxima atingida em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento, pode ser melhor analisada observando o gráfico da figura 4.14.

Ao observar o gráfico da figura 4.14, é possível perceber que um aumento na pressão de contato provocou um aumento na temperatura máxima atingida. Isso ocorre porque o aumento na pressão de contato provoca aumento na força de atrito e, conseqüentemente, um aumento na energia mecânica convertida em energia térmica, durante a frenagem. Porém, um aumento na velocidade de escorregamento, para uma mesma pressão de contato, resultou numa temperatura final menor. Isso porque o aumento da velocidade de escorregamento provocou uma redução da força de atrito, reduzindo o calor gerado na frenagem, além de aumentar a quantidade de calor perdido para o ar devido ao aumento da convecção. Para a pressão de contato de 668 kPa, ao aumentar a velocidade de escorregamento, a redução na temperatura atingida é menos pronunciada do que para a pressão de contato de 2672 kPa. Isso porque, para os ensaios à pressão de contato de 2672 kPa, o gradiente de temperatura é maior do que para os ensaios à pressão de contato de 668 kPa, favorecendo uma

maior troca de calor por convecção e também por radiação. Portanto, para a pressão de contato de 2672 kPa, além da perda de calor por convecção e por radiação ser bem maior, ocorre uma redução na força de atrito e, conseqüentemente, uma menor taxa de geração de calor na frenagem.

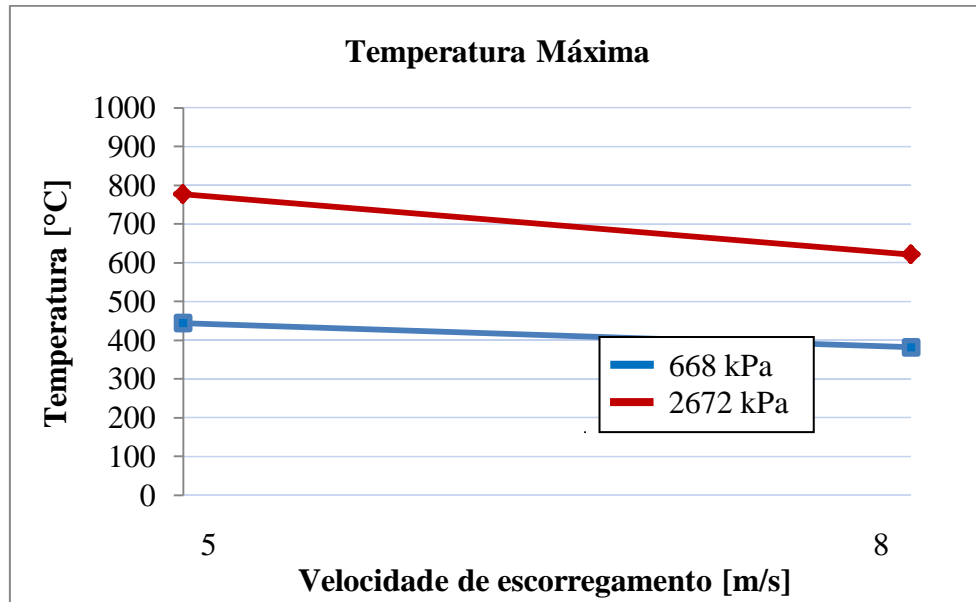


Figura 4.6 - Temperatura máxima atingida.

O coeficiente de atrito em função da temperatura está ilustrado no gráfico da figura 4.15.

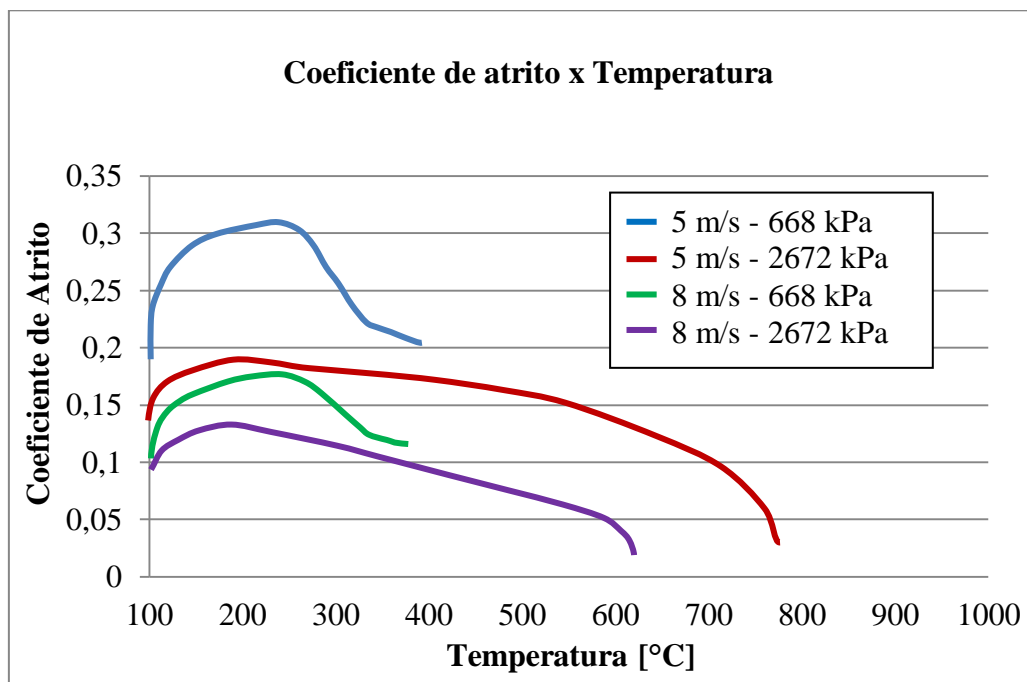


Figura 4.7 - Coeficiente de atrito em função da temperatura.

Ao observar o gráfico da figura 4.15, é possível perceber que o coeficiente de atrito diminuiu com o aumento da velocidade de escorregamento, independentemente da pressão de contato aplicada. A redução também é observada com o aumento da pressão de contato, porém, essa redução é mais significativa em baixas velocidades de escorregamento, curva azul e curva vermelha. Com relação à influência da temperatura, o coeficiente de atrito aumenta com a evolução da temperatura até um valor máximo, e em seguida, diminui indicando o início do efeito *fade*. Esse efeito inicia à temperatura de aproximadamente 250 °C para os ensaios à pressão de contato de 668 kPa, curva azul e curva vermelha, e aproximadamente à temperatura de 200 °C para os ensaios à pressão de contato de 2672 kPa, curva verde e curva roxa. A temperatura de início do efeito *fade* em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento está ilustrada no gráfico da figura 4.16.

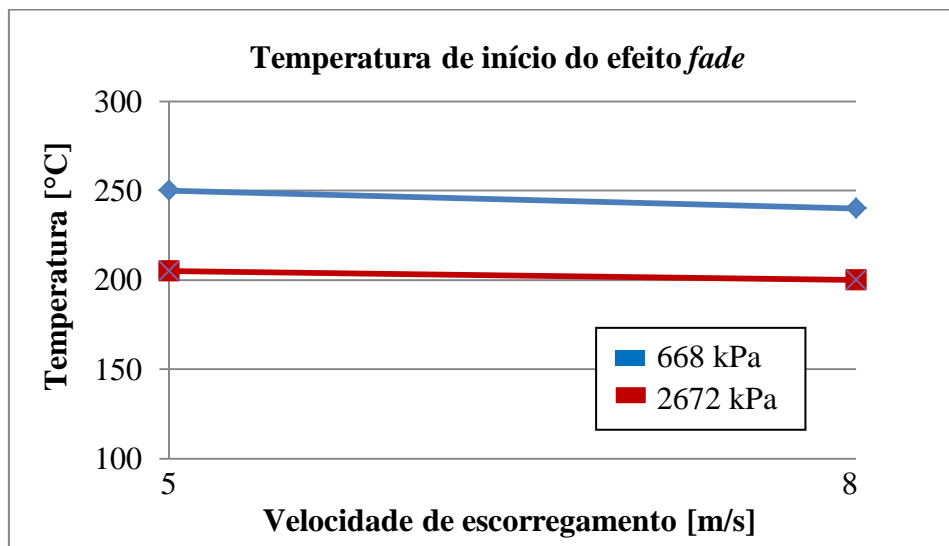


Figura 4.8 - Temperatura de início do efeito *fade*.

Ao observar o gráfico da figura 4.16, é possível perceber que um aumento na velocidade de escorregamento provocou uma pequena variação na temperatura de início do efeito *fade*, tanto para a pressão de contato de 668 kPa como para 2672 kPa. Porém, um aumento da pressão de contato, reduziu a temperatura de início do efeito *fade* para aproximadamente 200 °C, indicando uma forte influência da pressão de contato sobre a temperatura de início do *fade*.

O coeficiente de atrito medido nas temperaturas de 100 °C, 200 °C, 300 °C e 400 °C, pode ser observado no gráfico da figura 4.17.

Ao observar o gráfico da figura 4.17, é possível perceber que o comportamento do coeficiente de atrito em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento foi o mesmo nas quatro temperaturas. Portanto, uma única temperatura foi escolhida para melhor visualizar o comportamento do coeficiente de atrito em função da pressão de contato e da

velocidade de escorregamento. A temperatura de 180 °C foi selecionada, tendo em vista que a menor temperatura de início do efeito *fade* é de aproximadamente 200 °C, conforme foi observado no gráfico da figura 4.16. Os coeficientes de atrito medidos à temperatura de 180 °C estão apresentados na tabela 4.5 e o comportamento do coeficiente de atrito em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento está ilustrado no gráfico da figura 4.18.

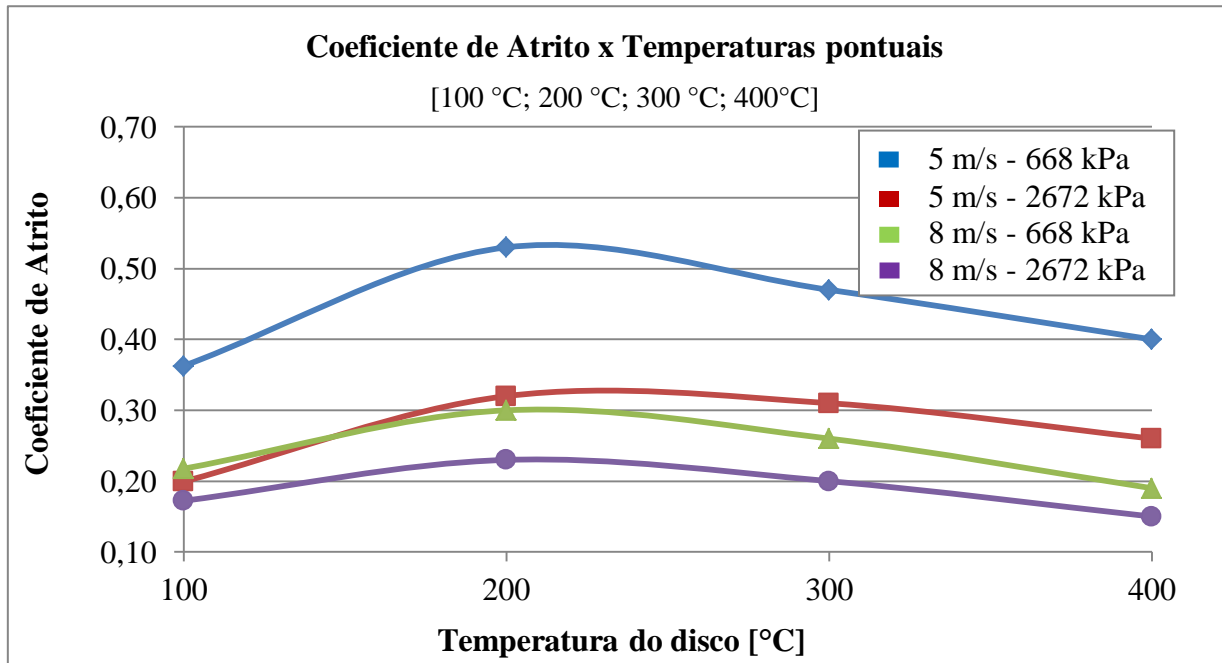


Figura 4.9 - Coeficiente de atrito à temperatura de 100 °C, 200 °C, 300 °C e 400 °C.

Ensaio	Pressão de contato [kPa]	Velocidade de escorregamento [m/s]	$\mu$ [180 °C]
1	668	5,0	0,53
2	1336	5,0	0,45
3	2004	5,0	0,39
4	2672	5,0	0,32
13	668	8,0	0,30
14	1336	8,0	0,28
15	2004	8,0	0,26
16	2672	8,0	0,23

Tabela 4.4 - Coeficientes de atrito à temperatura de 180 °C.



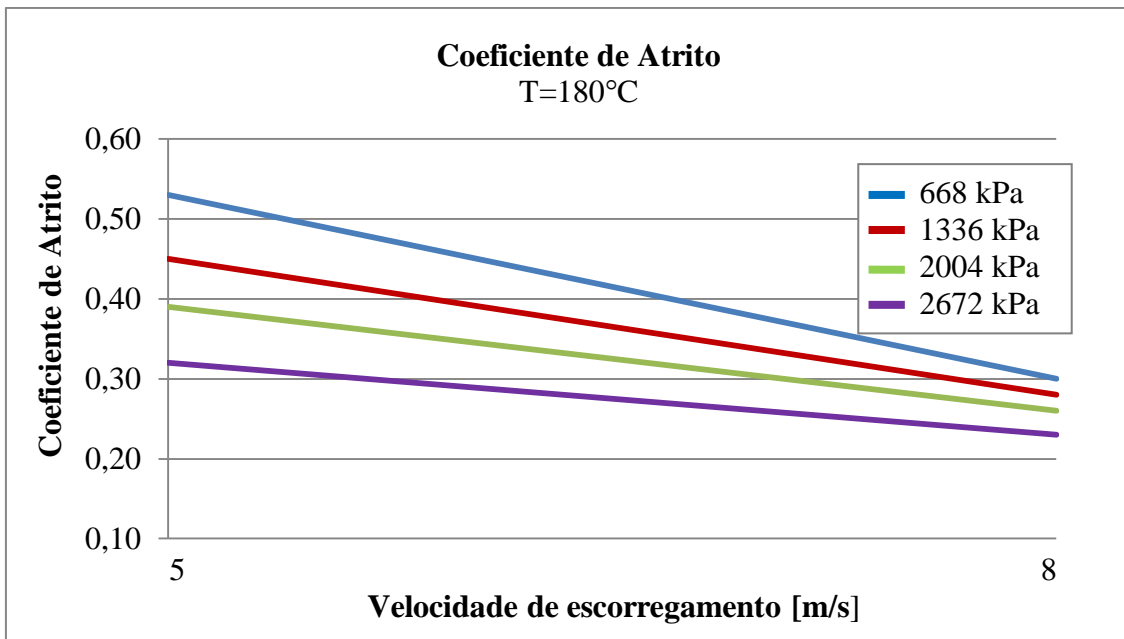


Figura 4.10 - Coeficiente de atrito em função da pressão de contato e da velocidade de escorregamento à temperatura de 180 °C.

Ao observar o gráfico da figura 4.18, é possível perceber que o coeficiente de atrito reduziu com o aumento da velocidade de escorregamento e também com o aumento da pressão de contato. Para a velocidade de escorregamento de 8 m/s, um aumento na pressão de contato provocou uma menor variação no coeficiente de atrito, se comparado à variação ocorrida para a velocidade de escorregamento de 5 m/s. Também pode ser observado que um aumento na velocidade de escorregamento, para a pressão de contato de 2672 kPa, provocou uma menor variação no coeficiente de atrito, se comparado à variação ocorrida para a pressão de contato de 668 kPa. O mesmo comportamento foi observado nos resultados dos ensaios apresentados na seção 4.2. Portanto, o aumento na pressão de contato reduziu a influência da velocidade de escorregamento sobre o coeficiente de atrito e vice-versa.

Conforme citado anteriormente, um aumento na pressão de contato provoca redução no coeficiente de atrito. Para demonstrar como isso afeta a frenagem de um veículo, as variações percentuais da força de atrito e do coeficiente de atrito em função da pressão de contato, à temperatura de 150 °C, foram resumidas na tabela 4.6.

Analisando os resultados apresentados na tabela 4.6 para a velocidade de escorregamento de 5 m/s, ao aumentar a pressão de contato de 668 kPa para 2672 kPa, a força de atrito aumentou apenas 166 %, enquanto que o coeficiente de atrito reduziu 33 %. Para a velocidade de escorregamento de 8 m/s, o mesmo aumento na pressão, provocou um aumento na força de atrito de 184 % e uma redução no coeficiente de atrito de 29 %. Logo, um aumento de 300% na pressão de contato ou na força aplicada no pedal de freio de um veículo, provocou um aumento na força de

atrito de aproximadamente 175 %, ou seja, pouco mais da metade do aumento na força de aplicação do pedal de freio. Isso indica que o aumento na força de atrito não é proporcional ao aumento da força de aplicação no pedal de freio devido à redução do coeficiente de atrito com a pressão, necessitando de uma maior força de aplicação do pedal.

Velocidade de escorregamento [m/s]	Pressão de contato [kPa]		
	668	2672	Variação
5	Fat = 35 kfg	Fat = 93 kfg	+166%
	$\mu = 0,48$	$\mu = 0,32$	-33%
8	Fat = 22,5 kfg	Fat = 64 kfg	+184%
	$\mu = 0,31$	$\mu = 0,22$	-29%

Tabela 4.5 - Variação da força e do coeficiente de atrito em função da pressão de contato.

A redução percentual do coeficiente de atrito, medido à 150 °C, foi calculada para uma variação de 20%, ou 134 kPa, na pressão de contato. Os dados utilizados e os resultados estão apresentados na tabela do Anexo A4. Já a redução percentual do coeficiente de atrito, medido também à 150 °C, foi calculada para uma variação de 20%, ou 1 m/s, na velocidade de escorregamento. Os dados e os resultados estão apresentados na tabela do Anexo A5. A redução percentual do coeficiente de atrito foi calculada para uma variação de 20%, ou 50 °C, na temperatura a partir da temperatura de início do *fade*, em cada ensaio. Os dados e os resultados estão apresentados na tabela do Anexo A6

Para efeito de comparação, as reduções percentuais do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento, da pressão de contato e da temperatura estão apresentadas no gráfico da figura 4.19.

Ao observar o gráfico da figura 4.19, é possível concluir que a velocidade de escorregamento apresentou maior influência sobre o coeficiente de atrito. Para uma variação de 20% ou 1m/s na velocidade de escorregamento, o coeficiente de atrito reduziu 14%. Já para uma variação de 20 % ou 50 °C na temperatura, o coeficiente de atrito reduziu 11 %. A pressão de contato foi o parâmetro que apresentou menor influência. Para uma variação de 20 % ou 134 kPa na pressão de contato, o coeficiente de atrito reduziu apenas 3,2 %.

Para determinar o desgaste das pastilhas de freio, a massa de cada pastilha foi medida antes e depois dos ensaios, conforme estabelecido no procedimento experimental descrito na seção 3.4. Os resultados do desgaste das pastilhas em função da velocidade de escorregamento e da

pressão de contato foram resumidos na tabela do Anexo A7 e estão ilustrados no gráfico da figura 4.20.

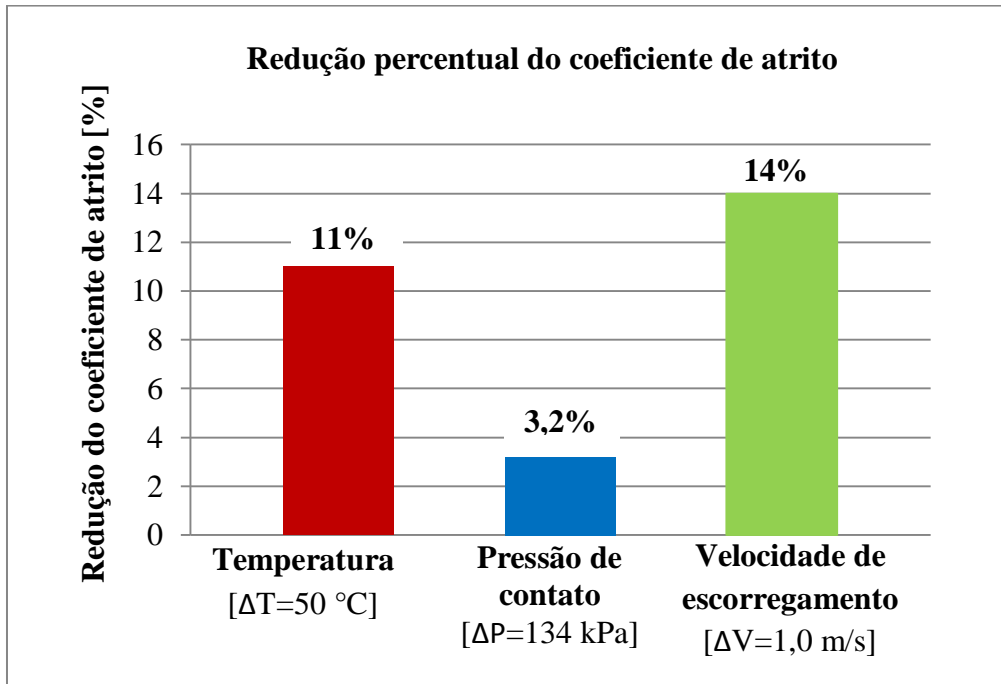


Figura 4.11 - Redução percentual do coeficiente de atrito em função da temperatura, da pressão de contato e da velocidade de escorregamento.

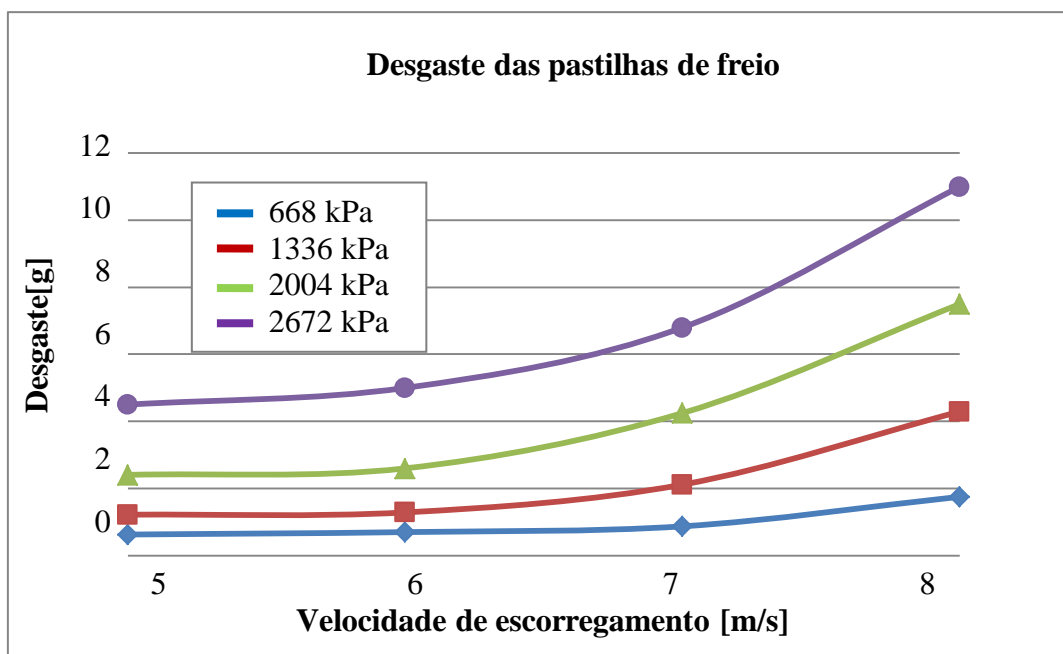


Figura 4.12 - Desgaste das pastilhas de freio.

Ao observar o gráfico da figura 4.20, é possível perceber que um aumento na pressão de contato ou na velocidade de escorregamento provocou um aumento no desgaste das pastilhas. Ao

aumentar a velocidade de escorregamento em 60 %, de 5 m/s para 8 m/s, o desgaste ficou em média 3 vezes maior. Porém, ao aumentar a pressão de contato para 2672 kPa, 4 vezes o valor inicial, o desgaste ficou, em média, 9 vezes maior. Portanto, a velocidade de escorregamento exerce maior influência sobre o desgaste do que a pressão de contato.

#### 4.4. Considerações finais

Nesta seção, são apresentadas algumas considerações a respeito das influências da temperatura, da velocidade de escorregamento e da pressão de contato sobre o coeficiente de atrito, baseadas na seção 2.3.2 da revisão bibliográfica.

**i. Influência da temperatura:** em baixas temperaturas, a componente adesiva do atrito é pouco pronunciada e as componentes de abrasão e de deformação são predominantes. Quando a temperatura aumenta, a taxa de formação das interações atômicas também aumenta, elevando a componente adesiva. Por outro lado, a elevação na temperatura provoca uma redução no limite de cisalhamento, tornando as superfícies mais dúcteis e reduzindo as componentes de abrasão e de deformação. A componente adesiva também é prejudicada pelo aumento da ductilidade na área de adesão, como também do material em volta. No entanto, o aumento na componente adesiva, ocasionado pela elevação na taxa de formação das interações atômicas, é muito pronunciado e compensa a redução ocorrida devido ao aumento na ductilidade das superfícies, resultando na elevação do coeficiente de atrito. Em temperaturas de aproximadamente 200 °C, no caso dos resultados obtidos neste estudo, o aumento na componente adesiva torna-se igual à redução devido ao aumento na ductilidade e o coeficiente de atrito atinge seu valor máximo. Em temperaturas superiores, a redução devido ao aumento na ductilidade das superfícies supera o aumento ocasionado pela elevação na taxa de formação das interações atômicas, resultando na diminuição do coeficiente de atrito.

**ii. Influência da velocidade de escorregamento:** segundo BLAU (2008), quanto maior o tempo de contato, maior será a adesão formada. O aumento na velocidade de escorregamento reduz o tempo de contato e, conseqüentemente, a quantidade de interações atômicas formadas, reduzindo a componente adesiva. O aumento na velocidade também provoca elevação na temperatura local, aumentando a ductilidade das superfícies, resultando na diminuição do coeficiente de atrito.

**iii. Influência da pressão de contato:** um aumento na pressão de contato provoca redução na componente adesiva, conforme a equação 4.1. Na componente de abrasão por penetração de

partículas, o aumento na pressão de contato aumenta a penetração das partículas e, conseqüentemente, o comprimento de contato  $w$ . Conforme a equação 4.2, a componente do atrito diminui com o aumento de  $w$ . Com relação à componente de abrasão por asperidades duras, o aumento na pressão de contato deforma as asperidades e aumenta o ângulo de ponta das asperidades  $\alpha$ , reduzindo a componente do atrito, conforme a equação 4.3. Um efeito semelhante ocorre na componente de deformação. O aumento na pressão de contato deforma as asperidades, reduzindo o ângulo de cunha, que segundo BLACK *et al.* (1988), é diretamente proporcional à componente de deformação, portanto, ela também diminui. Como todas as componentes do atrito diminuem com o aumento da pressão, o coeficiente de atrito também diminui. O aumento da pressão de contato também influencia na temperatura de início do efeito fade. Conforme citado anteriormente, todas as componentes diminuem com o aumento na pressão de contato e a componente adesiva é a principal responsável pelo aumento, inicial, do coeficiente de atrito com a elevação da temperatura. Portanto, o aumento na componente adesiva, ocasionado pela elevação na temperatura, não é suficiente para compensar a redução ocasionada pelo aumento da ductilidade, e o coeficiente de atrito atinge seu valor máximo em níveis de ductilidade menores, ou seja, em temperaturas menores.

$$\mu_A = \frac{F_a}{N} = \frac{\tau_{max} A_R}{P_R A_R} = \frac{\tau_{max}}{P_R} \quad (4.1)$$

$$\mu_{PP} = \frac{2}{\pi} \left\{ \left( \frac{2r}{w} \right)^2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{w}{2r} - \sqrt{\left( \frac{2r}{w} \right)^2 - 1} \right\} \quad (4.2)$$

$$\mu_{AD} = \frac{2}{\pi} \cot \alpha \quad (4.3)$$

Onde,

$\mu_A$ : componente adesiva;

$F_a$ : força de atrito, [kgf];

$N$ : força normal, [kgf];

$\tau_{max}$ : tensão cisalhamento máxima do material, [MPa];

$A_R$ : área de contato real, [m<sup>2</sup>];

$P_R$ : pressão sobre a área de contato real, [kPa];

$\mu_{PP}$ : componente de abrasão por penetração de partículas;

$r$ : raio da partícula, [mm];

$w$ : comprimento de contato, [mm];

$\mu_{AD}$ : componente de abrasão por asperidades duras;

$\alpha$ : ângulo de ponta da asperidade, [°];

## 5. CONCLUSÕES

O trabalho consistiu na realização de melhorias no banco de ensaio de freios e na realização de testes experimentais em um sistema de freio de motocicleta, executados segundo a metodologia de Krauss e a metodologia de Makrahy. Foram monitoradas a força de frenagem, a temperatura e o desgaste das pastilhas de freio.

As propostas de melhorias no banco de ensaio de freios foram realizadas com sucesso, permitindo que os ensaios e a coleta dos dados fossem realizados de forma eficiente. O banco de ensaio de freios foi validado qualitativamente, sendo ainda necessárias melhorias e testes para a validação quantitativa.

É possível concluir com a análise dos resultados, que a força de atrito diminui com o aumento da velocidade de escorregamento e aumenta com o aumento da pressão de contato. Com relação à temperatura, a força de atrito aumenta até um valor máximo e em seguida, sofre uma redução, evidenciando o efeito *fade*.

Com relação à temperatura máxima atingida nos ensaios, é possível concluir que ela é diretamente proporcional à pressão de contato. Porém, não foi possível concluir qual a influência da velocidade de escorregamento, pois os resultados dos ensaios executados segundo a metodologia de Krauss divergiram. No entanto, os resultados dos ensaios executados segundo a metodologia de Makrahy, indicaram que essa temperatura é inversamente proporcional à velocidade de escorregamento. Testes específicos são necessários para esclarecer a divergência de resultados.

Quanto ao coeficiente de atrito, é possível concluir que este é inversamente proporcional à pressão de contato e à velocidade de escorregamento, ou seja, o coeficiente de atrito diminui com o aumento da pressão de contato e/ou da velocidade de escorregamento. Com relação à temperatura, o coeficiente de atrito aumenta com a elevação da temperatura, apresentando um valor máximo na temperatura de início do efeito *fade*. Dessa temperatura em diante, o valor do coeficiente de atrito diminui, conforme a literatura. Também é possível concluir que a velocidade de escorregamento é o parâmetro que mais influencia o coeficiente de atrito. Outra conclusão, é que o aumento na pressão de contato reduz a influência da velocidade de escorregamento e vice-versa.

Com relação à temperatura de início do efeito *fade*, é possível concluir que ela é inversamente proporcional à pressão de contato, ou seja, a temperatura de início do efeito *fade* diminui com o aumento da pressão. Porém, esta temperatura não sofre influência da velocidade de escorregamento.

A análise dos resultados indicam que o desgaste é diretamente proporcional à pressão de contato e à velocidade de escorregamento, ou seja, o desgaste aumenta com o aumento da pressão

de contato e/ou da velocidade de escorregamento. Porém, como no caso do coeficiente de atrito, é a velocidade de escorregamento que exerce maior influência sobre o desgaste.

Sugestões para trabalhos futuros:

- a) Substituir o amplificador por um amplificador com resposta mais rápida para obter a temperatura instantânea;
- b) Substituir o calíper móvel por um calíper fixo para diminuir vibrações e distribuir melhor a pressão de contato;
- c) Utilizar um maçarico para aquecer o disco de freio para que todos os ensaios experimentem a mesma faixa de temperatura e os coeficientes de atrito possam ser comparados.

## 6. REFERÊNCIAS

- ABREU, R.M., *Simulação e Ensaio de Mecanismo de Freio Automotivo*. 2013. 137 p. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, 2013.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro, NBR 6143:1995, Pastilha do Freio a disco – Determinação do atrito e desgaste por meio da bancada de ensaio Krauss.
- BAKAR, A.R.A., OUYANG, H., SIEGEL, J. E., 2005. *Brake Pad Surface Topography Part I: Contact Pressure Distribution*, SAE Technical Paper Series 2005-01-3941.
- BAKER, A. K., *Vehicle Braking*, Pentech Press, London, 1987.
- BIRCH, T.W., *Automotive Braking Systems*, Third edition, Delmar, 1999.
- BLAU, P.J., MCLAUGHLIN, J.C., 2003, *Effects of Water Films and Sliding Speed on the Frictional Behavior of Truck Disc Brake Materials*: Tribology International, V.36, p.709-715.
- BLAU, P.J., *Friction Science and Technology - from concepts to applicatins*. Second edicion. CRC Press, New York, 2008.
- BLACK, A. J., KOPALINSKY, E. M., OXLEY, P. L. B., *An Investigation of the Different Regimes of Deformation Which Can Occur When a Hard Wedge Slides Over a Soft Surgace: The Influence of Wedge Angle, Lubrification and Prior Plastic Working of the Surface*, Wear: International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear. Vol. 123, pag 97-114, 1988.
- BOSCH, R., 2005, *Manual de Tecnologia Automotiva*. Tradução de Helga Madjderey, Gunter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman – São Paulo: Edgard Blucher.
- BREMBO, S.P.A., 1997, *The Brake Disc Manual*. Manual, Curno, Italy, 116p.
- BREZOLIN, A., *Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais*. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Materiais, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, RS, 2007.



CAETANO, O.L., *Projeto e Construção de Bancada para Ensaio de Componentes dos Sistemas de Freios Automotivos*. Monografia - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, 2011.

CANALI, R. J., *Determinação das Propriedades Físicas de Diferentes Materiais para Discos e Pastilhas de Freio e Relação destas Propriedades com o Ruído*. Dissertação de Mestrado - Mestrado Profissionalizante em Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2002.

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

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

DILLENBURG, R. F., *Avaliação do Contato entre Material de Fricção e Disco de Freio com o Uso de Termografia*, TCC em Engenharia mecânica, Escola de Engenharia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2007.

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

EISENGRABER, R., GROCHOWICZ, J., SCHUSTER, M., AUGSBURG, K., KOCH, L., *Comparison of Different Methods for the Determination of the Friction Temperature of Disc Brakes*, Society of Automotive Engineers, 1999-01-0138, Detroit, USA, 1999.

EPPLER, S., KLNK, T., WIEDEMANN, J., *Thermal Simulation Within the Brake System Design Process*. SAE Paper 2002-01-2587. 2002.

ERIKSSON, M., *Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal*. Thesis, Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala, 2000.

GARDINALLI, G. J., *Comparação do Desempenho de Frenagem Simulada x Experimental de um Veículo de Passeio com Freios Hidráulicos e ABS*. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, 2005.

GILLESPIE, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Warrendale, P.A, 1992.

GONI, J., MITXELENA, I., RUBIO, A., COLETO, J., TERRON, A., GARCIA, A., SANCHEZ, J., *A Comparative Study on the Performance of Ventilated Brake Discs Manufactured in Different Advanced Materials*, Society of Automotive Engineers, 2001-01-3325.

GRADELA, F. B., *Identificação das Falhas Utilizando FMEA no Sistema de Freios de Carros de Competição On-road*. Monografia - Universidade de São Paulo, 2013.

HALDERMAN, J.D., 1996, *Automotive Brake Systems*, Prentice Hall.

HORTA GUTIÉRREZ, J.C.H, ABREU, R.M, VASCONCELOS, I.R., FERREIRA, E.R., FARIA, P.E., RUBIO, J.C.C., *Estudo Experimental do Desempenho de Sistema de Freio Automotivo*. CIBIM, La Plata, 2013.

HUTCHINGS, I. M., *Tribology Friction and Wear of Engineering Materials*. First edition. Arnold, London, 1992.

INFANTINI, M. B., *Variáveis de Desempenho dos Sistemas de Freio*. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2008.

IOMBRILLER, S. F., *Análise Térmica e Dinâmica do Sistema de Freio a Disco de Veículos Comerciais Pesados*. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2002.

KRUZE, G. A. S., *Avaliação do Coeficiente de Atrito em um Dinamômetro em Escala Reduzida*. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2009.

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

LIMPERT, R., *Brake Design and Safety*. Second edition. SAE, USA, 1999.

MAJCHERCZAK, D., DUFRENOY, P., BERTHIER, Y., 2007, *Tribological, Thermal and Mechanical Coupling Aspects of Dry Sliding Contact*, Tribology International, vol. 40, 834- 843.

MAKRAHY, M.M, GHAZALY, M.N., ABD EL-GWWAD, K.A., MAHMOUD, K.R., ABD-EL-TAWWAB, A.M., *Optimization of Operation Parameters on a Novel Wedge Disc Brake by Taguchi Method*. American Journal of Vehicle Design, vol. 1, p. 30-35, 2013.

MORELLI, A., *Progetto dell' Autoveicolo*, Celid, Torino - Itália, 2002.

NAKAE, T., RYU, T., SUEOKA, A., NAKANO, Y., INOUE, T., *Squeal and Chatter Phenomena Generated in a Mountain Bike Disc Brake*. Journal of Sound and Vibration 330, 2138-2149, 2010.

NAKATA, *Manual para Sistemas de Freios*. Disponível em: <www.nakata.com.br>. Acesso em: 08 de fevereiro de 2016.

NEIS, P. D., FERREIRA, N. F., POLETTO, J. C., *A Comparative Analysis of Original and Aftermarkets Brake Pads Sold in the Brazilian Market*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, BMSE-D-15-00477, 2015.

NEIS, P. D., *Projeto e Construção de Um Tribômetro com Controle Independente da Temperatura do Disco*. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade de Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2012.

NEUMAN, R.F, URBAN, J.A, MCNINCH, J.H., 1983. *Performance Characterization of Dry Friction Materials*, In: Braking of Road Vehicles. London: Mechanical Engineering Publications Ltd, 233–238, [I. Mech. E. Conference Publications].

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

PARMIGIAN, J. P., TIMOTHY, C. O., *The Transient Temperature Distribution in a Heavy Duty Brake System During Fatigue Crack Testing*. SAE Paper 2000-01-0441. 2000.

PAZ, M. A., 1970, *Manual do Automóvel*. Editora Mestre Jou.

PINTO, R.L.M., *Análise de Variáveis que Influenciam no Desempenho de Frenagem Veicular Através de Ensaios Baseados na Metodologia de Krauss*. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Produção, Universidade de Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, 2014.

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

Qi, H.S., Day, A.J., *Investigation of Disc/Pad Interface Temperatures in Friction Braking*. Science Direct, p. 505-5013, 2007.

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

- RAMOUSSE, S., HOJ, J. W., SORENSEN, O. T., 2001, *Thermal Characterisation of Brake Pads*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, v. 64, 933-943.
- REHKOPF, J., HALDERMAN, J.D., 2006, *Automotive Brake Systems*, Prentice Hall, 4<sup>th</sup> edition.
- RHEE, S.K., SCHWARTZ, H.W., 1979, *Test Methods for Automotive and Truck Friction Materials*, American Society for Testing and Materials, pp. 39-49.
- RHEE, S.K., TURAK, J.L., SPURGEON, W.M., 1970, *An Inertial Dynamometer Evaluation of Three Alloys for Automotive Brake Drums*, Society of Automotive Engineers, paper 700138.
- ROMANO, S. J., *Comparação de Desempenho dos Sistemas de Freio de Atrito tipo Sapata-Disco e Sapata-Roda para Veículos Ferroviários de Carga*. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2003.
- SALAODOCARRO, 2015, *Como Funciona o Controle de Tração*. Disponível em: <<https://salaodocarro.com.br/como-funciona/controle-de-tracao.html>>. Acesso em: 03 de maio de 2016.
- SANDERS, P.G., DALKA, T.M., BASH, R.H., 2001, *A Reduced-Scale Brake Dynamometer for Friction Characterization*, Tribology International, vol. 34, pp. 609-615.
- SANTOS, G. C., *Projeto e Dimensionamento de um Sistema de Freios Aplicado a um Veículo Fórmula SAE*. UFRJ. Rio de Janeiro, RJ, 2014.
- SARIP, S.B., *Lightweight Friction Brakes for a Road Vehicle with Regenerative Braking*. Thesis of doctorate - School of Engineering Design and Technology of the University of Bradford – England, 2011.
- SERBINO, E.M., *Um Estudo dos Mecanismos de Desgaste em Discos de Freio Automotivo Ventilado de Ferro Fundido Cinzento Perlítico com Grafita Lamelar*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, 2005.
- SONG, B.C., LEE, K.H., *Structural Optimization of a Circumferential Friction Disk Brake with Consideration of Thermoelastic Instability*. International Journal of Automotive Technology, vol. 10, p. 321-328, 2008.
- SODERBERG, A., ANDERSON, S., 2009, *Simulation of Wear and Contact Pressure Distribution at the Pad-to-Rotor Interface in a Disc Brake Using General Purpose Finite Element Analysis Software*, Science Direct – Wear 267 – p.2243-2251.

STACHOWIAK, G., W., BATCHELOR, A. W., 2005, *Engineering Tribology*, Third Edition, Elsevier.

TAMARI, J., DOI, K., TAMASHO, T., 2000, *Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad*, JSAE Review, v. 21, 133-141.

THURESSON, D., *Thermomechanical Analysis of Friction Brakes*. SAE Paper 2000- 01-2775. 2000.

TIROVIC, M., DAY, A.J., 1991, *Disc Brake Interface Pressure Distributions*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 205, n° 2, p 137-146.

TIROVIC, M., TODOROVIC, J., 1988, *Flexural Effects in Commercial Vehicles Disc Brake Pads*, C455/88, IMechE.

TSANG, P. H. S., JACKO, M. G., RHEE, S. K., 1985, *Comparison of Chase and Inertial Dynamometer Testing of Automotive Friction Materials*, Wear of Materials: International Conference on Wear of Materials, pp. 129-137.

UYYURU, R.K., SURAPPA, M. K., BRUSTHAUG, S., 2007, *Tribological Behavior of Al-Si-SiCp Composites/Automobile Brake Pad System under Dry Sliding Conditions*, Tribology International, v. 49, pp. 365-373.

WILSON, A.J, BELFORD, W.G, BOWSHER, G.T., 1968, *Testing Machines for Scale Vehicle Brake Installations*, The Engineer, 317-323.

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

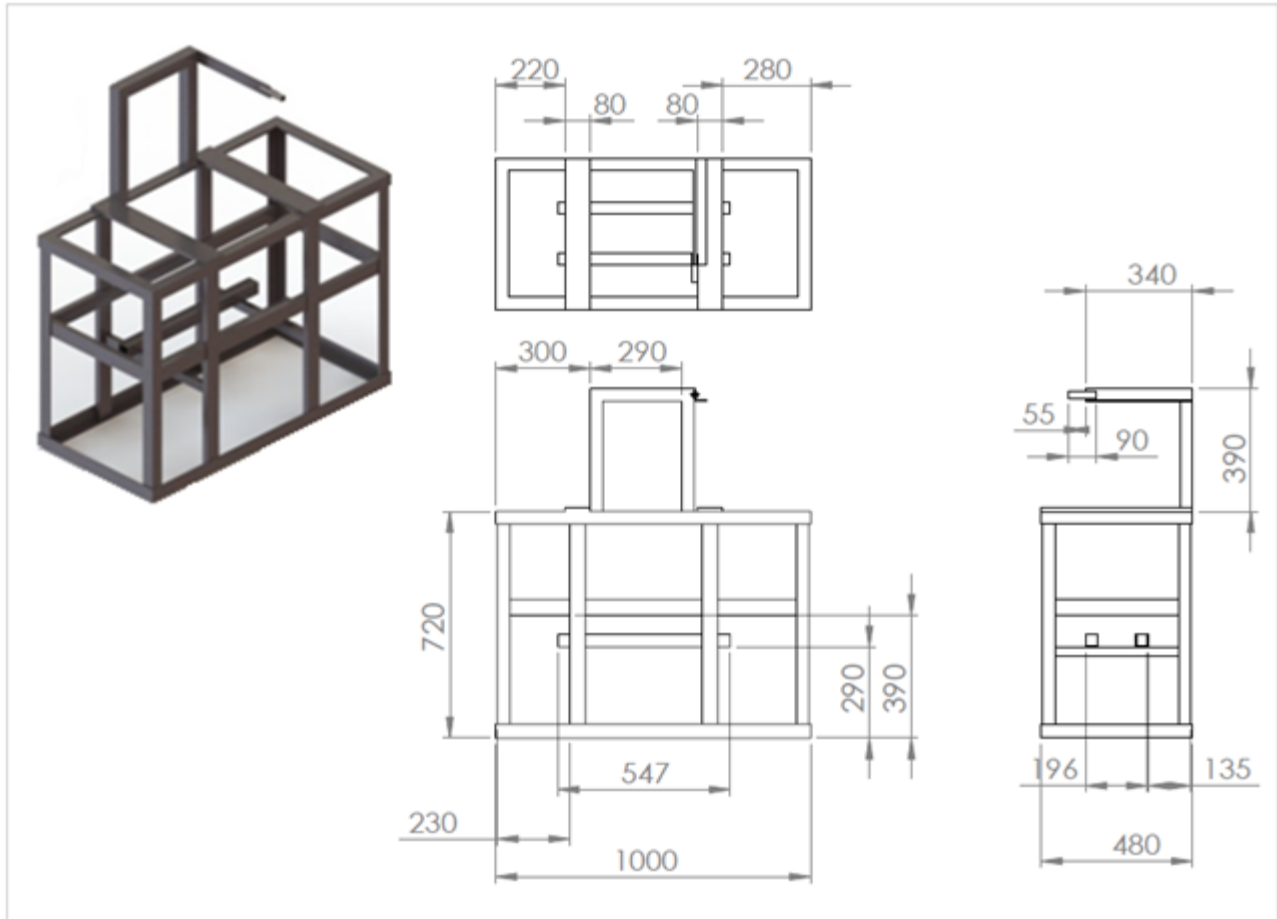
ZANGIACOMI, M.H., *Desenvolvimento e Análise de Compósitos Reforçados com Fibras de Panox e Fibras de Aramida Utilizados em Materiais de Fricção em Freios Automotivos*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2002.

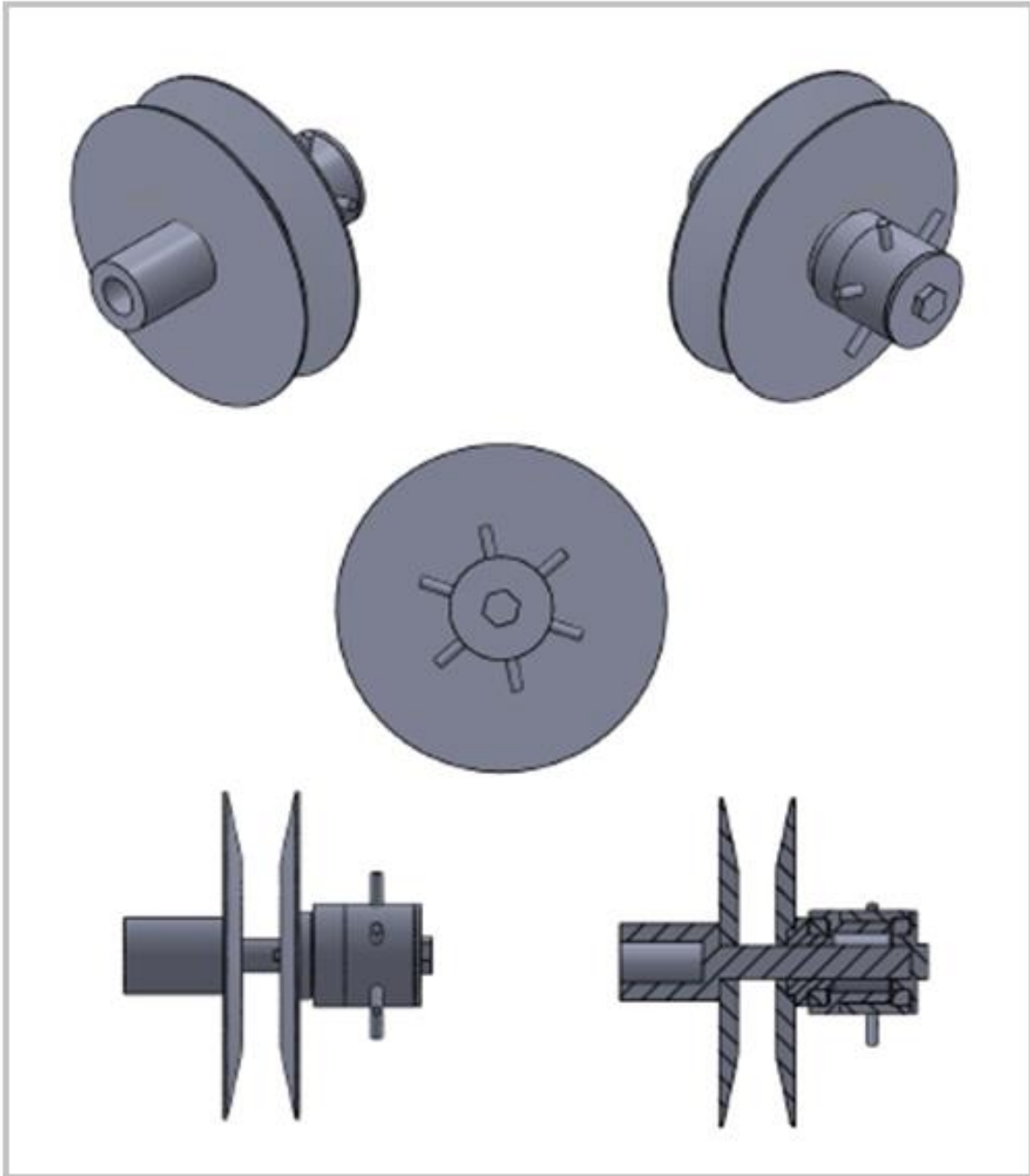
ZIMMER, D., 1982, *ATE Friction Test Machine and Other Methods of Lining Screening*. Society of Automotive Engineers, paper 820163.

## APÊNDICE

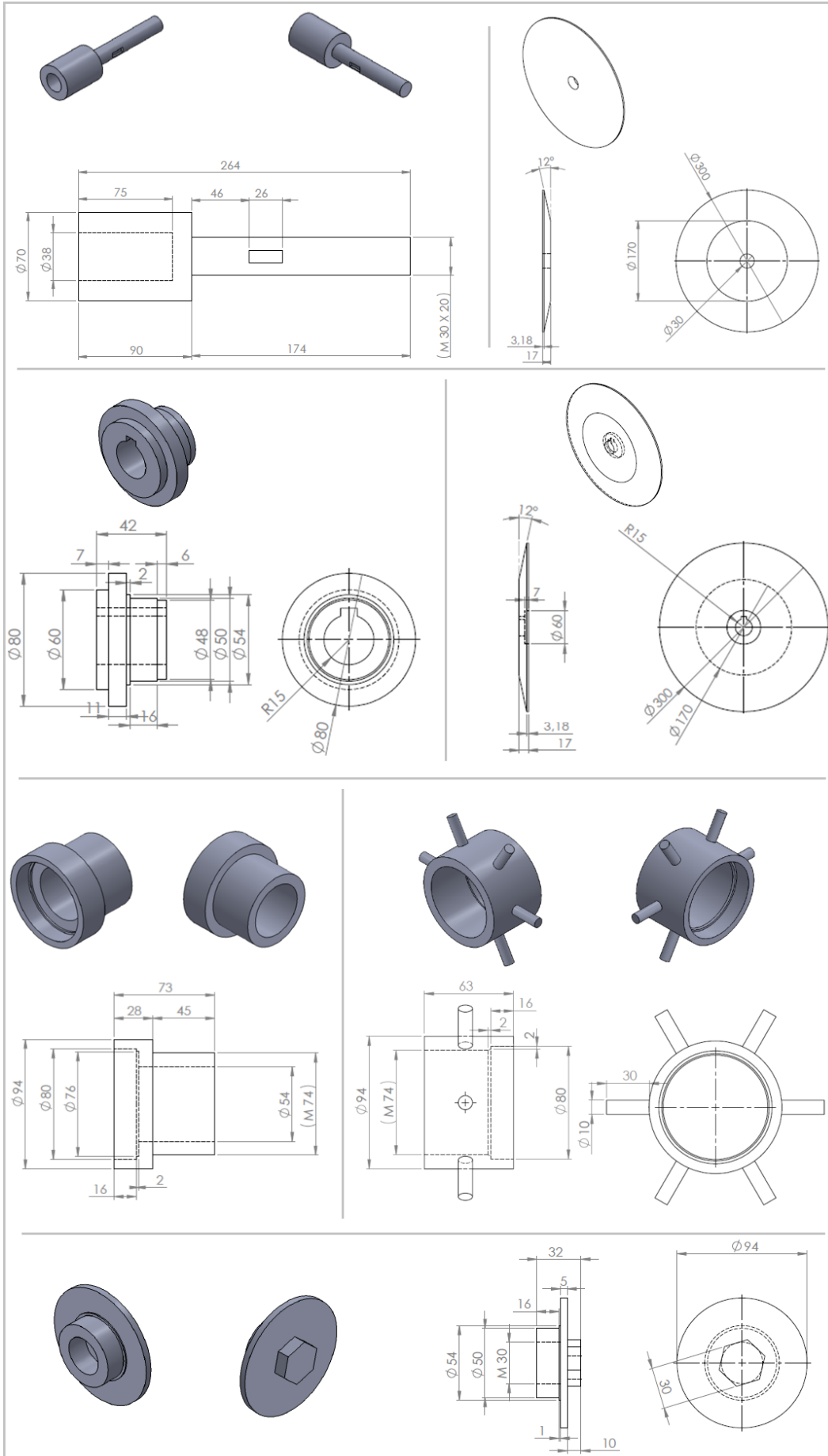
\*Todos os desenhos estão com as cotas estão em milímetros

### A1 - Detalhes construtivos do banco de ensaio de freios



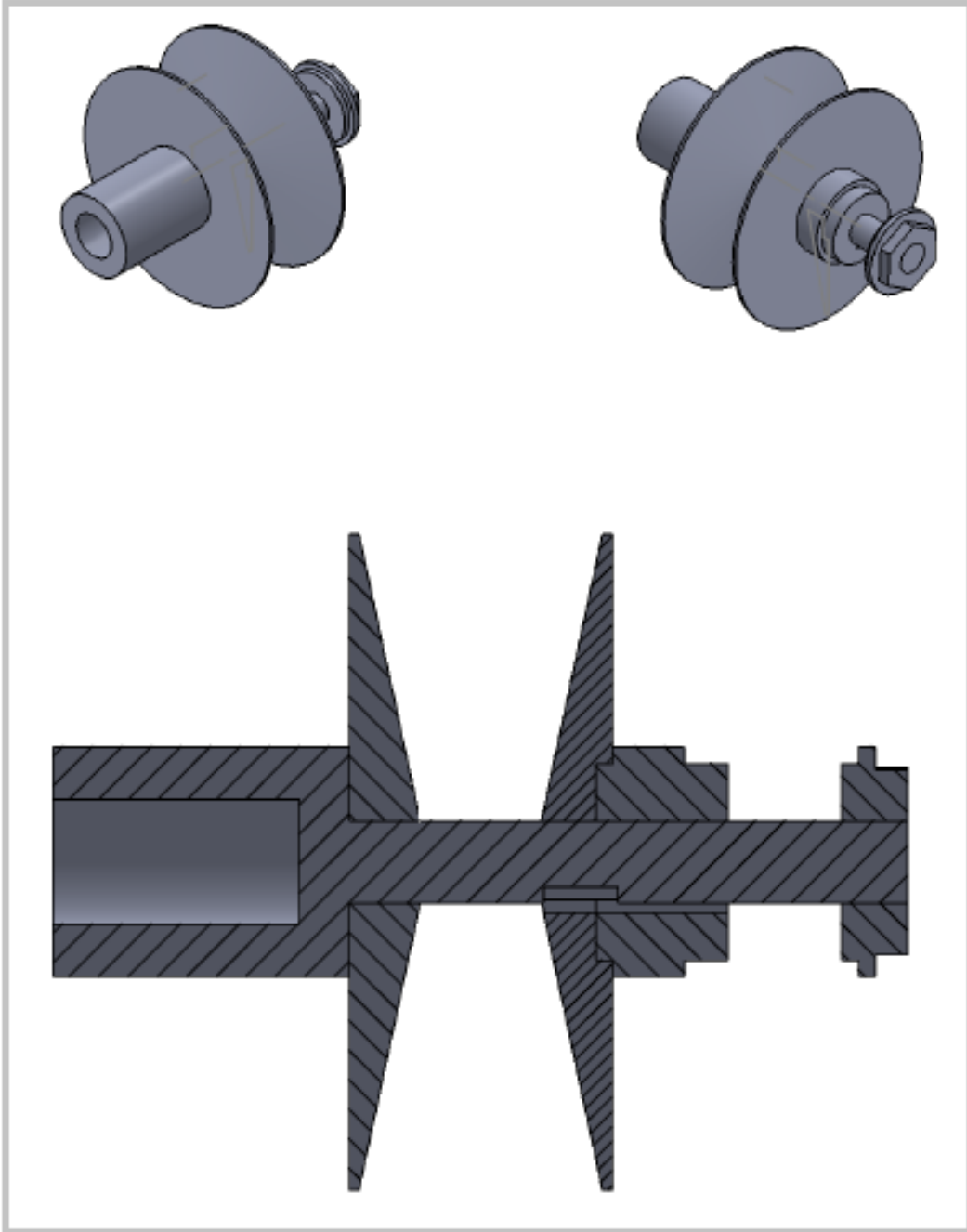
**A2 - Detalhes construtivos da transmissão CVT****Polia movida**

**Detalhes construtivos da polia movida**

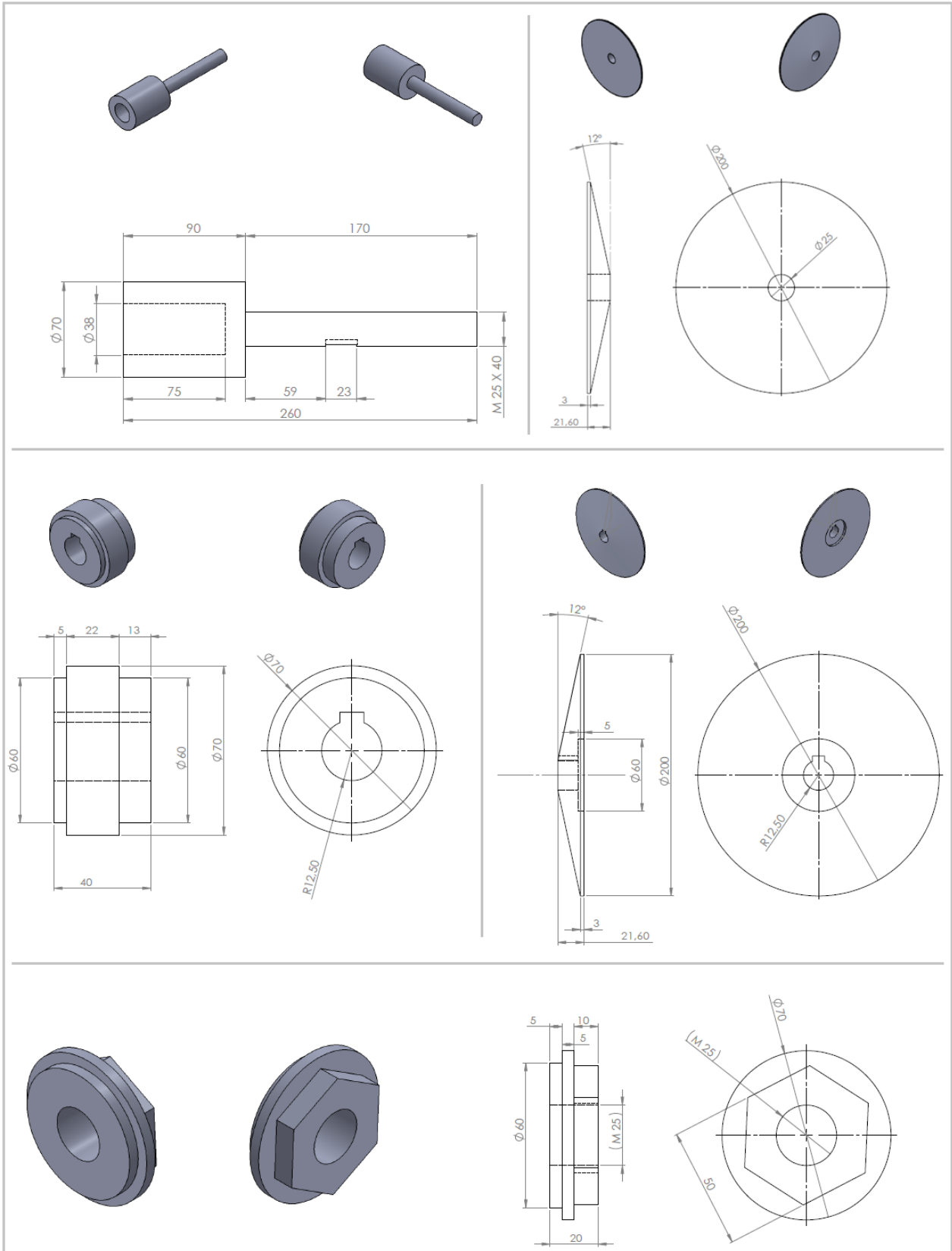


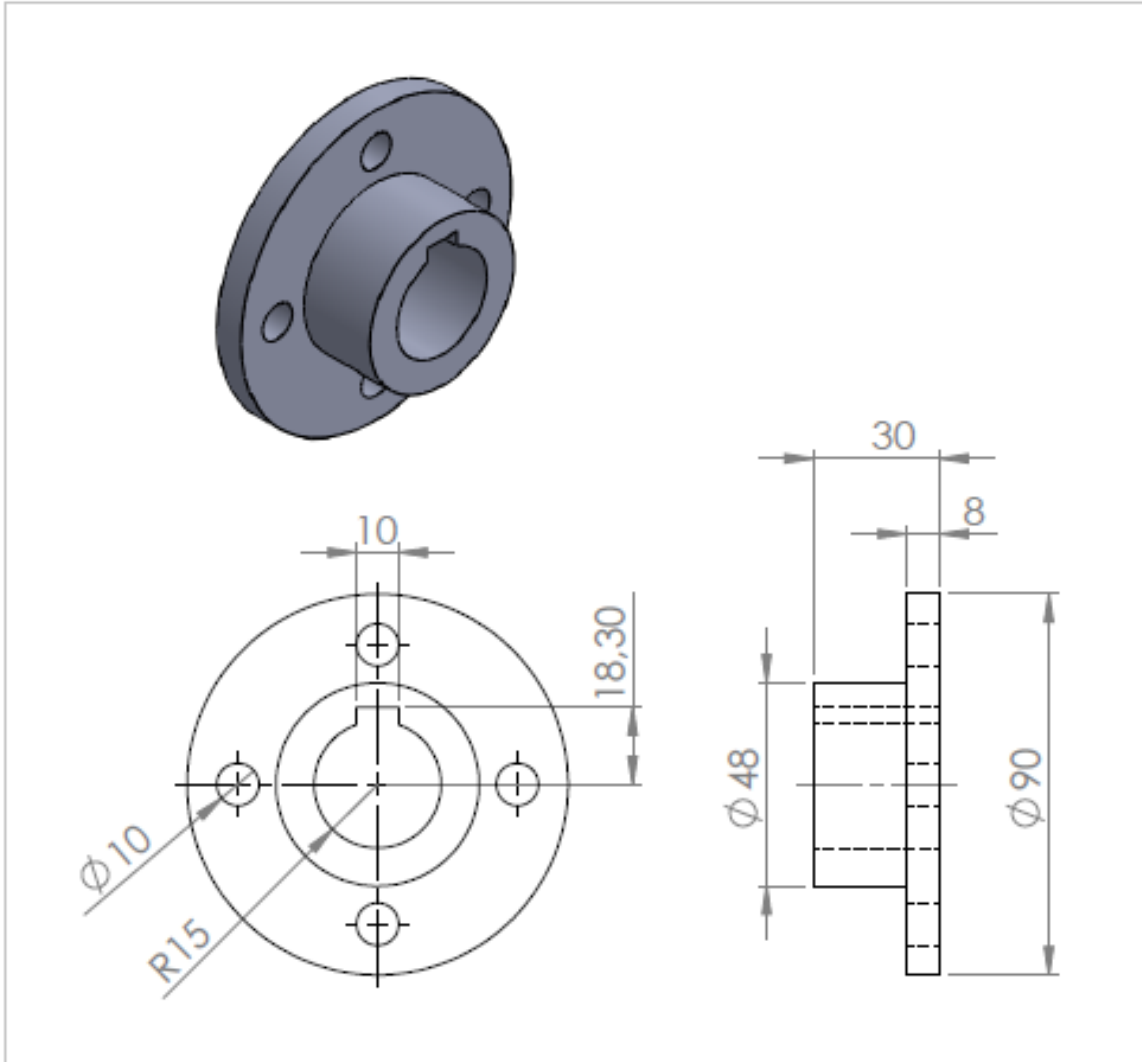


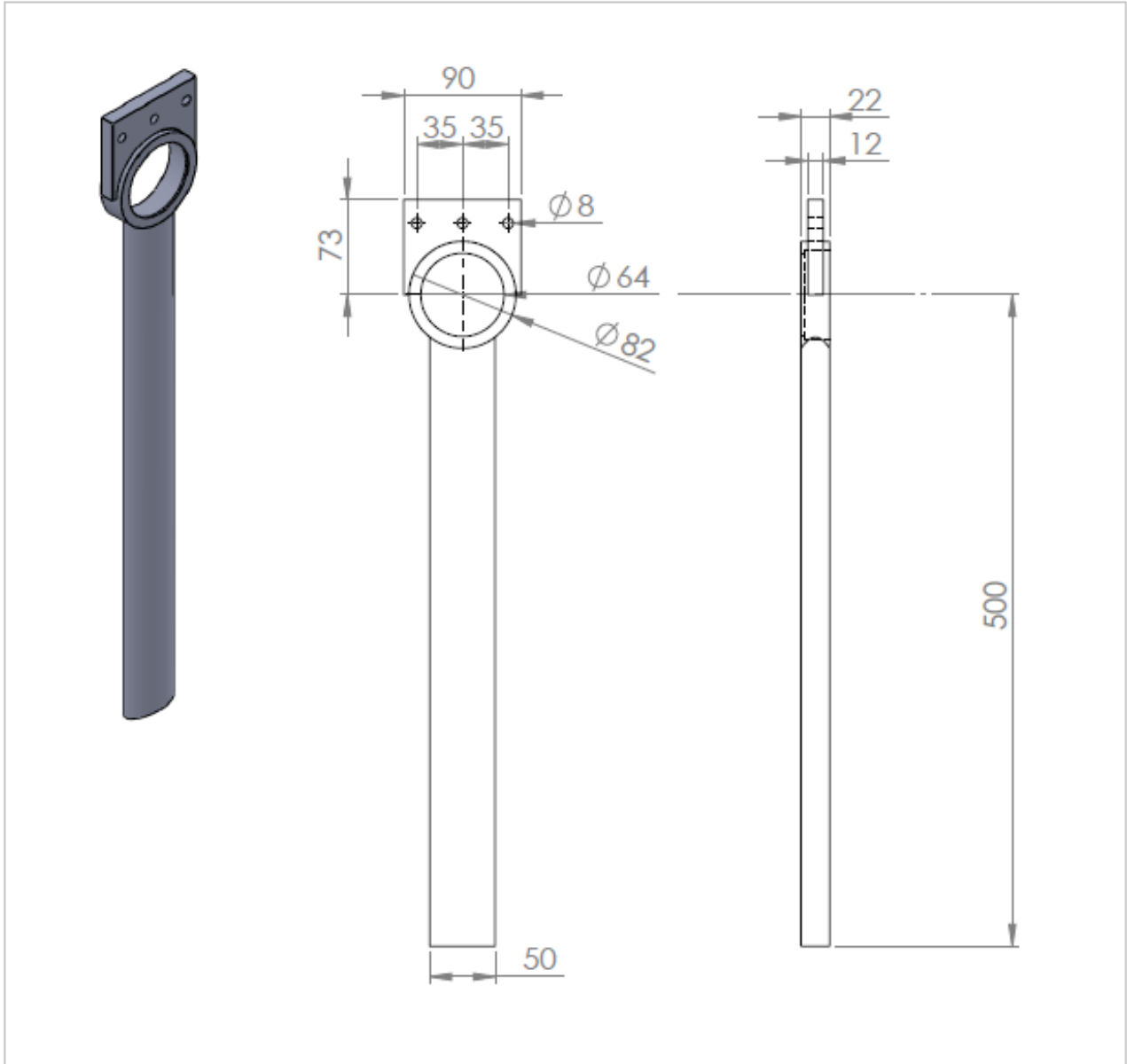
**Polia motora**



**Detalhes construtivos da polia motora**

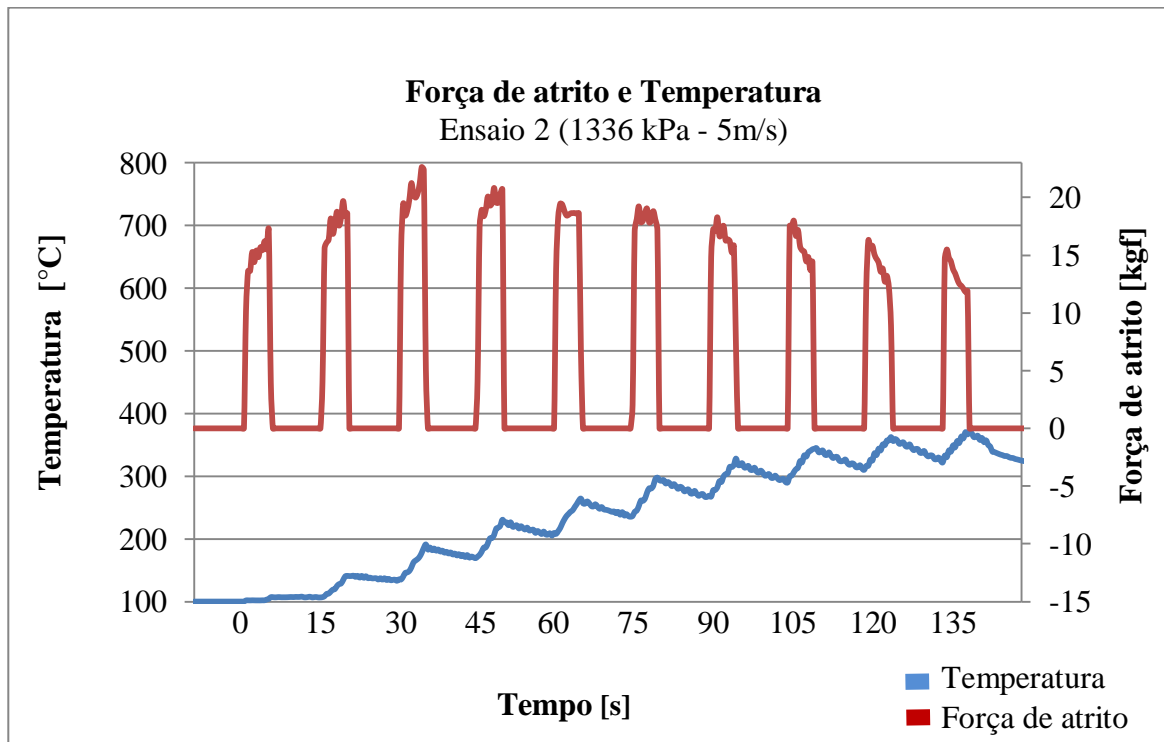
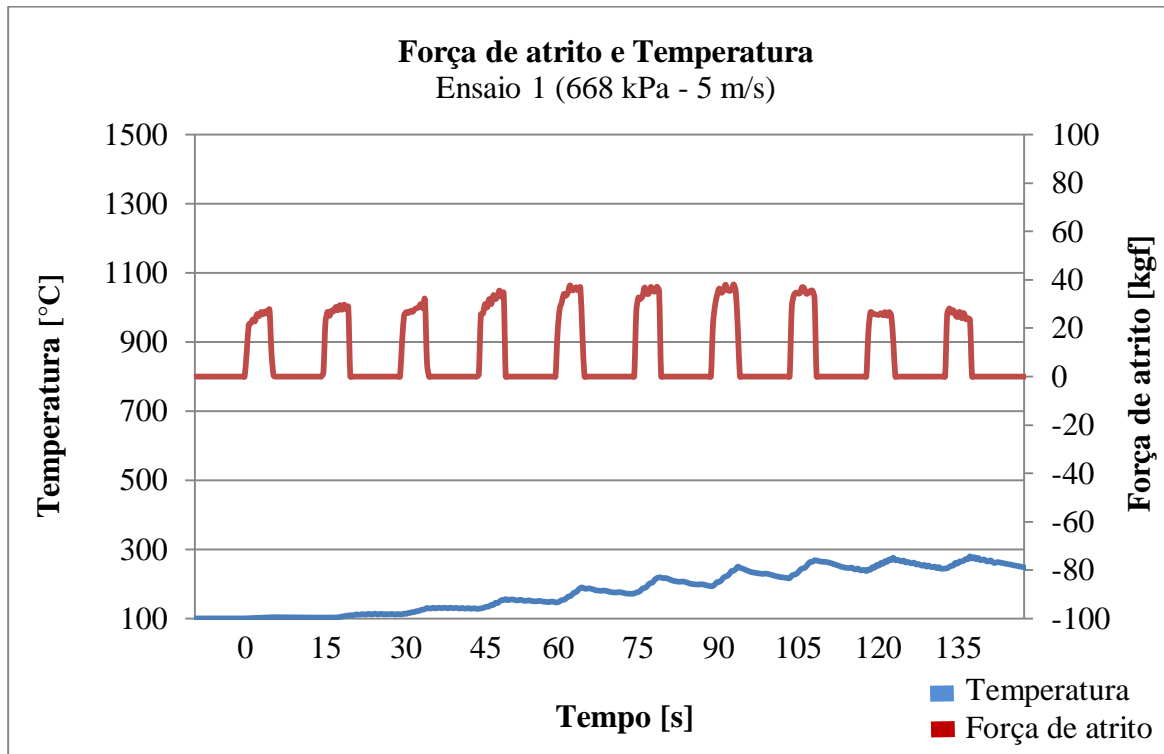


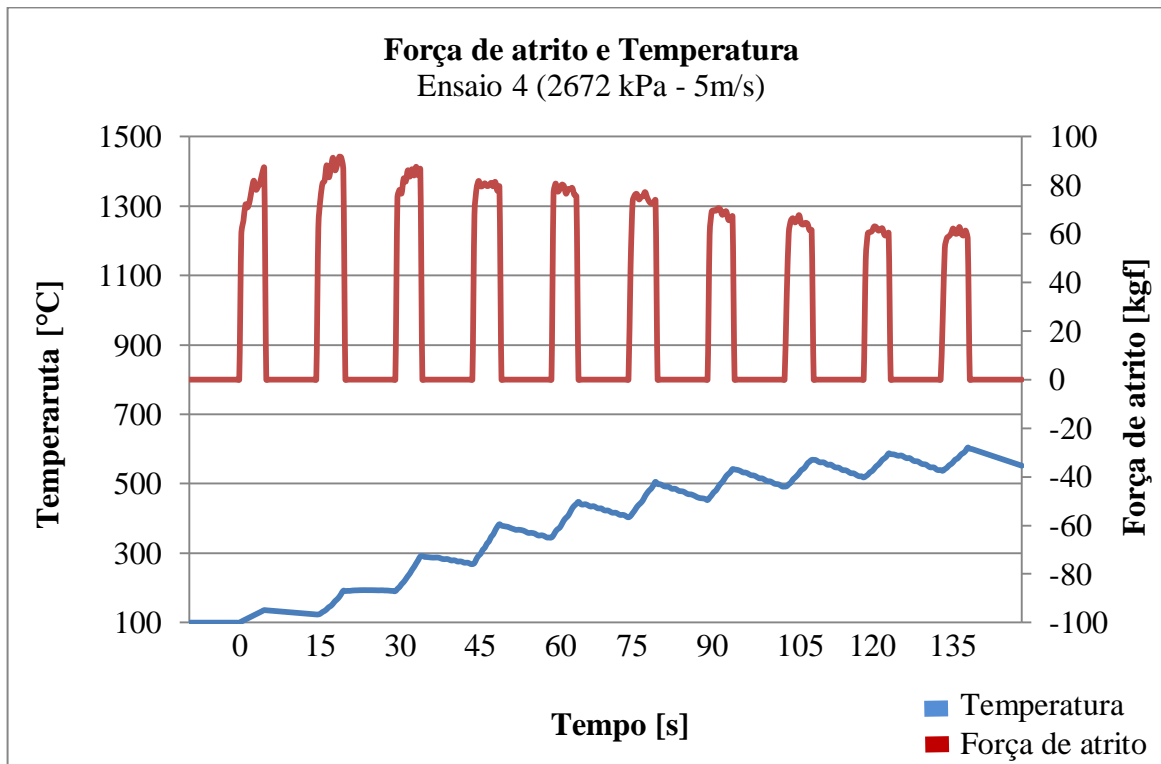
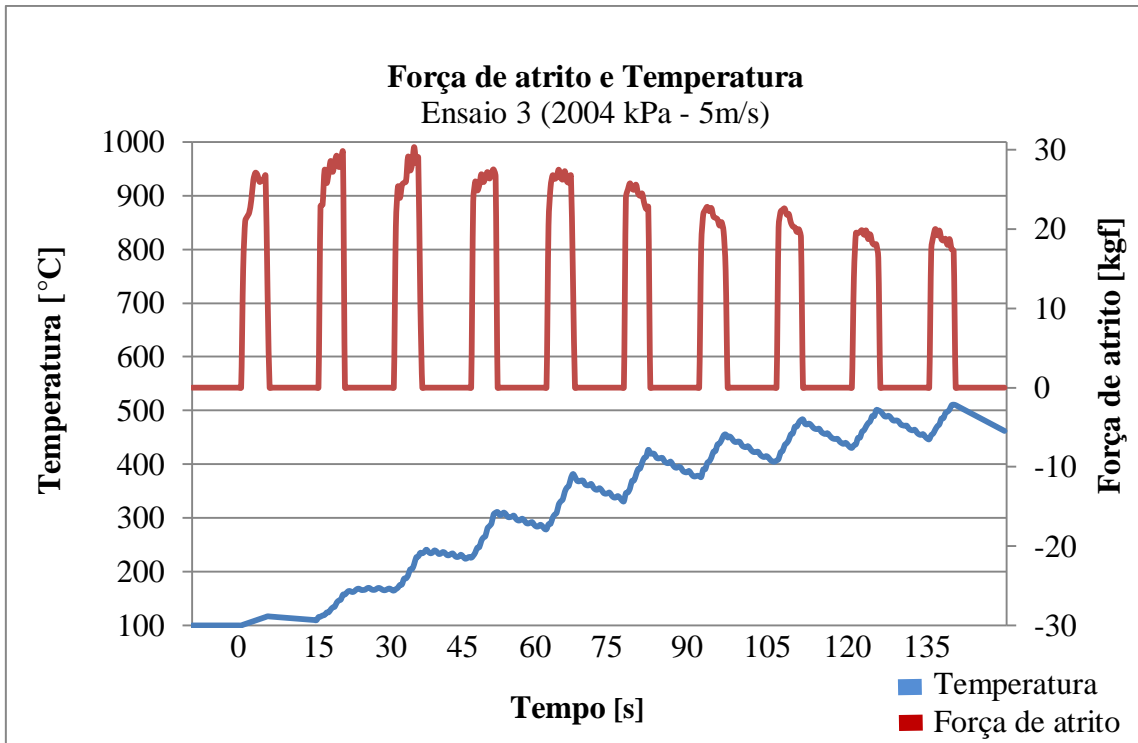
**A3 - Detalhes construtivos do flange de acoplamento**

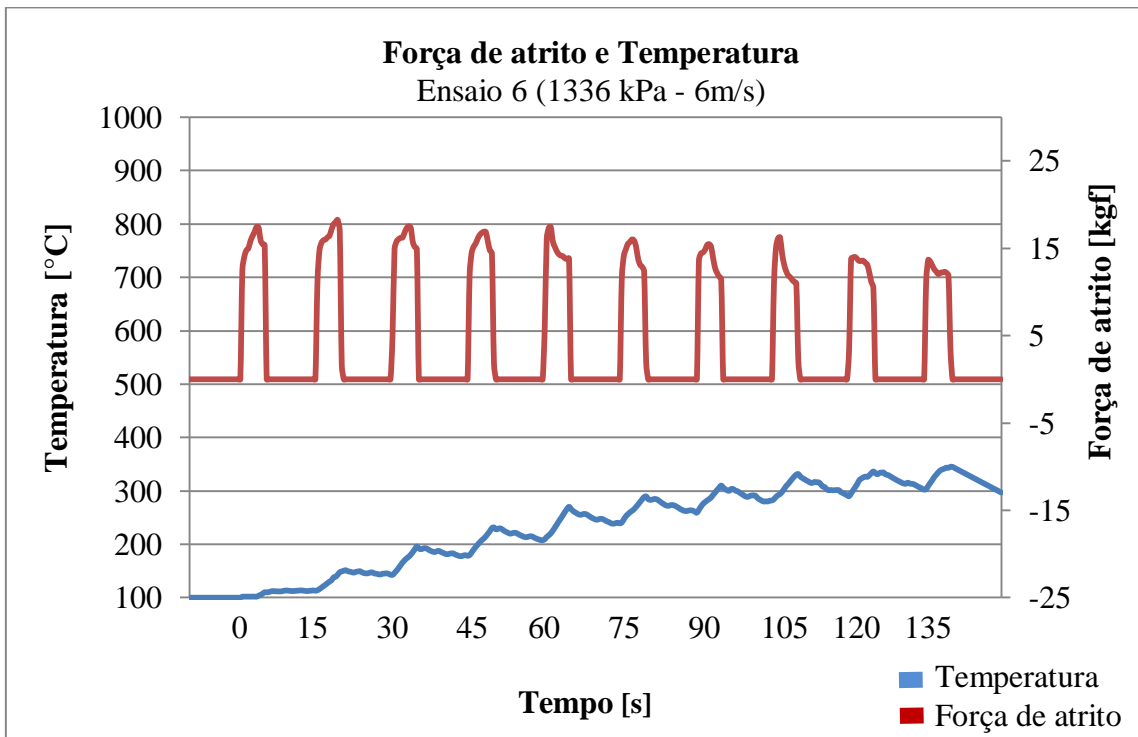
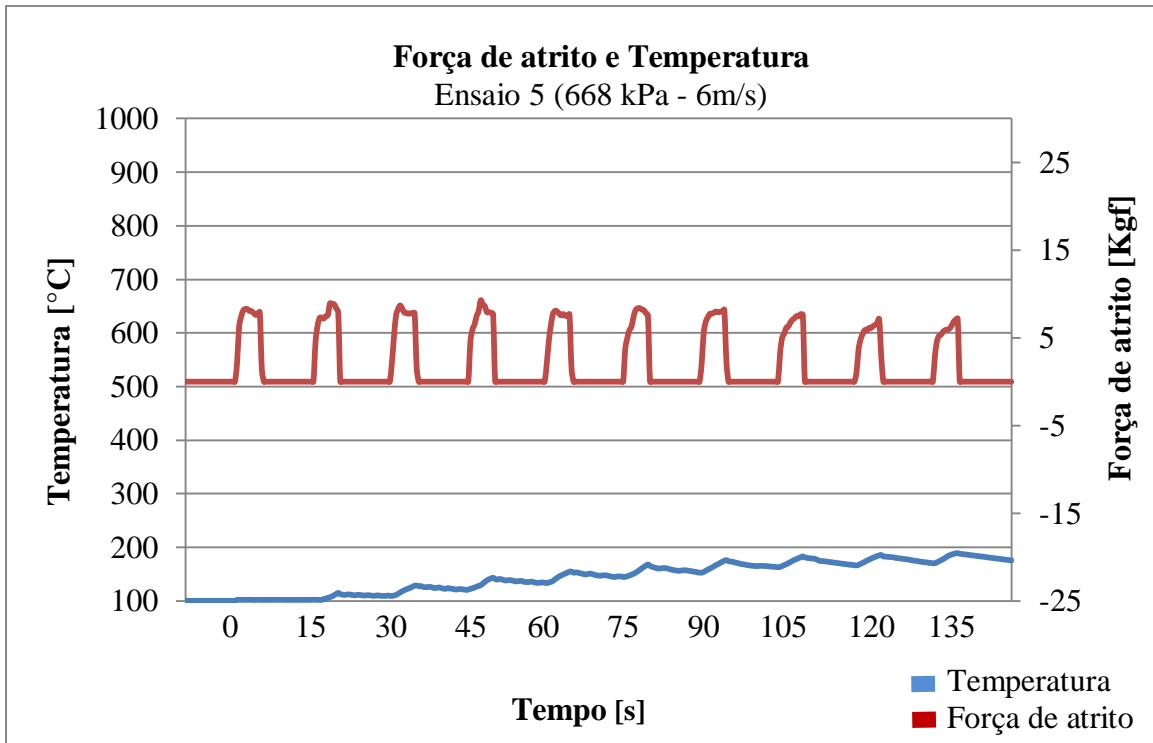
**A4 - Detalhes construtivos do dinamômetro**

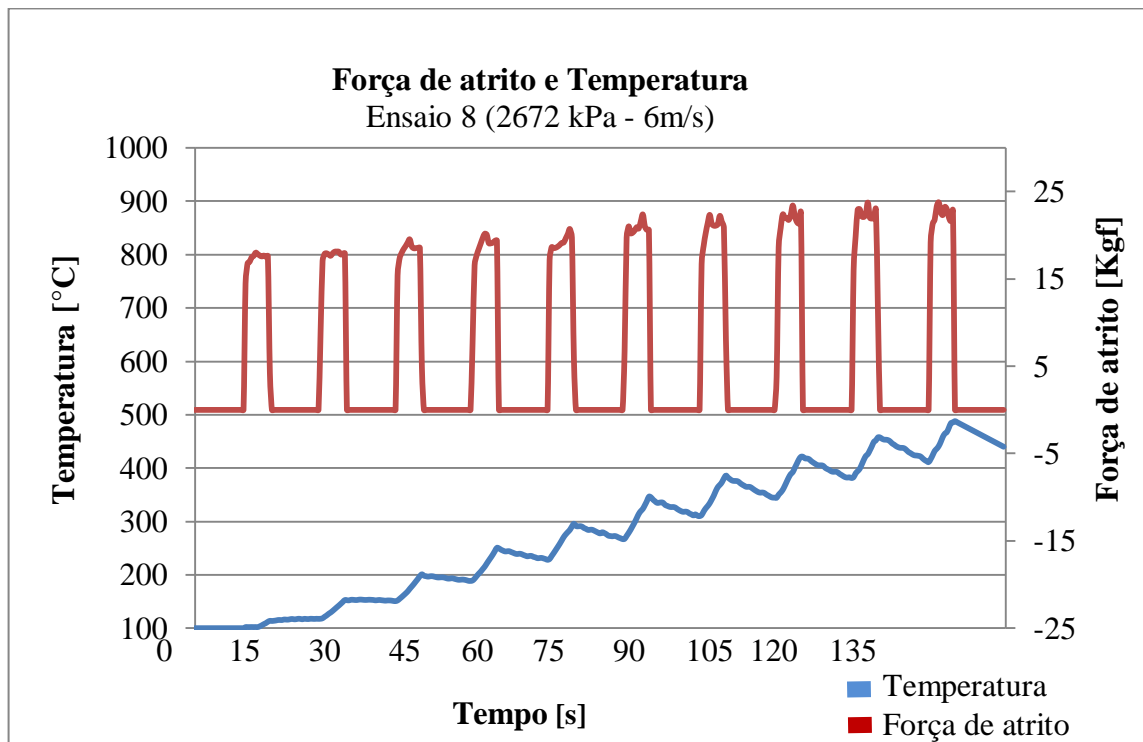
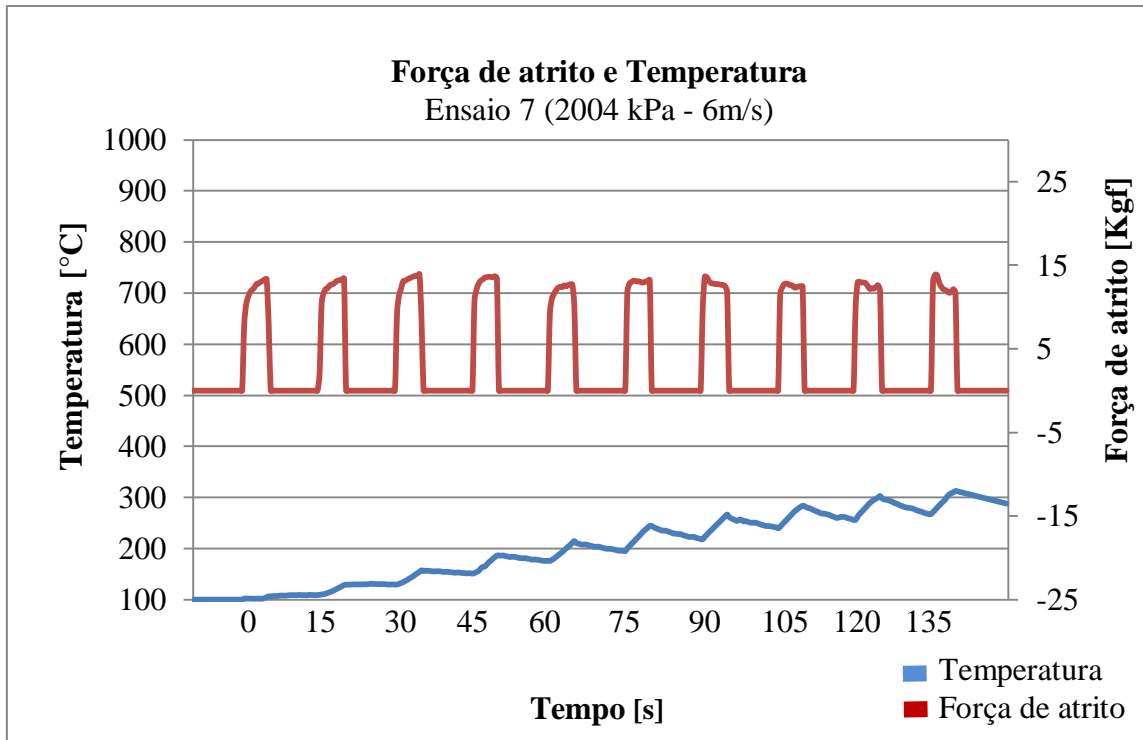
## ANEXO

## A1 – Gráficos da força de atrito e da temperatura nos ensaios segundo Krauss

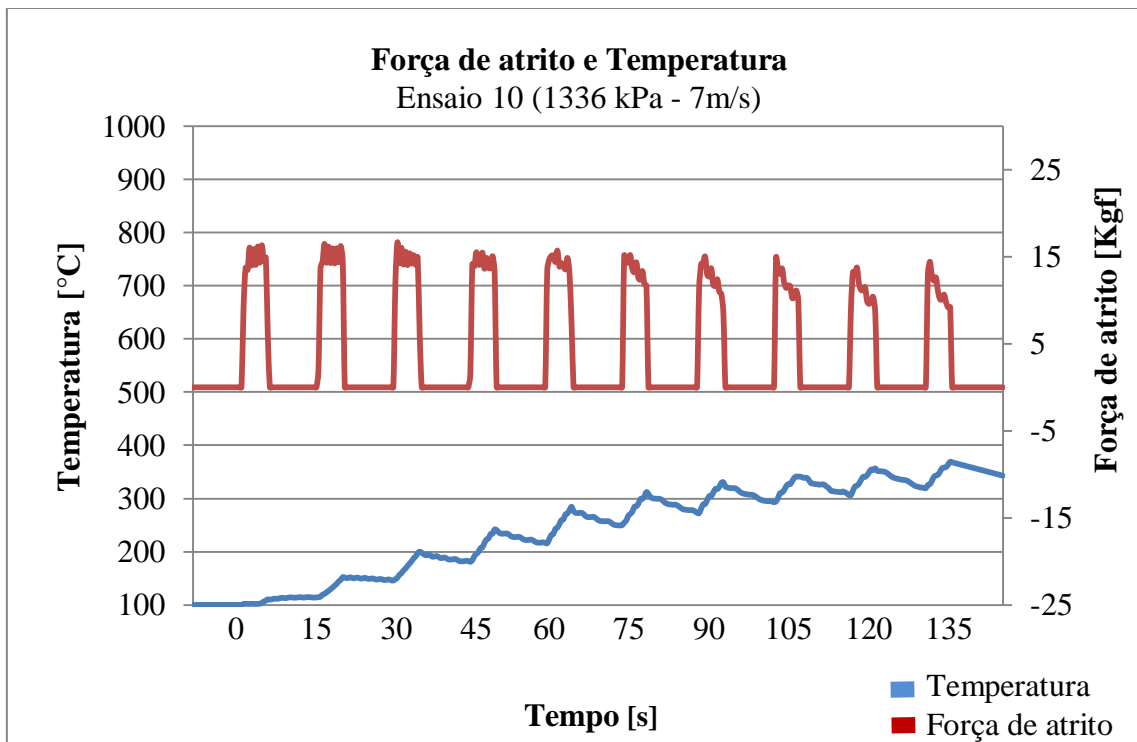
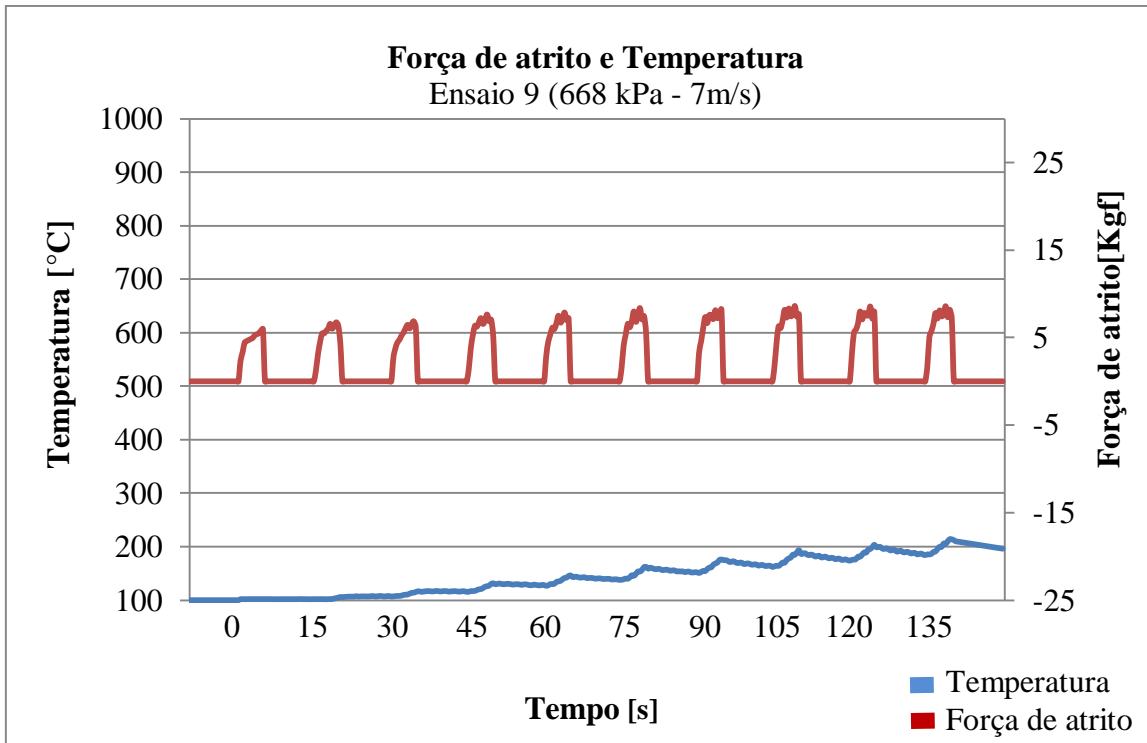


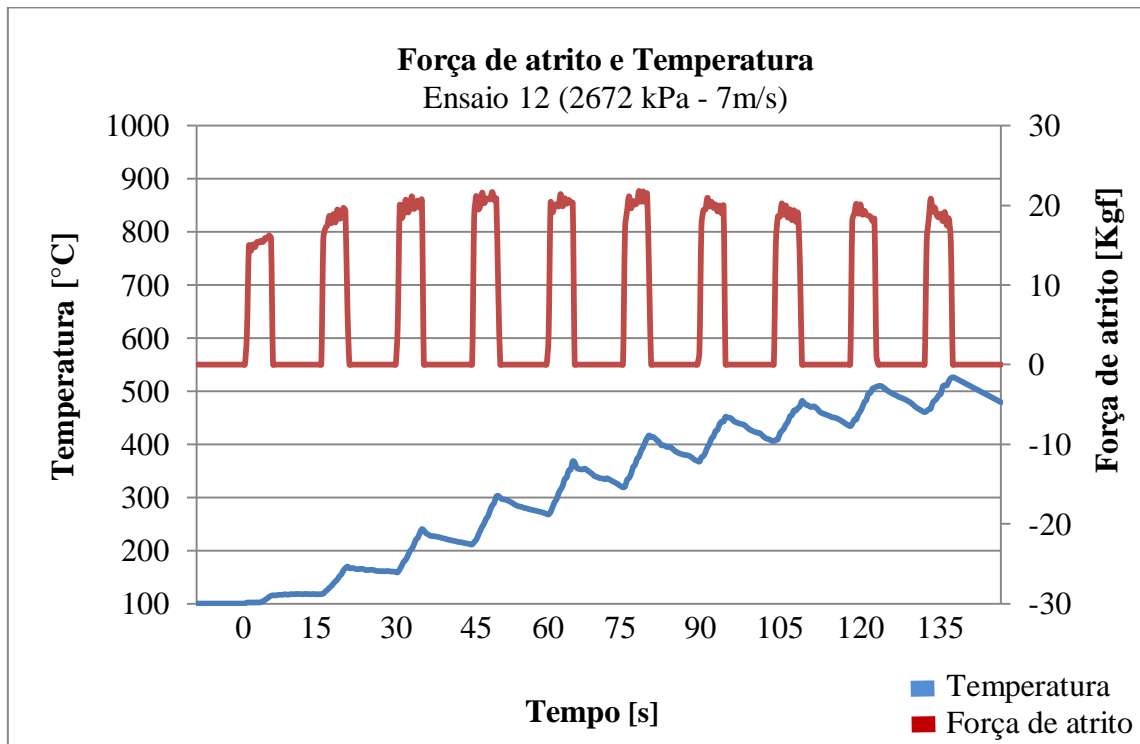
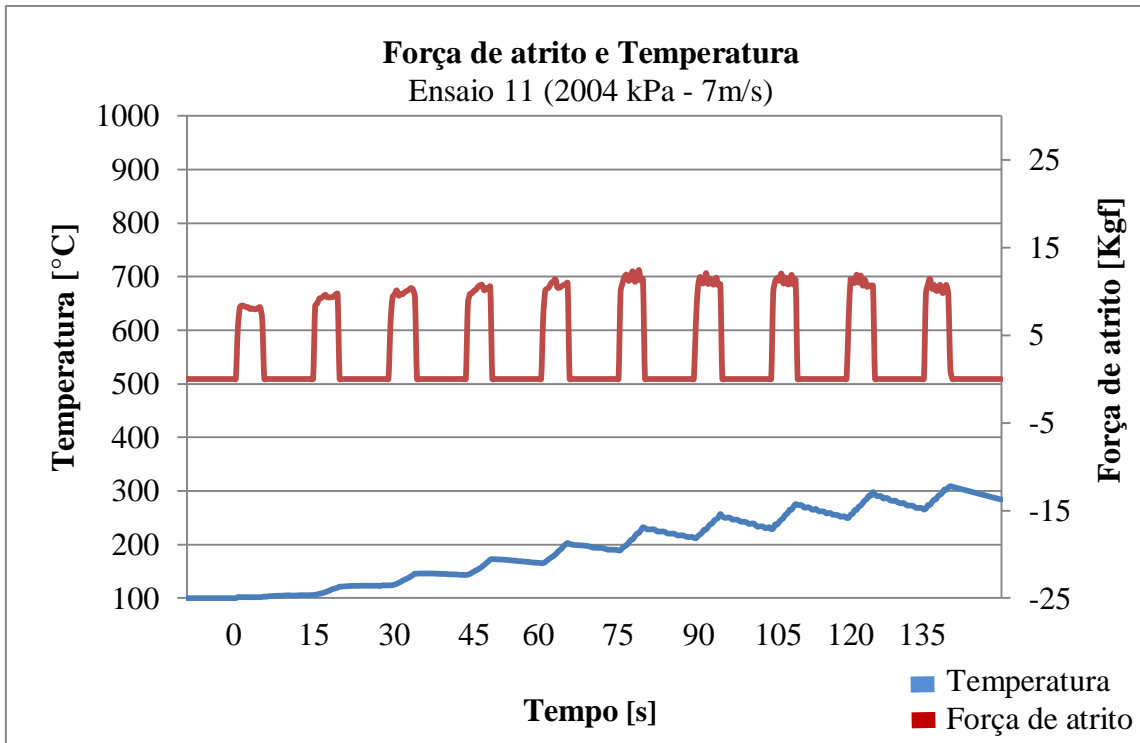


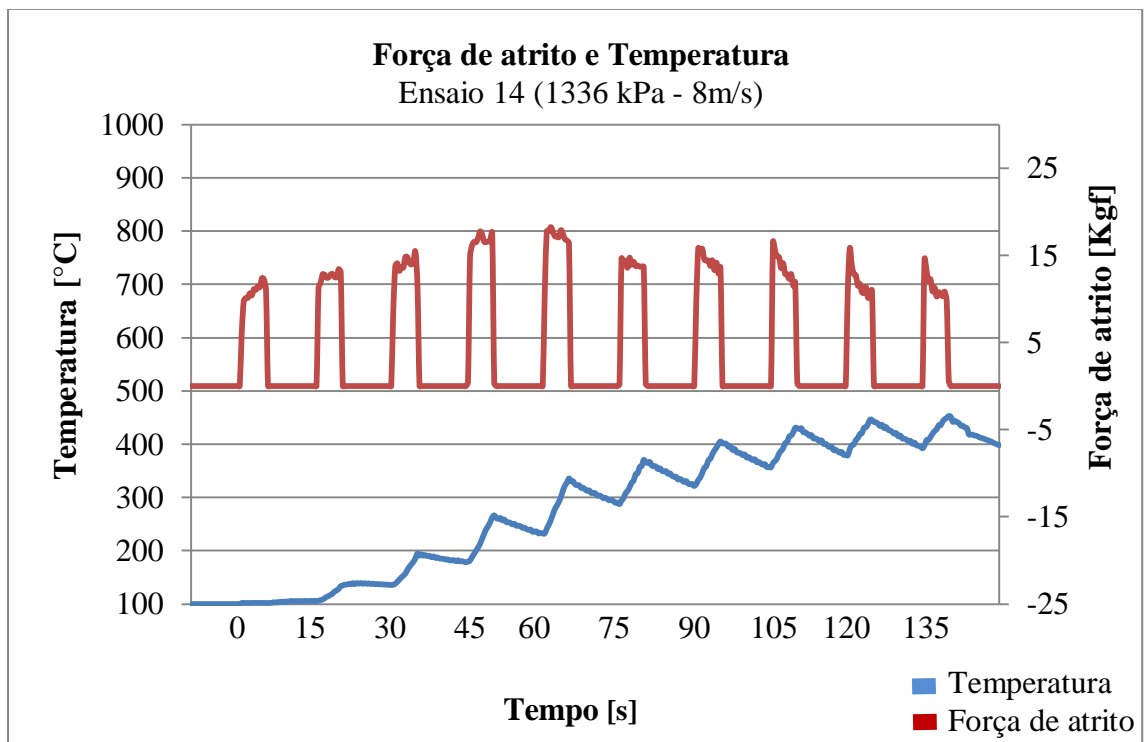
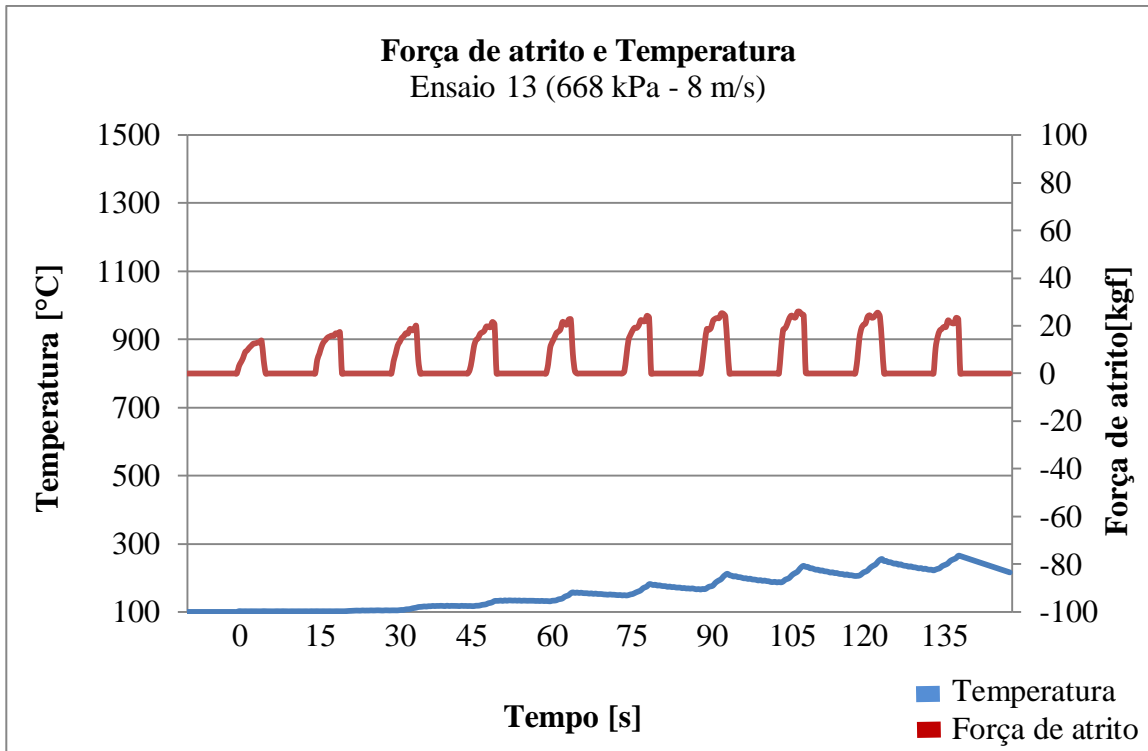


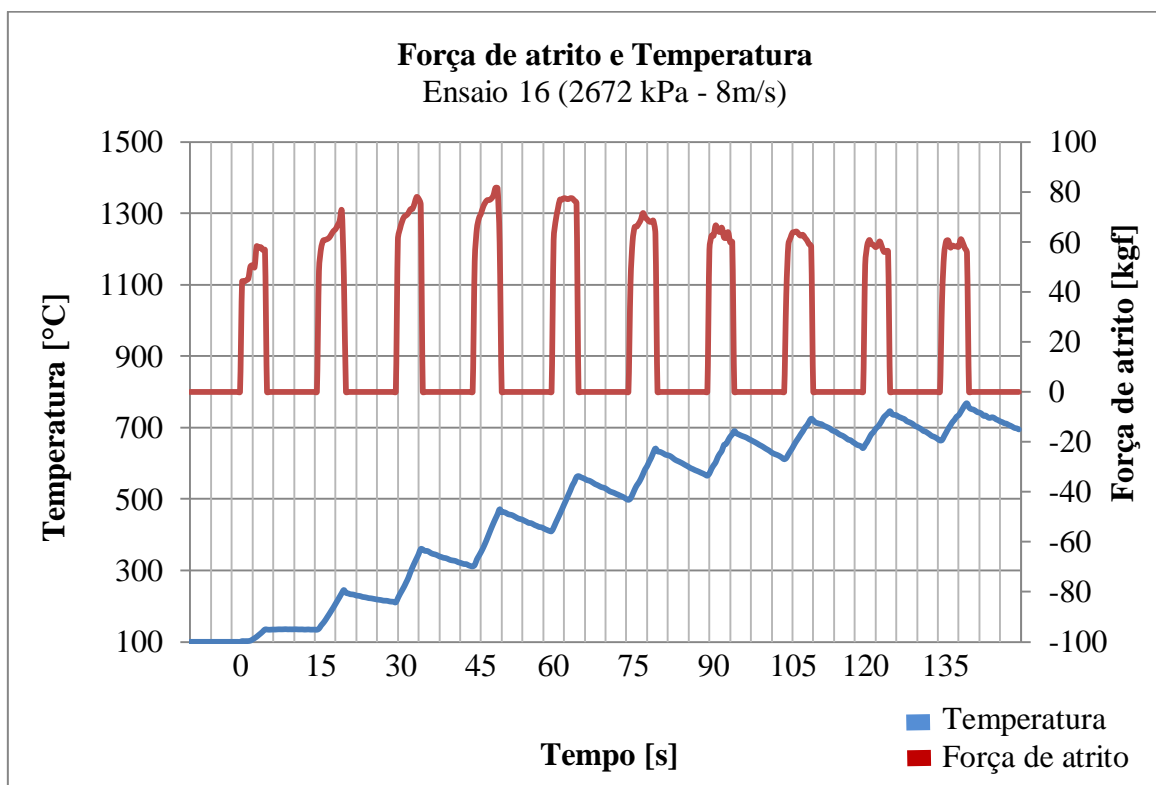
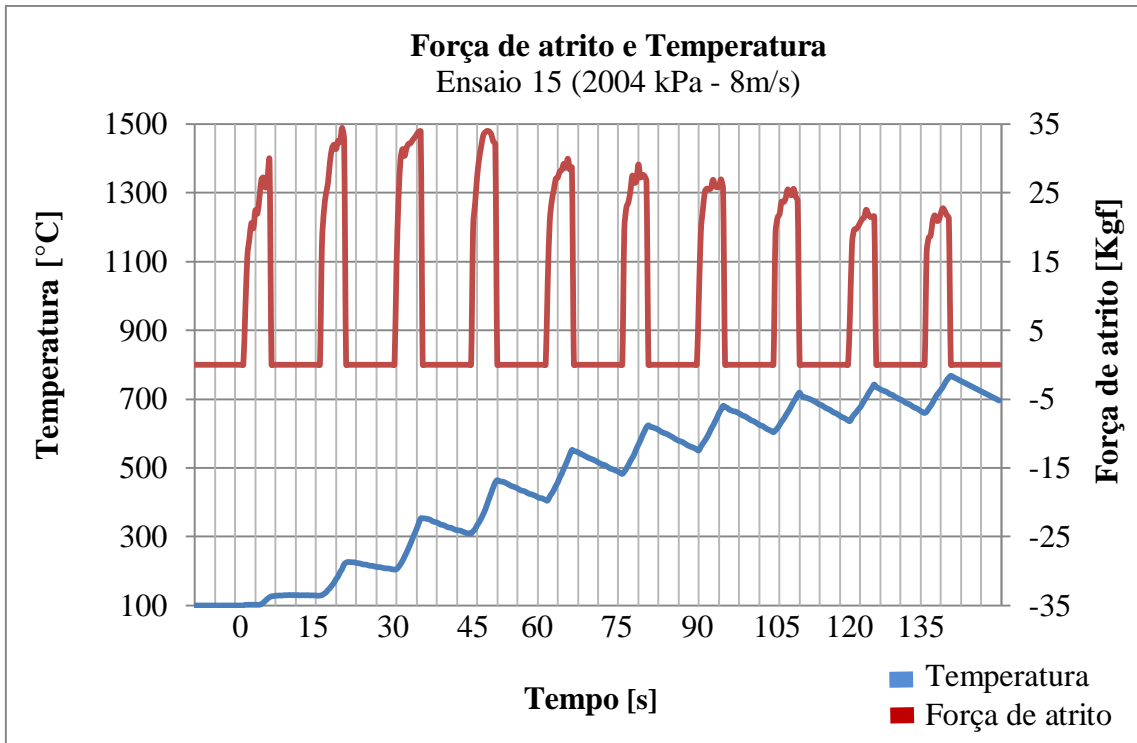








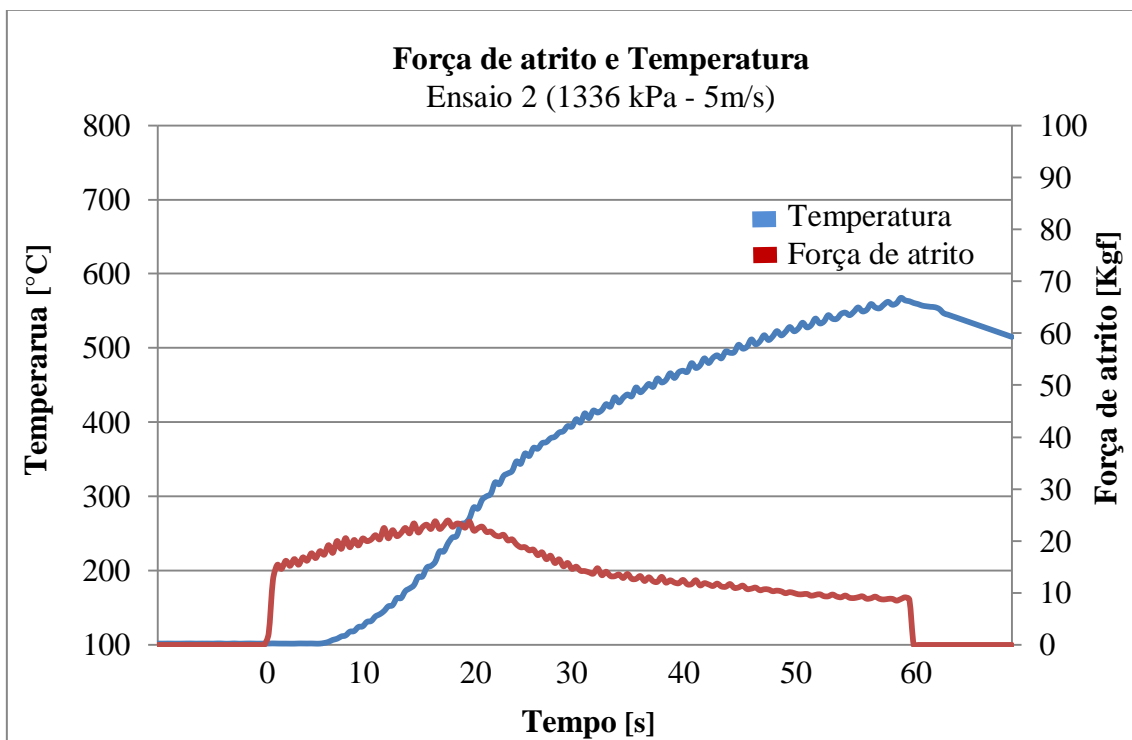
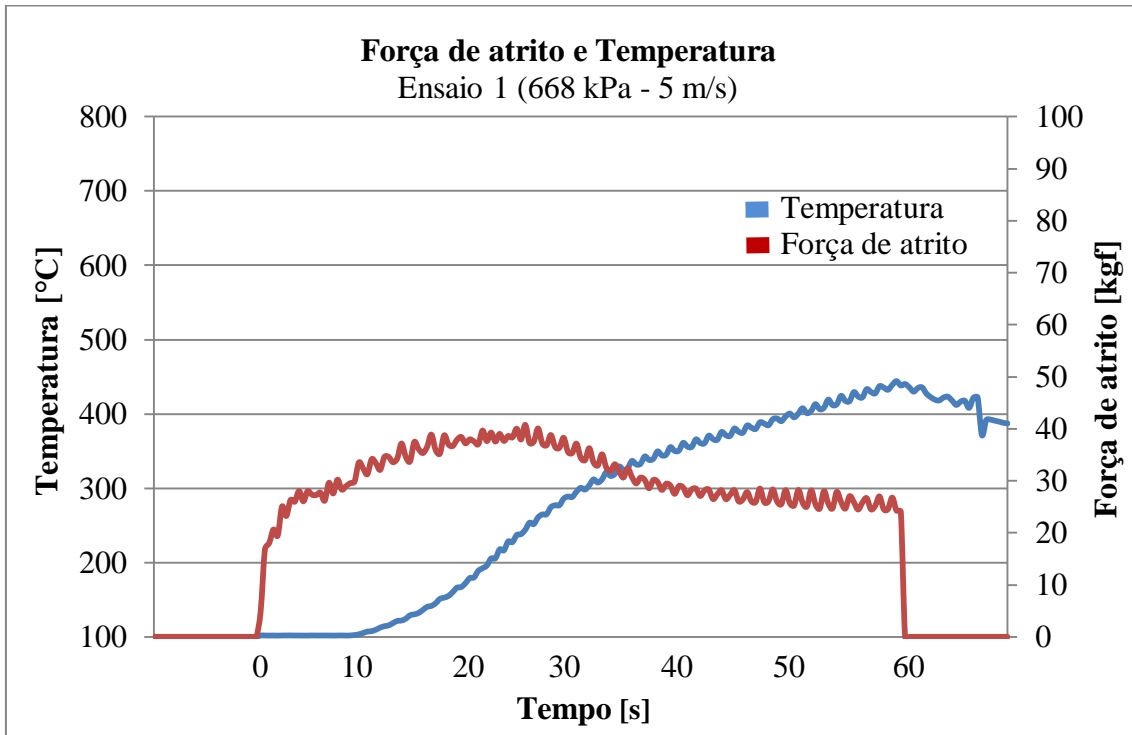


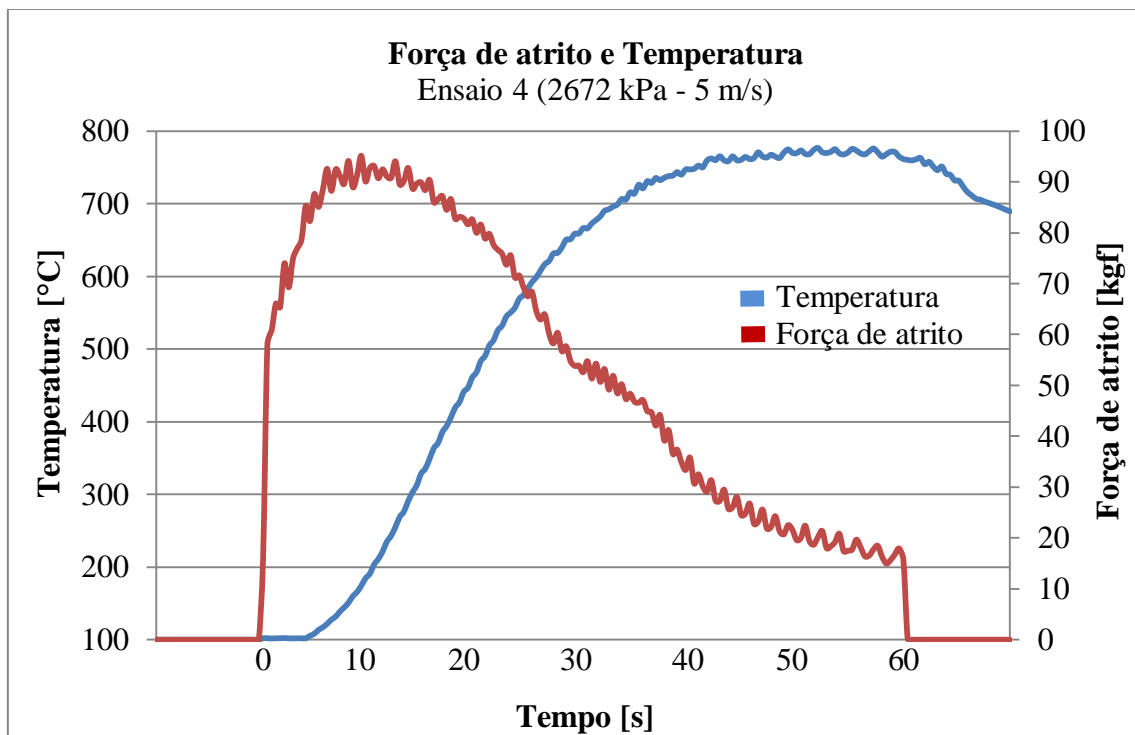
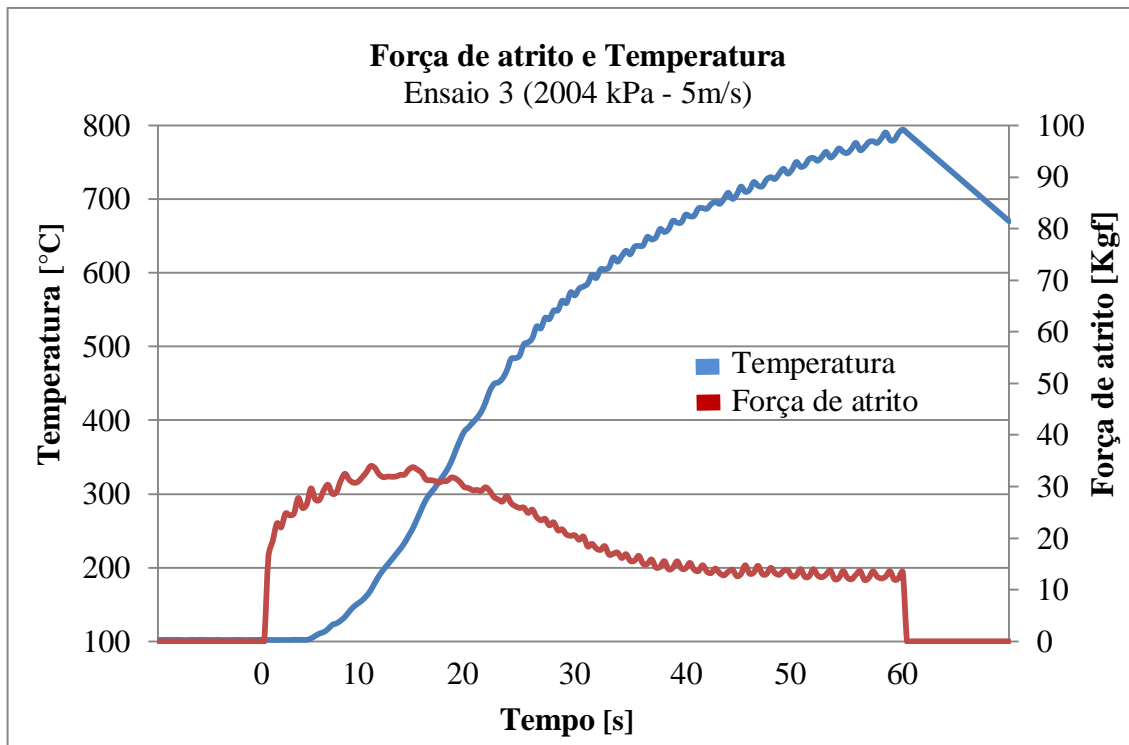


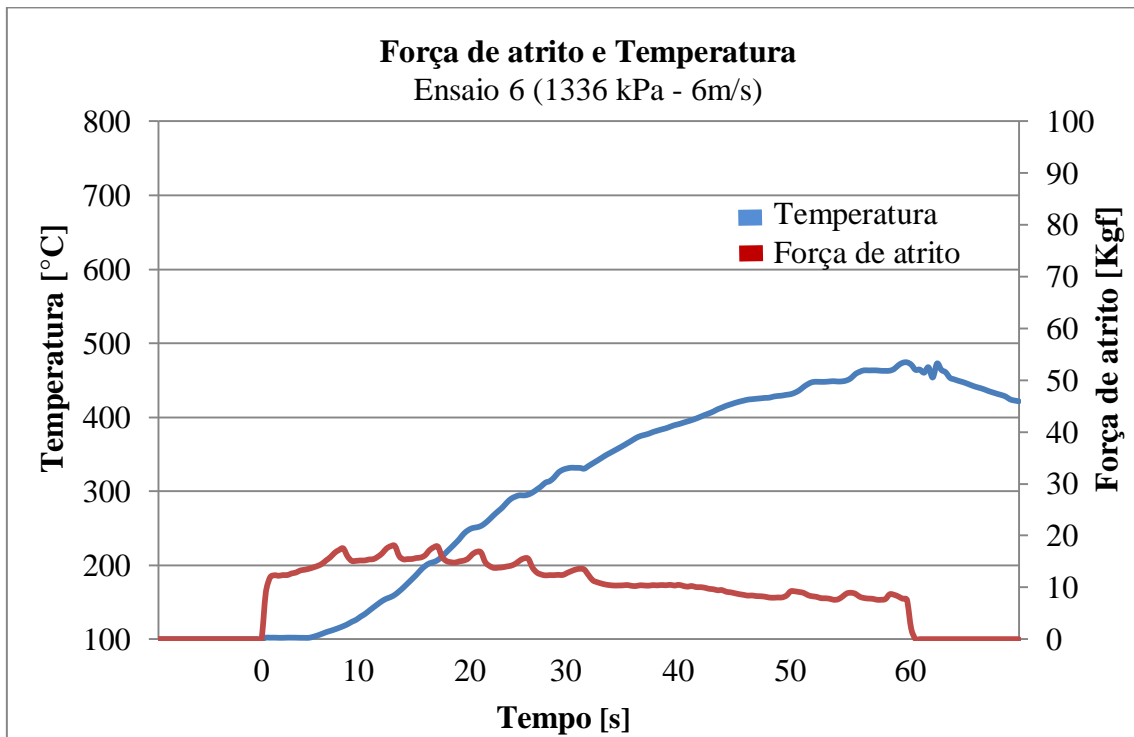
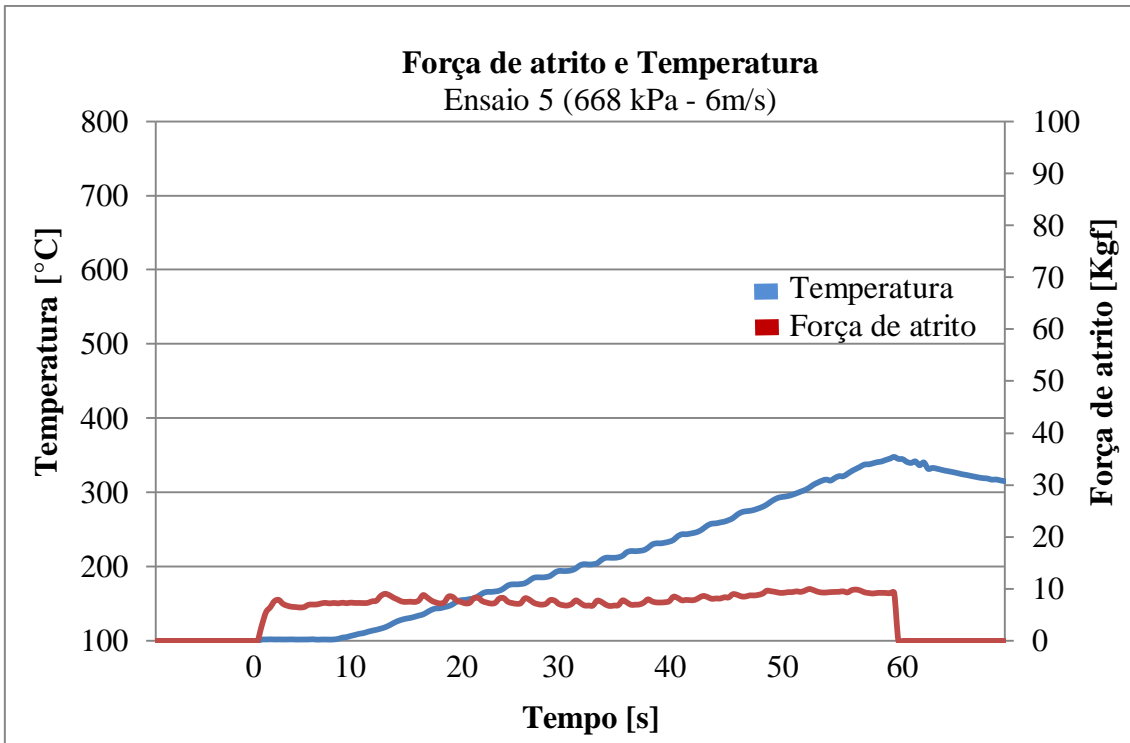
**A2 – Coeficiente de atrito e temperatura em função do número de frenagem**

Ensaio	Frenagem										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	$\mu$	0,38	0,41	0,44	0,49	0,51	0,52	0,53	0,51	0,41	0,39
	T[°C]	100	110	130	150	165	215	240	244	270	250
4	$\mu$	0,30	0,32	0,30	0,28	0,28	0,27	0,24	0,23	0,22	0,22
	T[°C]	136	180	290	365	380	465	520	530	540	580
13	$\mu$	0,21	0,25	0,28	0,30	0,32	0,33	0,35	0,36	0,35	0,32
	T[°C]	100	105	115	130	150	175	200	225	250	260
16	$\mu$	0,19	0,23	0,26	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21
	T[°C]	130	235	345	460	540	570	630	690	710	750

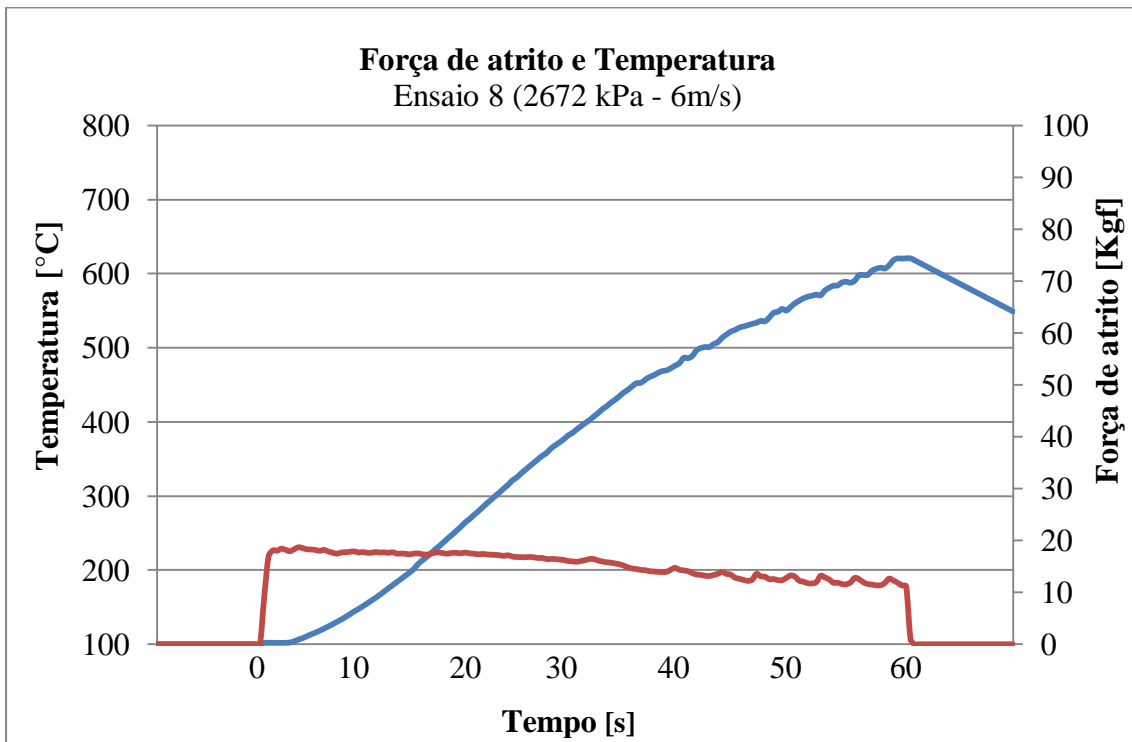
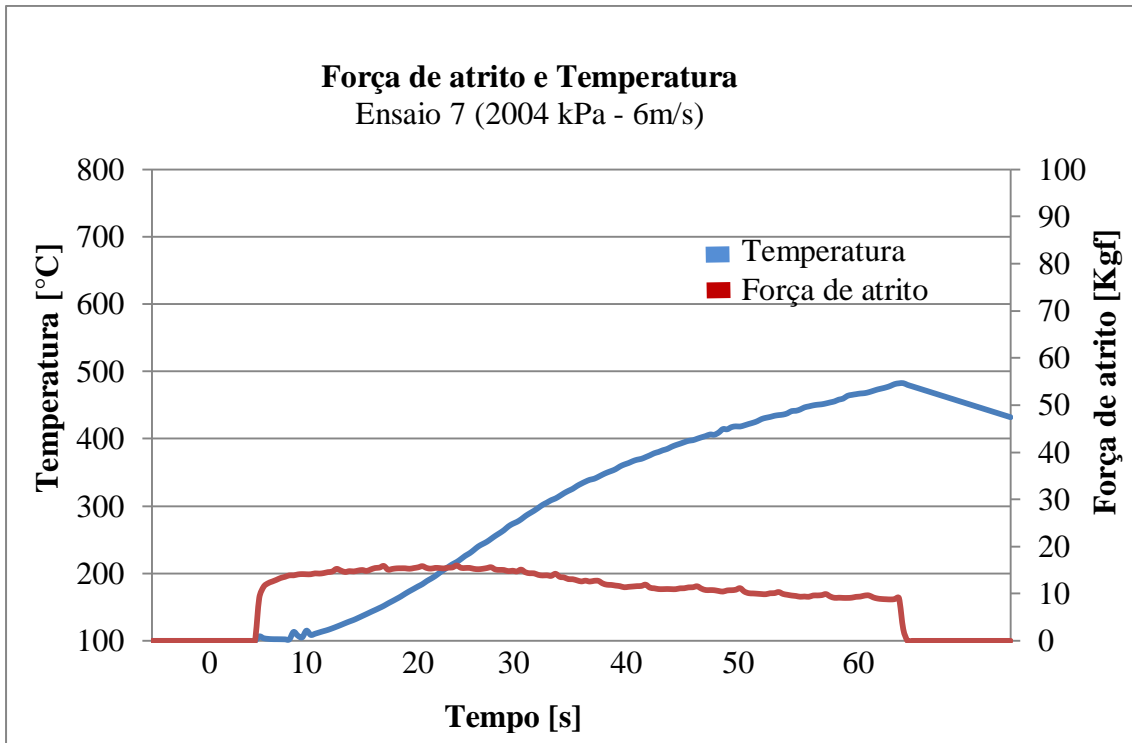
### A3 – Gráficos da força de atrito e da temperatura nos ensaios segundo Makrahy

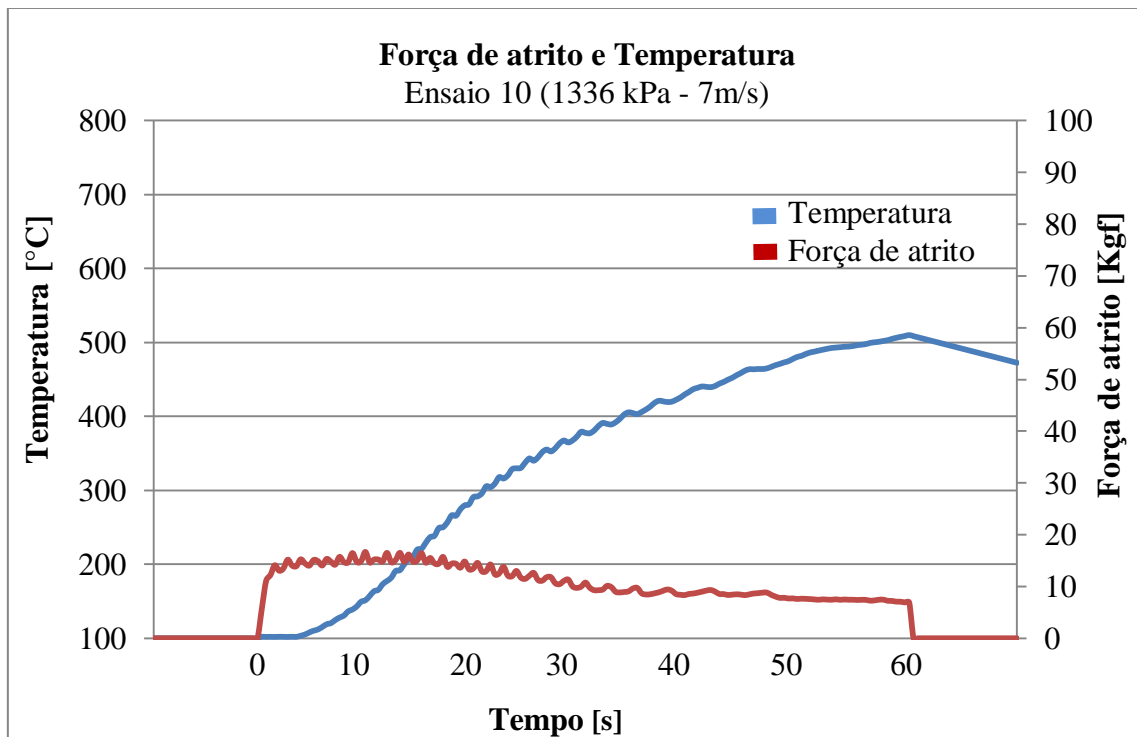
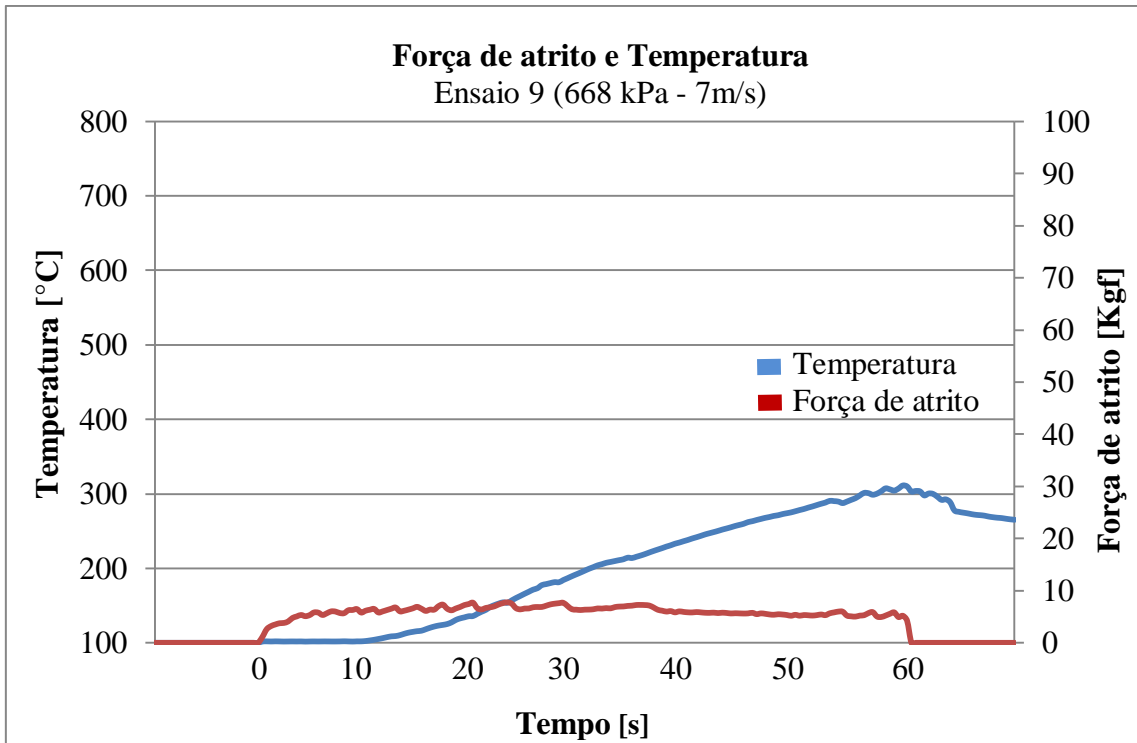


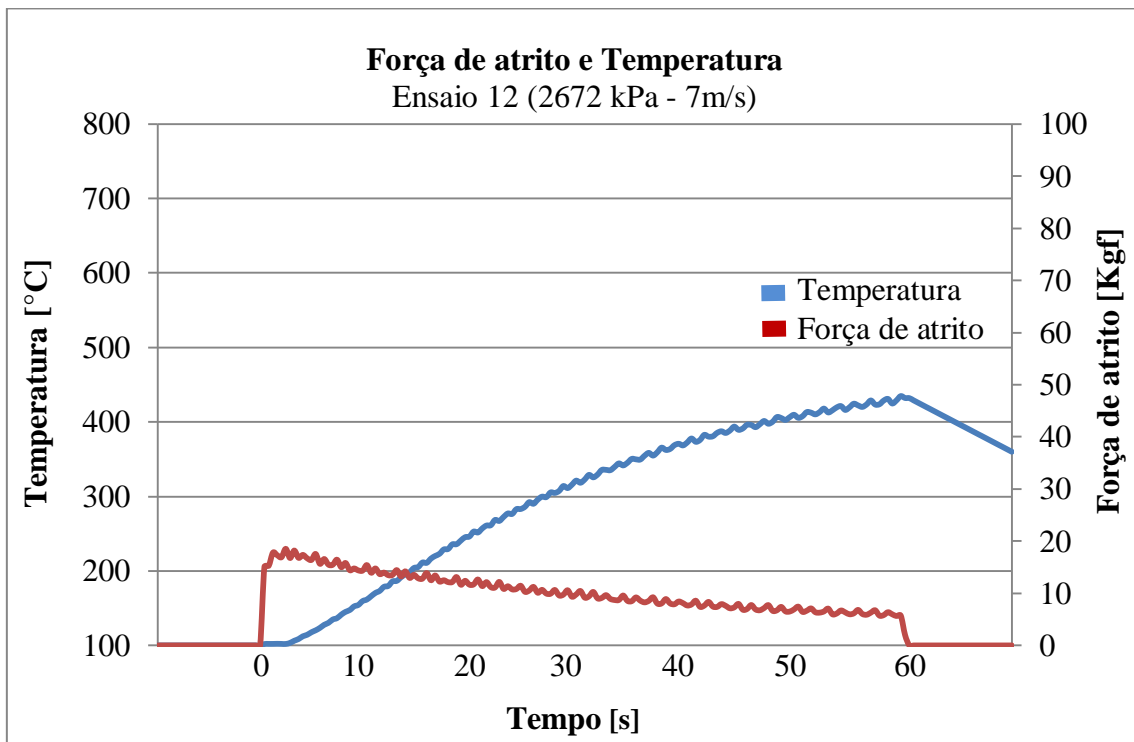
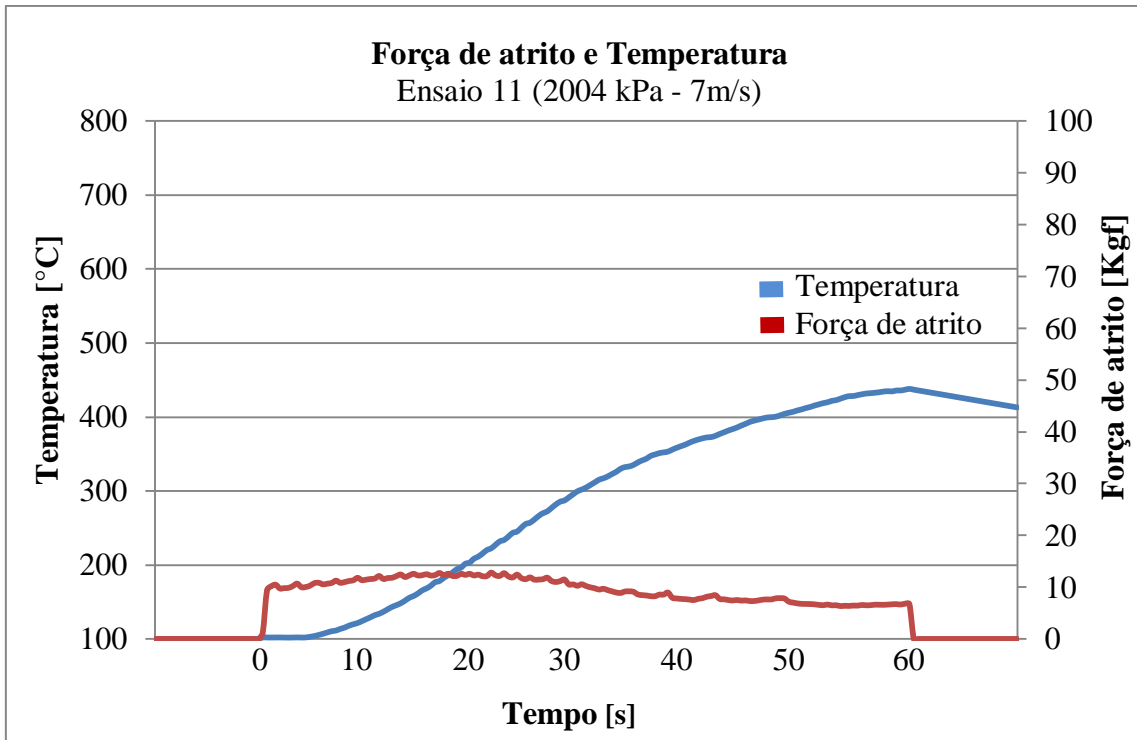


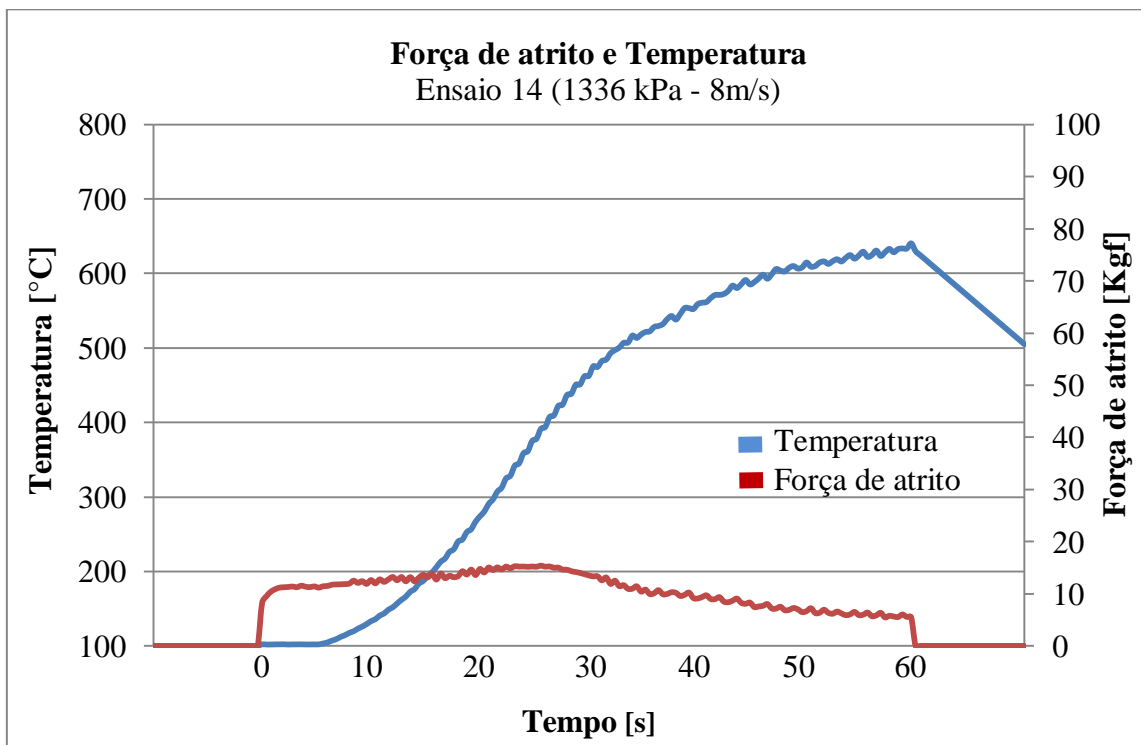
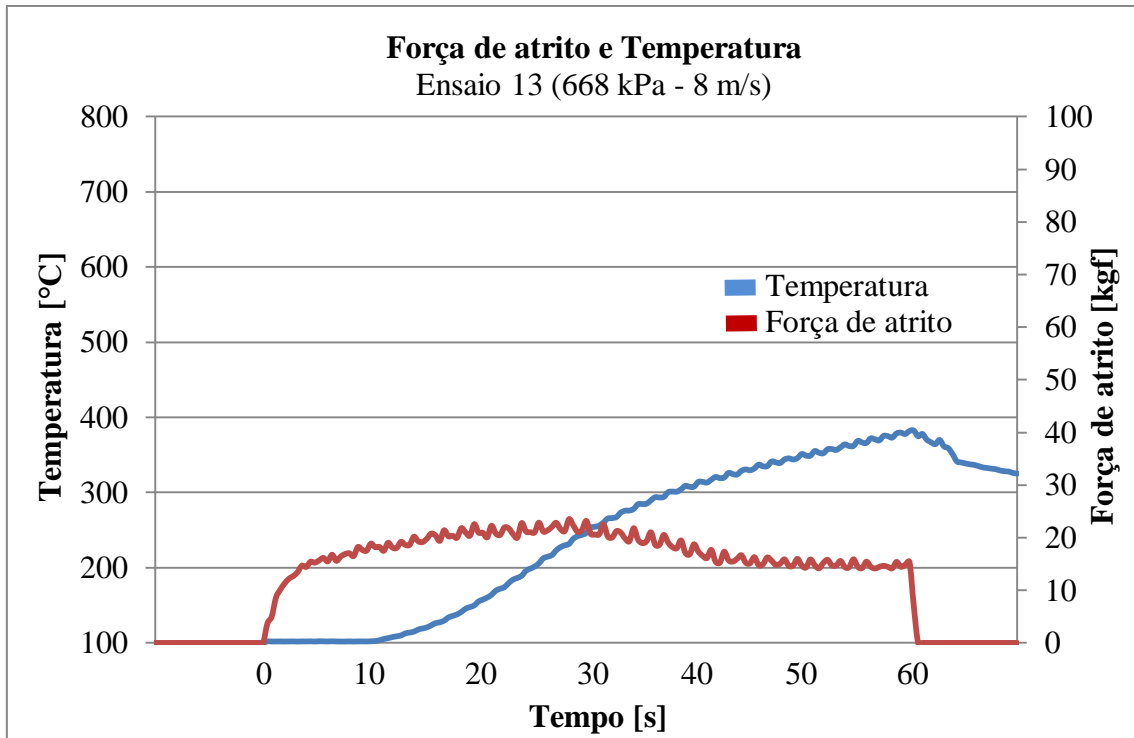


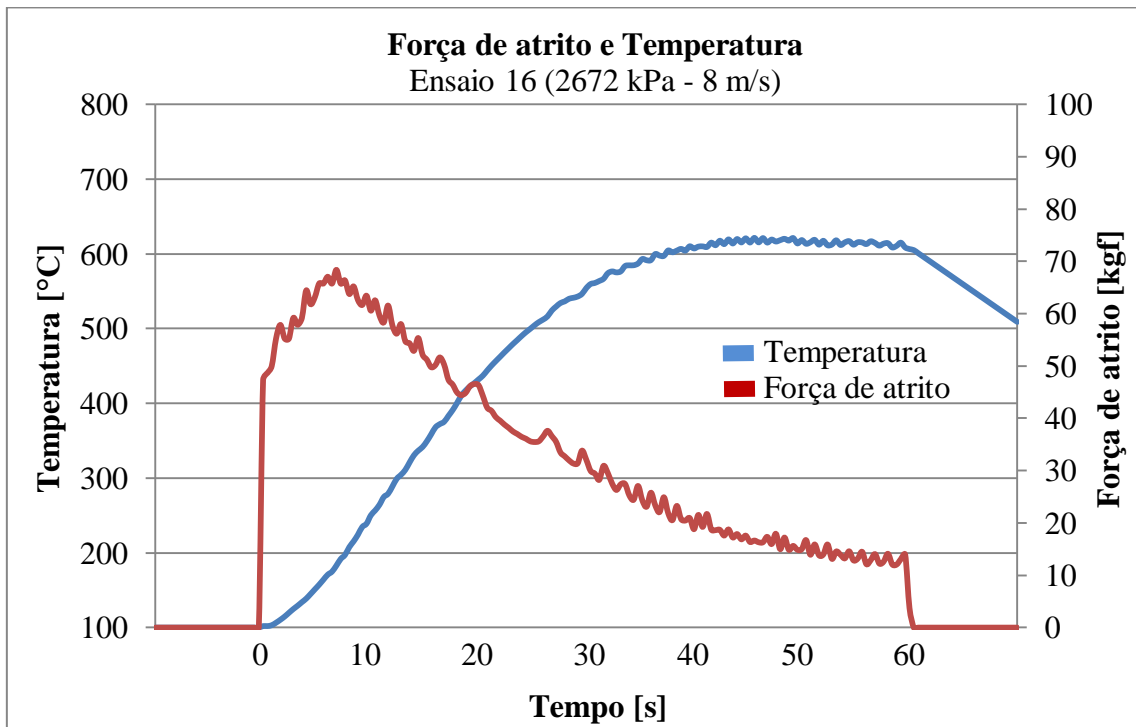
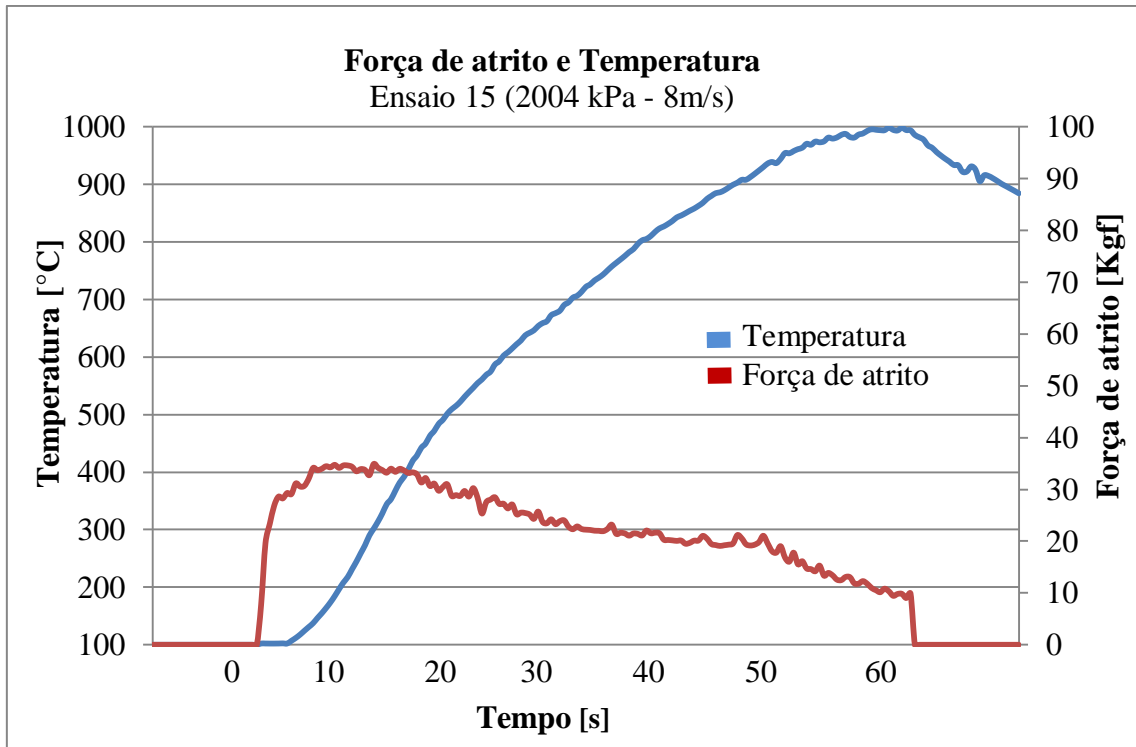












#### A4 – Variação do coeficiente de atrito em função da pressão de contato

Coeficiente de atrito x Pressão de contato								
$\Delta P = 20\% = 134 \text{ kPa} \quad (T=150^\circ)$								
Pressão de contato [kPa]	Velocidade de escorregamento [m/s]							
	5		6		7		8	
	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$
668	0,49	0,18	0,30	0,03	0,28	0,07	0,31	0,16
1336	0,40	0,08	0,29	0,34	0,26	0,42	0,26	0,08
2004	0,37	0,14	0,19	0,16	0,15	0,13	0,24	0,08
2672	0,32		0,16		0,13		0,22	
<b>Média</b>		<b>0,13</b>		<b>0,18</b>		<b>0,21</b>		<b>0,11</b>
Redução percentual em 20% (134 kPa): $\frac{16\%}{668 \text{ kPa}} = \frac{3,2\%}{134 \text{ kPa}}$								

#### A5 – Variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento

Coeficiente de atrito x Velocidade de escorregamento								
$\Delta V = 20\% = 1,0 \text{ m/s} \quad (T=150^\circ)$								
Vel. Esc [m/s]	Pressão de contato [kPa]							
	668		1336		2004		2672	
	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$
5	0,49	0,39	0,40	0,28	0,37	0,30	0,32	0,22
6	0,30	0,03	0,29	0,07	0,26	0,08	0,25	0,12
7	0,29	0,03	0,27	0,04	0,24	0,08	0,22	0,09
8	0,28		0,26		0,22		0,20	
<b>Média</b>		<b>0,15</b>		<b>0,13</b>		<b>0,15</b>		<b>0,14</b>
Redução percentual: $\frac{14\%}{ms^{-1}}$								

**A6 – Variação do coeficiente de atrito no *fade* em função da temperatura**
**Coeficiente de atrito no *fade* x Temperatura**

$$\Delta T = 20\% = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

5 m/x - 668 kPa			5 m/s - 2672 kPa			8 m/s - 668 kPa			8 m/s - 2672 kPa		
T [°C]	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	T [°C]	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	T [°C]	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$	T [°C]	$\mu$	$\Delta\mu/\mu$
240	0,56	0,11	220	0,33	0,06	240	0,32	0,09	180	0,24	0,08
290	0,50	0,16	270	0,31	0,03	290	0,29	0,31	230	0,22	0,05
340	0,42	0,07	320	0,30	0,03	340	0,20	0,05	280	0,21	0,14
390	0,39	0,10	370	0,29	0,00	390	0,19		330	0,18	0,06
440	0,35		420	0,29	0,03				380	0,17	0,06
			470	0,28	0,07				430	0,16	0,19
			520	0,26	0,04				480	0,13	0,08
			570	0,25	0,16				530	0,12	0,25
			620	0,21	0,14				580	0,09	
			670	0,18	0,11						
			720	0,16							
<b>Média</b>	<b>0,11</b>			<b>0,07</b>			<b>0,15</b>			<b>0,11</b>	

Redução percentual:  $\frac{11\%}{50 \text{ }^\circ\text{C}}$

**A7 – Desgaste das pastilhas de freio**

<b>Ensaio</b>	<b>Velocidade de</b>	<b>Pressão</b>	<b>Massa [gramas]</b>		
	<b>escorregamento</b>	<b>de contato</b>	<b>Antes</b>	<b>Depois</b>	<b>Desgaste</b>
	[m/s]	[kPa]			
<b>1</b>	5	668	104,90	104,27	0,63
<b>2</b>	5	1336	104,57	103,35	1,22
<b>3</b>	5	2004	100,66	98,25	2,41
<b>4</b>	5	2672	101,85	97,35	4,50
<b>5</b>	6	668	103,92	103,22	0,70
<b>6</b>	6	1336	101,80	100,52	1,28
<b>7</b>	6	2004	104,87	102,27	2,60
<b>8</b>	6	2672	99,98	95,11	4,87
<b>9</b>	7	668	101,50	100,63	0,87
<b>10</b>	7	1336	104,68	102,57	2,11
<b>11</b>	7	2004	103,60	99,35	4,25
<b>12</b>	7	2672	100,38	93,58	6,80
<b>13</b>	8	668	103,90	102,15	1,75
<b>14</b>	8	1336	107,80	103,51	4,29
<b>15</b>	8	2004	100,91	93,43	7,48
<b>16</b>	8	2672	102,26	91,41	10,85