

PROJETO DE DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO PARA ANALISAR O COMPORTAMENTO EM DESGASTE DE SISTEMAS DE FREIO DE VEÍCULOS LEVES

LUIZ GUSTAVO DA ROCHA CAIXETA

Atena
Editora
Ano 2020



PROJETO DE DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO PARA ANALISAR O COMPORTAMENTO EM DESGASTE DE SISTEMAS DE FREIO DE VEÍCULOS LEVES

LUIZ GUSTAVO DA ROCHA CAIXETA

Atena
Editora
Ano 2020

Editora Chefe

Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Assistentes Editoriais

Natalia Oliveira

Bruno Oliveira

Flávia Roberta Barão

Bibliotecário

Maurício Amormino Júnior

Projeto Gráfico e Diagramação

Natália Sandrini de Azevedo

Camila Alves de Cremona

Karine de Lima Wisniewski

Luiza Alves Batista

Maria Alice Pinheiro

Imagens da Capa

Shutterstock

Edição de Arte

Luiza Alves Batista

Revisão

Os Autores

2020 by Atena Editora

Copyright © Atena Editora

Copyright do Texto © 2020 Os autores

Copyright da Edição © 2020 Atena Editora

Direitos para esta edição cedidos à Atena Editora pelos autores.



Todo o conteúdo deste livro está licenciado sob uma Licença de Atribuição *Creative Commons*. Atribuição 4.0 Internacional (CC BY 4.0).

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores, inclusive não representam necessariamente a posição oficial da Atena Editora. Permitido o *download* da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

A Atena Editora não se responsabiliza por eventuais mudanças ocorridas nos endereços convencionais ou eletrônicos citados nesta obra.

Todos os manuscritos foram previamente submetidos à avaliação cega pelos pares, membros do Conselho Editorial desta Editora, tendo sido aprovados para a publicação.

Conselho Editorial

Ciências Humanas e Sociais Aplicadas

Prof. Dr. Álvaro Augusto de Borba Barreto – Universidade Federal de Pelotas

Prof. Dr. Alexandre Jose Schumacher – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso

Prof. Dr. Américo Junior Nunes da Silva – Universidade do Estado da Bahia

Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof. Dr. Antonio Gasparetto Júnior – Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais

Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília

Prof. Dr. Carlos Antonio de Souza Moraes – Universidade Federal Fluminense

Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa

Prof. Dr. Deyvison de Lima Oliveira – Universidade Federal de Rondônia
Prof. Dr. Edvaldo Antunes de Farias – Universidade Estácio de Sá
Prof. Dr. Elson Ferreira Costa – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Eloi Martins Senhora – Universidade Federal de Roraima
Prof. Dr. Gustavo Henrique Cepolini Ferreira – Universidade Estadual de Montes Claros
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionale delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Prof. Dr. Jadson Correia de Oliveira – Universidade Católica do Salvador
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Prof. Dr. Luis Ricardo Fernandes da Costa – Universidade Estadual de Montes Claros
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Marcelo Pereira da Silva – Pontifícia Universidade Católica de Campinas
Profª Drª Maria Luzia da Silva Santana – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Rita de Cássia da Silva Oliveira – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof. Dr. Rui Maia Diamantino – Universidade Salvador
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. William Cleber Domingues Silva – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Ciências Agrárias e Multidisciplinar

Prof. Dr. Alexandre Igor Azevedo Pereira – Instituto Federal Goiano
Profª Drª Carla Cristina Bauermann Brasil – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Antonio Pasqualetto – Pontifícia Universidade Católica de Goiás
Prof. Dr. Cleberton Correia Santos – Universidade Federal da Grande Dourados
Profª Drª Daiane Garabeli Trojan – Universidade Norte do Paraná
Profª Drª Diocléa Almeida Seabra Silva – Universidade Federal Rural da Amazônia
Prof. Dr. Écio Souza Diniz – Universidade Federal de Viçosa
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Fágner Cavalcante Patrocínio dos Santos – Universidade Federal do Ceará
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Prof. Dr. Jael Soares Batista – Universidade Federal Rural do Semi-Árido
Prof. Dr. Júlio César Ribeiro – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Profª Drª Lina Raquel Santos Araújo – Universidade Estadual do Ceará
Prof. Dr. Pedro Manuel Villa – Universidade Federal de Viçosa
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Profª Drª Talita de Santos Matos – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Prof. Dr. Tiago da Silva Teófilo – Universidade Federal Rural do Semi-Árido
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas

Ciências Biológicas e da Saúde

Prof. Dr. André Ribeiro da Silva – Universidade de Brasília
Profª Drª Anelise Levay Murari – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Benedito Rodrigues da Silva Neto – Universidade Federal de Goiás
Prof. Dr. Douglas Siqueira de Almeida Chaves – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro

Prof. Dr. Edson da Silva – Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri
Prof^a Dr^a Eleuza Rodrigues Machado – Faculdade Anhanguera de Brasília
Prof^a Dr^a Elane Schwinden Prudêncio – Universidade Federal de Santa Catarina
Prof^a Dr^a Eysler Gonçalves Maia Brasil – Universidade da Integração Internacional da Lusofonia Afro-Brasileira
Prof. Dr. Ferlando Lima Santos – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Prof^a Dr^a Gabriela Vieira do Amaral – Universidade de Vassouras
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Helio Franklin Rodrigues de Almeida – Universidade Federal de Rondônia
Prof^a Dr^a Iara Lúcia Tescarollo – Universidade São Francisco
Prof. Dr. Igor Luiz Vieira de Lima Santos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Jesus Rodrigues Lemos – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Jônatas de França Barros – Universidade Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. José Max Barbosa de Oliveira Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Luís Paulo Souza e Souza – Universidade Federal do Amazonas
Prof^a Dr^a Magnólia de Araújo Campos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Marcus Fernando da Silva Praxedes – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Prof^a Dr^a Mylena Andréa Oliveira Torres – Universidade Ceuma
Prof^a Dr^a Natiéli Piovesan – Instituto Federaci do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Paulo Inada – Universidade Estadual de Maringá
Prof^a Dr^a Regiane Luz Carvalho – Centro Universitário das Faculdades Associadas de Ensino
Prof^a Dr^a Renata Mendes de Freitas – Universidade Federal de Juiz de Fora
Prof^a Dr^a Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof^a Dr^a Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande

Ciências Exatas e da Terra e Engenharias

Prof. Dr. Adélio Alcino Sampaio Castro Machado – Universidade do Porto
Prof. Dr. Alexandre Leite dos Santos Silva – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Carlos Eduardo Sanches de Andrade – Universidade Federal de Goiás
Prof^a Dr^a Carmen Lúcia Voigt – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Douglas Gonçalves da Silva – Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Fabrício Menezes Ramos – Instituto Federal do Pará
Prof^a Dra. Jéssica Verger Nardeli – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho
Prof. Dr. Juliano Carlo Rufino de Freitas – Universidade Federal de Campina Grande
Prof^a Dr^a Luciana do Nascimento Mendes – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Marcelo Marques – Universidade Estadual de Maringá
Prof^a Dr^a Neiva Maria de Almeida – Universidade Federal da Paraíba
Prof^a Dr^a Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista

Linguística, Letras e Artes

Prof^a Dr^a Adriana Demite Stephani – Universidade Federal do Tocantins
Prof^a Dr^a Angeli Rose do Nascimento – Universidade Federal do Estado do Rio de Janeiro
Prof^a Dr^a Carolina Fernandes da Silva Mandaji – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof^a Dr^a Denise Rocha – Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Fabiano Tadeu Grazioli – Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Keyla Christina Almeida Portela – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso
Profª Drª Miranilde Oliveira Neves – Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia do Pará
Profª Drª Sandra Regina Gardacho Pietrobon – Universidade Estadual do Centro-Oeste
Profª Drª Sheila Marta Carregosa Rocha – Universidade do Estado da Bahia

Conselho Técnico Científico

Prof. Me. Abrãao Carvalho Nogueira – Universidade Federal do Espírito Santo
Prof. Me. Adalberto Zorzo – Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza
Prof. Me. Adalto Moreira Braz – Universidade Federal de Goiás
Prof. Dr. Adaylson Wagner Sousa de Vasconcelos – Ordem dos Advogados do Brasil/Seccional Paraíba
Prof. Dr. Adilson Tadeu Basquerote Silva – Universidade para o Desenvolvimento do Alto Vale do Itajaí
Prof. Me. Alexsandro Teixeira Ribeiro – Centro Universitário Internacional
Prof. Me. André Flávio Gonçalves Silva – Universidade Federal do Maranhão
Profª Ma. Anne Karynne da Silva Barbosa – Universidade Federal do Maranhão
Profª Drª Andreza Lopes – Instituto de Pesquisa e Desenvolvimento Acadêmico
Profª Drª Andrezza Miguel da Silva – Faculdade da Amazônia
Prof. Dr. Antonio Hot Pereira de Faria – Polícia Militar de Minas Gerais
Prof. Me. Armando Dias Duarte – Universidade Federal de Pernambuco
Profª Ma. Bianca Camargo Martins – UniCesumar
Profª Ma. Carolina Shimomura Nanya – Universidade Federal de São Carlos
Prof. Me. Carlos Antônio dos Santos – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Prof. Ma. Cláudia de Araújo Marques – Faculdade de Música do Espírito Santo
Profª Drª Cláudia Taís Siqueira Cagliari – Centro Universitário Dinâmica das Cataratas
Prof. Me. Daniel da Silva Miranda – Universidade Federal do Pará
Profª Ma. Daniela da Silva Rodrigues – Universidade de Brasília
Profª Ma. Daniela Remião de Macedo – Universidade de Lisboa
Profª Ma. Dayane de Melo Barros – Universidade Federal de Pernambuco
Prof. Me. Douglas Santos Mezacas – Universidade Estadual de Goiás
Prof. Me. Edevaldo de Castro Monteiro – Embrapa Agrobiologia
Prof. Me. Eduardo Gomes de Oliveira – Faculdades Unificadas Doctum de Cataguases
Prof. Me. Eduardo Henrique Ferreira – Faculdade Pitágoras de Londrina
Prof. Dr. Edwaldo Costa – Marinha do Brasil
Prof. Me. Eliel Constantino da Silva – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita
Prof. Me. Ernane Rosa Martins – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás
Prof. Me. Eivaldo de Sousa Costa Junior – Prefeitura Municipal de São João do Piauí
Profª Ma. Fabiana Coelho Couto Rocha Corrêa – Centro Universitário Estácio Juiz de Fora
Prof. Dr. Fabiano Lemos Pereira – Prefeitura Municipal de Macaé
Prof. Me. Felipe da Costa Negrão – Universidade Federal do Amazonas
Profª Drª Germana Ponce de Leon Ramírez – Centro Universitário Adventista de São Paulo
Prof. Me. Gevair Campos – Instituto Mineiro de Agropecuária
Prof. Dr. Guilherme Renato Gomes – Universidade Norte do Paraná
Prof. Me. Gustavo Krahl – Universidade do Oeste de Santa Catarina
Prof. Me. Helton Rangel Coutinho Junior – Tribunal de Justiça do Estado do Rio de Janeiro
Profª Ma. Isabelle Cerqueira Sousa – Universidade de Fortaleza

Profª Ma. Jaqueline Oliveira Rezende – Universidade Federal de Uberlândia
Prof. Me. Javier Antonio Albornoz – University of Miami and Miami Dade College
Prof. Me. Jhonatan da Silva Lima – Universidade Federal do Pará
Prof. Dr. José Carlos da Silva Mendes – Instituto de Psicologia Cognitiva, Desenvolvimento Humano e Social
Prof. Me. Jose Elyton Batista dos Santos – Universidade Federal de Sergipe
Prof. Me. José Luiz Leonardo de Araujo Pimenta – Instituto Nacional de Investigación Agropecuaria Uruguay
Prof. Me. José Messias Ribeiro Júnior – Instituto Federal de Educação Tecnológica de Pernambuco
Profª Drª Juliana Santana de Curcio – Universidade Federal de Goiás
Profª Ma. Juliana Thaisa Rodrigues Pacheco – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Kamilly Souza do Vale – Núcleo de Pesquisas Fenomenológicas/UFGA
Prof. Dr. Kárpio Márcio de Siqueira – Universidade do Estado da Bahia
Profª Drª Karina de Araújo Dias – Prefeitura Municipal de Florianópolis
Prof. Dr. Lázaro Castro Silva Nascimento – Laboratório de Fenomenologia & Subjetividade/UFPR
Prof. Me. Leonardo Tullio – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Ma. Lilian Coelho de Freitas – Instituto Federal do Pará
Profª Ma. Liliani Aparecida Sereno Fontes de Medeiros – Consórcio CEDERJ
Profª Drª Lívia do Carmo Silva – Universidade Federal de Goiás
Prof. Me. Lucio Marques Vieira Souza – Secretaria de Estado da Educação, do Esporte e da Cultura de Sergipe
Prof. Me. Luis Henrique Almeida Castro – Universidade Federal da Grande Dourados
Prof. Dr. Luan Vinicius Bernardelli – Universidade Estadual do Paraná
Prof. Dr. Michel da Costa – Universidade Metropolitana de Santos
Prof. Dr. Marcelo Máximo Purificação – Fundação Integrada Municipal de Ensino Superior
Prof. Me. Marcos Aurelio Alves e Silva – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
Profª Ma. Maria Elanny Damasceno Silva – Universidade Federal do Ceará
Profª Ma. Marileila Marques Toledo – Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri
Prof. Me. Ricardo Sérgio da Silva – Universidade Federal de Pernambuco
Prof. Me. Rafael Henrique Silva – Hospital Universitário da Universidade Federal da Grande Dourados
Profª Ma. Renata Luciane Polsaque Young Blood – UniSecal
Prof. Me. Sebastião André Barbosa Junior – Universidade Federal Rural de Pernambuco
Profª Ma. Silene Ribeiro Miranda Barbosa – Consultoria Brasileira de Ensino, Pesquisa e Extensão
Profª Ma. Solange Aparecida de Souza Monteiro – Instituto Federal de São Paulo
Prof. Me. Tallys Newton Fernandes de Matos – Faculdade Regional Jaguaribana
Profª Ma. Thatianny Jasmine Castro Martins de Carvalho – Universidade Federal do Piauí
Prof. Me. Tiago Silvio Dedoné – Colégio ECEL Positivo
Prof. Dr. Welleson Feitosa Gazel – Universidade Paulista

Projeto de dinamômetro inercial automatizado para analisar o comportamento em desgaste de sistemas de freio de veículos leves

Editora Chefe: Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira
Bibliotecário: Maurício Amormino Júnior
Diagramação: Natália Sandrini de Azevedo
Edição de Arte: Luiza Alves Batista
Revisão: O Autor
Autor: Luiz Gustavo da Rocha Caixeta

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (eDOC BRASIL, Belo Horizonte/MG)

C138p Caixeta, Luiz Gustavo da Rocha Caixeta.
Projeto de dinamômetro inercial automatizado para analisar o comportamento em desgaste de sistemas de freio de veículos leves [recurso eletrônico] / Luiz Gustavo da Rocha Caixeta. – Ponta Grossa, PR: Atena, 2020.

Formato: PDF
Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader
Modo de acesso: World Wide Web
Inclui bibliografia
ISBN 978-65-5706-254-8
DOI 10.22533/at.ed.548201908

1. Automóveis – Sistema de freio. 2. Dinamômetro inercial.
3. Automação. I. Título.

CDD 629.2

Elaborado por Maurício Amormino Júnior – CRB6/2422

Atena Editora
Ponta Grossa – Paraná – Brasil
Telefone: +55 (42) 3323-5493
www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br

SUMÁRIO

RESUMO.....	1
ABSTRACT.....	2
INTRODUÇÃO	3
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
PROJETO DO DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO.....	20
COMISSONAMENTO DO DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO – ENSAIOS DE FRENAGEM.....	52
CONCLUSÕES.....	79
REFERÊNCIAS.....	82
APENSOS.....	86
SOBRE O AUTOR	90

PROJETO DE DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO PARA ANALISAR O COMPORTAMENTO EM DESGASTE DE SISTEMAS DE FREIO DE VEÍCULOS LEVES

CAIXETA, L. G. DA R. 2017, Projeto de Dinamômetro Inercial Automatizado Para Analisar o Comportamento em Desgaste de Sistemas de Freio de Veículos Leves, Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia.

Considerando que o automóvel é um dos meios de transporte com maior impacto na sociedade atual, é essencial testá-lo a fim de verificar o correto funcionamento de cada uma de suas partes e sistemas, especialmente do sistema de freio, visto que se trata de um item indispensável para segurança veicular. Uma maneira de ensaiar sistemas de freio, na indústria ou em laboratório, é por meio de dinamômetro inercial, que permite estudar em detalhe seu comportamento. Neste sentido, foi realizado um projeto de modernização e automação de um dinamômetro inercial, existente no Laboratório de Tribologia da Universidade de Brasília, o que permitiu o funcionamento automático, sem a necessidade da presença e/ou ingerência de um operador. Com esse intuito, foram realizadas ações, de cunho mecânico, visando melhorar o comportamento estático e dinâmico do equipamento. Em seguida foram implementados componentes elétricos para acionar e controlar o funcionamento do dinamômetro e criado um sistema eletrônico de controle e aquisição de dados para automatizar o equipamento. Todos estes subsistemas foram integrados de tal forma que o dinamômetro pudesse ser comandado e monitorado desde um computador. Para isto, elaborou-se um *software* baseado em *LabView*, para o controle dos ensaios e aquisição de dados. Finalmente, o funcionamento do dinamômetro automatizado foi comissionado por meio de ensaios de frenagem, utilizando sistemas de freio de veículos leves, o que garantiu e confirmou que há repetibilidade nos dados coletados e reprodutividade dos ensaios realizados. Dois tipos de ensaios foram realizados: um adaptado da norma SAE J2522 e outro de condições extremas de utilização do dinamômetro. Utilizaram-se discos de ferro fundido de ligas diferentes designadas como: Fe250, FeTi e FeAC. Por fim, ao longo do comissionamento do dinamômetro foram coletados dados de: força de atrito; distância de frenagem; tempo de frenagem, temperatura e rugosidade; todos em função da pressão de acionamento do freio, do ciclo e do tipo de ensaio realizado.

PALAVRAS-CHAVE: Dinamômetro Inercial. Automação. Sistema de Freio. Ensaios de Frenagem.

PROJECT OF AUTOMATED INERTIAL DYNAMOMETER TO ANALYZE THE WEAR BEHAVIOR OF LIGHT PASSENGER VEHICLE BRAKE SYSTEMS

CAIXETA, L. G. DA R. 2017, Projeto de Dinamômetro Inercial Automatizado Para Analisar o Comportamento em Desgaste de Sistemas de Freio de Veículos Leves, [Master's thesis]. Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia.

Considering that the automobile is one of the means of transport with the greatest impact on society, it is, therefore, essential to test the correct operation of each of its parts and systems, especially regarding the brake system, an indispensable item for vehicle safety. Both at industrial and laboratory levels, a way to test brake systems is by using an inertial dynamometer, which allows studying in detail its behavior. In this sense, this project consisted in the modernization and automation of the inertial dynamometer in the Laboratory of Tribology of the University of Brasilia, allowing its automatic operation; i.e., without the presence and/or intervention of an operator. To this end, mechanical actions were carried out to improve the static and dynamic behavior of the equipment. Then, electrical components were implemented to trigger and control the operation of the dynamometer, creating an electronic system of control to automate the equipment of data acquisition. All these subsystems were integrated in a way that the dynamometer could be controlled and monitored by a computer. For that purpose, a LabView-based software was devised to control the tests and the data acquisition. Finally, the operation of the automated dynamometer was validated by brake tests, using light passenger vehicle brake systems, which guaranteed and confirmed repeatability in the data collected and tests reproducibility. Two types of tests were performed: one adapted from the SAE J2522 norm and the other testing the dynamometer in extreme conditions. In both tests cast iron disks of different alloys were used, namely, Fe250, FeTi and FeAC. Finally, throughout the whole dynamometer validation process, the following data was collected: friction force; braking distance; braking time; temperature and roughness; and all these factors depend on the brake pressure, the number of cycles and the type of test performed.

KEYWORDS: Inertial Dynamometer. Automation. Brake system. Brake Tests.

O automóvel é um dos meios de transporte com maior impacto na sociedade atual e tem entre seus itens básicos o sistema de freio (ABDI, 2009). Este por sua vez, é considerado um item de extrema importância para a segurança do veículo. Possui componentes como disco, tambor, pastilhas e lonas de freio, entre outros. Todo o sistema de freio trabalha simultaneamente e tem a finalidade de controlar a velocidade, desacelerar o veículo até a sua parada e imobilizá-lo no momento em que estiver estacionado. Para garantir uma frenagem segura é necessário que os componentes do sistema de freio atuem de forma eficiente. Com o uso intenso dos freios, causado pelos esforços e altas temperaturas, o sistema sofre desgaste natural de seus componentes. (MATOZO, 2012).

Neste sentido, o desenvolvimento de materiais para sistemas de freio automotivos é um constante desafio, devido ao aumento da potência dos motores e da capacidade de carga transportada, e das exigências cada vez maiores do mercado, principalmente de segurança e desempenho (INFANTINI, 2008).

O desenvolvimento e a avaliação do desempenho dos componentes de um sistema de freio podem ser realizados em laboratório, por meio de equipamentos específicos chamados de dinamômetros inerciais.

O dinamômetro inercial utiliza o sistema de freio do próprio veículo que se quer testar; e é capaz de gerar resultados similares aos da realidade (KRUZE, 2009). Na indústria, o dinamômetro é a máquina em que são realizados os últimos testes, de laboratório, antes dos testes em campo dos veículos (INFANTINI, 2008).

Porém, apesar de sua grande importância técnica e científica, a principal desvantagem deste tipo de equipamento é o seu elevado custo de aquisição, principalmente para o desenvolvimento de pesquisas dentro das Universidades (BRANDÃO, 2014).

Neste sentido, tendo em vista que o dinamômetro inercial é uma ferramenta fundamental para o avanço da pesquisa atual com veículos automotivos e que possibilita a realização de ensaios confiáveis de desgaste e desempenho de sistemas de freio, uma série de trabalhos estão sendo realizados em Universidades a fim de desenvolver e aprimorar bancadas de ensaio tipo dinamômetro inercial.

Destaque-se que no Laboratório de Tribologia da Faculdade Gama da Universidade de Brasília vêm sendo desenvolvidos desde 2012, vários estudos envolvendo dinamômetro inercial, entre os quais frisa-se: Dimensionamento e Validação de Dinamômetro Inercial de Freio para Veículo Baja-SAE. (CUEVA, CORREA, CAVALCANTI, BRANDÃO, 2013); Construção de um Dinamômetro Inercial para Analisar o Desempenho de Ferros Fundidos Cinzentos Utilizados em Sistemas de Frenagem de Veículos Leves. (BRANDÃO, 2014); Projeto e Construção de Bancada de Ensaios para Estudos de Sistemas de Freio de Bicicletas; (ARAÚJO, 2016).

Neste contexto em que o dinamômetro inercial é um equipamento de grande valor acadêmico, constatou-se a necessidade de um equipamento automatizado para realizar trabalhos de pesquisas.

Assim, o presente trabalho consiste na realização do projeto de modernização e automação de um dinamômetro inercial existente, utilizando como base uma bancada de ensaios de frenagem, tipo dinamômetro inercial, existente no Laboratório de Tribologia da UnB. O intuito de desenvolver a automação deste equipamento é promover a reprodutividade dos ensaios, a repetibilidade e a confiabilidade dos dados.

Objetivo Geral

A presente dissertação tem como objetivo principal realizar o projeto de modernização e automação de um dinamômetro inercial existente no Laboratório de Tribologia da Universidade de Brasília, de tal forma que por meio de um computador seja possível executar ensaios de frenagem para analisar comportamento em desgaste de sistemas de freio de veículos.

Objetivos Específicos

São objetivos específicos deste trabalho:

- Aprimorar o projeto mecânico do dinamômetro inercial visando melhorar o comportamento estático e dinâmico deste equipamento.
- Implementar um sistema elétrico que permita acionar e controlar o funcionamento do motor elétrico e do atuador pneumático do dinamômetro.
- Implementar um sistema eletrônico de aquisição de dados que permita adquirir e armazenar dados de: rotação, força de atrito e temperatura.
- Integrar os sistemas mecânico, elétrico e eletrônico de tal forma que o funcionamento do dinamômetro e a aquisição de dados possam ser comandados a partir de um computador.
- Comissionar o dinamômetro inercial automatizado, por meio de ensaios de frenagem, analisando sistemas de freio de veículos leves.

Estrutura do Texto

Esta dissertação é composta de 5 capítulos. O primeiro capítulo apresenta a introdução, isto é, a justificativa e os principais objetivos desta dissertação de mestrado. O segundo capítulo apresenta a fundamentação teórica utilizada no desenvolvimento da dissertação, abordando conceitos como dinamômetro inercial e sistemas de aquisição de dados.

No terceiro capítulo é apresentado o projeto do dinamômetro inercial automatizado. É dividido em duas etapas: a estrutural e a de automação. São definidos, ainda neste capítulo, os requisitos do projeto, a construção, os materiais utilizados e concretização de cada etapa. Por fim, neste capítulo é apresentada uma breve conclusão.

No quarto capítulo é apresentado o comissionamento do dinamômetro inercial automatizado, por meio de ensaios de frenagem, abordando a análise do comportamento em desgaste de sistemas de freio, contemplando todos os materiais e métodos utilizados, os resultados e discussões acerca de cada ensaio realizado.

No quinto capítulo são apresentadas as conclusões finais deste trabalho. As conclusões são evidenciadas em quatro partes em virtude das diferentes fases de desenvolvimento do projeto, quais sejam: a estrutural, a automação, o comissionamento e a análise de comportamento em desgaste de sistemas de freio. Por fim, são apresentadas, ainda, sugestões para trabalhos futuros.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Dinamômetro Inercial

Dinamômetro é um equipamento desenvolvido para medir forças atuantes em um sistema. Neste sentido, um dinamômetro inercial (figura 1) simula, em circunstâncias controladas, o comportamento de um veículo em movimento. Possui a capacidade de simular principalmente as condições de frenagem de um veículo. Isto ocorre graças a capacidade do equipamento de armazenar energia cinética em discos de massa inercial, ligados a um eixo que gira o disco de freio (BREZOLIN, 2007).

Segundo INFANTINI (2008), o dinamômetro inercial é a máquina que melhor reproduz as condições de frenagem de um veículo. Isso se deve principalmente por utilizar o sistema de freio original do veículo e também, por simular a energia cinética do veículo através dos discos de inércia em rotação. Geralmente são capazes de reproduzir grande parte dos procedimentos de pista.

Este equipamento é usualmente composto por três partes principais, um motor responsável por fornecer energia cinética ao sistema, um conjunto de discos de inércia que armazenam essa energia, conectados ao rotor do sistema de freio, e um sistema de freio. Seu funcionamento padrão pode ser descrito da seguinte forma: O motor elétrico acelera os discos de inércia até a velocidade desejada e durante a aplicação do freio, o motor é desligado, permitindo que o freio desacelere os discos de inércia. Este procedimento permite, então, analisar os parâmetros da frenagem em um ambiente controlado (BREZOLIN, 2007).

Uma das desvantagens do dinamômetro inercial como equipamento utilizado em pesquisas é o momento de inércia constante, já que em veículo, na prática, o momento de inércia pode variar devido a alguns fatores como a aerodinâmica e resistência a rolagem do veículo (PODORODECZKI, 2016). Outra desvantagem do dinamômetro, para os pesquisadores, é o seu elevado custo de aquisição (INFANTINI, 2008).

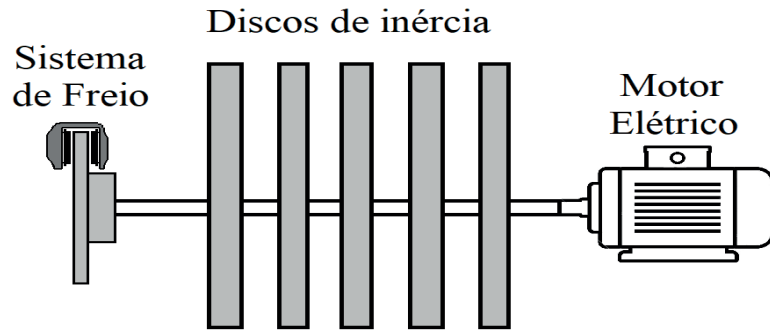


Figura 1 Representação de um dinamômetro inercial.

Em um dinamômetro inercial a energia cinética que pode ser armazenada depende do momento de inércia de suas massas inerciais. O momento de inércia em um dinamômetro pode ser expresso pela equação 2.1.

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \quad (2.1)$$

em que:

I = Momento de inércia

m = Massa dos discos de inércia

r = Raio dos discos de Inércia

A energia cinética de rotação é representada pela equação 2.2.

$$K_r = \frac{1}{2} I \cdot \omega^2 \quad (2.2)$$

em que:

K_r = Energia cinética de rotação

I = Momento de inércia

ω = Velocidade angular

Dessa forma, tem-se a energia cinética de um dinamômetro inercial, em função de sua massa inercial, do raio dos discos inerciais e da velocidade angular, expressa pela equação 2.3:

$$K_r = \frac{1}{4} m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (2.3)$$

Deste modo, o dinamômetro inercial pode simular em ambiente controlado a energia cinética de um veículo em movimento.

Motor Elétrico

Motor é um dispositivo que converte outras formas de energia em energia mecânica, de forma a impelir movimento a uma máquina ou veículo. Possui variados tipos, dentre os quais, cumpre destacar o motor elétrico.

O motor elétrico é o dispositivo responsável por transformar energia elétrica em energia mecânica. Este princípio de converter energia em trabalho é o mesmo de um motor de um automóvel, chamado de motor a combustão, a diferença é que o motor a combustão é alimentado por um combustível químico (álcool, gasolina, etc) e o “combustível” do motor elétrico é a energia elétrica (GOMES, 2016).

Um motor elétrico é constituído fundamentalmente de duas partes: o rotor que é a parte móvel girante e o estator ou carcaça que é a parte fixa da máquina (KORNRUMPF, 2017).

Quando uma bobina é percorrida por uma corrente elétrica, é criado um campo magnético orientado conforme o eixo da bobina e de valor proporcional à corrente. Este campo girante, criado pelo estator, induz tensões nas barras do rotor que geram um campo no rotor de polaridade oposta à do campo girante do estator. Como campos opostos se atraem e como o campo do estator é rotativo, o rotor tende a acompanhar a rotação deste campo (WEG, 2016).

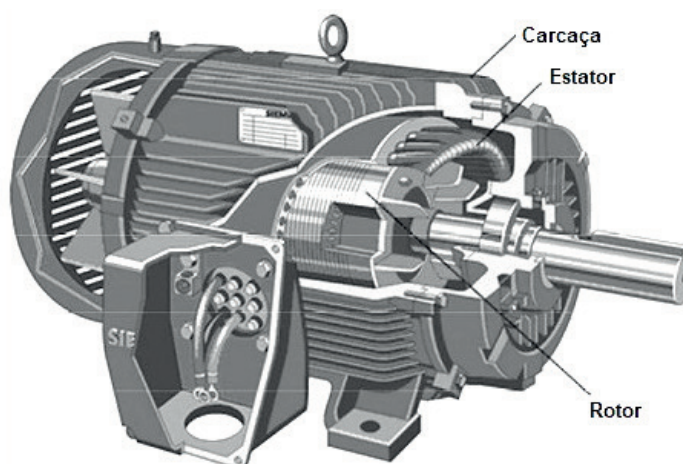


Figura 2 Motor elétrico trifásico¹.

Motores elétricos são classificados em dois grandes grupos, de acordo com o tipo de tensão que o alimenta: Motor de Corrente Contínua (Motor CC) e Motor de Corrente Alternada (Motor CA) que podem ser monofásicos ou trifásicos.

1. Motor. [capturado 15 junho de 2017]. Disponível em: (<http://fastseg.blogspot.com.br/2015/10/como-ligar-motor-trifasico-partida-estrela-triangulo.html#>)

Geralmente, motores de indução de pequena potência são monofásicos, que necessitam de dispositivos especiais para a partida, pois não possuem arranque próprio. Já os motores de maior potência, geralmente, são trifásicos de indução, têm partida própria e como exigem grande corrente da rede no momento de sua partida, usam-se dispositivos especiais para diminuí-la (GOMES, 2016).

Para um motor de indução trifásico a velocidade é definida pela velocidade de rotação do campo girante, e depende do número de polos do motor e da frequência da rede. Os enrolamentos existentes na bobina podem ser construídos com um ou mais pares de polos, que se distribuem alternadamente (um “norte” e um “sul”) ao longo da periferia do núcleo magnético (WEG, 2016).

Tendo este assunto em vista, é importante destacar alguns dos diferentes sistemas de partida de motor trifásico.

i) Partida Direta

A partida direta é a forma mais simples de partir um motor de indução, em que o motor é ligado diretamente à rede através de uma chave. Porém a corrente de partida para um motor ligado diretamente à tensão da rede é de 5 a 6 vezes maior que a corrente nominal por isso essa partida não é aconselhável para motores de grande porte (WEG, 2016).

ii) Partida Estrela – Triângulo

Esse tipo de partida possibilita uma redução de até um terço da corrente de partida do motor. Para implementação dessa forma de partida é necessário montar um circuito com três contadoras que permite trocar o fechamento do motor de estrela para triângulo e vice e versa. Porém para cargas elevadas, essa forma de partida não é recomendável, pois reduz o torque de partida para aproximadamente um terço do torque nominal, assim se o torque resistente for muito elevado, a corrente de partida poderá ser maior que na de partida direta, inclusive (WEG, 2016).

iii) Partida Eletrônica

A partida eletrônica pode ser feita a principalmente através de dois equipamentos, um *soft-starter*, ou um inversor de frequência. O *soft-starter* aplica uma tensão variável no motor durante a partida até atingir a tensão plena ao final da partida, mantendo o torque e a corrente de partida próximos do nominal. O inversor de frequência varia a frequência da fonte alimentadora através de conversores de frequência, em que o motor pode ser controlado de modo a prover um ajuste contínuo de velocidade e torque com relação à carga mecânica (CÔRTEZ, 2010).

O controle do inversor de frequência pode ser realizado de duas formas: controle escalar e controle vetorial. O funcionamento do controle escalar está baseado numa estratégia de comando chamada V/f, que mantém constante a razão da tensão pela frequência. Isso, mantém o torque do motor constante, igual ao nominal. O controle vetorial é um controle mais refinado que controla a corrente necessária para produzir

o torque requerido pela máquina. Porém esse tipo de controle exige uma maior parametrização do inversor.

Dentre os diferentes tipos de motores, as vantagens da utilização de um motor elétrico são, entre outras, o baixo custo de aquisição, a facilidade de transporte, limpeza e a simplicidade de comando (WEG, 2016).

Sistemas de Freio

Devido à influência direta na segurança automotiva, um veículo em movimento requer ajustes frequentes de velocidade durante sua operação, dessa forma, tem-se que, o sistema de freio é parte crítica de um automóvel. Segundo INFANTINI (2008), um sistema de freio pode ser definido como um dispositivo que transforma energia cinética de uma massa em movimento (rotacional ou translacional) em energia térmica.

Segundo LIMPert (1999), tem-se que as funções gerais de um sistema de freio em veículos são:

- Desacelerar ou parar o veículo.
- Manter a velocidade constante do veículo em declives.
- Manter o veículo parado.

Os três principais componentes de um sistema de freio automotivo, segundo INFANTINI (2008) são:

- O rotor (disco ou tambor de freio): que é acoplado à roda e gira solidário a ela. Esse componente recebe a maior parte da energia térmica no processo de frenagem.
- O material de atrito (pastilha ou lona de freio): essa é a parte estacionária do sistema que é pressionada contra o rotor.
- Sistema hidráulico: que é a parte que transmite para o material de atrito a força aplicada no pedal.

A configuração de sistema de freio mais difundida em veículos de passeio, consiste no sistema de freio de acionamento hidráulico que opera segundo a Lei de Pascal, que estabelece que a pressão aplicada a um fluido num sistema fechado é transmitida, total e uniformemente em todas as direções (CUEVA, 2002).

Os sistemas de freio responsáveis por efetivamente frear as rodas do veículo, apresentam variadas arquiteturas, contudo duas foram consagradas pela indústria e, atualmente, correspondem a quase totalidade dos freios utilizados em automóveis de passeio: sistemas a disco e sistemas a tambor (MATOZO, 2012).

Mesmo possuindo geometrias extremamente diferentes, estes sistemas compartilham o mesmo princípio de funcionamento, em que o material de atrito é pressionado contra o rotor, gerando uma força de atrito resultante. A força de atrito

é proporcional à força normal aplicada e o coeficiente de atrito do sistema (CUEVA, 2002).

O funcionamento destes sistemas de freio, o cilindro-mestre é acionado pelo pedal de freio quando este é pressionado pelo condutor. O cilindro-mestre, que é dotado de um reservatório de fluido hidráulico, está conectado através de dutos aos atuadores dispostos junto às rodas do veículo e nos quais os materiais de fricção são instalados. A elevação da pressão no interior dos dutos, proporcionada pelo deslocamento do êmbolo do cilindro-mestre, transfere a força aplicada pelo condutor sobre o pedal de freio aos atuadores (MATOZO, 2012).

O sistema de freio a disco (figura 3a) equipa o eixo dianteiro da grande parte dos veículos leves produzidos na atualidade, dada sua maior eficiência em condições severas de utilização, e vem sendo gradativamente aplicado também no eixo traseiro (IOMBRILLER, 2002). O de freio a tambor (figura 3b), embora menos eficiente e comparativamente mais pesado, apresenta construção simplificada e menor custo, sendo este o principal motivo de ainda ser utilizado no eixo traseiro de grande parte dos veículos de passeio com motorização de baixa potência e destinados a mercados emergentes. O freio a tambor é ainda admitido em freios traseiros em razão do menor torque frenante requerido neste eixo, uma vez que a transferência de carga para o eixo dianteiro durante a desaceleração reduz significativamente o torque limite para o travamento das rodas traseiras, condição a ser evitada para que seja mantida a estabilidade dinâmica do veículo (MATOZO, 2012).

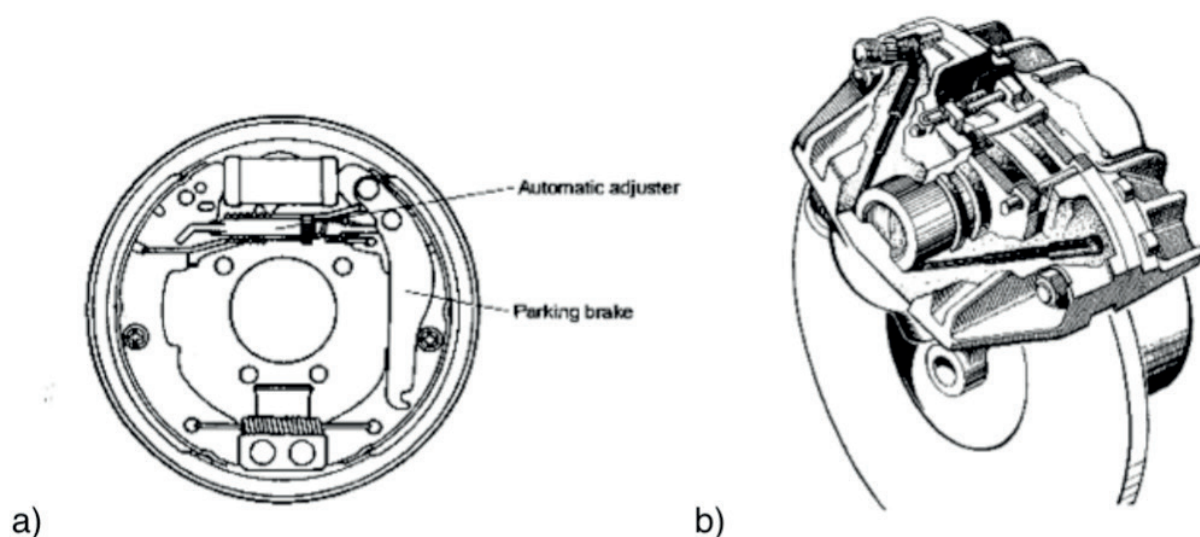


Figura 3 Configurações de sistema de freio: a) freio a Tambor b) Freio a Disco, (LIMPERT, 1999).

Entre estes dois sistemas, dá-se destaque ao sistema de freio a disco, que proporciona maior desempenho de frenagem em veículos leves (BRANDÃO, 2014).

O sistema de freio a disco é constituído por uma pinça de freio fixada à

estrutura da suspensão do veículo; por um disco fixado ao cubo de rodas que possui movimento rotacional solidário à roda do veículo; e por pastilhas de freio. A pinça possui um ou mais cilindros hidráulicos, responsáveis por comprimir as pastilhas de freio contra o disco. Estes podem estar posicionados em um único lado de sua estrutura (configuração chamada pinça flutuante) ou contrapostos (configuração chamada pinça fixa) (MATOZO, 2012).

O sistema de pinça fixa é constituído de pares de cilindros dispostos em ambos os lados do disco, como ilustrado na figura 4a, este sistema é bastante utilizado em veículos esportivos de alto desempenho em decorrência de sua construção mais robusta. Já no sistema de pinça flutuante a simetria de esforços em ambos os lados do disco de freio é garantida pela geometria do sistema, a qual permite que a pinça deslize sobre guias lineares fazendo com que o movimento de compressão induzido pelo pistão seja reproduzido no lado oposto do disco pela pinça, como ilustrado na figura 4b. Este sistema apresenta menor número de componentes, menor massa e reduzido custo de fabricação, sendo assim aplicados na grande parte dos veículos leves produzidos na atualidade (MATOZO, 2012).

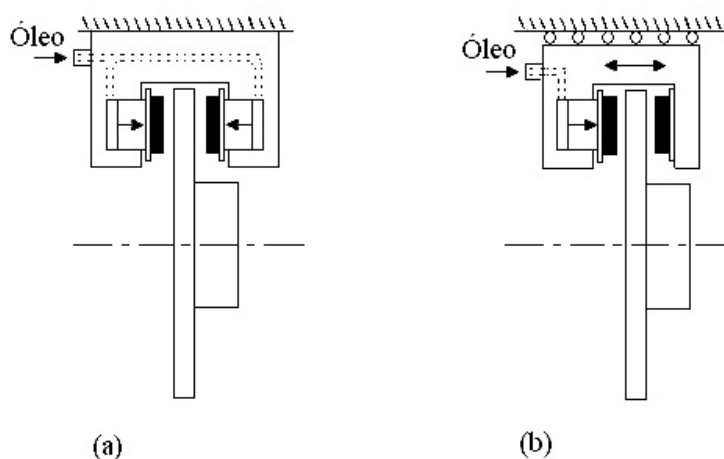


Figura 4 a) Sistema de pinça fixa, b) Sistema de pinça flutuante, (INFANTINI, 2008).

Materiais de Sistemas de Freio

Pastilhas de Freio

As pastilhas de freio são essencialmente elementos designados a provocar atrito contra a superfície do disco de freio para converter energia cinética do veículo em energia térmica (BERZOLIN, 2007). A pastilha é formada por duas partes sendo a mais espessa o material de atrito, que normalmente é conformado a quente sobre uma base metálica chamada plaqueta. A espessura da plaqueta é determinada para suportar a força máxima do pistão sem apresentar deformação (LAMB, 2008). A figura

5 apresenta um modelo de pastilha de freio.

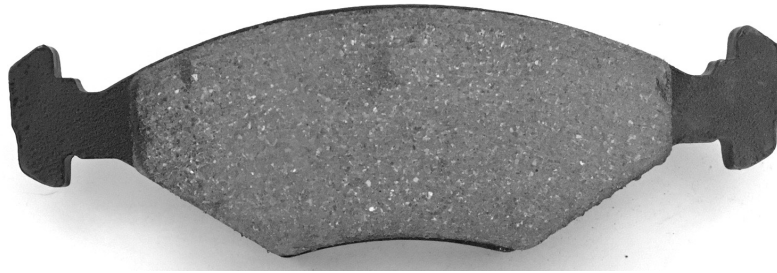


Figura 5 Modelo de pastilha de freio.

As características construtivas e propriedades físico-químicas das pastilhas são determinantes no comportamento do atrito durante a atuação destas peças, em que as taxas de desgaste dependem do sistema tribológico (BRANDÃO, 2014).

Atualmente as pastilhas de freio são produzidas sob sigilo industrial, quanto a ponto de vista estequiométrico dos componentes, bem como seu processo de manufatura, mas seus componentes podem ser identificados da seguinte forma (SERBINO, 2005):

- **Materiais estruturais**, que fornecem a resistência mecânica, geralmente são utilizados fibras metálicas, carbono, vidro, etc.

- **Aditivos**, para lubrificação e estabilização dos materiais de atrito (grafita ou sulfetos metálicos) ou para aumentar promover a limpeza das superfícies dos discos por abrasividade (alumina e sílica).

- **Carga**, para aperfeiçoar o custo de fabricação (óxido a base de silício e sulfeto de bário).

- **Aglomerantes**, para união e preenchimento dos materiais da pastilha, formando um composto termicamente estável (resinas fenólicas), em que eventualmente são adicionados antirruídos (elastômeros).

Os materiais utilizados em pastilhas e lonas também podem ser divididos em 3 grupos (LAMB, 2008): orgânicos; metálicos e a base de carbono:

- **Materiais de atrito orgânicos**: Os materiais usualmente empregados são: fibra de vidro, metais (ferro, latão cobre), cerâmica, kevlar (kevlar é o nome comercial para fibra acrílica) e celulose, rocha e diversos minerais. As resinas aglomerantes são geralmente polímeros termofixos (uma vez curados não perdem a forma e somente se decompõem a temperaturas acima da faixa de uso por degradação) e também eventualmente resinas fenólicas.

- **Materiais de atrito metálicos**: A composição básica pode ser cobre ou ferro, geralmente sintetizados e aditivados com compostos orgânicos para melhorar seu desempenho. São mais empregados em veículos de competição.

- **Materiais de atrito a base de carbono**: Elaborado a base de fibras de carbono

(fibra de carbono é diferente de grafite, o qual é usado em formulações normais como lubrificante) unido com carbono amorfo, preparados com resinas orgânicas resultando em produto com baixa porosidade, utilizado em aeronaves ou veículos militares e em veículos de competição e esportivos de alto desempenho. O material é bastante resistente ao atrito e leve, porém de alto custo.

Discos de Freio

A função do disco de freio, conforme exemplo da figura 6, é interagir com as pastilhas no sistema de freio sendo que a força de atrito resultante dessa interação transforma a energia cinética do veículo em energia térmica. A quantidade de calor produzida depende da massa do veículo, da velocidade no momento em que os freios são aplicados, da pressão de contato e do tempo de atuação (ABREU, 2013).

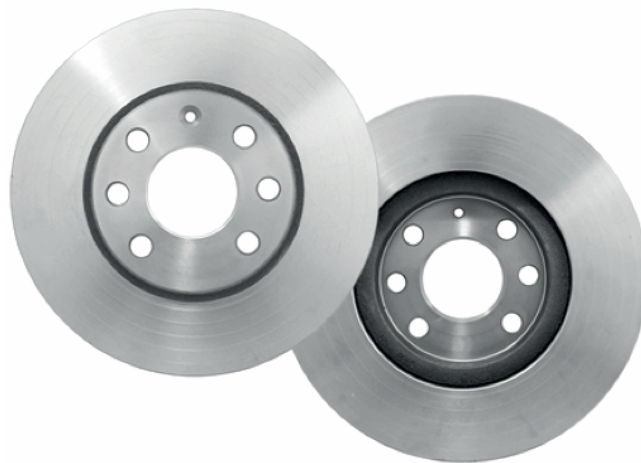


Figura 6 Discos de freio².

Considerando a função dos discos de freio, o material que compõe este elemento deve satisfazer os seguintes requisitos (BLAU, 1996):

- Deve operar com um coeficiente de atrito alto e uniforme durante o período da frenagem.
- As oscilações induzidas pelo atrito e que produzem ruído e trepidação devem ser minimizadas.
- Os materiais devem ser resistentes ao desgaste para assegurar vida longa.
- Os materiais devem ter suficiente difusividade térmica para prevenir que a interface disco – pastilha alcance temperaturas críticas, em que pode ocorrer perda de desempenho.
- Os materiais devem ser capazes de resistir às solicitações mecânicas e térmicas impostas durante a frenagem.

² Discos de Freio. [capturado 15 junho de 2017]. Disponível em: <http://pekanautopecas.com.br/wp-content/uploads/2016/06/disco-de-freio-em-santos.jpg>

A otimização de um material para discos de freio é conseguida quando se obtém uma boa relação entre condutividade térmica e resistência mecânica (CUEVA, 2002).

A composição química encontrada nos discos de freio atual varia bastante dependendo de diversos fatores, como especificação do cliente (montadora), desempenho desejado, fator econômico da disponibilidade da matéria prima, etc. Neste sentido, desde a introdução dos discos de freio no início da década de 50, muitos materiais têm sido testados para compô-los, como, por exemplo: aço, ferro fundido cinzento, ferro fundido nodular, ferro fundido vermicular e materiais compósitos de alumínio e de carbono. Entretanto, até hoje, o ferro fundido cinzento, contendo grafita do tipo A e baixos teores de ferrita e carbonetos, tem sido o material mais apropriado e de melhor conjunto de propriedades mecânicas e térmicas, utilizado na fabricação de discos de freio (COSTA, 2014).

O ferro fundido cinzento é barato e fácil de produzir em grandes volumes mantendo controladas suas propriedades, é relativamente leve, resistente e fácil de usinar, e possui boa condutividade térmica. Outra vantagem é que seu calor específico aumenta com o aumento da temperatura, fazendo com que melhore a capacidade do disco de freio de absorver energia adicional criada durante a frenagem. E finalmente o ferro fundido cinzento, devido a sua estrutura tem uma excelente capacidade de amortecimento de vibrações. Os ferros fundidos nodulares e vermiculares têm maiores níveis de resistência à tração e ductilidade, mas esses aspectos não são tão importantes quanto a condutividade térmica em discos de freio de automóveis (CUEVA, 2002).

Os ferros fundidos cinzentos apresentam uma parcela relativamente alta de carbono, na forma de grafitas em veios, formando um esqueleto contínuo. O restante do carbono apresenta-se em forma de carboneto eutetóide. Como em todas as ligas metálicas, existe uma correlação íntima entre as propriedades do ferro fundido e a sua estrutura, correlação essa que, no caso particular do ferro fundido cinzento, é mais estreita e mais complexa, tendo em vista a presença de carbono livre na forma de grafita (SERBINO, 2005). Portanto, pode se prever, com razoável aproximação, as propriedades dos ferros fundidos cinzentos, em função da sua composição química, teores de carbono grafitico, silício e forma como a grafita se apresenta, bem como a espessura que as peças podem ser produzidas. A matriz metálica dos ferros fundidos cinzentos contém ferrita e perlita (SERBINO, 2005).

Os ferros fundidos cinzentos apresentam-se dentro de uma faixa de composição química ampla. Os teores de carbono (% em massa) estão usualmente entre (2,5 e 4,0) %; os de silício entre (1,0 e 3,0) %; os de manganês entre (0,2 e 1,0) %, e os de cromo, entre (0,2 e 0,8) %. Os teores máximos de fósforo e enxofre são geralmente menores que (0,02 e 1,0) %, respectivamente (MINKOFF, 1983). Pode-se ainda adicionar elementos de liga para elevar as propriedades de resistência mecânica. A

introdução de elementos de liga e/ou a aplicação de tratamentos térmicos, modificam a microestrutura da matriz metálica, podendo dar origem a perlita fina, típica da martensita, melhorando as propriedades mecânicas (COSTA, 2014).

Aspectos de automação

Em um laboratório de ensaio de sistemas automotivos a aquisição, manipulação, visualização e armazenamento de dados estão entre as principais preocupações para a realização de trabalho de pesquisa (GESTEIRA 2014). Neste sentido, a automação tem um papel fundamental na produção e aquisição de dados, pois, consiste em conjunto de técnicas que podem ser aplicadas sobre um processo objetivando torná-lo mais eficiente.

De acordo com ROSÁRIO (2009), pode-se definir automação como um sistema que tende a aumentar a eficiência de um determinado processo, nesse sentido, automação é um sistema de equipamentos eletrônicos e/ou mecânicos que controlam seu próprio funcionamento, diminuindo a intervenção do homem (COSTA PINTO, 2005).

Desta forma, torna-se importante explicar alguns aspectos de automação.

Sistema Comando e Aquisição de Dados

Os sistemas de comando e aquisição de dados são sistemas que utilizam *software* para monitorar e supervisionar as variáveis e os dispositivos de sistemas de controle conectados através de um *hardware* de comunicação. É o conjunto de equipamentos e programas necessários para medir, transportar e converter, para o formato desejado, as informações provenientes de grandezas físicas, bem como, informações provenientes do *software* em grandezas físicas. Geralmente este sistema é composto pelos seguintes subsistemas (GESTEIRA, 2014):

- Computador
- Transdutores
- Condicionador de sinal
- *Hardware* de comunicação (Placa DAQ)
- Software

Os componentes destes sistemas incluem transdutores que convertem uma grandeza física medida em um sinal eletrônico, o qual frequentemente necessita de condicionamento, e é adquirido pelo hardware de aquisição de dados. Os dados adquiridos são normalmente monitorados, analisados e guardados em um computador, que por sua vez, pode controlar o sistema através do caminho inverso (BARBOSA, 2006).

O esquema dos subsistemas em um sistema de comando e aquisição de dados é apresentado na figura 7:

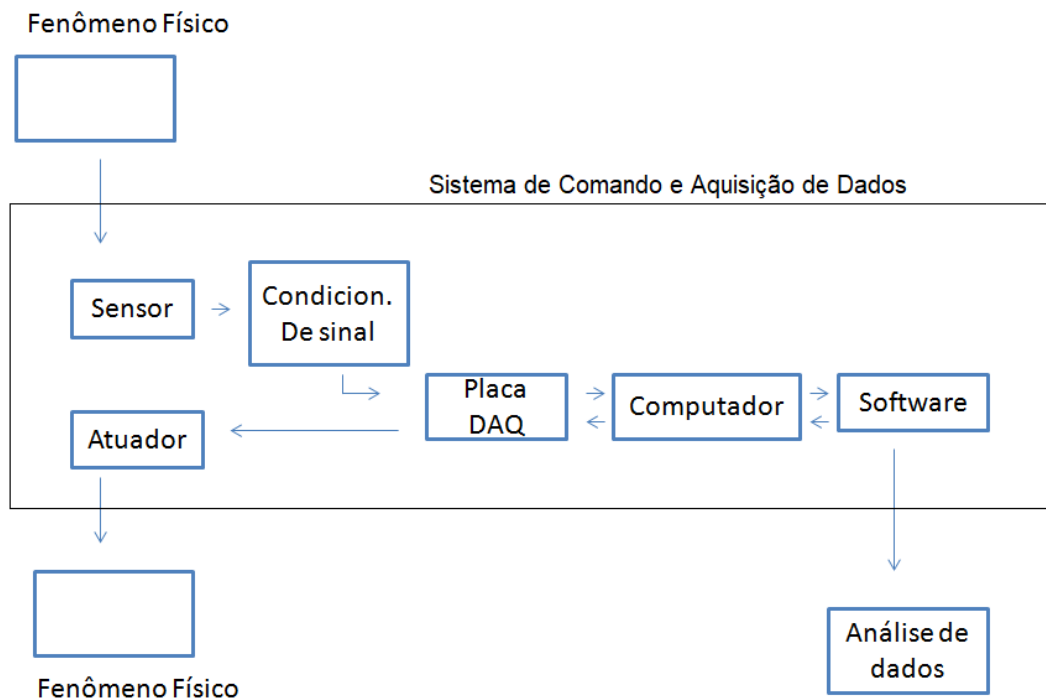


Figura 7 Esquema dos subsistemas de comando e aquisição, (OLIVEIRA, 2013).

Transdutores: São dispositivos que convertem uma forma de energia em outra para propósitos de interfaceamento com computador, ou seja, transformam fenômenos físicos em sinais elétricos mensuráveis, no qual, uma entrada ou uma saída é de natureza elétrica, tal como: tensão, corrente ou resistência (GESTEIRA, 2014).

Dentre os tipos de transdutores, destaca-se o sensor que é um transdutor eletrônico que converte uma grandeza física em um sinal elétrico, e o atuador é um transdutor eletrônico que converte energia elétrica em uma quantidade física (ROCHA, 2013).

Sensores são usados para detectar deslocamento, temperatura, velocidade, força, etc. Um fato importante de destacar quanto aos sensores é que quase todos requerem circuitos adicionais de condicionamento de sinal (ROCHA, 2013).

Condicionamento de sinal: Devido às características especiais de cada sensor, há a necessidade de um tratamento desses sinais. Desta forma, cada tipo de sensor exige um sistema especial de condicionamento. Condicionar um sinal é convertê-lo de forma adequada para interfaceá-lo com outros elementos. Em geral, deve-se aplicar as seguintes modificações nos sinais provenientes de transdutores (COSTA PINTO, 2005):

- **Amplificação:** tipo mais comum de condicionamento é a amplificação. Sinais de baixa intensidade devem ser amplificados para aumentar a resolução e reduzir o ruído. Para uma maior precisão, o sinal deve ser amplificado de forma que a máxima tensão do sinal a ser condicionado coincida com a máxima tensão de entrada do *hardware* (CASSIOLATO, 2017).
- **Isolação:** Outra característica comum no condicionamento de sinais é a isolação dos sinais dos sensores/transdutores em relação à entrada do conversor, visando a segurança. O sistema a ser monitorizado pode conter sinais de alta tensão que podem danificar o conversor. Uma razão adicional para a isolação é garantir que as leituras do equipamento de aquisição serão imunes a tensões de modo comum. Esta diferença pode levar ao que se chama curto de terra, causando imprecisão na representação do sinal adquirido; ou a diferença é tão alta que ela pode danificar o conjunto do sistema de medição (CASSIOLATO, 2017).
- **Filtragem:** é usada para reduzir componentes específicos da frequência de sinal. A filtragem é útil sempre que o sinal de interesse tem o conteúdo de frequência que é diferente do conteúdo de frequência dos sinais indesejados (ROCHA, 2013).
- **Excitação:** Alguns transdutores requerem uma tensão externa ou sinais de corrente de excitação. Os módulos de condicionamento de sinal para esses transdutores geralmente geram esses sinais (CASSIOLATO, 2017).
- **Linearização:** Outra função comum do condicionamento de sinal é a linearização. Muitos transdutores, como os termopares, têm uma resposta não-linear às mudanças das ocorrências que vão ser medidas. Deve-se conhecer a natureza do sinal, a configuração de medição e os efeitos do ambiente ao redor do sistema. Com base nestas informações, pode-se determinar qual o mais adequado condicionamento de sinal para um determinado sistema de aquisição de dados (CASSIOLATO, 2017).

Hardware de comunicação – Placa DAQ: é o dispositivo de aquisição de dados que faz a conversão dos sinais elétricos, é responsável por fazer a comunicação entre os transdutores e o computador e entre o computador e os atuadores (OLIVEIRA, 2013).

Software: É a estrutura numérica baseada em comandos, instruções lógicas e funções matemáticas, que garante um diálogo com o usuário, controla a operação do *hardware*, cria janelas de visualização e armazena os dados adquiridos (GESTEIRA, 2014).

Normas aplicadas a ensaios de frenagem para sistemas de freio

Em sua grande maioria, as normas de certificação possuem similares conjuntos de exigências para garantir uma frenagem segura. Em relação a materiais que sofrem fricção, estas normas exigem uma série de testes e ensaios a fim de averiguar pelo desgaste, coeficiente de atrito e ruído (KRUZE, 2009).

Neste sentido, cada dispositivo de ensaio (dinamômetro inercial, *chase*, *fast* e

krauss, por exemplo) possui ao menos uma norma padrão que determina os seus parâmetros de operação durante o ensaio (INFANTINI, 2008).

Assim, para os dinamômetros inerciais as principais etapas encontradas nas normas são as seguintes:

- Caracterização a verde (*Green*): primeira etapa dos ensaios realizada para avaliar o desempenho do material de fricção novo ou “verde”. Esta etapa avalia o desempenho do sistema de freio logo que os componentes chegam da fábrica.
- Assentamento: segunda etapa consiste de repetidas frenagens realizadas sob as mesmas condições de operação (pressão de acionamento, velocidade do veículo e temperaturas iniciais ou de gatilho).
- Etapas de pressão: nessa etapa são realizadas frenagens com diversas pressões de acionamento para avaliar o efeito da pressão sobre o desempenho do material de fricção.
- Etapas de velocidade: são realizadas frenagens com diferentes velocidades iniciais de modo a analisar o efeito da velocidade sobre o desempenho do material de fricção.
- Etapas de *fade*: essa etapa é realizada para avaliar o efeito da temperatura.
- Caracterização: é a etapa com condições de ensaio que variam conforme a norma, essa etapa é repetida durante o procedimento visando avaliar o desempenho dos materiais de fricção no decorrer do teste.

A norma consultada como base para a realização deste trabalho foi a norma SAE J2522, na qual estão as recomendações quanto ao procedimento de ensaios em dinamômetro inercial, sendo que este teste avalia o comportamento e a eficácia de um material de atrito em relação à pressão, temperatura e velocidade para veículos a motor, com acionamento de freio hidráulico. O principal objetivo da norma da SAE J2522 é comparar o atrito de materiais sob as condições mais iguais possíveis (SAE, 1998).

PROJETO DO DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO

O projeto de modernização e automação do dinamômetro foi realizado em duas etapas, a primeira etapa consistiu na realização do estudo, desenvolvimento e implementação dos principais componentes estruturais do dinamômetro, quais sejam o motor, os discos de inércia e o sistema de freio.

A segunda etapa, automação, consistiu na instrumentação do dinamômetro; na elaboração, desenvolvimento e implementação do sistema de aquisição e controle; bem como, na elaboração do *software*. Teve como seu propósito principal garantir a confiabilidade e repetibilidade dos ensaios de frenagem.

Antes de iniciar a descrição das duas etapas, é pertinente realizar algumas considerações iniciais a fim de promover maiores esclarecimentos no que diz respeito ao desenvolvimento do trabalho.

Considerações Iniciais

O dinamômetro inercial utilizado neste trabalho pertence ao Laboratório de Tribologia da Faculdade do Gama da Universidade de Brasília e cuja última atualização foi realizada por BRANDÃO (2014), durante o desenvolvimento de sua Dissertação de Mestrado, permitiu analisar o desempenho de ferros fundidos cinzentos utilizados em sistemas de freio.

O dinamômetro inercial construído por BRANDÃO (2014) apresentava configuração de acordo com a figura 8:

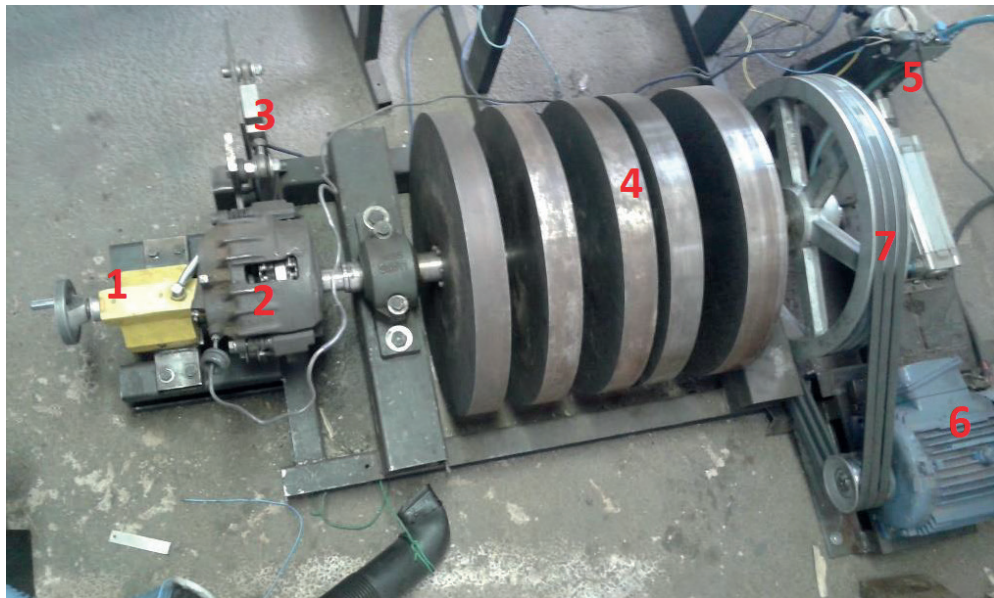


Figura 8 Condições iniciais do dinamômetro, (BRANDÃO, 2014).

- 1 - Ponta giratória de apoio ao eixo de dinamômetro.
- 2 - Pinça de Freio, Vectra 2.2 de 1994.
- 3 - Célula de carga.
- 4 - Discos de Inércia = 402 Kg (4 discos/76 Kg e 1 disco/ 98 Kg).
- 5 - Sistema pneumático de acionamento do freio com pistão de duplo estágio acionado por válvula solenoide.
- 6 - Motor elétrico WEG de 7,5 cv – 3500 rpm.
- 7 - Sistema de transmissão de três correias com relação de 5/1.

Embora o dinamômetro inercial nesta configuração fosse apto para a realização de ensaios de frenagem, a operacionalidade do dinamômetro era limitada, pois, os procedimentos de ensaio eram realizados manualmente.

Neste sentido, os ensaios eram executados da seguinte forma:

- A velocidade do dinamômetro era fixada por meio do sistema de polias acoplado ao motor elétrico.
- Os acionamentos, tanto da partida do motor quanto do sistema de freios eram realizados manualmente pelo operador, com auxílio de botões Liga/ Desliga.
- A velocidade era monitorada com um sensor de baixa precisão (utilizado em equipamentos esportivos) com display de LCD.
- A aquisição de força de atrito e de temperatura era feita por uma placa de aquisição com auxílio de um *software*, que apresentava os resultados na tela do computador.
- A tomada de decisão sobre o acionamento era feita pelo operador observando a tela de computador e o display de LCD, para que fosse realizada no momento correto.

- Para registrar os dados era necessário filmar o display e a tela do computador e repassar o vídeo cuidadosamente a fim de transcrever os dados obtidos dos ensaios.

A figura 9 apresenta o detalhe do esquema de acionamento do dinamômetro.

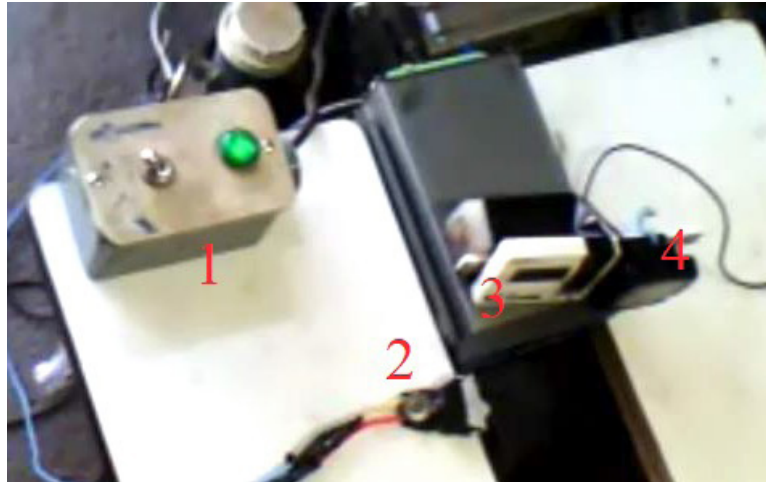


Figura 9 Detalhe do esquema de acionamento do dinamômetro 1) Acionamento do motor 2) Acionamento do freio 3) Relógio para registro do horário de realização do ensaio 4) Indicador de velocidade, (BRANDÃO, 2014).

A operação do dinamômetro, nestas condições, apresentava algumas limitações:

- Potência do motor de 7,5 cv: a potência impedia a realização de ensaios repetidos em curtos intervalos de tempo.
- Rigidez: a rigidez do sistema não permitia o uso de sistemas de freio de veículos maiores, além de geram vibrações indesejadas.
- Fixação: a fixação do dinamômetro não era adequada ao tipo de solo do laboratório.
- Acionamentos: os acionamentos manuais dificultavam a repetibilidade dos ensaios.

A fim de dar sequência a esse trabalho e implementar o novo projeto de dinamômetro inercial automatizado, algumas providências iniciais foram realizadas. Adequações físicas do Laboratório de Tribologia para que pudesse ser instalado o dinamômetro inercial automatizado, entre elas:

Instalou-se uma linha de ar comprimido para o sistema de acionamento do freio do dinamômetro.

Para a implementação do sistema elétrico de potência do dinamômetro¹ foi necessário a instalação de uma rede elétrica trifásica capaz de suportar o equipamento, conforme especificação do fabricante (WEG, 2009).

Por fim, instalou-se um quadro elétrico de distribuição exclusivo para alimentar o sistema elétrico de potência do dinamômetro e seu compressor de ar, a fim de diminuir ruídos na rede elétrica do Laboratório de Tribologia. A figura 10 apresenta

1 Inversor de Frequência WEG CFW08 e Motor Elétrico WEG de 12,5 cv.

os quadros do sistema elétrico de potência instalado, bem como o computador e o sistema de aquisição e comando do dinamômetro.

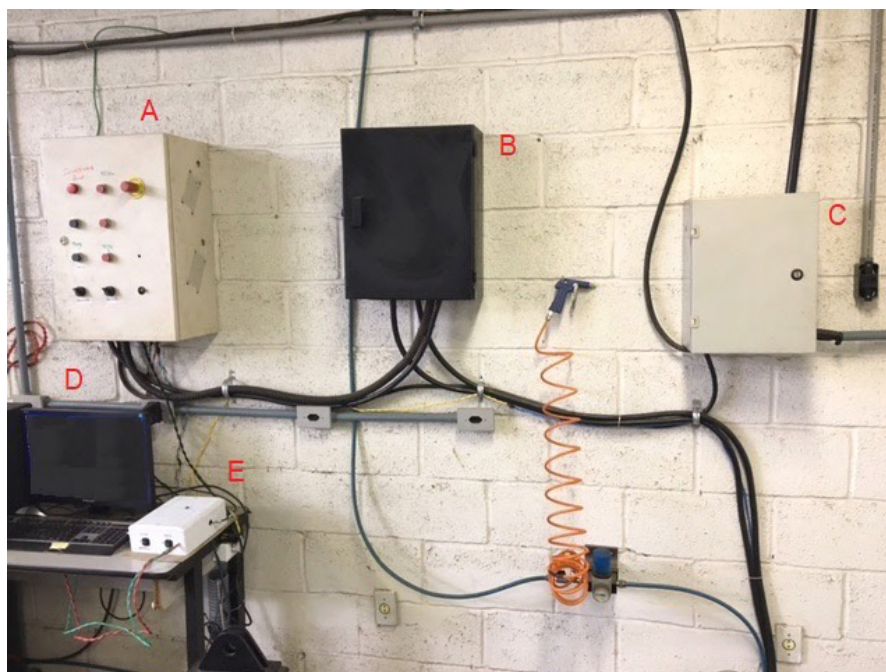


Figura 10 A) Quadro de comando, B) Quadro de contadoras, C) Quadro de distribuição, D) Computador e E) Sistema de aquisição e comando.

Projeto estrutural do dinamômetro inercial

Conforme já descrito, o dinamômetro inercial é composto essencialmente por três elementos: motor, discos de inércia e sistema de freio.

Nesta primeira etapa foram definidos alguns requisitos julgados essenciais para que o dinamômetro inercial pudesse cumprir sua finalidade principal, que é a de auxiliar na compreensão do comportamento do atrito e desgaste de sistemas de frenagem de veículos leves. Dessa forma, os principais requisitos para a adequação do dinamômetro foram:

- A estrutura do dinamômetro deve ser capaz de realizar ensaios de frenagem.
- O dinamômetro deve ser capaz de realizar ensaios independentemente do sistema de freio utilizado, ou seja, deve ser capaz de adequar-se a vários mecanismos de atuação, como por exemplo: pinça, discos, pastilhas e outros componentes utilizados nos sistemas de freio.
- O dinamômetro deve permitir a troca rápida dos corpos de prova (discos e pastilhas).
- O sistema de potência do dinamômetro deve possuir torque suficiente para realização de ensaios de frenagem.

Discos de inércia

Os discos de inércia do dinamômetro, objeto desta dissertação, já pertenciam ao Laboratório de Tribologia da UnB, todavia, cálculos foram realizados a fim de analisar o momento de inércia para verificar se a massa inercial existente se adequava a realização dos ensaios.

O dinamômetro inercial utiliza a energia cinética de rotação de suas massas inerciais para simular a energia cinética de translação de um veículo. Neste sentido, a energia cinética pode ser expressa pela equação 3.1 (HALLIDAY, 2008):

$$E_c = \frac{1}{2} m_c \cdot v^2 \quad (3.1)$$

em que:

E_c = Energia cinética

m_c = Massa

v = Velocidade linear

Desta forma, substituindo a equação 2.3 na equação 3.1, tem-se que:

$$E_c = K_r$$

Assim, obtém-se a equação 3.2:

$$\frac{1}{2} m_c \cdot v^2 = \frac{1}{4} m_d \cdot r_d^2 \cdot \left(\frac{v}{r_d}\right)^2 \quad (3.2)$$

em que:

m_c = Massa do carro

v = Velocidade linear do veículo

m_d = Massa inercial do dinamômetro

r_d = Raio dos discos de inércia do dinamômetro

Desta forma, a massa inercial do dinamômetro é expressa por:

$$m_d = 2m_c$$

Para um veículo de 1000 kg, tem-se que:

$$m_d = 2(1000 \text{ kg}) = 2000 \text{ kg}$$

A massa inercial equivalente é de 2000 kg. Contudo, o dinamômetro inercial simula apenas uma das rodas do veículo, e considerando-se ainda, que a distribuição

do peso do veículo durante a frenagem pode ser 60% para o eixo dianteiro e 40% para o eixo traseiro, tem-se que a massa inercial equivalente a uma roda do eixo dianteiro é 600 kg e a massa inercial equivalente a uma roda do eixo traseiro é 400 kg (BRANDÃO, 2014).

Dessa forma, o dinamômetro inercial possui 400 kg de massa inercial, equivalente a uma roda do eixo traseiro de um veículo leve. Assim, de acordo com a equação 2.1 o momento de inércia do dinamômetro é de 100,125 Nm².

Portanto, verifica-se que os discos de inércia instalados no dinamômetro inercial, representam, para fins de ensaio, da roda do eixo traseiro do sistema de freio de um veículo de 1000 kg.

Velocidade do Dinamômetro

Para simular o comportamento real, o dinamômetro deve ser capaz de trabalhar na faixa de velocidade equivalente à de um veículo, bem como, em faixas estabelecidas em normas de ensaio, como por exemplo a norma SAE J2522.

Para entender como a velocidade rotacional do dinamômetro simula a velocidade linear de um veículo, faz-se necessário analisar as seguintes premissas.

Um veículo em movimento retilíneo e sem deslizamento tem a velocidade tangencial do pneu do mesmo valor que a sua velocidade linear. Nestas condições, pode-se considerar que a velocidade tangencial do pneu é equivalente a velocidade do veículo.

Na hipótese de um disco de freio e um pneu em uma roda em movimento, tem-se que suas velocidades tangenciais são diferentes (ECKERT, 2017), conforme demonstra a figura 11.

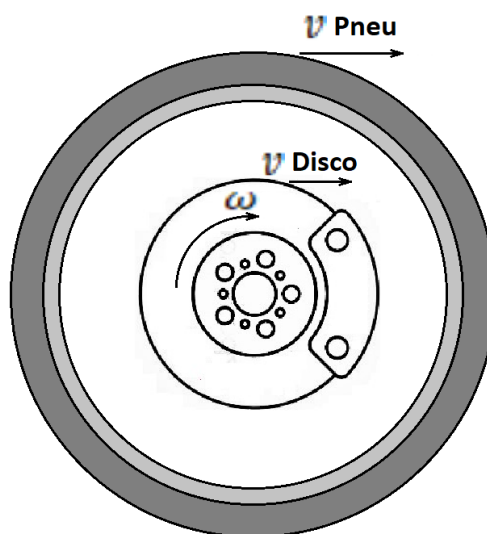


Figura 11 Velocidade angular de uma roda.

Desse modo, para compreender esse fenômeno, observa-se a velocidade angular da roda, que é a mesma para o pneu e para o disco de freio.

Assim, a velocidade angular de uma roda pode ser expressa pela equação 3.3 (HALLIDAY, 2008):

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (3.3)$$

em que:

ω = velocidade angular

v = velocidade linear

r = raio

Desta forma, é necessário para esta formulação conhecer valor do raio do pneu a ser utilizado. Assim, a partir do código gravado na lateral de pneus comerciais, pode-se obter as suas especificações técnicas e calcular seu raio externo, como exemplifica a figura 12.

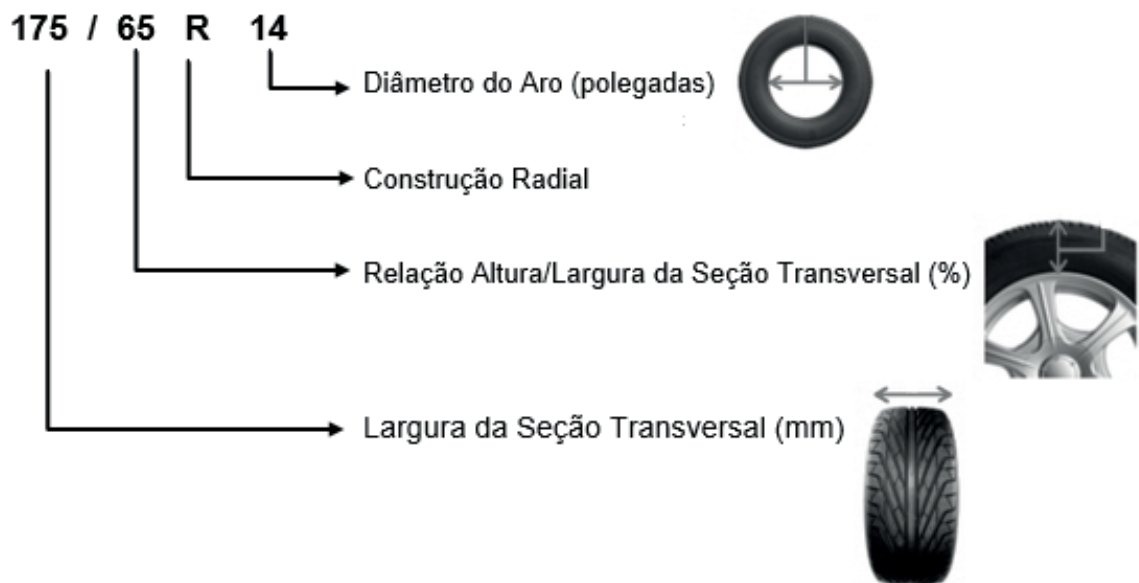


Figura 12 Especificações técnicas de um pneu, (BRANDÃO, 2014).

Deste modo, considerando que uma polegada igual a 0,0254 m, o raio de um pneu é dado pela equação 3.4 (ECKERT, 2017):

$$r = \frac{L_p A_r}{100} + \frac{0,0254 D_r}{2} \quad (3.4)$$

Em que:

L_p = Largura do pneu

A_r = Aspecto de razão

D_r = Diâmetro da roda em polegadas

Neste sentido, o raio do pneu exemplificado na figura 12 é:

$$r = \frac{0,175 * 65}{100} + \frac{0,0254 * 14}{2} = 0,295 \text{ m}$$

Assim, considerando que a unidade de velocidade angular é dada em rad/s e a velocidade linear em m/s, a velocidade angular (ω) dessa roda é expressa pela equação 3.5:

$$\omega = \frac{v}{0,295} \quad (3.5)$$

O dinamômetro inercial simula o comportamento real de um sistema de freio, para tanto, a velocidade do disco de freio no dinamômetro deve ser a mesma do disco em situação real. Dessa forma, para determinar a velocidade angular que o dinamômetro deve operar, basta substituir na equação 3.5, a velocidade (m/s) do automóvel e o raio (m) do pneu correspondente ao disco do ensaio.

Fixação do Dinamômetro Inercial

Tendo em vista a quantidade de movimento dos discos de inércia durante os ensaios, foi necessária a construção de uma estrutura de fixação da base do dinamômetro, a fim de minimizar vibrações e ruídos, bem como, proporcionar maior robustez ao dinamômetro e segurança para realização dos ensaios.

Orelhas de fixação foram soldadas à base e aparafusadas ao solo com buchas de fixação de borracha capazes de absorver vibração (figura 13).

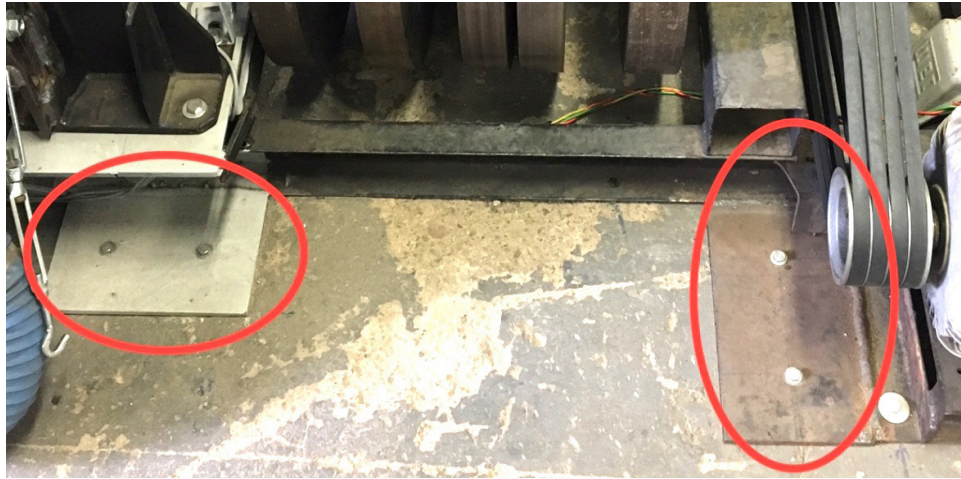


Figura 13 Orelhas de fixação do dinamômetro.

A fixação mantém segura a estrutura do dinamômetro e permite a realização dos ensaios com a massa de inércia atual. Reduziu, também, o ruído produzido pela vibração durante os ensaios.

A fixação tem, ainda, grande importância para funcionamento do sistema de automação do dinamômetro, pois, de acordo com ROCHA (2013), deve-se evitar vibrações e ruídos externos, nos sistemas de aquisição a fim de evitar erros de leitura dos sinais de aquisição.

Aumento da Rigidez do Dinamômetro

A rigidez do dinamômetro foi aumentada por meio da construção de uma estrutura metálica, em forma de arco, como mostrado na figura 14.



Figura 14 Estrutura em arco com suporte para célula de carga.

Um sistema mais robusto possibilita a utilização de maiores cargas de frenagem e viabiliza a rápida troca de conjuntos (pinça e disco) de diferentes dimensões e

veículos. O arco possui suporte de fixação para a célula de carga nos dois lados de acordo com o detalhe mostrado na figura 15, permitindo que o conjunto possa girar em qualquer sentido (horário ou anti-horário).

Para a instalação e fixação do arco foi construída uma base na estrutura do dinamômetro, como mostrado na figura 14.

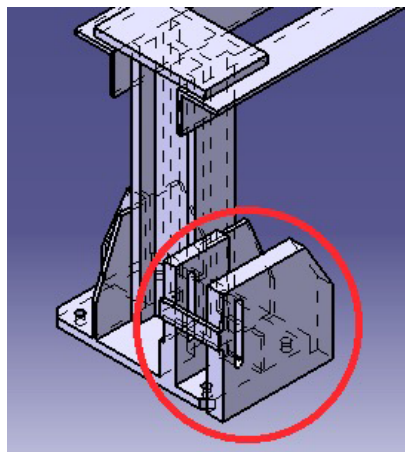


Figura 15 Detalhe do suporte de célula de carga CATIA (Vide apenas III).

Para compreender o ganho de rigidez obtido com o acréscimo da estrutura em arco, realizou-se uma análise das tensões internas do arco por meio de simulação computacional via método dos elementos finitos com o auxílio do *software* ABAQUS - *Dessault Systèmes*. Para a análise, a carga utilizada foi 10.000 N (aproximadamente o valor da carga nominal da célula de carga do dinamômetro, com fator de segurança de 2) e o elemento finito utilizado para a construção da malha foi o tetraedro de oito nós.

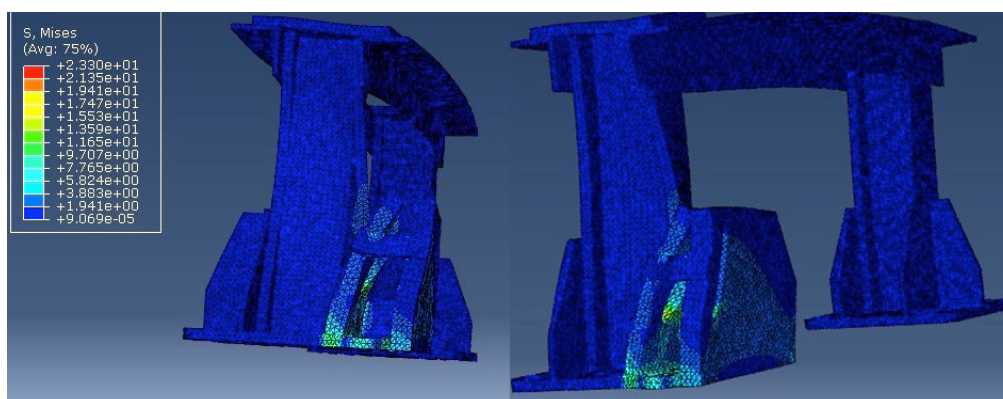


Figura 16 Estrutura em arco – Análise de tensões ABAQUS.

O ensaio mostrou que para essas condições, o valor máximo de tensão chega a 23 MPa. Pela figura 16, observa-se que as tensões máximas ocorrem nas regiões de fixação da célula de carga. Apresentando valores de tensão abaixo do limite de

escoamento do aço 1045 utilizado (SOUSA, 2017).

Ponta de Eixo Giratória

Conforme BRANDÃO (2014), durante os ensaios os esforços na ponta do eixo onde o sistema de freio é acoplado podem ser muito elevados, podendo inclusive quebrar o eixo. Para evitar esforços de flexão, construiu-se uma base maciça de suporte da ponta de eixo giratória proporcionando estabilidade e evitando que fique em balanço (figura 17).



Figura 17 Ponta de eixo giratória.

Motor

No dinamômetro inercial o motor elétrico está acoplado ao eixo dos discos de inércia através de um sistema de transmissão por polias.

Para possibilitar agilidade e aumentar a capacidade de trabalho do dinamômetro, proporcionando a robustez necessária para realizar os ensaios, tornou-se crucial a substituição do motor existente por um de maior potência. Pois, segundo BRANDÃO (2014), durante a realização dos ensaios de frenagem cíclica, o motor de 7,5 cv sofria superaquecimento pela sobrecarga, devido ao alto torque resistente e a baixa potência.

Por isto, o motor antigo de 7,5 cv foi substituído por um motor WEG de 12,5 cv (figura 18). Com o aumento da potência do motor, teve-se um ganho de até 60% de torque. Com o acréscimo de potência e de torque, tornou-se necessário também, a substituição do sistema antigo de transmissão com três correias e relação 5/1, por um sistema de quatro correias com relação de 5/2.

Em virtude da substituição do motor, o dinamômetro possui torque suficiente para a realização dos ensaios com massa de inércia de 400 kg, equivalente ao

momento de inercia de $100,125 \text{ Nm}^2$, acelerando o dinamômetro até alcançar uma velocidade angular que permita atingir 80 km/h no veículo, velocidade estipulada pela norma SAE J2522.

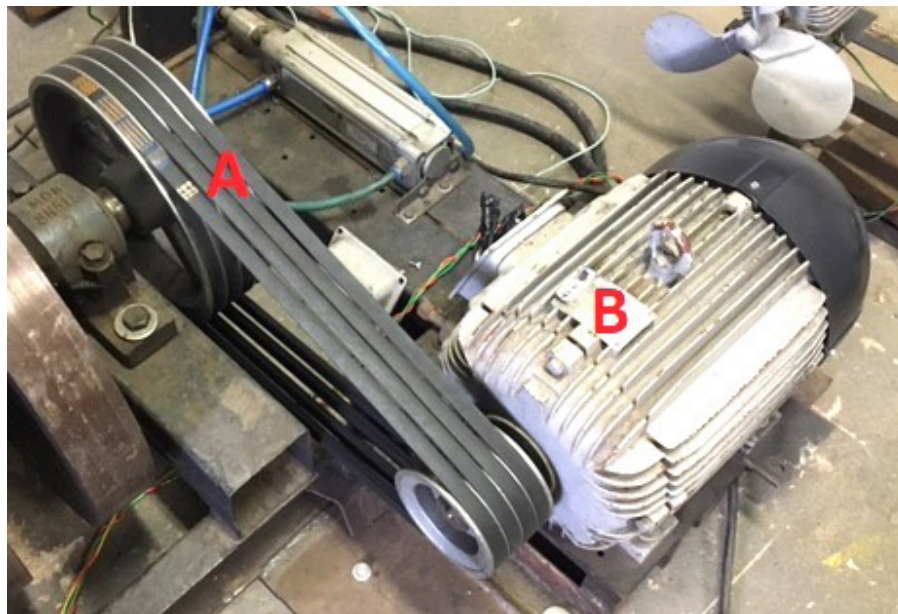


Figura 18 A) Transmissão por polia e correias B) Motor elétrico.

Partida do Motor Elétrico

A partida no dinamômetro inercial consiste em retirar os discos de inércia do repouso acelerando-os até a velocidade de trabalho.

Por conta da elevada carga inercial do dinamômetro e devido aos repetidos acionamentos do motor elétrico ao longo da realização dos ensaios, a partida do motor elétrico é um ponto crucial para o dinamômetro inercial, pois a corrente de partida de um motor elétrico é muito mais alta que a corrente nominal do motor (WEG, 2016).

Por conta da elevada carga inercial, o dinamômetro possui um sistema de partida eletrônica com inversor de frequência, que permite uma corrente de partida da ordem da corrente nominal, e que acima de 4 Hz permite obter um torque de até 150% do nominal (WEG, 2009).

A suave operação de um motor elétrico tem impacto positivo em todo o conjunto mecânico evitando folgas e desalinhamento que são os principais causadores de sobrecarga térmica e manutenções corretivas. O funcionamento desta máquina fora dos padrões de normalidade podem anular os benefícios da utilização de um motor de alto rendimento (GOMES, 2016).

O inversor de frequência é um dispositivo que controla a velocidade de rotação do motor elétrico, a partir da variação da frequência da tensão de alimentação do

motor.

Desta forma, o dinamômetro foi equipado com um inversor de frequência modelo CFW 08 (figura 19) para controlar a velocidade de rotação do motor, possibilitando, assim, a adequação da velocidade de acordo com o teste a ser realizado e/ou em conformidade com os possíveis modelos de conjuntos de freio a serem testados.

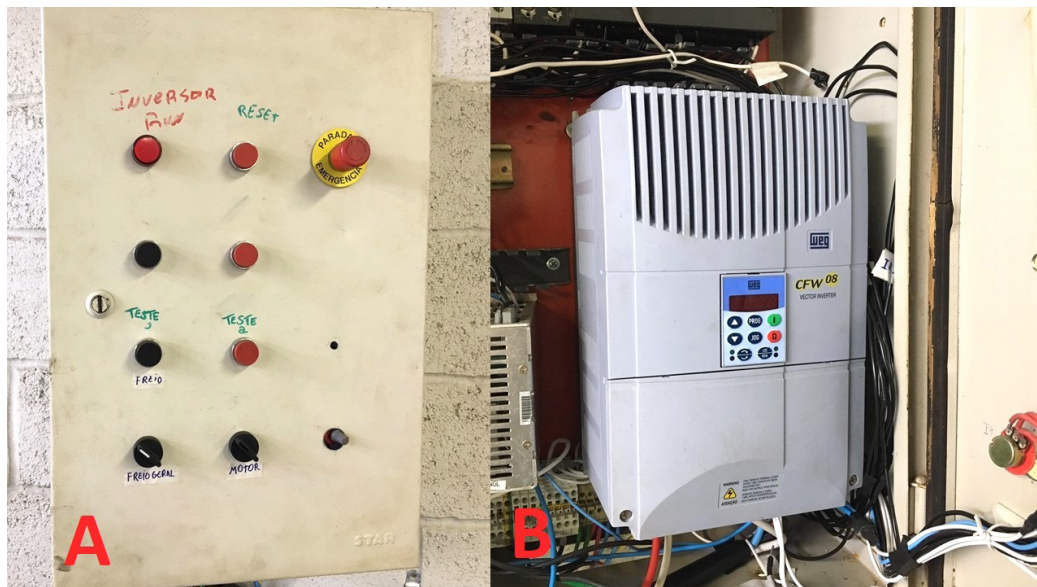


Figura 19 Painel de comando A) fechado; B) aberto.

Com o inversor foi possível também, a realização de um grande número de ciclos de ensaios por hora. A partir da programação do inversor é possível definir uma rampa de aceleração com parâmetros adequados às partidas com carga inercial elevada. Sem o inversor de frequência, a partida direta do motor gera grandes correntes de partida e aquecimento excessivo, diminuindo, assim, a vida útil dos componentes do motor, com risco de o queimar, o que pode limitar os ensaios a serem realizados no dinamômetro (CÔRTEZ, 2010).

O método de controle definido para o inversor de frequência foi o método de controle vetorial, pois possui elevada precisão de regulação de velocidade, alta performance dinâmica, controle de torque linear e operação suave em baixa velocidade, sem oscilações de torque, mesmo com variação de carga (CÔRTEZ, 2010).

O inversor é instalado em um painel de controle com a opção de partida manual através de botões de comando do painel e com a opção de partida remota automatizada.

O inversor é alimentado por uma rede trifásica de 380 v, com corrente nominal de 24 A. Já o motor de 12,5 cv tem uma corrente nominal de 18,5 A.

A fim de proteger o sistema, foi instalado um painel de contadoras entre o inversor e o motor elétrico. Este sistema é independente e foi criado para impedir

que o operador acione acidentalmente o motor elétrico.

Com a troca do motor elétrico e a instalação do inversor de frequência obteve-se um ganho de quase uma vez e meia de torque em relação ao sistema anterior de 2014.

Sistema de Freio

O sistema de freio do dinamômetro é composto por pastilhas, disco e uma pinça de freio, responsável por pressionar as pastilhas contra o disco (figura 20).



Figura 20 Pastilha de freio.

O sistema de fixação do discos de freio ao eixo do dinamômetro foi projetado a fim de possibilitar a rápida troca dos corpos de prova (discos e pastilhas de freio) na realização dos ensaios. Os discos de freio utilizados, são equipados com flanges de fixação de encaixe rápido que são presas ao eixo por uma porca (figura 21). Esse sistema de fixação permite ainda a utilização de discos de dimensões variadas.

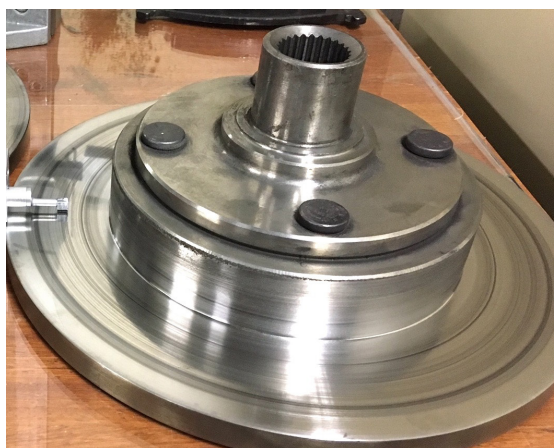


Figura 21 Disco de freio com flange instalado.

Um conjunto de pinça de freio de um Fiat Palio 1.0, modelo 96/97 (figura 22), foi instalado no dinamômetro. Este modelo foi selecionado, pois se adequa perfeitamente aos corpos de prova doados ao Laboratório de Tribologia para pesquisa, e também sistema de freio proposto nessa dissertação, sistema de freio de veículos leves (HIPPER FREIOS, 2012).



Figura 22 Conjunto de pinça e disco.

Visando a versatilidade da bancada de teste, a estrutura do dinamômetro permite a instalação de diferentes modelos de pinça e discos de freio em cada ensaio, sendo possível, inclusive, a instalação de sistema de freios de caminhonetes e motos.

Sistema de Acionamento do Freio do Dinamômetro Inercial

No dinamômetro inercial o sistema de acionamento freio é composto por uma válvula reguladora de pressão, instalada na linha de ar comprimido, conectada a uma válvula solenoide, instalada no suporte de um atuador pneumático, responsável por aplicar força no sistema hidráulico do freio.

O sistema pneumático é composto por um pistão de duplo estágio da Festo (atuador pneumático), com embolo acionado por uma válvula solenoide de 5/2 vias com retorno por mola e êmbolo de 50 mm (figura 23), esse sistema permite o acionamento automático dos freios.

Para controlar pressão utilizada nas frenagens o dinamômetro possui uma válvula reguladora de pressão, na linha de ar comprimido, que aciona o êmbolo do pistão.

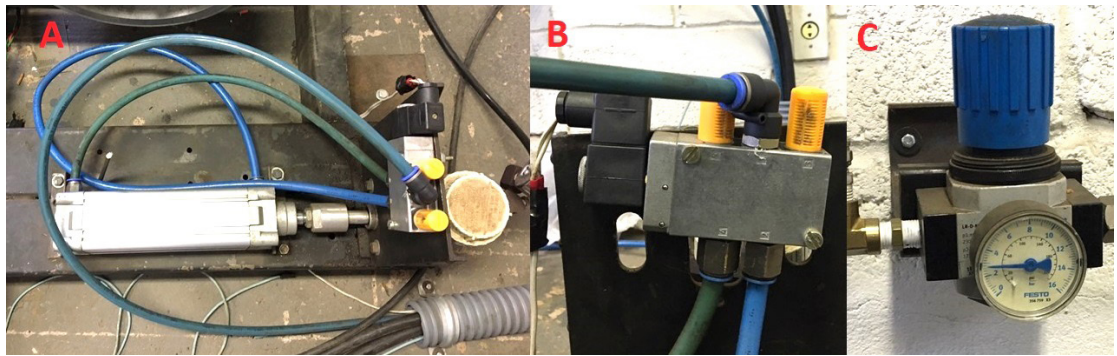


Figura 23 A) Atuador pneumático B) Válvula solenoide C) Válvula reguladora de pressão.

A fim de possibilitar as constantes trocas de corpo de prova, que necessitam que se desmonte a pinça de freio, o sistema hidráulico possui uma mangueira flexível de alta pressão, a pressão no sistema é acompanhada através de um manômetro instalado, junto ao reservatório de fluido hidráulico.

O sistema de acionamento possui a opção manual no painel de controle e a opção de acionamento remoto automatizado. O sistema de acionamento manual no painel de controle foi construído de forma a oferecer duas possibilidades de acionamento do freio: uma com botão pulsador, normalmente aberto e outra com uma chave liga-desliga, com contatos normalmente abertos para acionamento do freio e contatos normalmente fechados para acionamento do motor. Desta forma, desliga-se o motor e se aciona o freio simultaneamente. Esse sistema possibilita operações mais simples do dinamômetro, até mesmo sem o computador.

Ventilação

A energia térmica produzida pelo atrito no disco de freio durante a frenagem, segundo DAY & NEWCOMB (1984), é transferida principalmente para o ambiente pelas faces livres do disco.

Esta transferência de calor ocorre principalmente com a movimentação do veículo. De acordo com IOMBRILLER (2002), a ventilação forçada, permite simular esse fenômeno em laboratório e aumenta o desempenho do sistema de freios, proporcionando uma maior força de atrito.

Deste modo, para aproximar as condições de ensaio das condições reais, o dinamômetro foi equipado com um soprador direcionado para o disco de freio em rotação. O ventilador Dayton Blower Modelo 4C129 com rotor 10 5/8" possui motor de 1 1/3 cv com rotação de 1725 rpm que proporciona uma vazão de 10 m³/min (BRANDÃO, 2014).

Separadamente, para evitar o superaquecimento do motor e possibilitar os ensaios de frenagem, foi também montada uma nova estrutura de ventilação forçada para o motor elétrico. Por questões de segurança, os dois sistemas são equipados com uma chave com contato de selo para ligar/desligar os ventiladores, de tal forma

que, quando a energia é cortada, o circuito se abre impedindo que os ventiladores possam ser ligados inadvertidamente (figura 24).



Figura 24 Ventilação do dinamômetro.

Conclui-se, portanto, que nesta primeira etapa os requisitos julgados essenciais para que o dinamômetro inercial pudesse cumprir sua finalidade principal foram atingidos, visto que:

- A estrutura do dinamômetro, já na primeira etapa, permitiu a realização de ensaios de frenagem, em virtude da implementação do sistema elétrico de potência, do sistema de acionamento de freio, bem como, da robustez de sua estrutura.
- O dinamômetro é capaz de realizar ensaios independentemente do sistema de freio utilizado, em virtude da fixação flexível da célula de carga na estrutura em arco que suporta diferentes arranjos de montagem de sistemas de freio. A versatilidade de ensaios também é permitida em razão do ajuste de velocidade e do sistema de fixação do disco de freio ao eixo de rotação dos discos de inércia.
- O dinamômetro permite a troca rápida dos corpos de prova (discos e pastilhas), em virtude do sistema de fixação do disco de freio ao eixo de rotação dos discos de inércia, bem como, da linha hidráulica flexível de acionamento do embolo da pinça de freio.
- O sistema de potência do dinamômetro, em virtude da combinação do motor instalado em conjunto com o inversor de frequência, obteve ganho de torque de quase 150%. Assim, seu torque é suficiente para realização de ensaios de frenagem.

Projeto de automação do dinamômetro inercial.

Após a primeira etapa, foi realizada a automatização do dinamômetro a fim de garantir repetibilidade dos ensaios e a precisão dos resultados. Nesta etapa são descritos os diversos sistemas e tecnologias empregadas para automação do dinamômetro inercial.

Para a automação do dinamômetro, foram definidos uma série de requisitos de forma que fosse possível a realização de ensaios de frenagem baseados na norma SEA J2522 e que pudesse também realizar uma sorte de outros ensaios que pudessem ser realizados, no futuro, por outros pesquisadores do Laboratório de Tribologia da Universidade de Brasília. Os requisitos do *software* foram definidos como:

- A operacionalidade da máquina deve ser simples e racional, com interfaces computacionais claras e intuitivas.
- O dinamômetro deve ser capaz de realizar os ensaios automaticamente sem a necessidade da interferência humana.
- O dinamômetro deve, entre outras, ser capaz de realizar ensaios baseados na norma SAE J2522.

Dessa forma, a automação do dinamômetro foi feita de forma que, o dinamômetro possa adaptar-se a diversos modelos de sistema de freio e normas sem necessidade de um novo programa para isso. Assim, a operação do dinamômetro foi realizada de forma que não dependa de intervenção humana durante os ensaios de frenagem. Por este motivo, a automação foi construída em malha fechada, e a comunicação de seus sistemas é feita de acordo com a figura 25.

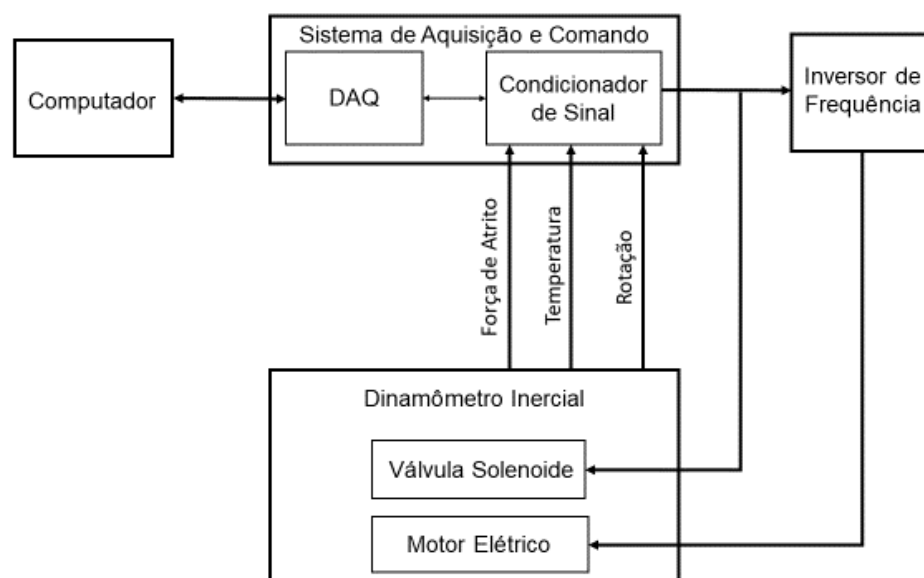


Figura 25 Diagrama de blocos do dinamômetro inercial.

Instrumentação do Dinamômetro Inercial

Para a instrumentação do dinamômetro inercial, foram criados sistemas de aquisição: de temperatura, de rotação, força de atrito, bem como, sistemas de comando de acionamento do freio e motor elétrico.

Para propósitos de interfaceamento com um computador, normalmente, usa-se um transdutor eletrônico, no qual uma entrada ou uma saída é de natureza elétrica, tal como tensão, corrente ou resistência. O transdutor é um dispositivo que converte uma forma de energia para outra (ROCHA, 2013).

Os sensores são transdutores eletrônicos que convertem uma quantidade física em um sinal elétrico. O atuador é um transdutor eletrônico que converte energia elétrica em quantidade física. É um elemento essencial em sistemas de controle (ROCHA, 2013).

Os sinais elétricos provenientes dos transdutores podem apresentar ruídos excessivos ou potência excessiva para serem medidos diretamente pelo sistema de aquisição de dados. Os circuitos de condicionamento, também chamados de condicionadores de sinal, colocam o sinal em um formato adequado para a entrada de um sistema de aquisição de dados, ou para um atuador. Estes circuitos podem incluir amplificação, atenuação, filtragem, e isolamento ou podem ser projetados para medição de tipos de sensores específicos (GESTEIRA, 2014).

Sistema de Aquisição de Temperatura

O sistema de aquisição de temperatura possui duas entradas para termopar do tipo K. O termopar é um transdutor que utiliza o efeito termoelétrico em dois metais diferentes que estão em contato elétrico, produzindo uma diferença de potencial, entre eles, em função da temperatura. O material da junção do termopar do tipo K é composto pelas ligas Chromel/Alumel² (WERNECK, 1996).

Os fabricantes fornecem tabelas que indicam as tensões dos termopares para cada grau centígrado dentro da faixa de medição de temperatura do sensor, conhecendo-se a curva ou a tabela equivalente do termopar, basta medir a tensão do termopar e associá-la à temperatura equivalente. A faixa de medição do termopar tipo K vai de -140 °C até 1340 °C.

O dinamômetro foi equipado com um termopar do tipo k com isolamento elétrico mineral³. O termopar do tipo k possui um bom tempo de resposta, porém por conta do isolamento mineral, o tempo de resposta é ligeiramente maior quando comparado com um termopar sem isolamento, o que gera um atraso nos dados de temperatura. Este isolamento é necessário para que se isole eletricamente o sinal de aquisição

2. Chormel: 90% Ni/10% Cr

Alumel 96% Ni/ 2% Mn/ 2% Al

3. O isolamento elétrico foi necessário, pois devido a estrutura elétrica do prédio, existe a possibilidade de fuga de carga de aterramento o que pode danificar o hardware de aquisição de dados.

de temperatura em relação as cargas elétricas da bancada (CASSIOLATO, 2017).

No dinamômetro a temperatura das pastilhas de freio é adquirida pelo termopar inserido na pastilha de freio do sistema como ilustrado na figura 26.

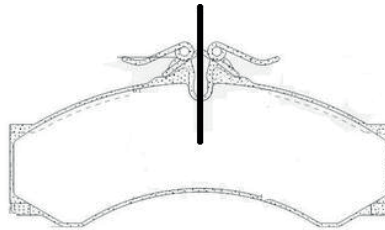


Figura 26 Ilustração do termopar tipo K inserido na pastilha de freio, (BRANDÃO, 2014).

O sinal gerado por este tipo de transdutor necessita ser tratado de três formas:

1) O sinal tem uma amplitude muito baixa para os canais de aquisição da placa de aquisição de dados e por isso necessita ser amplificado. Assim, para realizar a amplificação do sinal utilizou-se um amplificador INA118, no circuito de condicionamento de sinal, figura 27 (TI, 2016).

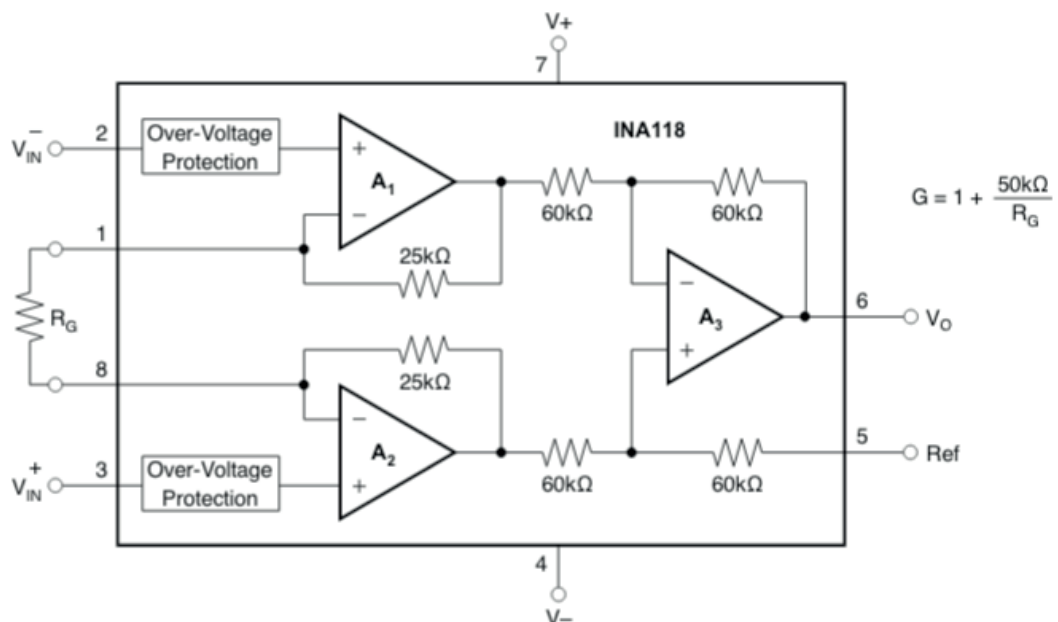


Figura 27 Circuito simplificado de amplificação de tensão INA118, (TI, 2016).

2) Para este transdutor é necessário fazer uma compensação de junta fria a fim de compensar o sinal de temperatura entre a junção na extremidade do termopar e a temperatura ambiente. Para tanto foi utilizado um sensor de temperatura LM35 (TI, 2016).

3) A tensão de saída do termopar não é linear, com isso, tornar-se necessário linearizar a saída para que a tensão de saída possa ser convertida para temperatura em Celsius de maneira mais precisa. A linearização e conversão de tensão de saída

foi realizada segundo a especificação ITS-90, (1990).

Sistema de Aquisição de Velocidade de Rotação

A velocidade de rotação do dinamômetro é medida através de um sistema composto por um transdutor de rotação do tipo relutância variável produzido pela *Magneti Marelli* e seis ímãs de neodímio espaçados 60° entre si, posicionados em um dos discos de massa inercial, figura 28 (DRIFT, 2015).

Os sensores de relutância variável, popularmente conhecidos como sensores magnéticos, são sensores passivos, isto é, não necessitam de alimentação para seu funcionamento.

O funcionamento desse sensor é dado pela variação de fluxo magnético produzido pela passagem de um ímã, o que induz uma tensão elétrica no sensor. Esse tipo de transdutor possui uma saída de tensão analógica em que a amplitude e a frequência variam proporcionalmente à velocidade de rotação dos ímãs. Assim, devido ao fato de os intervalos entre a tensão máxima e mínima serem cada vez menores a medida que a velocidade de rotação cresce, a amplitude do sinal também aumenta com a velocidade (WERNECK, 1996).

Com estes tipos de sensores é possível extrair dados de velocidade linear, velocidade angular e posição angular (DS, INFORMATIVO).

Dessa forma esse tipo de transdutor precisa de um condicionamento de sinal para evitar tensões excessivas no sistema de aquisição de dados.



Figura 28 Transdutor de rotação.

Para o controle velocidade de rotação dos discos de inércia foi utilizado apenas a frequência do sinal, assim, a amplitude do sinal de saída pode ser alterada desde que a frequência seja a mesma. A fim de evitar excesso de tensão do sinal e queima da placa de aquisição de dados, usa-se um filtro de diodo zener modelo 1N4733 com

tensão de corte de 4,7 v. Dessa maneira o sinal de saída apresentará uma tensão máxima de 4,7 v (BLGALAXY ELETRICAL, 1998).

Além de ter baixo custo de aquisição, este sistema oferece medição da velocidade sem contato, com grande durabilidade e robustez, apresenta ainda, excelente repetibilidade e sua resolução depende, praticamente, apenas do sistema de medida utilizado (WERNECK, 1996).

Sistema de Aquisição de Força de Atrito

O sistema de medição de força de atrito é composto por uma célula de carga de aço inox com capacidade para até 500 Kgf acoplada à pinça de freio. A pinça é presa a um suporte, de forma triangular pivotado em seu vértice inferior e presa por parafusos de tensão que ligam a pinça à célula de carga e ao arco de fixação como mostra o esquema da figura 29.

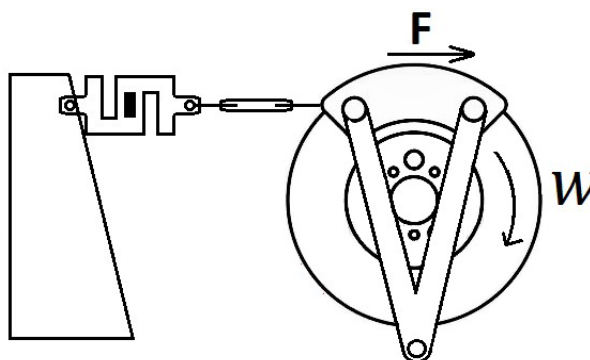


Figura 29 Esquema da montagem da célula de carga.

O sinal desse dispositivo resistivo vem da variação de sua resistência elétrica com sua deformação gerada por tração ou compressão. Instalado dentro da célula de carga existe uma ponte de *wheatstone* completa feita com quatro extensômetros. Ao excitar-se duas extremidades opostas da ponte de *wheatstone*, obtém-se variação no sinal de tensão em função da força aplicada sobre a célula, devido a variação da resistência dos extensômetros. Por esta propriedade, a tensão do sinal de saída é extremamente baixa em comparação com tensão do sinal de entrada, necessitando assim, de amplificação do sinal (GESTEIRA, 2014).

Para ampliar o sinal de saída da célula de carga utilizou-se o amplificador INA125, de acordo com o diagrama da figura 30.

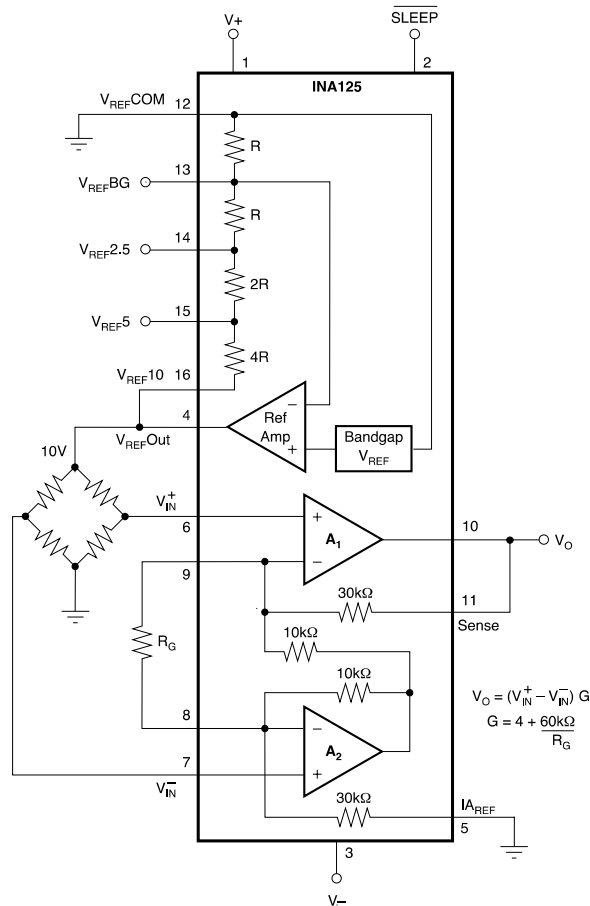


Figura 30 Circuito simplificado de amplificação de tensão INA125, (BB,1998).

Calibração da célula de carga:

A calibração da célula e carga de 500 kgf foi realizada de acordo com o sistema apresentado na figura 31.

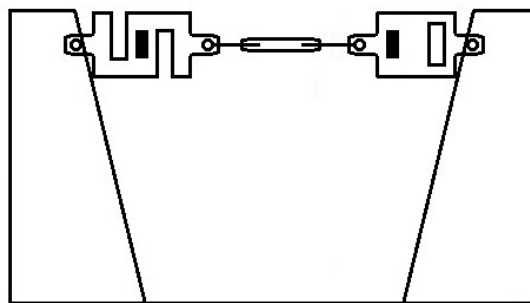


Figura 31 Esquema da montagem da calibração célula de carga.

O sistema foi instalado com uma balança de precisão montada em série com a célula de carga, ligadas por um parafuso de tensão, de forma a submetê-las a mesma tração resultante. Ao apertar o parafuso de tensão, este exerce uma força de tração em todo o sistema. O sistema foi montado no próprio arco de fixação onde a célula de carga foi instalada, de forma a manter a mesma orientação, e condições

de medição de força de atrito.

Sistema de Acionamento (relês)

O sistema de comando do dinamômetro possui dois relês responsáveis pelo acionamento do inversor de frequência e do freio, o relê é um dispositivo que atua como um interruptor eletromecânico, e possui três partes básicas: uma bobina, um conjunto de contatos e uma mola de rearme.

Quando uma corrente elétrica flui pela bobina, cria-se um fluxo magnético que muda o estado do conjunto de contatos mudando, assim, a posição da chave. Quando a bobina é desenergizada a mola de rearme volta a chave para o seu estado natural. Os relés são usados para diversas aplicações, pois permitem que dois circuitos interajam sem existir transferência de corrente elétrica entre eles, dessa forma, circuitos de menor potência podem controlar circuitos de maior corrente e vice-versa.

Sistema de Aquisição de Dados

Em conformidade com os requisitos definidos para automação do dinamômetro, um sistema de aquisição de dados e comando, em malha fechada (com retroalimentação) baseado em PC, gerencia todos os processos que são realizados pela máquina. O sistema tem como base, um módulo USB NI 6009 - *National Instruments* com 8 *single-ended/4 differential* entradas analógicas (14 bits, 48kS/s), e 2 saídas analógicas (12 bits, 150 kS/s). Este módulo possui faixa máxima de tensão entre -10V e 10V e faixa mínima entre -1V e 1V (figura 32).



Figura 32 Módulo USB NI 6009, (NI, 2014).

O módulo de comando e aquisição de dados é o equipamento que possibilita a comunicação entre o *software* e o sistema físico do dinamômetro. O módulo é conectado ao computador através de uma porta USB, sendo capaz de adquirir e armazenar dados em tempo real. É montada junto a uma placa condicionadora

de sinal em uma caixa compacta e móvel, para que possa ser utilizado em outras bancadas de ensaio.

Ainda com esse objetivo, o sistema de aquisição e comando possui duas saídas de comando com acoplamento rápido que são responsáveis pela partida do motor e pelo acionamento do freio. A alimentação da caixa é *bivolt* com chave de acionamento (on/off), possui, também, uma chave responsável por liberar o acionamento do motor e outra chave por liberar o acionamento do freio (figura 33).

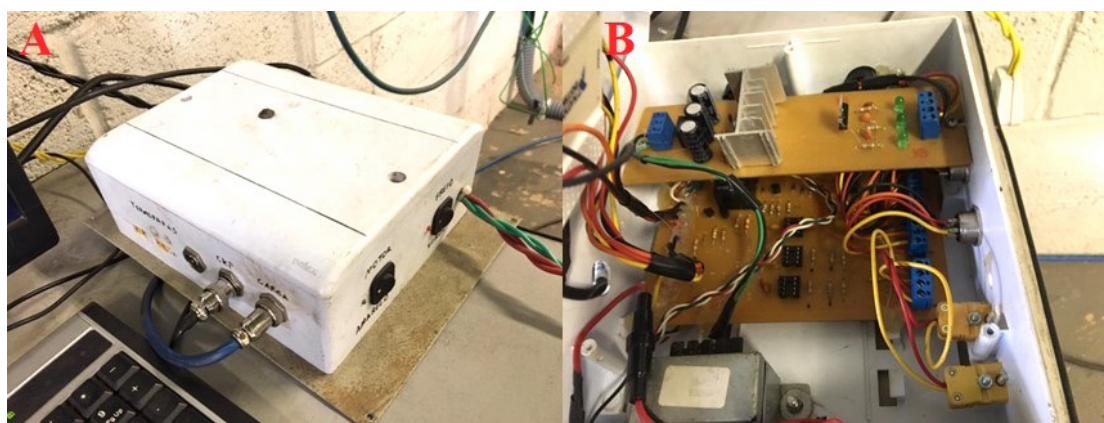


Figura 33 *Hardware* do sistema de aquisição e comando.

Software

A última fase da etapa de automação do dinamômetro foi o desenvolvimento de um *software* capaz de realizar a aquisição e armazenamento de dados de rotação do disco de freio, temperatura do sistema de freio e força de atrito.

Em seus requisitos, o *software* deve ser flexível de forma a permitir, sem quaisquer avarias ou dificuldades, a alteração dos transdutores, dos sistemas de freio e dos parâmetros dos ensaios de frenagem.

O *software* para coletar dados experimentais dos testes do dinamômetro da Universidade de Brasília foi desenvolvido na plataforma *LabView*. Este *software* é uma plataforma de programação gráfica que oferece integração com o dispositivo DAQ NI USB 6009 através do protocolo de comunicação USB, possibilitando total controle dos testes a partir de um computador (MATTEI, 2015).

Este *software* possibilita a interação entre o computador e o usuário, no que tange a ação de aquisição de dados, análise e apresentação dos dados de medição. É um ambiente de programação destinado ao desenvolvimento de aplicações com funções personalizadas para automatizar um dispositivo DAQ, executar algoritmos de processamento de sinais e exibir interfaces de usuários (SANTOS, 2014).

A interface homem máquina (IHM) do *software* (figura 34) permite o controle da partida do inversor e o acionamento do freio por meio da tela do computador, além

de permitir que o usuário ingresse com as configurações do ensaio para um ensaio automatizado. A interface permite também, acompanhar em tempo real os valores de temperatura, velocidade e força de atrito, na tela do computador. A figura 34 apresenta a IHM desenvolvida.

Para a elaboração do *software* foi definido uma série de requisitos a fim de criar um programa que pudesse realizar os ensaios de frenagem baseados na norma SAE J2522, e que permitisse, também, a execução de ensaios de frenagem enquadrados em outras normas. Dessa forma os requisitos de *software* foram definidos como:

- O *software* deve ser capaz de ler e gravar dados de rotação, temperatura e força de atrito;
- De acionar/desacionar o inversor de frequência (que dá partida no motor elétrico) e a válvula solenoide (que aciona o sistema de freio);
- De acordo com a norma o programa deve possibilitar um ciclo de ensaio que: aciona o motor elétrico até a velocidade de 80 km/h, em seguida, desliga o motor, aciona o sistema de freio até atingir a velocidade de 30 km/h, quando a velocidade é alcançada, deve liberar o freio de imediato (SAE, 1998).
- Deve ser capaz de realizar ensaios de forma que o motor não seja desligado durante as frenagens.
- Deve realizar ensaios de parada total, que consiste na aceleração até a velocidade de 80 km/h e frenagem total do discos sistema.

Para atingir estes requisitos, o *software* foi desenvolvido de modo que o usuário pudesse definir, na interface homem máquina, os parâmetros de: velocidade de início e final de frenagem, e a duração de cada operação do ciclo. O operador define estes parâmetros na IHM demonstrada na figura 34.



Figura 34 IHM. LabView.

Além dos parâmetros de operação, o *software* foi desenvolvido de modo que o usuário possa entrar com os parâmetros de calibração dos transdutores, permitindo, assim, o uso de diferentes transdutores em cada ensaio. Neste sentido, a figura 35 apresenta o fluxograma simplificado de operações do *software*.

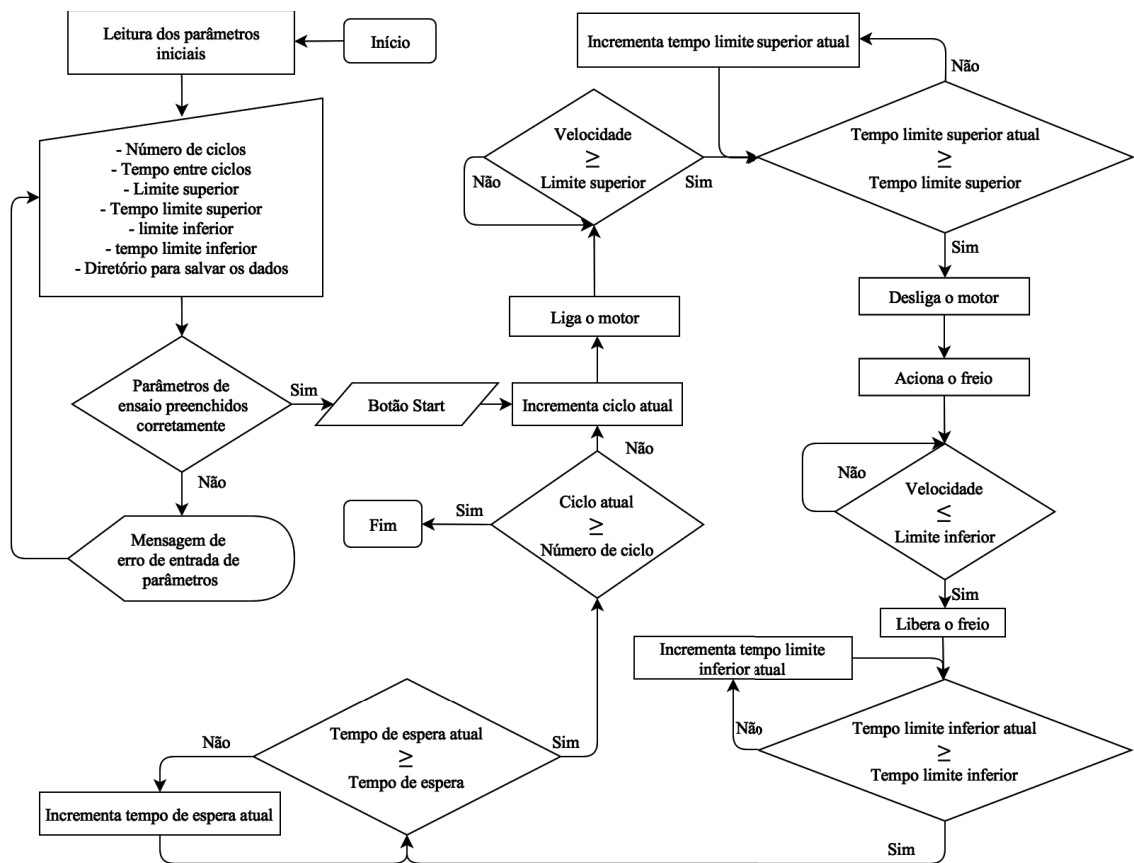


Figura 35 Fluxograma do sistema principal do *software* elaborado em *LabView*.

Máquina de Estados

Uma máquina de estados é um modelo matemático usado para representar programas de computadores ou circuitos lógicos. A máquina de estados apresentada neste item, visa elucidar, em complemento ao fluxograma da figura 35, o funcionamento do *software* elaborado para a automação do dinamômetro inercial, ilustrando, assim, as principais operações nos diferentes estados do programa. A máquina de estado principal é ilustrada na figura 36 e seus estados são detalhados pela tabela 1.

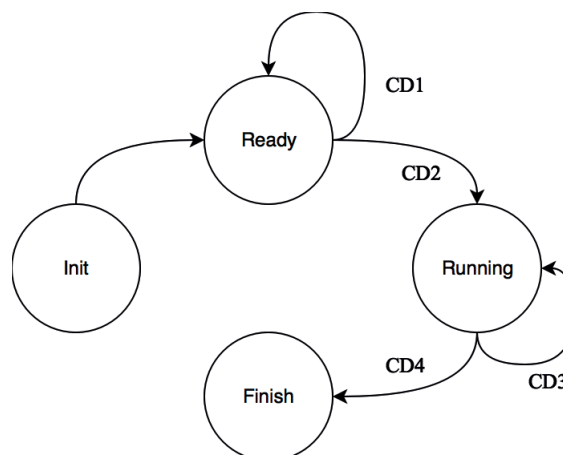


Figura 36 Máquina de Estados Principal.

Estado	Etapas	Principais Processos
Init	1	Habilita os botões da IHM e caixas de diálogo da IHM.
		Deixa em estado inicial os rótulos da IHM.
		Muda para estado Ready .
Ready	1	Se o Botão Start está ativado: inicia a etapa 2.
	2	Verifica se a variável número de ciclos é maior que zero.
		Verifica se a velocidade limite superior é maior que a velocidade limite inferior.
3	Se a resposta para todos requisitos preenchidos for sim, muda para estado Running (Condição 2 – CD2) ; se não, reinicia etapa 2 (Condição 1 – CD1).	
Running	1	Realiza-se um ciclo.
	2	Se o número de ciclos realizados for igual, ao número de ciclos definido na IHM muda-se para estado Finish (Condição 4 – CD4) ; se não, reinicia-se etapa 1 (Condição 3 – CD3).
Finish	1	Desabilita todos os botões.

Tabela 1 Diagrama de Máquina de Estados Principal

Dentro da máquina de estados principal existe uma outra máquina de estados em *Running*, responsável pela execução do ensaio. A máquina de estados *Test* foi desenvolvida para controlar o ensaio conforme a figura 37 e seus estados são detalhados pela tabela 2.

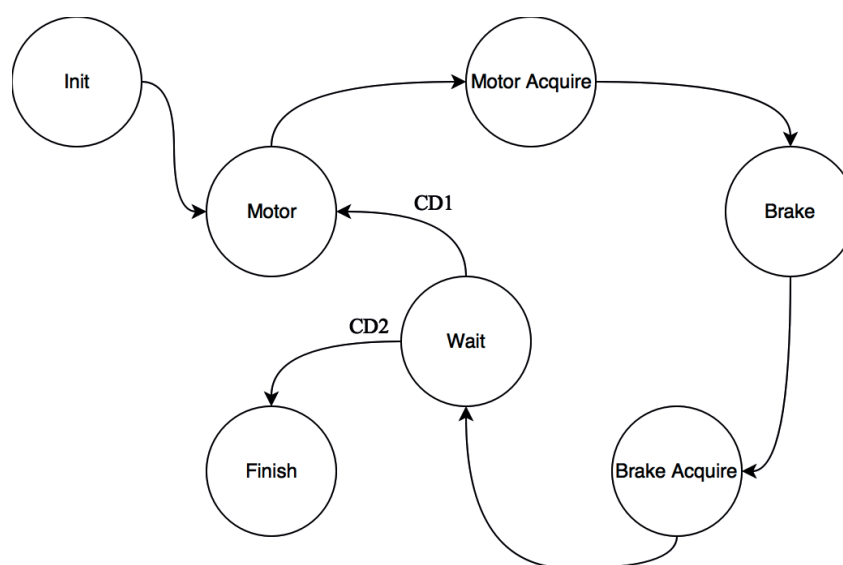


Figura 37 Máquina de Estados *Test*.

Estado	Etapas	Principais Processos
Init	1	Controle do número de ciclos é zerado.
	2	Libera a aquisição de dados.
	3	Muda para estado Motor .
Motor	1	Controle do número de ciclos é incrementado.
	2	Contadores de: tempo entre ciclos, tempo de limite superior e tempo de limite inferior recebem seus respectivos valores definidos na IHM.
	3	Aciona o motor. Muda para estado Motor Acquire .

Motor Acquire	1	Se velocidade for maior ou igual a velocidade definida na IHM inicia-se a etapa 2.
	2	Incrementa-se o contador de tempo de limite superior.
	3	Se o contador de tempo de limite superior for igual ao tempo de limite superior inserido na IHM, muda-se para o estado Brake , se não retorna a etapa 2.
Brake	1	Zera os contadores de tempo de limite superior e inferior.
		Desliga o motor.
	2	Aciona o freio. Muda para o estado Brake Acquire .
Brake Acquire	1	Incrementa-se o contador de tempo de limite inferior.
	2	Se o contador de tempo de limite inferior for igual ao tempo de limite inferior inserido na IHM, muda-se para o estado Wait , se não retorna a etapa 1.
Wait	1	Incrementa-se o contador de tempo de espera.
	2	Se o tempo de espera for igual ao tempo de espera definida na IHM inicia-se a etapa 3, se não retorna a etapa 1.
	3	Se o número de ciclos realizado for igual ao número de ciclos definidos na IHM muda-se para o estado Finish (Condição 2 – CD2) , se não, muda-se para o estado Motor (Condição 1 – CD1) .
Finish	1	Encerra a aquisição de dados.
	2	Sai do Case Structure da máquina de estados Running .

Tabela 2 Diagrama de Máquina de Estados *Test*

Conclui-se que, nesta etapa os requisitos julgados essenciais para que o dinamômetro inercial pudesse cumprir sua finalidade principal foram atingidos, visto que:

- O dinamômetro foi implementado de forma que sua operacionalidade é simples e racional, com interfaces computacionais claras e intuitivas, devido ao *design* da interface do *software*.
- O dinamômetro é capaz de realizar os ensaios automaticamente sem a necessidade da interferência humana, tendo em vista a implementação em conjunto do sistema eletrônico de controle e do *software*.
- O dinamômetro é capaz de realizar ensaios baseados na norma SAE J2522, como também, permite a realização de diferentes modalidades de ensaios, devido à estrutura do *software*, apresentada no fluxograma da figura 35 e nas máquinas de estados das figuras 36 e 37.

Funcionamento do dinamômetro inercial

A figura 38 é representação esquemática geral de todo o sistema de automação do dinamômetro inercial projetado. As linhas trastejadas representam os sinais elétricos de comando. As linhas contínuas espessas representam as ligações pneumáticas e hidráulicas do sistema. As linhas contínuas estreitas representam sinal de saída dos transdutores. A seta de dupla ponta representa a comunicação bilateral do *software* (no computador) e do *hardware* de aquisição e comando.

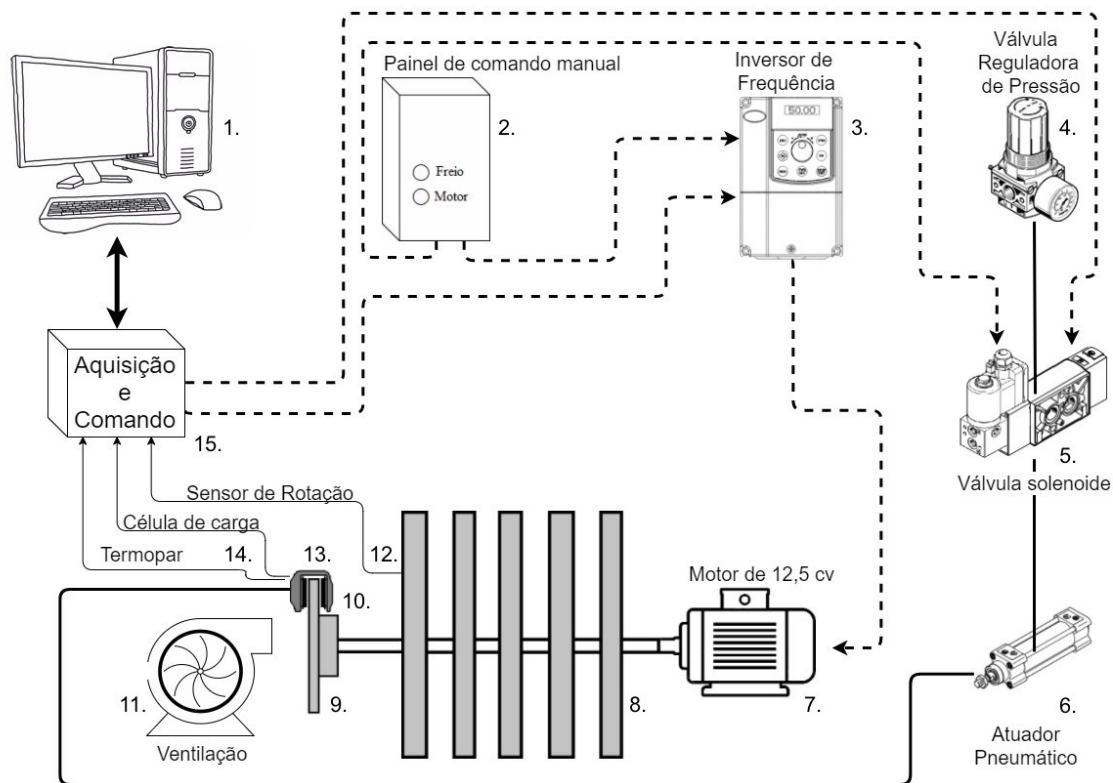


Figura 38 Esquema de ligação dos dispositivos do dinamômetro inercial.

1.	Computador, <i>software</i> plataforma <i>LabView</i> : responsável por controlar o funcionamento automatizado do dinamômetro inercial, com interface interativa, e por armazenar os dados de ensaio.
2.	Painel de comando manual: permite o acionamento manual da válvula solenoide e do inversor de frequência. Ou seja, permite o acionamento do freio e do motor.
3.	Inversor de Frequência: é o componente responsável pela partida do motor elétrico e controle da velocidade de rotação do motor. Pode ser acionado manualmente pelo painel de comando manual ou de forma automatizada através da interface do computador, por meio do sistema de aquisição e comando.
4.	Válvula Reguladora de Pressão: instalada na linha de ar comprimido, responsável por regular a pressão utilizada nas frenagens o dinamômetro, de forma manual por meio de um manômetro.
5.	Válvula Solenoide: responsável por controlar o atuador pneumático. A válvula solenoide libera pressão para acionar/desacionar o atuador pneumático, pode ser acionado manualmente pelo painel de comando manual ou de forma automatizada através da interface do computador, por meio do sistema de aquisição e comando.
6.	Atuador Pneumático: aciona o sistema hidráulico da pinça de freio (no arco de fixação) freando o sistema.
7.	Motor elétrico de 12,5 cv: é responsável por ceder energia cinética aos discos de inércia do dinamômetro. Pode ser acionado pelo painel de controle manual ou de forma automatizada através da interface do computador, por meio do sistema de aquisição e comando.
8.	Discos de inércia: responsáveis por acumular a energia cinética (fornecida pelo motor) e gerar quantidade de movimento para a realização dos ensaios.
9.	Disco de freio: é o componente responsável por transformar energia cinética em energia térmica. É fixado ao eixo dos discos de inércia.
10.	Pinça de Freio: é responsável por atritar as pastilhas de freio contra o disco de freio. Na pinça estão instalados 2 sensores (temperatura e força de atrito).
11.	Ventilador ou Soprador: ventilação forçada para resfriar o sistema de freio. Simula o ar que passa pela roda de um veículo em movimento.
12.	Transdutor de rotação: sensor de relutância variável, adquire as informações de velocidade dos discos de inércia.

13.	Célula de Carga: adquire as informações da força de atrito entre as pastilhas e o disco de freio.
14.	Termopar K: adquire as informações de temperatura do sistema de freio. É instalado na pastilha de freio.
15.	Caixa de aquisição e comando: é responsável pela comunicação entre o sistema físico do dinamômetro (transdutores e atuadores) e o <i>software</i> .

Tabela 3 Esquema de funcionamento do dinamômetro inercial automatizado

Considerações finais do projeto do dinamômetro inercial automatizado

A construção do dinamômetro foi realizada em duas etapas. A primeira etapa consistiu na modernização estrutural do dinamômetro, atentando à robustez de sua estrutura, a implementação do sistema elétrico de potência, do sistema de acionamento de freio.

A segunda etapa, automação, consistiu no desenvolvimento e implementação de todo do sistema de comando e de aquisição do dinamômetro, integrando, assim, os sistemas mecânico, elétrico e eletrônico, o que garantiu a confiabilidade e repetibilidade dos ensaios de frenagem.

Assim, o dinamômetro é capaz de realizar ensaios independentemente do sistema de freio utilizado, em razão da opção de ajuste de velocidade, de posicionamento da célula de carga e do sistema de fixação do disco de freio ao eixo de rotação dos discos de inércia. É capaz, ainda, de realizar ensaios de forma automatizada, sem a necessidade de interferência antrópica.

O funcionamento do dinamômetro automatizado aumenta o potencial de crescimento técnico e científico do Laboratório de Tribologia da Faculdade do Gama da Universidade de Brasília, pois possibilita a realização de uma infinidade de ensaios e estudos, não somente relacionados a sistemas de frenagem, como também, auxilia no desenvolvimento de outros estudos, como os que estão em andamento no Laboratório, por exemplo: estudar as causas de empenamento em discos de freio de Picapes (BRANDÃO; CAIXETA; SILVA; ANDRADE & CUEVA, 2015); estudos de sistemas de freio de bicicletas (ARAÚJO, 2016); etc.

COMISSIONAMENTO DO DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO – ENSAIOS DE FRENAGEM

A validação de um produto é realizada através da análise crítica de todo o ciclo de desenvolvimento até a produção dos componentes do produto. Tendo o produto final montado, podem-se realizar testes a fim de verificar se o projeto foi bem elaborado, se o produto realmente funciona de acordo com as especificações preliminares, se há necessidade de alguma alteração na forma dos componentes ou processos de fabricação a fim de efetuar melhorias (ROCHA, 2011).

Segundo a literatura, a comparação entre dados de dois ou mais dinamômetros devem ser realizadas considerando os dinamômetros calibrados, nas mesmas condições ambientais e operacionais e submetidos aos mesmos procedimentos de teste (GESTEIRA, 2014).

Dessa forma, o comissionamento do dinamômetro inercial, como bancada de testes para analisar o comportamento em desgaste de sistemas de freio de veículos leves desenvolvido neste trabalho, foi realizado a partir da análise do comportamento da curva de força de atrito em ensaios baseados na norma SAE J2522, comparando com os resultados obtidos na literatura. Bem como a análise da repetibilidade e a produtividade dos ensaios realizados (DOQ-CGCRE-008, 2010).

Materiais e métodos de comissionamento

Materiais

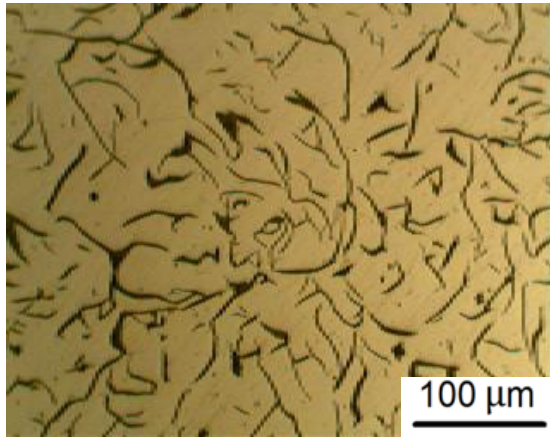
Discos: Os discos de ferro fundido cinzento utilizados nesta pesquisa foram os mesmos usados por BRANDÃO (2014), os quais foram doados pela empresa de Fundição Tupy (Joinville, SC) no estado bruto de fundição, com dimensões de: diâmetro = 245 mm e espessura = 20 mm, como mostrados na figura 39. As três ligas adquiridas são semelhantes às normalmente utilizadas na fabricação de discos e tambores de freio de veículos automotores. Os discos da liga I, da classe 250, foi nomeado como Fe250; os da liga II, ligado com titânio, nomeado como FeTi; e os da liga III, com alto teor de carbono, nomeado FeAC.



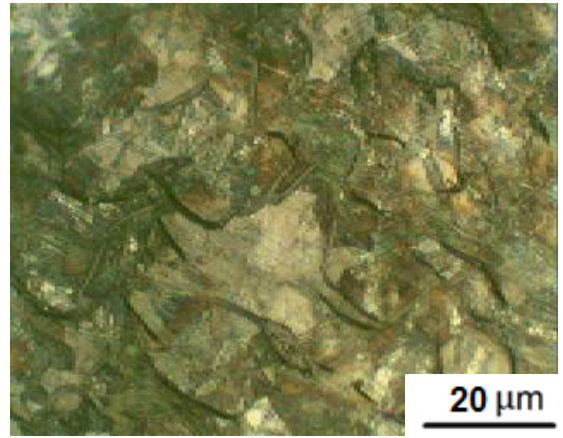
Figura 39 Discos, estado bruto de fundição, usados nos ensaios de frenagem, identificados como I, II e II; e depois nomeados como: Fe250, FeTi; e FeAC; respectivamente.

Composição Química: As composições químicas dessas ligas de ferro fundido foram fornecidas pelo fabricante. Porém a pedido do fabricante, não foi possível apresentá-las, por se tratar de segredo industrial.

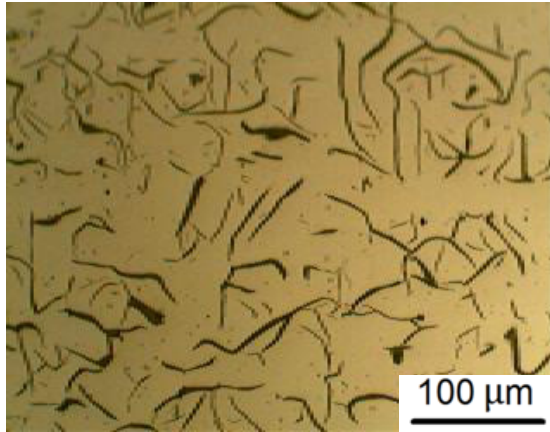
Caraterização metalográfica: Segundo BRANDÃO (2014) a morfologia da grafita nas três amostras de ferro fundido cinzento é constituída basicamente de longas lamelas distribuídas homogeneamente (tipo I e distribuição A), como mostrado na figura 40. As microestruturas das três amostras apresentam características semelhantes, constituídas basicamente de perlita grossa e grafita lamelar (BRANDÃO, 2014).



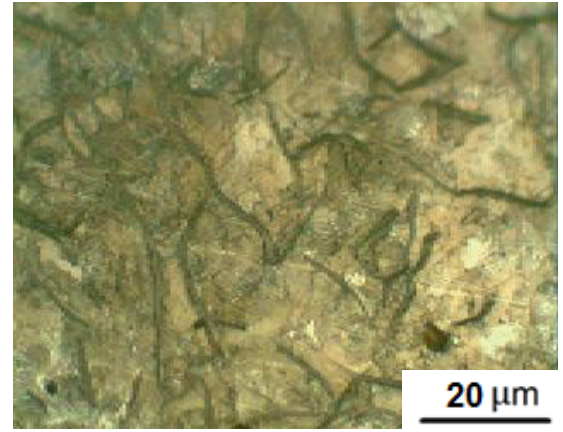
(a) Fe250 - 200X



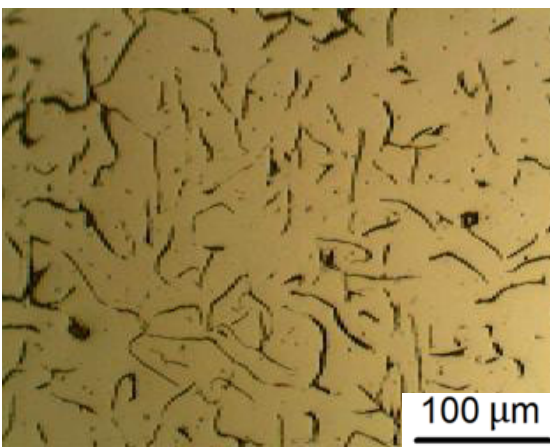
(b) Fe250 - 500X



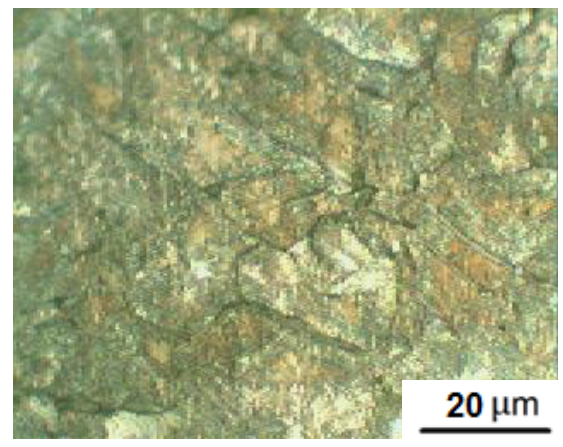
(c) FeTi - 200X



(d) FeTi - 500X



(e) FeAC - 200X



(f) FeAC - 500X

Figura 40 Morfologia e distribuição das lamelas de grafita; e microestrutura perlítica dos ferros fundidos: Fe250, FeTi e FeAC.

As características morfológicas e as frações volumétricas de grafita e dos outros microconstituintes presentes nas amostras de ferro fundido cinzentos são apresentadas na tabela 4.

	Fe250	FeTi	FeAC
% Grafita	16,5	15,5	12,5
Tipo de grafita	IA	IA	IA
% Perlita	84	85	88
% Ferrita	<1	<1	<1

Tabela 4 Características microestruturais dos Ferros Fundidos dos discos de freio

Caraterização mecânica: Os valores de dureza Brinell de cada ferro fundido são apresentados na tabela 5.

	Dureza HB
Fe250	205 ± 0,5
FeTi	235 ± 1,5
FeAC	215 ± 1,0

Tabela 5 Dureza Brinell dos Ferros Fundidos dos discos de freio

Pastilhas: As pastilhas de freio utilizadas nesta etapa do trabalho são da marca Cobreq, modelo N-503, Lote: 05M16/03 com data de fabricação de dezembro de 2016.

Caraterização estrutural: As pastilhas foram caracterizadas por meio de observações via Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV). Os diversos componentes foram observados e depois identificados por análises químicas EDS (*Energy Disperse Spectrometry*).

Métodos

Preparação dos Ensaios

Para a utilização no dinamômetro, os discos que vieram no estado de fundição tiveram que ser usinados até alcançarem as dimensões apropriadas de: diâmetro = 240 mm e espessura = 12 mm, como mostrado na figura 41. Esta geometria é encontrada em discos de freio que equipam veículos da marca FIAT modelo Palio, Uno, Elba, entre outros. (HIPPER FREIOS, 2012).



Figura 41 Discos no estado bruto de fundição e durante a usinagem.

Com o intuito de medir a temperatura de frenagem foi feito um furo em cada uma das pastilhas com 4 mm de diâmetro e 22 mm de profundidade, seus centros foram localizados a 3 mm das paredes externas da pastilha. Nestes furos foi fixado um termopar do tipo k, com isolamento mineral, que permite monitorar a variação de temperatura durante todo o ensaio, como mostrado na figura 42.



Figura 42 Posicionamento do termopar no sistema de freio.

Para os ensaios foram utilizados três discos de freio: um disco de Fe250, um disco de FeTi e um disco de FeAC. Foram utilizados também três pares idênticos de pastilhas de freio.

Antes de cada ensaio as superfícies dos discos e das pastilhas foram preparadas por lixamento seguindo uma sequência de lixas: 80, 100, 220, 320 até lixa 400, de forma a iniciar todos os ensaios com as mesmas condições de superfície (NEIS, FERREIRA & SILVA, 2014).

A montagem do sistema de medição de força de atrito utiliza uma pré carga sobre a célula de carga de modo que esta esteja tencionada antes de iniciar o ensaio, como mostrado na figura 43.



Figura 43 Sistema de pré carga usado para posicionar a pinça antes dos ensaios de frenagem.

Para garantir condições de ensaio similares as condições reais de uso dos freios, foi posicionado um ventilador (soprador) para os discos e a pinça de freio, como ocorreria em um carro em movimento (IOMBRILLER, 2002). Ainda para garantir o bom funcionamento do dinamômetro, um sistema de refrigeração forçada para o motor elétrico foi utilizado. E finalmente, visando manter condições similares de temperatura ambiente e de umidade para todos os testes, os ensaios foram realizados durante a noite.

Ensaio de Frenagem – Parada Total

Para a realização dos ensaios baseados na norma SAE J2522, alguns parâmetros foram definidos no programa computacional a fim de definir o tipo de ensaio a ser realizado. Para os ensaios de Parada Total foram definidos os seguintes parâmetros (SAE, 1998):

- velocidade inicial: 80 km/h e tempo para estabilização da velocidade de 5 s,
- velocidade final: 0 km/h (parada total) e tempo de estabilização da parada total de 5 s,
- tempo entre ciclos de 10 s.

Estes parâmetros são inseridos no programa de acordo com a tabela 6.

Limite superior (km/h)	80
Tempo limite superior (s)	5
Limite inferior (km/h)	0
Tempo limite inferior (s)	5
Tempo entre ciclos (s)	10

Tabela 6 Parâmetros de ensaio – Parada Total

Os tempos de estabilização são definidos a fim de proporcionar um bom funcionamento da máquina.

Desta forma, para o ensaio de Parada Total, um ciclo completo consiste em:

aceleração do conjunto (discos de inércia e disco de freio) de 0 km/h até a velocidade de 80 km/h, 5 s com velocidade constante, desligamento do motor elétrico, permitindo que gire por inércia ao mesmo instante do acionamento do freio, o conjunto é freado de 80 km/h até a velocidade de 0 km/h (parada total), 5 s o freio permanece acionado, e 10 s para o início de outro ciclo. Como mostrado esquematicamente na figura 44.



Figura 44 Ciclo de frenagem – Parada Total.

Os ensaios foram realizados utilizando três pressões diferentes: 1000 kPa, 1500 kPa e 2000 kPa.

Cada ensaio foi realizado em três etapas de 50 ciclos cada uma.

A primeira etapa é a de assentamento, em que repetidas frenagens são realizadas, sob as condições de frenagem correspondentes ao ensaio. Nesta etapa promove-se o melhor assentamento entre as superfícies de contato das pastilhas e dos discos, ou seja, aumenta-se a área de contato do par em atrito.

Em seguida, foram realizadas duas etapas de ensaio iguais, de 50 ciclos cada, em que o sistema de freio é acionado quando o conjunto alcança os 80 km/h até a parada total.

Durante cada ensaio são monitorados em tempo real a força de atrito e a temperatura de frenagem; após os ensaios são obtidos os valores de tempo de parada e de distância de parada.

O dano superficial provocado pelas frenagens foi avaliado por meio da variação da rugosidade superficial dos discos e das pastilhas de freio. Para isto, antes e depois de cada ensaio foram medidas as rugosidades dos discos e das pastilhas. Foram definidos pontos sobre a trilha de desgaste, de forma a medir a rugosidade sempre nos mesmos pontos, tanto nos discos quanto nas pastilhas. As medições foram realizadas no sentido transversal à trilha de desgaste próximo ao raio efetivo, tanto dos discos quanto das pastilhas, a fim de analisar o mesmo ponto de contato nas duas superfícies. O equipamento foi ajustado com o valor de *cutoff* de 2,5 mm

para analisar as superfícies das pastilhas e de 0,8 mm para analisar a superfícies dos discos, seguindo orientações do fabricante (MITUTOYO, 2009).

Ensaio de Frenagem – Motor Ligado

A fim de testar o comportamento do dinamômetro e das superfícies de atrito testadas com o motor ligado foram realizados ensaios de frenagem com o motor ligado. Assim como nos ensaios de parada total, alguns parâmetros são definidos no programa computacional a fim de realizar o ensaio escolhido. Para os ensaios com o Motor Ligado foram definidos os seguintes parâmetros:

- velocidade inicial: 80 km/h e tempo para estabilização da velocidade de 5 s,
- velocidade final: 60 km/h e tempo de estabilização da parada total de 0 s,
- tempo entre ciclos de 20 s.

Estes parâmetros são inseridos no programa de acordo com a tabela 7.

Limite superior (km/h)	80
Tempo limite superior (s)	5
Limite inferior (km/h)	60
Tempo limite inferior (s)	0
Tempo entre ciclos (s)	20

Tabela 7 Parâmetros de ensaio – Motor Ligado

Deste modo, para este ensaio o motor é ligado manualmente de forma a permanecer ligado durante todo o ensaio. Um ciclo completo neste ensaio consiste em: 5 s com velocidade constante de 80 km/h, então o freio é acionado até alcançar a velocidade de 60 km/h e liberado, o motor volta a velocidade constante de 80 km/h e então 20 s para o início de outro ciclo. Como mostrado esquematicamente na Figura 45.

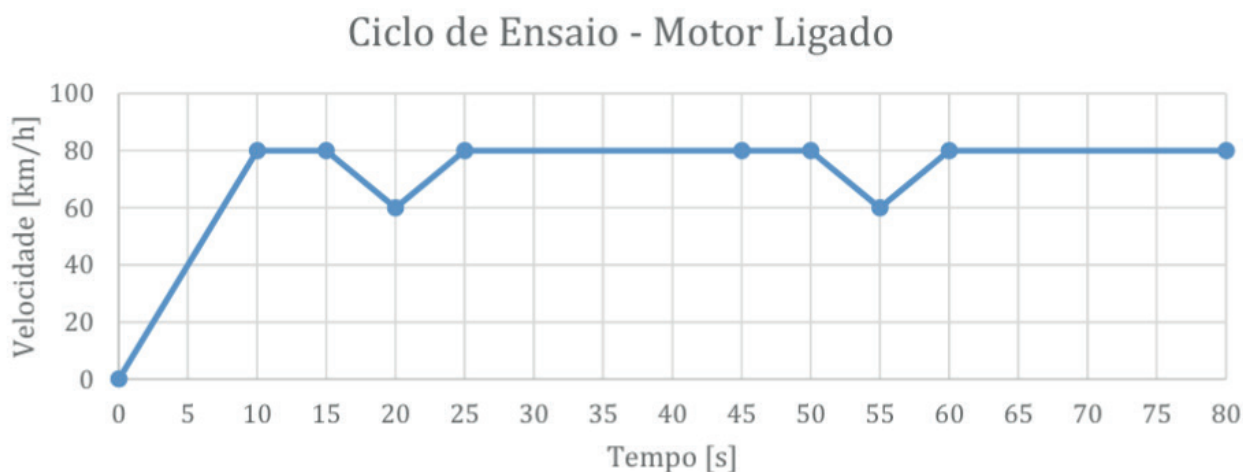


Figura 45 Ciclo de frenagem – Motor Ligado.

Os ensaios foram realizados utilizando duas pressões de frenagem: 1000 kPa e 2000 kPa.

Cada ensaio foi realizado em quatro etapas de 25 ciclos cada uma.

A primeira etapa é a de assentamento, em que repetidas frenagens são realizadas, sob as condições de frenagem correspondentes ao ensaio. Nesta etapa promove-se o melhor assentamento entre as superfícies de contato das pastilhas e dos discos, ou seja, aumenta-se a área de contato do par em atrito.

Em seguida são realizadas mais três etapas de ensaio iguais, de 25 ciclos cada, em que o sistema de freio é acionado de 80 km/h até 60 km/h.

No decorrer de cada ensaio é monitorada, em tempo real, a força de atrito; após os ensaios são obtidos os valores de tempo de frenagem e distância de frenagem decorridos até a velocidade ser reduzida a 60 km/h.

Resultados do comissionamento do dinamômetro

Caracterização das Pastilhas de Freio

Para a compreensão do comportamento em desgaste de duas superfícies é importante conhecer o material e as características das superfícies envolvidas. Desta forma, realizou-se a caracterização das pastilhas de freio utilizadas nos ensaios.

Observações metalográficas utilizando microscopia óptica mostraram que as pastilhas de freio, utilizadas nesse trabalho, são constituídas de regiões claras, partículas escuras e partículas brilhantes, mostradas na figura 46. Análises posteriores, usando espectrometria de energia dispersiva EDS (figura 47), revelaram que, em grande parte, as partículas brilhantes são fibras de ferro, as partículas escuras são sulfeto de bário e as regiões claras são grafita, essas regiões foram indicadas na figura 46 para uma melhor compreensão do material ensaiado.

As fibras de ferro, que fornecem a resistência estrutural à pastilha, estão homogeneamente distribuídas em toda matriz e possuem tamanho médio de 0,5 mm.

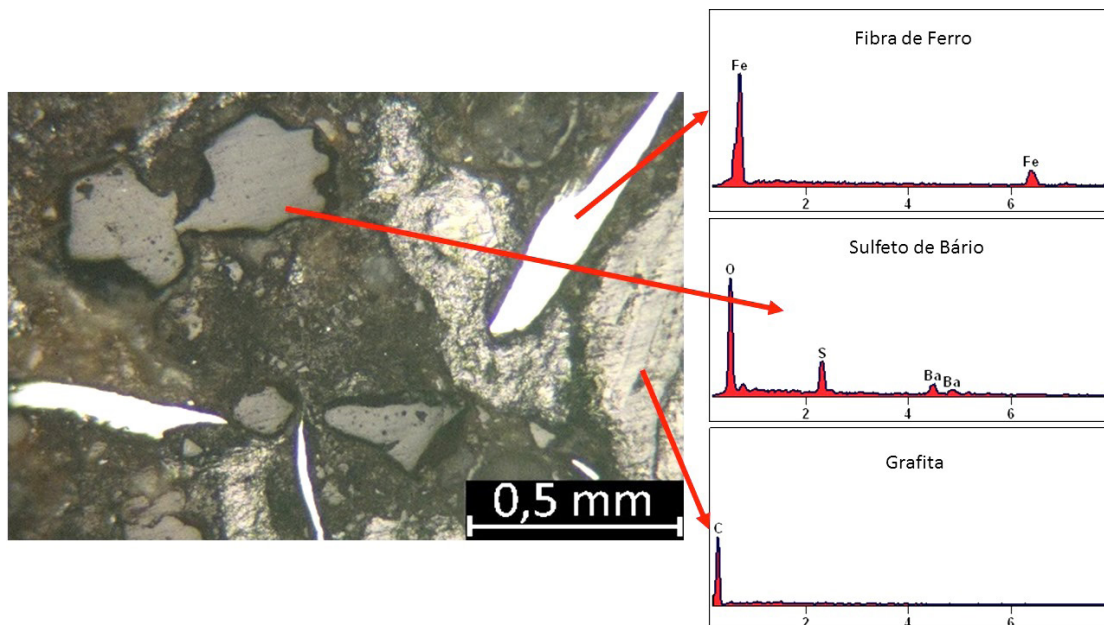


Figura 46 Microscopia óptica da pastilha de freio, aumento de 100X.

Na figura 47 é mostrada uma fotografia da superfície da pastilha de freio obtida por MEV utilizando-se elétrons secundários (SE).

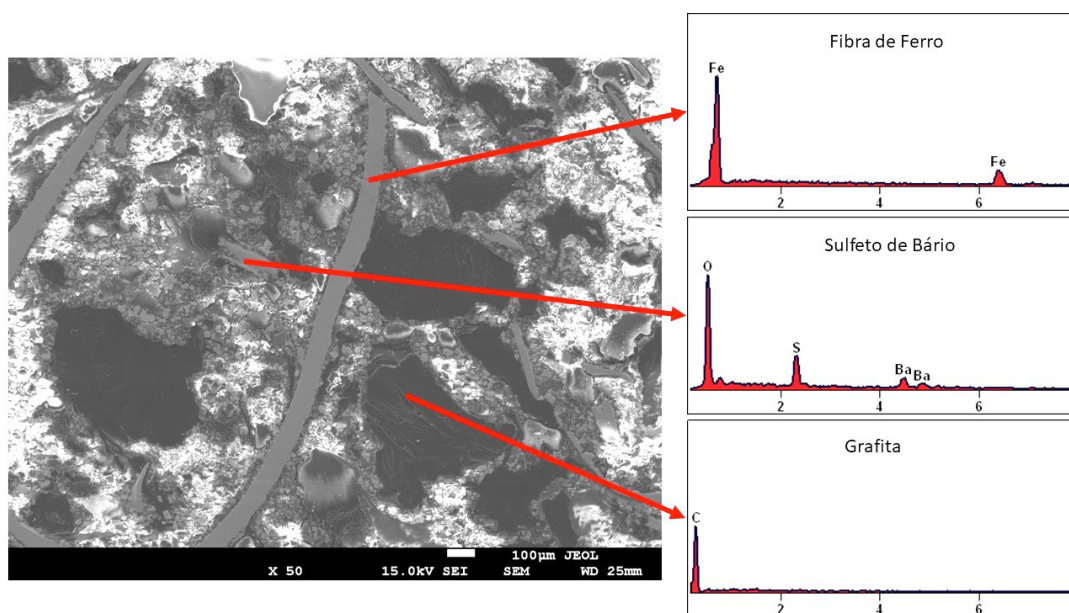


Figura 47 Microscopia eletrônica de varredura (MEV) da pastilha de freio, aumento de 50x.

Ensaio de Frenagem – Parada Total

A figura 48 exemplifica o comportamento da força de atrito entre o disco de FeAC e a pastilha de freio, quando submetida às pressões utilizadas nos ensaios, durante um ciclo. Esse comportamento se repete em cada um dos 150 ciclos realizados, para todos os materiais.

Desta forma, observa-se que no instante em que o freio é acionado a força de

atrito sobe abruptamente, e continua a subir durante o período de acionamento do freio até alcançar um valor máximo no instante em que o conjunto (discos de inércia e disco de freio) para totalmente.

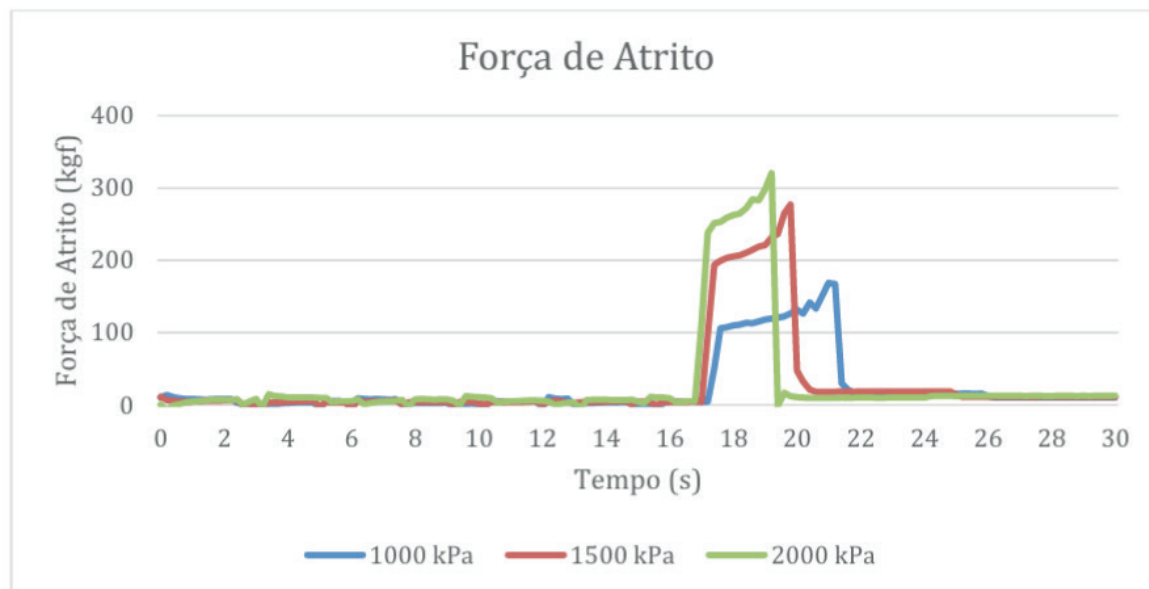


Figura 48 Força de atrito – Parada Total.

Na figura 49 é mostrado o comportamento da curva de velocidade e da força de atrito, no disco FeAC, durante um ciclo de ensaio realizado com uma pressão de frenagem de 2000 kPa. Observa-se que a velocidade cresce, de acordo com uma rampa de aceleração, programada no inversor de frequência, até chegar à velocidade estabelecida, equivalente a 80 Km/h. Na continuação, o conjunto permanece girando com velocidade constante por 5 s, a fim de estabilizar a velocidade. A seguir, no instante em que o freio é acionado, a velocidade começa a cair e a força de atrito a subir, até alcançar a parada total do sistema.

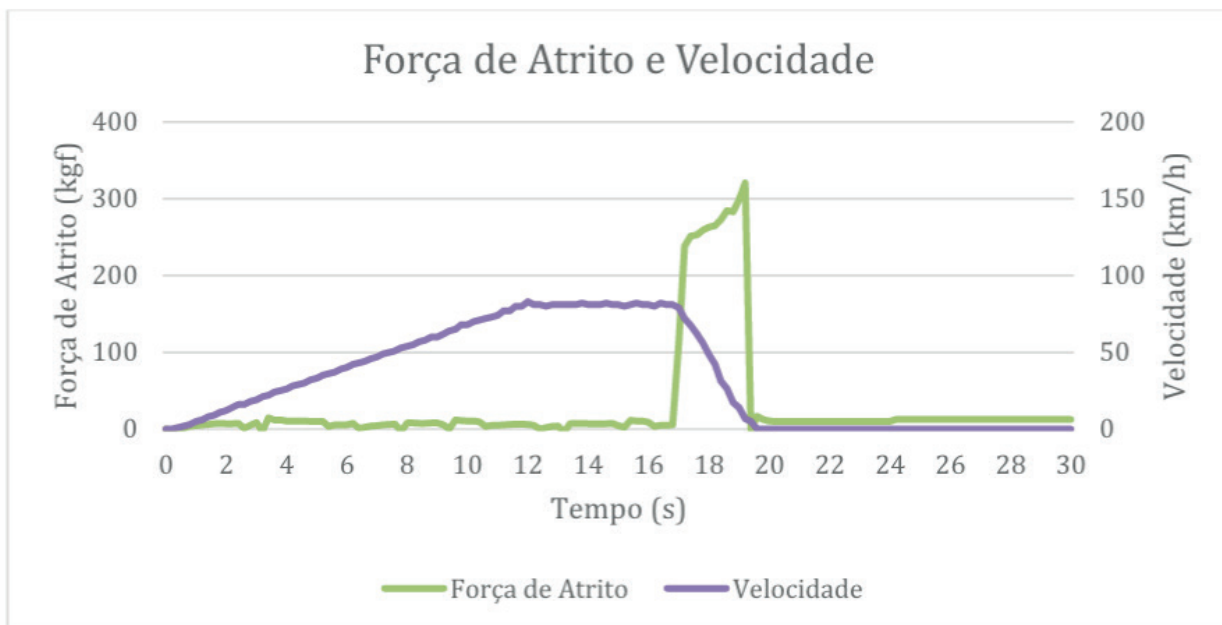


Figura 49 Força de atrito e Velocidade – Parada Total.

Nas figuras 50, 51 e 52 são apresentados os valores da força de atrito, da temperatura da pastilha, da distância de frenagem e do tempo de parada, medidos no final de cada ciclo de ensaio, em função do número de ciclos de ensaio realizados com os discos FeTi, com uma pressão de 2000 kPa.

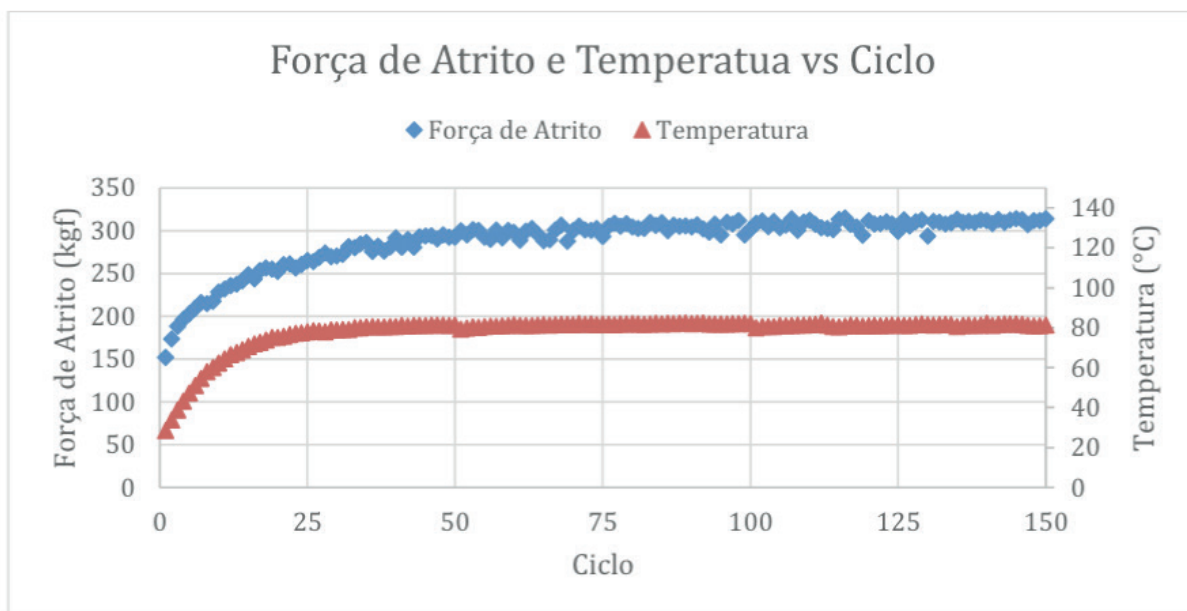


Figura 50 Força de atrito e Temperatura vs Ciclo – Parada Total.

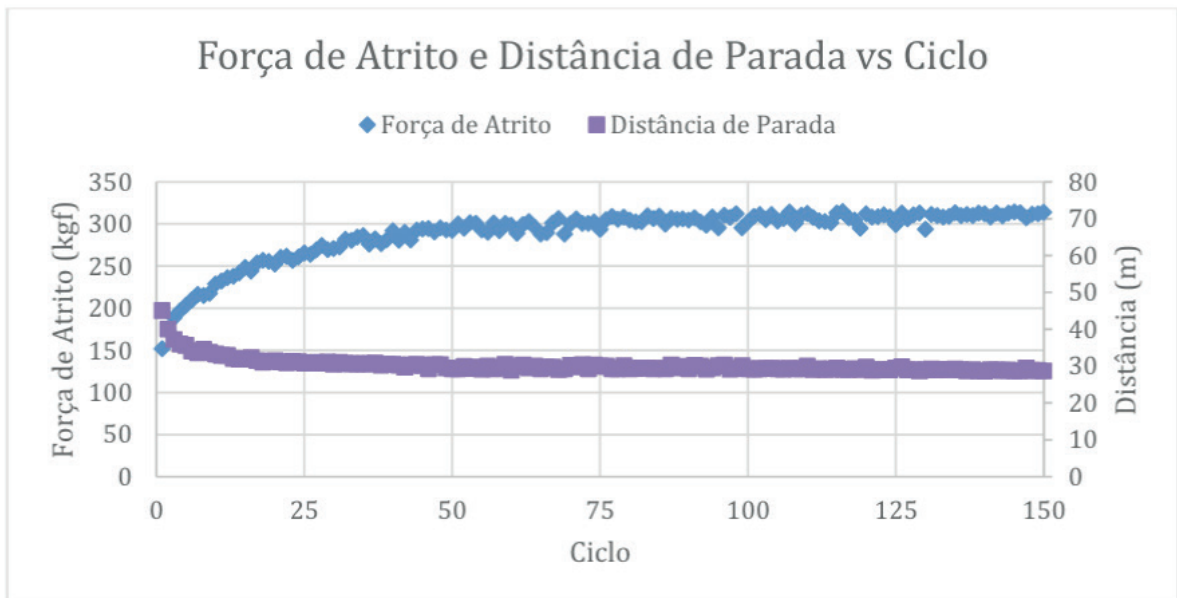


Figura 51 Força de atrito e Distância de parada vs Ciclo – Parada Total.

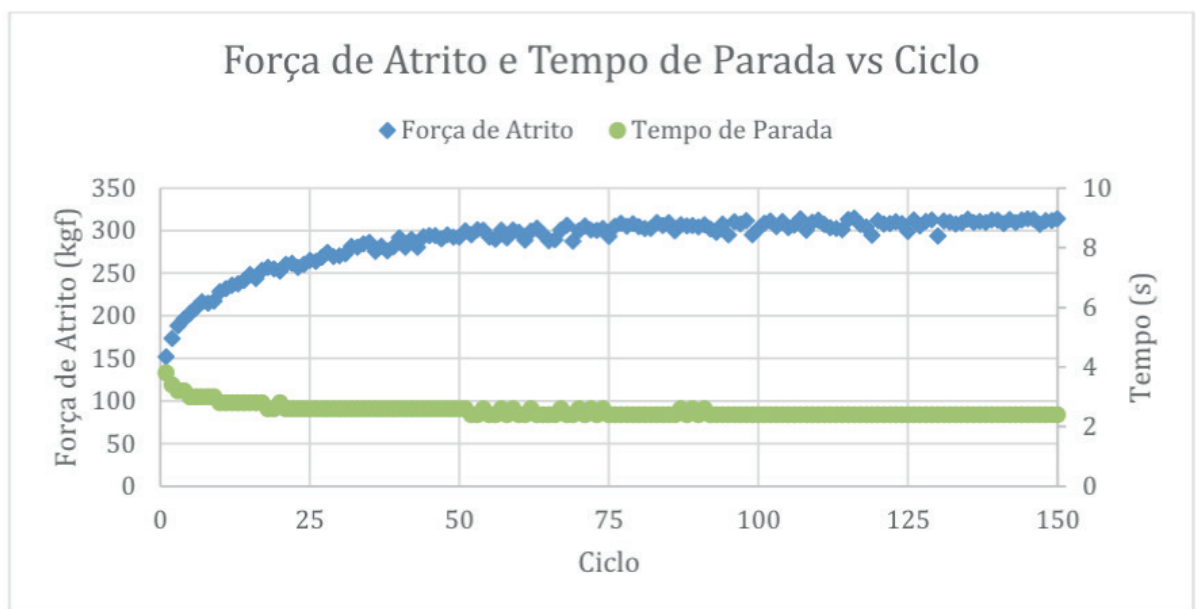


Figura 52 Força de atrito e Tempo de parada vs Ciclo – Parada Total.

Observa-se que durante a etapa de assentamento (primeiros 50 ciclos de ensaio) a força de atrito e a temperatura da pastilha sobe a cada ciclo de frenagem da mesma forma que a distância e o tempo de parada diminuem. Terminado o período de assentamento, os valores medidos de cada variável permanecem constantes, independentemente da quantidade de ciclos.

Comportamento semelhante ao visto com o disco FeTi foi também observado, com os outros dois discos.

Força de Atrito

Na tabela 8 são mostrados os valores globais da força de atrito em função do material ensaiado e da pressão utilizada, ilustrados na figura 53.

	Força de Atrito [kgf]		
	1000 kPa	1500 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	170 ± 7	265 ± 12	345 ± 15
Disco FeTi	160 ± 6	270 ± 9	310 ± 5
Disco FeAC	170 ± 8	275 ± 10	310 ± 7

Tabela 8 Força de atrito em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total

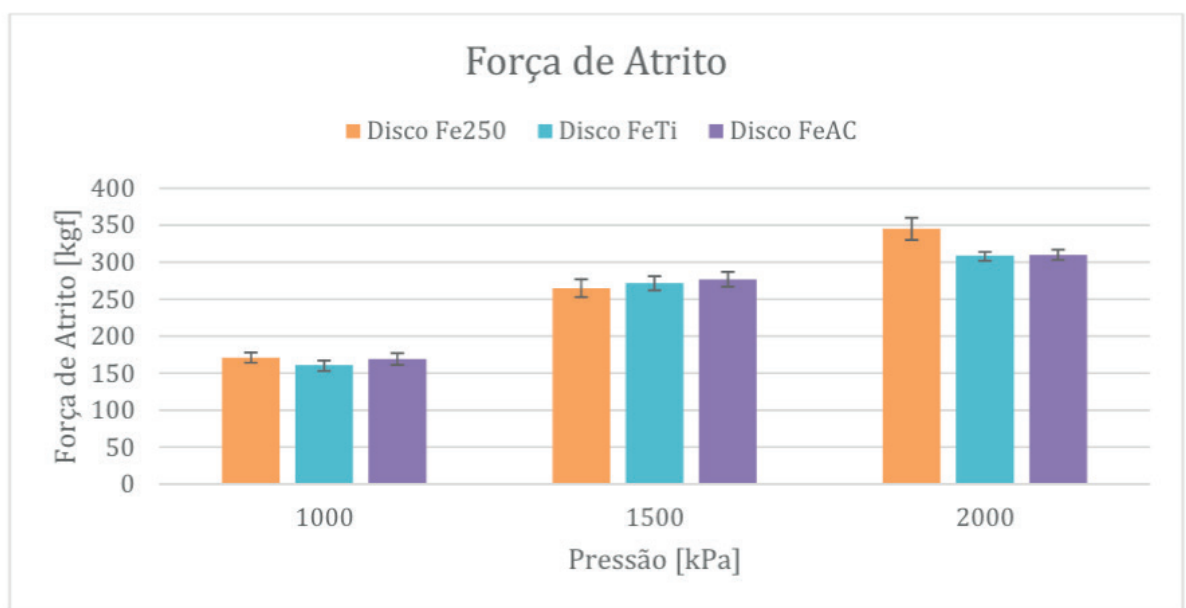


Figura 53 Força de atrito em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total.

Nota-se que a força de atrito é muito semelhante nos três materiais em cada condição de pressão utilizada; 171 kgf com 1000 kPa e 265 kgf com 1500 kPa. Porém com a pressão de 2000 kPa, o disco de Fe250 atingiu valores próximos de 345 kgf enquanto que os outros dois chegaram a 300 kgf. Esse comportamento pode ser explicado pelo disco de Fe250 apresentar menor dureza (205 HB), quando comparado com os outros dois. Da mesma forma observa-se que, em média, o disco FeTi, com a maior dureza dos três (235 HB), apresentou os menores valores de força de atrito.

Tempo e Distância de Parada

Na tabela 9 são mostrados os valores globais do tempo de parada em função do material ensaiado e da pressão utilizada, ilustrados na figura 54. Nota-se também, que o tempo de parada é muito semelhante nos três materiais em cada condição de

pressão utilizada; aproximadamente 4 s com 1000 kPa, 3 s com 1500 kPa e 2,4 s com 2000 kPa.

Dessa forma, tem-se que o disco FeTi na condição de 1000 kPa, apresentou os maiores tempos de parada, fato que coincide com as menores forças de atrito, antes observadas, para este material.

	Tempo de Parada [s]		
	1000 kPa	1500 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	3,7 ± 0,1	3,0 ± 0,1	2,4 ± 0
Disco FeTi	4,0 ± 0	2,9 ± 0,1	2,4 ± 0
Disco FeAC	3,8 ± 0	2,9 ± 0,1	2,4 ± 0

Tabela 9 Tempo de parada em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total

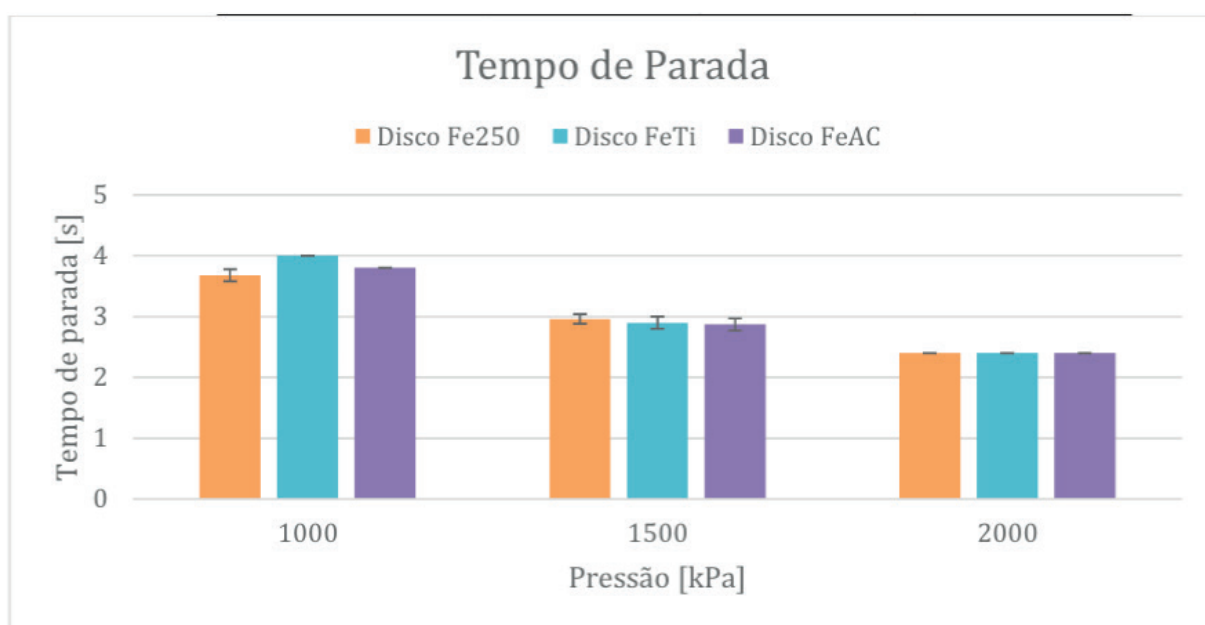


Figura 54 Tempo de parada em função do material e da pressão ensaio – Parada Total.

Os valores obtidos de distância decorrida até a parada total do dinamômetro seguem o mesmo comportamento observado com o tempo de parada. Nota-se que, o disco FeTi percorre maiores distâncias até a parada total, especialmente sob baixa pressão; como é mostrado na tabela 10 e na figura 55.

	Distância de Parada [m]		
	1000 kPa	1500 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	42,0 ± 0,6	35,0 ± 0,5	28,0 ± 0,3
Disco FeTi	46,0 ± 0,5	34,5 ± 0,7	29,0 ± 0,3
Disco FeAC	43,5 ± 0,5	34,5 ± 0,4	29,0 ± 0,4

Tabela 10 Distância de parada em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total

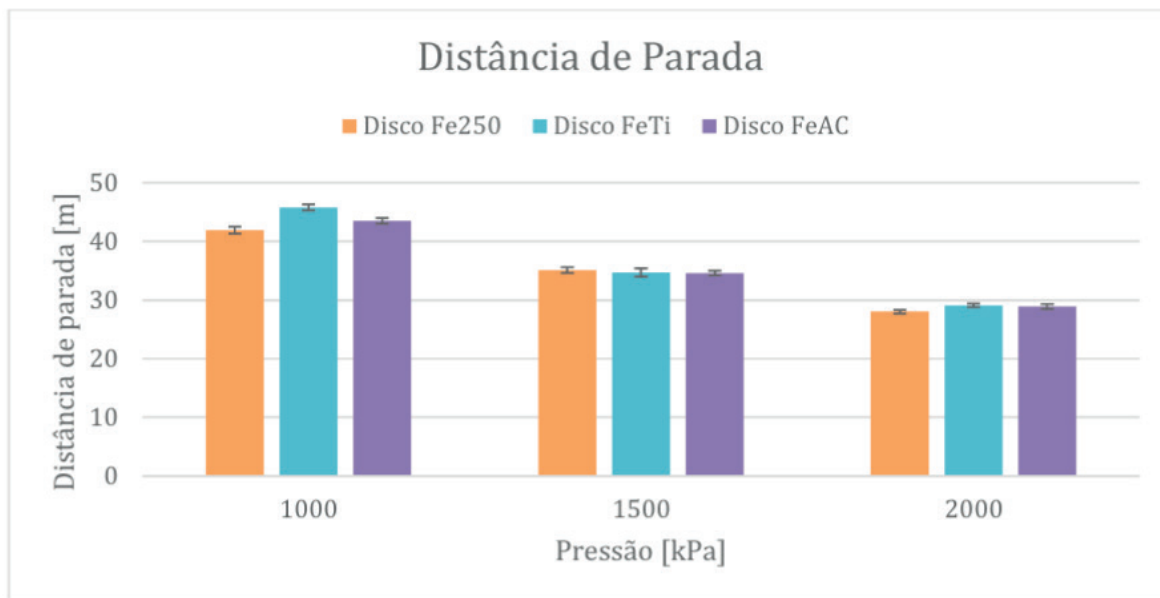


Figura 55 Distância de parada em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total.

Temperatura

Apesar da temperatura de ensaio apresentar valores próximos, assim como os dados analisados anteriormente, o comportamento da temperatura apresenta algumas peculiaridades, como ilustrado na figura 56, esses valores são apresentados na tabela 11.

Nos ensaios realizados à pressão de 1000 kPa e de 2000 kPa observa-se que, para a mesma pressão o menor valor de temperatura ocorre no conjunto do disco FeAC, seguido pelo do disco FeTi e o maior valor ocorre no conjunto do disco Fe250. Este comportamento pode ser explicado pelo fato de apesar o FeTi ter apresentado a menor força de atrito, a liga FeAC tem uma melhor dispersão de calor por conter maior quantidade de carbono na estrutura (COSTA, 2014).

Contudo, observa-se que, a temperatura na pastilha diminui com o aumento da pressão (conseqüentemente da força de atrito), apresentando os maiores valores com a pressão de 1000 kPa e os menores com a pressão de 2000 kPa. Ainda que a força de atrito aumente com a pressão, a temperatura na pastilha diminui. Esse comportamento pode ser explicado devido ao tempo que superfícies ficam sob regime de atrito. Como mostrado na figura 56, os conjuntos de pastilha e disco submetidos à pressão de 1000 kPa ficam submetidos à força de atrito por mais tempo do que os conjuntos submetidos à pressão de 2000 kPa. Por tanto, mesmo que para forças de atrito maiores a superfície possa atingir maiores temperaturas, o calor gerado é menor devido ao tempo de aplicação da força. Dessa forma os conjuntos aquecem mais quando ensaiados com menores pressões.

	Temperatura [°C]		
	1000 kPa	1500 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	99 ± 1	82,0 ± 0,7	84 ± 1
Disco FeTi	90,5 ± 0,9	83,0 ± 0,8	81,5 ± 0,5
Disco FeAC	85 ± 2	82 ± 1	77,5 ± 0,5

Tabela 11 Temperatura em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total

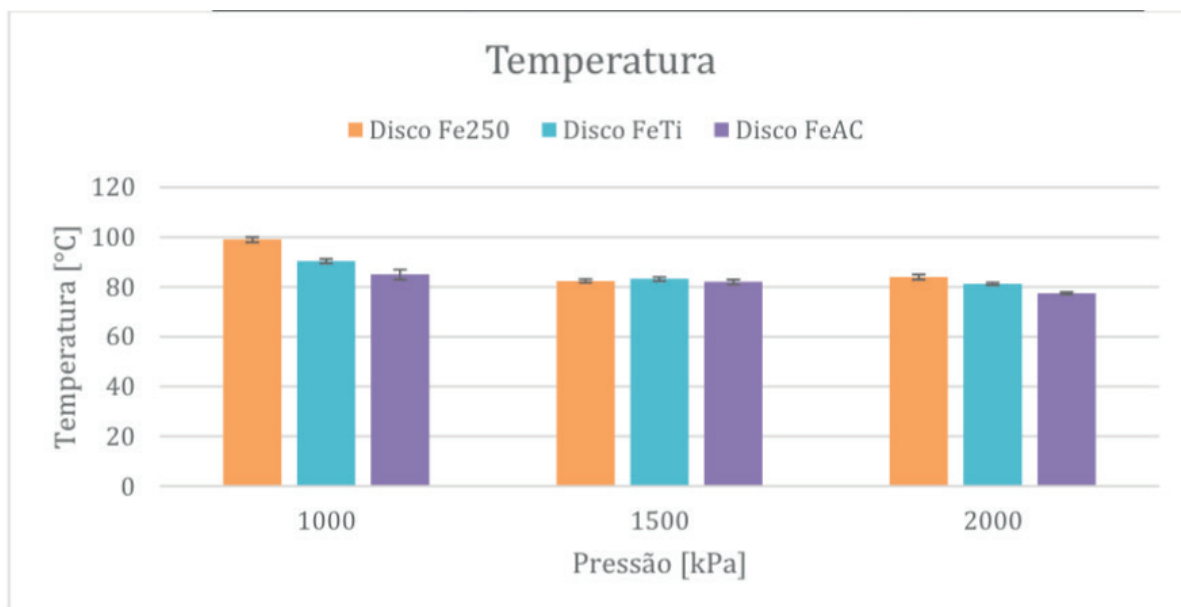


Figura 56 Temperatura em função do material e da pressão de ensaio – Parada Total.

Rugosidade

Discos: Os valores de rugosidade média “Ra” (rugosidade superficial média dada em μm) dos discos antes e depois de ensaios em função da pressão de frenagem são apresentados na tabela 12 e ilustrados na figura 57. Observa-se que os discos começam o ensaio com uma rugosidade semelhante devido a preparação das superfícies. De todas as formas, nota-se que o FeTi apresentou, em média, um valor de Ra maior; isto deve-se a maior dificuldade de preparação da superfície por causa de sua maior dureza superficial.

Constata-se, a partir da análise da rugosidade, que a superfícies do disco de Fe250 apresenta uma diminuição da rugosidade com os ensaios, o que pode ser explicado pela dureza do material, que por ser mais macio, deforma-se plasticamente (STACHOWIAK, 2005). Esse comportamento também resulta em uma maior força de atrito, Da mesma forma o disco de FeAC, que apresenta o valor intermediário de dureza entre três, também apresenta uma redução da rugosidade. Contudo, o disco de FeTi, o mais duro dos três apresenta um acréscimo na rugosidade, mesmo quando a pressão é a mais baixa, o que ocorre por conta da quebra das asperezas (STACHOWIAK, 2005), mas com o aumento, para 1500 KPa de pressão essa rugosidade diminui. Entretanto com a maior pressão, esse disco apresentou na face

externa um valor alto de $0,3 \mu\text{m}$, e pela barra de dispersão, pode-se concluir que a rugosidade nessa superfície apresentou heterogeneidade. Isso pode ser explicado pela impureza do ferro fundido, assim, em uma mesma superfície existem diversas regiões de comportamentos diferentes (CUEVA 2003).

		Ra [μm] Discos de freio			
		R0	1000 kPa	1500 kPa	2000 kPa
Disco	Externo	$0,23 \pm 0,03$	$0,17 \pm 0,02$	$0,14 \pm 0,07$	$0,10 \pm 0,01$
Fe250	Interno	$0,23 \pm 0,03$	$0,13 \pm 0$	$0,15 \pm 0,1$	$0,17 \pm 0,02$
Disco FeTi	Externo	$0,23 \pm 0,05$	$0,3 \pm 0,1$	$0,16 \pm 0,01$	$0,3 \pm 0,1$
	Interno	$0,27 \pm 0,01$	$0,3 \pm 0,1$	$0,024 \pm 0,03$	$0,27 \pm 0,03$
Disco FeAC	Externo	$0,2 \pm 0,1$	$0,15 \pm 0,02$	$0,17 \pm 0,02$	$0,2 \pm 0,1$
	Interno	$0,16 \pm 0,03$	$0,22 \pm 0,01$	$0,01 \pm 0,01$	$0,19 \pm 0,03$

Tabela 12 Rugosidade Ra [μm] Discos de freio

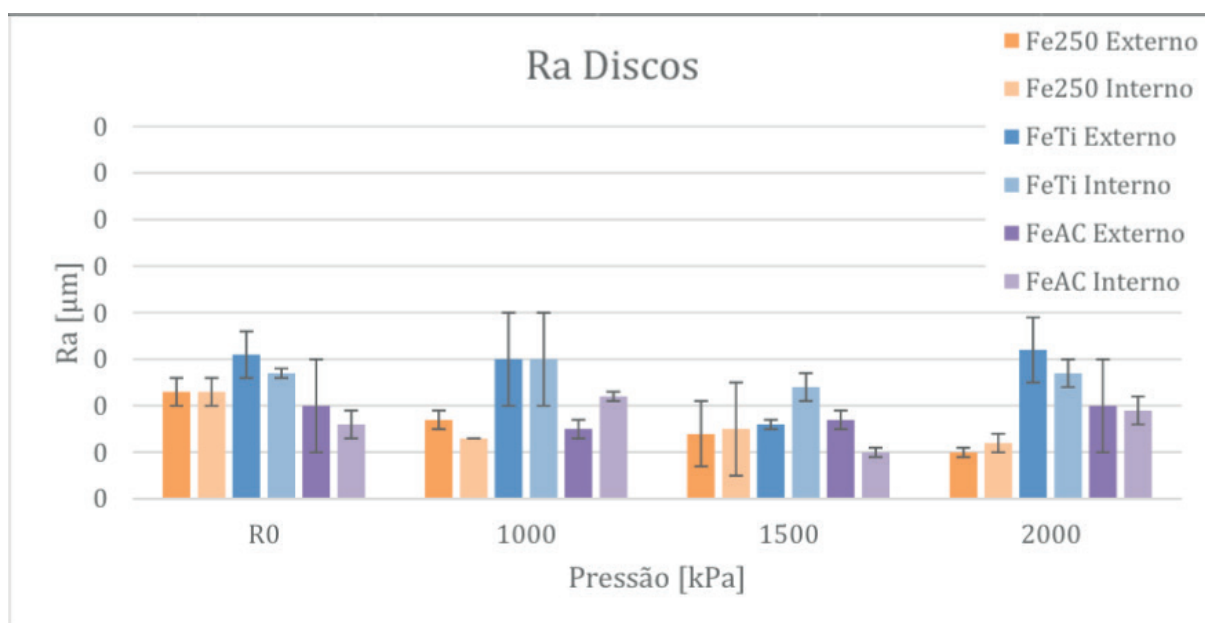


Figura 57 Rugosidade Ra dos discos antes e depois dos ensaios em função da pressão de ensaio.

Pastilhas: Devido à diferença de dureza do material das pastilhas e dos discos, a rugosidade superficial das pastilhas não apresentou diferença de comportamento para as diferentes ligas de ferro fundido dos discos ensaiados. A partir dos resultados obtidos percebe-se que, os resultados dos parâmetros de rugosidade encontrados nas pastilhas são semelhantes, não dependendo de qual disco é utilizado nos ensaios, como pode ser observado na tabela 13, esses valores são ilustrados na figura 58.

		Ra [μm] Pastilhas de freio			
		R0	1000 kPa	1500 kPa	2000 kPa
Disco	Externo	6,5 \pm 0,1	8 \pm 1	11 \pm 4	7 \pm 1
Fe250	Interno	5,2 \pm 0,7	4 \pm 1	3 \pm 1	3,2 \pm 0,3
Disco FeTi	Externo	7 \pm 2	3,7 \pm 0,7	8 \pm 3	3 \pm 0,8
	Interno	4,4 \pm 0,6	3 \pm 1	2,4 \pm 0,6	3,1 \pm 0,9
Disco FeAC	Externo	7,6 \pm 0,7	5,4 \pm 0,3	4,8 \pm 0,8	4,4 \pm 0,5
	Interno	5,6 \pm 0,4	4,6 \pm 0,7	3,8 \pm 0,7	4 \pm 2

Tabela 13 Rugosidade Ra [μm] Pastilhas de freio

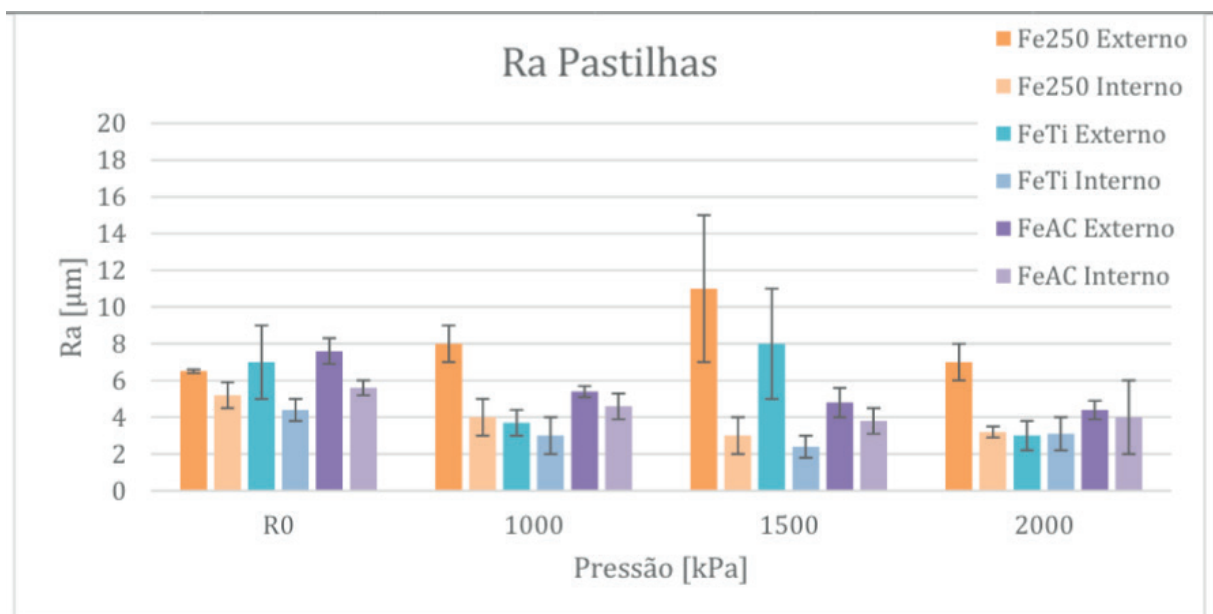


Figura 58 Rugosidade Ra das pastilhas antes e depois dos ensaios em função da pressão de ensaio.

A tendência dos resultados de força de atrito obtidos, com os ensaios realizados segundo a norma SAE J2522, mostrou um comportamento semelhante a outras obtidas por outros pesquisadores que realizaram ensaios baseados na mesma norma (BRANDÃO, 2014) (NEIS, FERREIRA & SILVA, 2014).

Comportamento semelhante foi também observado nas curvas de temperatura das pastilhas, tempo e distância de parada, independentemente do ensaio realizado; isto demonstra que o dinamômetro permite a realização de ensaios com boa repetitividade, corroborando, assim, para o comissionamento deste equipamento na utilização em pesquisas correlatas (DOQ-CGCRE-008, 2010).

Ensaio de Frenagem – Motor Ligado

Na figura 59 é exemplificado, o comportamento da força de atrito entre o disco

de Fe250 e a pastilha de freio, quando submetida às pressões utilizadas nos ensaios, durante um ciclo. Comportamento semelhante foi observado em cada um dos 100 ciclos realizados, para todos os materiais.

No instante em que o freio é acionado a força de atrito sobe abruptamente, e alcança um valor alto e fica flutuando em torno deste até a liberação do freio

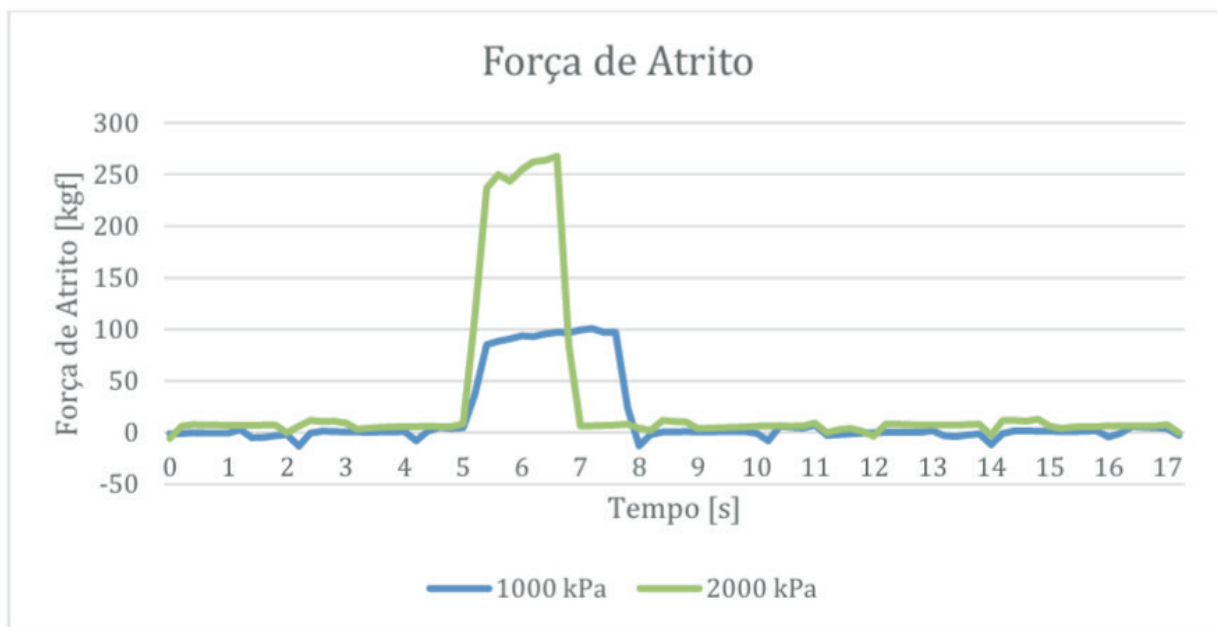


Figura 59 Força de atrito – Motor Ligado.

Na figura 60 é mostrado, em um ciclo de frenagem, o comportamento da força de atrito em função da velocidade do disco de Fe250 e do tempo de ensaio. Nesta, nota-se que no instante em que o freio é acionado a força de atrito sobe abruptamente, e alcança um valor alto e fica flutuando em torno deste até a liberação do freio. Esse comportamento ocorre porque o torque em um motor elétrico não depende da velocidade, assim mesmo com a queda da velocidade a força de resistência do motor se mantém praticamente constante.

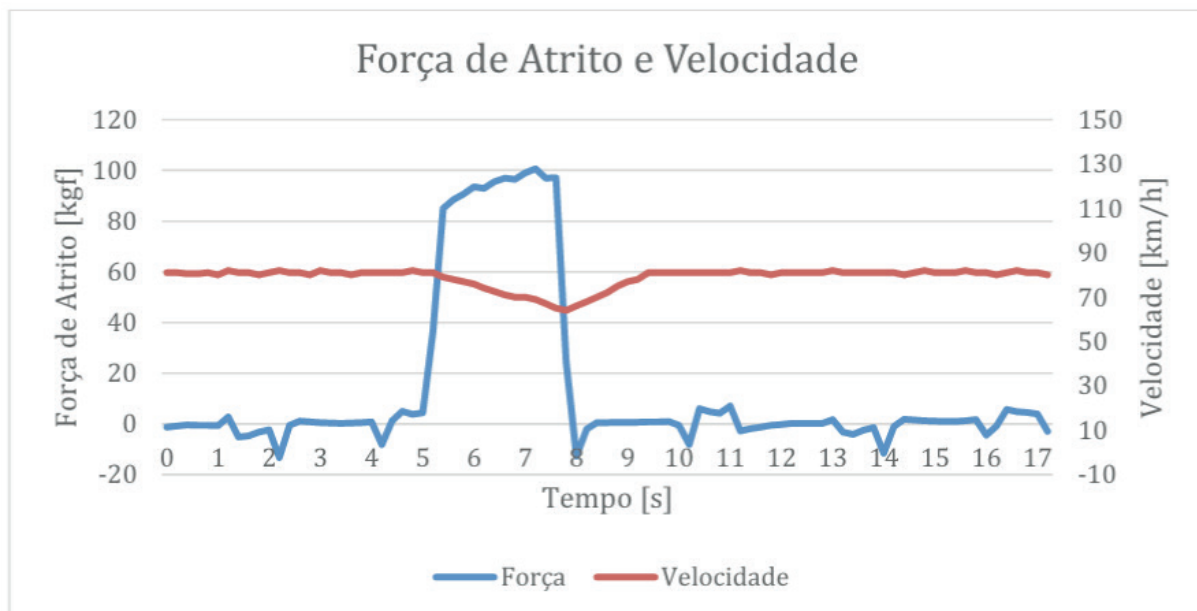


Figura 60 Força de atrito e Velocidade – Motor Ligado.

Nas figuras 61, 62 e 63 são apresentados os valores da força de atrito, da distância de frenagem, do tempo de frenagem e da temperatura da pastilha, medidos durante o ensaio de Motor Ligado do disco FeTi, com uma pressão de 1000 kPa. Comportamento semelhante foi observado para cada um dos discos ensaiados sob esta pressão.

Na figura 61 nota-se que a força de atrito apresentou um comportamento homogêneo ao longo de todo o ensaio, com valores entre 100 kgf e 120 kgf. Enquanto a temperatura, mostra uma variação crescente, durante o período de assentamento, até os 40 ciclos de frenagem, e depois se estabiliza em valores próximo de 100 °C.

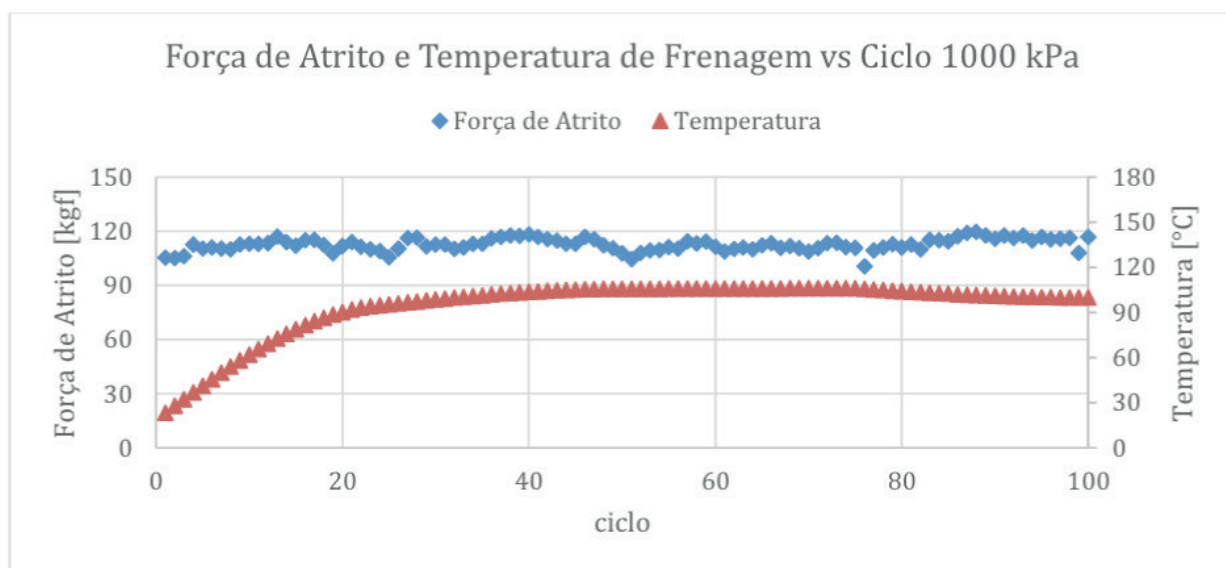


Figura 61 Força de atrito e Temperatura vs Ciclo 1000 kPa – Motor Ligado.

Na figura 62 verifica-se que a distância de frenagem diminui progressivamente, durante o período de assentamento, até os 10 primeiros ciclos de ensaio, e depois se estabiliza até o final do teste, em valores próximos a 60 m. Comportamento semelhante é observado com o tempo de frenagem na figura 63.

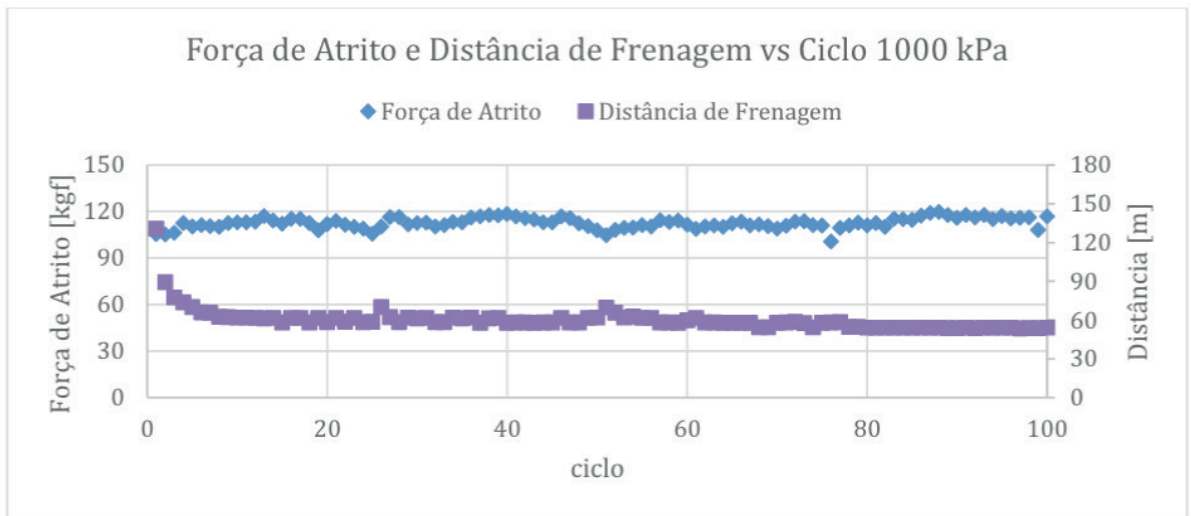


Figura 62 Força de atrito e Distância de frenagem vs Ciclo 1000 kPa – Motor Ligado.

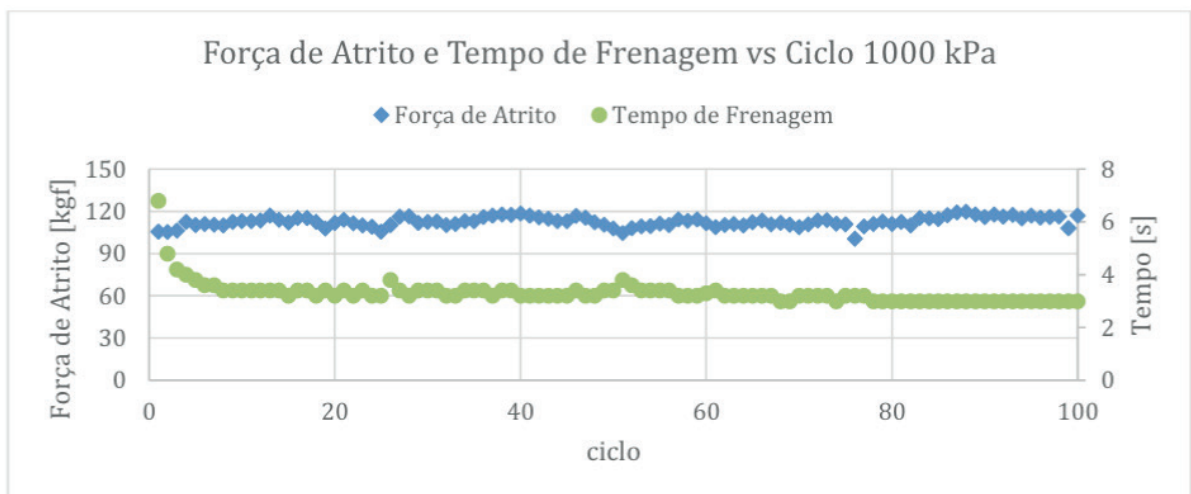


Figura 63 Força de atrito e Tempo de frenagem vs Ciclo 1000 kPa – Motor Ligado.

Nas figuras 64, 65 e 66 são apresentados os valores da força de atrito, da temperatura da pastilha e do tempo de frenagem, medidos durante o ensaio de Motor Ligado do disco FeTi, com uma pressão de 2000 kPa. Comportamento semelhante foi observado para cada um dos discos ensaiados sob esta pressão.

Nota-se pela figura 64 que a força de atrito e a temperatura aumentam proporcionalmente no período de assentamento, e depois se estabilizam a partir de 40 ciclos de ensaio, em valores próximos de 250 kgf e 95 °C, respectivamente.

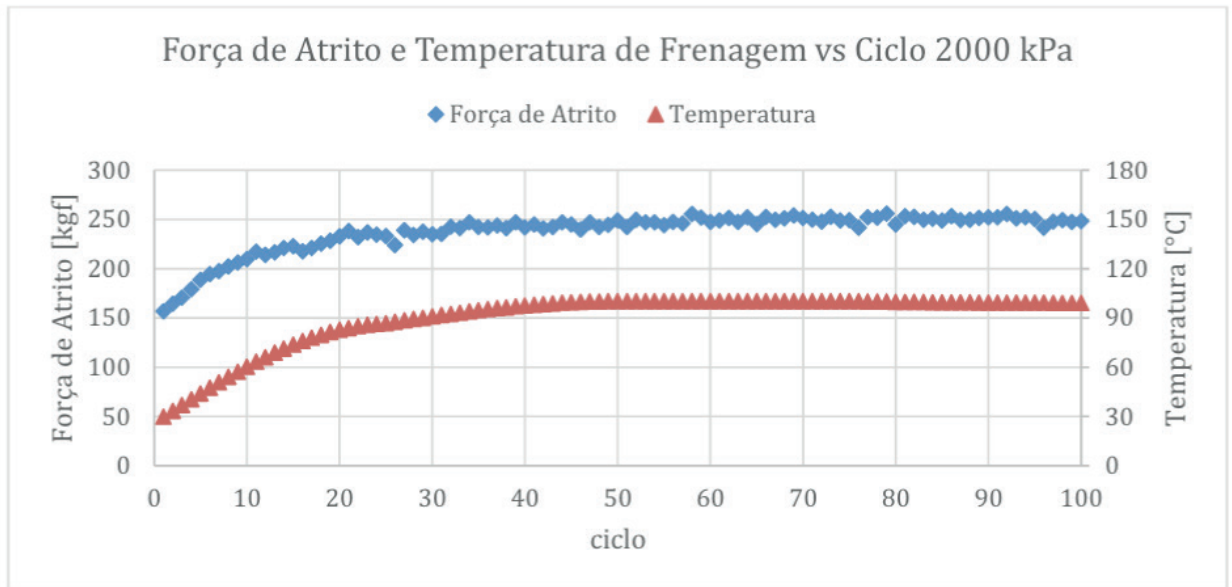


Figura 64 Força de atrito e Temperatura de frenagem vs Ciclo 2000 kPa – Motor Ligado.

Na figura 65, verifica-se uma progressiva diminuição da distância de frenagem, durante o período de assentamento e depois estabilização até o final do teste, em valores próximos a 30 m.

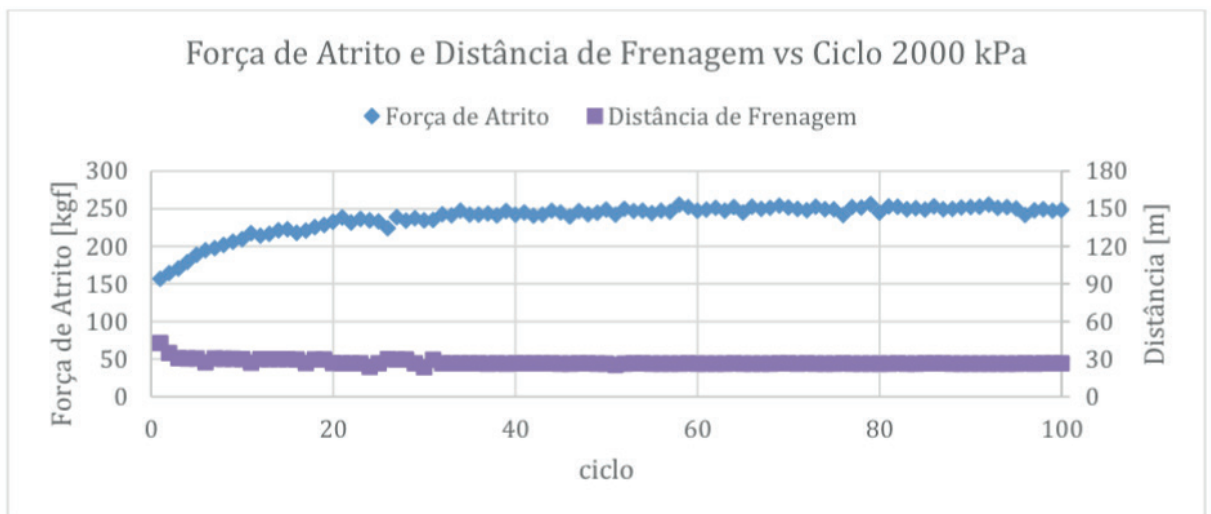


Figura 65 Força de atrito e Distância de frenagem vs Ciclo 2000 kPa – Motor Ligado.

Assim como a distância de frenagem, na figura 66, o tempo de frenagem apresenta uma progressiva diminuição, durante o período de assentamento e depois estabilização até o final do teste, em valores próximos a 1,5 s.

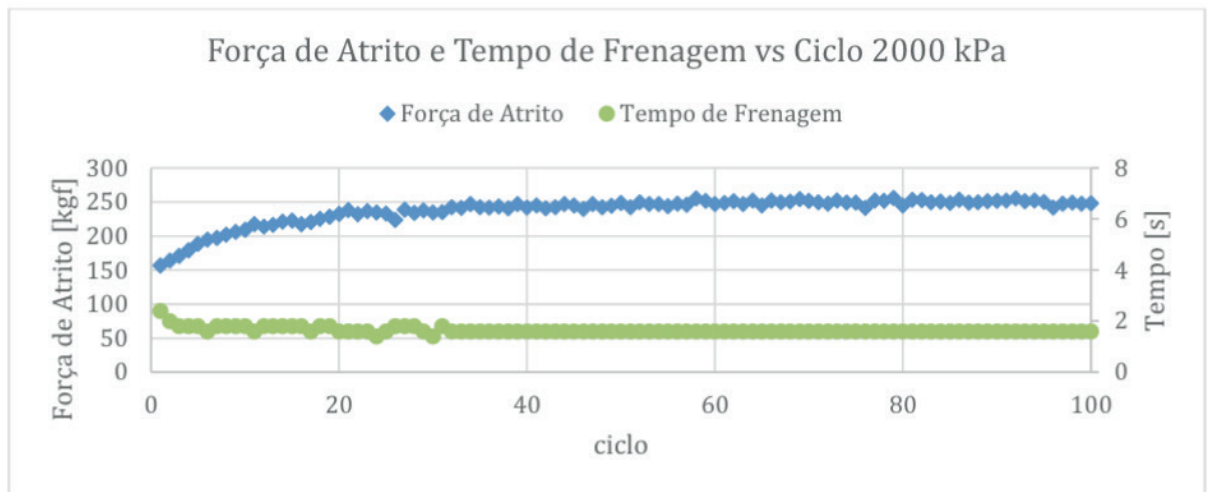


Figura 66 Força de atrito e Tempo de frenagem vs Ciclo 2000 kPa – Motor Ligado.

Observa-se dessa forma que, para a pressão de 1000 kPa, a força de atrito não apresenta uma diferença significativa entre a fase de assentamento e a fase seguinte. Mostrando que para esses ensaios a fase de assentamento ocorre já nos primeiros ciclos, enquanto que para a pressão de 2000 kPa essa fase dura por mais ciclos.

Considerações Finais do Ensaio de Frenagem – Motor Ligado

Força de Atrito

Para as análises seguintes foram utilizados como pertinentes os dados dos últimos 20 ciclos da etapa de frenagem. Na tabela 14, são mostrados os valores globais da força de atrito em função do material ensaiado e da pressão utilizada ilustrados na figura 67.

	Força de Atrito [kgf]	
	1000 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	167 ± 2	296 ± 4
Disco FeTi	161 ± 4	284 ± 11
Disco FeAC	156 ± 5	286 ± 4

Tabela 14 Força de atrito em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado

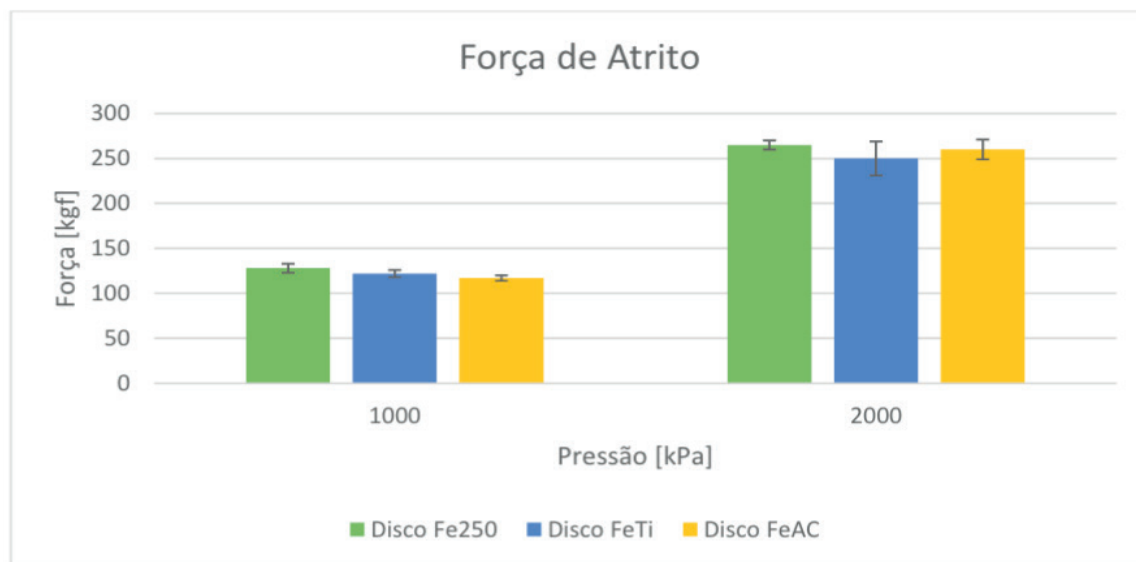


Figura 67 Força de atrito em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado.

Nota-se que a força de atrito é muito semelhante nos três materiais em cada condição de pressão utilizada; entretanto, como no ensaio de parada total, percebe-se que a liga de Fe250 apresenta uma força de atrito ligeiramente maior que os outros discos testados. Mais uma vez, esse comportamento pode ser explicado em virtude da menor dureza apresentada pelo Fe250 (205 HB), quando comparado com os outros dois.

Tempo e Distância de Frenagem

Na tabela 15 são mostrados os valores globais do tempo de frenagem em função do material ensaiado e da pressão utilizada ilustrados na figura 70. Nota-se também, que o tempo de frenagem é muito semelhante nos três materiais em cada condição de pressão utilizada; aproximadamente 3 s com 1000 kPa e 1,6 s com 2000 kPa.

Nota-se que as colunas apresentadas na figura 68 mantem o comportamento inverso das apresentadas na figura 67, coincidindo os menores tempos de frenagem com as maiores forças de atrito.

	Tempo de Frenagem [s]	
	1000 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	2,9 ± 0,1	1,6 ± 0,03
Disco FeTi	3,0 ± 0,1	1,7 ± 0,1
Disco FeAC	3,2 ± 0,2	1,6 ± 0

Tabela 15 Tempo de frenagem em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado

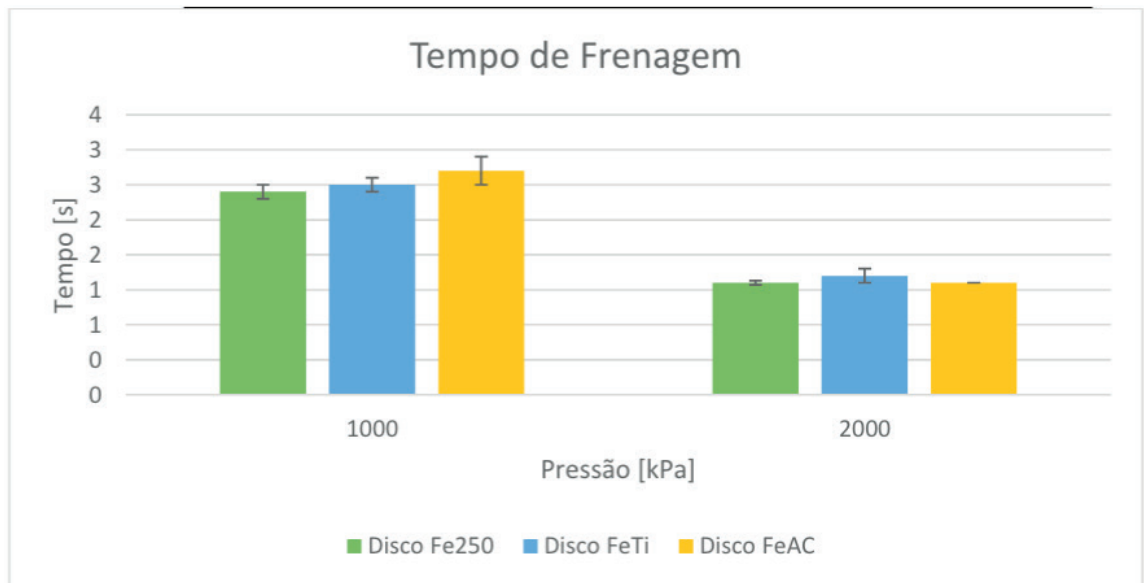


Figura 68 Tempo de frenagem em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado.

Os valores obtidos de distância de parada seguem o mesmo comportamento observado com o tempo de frenagem. Notando-se que coincidem, mais uma vez, os menores tempos e distâncias de frenagem com as maiores forças de atrito como é mostrado na tabela 16 e na figura 69.

	Distância de Freragem [m]	
	1000 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	54 ± 1	26,5 ± 0,7
Disco FeTi	53,5 ± 0,7	28 ± 2
Disco FeAC	58 ± 3	26,5 ± 0,1

Tabela 16 Distância de frenagem em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado

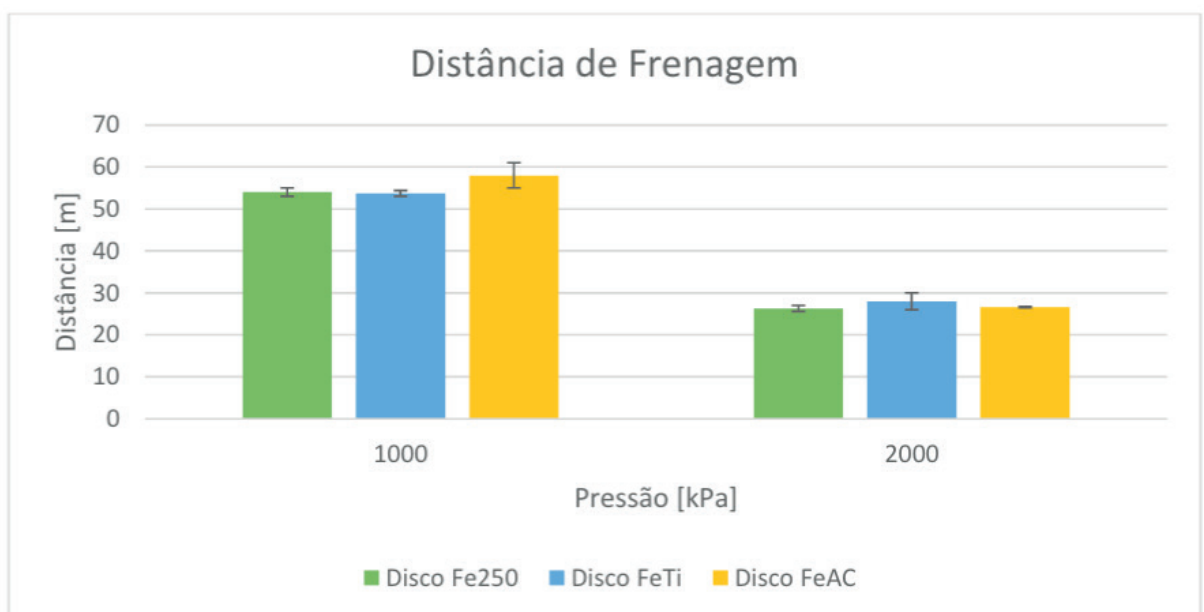


Figura 69 Distância de frenagem em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado.

Temperatura

Observa-se pela figura 70 e pela tabela 17 que, a temperatura de ensaio apresenta valores próximos, tanto para materiais diferentes, quanto para pressões diferentes.

Entretanto, observa-se também que, ainda que a força de atrito aumente com a pressão, a temperatura nas pastilhas apresenta uma ligeira queda. Esse comportamento pode ser explicado observando os tempos de parada, pois o tempo diminui com o aumento da força de atrito, e mesmo que a temperatura na superfície de contato possa ser maior, uma vez que o tempo de contato é menor, o calor se dissiparia mais rapidamente.

	Temperatura [°C]	
	1000 kPa	2000 kPa
Disco Fe250	102 ± 7	95 ± 5
Disco FeTi	116 ± 2	93 ± 10
Disco FeAC	96 ± 6	92 ± 11

Tabela 17 Temperatura em função do material e da pressão de ensaio – Motor Ligado

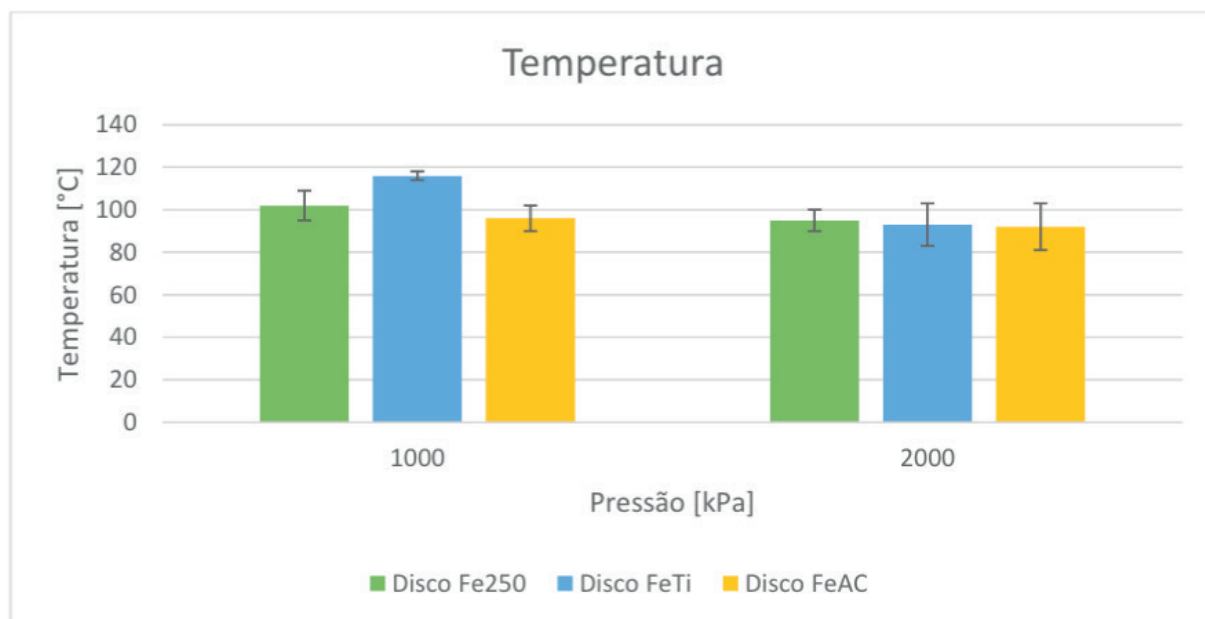


Figura 70 Temperatura em função do material e da pressão do ensaio – Motor Ligado.

Os resultados reforçam a importância que devem ter os ensaios que, cumulativamente respeitem a realidade da circulação dos veículos; permitindo assim a validação, em laboratório, de situações correspondentes a real utilização dos veículos. Desta forma, leva-se em consideração a importância dos diferentes regimes sobre as análises de desgaste de sistemas de freio (SERRANO, 2012).

A realização da presente Dissertação de Mestrado cumpriu os objetivos propostos no início do projeto.

O dinamômetro inercial do Laboratório de Tribologia foi modernizado e automatizado, de tal forma que, agora é possível programar, controlar, monitorar e executar ensaios por meio de um computador.

- O projeto estrutural de funcionamento do dinamômetro foi melhorado, do ponto de vista estático e dinâmico, mudando a forma de fixação da máquina ao chão; aumentando sua rigidez, por meio da colocação de um arco estrutural no corpo da máquina; e a modificando dos pontos de fixação das partes do sistema de freio, que permitem a rápida troca dos conjuntos de freio, assim como a utilização de conjuntos com dimensões variadas.
- O sistema de potência do dinamômetro, em virtude da combinação do motor instalado em conjunto com o inversor de frequência, obteve ganho de torque de quase 150%. Assim, seu torque é suficiente para realização de ensaios de frenagem.

Em relação à automação do dinamômetro inercial, conclui-se que:

- O dinamômetro foi implementado de forma que sua operacionalidade é simples e racional, com interfaces computacionais claras e intuitivas, devido ao *design* da interface do *software*.
- O dinamômetro é capaz de realizar os ensaios automaticamente sem a necessidade da interferência do operador, tendo em vista a implementação em conjunto do sistema eletrônico de controle e do *software* desenvolvidos.
- Devido à estrutura do *software* desenvolvido neste trabalho, o dinamômetro é capaz de realizar ensaios baseados na norma SAE J2522, como também, permite a realização de diferentes modalidades de ensaios.
- O sistema eletrônico de aquisição de dados desenvolvido permite adquirir e armazenar dados de rotação, força de atrito e temperatura obtidos pelos sensores posicionados no corpo da máquina.
- A integração de todos os sistemas (mecânico, elétrico, eletrônico) do dinamômetro foi realizada por meio do *software* em *LabView* desenvolvido neste trabalho. O *software* permite, por meio de computador, controlar e monitorar o funcionamento do dinamômetro, bem como, realizar a aquisição de dados.

No que diz respeito ao processo de comissionamento do dinamômetro inercial automatizado, pode-se concluir que:

- O dinamômetro apresentou repetibilidade dos dados, confiabilidade dos resultados e reprodutividade dos ensaios, em função da automação.
- Nos ensaios baseados na norma SAE J2522, a curva da força de atrito apresenta comportamento correspondente ao encontrado na literatura. Durante a fase de assentamento a força de atrito e a temperatura da pastilha sobe a cada ciclo de frenagem da mesma forma que a distância e o tempo de parada diminuem. Terminado o período de assentamento, os valores medidos de cada variável permanecem constantes, independentemente da quantidade de ciclos.
- Para cada ciclo a força de atrito apresentou o seguinte comportamento: ao acionar-se o freio a força de atrito sobe abruptamente e continua a subir durante o período de acionamento até alcançar o valor máximo no instante da parada total.

No que concerne à análise do comportamento em desgaste dos sistemas de freio de veículos utilizados neste trabalho (discos: Fe250, FeTi e FeAC e pastilhas), conclui-se que:

- Os valores de força de atrito, temperatura, distância de parada e tempo de parada foram muito semelhantes nos três sistemas de freio, quando comparados em iguais condições de pressão de frenagem utilizadas. As pequenas oscilações podem ser explicadas em função da dureza de cada material.
- Os discos com maior dureza superficial apresentaram menor força de atrito, para as pressões aplicadas. Por conseguinte, o disco que apresentou menor dureza e maior força de atrito foi o disco Fe250 enquanto o que apresentou menor força de atrito e maior dureza foi o disco FeTi.
- O aumento da pressão aplicada no sistema de freio provoca o aumento força de atrito. Nos ensaios baseados na norma SAE J2522, quanto maior for a força de atrito menor será o tempo e a distância para a parada total do sistema. Da mesma forma, nos ensaios de motor ligado, quanto maior for a força de atrito menor será o tempo e a distância de frenagem decorridos até a velocidade de 60 km/h.
- Quanto menor o tempo de frenagem, (devido ao aumento da força de atrito), menor a temperatura medida. Esse comportamento está relacionado em grande parte pelo fato da quantidade de calor transferido ser menor para tempos menores, sob as pressões ensaiadas.
- Nas análises de rugosidade superficial, observou-se que o disco de FeTi, que apresenta maior dureza superficial, apresentou maiores valores de rugosidade superficial, e que com o acréscimo da pressão aplicada nesse disco houve também um acréscimo da rugosidade.
- Nos ensaios de motor ligado, verificou-se que com a pressão de 1000 kPa, a força atrito se manteve constante, independentemente do número de ciclos ensaiados e do material testado. No entanto, a temperatura, distância de frenagem e tempo de frenagem apresentaram um comportamento mais previsível, aumentado progressivamente durante a fase de assentamento e depois se mantendo constantes no restante dos ensaios.

TRABALHOS FUTUROS

Tendo em mente as tecnologias disponíveis no mercado vale ressaltar que o dinamômetro inercial pode ser utilizado para diferentes tipos de teste e ensaios.

Recomenda-se para trabalhos futuros:

- Realizar ensaios de frenagem usando a norma Brasileira – ABNT NBR 10966-2 (2014): Veículos rodoviários automotores.
- Realizar ensaios de frenagem usando a norma Brasileira – ABNT NBR 16068 (2012): Veículos rodoviários automotores.
- Implementar um sistema automatizado de embreagem para acoplar e desacoplar o motor aos discos de inércia.
- Automatizar o controle de velocidade do motor.
- Automatizar o controle da pressão de acionamento do freio.
- Implementar um sistema de ventilação forçada automatizado de forma que se possa aumentar e diminuir a velocidade de ventilação acompanhando a velocidade do dinamômetro.

- ABDI. **Estudo Prospectivo Setorial Automotivo**, Relatório de Perspectivas. Agência Brasileira de Desenvolvimento Industrial. Centro de Gestão e Estudo Estratégicos cgee. 2009.
- ABREU. R.M. **Simulação e Ensaio de Mecanismo de Freio Automotivo**; [Dissertação mestrado]. Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia. 2013.
- ARAÚJO. C. F. Q **Projeto e Construção de Bancada de Ensaio para Estudos de Sistemas de Freio de Bicicletas**; Trabalho de Conclusão de Curso; [Graduação em Engenharia Automotiva] Universidade de Brasília; Brasília. 2016.
- BAUMER I, CUEVA EG, GUESSER WL, SINATORA A, TSCHIPTSCHIN AP. **Ferros Fundidos Empregados para Discos e Tambores de Freio**. Brake Colloquium, SAE Brazil, Gramado RS, 2003.
- BARBOSA, B. H. **Instrumentação, Modelagem, Controle e Supervisão de um Sistema de Bombeamento de Água e Módulo Turbina–Gerador**; [Dissertação de mestrado]. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2006.
- BB. INA 125 **Istrumentation amplifier with precision voltage reference**. Catálogo Técnico Burr-Brown Corporation. 1998.
- BEZERRA, A.A. **Estudo do Desgaste no Roscamento com Alta Velocidade em Ferro Fundido**; [Tese de Doutorado]. Escola de Engenharia de São Carlos. 2003.
- BLGALAXY ELETRICAL. 1N4728 THRU 1N4764**, Zener Diodes. Catálogo Técnico.1998.
- BLAU P. J. **Friction Science and Technology**. Ed. Marcel Dekker. New York. 1996.
- BRANDÃO, S. M. ; CAIXETA, L. G ; SILVA, J. P. ; ANDRADE, M. ; CUEVA, E.G. . **Investigação das possíveis causas de empenamento em discos de freio de Picapes**. In: Encontro de Ciência e Tecnologia. ECT - FGA/UnB), VII Encontro de Ciência e Tecnologia, Brasília 2015.
- BRANDÃO, S. M. **Construção de um Dinamômetro Inercial para Analisar o Desempenho de Ferros Fundidos Cinzentos Utilizados em Sistemas de Frenagem de Veículos Leves**; [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Brasília. 2014.
- BREZOLIN, A. **Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais** [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul.2007.
- CASSIOLATO, C. **Condicionamento de Sinais analógico & Sensores**. Artigo Técnico, SMAR Equipamentos Industriais. 2017.
- CONTRAN. **Resolução n.340 de 25.02.2010 do Conselho Nacional de Trânsito**. Disponível em: <https://www.legisweb.com.br/legislacao/?id=113008> [acesso em 05.07.2017].

CÔRTEZ, D.M. **Aplicação de Inversores de Frequência em Motores Elétricos de C.A.**; [Projeto de Graduação em Engenharia Elétrica] Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro PUC-RJ. Rio de Janeiro. 2010.

COSTA, S. M. C. **Investigação Da Resistência À Corrosão De Ferros Fundidos Com Microestrutura Bainítica E Perlítica Em Meio De Condensado Sintético.** [dissertação de mestrado]. Universidade de São Paulo. São Paulo. 2014.

COSTA PINTO, F. **Sistemas de automação e controle. SENAI Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial.** Vitória Espírito Santo. 2005.

CUEVA, EG. **Estudo do Desgaste em Materiais Utilizados em Discos de Freio de Ferro Fundido com Grafita Lamelar e Vermicular;** [Tese de Doutorado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

CUEVA, E. G. ; CORREA, R. M. ; CAVALCANTI, M. B. ; BRANDÃO, S. M. **Dimensionamento e Validação de Dinamômetro Inercial de Freio para Veículo Baja-SAE.** In: V Encontro de Ciência e Tecnologia, Brasília. V Encontro de Ciência e Tecnologia. 2013.

DAY, A. J.; NEWCOMB, T. P. **The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake.** Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D. vol. 198, 1984.

DOQ-CGCRE-008, **Orientação Sobre Validação De Métodos Analíticos, Coordenação Geral De Acreditação,** Revisão, Fevereiro de 2010.

DRIFT Brasil. **Catálogo de peças Reposição Automotiva. Sensor de Velocidade.** 2015.

DS Industria de Peças Automotivas. **Informativo Técnico Sensor de Rotação.** São José do Rio Preto/SP.

ECKERT, J.J. **Desenvolvimento de bancada dinamométrica para validação da influência da estratégia de troca de marchas na dinâmica veicular longitudinal;** [Tese de Doutorado]. Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. 2017.

GESTEIRA L. G. G. **Sistema De Aquisição De Dados Baseado Em LabView para um Dinamômetro de Chassi;** [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Federal da Bahia, Salvador. 2014.

GOMES, J.S. **Estudo para Substituição de Acionamento dos Motores Trifásicos de Anéis com Alimentação Bifásica por Motores de Indução Trifásicos acionados por Inversor de Frequência em um veículo de Transporte Ferroviário com Sistema de Captação de Fio Trolley;** [Dissertação de Mestrado]. Universidade Santa Cecília, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Santos, SP, 2016.

HIPPER FREIOS, **Catálogo de Produtos ISO 9001:2008.** 2012.

HALLIDAY, D. **Fundamentos da física,** 8 ed. LTC. Rio de Janeiro. 2008.

INFANTINI, MB, **Variáveis de desempenho dos sistemas de freio,** [Dissertação de Mestrado]. Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

IOMBRILLER, S.F. **Análise térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados;** [Tese de Doutorado]. Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo. São Carlos. 2002.

ITS-90. **International Temperature Scale of 1990.** Disponível em: www.its-90.com [acesso em

18.08.2017].

KRUZE, G.A.S, **Avaliação do coeficiente de Atrito em um Dinamômetro em escala Reduzida**; [Dissertação de Mestrado]. Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

KORNRUMPF, L. H. D. **Algoritmos de tratamento de curvas para determinação de parâmetros de geradores síncronos através do ensaio de resposta em frequência utilizando metodologia com inversor de frequência**. [Dissertação de Mestrado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2017.

LIMPERT, Ruldolf – **Brake Desigin and Safety**. 2nd ed.1999.

LAMB, RG. **Estudo do comportamento de desgaste de materiais de atrito em função de variáveis de aplicação**; [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul. 2008.

MATOZO, L.T. **Estudo da relação entre propriedades do compósito de fricção aplicado a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise**. [Tese de Doutorado] Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2012.

MATTEI, A. L. P. **Consciência situacional em voo de sistemas aéreos não tripulados**. [Tese de Doutorado]. Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação - ICMC-USP. Universidade de São Paulo. São Carlos. 2015.

MINKOFF, I. **The physical Metallurgy of cast iron**, John Wiley & Sons 1983).

MITUTOYO, Corporation. Surftest SJ-120. **Medidor de Rugosidade Superficial Modelo SJ-210**. Manual do Usuário. 2009.

NEIS, P.D, FERREIRA, N.F. SILVA F.P. **Comparison between methods for measuring wear in breque friction materials**. Revista Elsevier. Elsevier B.V. 2014. Disponível em: www.elsevier.com/locate/wear [acesso 02.07.2016].

NI. **User Guide and Specifications – NI USB-6008/6009**. National Instruments. Manual do Usuário, 2014.

NI. **LabView System Design Software**. National Instruments. Disponível em: <http://www.ni.com/labview> [acesso 20.07.2017].

OLIVEIRA, K.H.C.P. **Sistema de aquisição de dados e controle de processos: aplicações com compactrio e Labview** [Monografia de graduação em engenharia de controle e automação]. Universidade de Ouro Preto. Ouro Preto. 2013.

PODORODECZKI, P. R. **Análise de desempenho de motor diesel com injeção eletrônica common rail alimentado com misturas diesel – biodiesel em dinamômetro de chassis**. [Dissertação de Mestrado]. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais (PGETEMA) da Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2016.

ROCHA, A. B. **Implementação de Um Programa Computacional Para Auxilio ao Projeto de Freios Automotivos Utilizando Técnicas De Metodologia De Projeto**, [Dissertação de Mestrado]. Escola de Engenharia de São Carlos. 2011.

ROCHA, A. F. **Tópicos em Controle e Automação. Manual**. Universidade de Brasília. Brasília. 2013.

ROSÁRIO, J. M., **Automação Industrial**. ed. Baraúna. São Paulo. 2009.

SAE J2522 - **AK-Master Standard, In Brake German Procedures, Surface Vehicle Recommended Practice**, Alemanha, Ak-Master de dezembro de 1998.

SANTOS, D. S. **Sistema de processamento de sinais e geração de imagens químicas para sensores LAPS, FMOS e TAOS baseado em dispositivos lógicos programáveis FPGA**. [Dissertação de Mestrado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2014.

SANTOS ABS, BRANCO CHC. **Metalurgia dos Ferros Fundidos Cinzentos e Nodulares**. São Paulo, IPT, 3ª Edição, 1989. (ERA o nº 21)

SERBINO, E. M. **Um Estudo dos Mecanismos de Desgaste em Disco de Freio Automotivo Ventilado de Ferro Fundido Cinzento Perlítico com Gráfica Lamelar**; [Dissertação de Mestrado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

SERRANO, L. M. **Análise Comparativa do Desempenho de Motores de Combustão Interna Quando**; [Tese de Doutorado]. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Coimbra, 2012.

SOUSA, D.J. **Estudo Da União De Materiais Similares E Dissimilares Utilizando O Processo De Soldagem Por Fricção (Fw)**; [Dissertação De Mestrado]. Universidade Federal De Itajubá. Itajubá. 2017.

STACHOWIAK, G.W., BATCHELOR, A.W. **Engineering Tribology**, 3th Ed, 2005

TI. INA118 Precision, **Low Power Instrumentation Amplifier**. Catálogo Técnico Texas Instruments. 2016.

TI. LM35 **Precision Centigrade Temperature Sensors**. Catálogo Técnico. Texas Instruments. 2016.

WERNECK. M. M. **Transdutores e Interfaces**. ed. Lct. Rio de Janeiro. 1996.

WEG. **Manual do Usuário Inversor de Frequência CFW-08**. WEG S.A. 2009.

WEG. **Guia de Especificação do Motor Elétrico**. WEG S.A. 2016.

APENSO I MANUAL DE PROCEDIMENTO PADRÃO PARA O USO DO DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO

Este manual tem como função indicar o procedimento padrão para a utilização segura do dinamômetro, assim, elucidando o uso do equipamento a quem possa interessar. O procedimento padrão de realização dos ensaios segue a seguinte ordem:

- Ligar três disjuntores: 1) disjuntor geral no painel de energia do laboratório; 2) disjuntor do compressor de ar; 3) disjuntor do sistema de potência.
- Ligar o computador.
- Ligar a caixa de aquisição (Tomada e Botão).
- Conectar o cabo USB da caixa de aquisição ao PC.
- Quando o PC estiver ligado e o programa *LabView* estiver funcionando, ligar o painel de controle na tomada, uma vez que, ele não compartilha a rede elétrica do sistema de potência do dinamômetro.
- Ligar o disjuntor o monofásico no painel de controle do dinamômetro. O disjuntor monofásico é o sistema de segurança que protege a parte elétrica do sistema de freio, liga as contatoras – que ligam o motor ao inversor de frequência e ainda possuem sistema de relê térmico responsável por proteger de sobrecarga o sistema trifásico do motor.
- Ligar o disjuntor trifásico de proteção do inversor de frequência, no painel de controle.
- Colocar e prender os discos de freio (já com as superfícies devidamente preparadas).
- Colocar a pinça com as pastilhas (já com as superfícies devidamente preparadas) prendendo a pinça ao suporte.
- Prender o parafuso de tensão – que liga a pinça ao arco de fixação.
- Posicionar a ponta de apoio giratória à ponta do eixo do dinamômetro, aparafusando-a ao suporte.
- Posicionar o termopar inserindo-o na pastilha de freio.

- Tencionar os parafusos que ligam a pinça ao arco de fixação – para dar a pré carga no sistema de aquisição de força de atrito.
- Pender a posição do parafuso de tensão com barra fina – para que não se perca a tensão durante o ensaio.
- Definir o valor da pressão desejada na válvula reguladora de pressão (conferir nos 2 manômetros).
- Verificar se a ligação do sistema elétrico da válvula solenoide está devidamente ligada (sistema de freio).
- Verificar se os cabos dos sensores estão ligados ao sistema de aquisição e controle.
- Verificar se os cabos dos relês estão devidamente conectados (nos sistemas do painel de controle - esta conexão foi montada embaixo da mesa).
- Na IHM do programa em *LabView*, indicar os valores de parâmetro de ensaio (conforme apenso II).
- Ligar o sistema de ventilação.
- Apertar a tecla START no programa *LabView*.
- Acompanhar e esperar o ensaio acabar. As informações são salvas automaticamente.

APENSO II DISCRIÇÃO DOS PARÂMETROS DA IHM

Este apenso tem como função descrever os parâmetros apresentados na IHM do *software* desenvolvido neste trabalho, assim, elucidando a quem possa interessar, como utilizar a bancada e o *software* desenvolvidos.

A figura abaixo apresenta a interface do *software* desenvolvido.

Bancada de Frenagem - Ensaio

000 999
20a 20b

Temperatura	Rotação	Célula de Carga	Ensaio
Referência (°C) 13 <input type="text" value="25,45"/>	Rotação (RPM) 14 <input type="text" value="0"/>	Força (Kgf) 17 <input type="text" value="0"/>	19 00:00:00
Offset referência 8 <input type="text" value="0"/>	Velocidade (km/h) 15 <input type="text" value="0"/>	Tara 11 <input type="text" value="0"/>	18a █ 18b █ 18c █
Temperatura A (°C) 12a <input type="text" value="50,15"/>	Distancia (m) 16 <input type="text" value="0"/>	Fator de conversão 10 <input type="text" value="10"/>	22 MOTOR [OFF]
Temperatura B (°C) 12b <input type="text" value="25,45"/>	Fator de conversão 9 <input type="text" value="0,15"/>		23 FREIO [OFF]
Configurações do ensaio			24 AQUISICAO [OFF]
Número de ciclos 1 <input type="text" value="50"/>	Limite superior (km/h) 2 <input type="text" value="80"/>	Limite inferior (km/h) 3 <input type="text" value="0"/>	25 START
Tempo entre ciclos (s) 4 <input type="text" value="10"/>	Tempo de espera (s) 5 <input type="text" value="5"/>	Tempo de espera (s) 6 <input type="text" value="5"/>	26 STOP
C:\Users\Desktop 7			21a █ 21b █ 21c █

Em que:

1. Número de Ciclos – O operador define o número de ciclos a serem realizados no ensaio.
2. Limite superior (Km/h) - O operador define a velocidade em que a máquina deverá acionar o freio.
3. Limite Inferior (Km/h) – O operador define a velocidade em que a máquina deverá liberar o freio. Podendo inclusive ser 0 (zero) para a parada total.
4. Tempo entre ciclos (s) – O operador define o tempo de espera entre o fim da frenagem e o início do próximo ciclo.
5. Tempo de espera do limite superior (s) – O operador define o tempo de estabilização da velocidade, este parâmetro serve para garantir que a velocidade de acionamento do freio está estabilizada antes que se inicie a frenagem.
6. Tempo de espera do limite inferior (s) – O operador define o tempo de espera depois que a frenagem termina, podendo também ser 0(zero), este parâmetro serve para garantir que o freio será acionado pelo tempo estabelecido.
7. Local de Arquivo – O operador define o local onde o arquivo com os dados coletados deverá ser salvo.

Caso o operador tente iniciar o ensaio sem o preenchimento de todos os parâmetros indicados acima, uma mensagem de ERRO indicará qual parâmetro deverá ser preenchido para a iniciação do ensaio.

8. Entrada de Offset de Referência da Temperatura – O operador pode definir o valor de Offset de Referência da Temperatura.

9. Fator de Conversão de Velocidade – O operador pode definir o valor de fator de escala para apresentar o valor em Km/h.
10. Fator de Conversão da Célula de Carga - O operador pode definir o valor de escala da célula de carga.
11. Tara da Célula de Carga – O operador pode definir um valor de tara a fim de subtrair dos dados a carga de pré tensão aplicada na célula de carga.

Variáveis:





12. Temperatura (°C) – Visualização da temperatura em até 2 (dois) Termopares.
a) Termopar A; b) Termopar B.
13. Temperatura de referencia – Visualização da temperatura ambiente.
14. Rotação (rpm) – Visualização da velocidade de rotação em rpm.
15. Velocidade (Km/h) - Visualização da Velocidade em Km/h.
16. Distância (m) – Visualização da distância percorrida desde o início do ensaio.
17. Força de Atrito (Kgf) – Visualização da Força de atrito em Kgf.
18. Apresentação analógica dos tempos – Tempo (entre ciclos, limite superior, limite inferior). – Esta função permite ao operador o acompanhamento de quanto tempo falta para terminar o processo em andamento (frenagem, aceleração, espera) para permitir que quaisquer ajustes necessários na máquina durante o ensaio sejam executados com segurança. a) Tempo limite superior; b) Tempo limite inferior; c) Tempo entre ciclos.
19. Cronometro – Apresenta o tempo decorrido desde o início do ensaio.
20. Contador de ciclos – apresenta os ciclos decorridos e o numero total de ciclos. a) Ciclo atual; b) Total de ciclos.
21. Luzes indicadoras: de acionamento do motor, acionamento do freio e luz de espera. – auxiliam a acompanhar qual processo está em andamento no ensaio. a) Espera; b) Motor; c) Freio.

Botões de acionamento manual:

22. Motor – Permite que o operador acione o motor, via IHM, sem nenhum ensaio em andamento.
23. Freio – Permite que o operador acione o freio, via IHM, sem nenhum ensaio em andamento.
24. Aquisição – Permite que o operador acompanhe as variáveis dos sistemas do dinamômetro sem necessidade de ensaio em andamento.
25. Start – Acionamento do início do ensaio.
26. Stop – Permite parar o ensaio.

SOBRE O AUTOR

LUIZ GUSTAVO DA ROCHA CAIXETA - Possui graduação em engenharia automotiva pela Universidade de Brasília (2014). Mestre em Integridade de Materiais da Engenharia pela Universidade de Brasília (2017). Atualmente está atuando como empresário em Brasília.

www.atenaeditora.com.br 
contato@atenaeditora.com.br 
[@atenaeditora](https://www.instagram.com/atenaeditora) 
www.facebook.com/atenaeditora.com.br 

PROJETO DE DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO PARA ANALISAR O COMPORTAMENTO EM DESGASTE DE SISTEMAS DE FREIO DE VEÍCULOS LEVES

www.atenaeditora.com.br 
contato@atenaeditora.com.br 
[@atenaeditora](https://www.instagram.com/atenaeditora) 
www.facebook.com/atenaeditora.com.br 

PROJETO DE DINAMÔMETRO INERCIAL AUTOMATIZADO PARA ANALISAR O COMPORTAMENTO EM DESGASTE DE SISTEMAS DE FREIO DE VEÍCULOS LEVES