

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

IVAN ROGER SCANSANI GREGORI

TREPIDAÇÃO EM VEÍCULOS EQUIPADOS COM EMBREAGENS A SECO: Uma abordagem multivariada do sinal de torque baseado no comportamento do atrito dos materiais de fricção

São Bernardo do Campo

2016

IVAN ROGER SCANSANI GREGORI

TREPIDAÇÃO EM VEÍCULOS EQUIPADOS COM EMBREAGENS A SECO: Uma abordagem multivariada do sinal de torque baseado no comportamento do atrito dos materiais de fricção

Tese de Doutorado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Doutor em Engenharia Elétrica, orientada pelo Prof. Dr. Carlos Eduardo Thomaz.

São Bernardo do Campo

2016

Scansani Gregori, Ivan Roger.

Trepidação em veículos equipados com embreagens a seco: Uma abordagem multivariada do sinal de torque baseado no comportamento do atrito dos materiais de fricção / Ivan Roger Scansani Gregori. São Bernardo do Campo, 2016.

114 p. : il.

Tese - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Thomaz.

Coorientador: Prof. Dr. Ivandro Sanches.

1. Trepidação. 2. Análise Multivariada. 3. Embreagem. 4. Materiais de Fricção. I. Thomaz, Carlos Eduardo, orient. II. Título.

Aluno: Ivan Roger Scansani Gregori

Matrícula: 512307-0

Título do Trabalho: Trepidação em veículos equipados com embreagens a seco: uma abordagem multivariada do sinal de torque baseado no comportamento do atrito dos materiais de fricção.

Área de Concentração: Processamento de Sinais

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Thomaz

Data da realização da defesa: 18/11/2016

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora

São Bernardo do Campo, 18 / 11 / 2016.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Carlos Eduardo Thomaz

Ass.: _____

Prof. Dr. Fabio Delatore

Ass.: _____

Prof. Dr. Sergio Delijaicov

Ass.: _____

Prof. Dr. Milton Dias Junior

Ass.: _____

Prof. Dr. Antonio Sergio Ferraudo

Ass.: _____

A Banca Examinadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO

REPROVADO

VERSÃO FINAL DA TESE

**ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Carlos Eduardo Thomaz

Dedico este trabalho aos meus pais João Gregori e Lilian Scansani Gregori e também aos meus filhos Marjorie, Gabriel e Luiza.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, a Deus e a Nossa Senhora, por ter me permitido a realização deste trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Carlos Eduardo Thomaz, pela paciência, dedicação e, sobretudo pelas excelentes orientações na elaboração dos artigos, experimentos e desta tese.

Ao meu coorientador, Prof. Dr. Ivandro Sanches, pela paciência, dedicação e pela oportunidade de ter ampliado os horizontes deste trabalho.

A esposa Ana Paula, pelo apoio e carinho principalmente durante os momentos difíceis na realização do estudo.

Ao diretor geral da ZF do Brasil da unidade SBC, Walter Haertel, pelo apoio e incentivo que foram fundamentais para a realização deste trabalho.

Ao diretor da ZF do Brasil da unidade de negócios de Materiais de Fricção, Flávio Rosso, pelo o apoio e a iluminação de ideias para concretização do trabalho.

Aos meus colegas de equipe, Rafael Poletti e Régis Guimarães, pelo suporte nos experimentos realizados no laboratório de testes funcionais.

Aos colegas de departamento, especialmente ao Graciliano Pereira, pelas discussões sobre o estudo.

Ao departamento de Recursos Humanos da empresa ZF, pelo apoio no programa do doutorado.

Ao Centro Universitário FEI, por meio do programa de pós-graduação stricto-sensu, em oferecer a oportunidade do aprimoramento do conhecimento.

RESUMO

Nos últimos anos, a indústria automobilística tem promovido, e testemunhado, uma série de avanços tecnológicos e científicos em sistemas veiculares de embreagem com o intuito de proporcionar melhor conforto aos motoristas e automóveis cada vez mais eficientes energeticamente. Entretanto, um dos problemas mais básicos e conhecidos ainda inerente aos sistemas de embreagem dos veículos atuais, tais como carros de passageiros e caminhões, é um fenômeno natural e complexo chamado de trepidação. A trepidação é o termo usado na indústria automobilística para descrever a oscilação longitudinal em um veículo durante a sua fase de acoplamento da embreagem. Pesquisas anteriores mostram que a trepidação pode ser explicada pelo torque transmitido pela embreagem, em função da velocidade e da temperatura de deslizamento. Neste contexto, esta tese propõe e implementa um sistema de aprendizagem de dados, baseado na análise estatística multivariada do sinal do torque como um todo, para melhor caracterização do fenômeno de trepidação. Os experimentos foram realizados utilizando os seguintes recursos principais: sistema de embreagem a seco, automóvel de passageiros, bancada de testes e seis materiais de fricção orgânicos. A abordagem proposta permitiu o desenvolvimento de um modelo de reconhecimento de padrões computacionalmente eficiente e altamente preciso para classificar os sinais de torque em relação aos diferentes materiais de fricção investigados, utilizando as informações mais expressivas dos dados e uma versão regularizada de um classificador linear. Correlacionando os padrões aprendidos com um material de fricção de referência (padrão ouro), foi possível também prever em laboratório o problema de trepidação no veículo. Acredita-se que os resultados alcançados desta tese, possam permitir uma redução considerável no tempo e nos custos de desenvolvimento de novos materiais de fricção para fabricação de sistemas veiculares de embreagem isentos de trepidação.

Palavras-chave: Trepidação. Análise Multivariada. Embreagem. Materiais de fricção.

ABSTRACT

In the last years, the automotive industry has promoted and witnessed a number of technological and scientific advances regarding clutch system engagement with the aim to provide better comfort to drivers and vehicles that are more fuel-efficient than ever. However, one of its most basic and well-known problems still inherent to vehicles nowadays, like passenger cars and trucks, is a natural and complex phenomenon called judder. Judder is the term used in the automotive industry to describe the longitudinal oscillation in a vehicle during its clutch system engagement. Past research has shown that judder can be explained using a behavior of slip speed and temperature captured by the clutch torque. This thesis proposes and implements a data-driven learning system for better characterization of the judder phenomenon. It is based on a multivariate statistical analysis from whole torque signals. The experimental results have been carried out using the following main resources: dry clutch system, passenger car, test bench and six different organic facing materials. The multivariate statistical analysis implemented has allowed the development of a computationally efficient and highly accurate learning model to discriminate the torque signals from different facings, using most expressive features and a regularized version of a standard linear classifier. Given this multivariate framework and calculating the correlation pair-wisely to a known gold material, it has been also possible to predict judder problem in the vehicle based on a standard test bench in laboratory. We believe that the findings of this thesis might reduce significantly the time of development and the cost of testing new friction materials for allowing judder-free performance on vehicles.

Keywords: Judder. Multivariate Analysis. Clutch. Friction Material. Chatter.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Ilustração 1 – Localização da embreagem no veículo: A= motor a combustão, B= embreagem, C=pedal da embreagem, D= câmbio	18
Ilustração 2 – Conjunto da embreagem (da esquerda para direita): disco, platô e rolamento.	19
Ilustração 3 – Sistema da embreagem em detalhes.	19
Ilustração 4 – Situações da embreagem: a) Acoplada, b) Desacoplada.	20
Ilustração 5 – Curva de torque e potência de um motor a combustão interna.	21
Ilustração 6 – Sistema de acionamento hidráulico da embreagem.	22
Ilustração 7 – Curva da mola membrana ou diafragma.	23
Ilustração 8 – Disco da embreagem em detalhes.	24
Ilustração 9 – Curvas da mola de guarnição <i>cushion</i>	25
Ilustração 10 – Fluxo do processo de fabricação do revestimento via solvente orgânico.	28
Ilustração 11 – Fluxo do processo de fabricação do revestimento via a seco processo de extrusão.	29
Ilustração 12 – Pré-formatação do revestimento.	30
Ilustração 13 – Revestimentos para os discos das embreagens com os diâmetros externos de 180 e 430 mm.	31
Ilustração 14 – Exemplo de uma partida no veículo: a) Sem trepidação b) Com trepidação.	33
Ilustração 15 – Cálculo do gradiente do atrito.	35
Ilustração 16 – Níveis de gradiente de atrito e os riscos de causar trepidação (<i>chatter</i>), conforme o tipo de revestimento (<i>facing</i>).	36
Ilustração 17 – Exemplo do cálculo de gradiente do atrito versus a velocidade de deslizamento.	36
Ilustração 18 – Ilustração do modelo que explica o <i>Stick-Slip</i>	37
Ilustração 19 – Modelos de atrito estático: a) Coulomb; b) Coulomb-Viscoso; c) Coulomb viscoso mais <i>Stiction</i> ; d) Situação c, porém com decaimento contínuo do atrito abaixo do nível estático.	39
Ilustração 20 – Detalhe da interface microscópica de contato.	40
Ilustração 21 – Dinamômetro para avaliação de trepidação.	44
Ilustração 22 – Foto da bancada de testes. Destacados da esquerda para a direita: inércia, sensor de torque, embreagem de teste e motor elétrico.	46
Ilustração 23 – Diagrama completo do banco de provas.	48
Ilustração 24 – Sensor de temperatura usado na medição de temperatura na placa de pressão.	49
Ilustração 25 – Sensor de temperatura fixado na placa de pressão.	50
Ilustração 26 – Contato rotativo modelo SK6	51
Ilustração 27 – Conversor analógico Schneider.	51
Ilustração 28 – Sensor de torque modelo 8651 utilizado na bancada de testes.	52

Ilustração 29 – Diagrama da instrumentação do veículo. Os itens numerados correspondem: (1) rotação do motor, (2) temperatura da embreagem, (3) rotação da transmissão, (4) Aceleração, (5) motor, (6) platô/ disco, (7) câmbio, (8) eixo cardã, (9) diferencial, (10) semieixo traseiro.	57
Ilustração 30 – Diagrama da aquisição dos dados.	59
Ilustração 31 – Exemplo de uma aquisição de dados num teste de trepidação no veículo. O sinal de interesse está compreendido na parte destacada de: Fase de acomodamento.	60
Ilustração 32 – Tabela de avaliação de trepidação.	61
Ilustração 33 – Parâmetros do projeto do filtro.	63
Ilustração 34 – Exemplo de um filtro analógico passa-baixa na topologia <i>Sallen-Key</i> . . .	64
Ilustração 35 – Parâmetros para elaboração do projeto de filtros analógicos <i>Sallen-Key</i> . .	64
Ilustração 36 – Parâmetros para avaliar o filtro passa-baixa no domínio da frequência. . .	65
Ilustração 37 – Exemplos dos desempenhos dos filtros : <i>Butterworth, Chebyshev 1, Chebyshev 2 e Elliptic</i>	66
Ilustração 38 – Novo sistema de coordenadas com base na análise do PCA.	68
Ilustração 39 – Introdução geométrica do MLDA.	72
Ilustração 40 – Os seis materiais de fricção utilizados no estudo.	74
Ilustração 41 – Periodograma com base na frequência de amostra de 40 Hz.	76
Ilustração 42 – Periodograma com base na frequência de amostra de 80 Hz.	76
Ilustração 43 – Periodograma com base na frequência de amostra de 160 Hz.	77
Ilustração 44 – Filtro analógico passa-baixa 20 Hz.	78
Ilustração 45 – Protótipo do filtro analógico implementado.	78
Ilustração 46 – Calibração do filtro analógico passa-baixa de 20 Hz.	79
Ilustração 47 – Experimento de aquisição de dados via modulo NI 6009.	80
Ilustração 48 – Exemplo do sinal de torque coletado com e sem filtro.	81
Ilustração 49 – Exemplo de um engate na bancada de teste.	83
Ilustração 50 – Exemplo de um teste completo na bancada de teste.	84
Ilustração 51 – Bancada de pré-condicionamento da embreagem para teste de trepidação no veículo.	86
Ilustração 52 – Veículo MBB C180 utilizado nos testes de trepidação.	87
Ilustração 53 – Detalhe da posição do acelerômetro na instrumentação do Veículo MBB C180.	88
Ilustração 54 – Visão geral da aquisição de dados da instrumentação do Veículo MBB C-180.	88
Ilustração 55 – Gráfico das acelerações longitudinais durante os testes de trepidação veicular para os 6 materiais de fricção estudados.	89
Ilustração 56 – Gráfico das avaliações subjetivas durante os testes de trepidação veicular para os 6 materiais de fricção estudados.	90

Ilustração 57 – Níveis de explicação das 5 primeiras CP.	91
Ilustração 58 – Gráfico da primeira e da segunda componente discriminante para os materiais F1, F2, F3 e F4 na condição de aquecimento da embreagem, sendo (+) os pontos de aprendizado e (∇) os pontos de testes.	92
Ilustração 59 – Gráfico da primeira e segunda componente discriminante para os materiais F1, F2, F3 e F4 na condição de resfriamento da embreagem, sendo (+) os pontos de aprendizado e (∇) os pontos de testes.	93
Ilustração 60 – Projeção nas 2 primeiras componentes discriminantes na condição aquecimento, sendo: sf - sem filtro, cf - com filtro. As setas indicam as direções das projeções dos pontos sobre as componentes discriminantes.	94
Ilustração 61 – Projeção nas 2 primeiras componentes discriminantes na condição resfriamento, sendo: sf - sem filtro, cf - com filtro. As setas indicam as direções das projeções dos pontos sobre as componentes discriminantes.	95
Ilustração 62 – Exemplo do cálculo do gradiente do atrito.	96
Ilustração 63 – Exemplo do cálculo do gradiente para todas as temperaturas escaneadas durante a fase de aquecimento do teste.	97
Ilustração 64 – Gradiente do atrito para os materiais de fricção estudados, com a suas respectivas notas de trepidação no veículo.	98
Ilustração 65 – Avaliação subjetiva da trepidação em função do gradiente de atrito para fase do aquecimento.	99
Ilustração 66 – Avaliação subjetiva da trepidação em função do gradiente de atrito para fase do resfriamento.	100
Ilustração 67 – Avaliação subjetiva da trepidação em função da distância de Bhattacharyya para a fase de aquecimento.	101
Ilustração 68 – Avaliação subjetiva da trepidação em função da distância de Bhattacharyya para a fase de resfriamento.	102
Ilustração 69 – Desempenho relativo esperado de trepidação no veículo com base na distância de Bhattacharyya na fase de aquecimento.	103
Ilustração 70 – Desempenho relativo esperado de trepidação no veículo com base na distância de Bhattacharyya na fase de resfriamento.	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificações Técnicas da bancada de testes.	45
Tabela 2 – Média dos índices de avaliações.	90
Tabela 3 – Estatísticas da distância de Bhattacharyya para o aquecimento.	98
Tabela 4 – Estatísticas da distância de Bhattacharyya para o resfriamento.	99

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVO	16
1.2	PUBLICAÇÕES	16
1.3	ESTRUTURA DA TESE	17
2	CONCEITOS FUNDAMENTAIS	18
2.1	FUNCIONAMENTO DA EMBREAGEM	18
2.2	MATERIAIS DE FRICÇÃO PARA DISCOS DE EMBREAGEM	25
2.2.1	Tipos de revestimentos da embreagem	25
3	TREPIDAÇÃO VEICULAR (<i>JUDDER</i>)	32
3.1	DEFINIÇÃO DA TREPIDAÇÃO	32
3.2	TRABALHOS RELACIONADOS	34
3.3	CONSIDERAÇÕES COMPLEMENTARES	44
4	MATERIAIS e MÉTODOS	45
4.1	BANCADA DE TESTES	45
4.1.1	Aquisição de dados	47
4.1.1.1	<i>Medição da temperatura</i>	47
4.1.1.2	<i>Medição do torque transmitido pela embreagem</i>	49
4.1.1.3	<i>Medição de rotações</i>	53
4.1.1.4	<i>Aquisição dos dados via computador</i>	53
4.1.1.5	<i>Acionamento elétrico e regeneração de energia</i>	54
4.2	VEÍCULO DE TESTES	55
4.3	PROCESSAMENTO DE SINAIS DO TORQUE	61
4.3.1	Definição do número de amostras	62
4.3.2	Filtro Analógico ativo passa-baixa	62
4.4	MÉTODO ESTATÍSTICO UTILIZADO NA INVESTIGAÇÃO DO PROBLEMA	66
4.4.1	Representação multivariada e codificação do sinal do torque	66
4.4.2	Análise de Componentes Principais (PCA)	67
4.4.3	Análise de Discriminantes Lineares (LDA)	69
4.4.4	Distância de Bhattacharyya	72
5	EXPERIMENTOS	73
5.1	DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS DE FRICÇÃO	73
5.2	DETERMINAÇÃO DA TAXA DE AMOSTRAGEM DO SINAL DO TORQUE	75
5.3	PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA	77
5.4	IMPLEMENTAÇÃO DO FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA NA BANCADA DE TESTES	79
5.5	PROCEDIMENTO DO TESTE DE BANCADA	80

5.6	PROCEDIMENTO DO TESTE VEICULAR	83
6	RESULTADOS	89
6.1	TESTES VEICULARES	89
6.2	ANÁLISE MULTIVARIADA DO SINAL DE TORQUE SEM FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA	90
6.3	ANÁLISE MULTIVARIADA DO SINAL DE TORQUE COM A IMPLEMENTAÇÃO DO FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA	93
6.4	COMPARATIVO ENTRE O GRADIENTE DE ATRITO E A DISTÂNCIA DE BHATTHACHARYYA	96
7	CONCLUSÃO	104
7.1	TRABALHOS FUTUROS	105
	REFERÊNCIAS	107
	ANEXO A – Características técnicas do módulo de aquisição de dados NI-6009 . . .	111
	ANEXO B – Exemplo da ligação do regenerador de energia elétrica Revcon utilizado na bancada de teste do estudo	113

1 INTRODUÇÃO

No início da década de 90, especialmente na Europa, notou-se uma maior demanda por automóveis que pudessem oferecer um melhor conforto aos usuários, por exemplo, boa ergonomia, baixo nível de ruídos e um acoplamento suave da embreagem, ou seja, sem trepidação. Nessa mesma década, no Brasil, existiam fortes restrições para importação de tecnologias. Desse modo, o cenário era uma significativa diferença de conforto entre os veículos produzidos no Brasil e aqueles produzidos nos países desenvolvidos. Ainda na década de 90, a revogação da Lei de Informática e abertura das importações no Brasil trouxeram impacto positivo para o avanço tecnológico da indústria automobilística no país. Desde então e ao longo dos anos, o mercado automobilístico tem se tornado cada vez mais competitivo, demandando avanços tecnológicos constantes em várias áreas do conhecimento. Frente a essas mudanças, as montadoras de automóveis começaram a almejar mais aprimoramento dos seus produtos e, consequentemente, dos fabricantes de autopeças.

Vários componentes do veículo têm demandados esses constantes avanços tecnológicos. Quanto à embreagem, os requisitos técnicos também têm aumentado, principalmente, com relação à redução do esforço no pedal da embreagem, maior durabilidade, alta capacidade de transmissão de torque, maior resistência mecânica e, sobretudo, um acoplamento sem trepidação.

Entre os vários avanços tecnológicos dos veículos, aproximadamente nos últimos 10 anos, as montadoras vêm oferecendo a opção dos câmbios automatizados AMT (*Automated Manual Transmission*), tanto para os carros de passeio como para os veículos comerciais. Este modelo de câmbio dispensa o uso do pedal da embreagem, pois as trocas de marchas são feitas por atuadores elétricos, pneumáticos e hidráulicos. O sistema AMT oferece basicamente as seguintes vantagens: mais conforto para o motorista, maior durabilidade da embreagem e, ainda, um uso energético mais eficiente. Entretanto, os veículos ainda são montados com a embreagem convencional. Caso a embreagem venha causar a trepidação no veículo, isto será mais crítico neste novo sistema pois, além de não existir o pedal da embreagem para alguma ação do motorista, poderá comprometer o sistema de controle do câmbio automatizado. Neste contexto, o desenvolvimento do material de fricção do disco da embreagem passa a ter uma importância ainda maior. Existem vários tipos de materiais de atrito para o disco da embreagem, mas, essencialmente, neste estudo, trataremos apenas dos orgânicos. Este material recebe esta designação em virtude de que, aproximadamente, 50% da sua composição ser feita a base de materiais poliméricos.

Em razão disso, os desafios para se desenvolver um material de fricção aumentam assim como os testes funcionais de validação dos produtos pertinentes, pois, dentro de um mercado altamente competitivo, o tempo para o desenvolvimento dos produtos é curto. Os testes de durabilidade, resistência mecânica, testes de capacidade de transmissão de torque são relativamente conhecidos, pois há os testes tradicionais em banco de provas que, inquestionavelmente,

apresentam resultados precisos. Entretanto, os testes de trepidação não são elementares e, normalmente, são testes indiretos, ou seja, não reproduzem a trepidação do veículo. Estes testes mostram o comportamento do atrito que poderá estimar os riscos do material de fricção em causar trepidação. Ainda existem as simulações numéricas que, por meio da modelagem matemática do veículo e do atrito da embreagem, podem prever os riscos de trepidação. Há obviamente, o teste de trepidação diretamente no veículo, que é mais representativo, porém mais oneroso e demanda um maior tempo para uma análise consistente.

Embora os primeiros trabalhos tenham sido publicados, visando a simulação computacional, na década de 70, foi na década de 90 em particular no ano de 2001 que começaram a ser publicados trabalhos de grande relevância sobre a trepidação, tais como: (DREXL, 1990); (MAUCHER, 1990); (ALBERS; HERBST, 1998); (BOSTWICK; SZADKOWSKI, 1998); (CENTEA; RAHNEJAT; MENDAY, 2001). Basicamente, todos estes trabalhos estão relacionados com os seguintes tópicos: comportamento do atrito com a velocidade relativa de deslizamento, o fenômeno *stick-slip* e propostas de bancada de testes e simulações computacionais da partida do veículo para avaliar o nível de instabilidade da transmissão de torque. Em geral, todos estes trabalhos modelam, matematicamente, o comportamento do atrito *versus* a velocidade de deslizamento. Alguns autores adotaram um comportamento linear entre o atrito e a velocidade de deslizamento para calcular o gradiente do atrito, ou seja, o coeficiente angular da reta. O gradiente do atrito é muito utilizado ainda nos dias de hoje, pois indica se um dado material de fricção poderá autoexcitar a transmissão do veículo e causar a trepidação. Inclusive, uma recente publicação sobre este tema estudou as vibrações autoexcitadas por meio de abordagem do gradiente do atrito (SALUNKE; KULLKARNI, 2016). Assim, não há dúvidas, com base nas referências bibliográficas passadas e recentes, que o comportamento do atrito *versus* a velocidade têm impacto na trepidação do veículo. Entretanto, vários trabalhos, também, mostram que o material de atrito não se comporta de forma linear com a velocidade e, então, fazer uma aproximação linear sobre este comportamento pode ser imprecisa pois, há risco do material causar trepidação. Trabalhos recentes (PETRUN; FLASKER; KEGL, 2012); (PERESTRELO, 2013); (PISATURO; CIRRINCIONE; SENATORE, 2015) mostram que além da velocidade de deslizamento influenciar na trepidação, dependendo da temperatura de trabalho nas interfaces de atrito da embreagem, esta situação, também, pode influenciar na trepidação, principalmente nas transições térmicas, ou seja, aquecendo e resfriando a embreagem.

Até o momento na literatura afim, não foi constatada metodologia que possa avaliar os riscos do material de fricção de causar trepidação, analisando-se, concomitantemente, a velocidade de deslizamento e a temperatura de trabalho dentro de uma faixa realística de uso da embreagem. Portanto, com base nesta constatação, este trabalho propõe uma metodologia que trata o sinal do torque por meio de uma codificação multivariada entre a temperatura e a velocidade de deslizamento, nas condições de aquecimento e resfriamento da embreagem. O sinal do torque estudado foi proveniente de uma bancada de teste dedicada para avaliação da embreagem. Por meio de técnicas de processamento de sinais e reconhecimento de padrões em

estatística, correlacionou-se os padrões de comportamento do atrito obtidos da bancada de teste com as respectivas avaliações dos testes de trepidação no veículo para materiais diferentes de fricção estudados. A abordagem proposta, em escala laboratorial, permite fazer previsões realísticas sobre o comportamento da trepidação no veículo para um determinado material orgânico de fricção. Adicionalmente, e de uma forma original, estabelece um processo de aprendizado contínuo e intrínseco do sinal do torque transmitido na bancada e condizente com a realidade do veículo. Outro benefício desta metodologia proposta é a possibilidade de reduzir o tempo e os custos de desenvolvimento de um material de fricção, na prática.

1.1 OBJETIVO

O objetivo principal deste estudo é investigar a influência do material de fricção do disco da embreagem em causar a trepidação no veículo. O trabalho se restringe a materiais de fricção orgânicos que trabalham a seco em veículos automotores com transmissão manual ou automatizada. Em outras palavras, este estudo consiste em investigar o sinal do torque transmitido por uma embreagem automotiva, oriundo de uma bancada de testes específica para embreagem. Com base neste sinal, pretende-se estudar uma relação causal entre o comportamento do torque ou atrito na bancada e a trepidação no veículo.

Mais especificamente, tem-se como objetivos:

- a) comprovar que diferentes padrões de comportamentos de torque obtidos na bancada de testes se correlacionam com os diferentes níveis de trepidação no veículo;
- b) implementar uma codificação estatística multivariada do sinal do torque para diferentes temperaturas condizente com a realidade de uso da embreagem no veículo;
- c) permitir o estudo de materiais de fricção distintos para uma maior abrangência da metodologia e, com isto, reduzir o tempo de desenvolvimento do material de fricção, por meio de um conhecimento aprofundado sobre a qualidade do sinal de torque transmitido.

1.2 PUBLICAÇÕES

A maior parte da metodologia, dos experimentos e dos resultados desta tese foram pré-aceitas, ou aceitas para publicação, nas seguintes contribuições científicas:

- a) SAE Brasil Congresso 2012 e SAE USA Congress 2013 - Judder based on Sub Scale test machine concerning Facing;
- b) IEEE - VPPC Portugal 2014 - Multivariate Judder Behavior Analysis of Dry Clutches Based on Torque Signal and Friction Material;

- c) IEEE - Transactions on Industrial Electronics TIE 2016 -Clutch judder classification and prediction: A multivariate statistical analysis based on torque signals.

1.3 ESTRUTURA DA TESE

Na seção 2, são apresentados os conceitos fundamentais sobre o funcionamento da embreagem, bem como uma descrição detalhada dos componentes mais importantes do platô e do disco, por exemplo, o material de fricção do disco da embreagem. Na seção 3, são discutidos os problema da trepidação do veículo e trabalhos anteriores relacionados a este problema. Na seção 4, são discutidos materiais e métodos sobre os seguintes assuntos: a bancada de teste, o teste de trepidação no veículo, o processamento do sinal do torque da bancada e a análise estatística multivariada utilizada para a determinação dos padrões de atrito. A seção 5, discute-se os experimentos para os seguintes tópicos: os materiais de fricção escolhidos para o estudo, a determinação da taxa de amostragem do sinal do torque da bancada, a implementação do filtro passa-baixa, o procedimento dos testes de bancada e dos testes de trepidação no veículo. A seção 6, são apresentados os resultados alcançados nos seguintes itens: primeiramente, nos testes de trepidação do veículo para todos os materiais estudados, em seguida, na análise multivariada com e sem uso do filtro analógico passa-baixa e, finalmente, na previsão de trepidação no veículo, utilizando a metodologia tradicional do gradiente do atrito e a metodologia proposta pelo presente estudo. Na seção 7, tem-se a conclusão, fazendo um balanço dos principais pontos discutidos na tese.

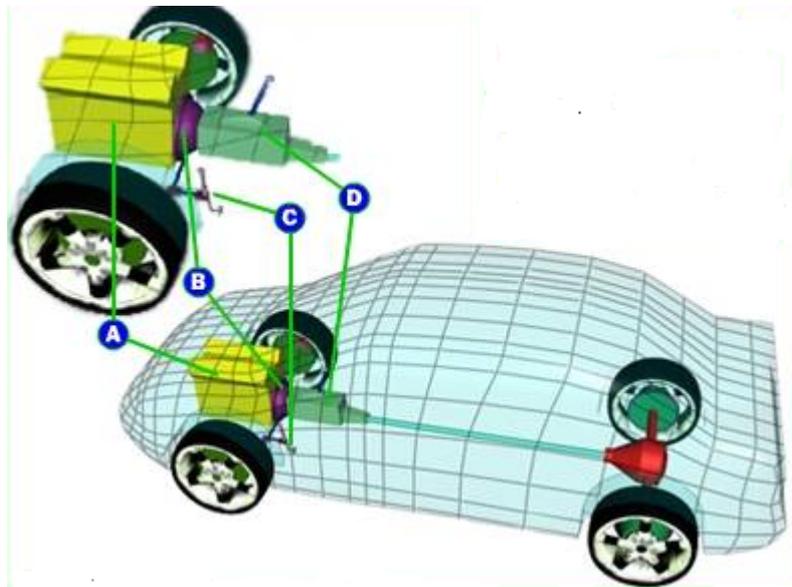
2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Nesta seção são discutidos os conceitos fundamentais relacionados ao problema sob investigação que são eles: funcionamento da embreagem e materiais de fricção para discos da embreagem a seco.

2.1 FUNCIONAMENTO DA EMBREAGEM

Uma embreagem automotiva para veículos automotores com transmissão manual localiza-se entre o motor e a caixa de velocidades (câmbio), conforme pode ser visto na Figura 1. Con-

Figura 1 – Localização da embreagem no veículo: A= motor a combustão, B= embreagem, C=pedal da embreagem, D= câmbio



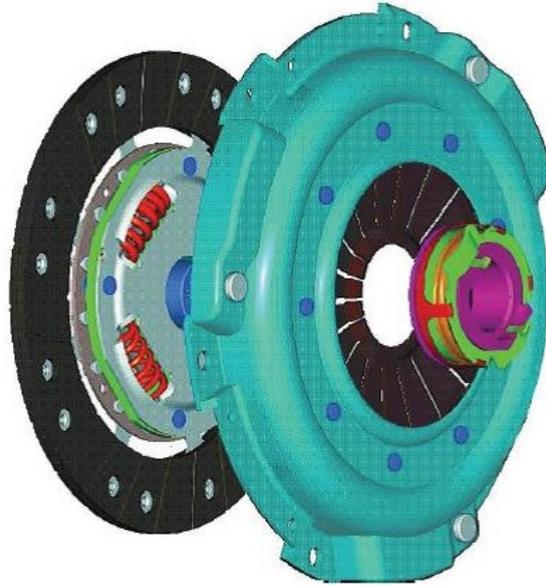
Fonte: How Stuff Works acesso em 14/06/2016.

forme a norma NBR 6050 ¹, um sistema de embreagem tem a função principal de acoplar e desacoplar a transmissão de torque do motor para a caixa de velocidades. Desta forma, quando a embreagem está acoplada, tem-se a transmissão de torque contínua do motor. Quando se deseja realizar a mudança de marcha, interrompe-se a transmissão de torque acionando, momentaneamente, o pedal da embreagem. Ao acoplar novamente a embreagem é esperado que tal acomplamento ocorra de forma suave, sem ruídos ou trepidações. A Figura 2 ilustra um sistema da embreagem automotiva que basicamente é constituído por platô, disco e rolamento de acionamento. Observa-se que o revestimento, que também é denominado de material de fricção, é fixado no disco por meio de rebites.

Descrevendo com mais detalhes o sistema da embreagem, a Figura 3 mostra como a embreagem está inserida no veículo. Observa-se que o platô está parafusado no volante do motor

¹Norma ABNT 6050 Embreagem, 1995.

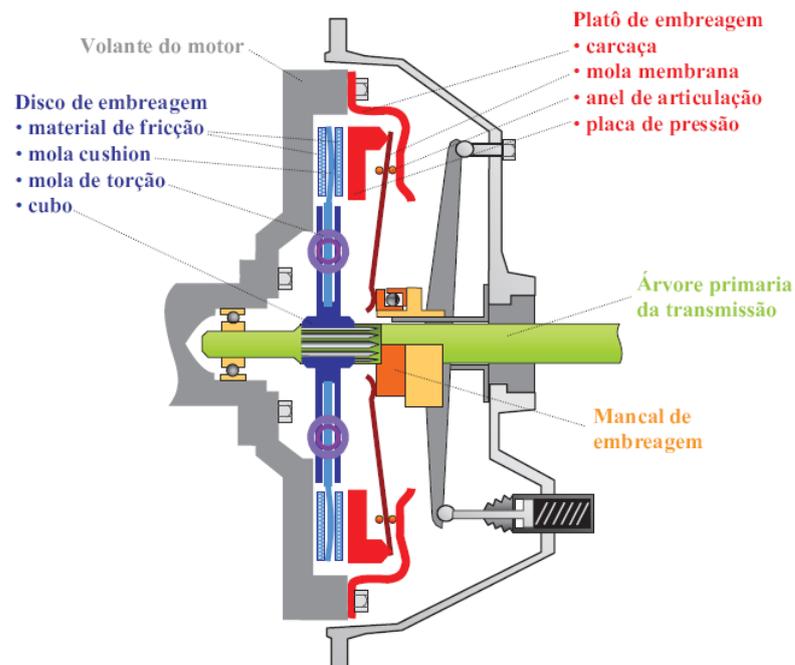
Figura 2 – Conjunto da embreagem (da esquerda para direita): disco, platô e rolamento.



Fonte: Drex1, 1998.

e o disco está engrenado na árvore da transmissão. Desde modo, o acoplamento e o desacoplamento entre o motor e a transmissão são realizados por meio do mancal da embreagem. Assim sendo, se o mancal estiver acionado, a embreagem estará desacoplada e, conseqüentemente, não haverá transmissão de torque. Todavia, se o mancal estiver desacionado, a embreagem estará acoplada e portanto haverá transmissão do torque. A Figura 4 ilustra a embreagem nas

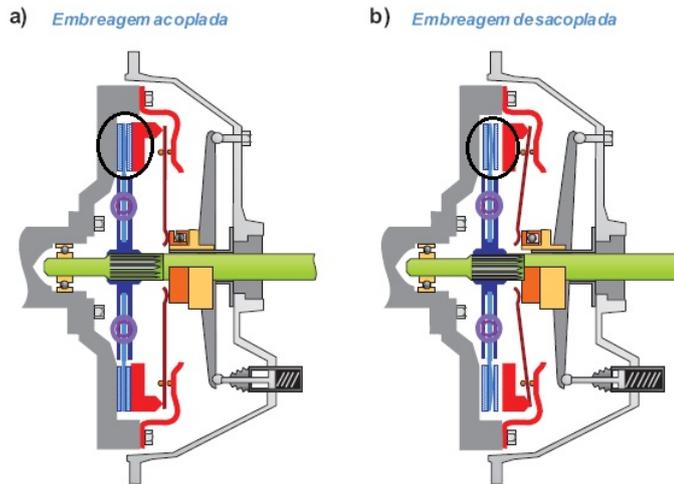
Figura 3 – Sistema da embreagem em detalhes.



Fonte: Perestrelo, 2013.

condições acoplada e desacoplada na qual pode-se notar que as duas situações são distinguidas pela posição da placa de pressão. Quando a embreagem estiver acoplada, a placa estará sobre o disco, aplicando força proveniente da mola membrana e quando a embreagem estiver desacoplada, a placa de pressão estará recuada axialmente e sem aplicação de força sobre o disco. O torque transmitido pela embreagem, que neste estudo será a variável de maior interesse, é

Figura 4 – Situações da embreagem: a) Acoplada, b) Desacoplada.



Fonte: Perestrelo, 2013.

calculado conforme a equação a seguir (DREXL, 1998).

$$T_{emb} = P.A.\mu.i.R_m, \quad (1)$$

onde P e A são pressão de contato e área do revestimento, na qual se estabelece a força da mola membrana, μ é o coeficiente de atrito, i número de faces de atrito e R_m o raio médio do revestimento. O raio médio do revestimento é calculado conforme a equação (DREXL, 1998),

$$R_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{(d_e^3 - d_i^3)}{(d_e^2 - d_i^2)} \quad (2)$$

onde d_e e d_i são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do revestimento.

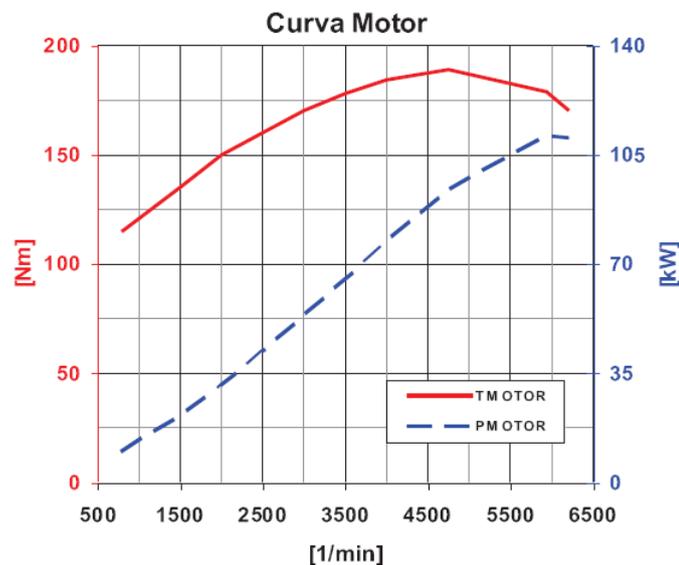
A especificação da capacidade de transmissão do torque da embreagem é baseada no torque máximo do motor do veículo, multiplicando-se por um fator de segurança, que normalmente está compreendido entre 1,2 a 1,4 (DREXL, 1998). O fator de segurança é utilizado para compensar as variações dos parâmetros da embreagem, tais como, diminuição do coeficiente de atrito ou variações geométricas. Consequentemente, o torque que a embreagem deverá ser dimensionada é dado pela equação

$$T_{emb} = T_{motor} \cdot F_{fatorsegurança} \quad (3)$$

Exemplificando a aplicação da equação (3), a Figura 5 mostra um exemplo de uma curva real de torque e potência de um motor a combustão interna. Observa-se nesta Figura, um torque

máximo do motor de aproximadamente 185 Nm. Como resultado, a embreagem deverá ser dimensionada para garantir a transmissão deste torque. Porém, por segurança, adota-se um fator, por exemplo, de 1,4. Com isto, a embreagem poderá transmitir até 259 Nm, oferecendo um nível seguro em relação ao torque máximo do motor. Com base na equação (1), o projetista da embreagem define a força normal (mola membrana), o raio médio e um coeficiente de atrito compatíveis para garantir que a embreagem possa transmitir o torque dimensionado. Entretanto, o coeficiente de atrito não é um valor exato devido à influência de vários fatores, tais como: temperatura de trabalho, velocidade de deslizamento, pressão de contato, entre outros. Assim, é adotado para o dimensionamento da embreagem uma faixa entre 0,25 a 0,30 (DREXL, 1998). A Figura 6 mostra um sistema de acionamento da embreagem no veículo. Embora exista outros

Figura 5 – Curva de torque e potência de um motor a combustão interna.



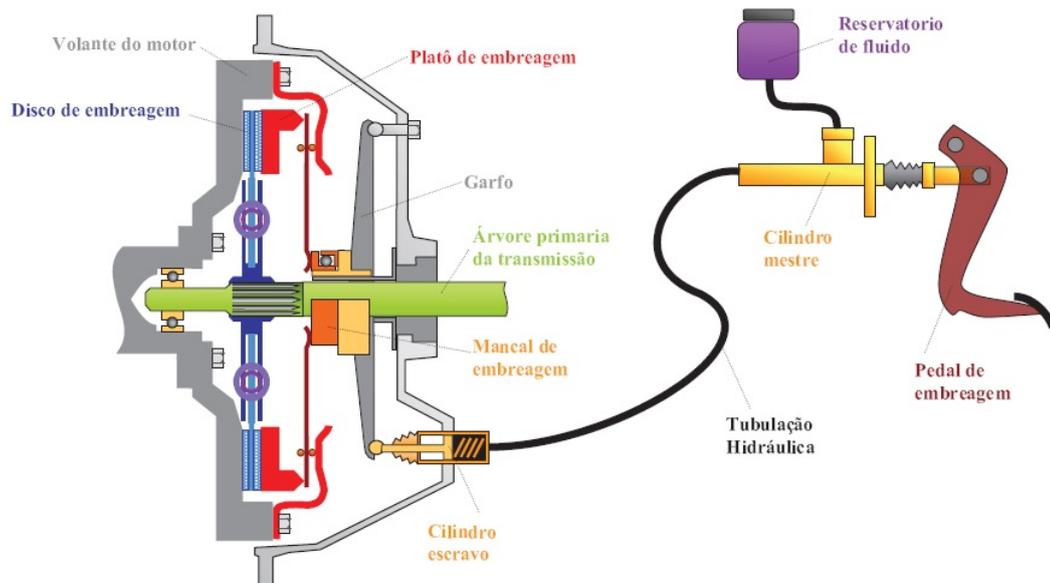
Fonte: Perestrelo, 2013.

sistemas de acionamento da embreagem, destaca-se neste estudo o tipo de acionamento que foi adotado no modelo do veículo utilizado nos testes veiculares deste trabalho. Na seção 4 Materiais e Métodos, tal veículo será melhor detalhado. Basicamente, para desacoplar o motor da transmissão, pressiona-se o pedal da embreagem que atua diretamente no cilindro mestre. Como resultado, uma pressão hidráulica é transmitida para o cilindro escravo que aciona o garfo que atua sobre o mancal da embreagem, empurrando a mola membrana. Com isto, ocorre o deslocamento axial da placa de pressão, interrompendo-se a transmissão de torque do motor. Para acoplar novamente o sistema propulsor, teremos o oposto, ou seja, desaciona-se o pedal da embreagem fazendo a pressão hidráulica efetiva do sistema ir a zero e conseqüentemente, o mancal deixa de atuar sobre a mola membrana. Neste instante, a mola irá aplicar a força sobre a placa de pressão e no disco da embreagem.

O sistema de acionamento deve ser compatível com a força de debreagem ou de acionamento da mola membrana. Em outras palavras, mesmo que o sistema de acionamento,

nesse caso hidráulico, tenha como objetivo reduzir os esforços de acionamento do pedal da embreagem para o motorista, toda vez que se aumenta a força da mola membrana para a embreagem transmitir um nível maior de torque, também, aumenta-se o esforço no pedal. Assim, dependendo do nível, pode-se causar algum desconforto ao motorista para realizar as trocas de marcha. Todavia, os níveis de esforços do acionamento do pedal da embreagem devem ser previstos no projeto da embreagem (SHAVER, 1997).

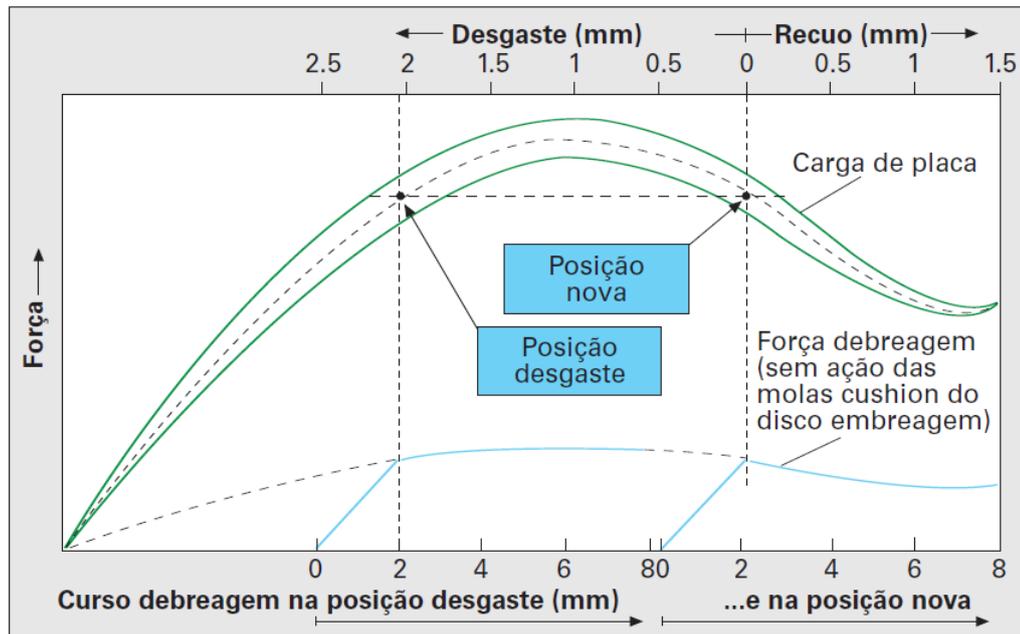
Figura 6 – Sistema de acionamento hidráulico da embreagem.



Fonte: Perestrelo, 2013.

Para complementar o entendimento do funcionamento do funcionamento do platô, o funcionamento da mola membrana será também detalhado, pois esta impacta diretamente no desempenho da embreagem no veículo. A Figura 7 mostra o funcionamento da mola durante toda sua vida na embreagem. Observa-se na Figura que existem duas curvas: força da mola e força de debreagem. A última se relaciona diretamente com o esforço no pedal da embreagem. Na força da mola há duas posições: nova e desgaste. Assim, uma característica importante deste tipo de mola é aumentar a força durante o desgaste do disco da embreagem e, praticamente, voltar a força para a condição nova no final de vida. Com isto, a mola membrana (ou diafragma) oferece, durante toda a vida da embreagem, níveis seguros de forças para propiciar a transmissão de torque.

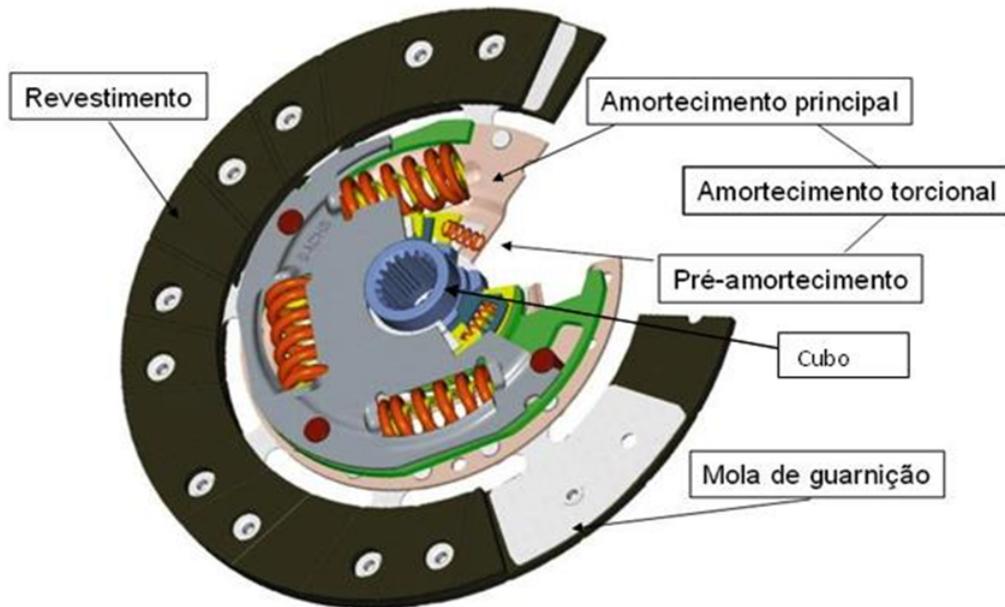
Figura 7 – Curva da mola membrana ou diafragma.



Fonte: Drexl, 1998, pág. 9.

A Figura 8 mostra as partes mais importantes do disco da embreagem. Como pode ser observado, os revestimentos são rebitados nas molas de guarnição que também são conhecidas como molas *cushion*. O cubo com estriados será encaixado no eixo primário do câmbio. O disco incorpora o amortecimento torcional principal e o pré-amortecimento cuja função básica é atenuar as vibrações torcionais que são geradas pelas irregularidades da combustão interna no motor. Com isto, tais vibrações são transmitidas para o câmbio, podendo não somente causar algum desgaste nas engrenagens, mas também gerar um nível desconfortável de ruído aos ocupantes do veículo. O pré-amortecimento atua para reduzir as vibrações em marcha lenta e o amortecimento principal é utilizado para atenuar as vibrações torcionais em uso regular do veículo. Assim, o disco tem como função primária a transmissão de torque e como função secundária a atenuação dessas vibrações torcionais (SHAYER, 1997), (DREXL, 1998), (PE-RESTRELO, 2013).

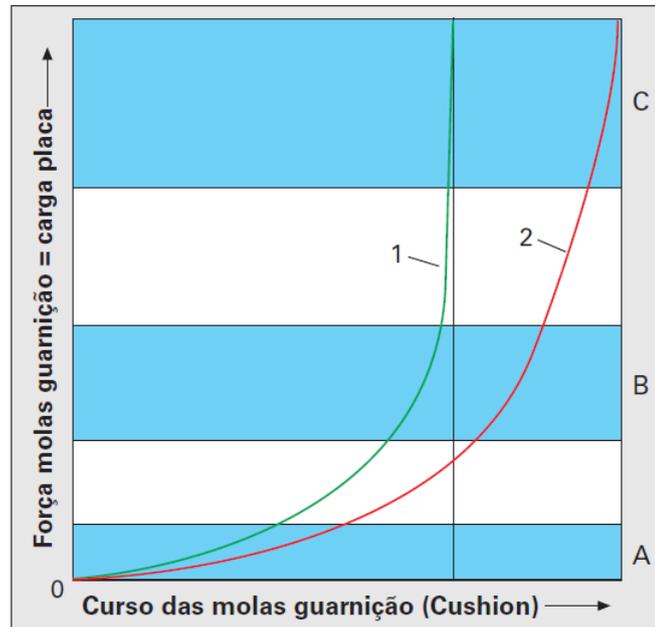
Figura 8 – Disco da embreagem em detalhes.



Fonte: Drexl, 1998, pág. 23.

Um outro componente do disco da embreagem que tem forte impacto no conforto do acoplamento durante uma partida no veículo é a mola de guarnição. Ela é fabricada em segmento de aço dobrado e rebatadas no disco. Normalmente, o curso desta mola varia entre 0,3 a 1,0 mm. A Figura 9 mostra duas curvas, sendo a curva **1** com maior rigidez, pois para um pequeno deslocamento da mola, aumenta-se abruptamente a força que pode causar um acoplamento desconfortável no veículo. A curva **2** mostra menor rigidez em virtude de apresentar um comportamento mais suave em relação ao curso da mola e a força, permitindo, dessa forma, um acoplamento mais confortável. A mesma Figura 9 destaca três estágios da mola de guarnição: **A**, **B** e **C**. O estágio **A** determina o início da transmissão de torque e a percepção inicial do motorista sobre o acoplamento da embreagem. No estágio **B**, já tem-se cerca de um terço da capacidade máxima da carga de placa (força da mola membrana), normalmente, suficiente para o acoplamento. O estágio **C** corresponde ao intervalo de 70 a 100% da carga de placa usada para compensar uma perda do coeficiente de atrito (*fading*) ou alguma deformação na placa de pressão devido às altas cargas térmicas (DREXL, 1998).

Figura 9 – Curvas da mola de guarnição *cushion*.



Fonte: Drex1, 1998, pág. 14.

2.2 MATERIAIS DE FRICÇÃO PARA DISCOS DE EMBREAGEM

Como já descrito na subseção anterior, embreagem tem a função de acoplar e desacoplar o motor da caixa de velocidades. Portanto, espera-se que ocorra um acoplamento suave, sem trepidações ou ruídos. Neste contexto, o material de fricção tem uma função essencial para propiciar tal conforto. Assim, esta subseção descreve os tipos construtivos, propriedades e matérias-primas mais usuais na fabricação do revestimento dos discos da embreagem.

2.2.1 Tipos de revestimentos da embreagem

Basicamente, os materiais de fricção para discos de embreagem a seco são divididos em três classes: orgânicos, metálicos (cerâmicos) sinterizados e carbono (NAUNHEIMER et al., 2011). Contudo, esta pesquisa irá abordar apenas os materiais orgânicos, que serão comentados em detalhes na sequência. Os materiais sinterizados são mais recomendados para aplicações de extrema severidade, por exemplo, em tratores ou máquinas escavadeiras. Na verdade, a utilização de materiais sinterizados em veículos comerciais ou automóveis é limitada, devido ao fato de que este tipo de material apresenta uma alta tendência em causar trepidação. O material de fricção de carbono é uma derivação dos materiais orgânicos com a inserção de fibras de carbono para aumentar a rigidez e a resistência às altas temperaturas de trabalho. Porém, devido ao seu alto custo é mais usual ser utilizado em veículos esportivos de maior valor agregado (NAUNHEIMER et al., 2011).

Com relação aos materiais orgânicos, de acordo com a norma NBR 8970², são definidos dois nomes para o material de atrito do disco da embreagem: revestimento ou guarnição. Os primeiros revestimentos da embreagem datam do início do século XX. Basicamente, tratavam-se de compostos de fibras de algodão impregnado de asfalto ou borracha. Em 1906, para aumentar a resistência térmica dos materiais, o algodão foi substituído por fibras de asbestos (silicato de magnésio hidratado). No decorrer dos anos, surgiram novas matérias-primas para a produção dos revestimentos, tais como: borrachas, resinas, cargas e fios metálicos (NAUNHEIMER et al., 2011) (SHAVER, 1997) (RODRIGUES, 2007). Na década de 70, os tipos mais comuns de revestimentos eram denominados orgânicos, pois eram compostos por 30% a 40% de componentes orgânicos³ e reforçados com fibras de asbestos. Apesar de apresentar boas características para materiais de fricção, por exemplo, resistência acima de 500°C, e auxiliar na regeneração da superfície de atrito durante o uso, estudos revelaram que trabalhadores expostos às fibras de asbestos apresentavam problemas como asbestoses e mesotelioma, ou seja, câncer nos pulmões⁴. Assim, na década de 80, houve a necessidade de desenvolver uma nova geração de materiais de fricção e, como resultado, a fibra de asbestos foi substituída por fibra de vidro. Atualmente, os revestimentos são fabricados, de uma maneira geral, com: fibras orgânicas e inorgânicas, fios metálicos que são impregnados por uma mistura a base de resina, borrachas e cargas diluídas em solvente orgânico. Recentemente, um processo mais ecologicamente recomendado tem substituído o processo anterior a base de solvente por um processo de incorporação do compósito de borracha nas fibras sem solvente. Este processo é conhecido como extrusão, que, basicamente, consiste em encapar as fibras com a borracha, utilizando uma máquina extrusora (RODRIGUES, 2007) (GREGORI; THOMAZ; MARTINS, 2014). A Figura 10 e a Figura 11 ilustram os fluxos dos dois processos de fabricação dos revestimentos abordados neste estudo. Essencialmente, o que diferencia os dois processos é a etapa de incorporação do compósito de borracha nas fibras, com e sem solvente. Assim, conforme mostra a Figura 10, para o processo com solvente, o composto de borracha é diluído num misturador até atingir a viscosidade especificada para, então, a solução ser impregnada no fio. Esta impregnação é feita numa torre de secagem, pois após o fio ser impregnado, é necessário secá-lo. O processo sem solvente ilustrado na Figura 11 é realizado por uma máquina extrusora que consiste em alimentar a máquina por um compósito peletizado de borracha e com um ferramental específico. Desta forma o compósito é incorporado sobre o fio. A sequência da fabricação do revestimento é a mesma para ambos os processos: com ou sem solvente. Sendo assim, a próxima fase é a pré-formação da peça em que as fibras são orientadas, em geral a 45°, para propiciar melhor resistência mecânica. Este tipo construtivo de pré-forma é denominado trançado ou tramado conforme norma NBR 8970. A Figura 12 ilustra esta forma construtiva. Na sequência, a peça pré-formada é moldada a quente na faixa de temperatura entre 160 a 200° C. Nesta fase, as resinas se fundem, dando o formato final da peça. Para finalizar o processo de cura, ou seja, finalizar todas as

²Norma ABNT Guarnição do Disco da Embreagem, 1997.

³borrachas, resinas fenólicas, grafite, negro de fumo (PILATO, 2010).

⁴www.asbestos.com acessado em 03/06/2016.

reações químicas, a peça passa por um tratamento térmico entre 10 a 20 horas dentro de um forno na faixa de temperatura entre 200 a 250° C . O processo finaliza com a retífica, a lavagem e a furação da peça, conforme a especificação do desenho do produto. Para a liberação final, as peças são identificadas e inspecionadas.

Figura 10 – Fluxo do processo de fabricação do revestimento via solvente orgânico.

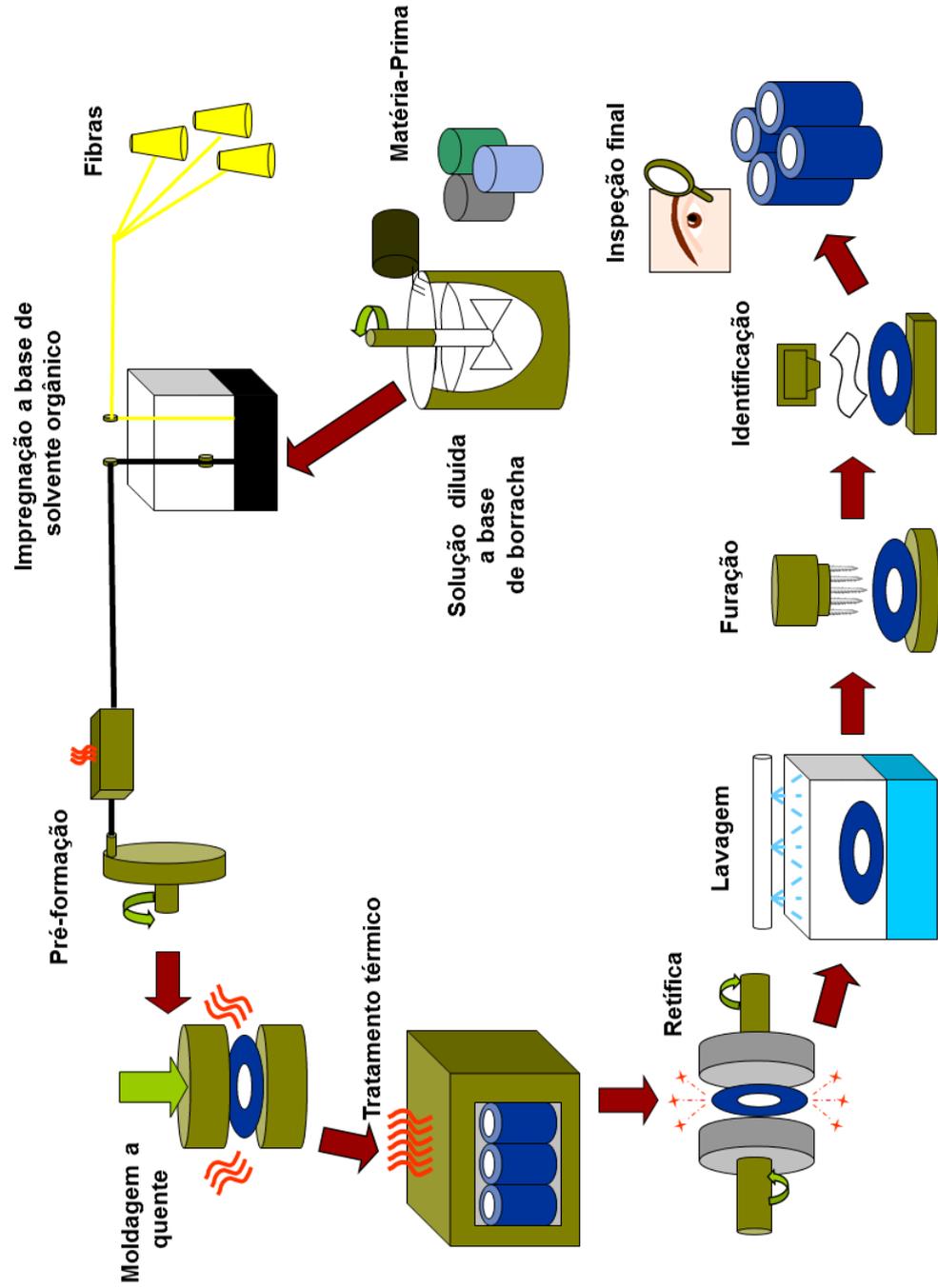


Figura 11 – Fluxo do processo de fabricação do revestimento via a seco processo de extrusão.

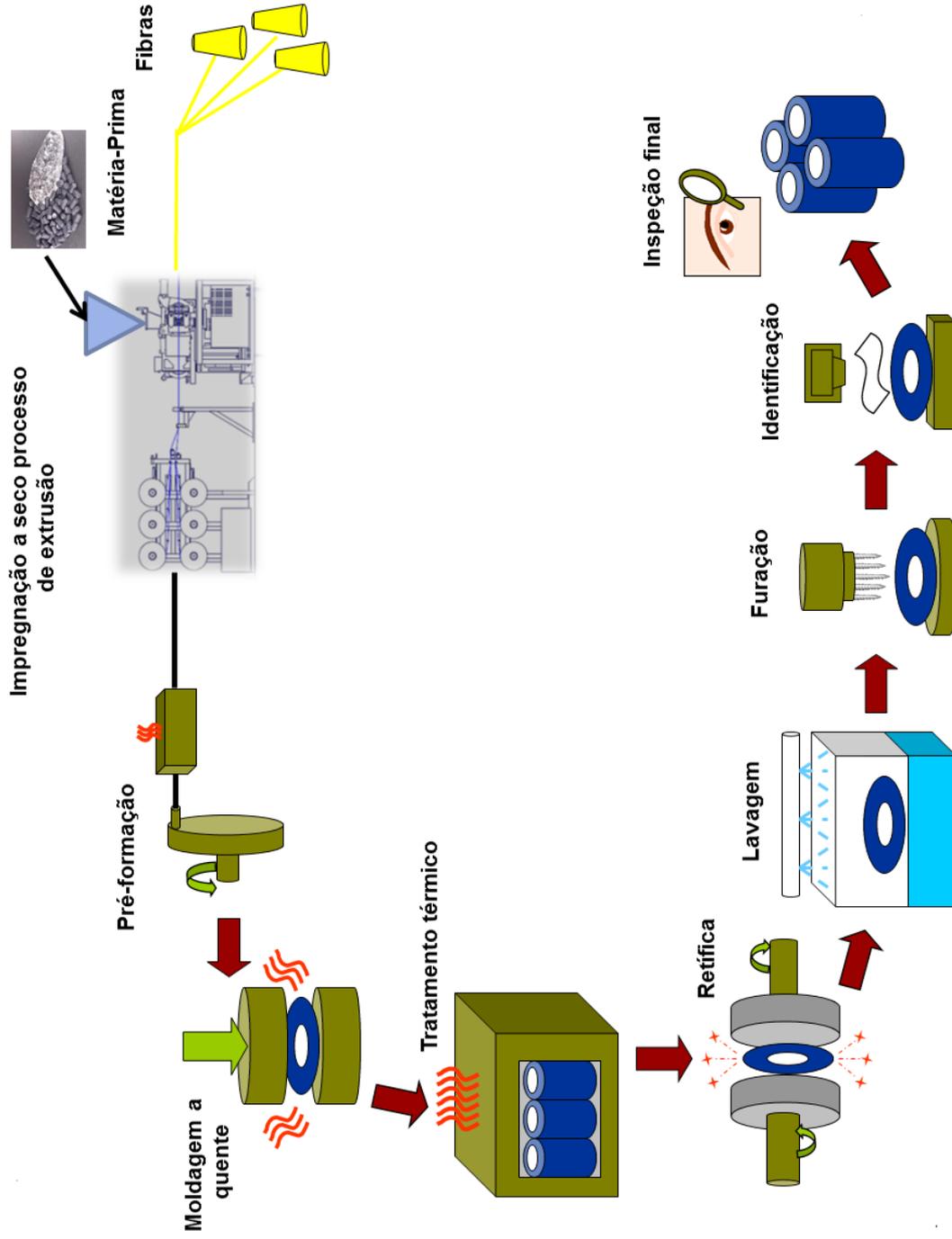
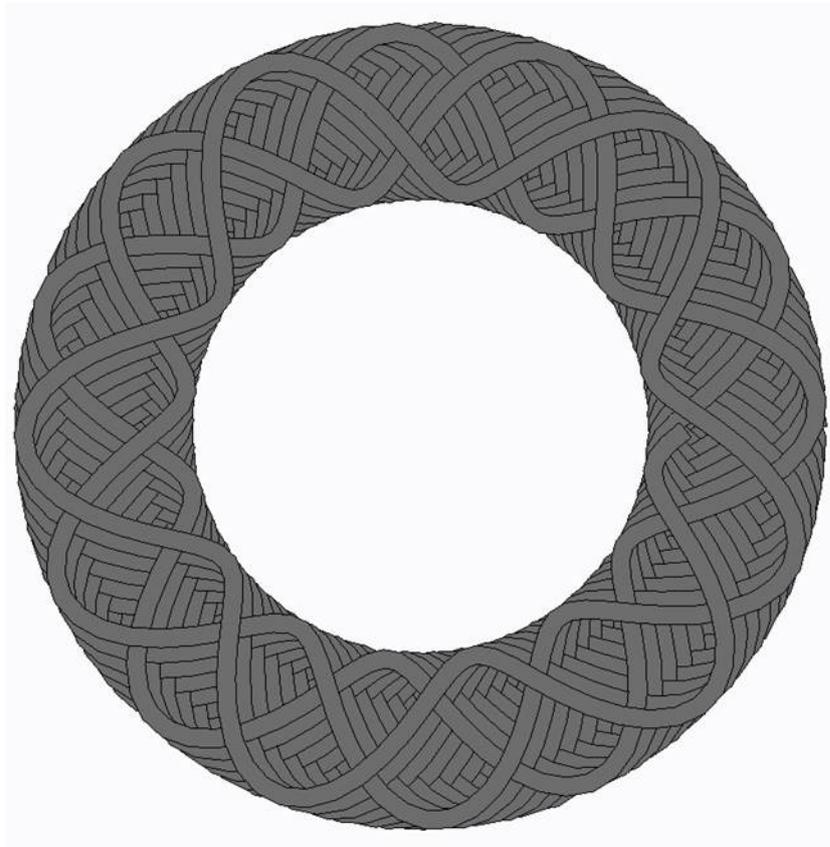


Figura 12 – Pré-formatação do revestimento.



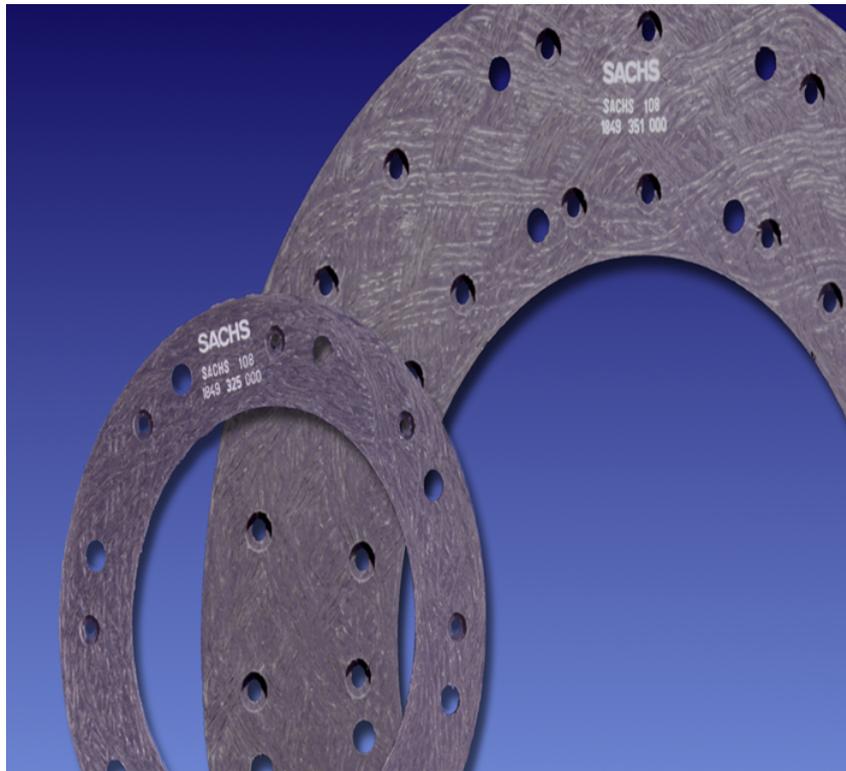
Fonte: ZF do Brasil.

A Figura 13 ilustra dois revestimentos prontos para uso na embreagem: o menor para carro de passeio e o maior para veículos comerciais.

Segundo Heisler (HEISLER, 2002), para um material de fricção atender a funcionalidade da embreagem no veículo, são esperadas as seguintes características técnicas:

- a) coeficiente de atrito relativamente alto sob as condições operacionais;
- b) capacidade de manter o atrito sobre toda a vida da embreagem;
- c) capacidade relativamente alta de absorver energia térmica por curtos períodos;
- d) boa estabilidade dimensional para cargas compressivas;
- e) capacidade de suportar força centrífuga;
- f) boa resistência ao cisalhamento para transmissão do torque do motor;
- g) alta resistência ao desgaste;
- h) boa compatibilidade para trabalhar com ferro fundido nas condições normais de operação.

Figura 13 – Revestimentos para os discos das embreagens com os diâmetros externos de 180 e 430 mm.



Fonte: ZF do Brasil.

Por fim, o processo de fabricação do revestimento, quase sempre, direciona quais são as melhores matérias-primas a serem utilizadas. Além disso, o tamanho das partículas dos materiais utilizados, os parâmetros de fabricação, os processos de misturas também são impactantes no desempenho final do produto (CANEVAROLO, 2006). Portanto, o desafio é determinar o tipo, quantidade e qualidade das matérias-primas da composição do material de fricção para atender o desempenho funcional esperado da embreagem em que os requisitos técnicos demandados acompanham o avanço tecnológico dos automóveis, requerendo dos engenheiros e pesquisadores contínuos avanços na fronteira do conhecimento no campo de materiais de fricção.

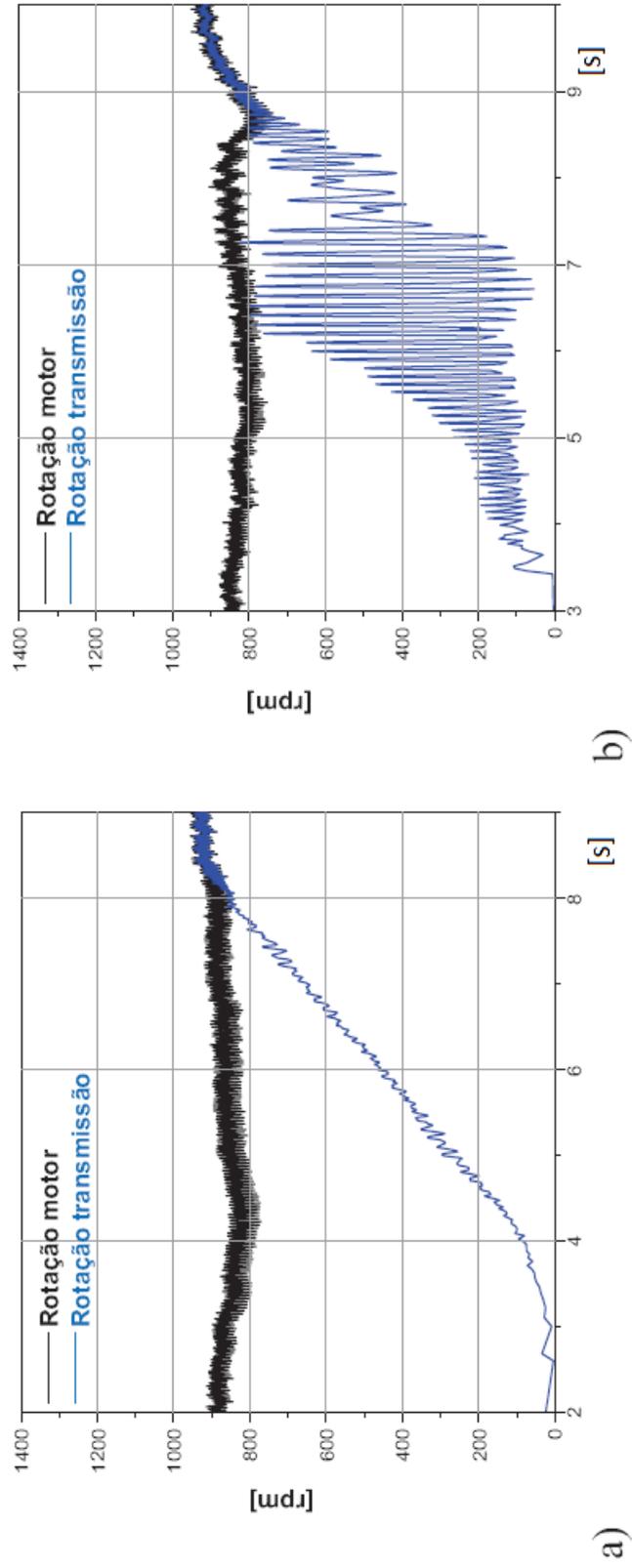
3 TREPIDAÇÃO VEICULAR (*JUDDER*)

Nesta seção serão descritos em mais detalhes o problema da trepidação veicular e as diversas abortagens adotadas até então para resolvê-lo. Este é um problema que continua em aberto, tanto na literatura acadêmica, como para as indústrias relacionadas ao mercado automobilístico.

3.1 DEFINIÇÃO DA TREPIDAÇÃO

A trepidação conhecida pelos termos em inglês: *judder* ou *chatter* (DREXL, 1990)(MAUCHER, 1990) são os termos usados quando ocorrem consideráveis oscilações nas acelerações longitudinais durante uma partida do veículo. Dependendo dos níveis que alcançam, as acelerações podem causar desconforto aos passageiros. A trepidação pode ser explicada, basicamente como uma variação periódica do torque transmitido durante fase de sincronização entre o motor e a transmissão (PERESTRELO, 2013). Segundo Drexl (DREXL, 1990), quando estas oscilações periódicas do torque coincidem com a primeira frequência natural do trem de força do veículo, que em geral é de 2,5 a 14 Hz, ocorre a trepidação. Estas frequências são chamadas de ressonância mecânica (RAO, 2008). As frequências mais baixas são para veículos pesados e as mais altas para veículos leves. A Figura 14 mostra duas partidas reais de um determinado modelo de automóvel. Na primeira não ocorreu trepidação e na outra ocorreu uma forte trepidação. Como pode-se observar no item **a** desta Figura, a rotação da transmissão aumenta suave e progressivamente até o sincronismo com a rotação do motor, não causando nenhuma trepidação no veículo. Por outro lado, o item **b**, mostra uma forte oscilação na transmissão até o ponto do sincronismo, conseqüentemente, causando trepidação. Neste exemplo, ilustra-se o problema da trepidação que ocorreu basicamente durante a transmissão de torque do motor para transmissão do veículo. O elemento que está transmitindo o torque é o disco da embreagem, por meio, do atrito entre as faces de trabalho. O disco desliza por aproximadamente 5 segundos, com a velocidade variando entre 0 a 800 rpm. Assim, a essência deste trabalho é reproduzir as condições de transmissão de torque do veículo na bancada de teste. Posteriormente determinar que padrões de comportamento de transmissão de torque, com base em diferentes materiais de fricção, podem evitar ou atenuar o risco de um revestimento autoexcitar a transmissão causando o problema da trepidação.

Figura 14 – Exemplo de uma partida no veículo: a) Sem trepidação b) Com trepidação.



Fonte: Perestrelo, 2013.

3.2 TRABALHOS RELACIONADOS

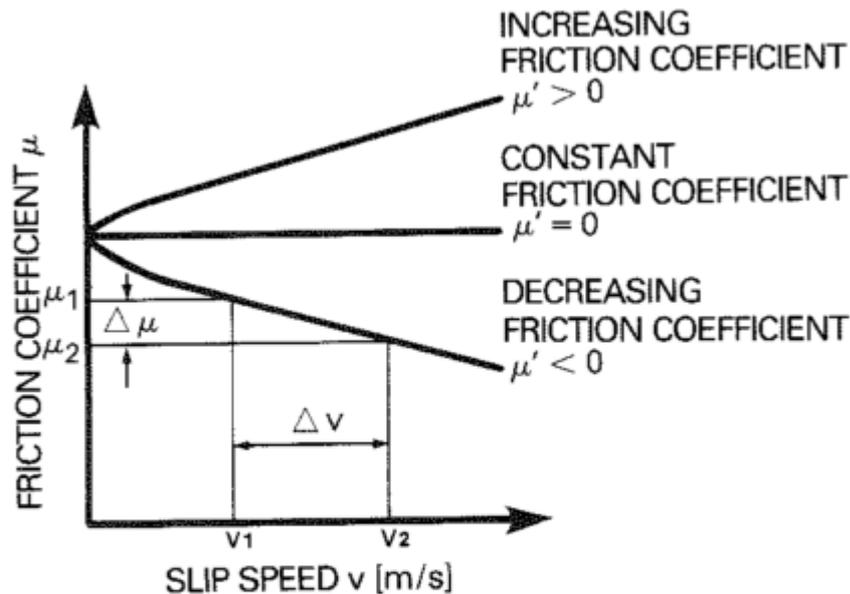
Os primeiros trabalhos, que relacionam o problema da trepidação veicular com a embreagem, datam do início da década de 1970 (NEWCOMBE; SPURR, 1972) e (JARVIS; OLDERSHAW, 1973). Os autores destes trabalhos pioneiros mencionaram as possíveis causas da trepidação e, principalmente, a influência do comportamento do atrito versus a velocidade relativa de deslizamento. Os trabalhos mostraram simulações realísticas da trepidação (*judder*) do veículo, utilizando computadores analógicos disponíveis na época.

No início da década de 1990, Drexl observou que apesar de novos motores e novos lançamentos de automóveis, mais e mais reclamações sobre a trepidação começaram a surgir. Em vista disto, ele apresentou um estudo mais detalhado sobre o assunto (DREXL, 1990). Ele definiu a trepidação como uma oscilação periódica da transmissão de torque durante a fase de deslizamento da embreagem, sendo a frequência de 2,5 Hz para caminhões e 14 Hz para carros de passeio. Ele mostrou que quando estas frequências coincidem com as primeiras frequências naturais da transmissão dos veículos, isto pode causar algum desconforto devido ao surgimento de vibrações longitudinais. Drexl descreveu algumas causas possíveis para essa trepidação, como por exemplo, disco sem molas *cushion* e rigidez da transmissão e, em especial, citou o material de fricção, pois esperaria-se que um revestimento novo não causasse a trepidação. Enfatizou que, para uma avaliação mais consistente da trepidação, é preciso acumular cerca de 30 mil quilômetros. Mas, caso ocorre alguma contaminação por óleo ou graxa no revestimento, então, poderia ocorrer a trepidação com quilometragem mais baixa. Salientou, também, que a trepidação foi mais constatada quando o carro partia em rampa de ré e que o modelo do carro tinha influência nas avaliações. Portanto, dependendo da rigidez e amortecimento da transmissão, o veículo poderia ser mais ou menos suscetível a trepidar.

Ainda na década de 1990, Maucher, Albers e Herbst (MAUCHER, 1990), (ALBERS; HERBST, 1998) mostraram um trabalho de grande contribuição para a indústria automobilística. Eles estudaram a influência da velocidade de deslizamento no coeficiente de atrito e quais impactos isto poderia causar na trepidação. Para este objetivo, Maucher considerou um comportamento linear entre o atrito e a velocidade de deslizamento para calcular o gradiente do atrito, conforme mostra a Figura 15. Portanto, se o gradiente for positivo, ou seja, proporcional a velocidade, não se espera que o material autoexcite à transmissão do veículo. Entretanto, se o gradiente for igual a zero, será neutra a influência do revestimento sobre a trepidação, e o veículo ficará mais suscetível a trepidar devido a algum outro fator, como por exemplo, um baixo amortecimento na transmissão. Ao passo que se o gradiente for negativo, o próprio material poderá autoexcitar a transmissão, ocasionando a trepidação. A Figura 16 mostra as faixas dos gradientes do atrito. Dependendo do comportamento do coeficiente de atrito que o material de fricção apresentar, poderá haver um risco maior ou menor de causar trepidação no veículo. Nesta Figura, se o gradiente for maior do que $-0,002 \left(\mu' \right) \left(\frac{s}{m} \right)$ o material de atrito não será crítico para causar trepidação. Nesta Figura é o material **D**. Por outro lado, gradientes menores do que

esse valor apresentam risco do material autoexcitar a transmissão e causar a trepidação. Nesta Figura são os materiais **B**, **C** e sobretudo o **A**.

Figura 15 – Cálculo do gradiente do atrito.



DEFINED AS THE GRADIENT OF THE FRICTION COEFFICIENT

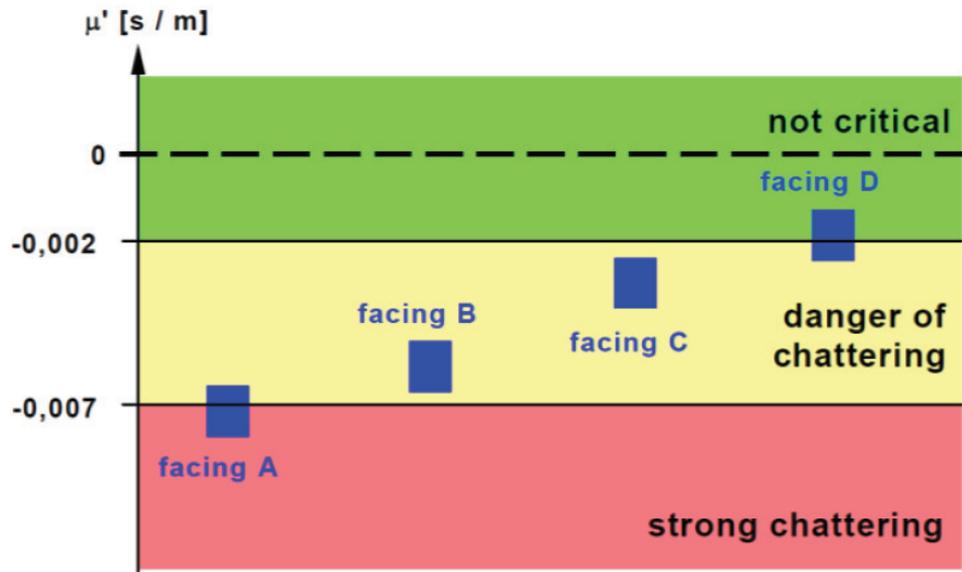
$$\mu' = \frac{\Delta \mu}{\Delta v} = \frac{\mu_2 - \mu_1}{v_2 - v_1} \text{ [s/m]}$$

Fonte: Maucher, 1990.

A Figura 17 mostra um exemplo de uma equação da reta para o comportamento do atrito versus a velocidade. Neste exemplo, o gradiente é de $-0,016 (\mu') (\frac{s}{m})$, ou seja, o coeficiente angular da reta.

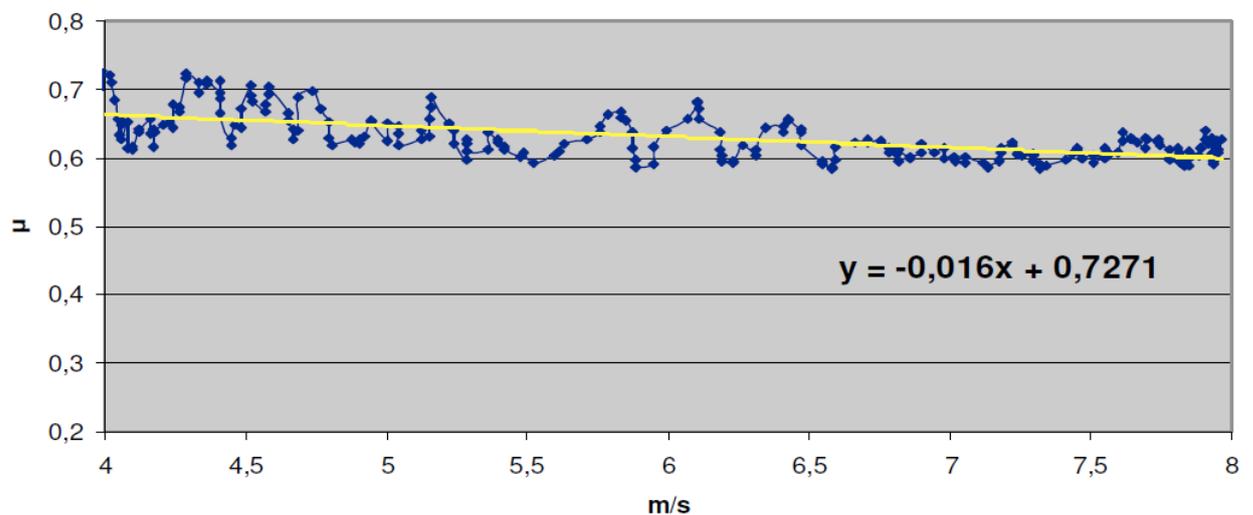
Maucher, inclusive, relacionou ainda a influência do amortecimento da transmissão do veículo com o gradiente do atrito (MAUCHER, 1990). Por exemplo, se o gradiente do atrito for negativo e se as características da transmissão do veículo apresentar um nível alto de amortecimento (*damping*), a trepidação poderá não ocorrer. Isto reforça os resultados de Drexl (DREXL, 1990) mencionados, ou seja, o modelo do veículo pode impactar, significativamente, no nível da trepidação. Caso a questão da trepidação fosse devido ao material de fricção, pois o gradiente do atrito pode mudar, Maucher observou que este fato está relacionado ao fenômeno chamado de *Stick-Slip*, ou seja, o revestimento adere e solta durante o deslizamento da embreagem. A Figura 18 ilustra o *Stick-Slip* que pode ser explicado da seguinte forma: uma esteira se movimenta numa determinada velocidade constante v . Em cima da esteira, temos uma amostra do material

Figura 16 – Níveis de gradiente de atrito e os riscos de causar trepidação (*chatter*), conforme o tipo de revestimento (*facing*).



Fonte: Albers; Herbst, 1998.

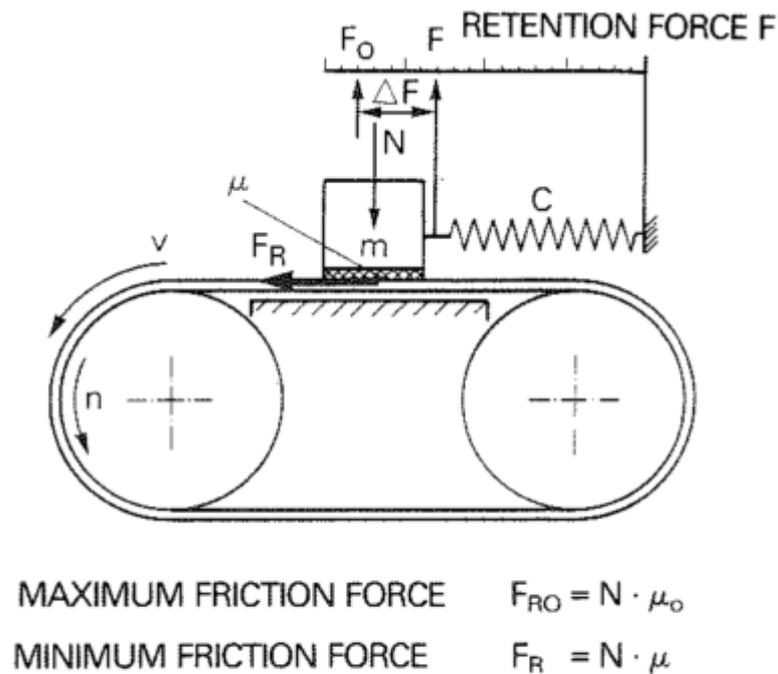
Figura 17 – Exemplo do cálculo de gradiente do atrito versus a velocidade de deslizamento.



Fonte: Gregori; Domingues, 2012.

de fricção e sobre ele um bloco de massa m , exercendo uma força normal N , preso ao bloco e engastado em uma base fixa, a mola C . Desse modo, inicialmente, todo o bloco se move junto com a esteira. Com isto, o atrito que está sendo atuado é o estático (maior atrito), assim, a força máxima de atrito é dada por $F_{R0} = N \cdot \mu_0$. Porém, a mola C se estica, exercendo uma força de retenção do bloco. Quando a força de retenção supera a força máxima de atrito, o bloco passa a deslizar sobre a esteira. Neste momento, o atrito que passa a atuar é o dinâmico (menor atrito) e a força de atrito será $F_R = N \cdot \mu$, a força mínima de atrito. A partir deste instante, a força de retenção vai diminuindo a tal ponto que o bloco deixa de deslizar sobre a esteira e passa a se movimentar novamente com a esteira, repetindo o ciclo. Portanto, é a variação entre o atrito estático e o dinâmico que gera ΔF na força de atrito, podendo excitar a transmissão e causar a trepidação.

Figura 18 – Ilustração do modelo que explica o *Stick-Slip*.



$$\Delta F = F_0 - F = N (\mu_0 - \mu)$$

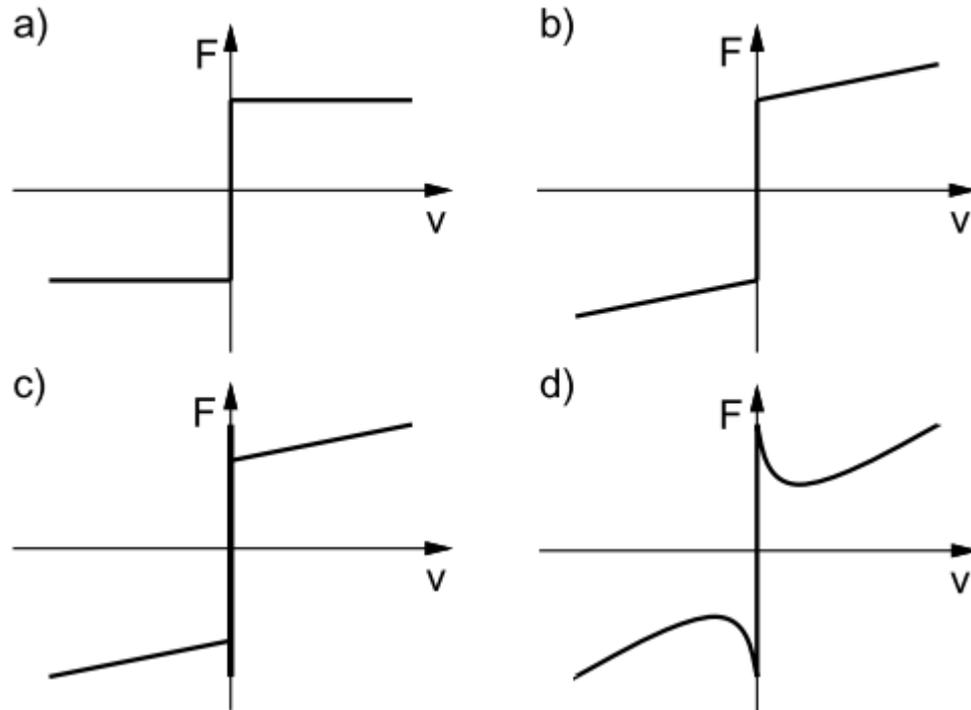
Em 1997, MCMillan (MCMILLAN, 1997) comentou que não apenas o modelo do *Stick-Slip* da esteira deve ser considerado num estudo de vibrações autoexcitadas mas também as condições iniciais de uma estrutura, como por exemplo, a massa das rodas no caso dos freios, pois tal massa muda as frequências de ressonâncias. MCMillan aprofundou o estudo enfatizando as questões microscópicas nas interfaces de atrito durante o *Stick-Slip*, com especial atenção para as deformações elásticas e plásticas nos pontos de contatos nas faces de trabalho. Na fase elástica acontece o *Stick* e na fase plástica o *Slip*.

Ainda na década de 90, Olsson et.al. (OLSSON et al., 1998) apresentaram uma explicação para o fenômeno do atrito entre duas superfícies trabalhando a seco que, basicamente, pode ser descrito como:

- a) o atrito é uma relação adimensional entre a força de reação tangencial e a força normal aplicada, entre duas superfícies em contato;
- b) fisicamente, as forças de reação são resultados de vários mecanismos tais como: geometria de contato, topologia, materiais dos corpos envolvidos, deslocamentos e velocidades relativas entre o corpos.

Olsson et.al. (OLSSON et al., 1998) descreveram vários modelos matemáticos para caracterizar o comportamento do atrito. A Figura 19 descreve situações de transição do atrito entre $V = 0$ e $V \neq 0$, onde V é a velocidade de deslizamento. O item (a) descreve a força de atrito F totalmente independente da velocidade (Coulomb). No item (b), nota-se um aumento da força F com o aumento da velocidade de deslizamento (Coulomb-Viscoso). O item (c) mostra um efeito chamado de *Stiction*, ou seja, a força de atrito aumenta com a velocidade em $V = 0$ e abruptamente diminui no instante inicial quando $V \neq 0$. No item (d), ocorre um pouco das três situações anteriores, no entanto, observa-se uma queda contínua não linear da força de atrito para $V \neq 0$ e que, progressivamente, vai aumentando com a velocidade. Este fenômeno é também conhecido como *Stribeck*.

Figura 19 – Modelos de atrito estático: a) Coulomb; b) Coulomb-Viscoso; c) Coulomb viscoso mais *Stiction*; d) Situação c, porém com decaimento contínuo do atrito abaixo do nível estático.



Fonte: Olsson et al., 1998.

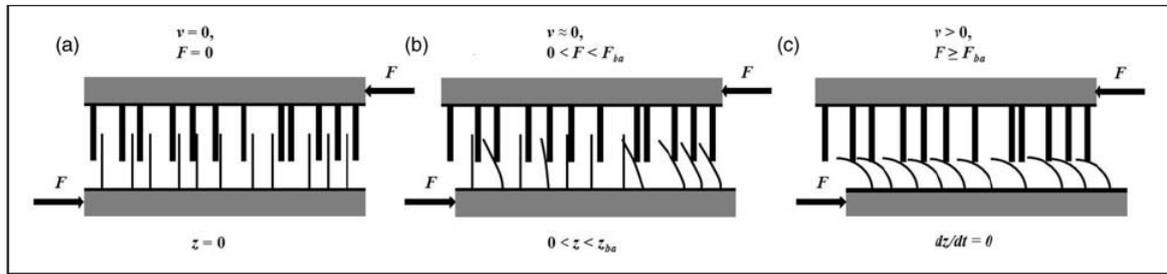
Alguns exemplos de modelos matemáticos para se calcular a força de atrito dinâmico foram apresentados por Olsson et. al. (OLSSON et al., 1998) como *Dahl*, *Bristle*, *The Reset Integrator*, *The Lugre* que, basicamente, seguem equações diferenciais. Abaixo descreve-se o modelo *The Lugre*:

$$F = \sigma_0 Z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + f(v), \quad (4)$$

onde σ_0 é a rigidez e σ_1 é o amortecimento do contato, v velocidade e Z é a deflexão nos pontos de contato.

A Figura 20 ilustra o conceito do modelo matemático do atrito *The Lugre*. A ideia básica é como se fossem dois pentes de cabelo, movendo-se um contra o outro (*Bristles*). Na situação (a) não há força F e nem deslocamento. Em (b), tem-se uma força tangencial F menor do que a força F_{ba} (*Breakaway*), ou seja, a força onde começa haver um pré-deslocamento dos *bristles*. Nesta condição, a velocidade é muito próxima a zero, mas já ocorrem as deflexões de Z (*bristles*) e, neste momento, tem-se o contato elástico ou a fase do *Stick*. Na situação (c), com a velocidade $v > 0$, a força de atrito já supera F_{ba} e tem-se as deformações plásticas ou a fase do *Slip*. Com isto, foi constituído um modelo mecânico do atrito elastoplástico (PETRUN; FLASKER; KEGL, 2012) (MCMILLAN, 1997).

Figura 20 – Detalhe da interface microscópica de contato.



Fonte: Petrun; Flaker; Kegl, 2012.

Entretanto, a determinação dos parâmetros dos modelos matemáticos para descrever o comportamento do atrito não são triviais, demandando um certo empirismo para estimá-los. Neste trabalho, decidiu-se tratar o atrito por meio de um sinal multivariado. Contudo foi utilizado o modelo de atrito Coulomb-Viscoso para calcular os gradientes do atrito e comparar com a metodologia proposta. Na seção 6 Resultados, será discutida as duas abordagens.

No final da década de 90, em 1998, Bostwick e Szadkowski (BOSTWICK; SZADKOWSKI, 1998) mostraram a importância de se conhecer o comportamento do atrito versus a velocidade de deslizamento para prever o comportamento da trepidação veicular, utilizando simulações computacionais. Neste trabalho, eles destacaram a não linearidade do comportamento do atrito versus a velocidade, utilizando ajustes polinomiais para realizar as simulações. Adicionalmente, os autores notaram que entre as rotações de 0 a 1000 rpm em uma mesma partida, as simulações apresentavam os comportamentos dos gradientes do atrito alternados, ou seja, podem excitar a transmissão em uma faixa de velocidade e em outra faixa podem ser amortecedores (*damping*). Isto evidencia que se for assumido apenas a métrica do gradiente do atrito para escolha de um material, a decisão poderá ser não necessariamente a melhor opção.

No início da década de 2000, Centea et. al. (CENTEA; RAHNEJAT; MENDAY, 2001) também mostraram a importância em descrever, matematicamente, o comportamento do atrito para prever a trepidação do veículo. Foram estudados 4 diferentes materiais orgânicos de fricção e caracterizados experimentalmente, os comportamentos do $\mu - v$, (atrito *versus* velocidade) para cada material. Este estudo constatou que o comportamento do atrito não é linear, ocorrendo ajustes polinômiais de até quarto grau. Como o material de atrito não se comporta de forma linear, torna-se muito simplista usar as referências dos gradientes do atrito (ALBERS; HERBST, 1998). Então, Centea (CENTEA; RAHNEJAT; MENDAY, 2001) realizou as simulações computacionais da partida do veículo, usando como base os comportamentos polinômiais $\mu - v$ dos respectivos materiais de atrito estudados. As análises foram feitas no sinal de rotação da transmissão e foram verificadas oscilações periódicas de 7 Hz, com elevadas amplitudes, variando conforme as características de atrito de cada material estudado.

Em 2005 Crowther e Zhang (CROWTHER; ZHANG, 2005) apresentaram a importância do gradiente do atrito na trepidação para materiais de fricção em transmissões automáticas, ou

seja, trabalhando em óleo (*wet*). Embora este tipo de material não faça parte deste estudo, o conceito é aplicável. Crowther e Zhang mostraram, por meio de simulações computacionais, que para um gradiente de atrito negativo de $-0,0001 \text{ rad/s}$, acontece alta instabilidade na transmissão do torque, causando trepidação.

Neste mesmo ano de 2005, Fernholz (FERNHOLZ, 2005) apresentou uma análise multivariada sobre os dados relacionados aos problemas de NVH (*noise, vibration and harshness*), ou seja, problemas relacionados com ruído, vibração e aspereza¹ do veículo (LU et al., 2012). Os ruídos estudados foram oriundos das bombas da direção hidráulica dos automóveis. As avaliações foram realizadas num banco de provas e os sinais foram captados, diretamente, por meio de microfones, instalados, estrategicamente, na bancada de teste. Neste estudo, os sinais foram analisados pela técnica de PCA (*Principal Components Analysis*) ou Análise de Componentes Principais para reduzir a dimensionalidade das 12 variáveis originais, identificadas como possíveis causas do problema de NVH. Apenas com as três primeiras componentes principais e com um nível de explicação de 82.2%, foi possível avaliar os resultados decorrentes dos 8 fornecedores de bombas com 10 a 15 amostras de cada modelo.

Neste mesmo conceito de reconhecimento de padrões, em 2006 e 2007 Aleksendric e Duboka (ALEKSENDRIC; DUBOKA, 2006), (ALEKSENDRIC; DUBOKA, 2007) usaram redes neurais para prever os comportamentos do atrito em pastilhas de freio. Nestes estudos foi utilizada uma bancada de teste para freios que simulou as condições mais próximas de uso no veículo. Os autores estudaram o comportamento do atrito para as condições de trabalho a frio e para as altas temperaturas, chamada de *fading*. O trabalho fez previsões dos comportamentos do atrito, variando cerca de 18 matérias-primas da composição química e 5 parâmetros de processo de fabricação. Como resultado, a rede neural aprendeu sobre o comportamento do atrito utilizando 23 variáveis de formulação e processo que podem ser alteradas para verificação da resposta do atrito, sem precisar fazer novos protótipos.

Mais recentemente, Gregori em 2010 (GREGORI, 2010) discutiu os resultados do gradiente do atrito obtidos em banco de provas para diferentes temperaturas com base em três materiais orgânicos de fricção. O trabalho enfatizou a dependência do comportamento do atrito com a temperatura de trabalho. Nesse mesmo trabalho, Gregori mostrou, por meio de simulações computacionais, o quanto o gradiente do atrito pode impactar no fator de amortecimento do material. Em outras palavras, este fator de amortecimento, cuja unidade é dada em Nms (Newton metro segundo), é determinado por meio de um teste específico de bancada utilizado comumente pelos fabricantes de embreagens. O fator de amortecimento está intrinsicamente, ligado ao gradiente do atrito, porém, este fator traz uma métrica realística em relação aos veículos. Por exemplo, se uma transmissão tem um amortecimento próprio de 0,10 Nms (ALBERS; HERBST, 1998), então, caso o material de atrito autoexcitar a transmissão abaixo deste valor, a trepidação não deverá ocorrer, pois, a própria transmissão irá absorver a energia de vibra-

¹A aspereza, neste caso, está relacionada com as características do motor do veículo, como por exemplo, pressão de combustão e forças no pistão.

ção autoinduzida causada pelo material de fricção. Gregori também apresentou nesse mesmo trabalho, uma análise de componentes principais para agrupar os materiais com maiores similaridades entre os fatores de amortecimento e os respectivos resultados de trepidação. Assim, Gregori mostrou que utilizando uma técnica de aprendizado não supervisionado, os agrupamentos são coerentes com o esperado, ou seja, materiais que apresentam fatores de amortecimentos acima de 0,10 Nms, agruparam-se com os piores resultados de trepidação.

Em 2012, dentro da simulação computacional, Abdullah e Schlattmann (ABDULLAH; SCHLATTMANN, 2012) mostraram a influência da geometria do disco da embreagem sobre os problemas da trepidação. As simulações foram realizadas por meio da análise de elementos finitos com o intuito de determinar as frequências naturais dos discos da embreagem e, principalmente, a influência dos materiais de fricção investigados. Observou-se que o tipo, a geometria e a densidade dos materiais de fricção causam impactos nas frequências naturais, influenciando nos níveis de vibrações. Os autores destacaram as propriedades viscoelásticas dos materiais que podem influenciar no *Stick-Slip*, podendo causar a trepidação. Nota-se, nesta abordagem, um avanço no entendimento sobre a complexidade da trepidação. Em vista disto, embora a metodologia proposta não atue diretamente nas questões tribológicas, ela corrobora na solução dos problemas de trepidação por meio da análise estrutural dos materiais.

No mesmo ano de 2012, Gregori e Domingues (GREGORI; DOMINGUES, 2012) também mostraram uma correlação matemática entre o gradiente do atrito e os resultados de trepidação do veículo, baseada em um estudo realizado no tribômetro *Fast Machine*². De uma maneira geral, este tribômetro trabalha com um corpo de provas em escala reduzida do revestimento, ou seja, com diâmetro de 25 mm. A força normal sobre a amostra é produzida por uma bomba hidráulica. Desta forma, pode-se analisar apenas o material de atrito sem a influência da embreagem. Por conseguinte, o trabalho mostra que a trepidação está relacionada com o comportamento do atrito do material, mas existem outros motivos que causam a trepidação, conforme já destacado por Drexl (DREXL, 1990).

Em 2013, Perestrelo (PERESTRELO, 2013) discutiu sobre a trepidação veicular, abordando não apenas a influência do material de atrito, mas destacando, também, as outras causas do *judder*. As principais causas são:

- a) desalinhamentos entre motor e transmissão;
- b) desalinhamento e irregularidades geométricas dos componentes do sistema da embreagem;
- c) alta rigidez da mola de guarnição *mola cushion*;
- d) rigidez das semiárvores (eixo que une o diferencial as rodas);
- e) amortecimento do trem de força.

²<http://www.linkeng.com/en/products/model-100-fast-machine>, acesso em 29/08/2016.

Para este estudo, todos os cuidados foram tomados para que apenas a variável material de fricção fosse a causa essencial da trepidação nos testes com o veículo.

Em 2014 Gregori, Martins e Thomaz (GREGORI; THOMAZ; MARTINS, 2014) mostraram que a estatística multivariada pode ajudar no reconhecimento de padrões de atrito e relacioná-los com o desempenho da trepidação no veículo. O trabalho mostrou que o sinal do torque é multivariado e traz informações relacionadas ao processo de manufatura e da própria formulação química do revestimento da embreagem. Este trabalho abriu novas possibilidades para se estudar o comportamento do atrito por meio de um sinal multivariado, estabelecendo, principalmente, os padrões de atrito que podem estar relacionados com as características que se deseja investigar.

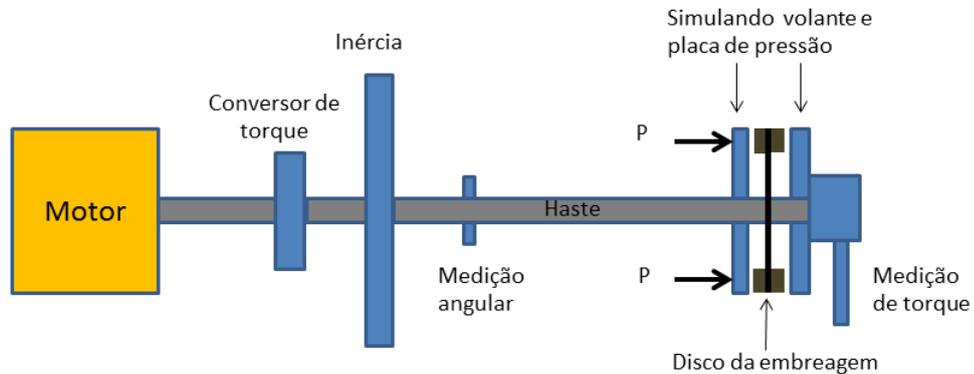
Em 2015, Pisaturo et al. (PISATURO; CIRRINCIONE; SENATORE, 2015) mostraram a influência da temperatura no comportamento do atrito no controle dos câmbios automatizados (AMT). Eles observaram que a instabilidade do coeficiente de atrito, em função da temperatura, pode causar algum desconforto durante a partida do veículo, inclusive a trepidação. Para câmbios automatizados, a trepidação pode ser ainda mais crítica, pois não há o pedal da embreagem para possível ação do motorista e, por este motivo, o controle do câmbio pode ser afetado.

Em 2015, Prabel e Aschemann (PRABEL; ASCHEMANN, 2015) também mostraram dois sistemas de controle *anti-judder* que, basicamente, atenuam a trepidação em caminhões. Eles verificaram que um dos principais problemas do *judder* é o gradiente negativo do atrito. O primeiro controle está relacionado com um amortecimento ativo adicional. Este dispositivo atenua a amplitude das oscilações da velocidade angular relativa entre motor e transmissão. O segundo controle é baseado na leitura do sinal da velocidade angular para retroalimentar um amortecimento ativo torcional no trem de força do caminhão, atenuando a trepidação.

Em 2016, Salunke e Kullkarni (SALUNKE; KULLKARNI, 2016) publicaram um trabalho relacionado com a trepidação. Os autores dividem a trepidação em duas causas: vibrações autoinduzidas (comportamento do atrito) e pressão induzida (influência externa sobre o disco). Esta última causa pode estar relacionada ao desalinhamento ou outra forma de oscilar a pressão sobre o disco da embreagem. Esta variação de pressão gera uma variação no torque, podendo causar a trepidação. Os autores realizaram o estudo utilizando um dinamômetro, que simula o problema da trepidação do veículo, porém, direcionado ao material de fricção. A Figura 21 ilustra o esquema do dinamômetro que, resumidamente, é composto por um motor elétrico sendo que entre o motor e o disco da embreagem existem conversor de torque, inércia, medidor de deslocamento angular e a haste. A força normal P sobre o disco é gerada por um sistema pneumático desconsiderando a influência do platô. Desse modo, quando a inércia e o disco estão na rotação de 1000 rpm, o conversor de torque desacopla o motor e uma força P atua na placa de pressão e volante que estão presos a um braço medidor de torque e, com isto, a velocidade do disco diminui de 1000 a 0 rpm. Neste deslizamento do disco, são medidos os deslocamentos angulares da haste e também do torque. Assim, os autores mostraram os comportamentos das

curvas de atrito *versus* a velocidade de deslizamento, para três materiais estudados. O critério de escolha do melhor material foi o que apresentou menor vibração no sinal de atrito.

Figura 21 – Dinamômetro para avaliação de trepidação.



Fonte: Adaptado de Salunke; Kullkarni, 2016.

No mesmo ano de 2016, (CERVONE et al., 2016) apresentaram um trabalho mostrando a influência da temperatura no comportamento do atrito do material de fricção, para controle da transmissibilidade do torque em uma embreagem dupla, utilizando a tecnologia AMT.³ Os autores mostraram um modelo matemático de atrito, considerando não apenas a velocidade de deslizamento, mas também a temperatura da superfície de trabalho na embreagem. Assim, mais uma vez nota-se a importância de relacionar o atrito com a temperatura.

3.3 CONSIDERAÇÕES COMPLEMENTARES

Com base na revisão bibliográfica, nota-se que a trepidação ainda é um tema relevante para a indústria automobilística, principalmente pelo fato de que o *judder*, embora possa causar desgaste ou dano na transmissão, impacta sobretudo, no conforto e a dirigibilidade do veículo. Além disso, observa-se que mesmo havendo várias abordagens sobre o problema da trepidação, sejam por banco de provas, simulações numéricas ou por modelos de atrito, há questões em aberto sobre as reais influências do material de fricção no problema da trepidação. Por exemplo, quais são as matérias-primas críticas que podem causar a trepidação?. Assim, acredita-se que este trabalho possa revelar de uma forma mais específica a influência do material de fricção no problema da trepidação.

³AMT - *Automated Manual Transmission* - Câmbio automatizado. A Embreagem dupla utiliza dois discos, um disco para as marchas pares e um outro disco para as marchas ímpares, com isto, obtem-se uma melhor eficiência energética devido as trocas de marchas ocorrerem em menor tempo. Esta embreagem é também conhecida pelo termo em inglês *Dual Clutch*.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção são descritos em detalhes os recursos e método utilizados e protótipos para a realização desta pesquisa. São eles, basicamente:

- a) bancada de testes (ZF do Brasil);
- b) veículo utilizado para os testes de trepidação (ZF do Brasil);
- c) processamento de sinais do torque;
- d) aprendizagem Multivariada para classificação e predição da trepidação.

4.1 BANCADA DE TESTES

A bancada de teste utilizada neste estudo foi projetada, especificamente, para avaliar o desgaste e o coeficiente de atrito do material de fricção (SHAYER, 1997). A Figura 22 mostra essa bancada que será detalhada ao longo desta subseção. Suas principais partes são:

- a) massas inerciais: simulam as condições de trabalho da embreagem no veículo;
- b) sensor de torque: mede a capacidade de transmissão de torque da embreagem;
- c) embreagem de teste: onde o material de fricção é avaliado;
- d) motor elétrico: simula a rotação do motor do veículo.

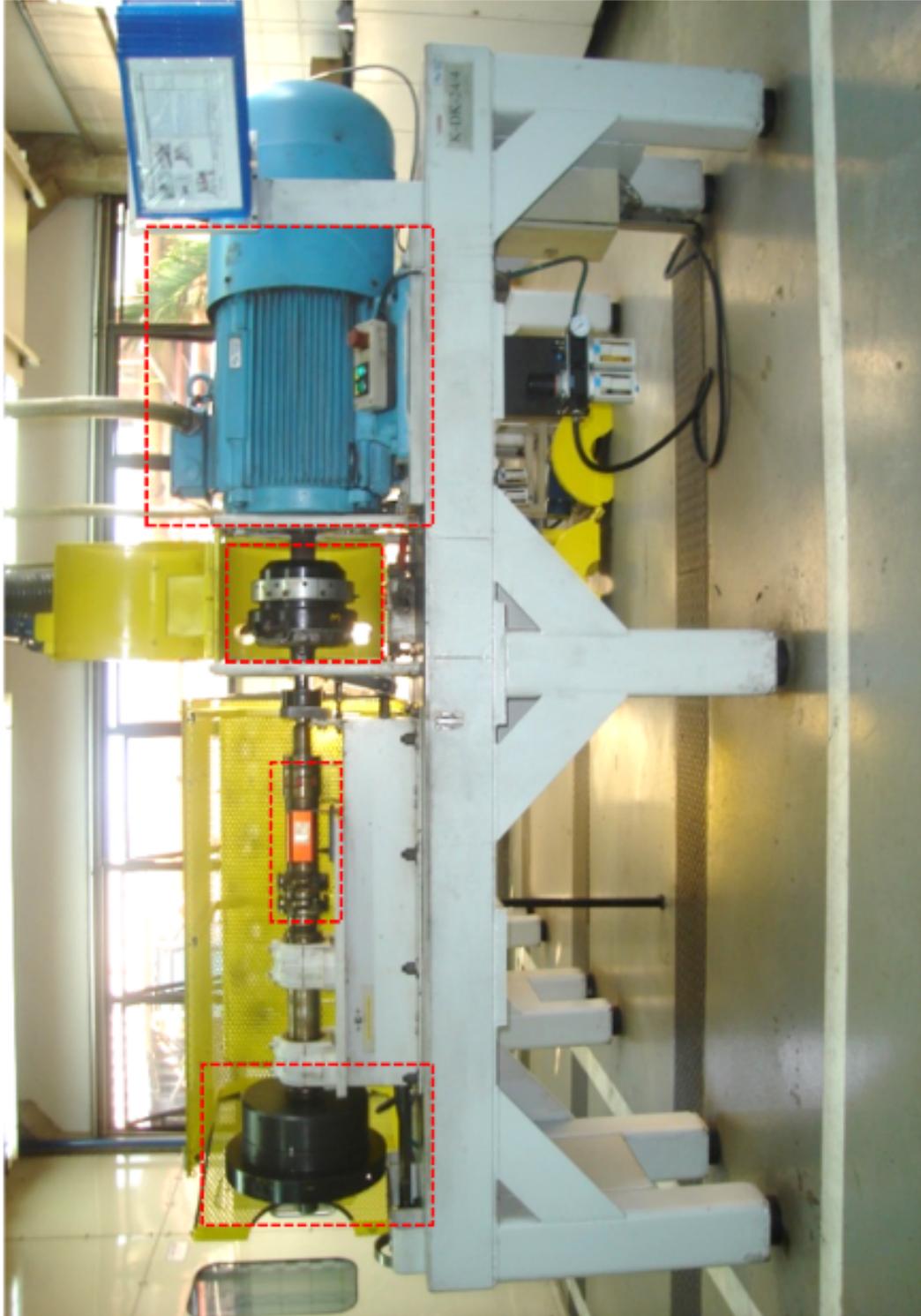
A Tabela 1 apresenta uma breve descrição técnica da bancada de testes (ou banco de provas).

Tabela 1 – Especificações Técnicas da bancada de testes.

Descrição	Especificação
Comprimento, largura, altura (mm)	2650 x 600 x 1500
Peso (kg)	1800
Motor elétrico (KW)	76 (2 pólos)
Rotação máxima (rpm)	3000
Torque máximo (Nm)	220
Carga inercial (kgm ²)	0,6 até 4
Tensão elétrica (VAC)	400

A Figura 23 ilustra um diagrama detalhado do funcionamento da bancada de teste. A máquina foi construída em estrutura de aço. Na parte superior, tem-se, à direita, o motor elétrico, com o eixo vazado para a passagem do cabo de medição da temperatura na embreagem e dentro do motor, na parte traseira, o *encoder* para medir a rotação do motor e, também, a escova rotativa de três canais para a leitura das temperaturas da embreagem de teste. Ligado ao eixo do motor, existe um flange para fixação da embreagem. Para acoplar e desacoplar a embreagem, o banco dispõe de um sistema de acionamento pneumático. O sensor de torque está instalado entre o disco da embreagem e as inércias. Para conectar o sensor de torque, são utilizados um

Figura 22 – Foto da bancada de testes. Destacados da esquerda para a direita: inércia, sensor de torque, embreagem de teste e motor elétrico.



Fonte: ZF do Brasil.

acoplamento flexível, buchas e um eixo entalhado. Na sequência, tem-se os mancais que suportam o eixo que fixa as massas inerciais. Ainda na Figura 23 há os dois painéis de controle da máquina que ficam dentro de uma sala climatizada. Os painéis são: potência e controle. No painel de potência, estão o inversor de frequência e o regenerador de energia elétrica. No painel de controle, está localizado o computador de controle do banco de provas. A seguir, são descritas a parte elétrica e a instrumentação do banco de provas com mais detalhes.

4.1.1 Aquisição de dados

A aquisição de dados é composta pelas seguintes partes de interesse: torque, temperatura e rotações (motor e inércia).

4.1.1.1 Medição da temperatura

A medição da temperatura de trabalho na embreagem é muito relevante para o estudo, pois o coeficiente de atrito é influenciado fortemente pela temperatura nas faces de atrito (FENG; YIMIN; JUNCHENG, 2010). A Figura 24 mostra o sensor utilizado para medir a temperatura na placa de pressão durante os experimentos, bem como o bloco de fixação do sensor na placa. Este sensor é uma termorresistência conhecida por pt-100 ou RTD (*Resistance Temperature Detector*) que são elementos que variam, diretamente, a resistência em função da temperatura. A resposta de um RTD é indicada pelo coeficiente de temperatura linear α dado em C^{-1} onde C é dado em graus Celsius tal que:

$$\alpha = \frac{R - R_0}{R_0(T - T_0)}, \quad (5)$$

onde R_0 e T_0 são respectivamente, a resistência e a temperatura de referência. Os valores de R e T serão as resistências e as temperaturas correntes do processo medidos pelo sensor. No caso do pt-100, R_0 e T_0 , são, respectivamente, 100Ω e $0^\circ C$. O sensor é, normalmente, fabricado a partir de um espiral de fio fino, montado num suporte cerâmico ou de vidro e tem uma bainha protetora, por exemplo, de aço. A escolha do sensor pt-100 foi devido à boa linearidade nas medições e à facilidade nas conexões elétricas. A Figura 25 mostra o sensor de temperatura utilizado no trabalho e que foi fixado na placa de pressão 4 mm abaixo da face de atrito, no diâmetro médio, antes da embreagem ser montada no banco de provas. Este sensor indicará a temperatura durante todo o teste.

Um importante detalhe é que a placa de pressão gira na rotação do motor elétrico, tornando-se necessário transmitir o sinal da temperatura por um sistema de contatos rotativos. Assim, como ilustrado anteriormente na Figura 23, o eixo do motor elétrico da máquina é furado para a passagem do cabo e na outra extremidade, é fixado o contato rotativo. Neste estudo, foi utilizado um contato de 6 vias, modelo SK-6¹. A Figura 26 ilustra o contato utili-

¹HBM é a empresa fabricante da escova rotativa SK6.

Figura 23 – Diagrama completo do banco de provas.

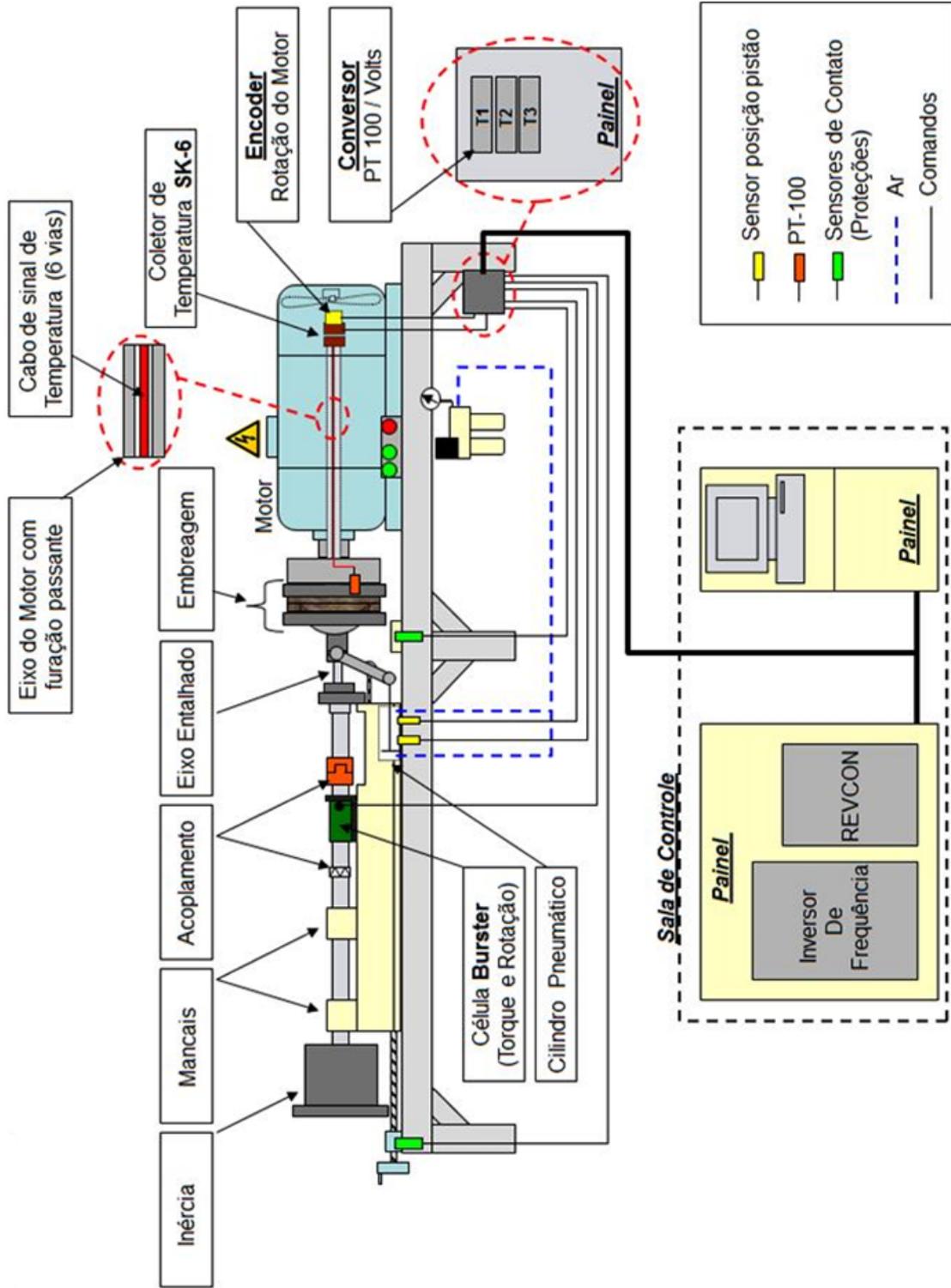
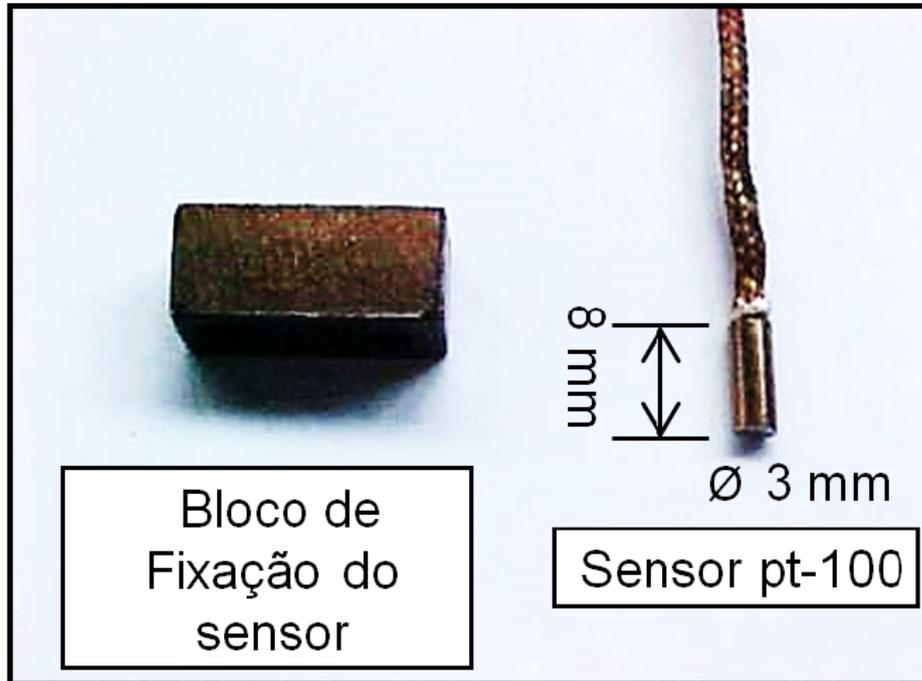


Figura 24 – Sensor de temperatura usado na medição de temperatura na placa de pressão.



Fonte: Autor.

zado na bancada de teste. Após o sinal da temperatura passar pelo contato rotativo, foi utilizado um conversor ², para transmissão do sinal da temperatura em volts. O conversor é alimentado por 24 Vcc, entrada configurada para termorresistência pt-100 e saída analógica de 0 a 10 Vcc, correspondendo respectivamente 0° a 500 °C. A Figura 27 mostra o conversor utilizado.

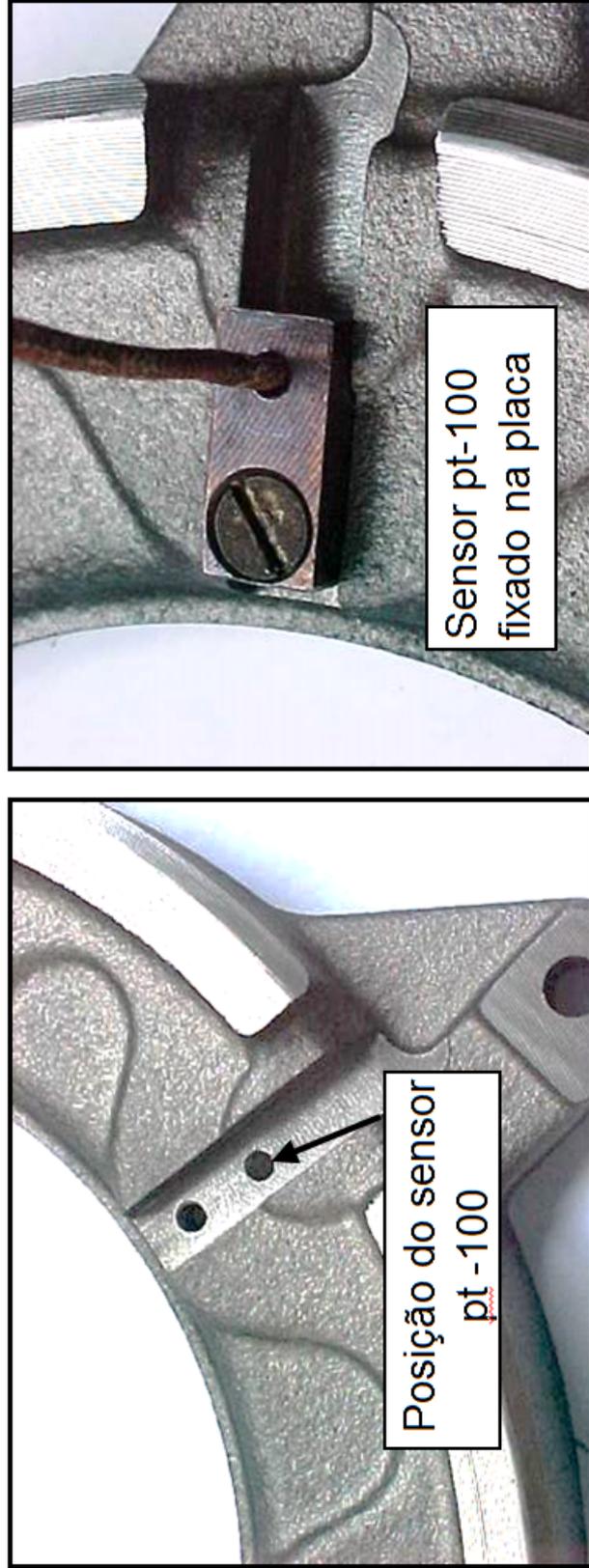
4.1.1.2 Medição do torque transmitido pela embreagem

A medição do torque é a informação de interesse desta tese, por meio deste sinal são verificadas as características de atrito dos materiais de fricção estudados. O sensor de torque utilizado no trabalho foi o modelo 8651, com capacidade de 500 Nm, ³. A tecnologia deste sensor é conhecida por *Brush less*, ou seja, não existe contato físico entre as partes móveis e fixas. Basicamente, as principais partes desse sensor são: eixo instrumentado com *strain-gages* de alta precisão, módulo eletrônico rotativo solidário a uma bobina secundária e anel óptico transmissor de sinal. Os *strain-gages* são alimentados por um transformador rotativo sem contatos. A medição é feita quando se aplica um torque no eixo do sensor, sendo de um lado a carga resistiva, no caso, as inércias, e do outro lado, o torque do motor, sendo transmitido pela embreagem de teste. O torque produz uma deformação elástica no eixo do sensor que é medida por uma ponte de *strain-gages*. A saída da ponte é em volts e será proporcional ao

²Schneider, Modelo Zelio Analog.

³Fabricado pela empresa *Burster* na Alemanha.

Figura 25 – Sensor de temperatura fixado na placa de pressão.



Fonte: Autor.

Figura 26 – Contato rotativo modelo SK6



Fonte: HBM Alemanha.

Figura 27 – Conversor analógico Schneider.



Fonte: www.schneider-electric.com, acesso em 12/07/2016.

torque aplicado. Este sinal em volts é convertido em frequência modulada e transmitido por infravermelho pelo anel ótico para um receptor no estator do sensor. Finalmente, por meio de um outro módulo eletrônico na parte fixa do sensor, o sinal é retransmitido em volts. Neste estudo, +/- 10 Vcc de saída do sensor de torque, corresponde a +/- 500 Nm. A Figura 28 ilustra o sensor utilizado. O modelo do sensor de torque (8651) foi fornecido com um *encoder* interno de 60 pulsos por volta utilizado para a medição da rotação das inércias.

Figura 28 – Sensor de torque modelo 8651 utilizado na bancada de testes.



Fonte: Burster Alemanha.

As especificações deste sensor são:

- a) capacidade máxima +/- 500 Nm;
- b) linearidade 0,1% do fundo de escala;
- c) saída analógica de +/- 10 Vcc;
- d) não há necessidade de manutenção de operação;
- e) rotação máxima 7900 rpm;
- f) resolução do torque 1 Nm;
- g) atenuação de 3 dB em 200 Hz;
- h) grau de proteção IP 67;
- i) medição de rotação 60 pulsos/ volta.

4.1.1.3 *Medição de rotações*

As rotações da inércia e do motor são medidas, para informar o início e o final do acoplamento da embreagem, sobretudo, o instante do sincronismo entre a rotação do motor e a inércia. A rotação do motor foi medida por meio de um *encoder* comercial de 60 pulsos por volta. A rotação da inércia foi medida, por meio, do próprio sensor de torque, conforme já informado na subseção anterior. Todos os sinais dos *encoders* são pulsos lógicos de 0 ou 1, com níveis de tensão de 0 a 5 Vcc. Estes sinais pulsantes foram conectados em uma placa PCI dentro do computador cujos detalhes serão mencionados na sequência.

4.1.1.4 *Aquisição dos dados via computador*

A bancada de teste foi controlada por um computador industrial, ⁴ e um software dedicado desenvolvido em Labview ⁵. Para que o programa de controle pudesse ler os sinais analógicos da temperatura e torque, foi utilizada uma placa de aquisições de dados PCI (*Peripheral Component Interconnect*) A/D (analógico/digital), ⁶ de 12 bits de resolução, conectada na placa principal do computador. Pela equação 6, pode-se calcular a resolução ξ do sinal analógico para esta placa A/D.

$$\xi = \frac{S}{2^n}, \quad (6)$$

onde, S é o valor máximo do sinal analógico e n número de bits. Consequentemente, para os sinais analógicos da temperatura 0 a 10 Vcc e torque +/- 10 Vcc, respectivamente, 0° a 500°C e +/- 500 Nm, tem-se os seguintes níveis de discretização dos sinais:

⁴ Modelo Advantech ACP-400MB-BTO.

⁵National Instruments.

⁶Modelo ADlink 9112.

- a) temperatura : 0,12 °C;
- b) torque: 0,24 Nm.

Para que o programa de controle do banco fizesse a leitura das rotações da inércia e do motor, medidas com 60 pulsos por volta, os sinais foram conectados em uma segunda placa eletrônica PCI, ⁷ que também, foi conectada na placa principal do computador. Dessa forma, por meio de um contador interno de pulso desta placa é feita a conversão para a rotação em rpm, em função do número de pulsos lidos.

4.1.1.5 Acionamento elétrico e regeneração de energia

Para simular na bancada de testes as condições de uso da embreagem no veículo, utilizou-se um motor elétrico trifásico, 400 V, 2 pólos, 3600 rpm nominal. Para variar a rotação, foi utilizado um inversor de frequência,⁸ da mesma potência do motor. Com o propósito de entender o acionamento e a regeneração elétrica, resumidamente, menciona-se abaixo o ciclo de operação do banco de provas:

- a) o motor é acelerado até a rotação programada e, conseqüentemente, também o platô;
- b) o sistema pneumático desaciona a embreagem para o acoplamento;
- c) a inércia é acelerada até sincronizar com a rotação do motor (fase do teste);
- d) uma vez sincronizada as rotações, desliga-se o motor e inicia-se a frenagem de todas as massas inerciais rotativas utilizando o motor elétrico como receptor;
- e) o motor passa a funcionar como gerador de energia elétrica durante a frenagem;
- f) o regenerador de energia elétrica é ativado;
- g) a energia é devolvida à rede elétrica da fábrica;
- h) quando as velocidades das inércias e do motor atingirem zero, repete-se o ciclo.

Descrevendo, com mais detalhes, o processo de regeneração da energia elétrica, a bancada utilizada no estudo foi equipada com apenas uma embreagem para acelerar as inércias. Desde modo, não existe uma outra embreagem para frear as massas rotativas como acontece em dinamômetros tradicionais (SHAVER, 1997). Portanto, foi implementado um sistema de frenagem que converte a energia cinética em elétrica. O funcionamento inicia a partir do instante em que as rotações da inércia e do motor se sincronizam. Neste momento, o motor é desligado e a energia cinética acumulada, passa a acionar o eixo do motor, gerando energia elétrica. Como resultado, o motor passa a funcionar como um alternador, gerando energia elétrica alternada,

⁷Modelo ADDI 1710.

⁸Modelo Mitsubishi A700.

porém, com frequências e amplitudes não controladas. Assim, esta energia não pode ser ligada, diretamente, à rede elétrica. Desse modo, quando o inversor de frequência detecta a tensão elétrica gerada pelo motor, a tensão é retificada, ou seja, deixa de ser tensão alternada, passa a ser tensão contínua e fica disponibilizada no barramento DC (tensão contínua) do inversor de frequência. Existem algumas possibilidades para utilizar esta energia elétrica. Uma delas é dissipá-la por efeito Joule (calor), utilizando um banco de resistores. Entretanto esta, não é a forma mais econômica em virtude de não permitir qualquer reaproveitamento energético (ZIMMERMANN, 2004). Uma outra possibilidade, que é a utilizada nesta bancada de testes, é usar um módulo eletrônico que recebe a tensão DC (retificada) e, por meio de circuitos eletrônicos osciladores, devolve energia a elétrica em tensão alternada para a linha elétrica da fábrica. No problema em questão, este módulo eletrônico foi fabricado na Alemanha ⁹. Salienta-se, ainda, que este equipamento faz o balanceamento da tensão elétrica nas três fases, pois, trata-se de uma rede elétrica trifásica 380 VAC, na frequência de 60 Hz que é a frequência padrão da rede elétrica no Brasil ¹⁰.

4.2 VEÍCULO DE TESTES

Nesta subseção são descritos, em detalhes, o veículo e os critérios utilizados para avaliação dos níveis de trepidação nos testes realizados.

O veículo utilizado foi um carro de passeio, Mercedes-Benz, modelo C-180, 5 marchas, tração traseira. Conforme discutido em trabalhos anteriores (GREGORI, 2010), a escolha deste carro deve-se ao fato de ser sensível para detectar se um material de fricção poderá causar ou não trepidação. Desta forma, se o material apresentar um bom desempenho nesse veículo, o desempenho deverá ser similar ou melhor nos demais modelos. A sensibilidade à trepidação do veículo MBB C-180 está relacionada, fundamentalmente, a alguns fatores, tais como (DREXL, 1990),(MAUCHER, 1990),(PERESTRELO, 2013):

- a) tração traseira;
- b) baixo amortecimento da transmissão;
- c) baixa rigidez dos semieixos.

Para a execução dos testes, o veículo foi instrumentado, conforme ilustração na Figura 29.

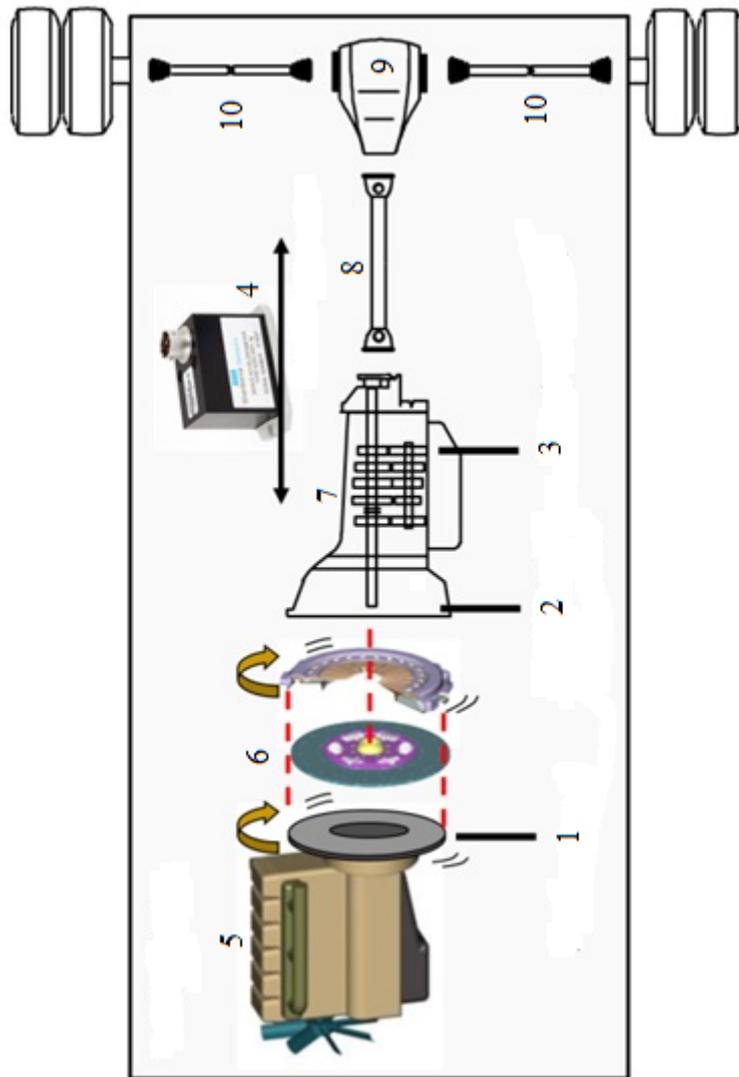
- a) medição da rotação do motor: sensor indutivo fixado a 0,5 mm dos dentes da cremalheira do volante do motor;
- b) temperatura da embreagem: sensor termopar tipo K, a aproximadamente 25 mm da embreagem;

⁹Empresa REVCON fabricante do regenerador de energia elétrica.

¹⁰Regulamentado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL).

- c) medição da rotação da transmissão: sensor indutivo, a aproximadamente 0,5 mm dos dentes da engrenagem da quarta marcha;
- d) aceleração longitudinal: acelerômetro, modelo Sherborne Sensor A 260 (+/- 3 g saída +/- 5 Vcc), fixado no assoalho do veículo;
- e) motor a combustão 1.8 Litros (gasolina);
- f) platô/ disco da embreagem;
- g) câmbio;
- h) eixo cardã;
- i) diferencial;
- j) semieixo traseiro.

Figura 29 – Diagrama da instrumentação do veículo. Os itens numerados correspondem: (1) rotação do motor, (2) temperatura da embreagem, (3) rotação da transmissão, (4) Aceleração, (5) motor, (6) platô/ disco, (7) câmbio, (8) eixo cardã, (9) diferencial, (10) semieixo traseiro.



Fonte: Autor.

Para um melhor entendimento da instrumentação do veículo, a Figura 30 mostra o diagrama da aquisição dos dados dos quatro sinais mencionados na Figura 29. Os dois sinais digitais são oriundos dos sensores indutivos, utilizados para medição das rotações do motor e da transmissão. Fundamentalmente, os sensores indutivos funcionam com a redução do campo eletromagnético oscilante entre o sensor e o dente da engrenagem (RIBEIRO, 2002). Como o metal conduz energia elétrica, com a aproximação do dente metálico sobre o sensor, ocorre a absorção da energia eletromagnética. Na saída do sensor, com auxílio de um circuito eletrônico, os sensores enviam pulsos lógicos para o módulo *Data-logger Tellert DL-16*, ou seja, nível 1 - detecção de um dente da engrenagem, nível 0 - intervalo entre dois dentes. Esse módulo foi configurado, previamente, com a quantidade de dentes do volante do motor e da engrenagem da quarta marcha da transmissão, respectivamente a, 143 e 29 dentes. Como resultado, foi possível obter as rotações durante todo o teste.

O sinal da temperatura foi obtido por um sensor termopar, Tipo K (liga de Chromel(+) Alumel (-)), com isolamento mineral e diâmetro de 1,5 mm. Entretanto, o sinal do sensor termopar é muito baixo, na ordem de $41 \mu V/^{\circ}C$ ¹¹, necessitando de um condicionador de sinal. Na saída do condicionador, o sinal da temperatura continua em volts, porém, amplificado, onde 0 volts equivale a 0 °C e 10 Vcc a 500 °C.

O sinal do acelerômetro foi fornecido pelo próprio sensor com a seguinte calibração: +/- 5 Vcc equivalente a +/- 3 g, em que g é aceleração da gravidade.

Todos estes sinais foram conectados no *Data-logger Tellert DL-16*, na frequência de aquisição de 100 Hz, garantindo a reprodução da trepidação, que ocorre para veículos leves entre 9 a 14 Hz (DREXL, 1990), (PERESTRELO, 2013). Dessa forma, todas as informações foram registradas durante o teste para, posteriormente, serem analisadas.

A Figura 31 ilustra os quatros sinais (temperatura, aceleração, rotação do motor e transmissão) coletados, em um típico exemplo, onde ocorreu a trepidação. Destaca-se a forte e periódica oscilação da transmissão durante a fase de acoplamento da embreagem, excitando todo o veículo detectado pelo acelerômetro no nível de $1,2 m/s^2$. Observando a rotação do motor, pode-se verificar o instante em que o motor sincronizou com a rotação da transmissão, neste exemplo, ocorreu em 1000 rpm. A partir do sincronismo, não há mais velocidade diferencial. Como pode ser observado nesta Figura, antes do início do acoplamento, observa-se a rotação da transmissão, decrescendo até zero rpm. Este fato é apenas por causa do posicionamento do veículo na rampa para executar a partida. Nota-se, no exemplo, que a temperatura estava em torno de 125°C no alojamento da embreagem.

¹¹<http://www.ecil.com.br>, acessado em 16/07/2016.

Figura 30 – Diagrama da aquisição dos dados.

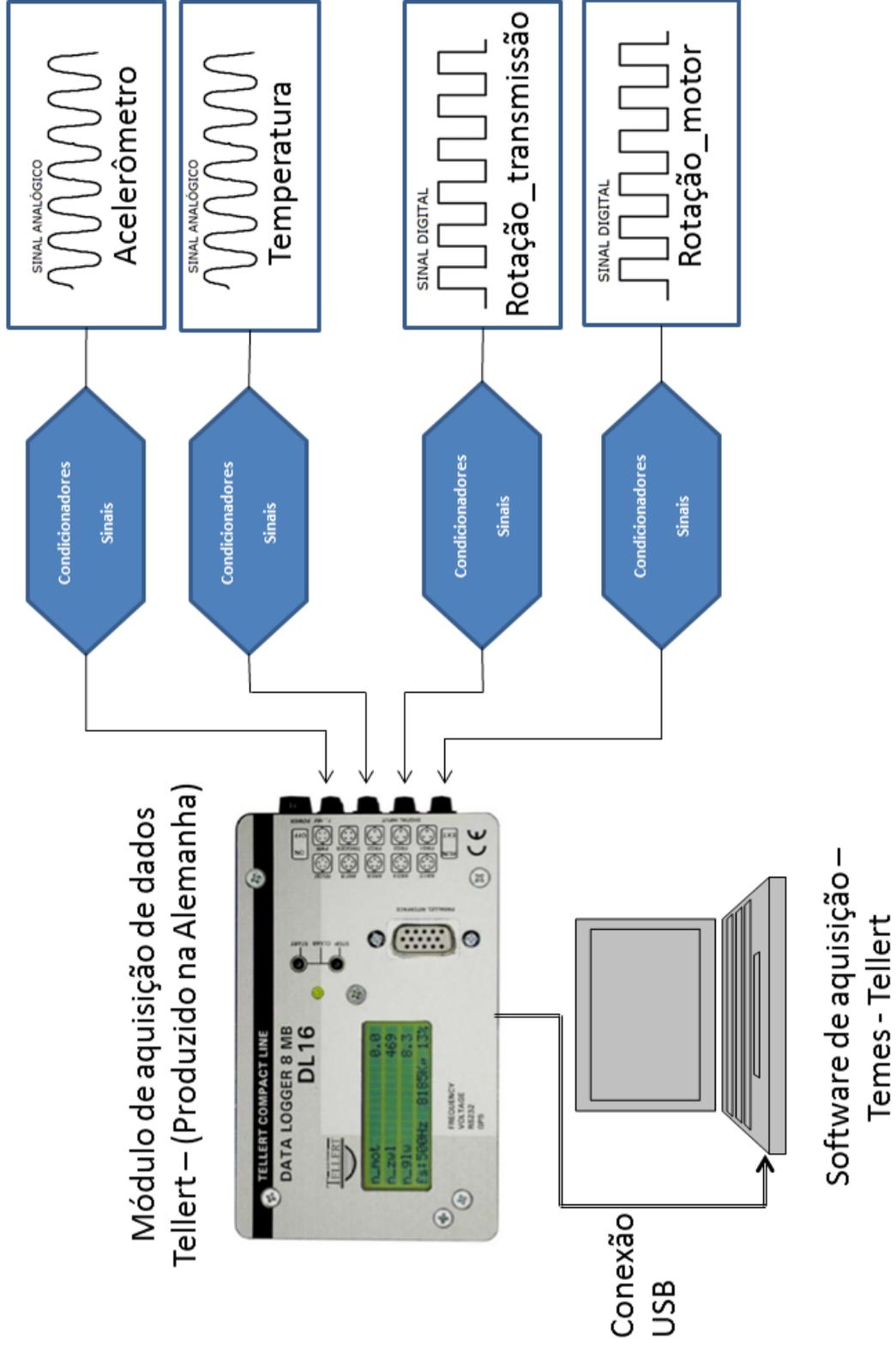
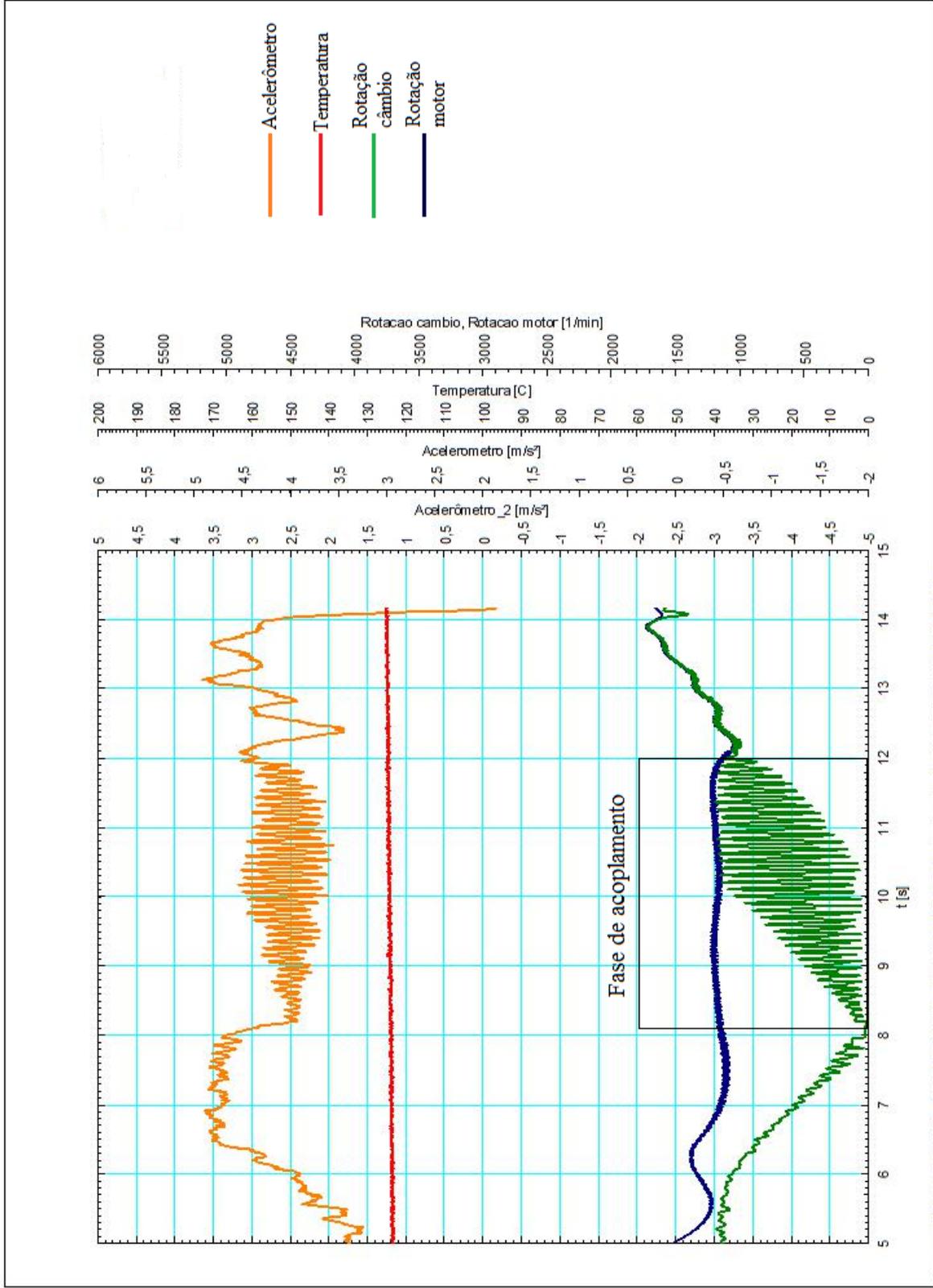


Figura 31 – Exemplo de uma aquisição de dados num teste de trepidação no veículo. O sinal de interesse está compreendido na parte destacada de: Fase de acoplamento.



Para avaliar o nível de trepidação dos materiais de fricção estudados e quais impactos podem causar ao usuário final do veículo, foi utilizado o critério apresentado por Drexl (DREXL, 1990), conforme mostra a Figura 32. O critério foi desenvolvido baseado na realização de vários testes de trepidação em táxis na Alemanha. Os táxis utilizados no estudo foram veículos Mercedes-Benz. Drexl correlacionou as notas subjetivas da trepidação, atribuídas pelos motoristas experientes com os níveis de acelerações longitudinais medidos. Desta forma, com base nestas duas métricas, definiu-se um índice de impacto causado pela trepidação que pode acontecer aos usuários dos veículos. Exemplificando, caso uma avaliação subjetiva, atribuída por um motorista experiente, tenha sido uma nota 3 e aceleração longitudinal entre 1,5 a 2,0 m/s², isto indicaria um índice de criticidade 5, ou seja, apenas usuários mais críticos, detalhistas e observadores poderiam notar a trepidação no veículo.

Neste estudo, esse critério foi utilizado para avaliar a trepidação do veículo durante as partidas em rampa de 16% e 19% de inclinação por motoristas experientes. Nas avaliações, os especialistas atribuíram notas subjetivas de 1 a 5 e, também, registraram as acelerações longitudinais. Com estas duas métricas concordantes, porém, não absolutas, foi definida a nota final para um dado material de fricção. Por exemplo, se durante um teste o motorista ficou em dúvida sobre alguma avaliação subjetiva de uma determinada partida, a aceleração medida foi utilizada para auxiliar na decisão final da nota. No encerramento do teste, a média aritmética das notas foi calculada e índice final de criticidade do material em avaliação foi definido.

Figura 32 – Tabela de avaliação de trepidação.

Avaliação subjetiva	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Max. m/s ²	0,4	0,7	1	1,4	2	2,7	3,5	4,5
Mín. m/s ²	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Índices de criticidade	10	9	8	7-6	5	4-3	2	1
	Aceitável				Limite	Não aceitável		
Avaliado por motorista:	Nenhum perceberia	Especializado		Crítico		Maioria		Todos

Fonte: Adaptado Drexl Drexl, 1990.

4.3 PROCESSAMENTO DE SINAIS DO TORQUE

Nesta subseção são discutidos dois tópicos relacionados ao sinal de torque medido na bancada: definição do número de amostras e filtro analógico passa-baixa.

4.3.1 Definição do número de amostras

Este trabalho propõe uma análise multivariada do sinal de torque para investigação do problema de trepidação, então, é muito relevante para o estudo, estimar qual a frequência ou a taxa de amostragem que deve ser usada para discretizar corretamente o sinal. Visto que na literatura não existem indicações sobre quais taxas de amostragens o sinal de torque deve ser obtido para estudos similares, foi necessário, primeiramente, definir qual seria a mínima frequência de amostragem que reduz o *aliasing* (sub amostragem do o sinal) (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009) para níveis aceitáveis. Teoricamente, a frequência de amostragem ideal deve ser maior ou igual à *Nyquist rate* do sinal analógico do torque. Neste estudo, para estimar esta frequência, foi usado o periodograma modificado (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009), implementado com uma janela de *Hamming* $w(n)$, conforme a equação (7). A janela de *Hamming* foi utilizada com o objetivo de atenuar eventuais transições bruscas do sinal do torque no início e no final do acoplamento da embreagem.

$$w(n) = 0.54 - 0.46 \cos \frac{(2\pi n)}{(N - 1)}, \quad (7)$$

para $n = 0, 1, 2, \dots, N - 1$. Amostras do periodograma modificado é dado por (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009):

$$I(k) = \frac{1}{NU} \left| \sum_{n=0}^{N-1} w(n)x(n)e^{-j(\frac{2\pi k}{N})n} \right|^2, \quad (8)$$

em que U é uma constante de normalização, $x(n)$, $n = 0, 1, \dots, N - 1$, o segmento de N amostras do sinal do torque, k em que $k = 0, 1, \dots, N-1$, se relaciona com a k^{th} frequência $\frac{k f_s}{N}$, onde f_s é a frequência de amostragem. Com a análise de periodogramas para vários valores de f_s irá estimar f_N , a frequência *Nyquist* do sinal de torque. Uma vez f_N determinado, o teorema de *Nyquist* pode ser aplicado (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009),

$$f_s > 2f_N \quad (9)$$

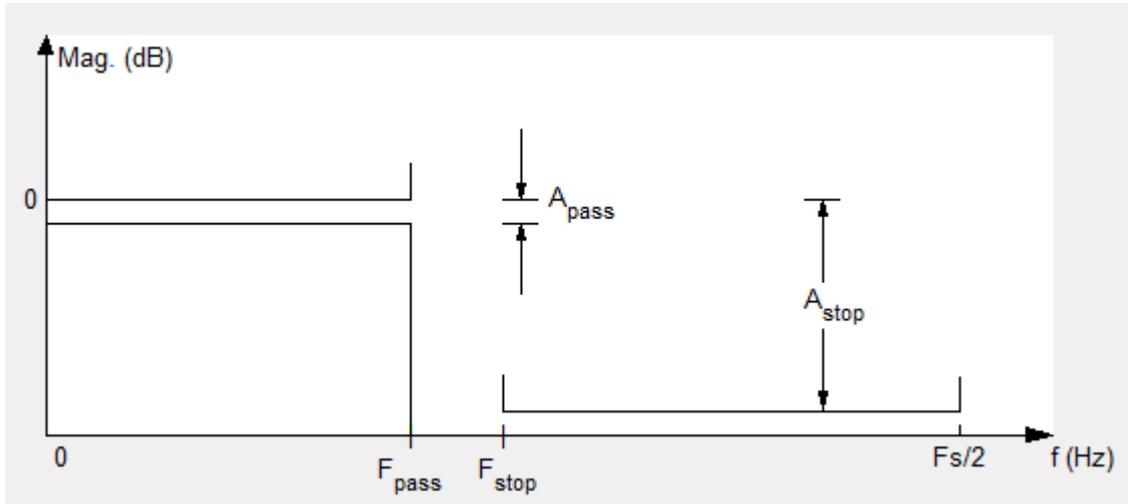
e f_s pode ser definido.

4.3.2 Filtro Analógico ativo passa-baixa

Uma vez definida a frequência de amostragem do sinal do torque, desenvolveu-se um filtro analógico passa-baixa ativo *anti-aliasing* (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009). O tipo de filtro escolhido foi o *Butterworth* (SMITH, 2003). Apesar deste filtro apresentar uma transição mais lenta entre a banda de frequência passante e a de corte, o mesmo apresenta um menor *ripple* (ondulação do sinal) na banda passante e entende-se que para o propósito deste trabalho, esta característica seja relevante (SMITH, 2003). A outra função do filtro foi melhorar a integridade do sinal do torque, pois se, eventualmente, alguma vibração anormal na bancada for captada pelo sensor de torque, o filtro pode atenuar ou eliminar este ruído, reduzindo o risco de algum erro na análise do sinal.

As especificações do filtro consideradas foram: a) Frequência da banda passante e corte e b) Atenuação na faixa passante e corte.

Figura 33 – Parâmetros do projeto do filtro.



Fonte: Autor.

De acordo com a Figura 33, A_{pass} , A_{stop} são atenuações em dB, respectivamente, da banda passante e corte. F_{pass} , F_{stop} são, respectivamente, as frequências passante e corte. O intervalo entre a F_{pass} e F_{stop} é a transição do filtro.

Embora os filtros passivos¹² pudessem ser uma alternativa para a construção do filtro analógico, escolheu-se o filtro ativo,¹³ pois, apresenta menor atenuação do sinal na banda passante quando comparado aos filtros passivos, particularmente, para frequências mais baixas (<100Hz), que é o caso deste estudo (VALKENBURG, 1982).

Existem várias topologias para construção dos filtros analógicos. Neste trabalho foi adotado a topologia mais usual chamada *Sallen-Key*, desenvolvida em 1950 (SMITH, 2003). A Figura 34 mostra um exemplo desta topologia de filtro passa-baixa, com 2 pólos ou de 2º ordem. De uma maneira geral, este tipo de filtro é construído com resistores, capacitores e amplificadores operacionais. Os amplificadores operacionais são utilizados para diversos propósitos tais como: amplificadores DC e AC, comparador de tensões, circuitos osciladores e conversores AC/DC (CARTER; BROW, 2001), (HUIJSING, 2011).

Para calcular os parâmetros do filtro, são utilizadas as seguintes equações:

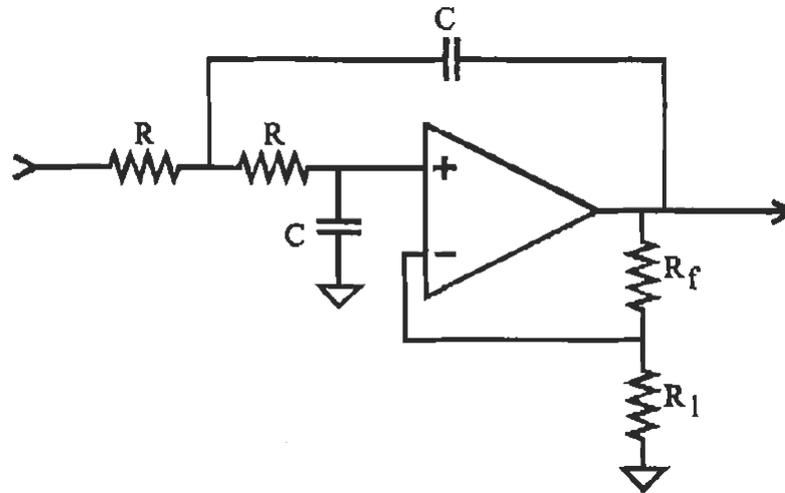
$$R = \frac{K_1}{Cf_c} \quad (10)$$

$$R_f = R_1 K_2 \quad (11)$$

¹² Filtros passivos: resistores, capacitores e indutores.

¹³ Filtro ativos: amplificadores operacionais, resistores e capacitores.

Figura 34 – Exemplo de um filtro analógico passa-baixa na topologia *Sallen-Key*.



Fonte: Smith, 2003, pág.50.

onde f_c é a frequência de corte, K_1 e K_2 são obtidos da Figura 35. Conforme já explicado, neste estudo, foi adotado o filtro *Butterworth*. Para calcular o R e R_f , adota-se $R_1 = 10K\Omega$ e $C = 0,01\mu F$ (SMITH, 2003).

Figura 35 – Parâmetros para elaboração do projeto de filtros analógicos *Sallen-Key*.

# poles	Bessel		Butterworth		Chebyshev	
	k_1	k_2	k_1	k_2	k_1	k_2
2 stage 1	0.1251	0.268	0.1592	0.586	0.1293	0.842
4 stage 1	0.1111	0.084	0.1592	0.152	0.2666	0.582
stage 2	0.0991	0.759	0.1592	1.235	0.1544	1.660
6 stage 1	0.0990	0.040	0.1592	0.068	0.4019	0.537
stage 2	0.0941	0.364	0.1592	0.586	0.2072	1.448
stage 3	0.0834	1.023	0.1592	1.483	0.1574	1.846
8 stage 1	0.0894	0.024	0.1592	0.038	0.5359	0.522
stage 2	0.0867	0.213	0.1592	0.337	0.2657	1.379
stage 3	0.0814	0.593	0.1592	0.889	0.1848	1.711
stage 4	0.0726	1.184	0.1592	1.610	0.1582	1.913

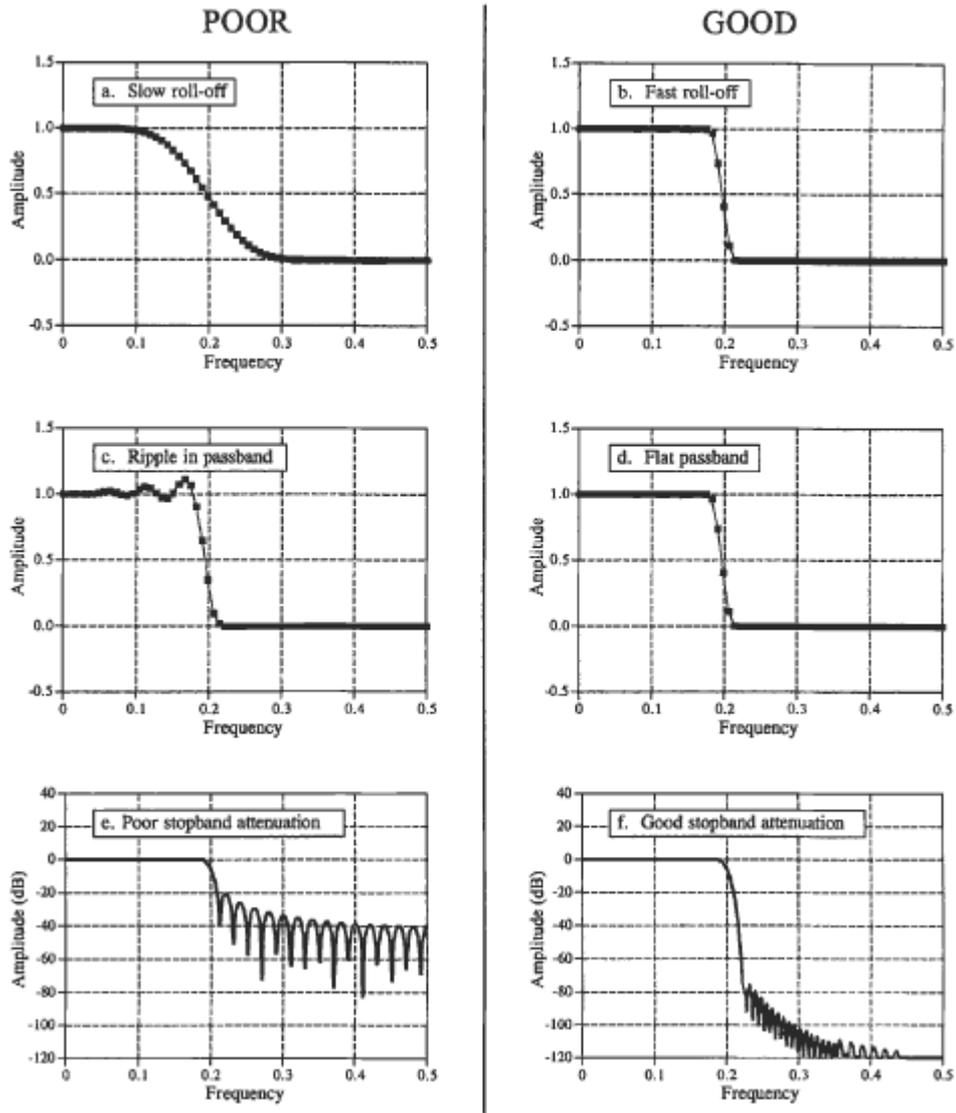
Fonte: Smith, 2003, pág.50.

Para filtros de ordens maiores, interliga-se os estágios em cascata até a ordem desejada, seguindo os parâmetros da Figura 35.

A Figura 36 mostra um comparativo de como avaliar o desempenho de um filtro passa-baixa no domínio da frequência. Na ilustração **a**, observa-se uma transição mais lenta entre a banda passante e a de corte. No gráfico **b** há o oposto, ou seja, ocorre uma rápida transição entre as duas bandas. No gráfico **c**, nota-se um nível de *ripple* maior do que o discutido no gráfico **d**. Nos gráficos **e** e **f**, observa-se uma notável diferença no nível de atenuação em dB.

A Figura 37 mostra os tipos de filtros analógicos e suas vantagens e desvantagens. Os gráficos mostram, no eixo das ordenadas, a função de transferência do filtro $|H(f)|$ e, no eixo

Figura 36 – Parâmetros para avaliar o filtro passa-baixa no domínio da frequência.

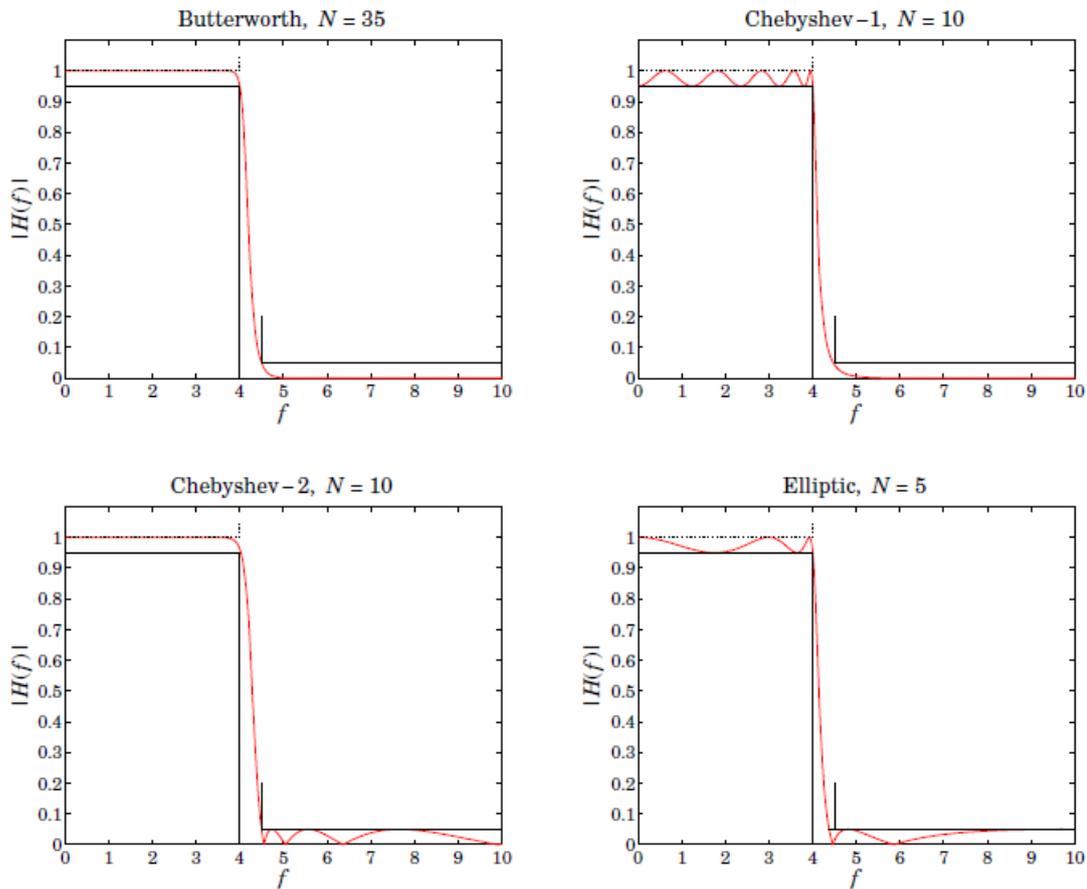


Fonte: Smith, 2003, pág.269.

das abscissas, a frequência. O filtro *Butterworth* não apresenta *ripple* na banda passante, mas a transição até a faixa de corte é lenta e a ordem do filtro é alta: $N=35$, tornando-o mais complexo. O filtro *Chebyshev 1* apresenta um alto *ripple*, uma rápida transição e a ordem do filtro é relativamente alta: $N=10$. O filtro *Chebyshev 2* está sem *ripple* na banda passante, porém, apresenta a transição mais lenta e *ripple* na banda de corte. O filtro *Elliptic* apresenta *ripple* na banda passante, rápida transição, um pequeno *ripple* na banda de corte e de baixa ordem: $N=5$.

Como pode-se observar, não existe um filtro perfeito. O que pode-se fazer é escolher a opção que melhor atende os objetivos destinados ao filtro. Neste estudo, esta opção foi o filtro *Butterworth*, pois apresenta menor *ripple* na banda passante, como já explicado.

Figura 37 – Exemplos dos desempenhos dos filtros : *Butterworth*, *Chebyshev 1*, *Chebyshev 2* e *Elliptic*.



Fonte: Orfanidis, 2006, pág.5.

4.4 MÉTODO ESTATÍSTICO UTILIZADO NA INVESTIGAÇÃO DO PROBLEMA

A variação do sinal do torque transmitido pela embreagem pode ser influenciado por vários fatores, tais como: pressão de contato, temperatura, velocidade relativa de deslizamento e, essencialmente, neste contexto, a influência do atrito do material de fricção. Dessa forma, o problema de investigar a variação do sinal do torque com um todo, para diferentes materiais de fricção, pode ser atestado como um problema de estatística multivariada. Portanto, por meio desta abordagem, investiga-se o comportamento do sinal de torque obtido da bancada relacionando com o problema de trepidação no veículo.

4.4.1 Representação multivariada e codificação do sinal do torque

Conforme mencionado na seção 3 sobre a trepidação, Gregori (GREGORI, 2010) e Pisaturo (PISATURO; CIRINCIONE; SENATORE, 2015) mencionam a influência da temperatura

no comportamento do atrito. Este fato motivou a realização dos experimentos de bancada para avaliação do sinal do torque em função das possíveis temperaturas de trabalho da embreagem.

A codificação multivariada proposta representa amostras do sinal de torque dos materiais de fricção estudados para as diversas temperaturas escaneadas. Esta codificação gera um sinal de alta dimensionalidade no espaço multivariado descrita por:

- a) N amostras do sinal de torque para cada temperatura estudada;
- b) t temperaturas escaneadas.

Assim, forma-se um vetor $\mathbf{x} = [\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_t]^T$ obtido por meio da concatenação de todas as temperaturas escaneadas, em que $\mathbf{x}_k = [x_1, x_2, \dots, x_N]$ apresenta os valores amostrados do sinal de torque para uma determinada temperatura t avaliada. Matematicamente, a codificação é representada como uma matriz de dados \mathbf{X} de dimensionalidade M, m , em que cada coluna representa um valor de torque específico, amostrado em uma das temperaturas escaneadas para todos os materiais estudados, conforme mostrado a seguir:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_M \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$= \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{11} & \dots & \mathbf{x}_{1t} \\ \mathbf{x}_{21} & \dots & \mathbf{x}_{2t} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{x}_{M1} & \dots & \mathbf{x}_{Mt} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$= \begin{bmatrix} x_{1,1} \dots x_{1,N} & \dots & x_{1,N \times (t-1) + 1} \dots x_{1,m} \\ x_{2,1} \dots x_{2,N} & \dots & x_{2,N \times (t-1) + 1} \dots x_{2,m} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{M,1} \dots x_{M,N} & \dots & x_{M,N \times (t-1) + 1} \dots x_{M,m} \end{bmatrix},$$

onde M é o número total de materiais considerados para treinamento com o número total de engates e $m = N \times t$, ou seja, é o total de valores amostrados do sinal multiplicado pelo total de temperaturas escaneadas.

A codificação proposta possibilita uma visão global e mais funcional da transmissão de torque da embreagem para um dado material de fricção dentro da realidade da aplicação no veículo. Dessa forma, espera-se encontrar padrões de sinais que possam explicar os diferentes comportamentos de trepidação dos materiais investigados.

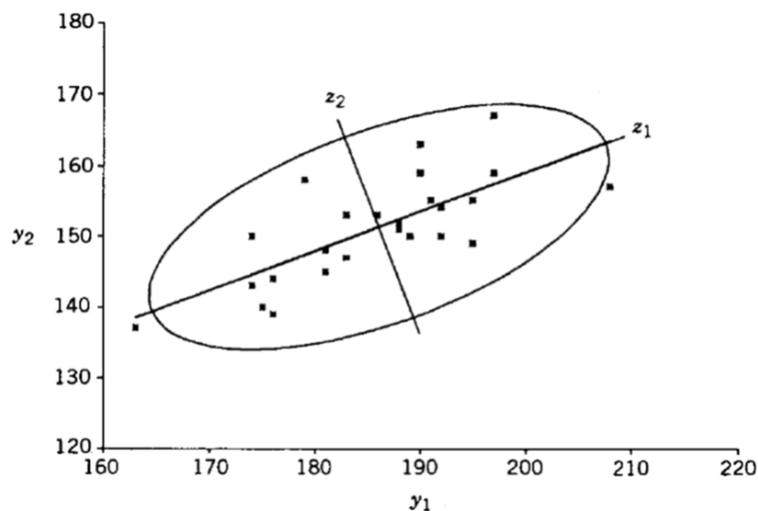
4.4.2 Análise de Componentes Principais (PCA)

PCA (*Principal Components Analysis*) é uma das técnicas de estatística multivariada mais conhecidas que permite extrair linearmente informações relevantes de uma base de dados

multivariada. Esta análise permite reduzir a dimensionalidade e revelar importantes informações confundidas em uma base de dados grande e complexa. O PCA, também, possibilita eliminar as informações redundantes de um sinal. Em outras palavras, funciona como um filtro estatístico (JOHNSON; WICHERN, 2007),(SHLENS, 2014). Neste estudo, o PCA foi utilizado com o intuito de redefinir o sinal do torque, mantendo as informações mais expressivas, ou seja, as mais relevantes.

A metodologia PCA pode ser entendida como uma forma de aprendizado não supervisionado que recebe, como entrada, uma base de dados sem nenhuma referência ou algum critério de agrupamento e maximiza no espaço as direções onde ocorrem as maiores variâncias dos dados. Geometricamente, o PCA pode ser entendido como uma transformação linear do sistema de coordenadas, a partir de uma base de dados original, para um novo sistema de coordenadas rotacionado em relação ao original. Este novo sistema de coordenadas é composto por vetores ortogonais entre si, mostrando as direções onde ocorrem as maiores variâncias da base de dados original. A Figura 38 ilustra esta mudança do sistema de coordenadas. As variáveis y_1 e y_2 são as originais. Após aplicar a metodologia do PCA, ocorre uma rotação para um novo sistema de coordenadas z_1 e z_2 . Esta rotação acontece nas direções onde ocorrem as maiores variações dos dados tal que z_1 e z_2 são os autovalores denominados de componentes principais, construídos com os autovalores da matriz de covariância. A primeira componente principal representa a direção da maior variância e a segunda componente z_2 é a segunda de maior variância e assim por diante (JOHNSON; WICHERN, 2007).

Figura 38 – Novo sistema de coordenadas com base na análise do PCA.



Fonte: Rencher, 2002, pag.384.

No contexto deste trabalho, o PCA foi utilizado para reduzir a dimensionalidade dos sinais de torque, obtidos dos testes do banco de provas, para os diferentes materiais de fricção estudados. Assim, sendo o sinal de torque original m -dimensional, por meio das componentes principais pode-se reduzir a dimensionalidade do sinal para p -dimensionais, removendo as redundâncias das informações onde $p \leq m$.

Seja a matriz de dados \mathbf{X} , conforme descrita na equação (12), com a matriz de covariância dada por:

$$\mathbf{S} = \frac{1}{(M-1)} \sum_{i=1}^M (\mathbf{x}_i - \bar{\mathbf{x}})^T (\mathbf{x}_i - \bar{\mathbf{x}}), \quad (14)$$

onde \mathbf{x}_i são os sinais de torque e o $\bar{\mathbf{x}}$ é o sinal médio global dado por,

$$\bar{\mathbf{x}} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \mathbf{x}_i = (\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_m). \quad (15)$$

sejam, respectivamente, \mathbf{P} e $\mathbf{\Lambda}$ as matrizes dos autovetores e autovalores de \mathbf{S} , tal que:

$$\mathbf{P}^T \mathbf{S} \mathbf{P} = \mathbf{\Lambda}. \quad (16)$$

É provado na literatura (FUKUNAGA, 1990) que o resultado dos p autovetores de \mathbf{S} , onde $p \leq \min\{m, (M-1)\}$, que correspondem aos p maiores autovalores, minimizam o erro quadrático médio da reconstrução do sinal com relação a outros possíveis p vetores ortogonais (FUKUNAGA, 1990). Assim, definido os autovetores para um novo sistema de coordenadas, não correlacionado com o sistema de coordenadas original, constroe-se uma nova matriz de treinamento \mathbf{Y} com as componentes principais conhecidas. Assim, as p componentes principais podem substituir as m variáveis originais, constituindo-se uma nova base de treinamento reduzida, dada por M engates e p características mais expressivas do sinal de torque. Portanto, a nova matriz de treinamento é dada pela equação a seguir:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X} \mathbf{P} \quad (17)$$

onde \mathbf{X} é a matriz original dos dados e \mathbf{P} a matriz dos autovetores.

4.4.3 Análise de Discriminantes Lineares (LDA)

LDA (*Linear Discriminant Analysis*) (FUKUNAGA, 1990) é um método supervisionado de estatística multivariada utilizado aqui, para classificar os diferentes materiais de fricção estudados, conforme seus respectivos comportamentos de torque obtidos da bancada de testes. Esta metodologia foi aplicada, recentemente, (GREGORI; THOMAZ; MARTINS, 2014), (GREGORI; SANCHES; THOMAZ, 2016) com o objetivo de classificar os diferentes tipos de materiais de fricção, segundo os níveis de trepidação obtidos nos testes veiculares.

Com o LDA, pode-se alcançar dois objetivos principais (RENCHEER, 2002):

- a) separar os grupos por meio de funções lineares, utilizando as variáveis discriminantes;
- b) prever ou alocar as observações individuais ou um vetor de valores, classificando-os dentro dos seus mais prováveis grupos ou classes.

Johnson e Wichern (JOHNSON; WICHERN, 2007) mostram exemplos para aplicar a análise discriminante que, basicamente, consiste em separar linearmente as populações de

indivíduos em classes pré-definidas a partir de métricas estatísticas. As classes são variáveis categóricas e as variáveis utilizadas para classificar os indivíduos são numéricas.

A análise do LDA inicia-se com base nos dados da matriz \mathbf{Y} , com p -dimensional oriunda da análise do PCA, mantendo as características mais expressivas do sinal codificado do torque. Nesta base de dados, encontram-se g materiais de fricção investigados com seus respectivos engates realizados nos testes de bancada. Dessa forma, aplica-se o LDA para determinar as direções que melhor separam os materiais estudados no espaço $g - 1$ dimensional (FUKUNAGA, 1990).

Assim, o processo de cálculo do LDA começa calculando-se a matriz de variância entre as classes ou grupos \mathbf{S}_b , definida como:

$$\mathbf{S}_b = \sum_{i=1}^g M_i (\bar{\mathbf{y}}_i - \bar{\mathbf{y}})^T (\bar{\mathbf{y}}_i - \bar{\mathbf{y}}), \quad (18)$$

e a matriz de variação dentro das classes ou grupos \mathbf{S}_w definida por:

$$\mathbf{S}_w = \sum_{i=1}^g \sum_{j=1}^{M_i} (\mathbf{y}_{i,j} - \bar{\mathbf{y}}_i)^T (\mathbf{y}_{i,j} - \bar{\mathbf{y}}_i), \quad (19)$$

onde $\mathbf{y}_{i,j}$ é o sinal p -dimensional do torque codificado j do material de fricção i , M_i é o número de engates realizados do material i e g é o total de materiais investigados. O vetor $\bar{\mathbf{y}}_i$ é o sinal p -dimensional médio do material i (FUKUNAGA, 1990), dado por

$$\bar{\mathbf{y}}_i = \frac{1}{M_i} \sum_{j=1}^{M_i} \mathbf{y}_{i,j}. \quad (20)$$

O sinal p -dimensional médio global $\bar{\mathbf{y}}$ é dado por:

$$\bar{\mathbf{y}} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^g M_i \bar{\mathbf{y}}_i = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^g \sum_{j=1}^{M_i} \mathbf{y}_{i,j}, \quad (21)$$

onde M é o total de engates, ou seja, $M = M_1 + M_2 + \dots + M_g$. O principal objetivo do LDA é encontrar uma matriz de projeção \mathbf{L} que maximiza a razão do determinante entre a matriz de variação de classes e o determinante da matriz de variação dentro das classes ou grupos, dada por:

$$\mathbf{L} = \arg \max_P \frac{|\mathbf{P}^T \mathbf{S}_b \mathbf{P}|}{|\mathbf{P}^T \mathbf{S}_w \mathbf{P}|}. \quad (22)$$

Entretanto, em razão do número limitado de amostras para um problema de alta dimensionalidade, similar a situação apresentada em (GREGORI; THOMAZ; MARTINS, 2014) e (GREGORI; SANCHES; THOMAZ, 2016), a matriz de dispersão de classes \mathbf{S}_w poderá ser singular ou, matematicamente, instável e o uso do LDA padrão não poderá ser aplicado. Para evitar isto, pois M é menor do que p , é calculada a matriz \mathbf{L} utilizando uma versão do LDA que consiste em estabilizar \mathbf{S}_w , chamada de MLDA (*Maximum uncertainty Linear Discriminant Analysis*) (THOMAZ; GILLIES; FEITOSA, 2004; THOMAZ; KITANI; GILLIES, 2006), (THOMAZ, 2004). Esta técnica consiste em substituir a matriz \mathbf{S}_w por outra matriz regularizada

\mathbf{S}_w^* , gerando um aumento no espalhamento dos dados e mantendo as variações mais relevantes existentes nas amostras. A nova matriz regularizada \mathbf{S}_w^* é calculada por meio dos seguintes passos:

- a) Selecionar os autovetores Φ e os autovalores Λ de S_p :

$$S_p = \frac{\mathbf{S}_w}{M - g}, \quad (23)$$

onde \mathbf{S}_w é a matriz de espalhamento dentro do grupo, M é o número total de engates e g a quantidade de grupos ou materiais.

- b) Calcular a média dos autovalores $\bar{\lambda}$ dado por:

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_1 + \lambda_1 + \dots + \lambda_p}{p} \quad (24)$$

- c) Gerar uma nova matriz de autovalores baseada na dispersão dos maiores autovalores, conforme a equação:

$$\Lambda^* = \text{diag}[\max(\lambda_1, \bar{\lambda}), \dots, \max(\lambda_p, \bar{\lambda})]. \quad (25)$$

- d) Calcular a matriz de espalhamento intraclasses regularizada, conforme:

$$\mathbf{S}_w^* = (\Phi \Lambda^* \Phi^T)(M - g); \quad (26)$$

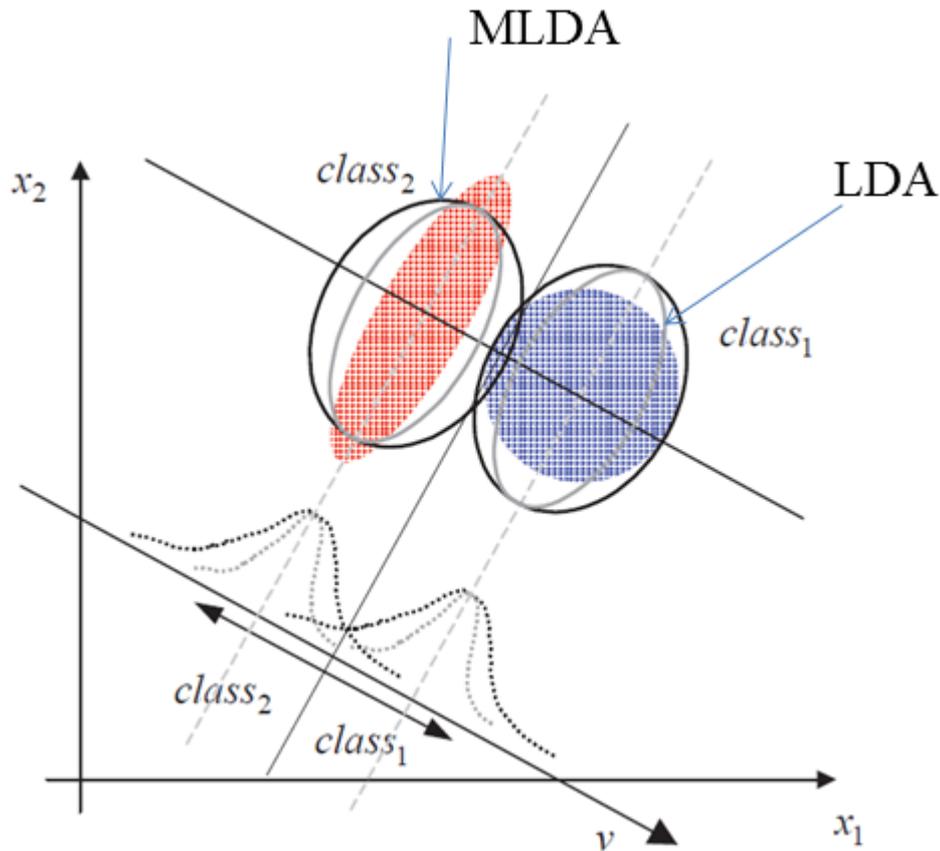
Com a matriz \mathbf{S}_w^* calculada, substitui-se \mathbf{S}_w da equação (22) por \mathbf{S}_w^* e regulariza-se o critério de Fisher para situações onde $M \ll p$.

Uma vez que a matriz \mathbf{L} , componentes discriminantes tenha sido calculada, pode-se representar as características p -dimensionais com mais expressivas do sinal codificado do torque $\mathbf{y}_{i,j}$, conforme a equação:

$$\mathbf{z}_{i,j} = (\mathbf{y}_{i,j} - \bar{\mathbf{y}})\mathbf{L}, \quad (27)$$

onde $\mathbf{z}_{i,j}$ são as características l -dimensional mais discriminantes do sinal codificado do torque j do material i no espaço de componentes discriminantes tal que $l \leq \min\{p, (g - 1)\}$. A Figura 39 ilustra geometricamente o MLDA (LDA regularizado) e LDA na separação de dois grupos hipotéticos. Nota-se que o MLDA é uma generalização do LDA e, também, que a separação entre as duas classes se estabelece da mesma forma para as duas condições da análise discriminante.

Figura 39 – Introdução geométrica do MLDA.



Fonte: Thomaz, 2004.

4.4.4 Distância de Bhattacharyya

Para medir a similaridade entre os sinais l -dimensionais de torques codificados, foi utilizada a distância de Bhattacharyya (FUKUNAGA, 1990). No cálculo de Bhattacharyya, são consideradas as médias e as covariâncias de pares de materiais para avaliação da similaridade entre eles. Assim, tem-se a distância de Bhattacharyya que é definida por:

$$d_i = \frac{1}{8}(\bar{\mathbf{z}}_i - \bar{\mathbf{z}}_*)^T \left(\frac{\mathbf{S}_i + \mathbf{S}_*}{2} \right)^{-1} (\bar{\mathbf{z}}_i - \bar{\mathbf{z}}_*) + \frac{1}{2} \ln \frac{|\mathbf{S}_i + \mathbf{S}_*|}{\sqrt{|\mathbf{S}_i| |\mathbf{S}_*|}}, \quad (28)$$

onde $\bar{\mathbf{z}}_i$ é a média l -dimensional das características mais discriminantes das amostras do material i , $\bar{\mathbf{z}}_*$ a média l -dimensional do padrão ouro, e \mathbf{S}_i e \mathbf{S}_* correspondem às covariâncias respectivas das amostras. Obviamente, conforme a equação (28), a distância é zero se o material i , considerado para comparar, for a própria referência denominado como padrão ouro.

Uma análise de correlação foi feita entre a distância de Bhattacharyya d_i dos materiais de fricção i e suas respectivas avaliações nos testes veiculares de trepidação v_i . Para tal análise, foi utilizada uma função de regressão linear $f(\mathbf{d})$ no qual minimiza a diferença quadrática entre $\{f(\mathbf{d}) - \mathbf{v}\}^2$ para todos os materiais estudados.

5 EXPERIMENTOS

Nesta seção todos os experimentos realizados neste trabalho são descritos em detalhes. São eles: definição dos materiais de fricção para o estudo, determinação da taxa de amostragem do sinal de torque no banco de provas, projeto e implementação de um filtro analógico passa-baixa na bancada de testes e procedimento do teste de bancada e veicular.

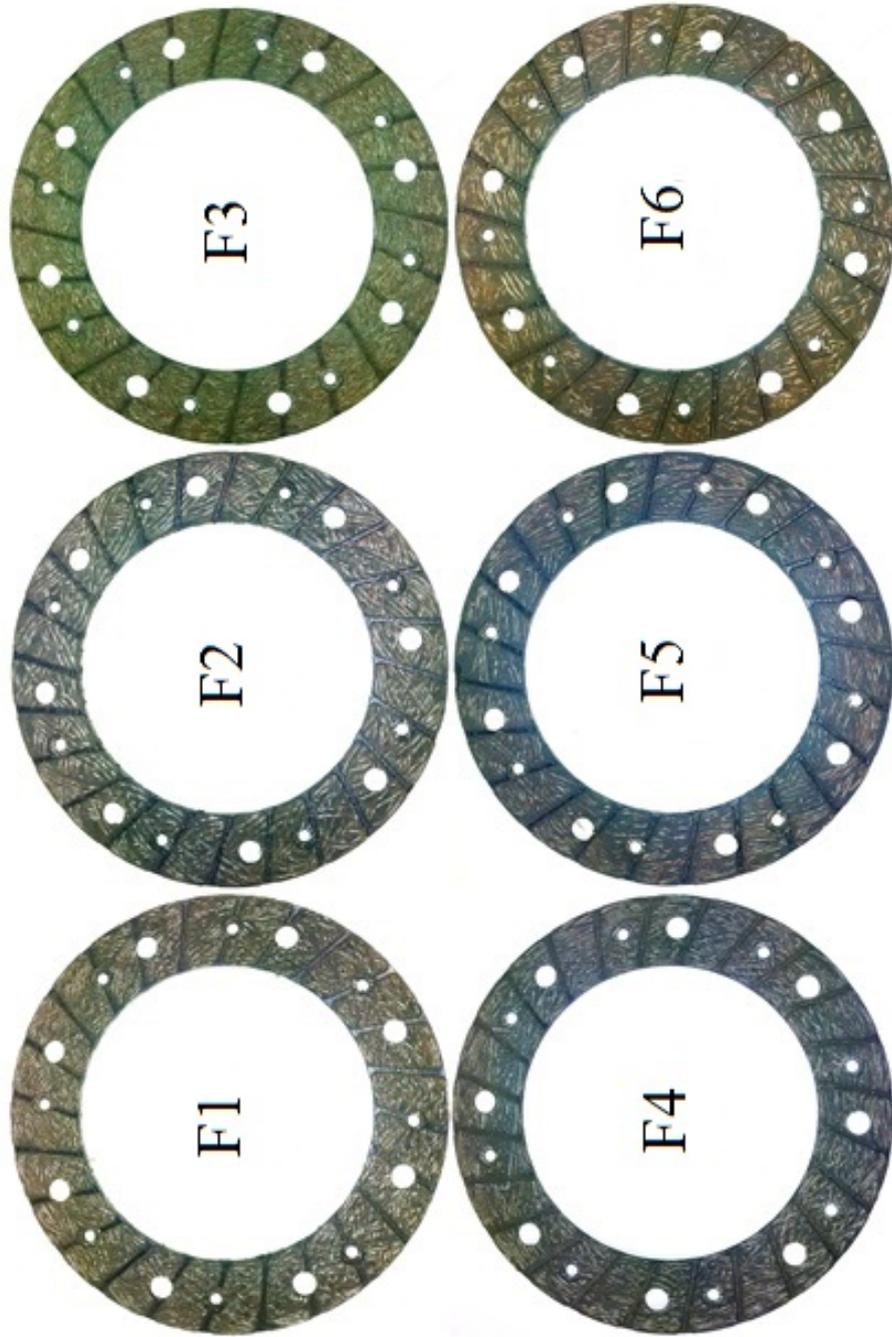
5.1 DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS DE FRICÇÃO

Os seis materiais de fricção escolhidos para o estudo são comumente usados em produção, sendo quatro deles produzidos pelo processo convencional, ou seja, utilizando solvente orgânico e os outros dois produzidos por um processo sem solvente. Neste último uma máquina extrusora é usada para incorporar a borracha nas fibras. Assim, a estratégia de utilizar materiais ecologicamente recomendados possibilita ao presente trabalho contribuir para futuros desenvolvimentos de materiais de atrito ecológicos.

Os materiais foram designados com a nomenclatura **F**. Dessa forma, **F1, F2, F3, F4, F5** e **F6** identificam os materiais estudados. A Figura 40 ilustra os revestimentos prontos para serem rebitados no disco da embreagem, bem como, as suas respectivas identificações. Salienta-se que embora os processos e as formulações químicas sejam diferentes, existe uma similaridade visual entre os revestimentos, inclusive nas ranhuras nas faces de trabalho, pois conforme já apresentado na literatura afim (ABDULLAH, 2012), o formato, a quantidade e os raios das ranhuras podem influenciar na temperatura média de trabalho do material de fricção.

Ainda que o presente estudo esteja investigando o comportamento das trepidações desses materiais, e as diferentes formulações químicas inerentes a eles, faz-se necessário para atender outras características técnicas como maior durabilidade, elevada resistência mecânica, baixa densidade entre outras as quais não são objetos de estudo deste trabalho.

Figura 40 – Os seis materiais de fricção utilizados no estudo.



Fonte: ZF do Brasil.

5.2 DETERMINAÇÃO DA TAXA DE AMOSTRAGEM DO SINAL DO TORQUE

Visto que o presente trabalho propõe uma abordagem de aprendizagem baseada no sinal de torque, uma importante pergunta a ser respondida é : qual é a taxa ou frequência de amostragem que o torque deve ser adquirido, sem risco de perder informações relevantes sobre o material de atrito em investigação?. Como na literatura afim não encontra-se nenhuma referência a esse respeito, para responder esta pergunta foram realizados experimentos na bancada de teste com diferentes frequências de aquisição do sinal. Basicamente, os experimentos iniciaram-se aplicando uma janela de *Hamming* (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009) sobre o sinal do torque para atenuar eventuais distúrbios nos dados, principalmente, no início e no final do acoplamento da embreagem. Na sequência, foram calculados os periodogramas ¹ (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009) para as diferentes frequências de amostragens.

Para definir um critério de corte no periodograma, um nível de atenuação de - 50 dB sobre o sinal foi adotado, com o propósito de indicar o nível de atenuação que não tem-se mais energia suficiente para trazer alguma informação. Calcula-se a atenuação por,

$$dB = 20 \log \frac{V_{out}}{V_{in}}, \quad (29)$$

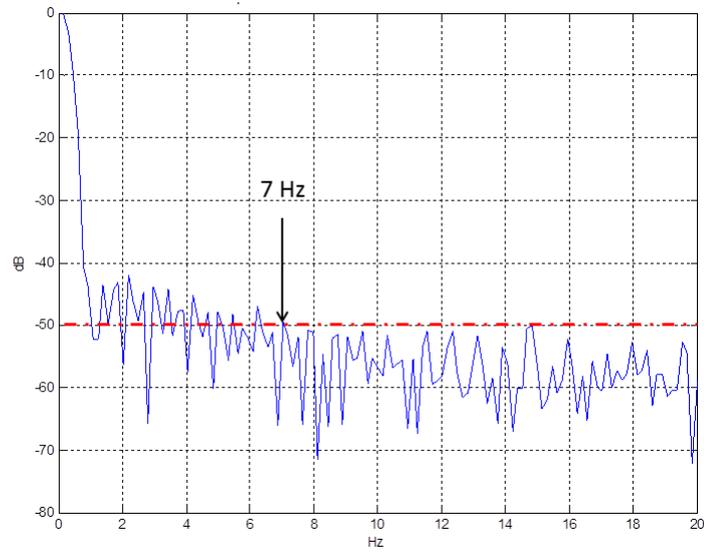
onde V_{out} e V_{in} são, respectivamente, a saída e a entrada do sinal do sensor de torque em Volts. Considerando $V_{in} = 1$, a atenuação será de: $-50 = 20 \log V_{out}$, isto é, $V_{out} = 0,00316V$

Conforme descrito no seção anterior, a calibração do sensor de torque é de 50 Nm/Volts, portanto, a atenuação é de 0,16 Nm a qual está abaixo da resolução do sensor de torque da Burster (1 Nm).

As Figuras 41, 42 e 43 mostram os periodogramas realizados com frequências de amostragem de 40, 80 e 160 Hz. Pode-se verificar que para uma atenuação de -50 dB, as frequências não passam de 8 Hz. Desse modo, determina-se a frequência máxima do sinal de torque e utilizando o critério de Nyquist, conforme a equação (9) do seção anterior, o sinal de torque deve ser amostrado com uma frequência maior ou igual a 16 Hz.

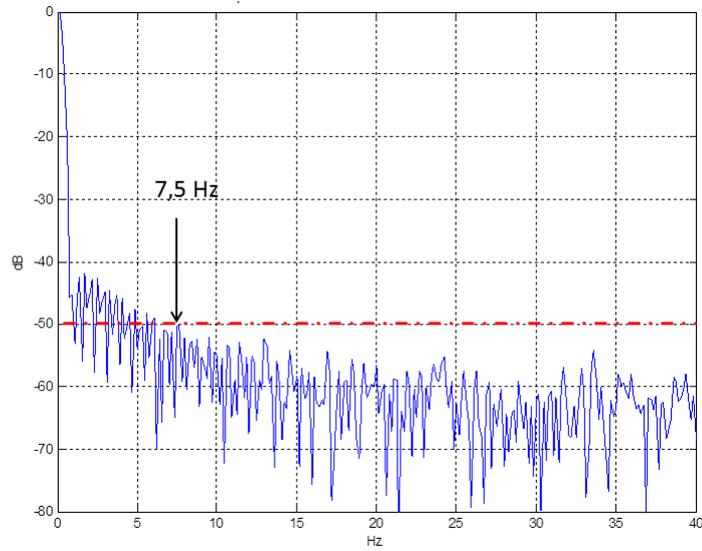
¹Espectro de densidade de potência do sinal.

Figura 41 – Periodograma com base na frequência de amostra de 40 Hz.



Fonte: Autor.

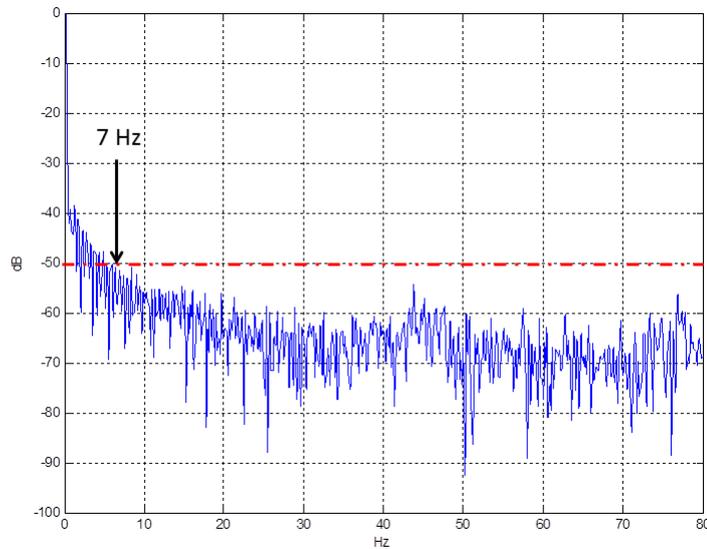
Figura 42 – Periodograma com base na frequência de amostra de 80 Hz.



Fonte: Autor.

Para este estudo, foi definida uma frequência de amostragem de 20 Hz em todos os testes realizados no banco de provas.

Figura 43 – Periodograma com base na frequência de amostra de 160 Hz.



Fonte: Autor.

5.3 PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA

Nesta subseção são explicados o projeto e o filtro analógico passa-baixa proposto e implementado no banco de provas. O filtro analógico foi instalado antes da aquisição dos dados pela placa A/D do computador para assegurar a não ocorrência do *aliasing* (OPPENHEIN; SCHAFER, 2009) e atenuações de eventuais ruídos oriundos da máquina, que poderiam ser captados pelo sensor de torque, gerando anti fatos para a análise do sinal.

Os parâmetros do filtro considerados são:

- a) atenuação ≥ 50 dB em 20 Hz;
- b) atenuação ≤ 3 dB até 8 Hz na banda passante;
- c) filtro *Butterworth*.

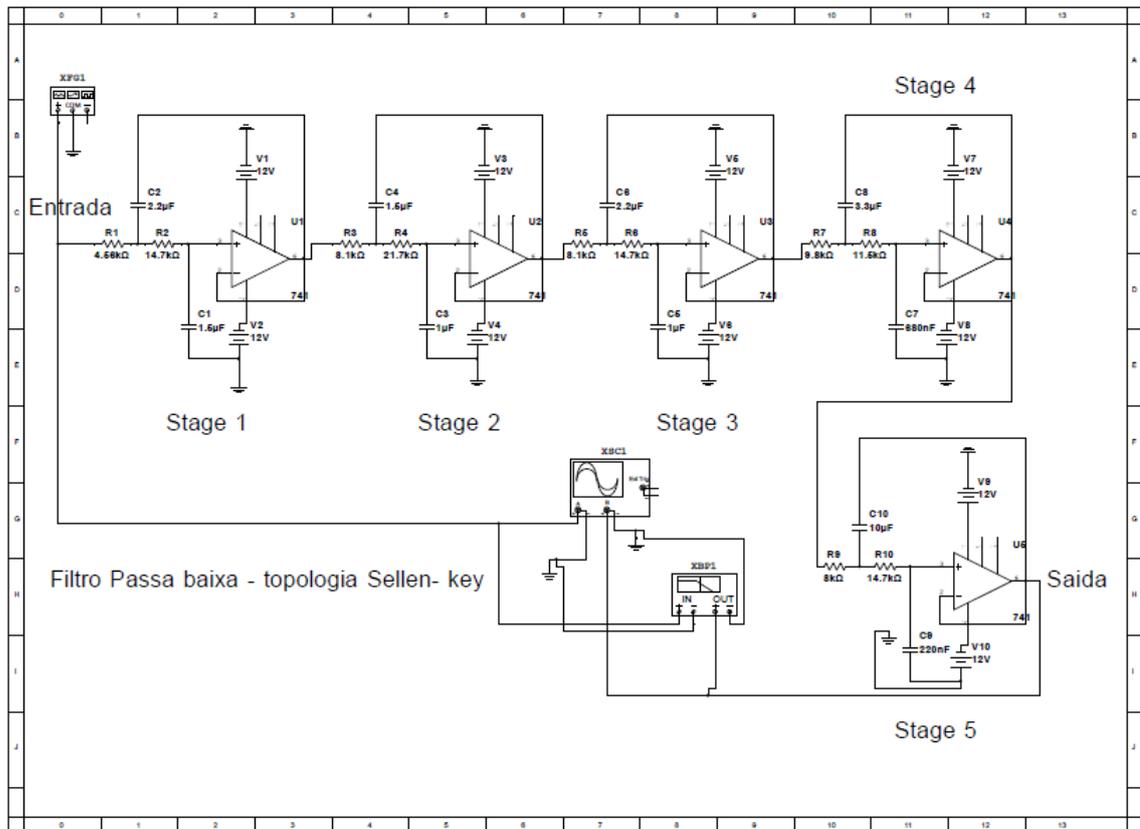
A Figura 44 mostra o diagrama elétrico do filtro analógico ativo, topologia Sallen-Key (VALKENBURG, 1982) proposto e implementado. Para os cálculos e simulações do filtro, foram utilizados recursos de acesso livre ^{2 3 4}. Assim, para o filtro atender as especificações de projeto a ordem e o número de estágios foram, respectivamente, 10 e 5 (VALKENBURG, 1982). A Figura 45 mostra o protótipo do filtro analógico desenvolvido.

² MultiSim versão 14.0 da National Instruments.

³ www.beis.de/Elektronik/Filter/ActiveLPFilter.html, acesso em 30/08/16.

⁴ www.analog.com/filterwizard, acesso em 08/10/16.

Figura 44 – Filtro analógico passa-baixa 20 Hz.



Fonte: Autor.

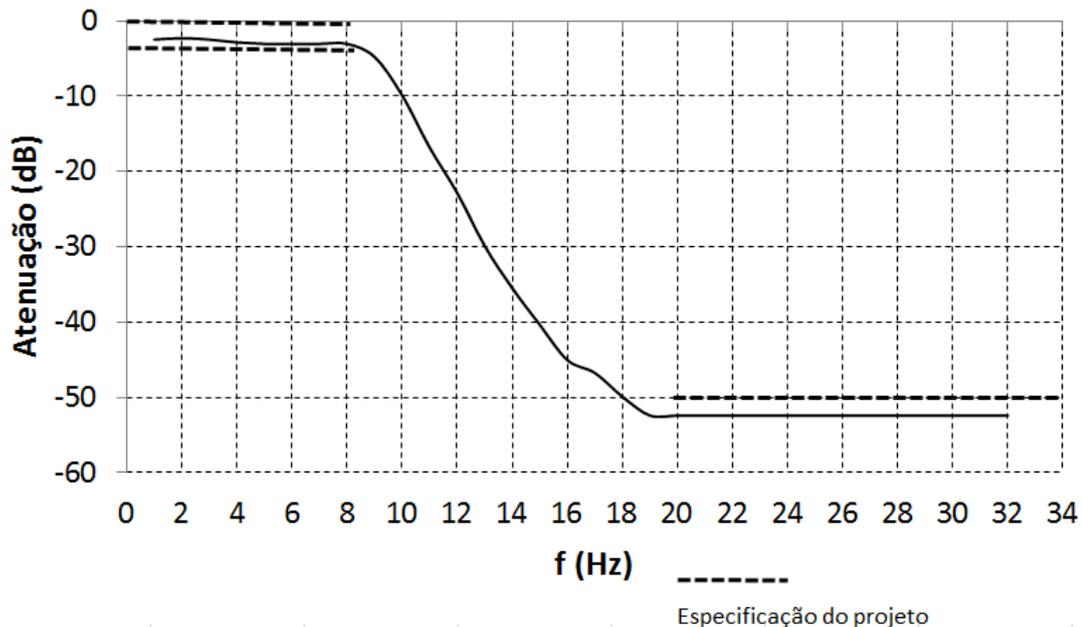
Figura 45 – Protótipo do filtro analógico implementado.



Fonte: Autor.

Após a confecção do filtro, foi realizada uma verificação para saber se o mesmo estava atendendo as especificações previstas no projeto. Basicamente, foram utilizados um osciloscópio, modelo Tektronix (TDS 1001C-30 EDU, 2 canais 30 MHz/ 500MS/s) e um gerador de funções, modelo Instrutherm GF-400 200 MHz. Na entrada do filtro foi aplicado um sinal senoidal, monitorado por um dos canais do osciloscópio, com amplitude fixa de +/- 5 Vpp e com frequências variando entre 1 a 32 Hz, com passo de 1 Hz. Na saída do filtro, o sinal foi monitorado pelo outro canal do osciloscópio. Deste modo, mediu-se a atenuação do sinal, conforme o aumento da frequência do sinal de entrada. A Figura 46 mostra o resultado dessa verificação. Como pode-se observar, o filtro atendeu as especificações do projeto visto que na banda passante até 8 Hz, o sinal atenuou dentro do esperado, ou seja, - 3 dB enquanto que na banda de corte em 20 Hz, o sinal atenuou abaixo de - 50 dB.

Figura 46 – Calibração do filtro analógico passa-baixa de 20 Hz.

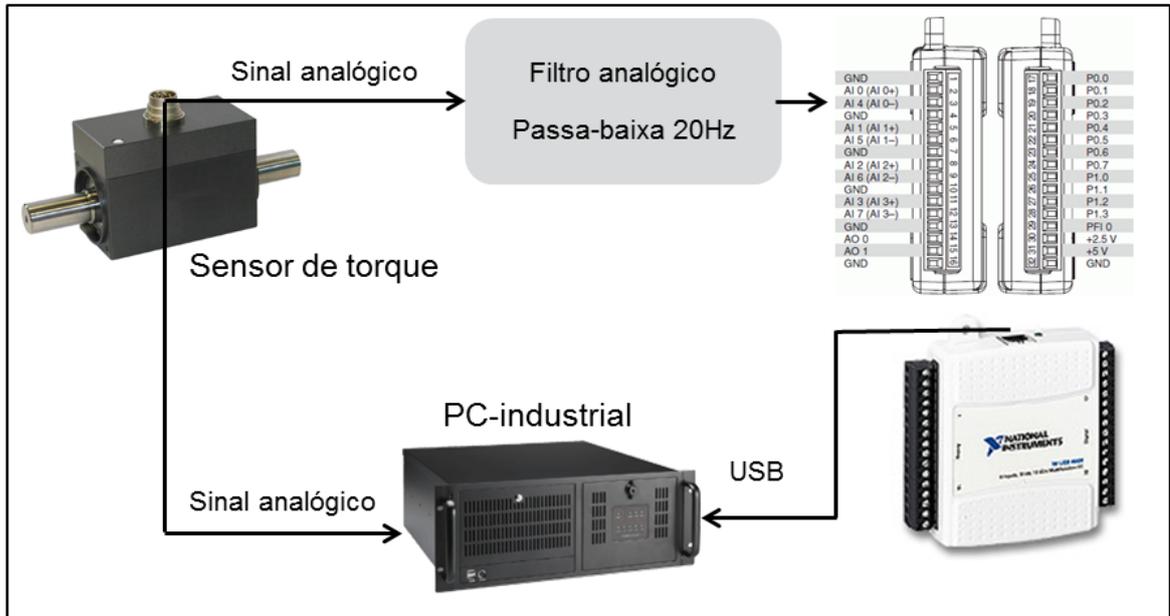


Fonte: Autor.

5.4 IMPLEMENTAÇÃO DO FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA NA BANCADA DE TESTES

O experimento foi realizado coletando o sinal de torque, normalmente, pelo PC industrial, como já explicado na seção de Materiais e Métodos. Em paralelo, o sinal foi conectado à entrada do filtro analógico. A saída do filtro foi ligada ao módulo de aquisição de dados da *National Instruments*, modelo NI USB 6009, no canal zero das entradas analógicas. A Figura 47 ilustra como foi realizada a instrumentação. Desse modo, os sinais foram coletados, simultaneamente, durante o teste. O módulo NI USB 6009 foi conectado com o PC via porta USB e, adicionalmente, desenvolveu-se um código na linguagem de programação *Labview* para coletar

e salvar os dados. Este código foi executado em paralelo ao programa principal de controle do banco de provas. A frequência de amostragem do sinal de torque foi de 40 Hz visto que o filtro foi projetado para uma frequência de corte de 20 Hz. A Figura 48 mostra um exemplo do Figura 47 – Experimento de aquisição de dados via modulo NI 6009.



Fonte: Autor.

sinal de torque coletado pelo computador do banco de provas sem filtro e pelo sistema paralelo com filtro. Como pode-se notar, com o uso do filtro, existe uma suavização no sinal. Todavia, espera-se que sem o uso do filtro, o processo de aprendizagem não seja comprometido em razão da frequência de amostragem de 16 Hz já garantir todas as informações necessária do sinal de torque, conforme descrito no seção anterior de Experimentos.

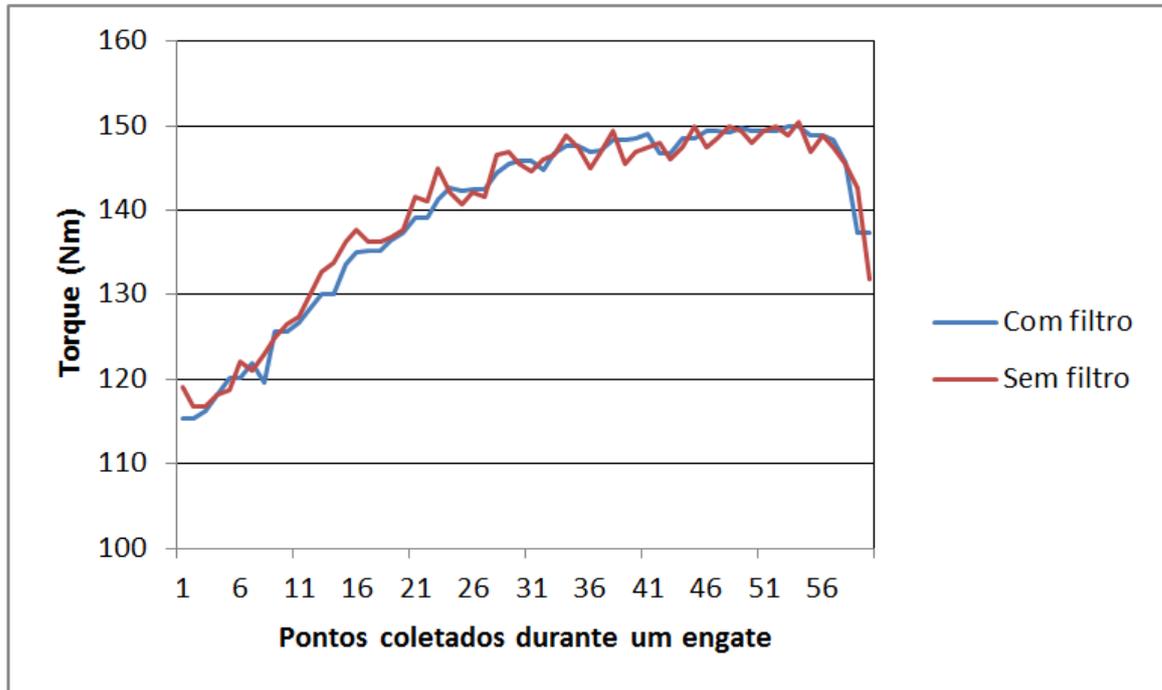
5.5 PROCEDIMENTO DO TESTE DE BANCADA

Nesta subseção são discutidos os ensaios realizados na bancada de teste. O objetivo do teste foi escanear o comportamento do torque em função da temperatura de trabalho, pois a embreagem no veículo trabalha aquecendo e resfriando com maior ou menor intensidade, dependendo da aplicação. Assim, espera-se, com os testes de bancada, construir uma identidade funcional para cada material de fricção estudado.

Todos os ensaios foram realizados, conforme as seguintes especificações:

- inércia: 2 kg m²;
- rotação: 0 to 1000 rpm;
- tamanho da embreagem: 200 mm;

Figura 48 – Exemplo do sinal de torque coletado com e sem filtro.



Fonte: Autor.

- d) dimensões do revestimento ($d_e \times d_i$): 200×134 ($r_m = 84,5$) (mm);
- e) temperaturas escaneadas : $80 - 260^\circ\text{C}$;
- f) energia por engate: 10,96 kJ;
- g) 20 engates em cada temperatura avaliada;
- h) força da mola membrana (F): 2000 N (0,11 MPa sobre o revestimento);
- i) tempo de teste 30 horas.

Por meio da parametrização do programa de controle do banco de provas, cada realização de engate da embreagem seguiu a seguinte sequência:

- a) motor elétrico é acelerado até 1000 rpm, aproximadamente, em 2 s;
- b) o programa de controle compara se a temperatura está de acordo com o programado. Caso positivo, segue-se para a próxima fase. Caso contrário aguarda;
- c) a embreagem é, instantaneamente, acionada (500 ms) por meio de um sistema que utiliza cilindros pneumáticos e alavancas;
- d) a inércia começa a ser acelerada até sincronizar com a rotação do motor. Este passo é o teste propriamente dito.

- e) após o sincronismo das rotações, o motor é desligado e a energia cinética acumulada passa a acionar o eixo do motor, gerando energia elétrica;
- f) um sistema de regeneração devolve a energia elétrica, gerada pelo motor, para a rede da fábrica devidamente balanceada (3 fases);
- g) o sistema pneumático desacopla a embreagem e o motor elétrico é, novamente, ligado e acelerado até 1000 rpm;
- h) repete-se o ciclo.

Todos os testes iniciaram a partir da temperatura ambiente, com isto, para se alcançar a primeira temperatura programada de 80°C, foram realizados sucessivos engates na frequência de 2 por minuto. Após atingir esta temperatura, iniciou-se a sequência de 20 engates. Em cada engate são gerados cerca de 10,96 KJ e a temperatura atinge aproximadamente, 86°C, com isto, o banco de provas aguarda o resfriamento até 80°C para, então, engatar novamente e finalizar, dessa maneira, os 20 engates. Foi adotado um passo de escaneamento de 10°C, portanto, a próxima temperatura foi de 90°C. Analogamente foram realizados 20 engates e assim, sucessivamente, até 260°C. Esta fase do teste foi denominada de **Aquecimento**. Para o escaneamento, no resfriamento tem-se situação de controle semelhante a do aquecimento. Por exemplo, após completar a fase de 260°C, o banco de provas aguarda o resfriamento até 250°C para, na sequência, realizar os 20 engates nesta temperatura e assim, sucessivamente até 80°C. Chamou-se esta fase do teste de **Resfriamento**.

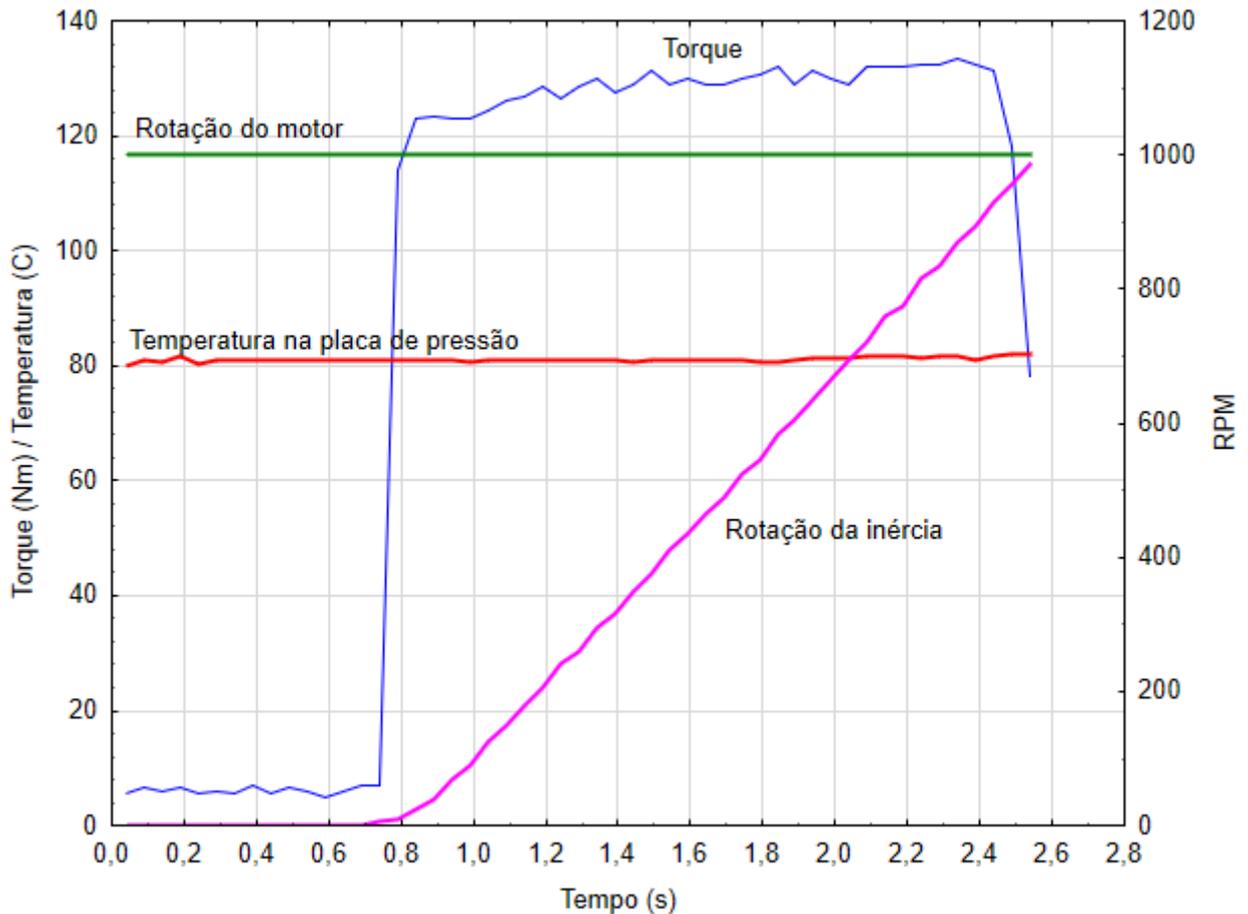
A razão de se avaliar o material de fricção nas duas condições de aquecimento e resfriamento deve-se ao fato de que a dureza do tribofilme ⁵ formada na superfície de contato é fortemente influenciada pela temperatura e, conseqüentemente, podem ocorrer alterações no comportamento do atrito (FERNANDES, 2016). Uma vez alterado o comportamento do atrito do material, isto pode excitar a transmissão do veículo, causando trepidação (GREGORI, 2010). A temperatura máxima escaneada de 260°C foi adotada, pois, acima desta temperatura, inicia-se a degradação térmica do material orgânico de fricção. Dessa maneira, podem-se alterar as propriedades físico-químicas originais (CRISTOL-BULTH et al., 2008) (PILATO, 2010) (FENG; YIMIN; JUNCHENG, 2010). Neste estudo, houve um cuidado em manter as características originais dos materiais investigados para que o sinal do torque fosse o mais representativo possível de cada material estudado na sua condição regular de uso.

A Figura 49 mostra um exemplo de um engate no banco de provas com as medições de rotações, temperatura e torque. Como pode ser notado, a rotação da inércia aumenta progressivamente a partir do início do engate até sincronizar em 1000 rpm com o motor. Observar-se a temperatura medida na placa de pressão durante o engate que, no exemplo, estava em torno de 85 °C. Percebe-se que o sinal do torque aumenta, abruptamente, no instante inicial do engate em que seu comportamento é crescente com a diminuição da velocidade relativa entre o motor

⁵Uma terceira camada formada entre o material de fricção e a placa de pressão (FERNANDES, 2016).

e a inércia na fase de deslizamento da embreagem. Ressalta-se que este sinal de torque foi analisado em cada material durante o estudo e quais impactos tiveram na trepidação no veículo.

Figura 49 – Exemplo de um engate na bancada de teste.



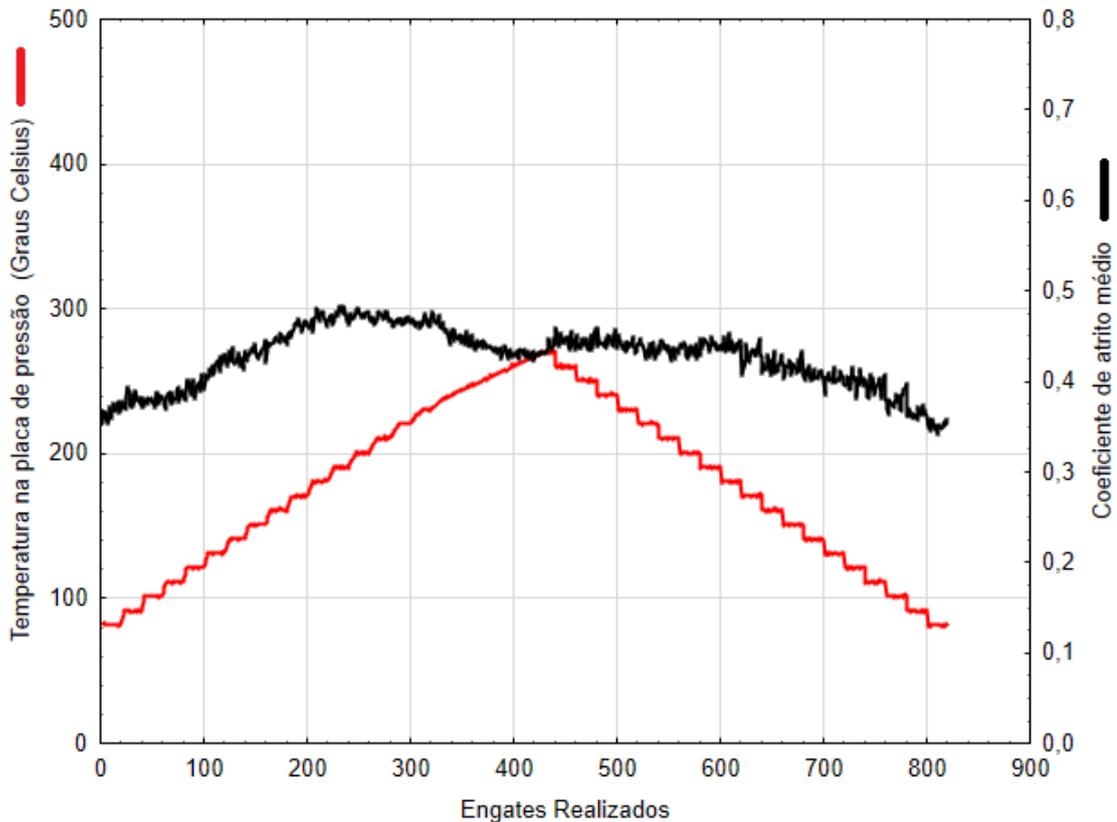
Fonte: Autor.

A Figura 50 ilustra um teste completo, mostrando o escaneamento da temperatura tanto no aquecimento como no resfriamento. O coeficiente de atrito, em cada engate realizado, foi calculado pela média aritmética dos pontos adquiridos do torque durante o engate, conforme exemplificado na Figura 49. Pode-se observar na Figura 50 que quando a temperatura atingiu, aproximadamente, 240°C, o escaneamento no aquecimento ficou no limite da temperatura programada. Isto ocorreu devido à rápida troca térmica da embreagem, ocasionando temperatura abaixo do programado em alguns engates.

5.6 PROCEDIMENTO DO TESTE VEICULAR

Descreve-se nesta subseção como os testes veiculares foram realizados. O veículo escolhido para os testes foi um carro de passageiro Mercedes-Benz modelo C-180, manual 5 marchas, tração traseira, ano de fabricação 1996. A razão de utilizar este carro foi em virtude

Figura 50 – Exemplo de um teste completo na bancada de teste.



Fonte: Autor.

de ser sensível quanto à trepidação. Em outras palavras, e como já discutido na seção anterior, este carro apresenta baixa rigidez, baixo fator de amortecimento na transmissão e, conseqüentemente, é mais vulnerável ao fenômeno de trepidação em questão. Por exemplo, se um material de fricção autoexcitar a transmissão, ainda que em níveis baixos, poderá causar algum nível crítico de trepidação. Contudo, levando-se em consideração um outro ponto de vista, uma vez definido um material de fricção com bons resultados neste modelo de carro (MBB C-180), é provável que o desempenho em relação à trepidação seja igual ou melhor em outros veículos.

Para avaliar a trepidação em um veículo, é necessário que o mesmo já tenha acumulado uma quilometragem entre 20 e 40 mil quilômetros (DREXL, 1990), aproximadamente. Isto se deve ao fato de que quando a embreagem está nova ou com pouco uso dificilmente encontra-se problemas de trepidação no revestimento (DREXL, 1990). Assim, antes de realizar os testes no veículo, todo o conjunto da embreagem (platô, disco e volante do motor) foram pré-condicionados em uma bancada de teste. Basicamente, a bancada simula partidas de baixa severidade equivalente ao carro partindo no plano com até 1/3 da sua carga máxima (NBR 15640)⁶. Após 300 horas de pré-condicionamento, o conjunto da embreagem foi montado no carro para a execução do teste de trepidação. A Figura 51 ilustra a bancada, assim como, o

⁶Normal ABNT NBR 15640 Guarnição para disco de embreagem. Comportamento das características de atrito e desgaste. Parte 1 Baixa Energia.

conjunto da embreagem após o pré-condicionamento. Todos os testes seguiram os seguintes parâmetros:

- a) conjunto da embreagem: platô, disco (rebitado com o material de atrito do estudo), volante do motor;
- b) pré-condicionamento do conjunto da embreagem em banco de provas, simulando um uso em campo entre 30 a 40 mil quilômetros;
- c) tamanho da embreagem: 215 mm;
- d) dimensões do revestimento ($d_e \times d_i$): 216×144 ($r_m = 84,5$) (mm);
- e) temperaturas no alojamento da embreagem: 70 a 140°C;
- f) partidas realizadas em rampa de 16% e 19%;
- g) partidas em rampas de 19%, 3 partindo de frente e 3 de ré;
- h) partidas realizadas , sequencialmente, em uma rampa de 16% de inclinação até a temperatura no alojamento da embreagem atingir 140°C;
- i) resfriamento de 15 minutos após o compartimento da embreagem atingir 140°C e realizadas mais 5 partidas na mesma rampa de 16%;
- j) tempo de teste 1 semana.

A Figura 52 mostra o veículo utilizado nos testes de trepidação, assim como, a rampa de 16%. A Figura 53 mostra, em detalhe, onde o acelerômetro foi fixado no veículo, assim como, as conexões dos sinais no módulo de aquisição de dados.

Figura 51 – Bancada de pré-condicionamento da embreagem para teste de trepidação no veículo.

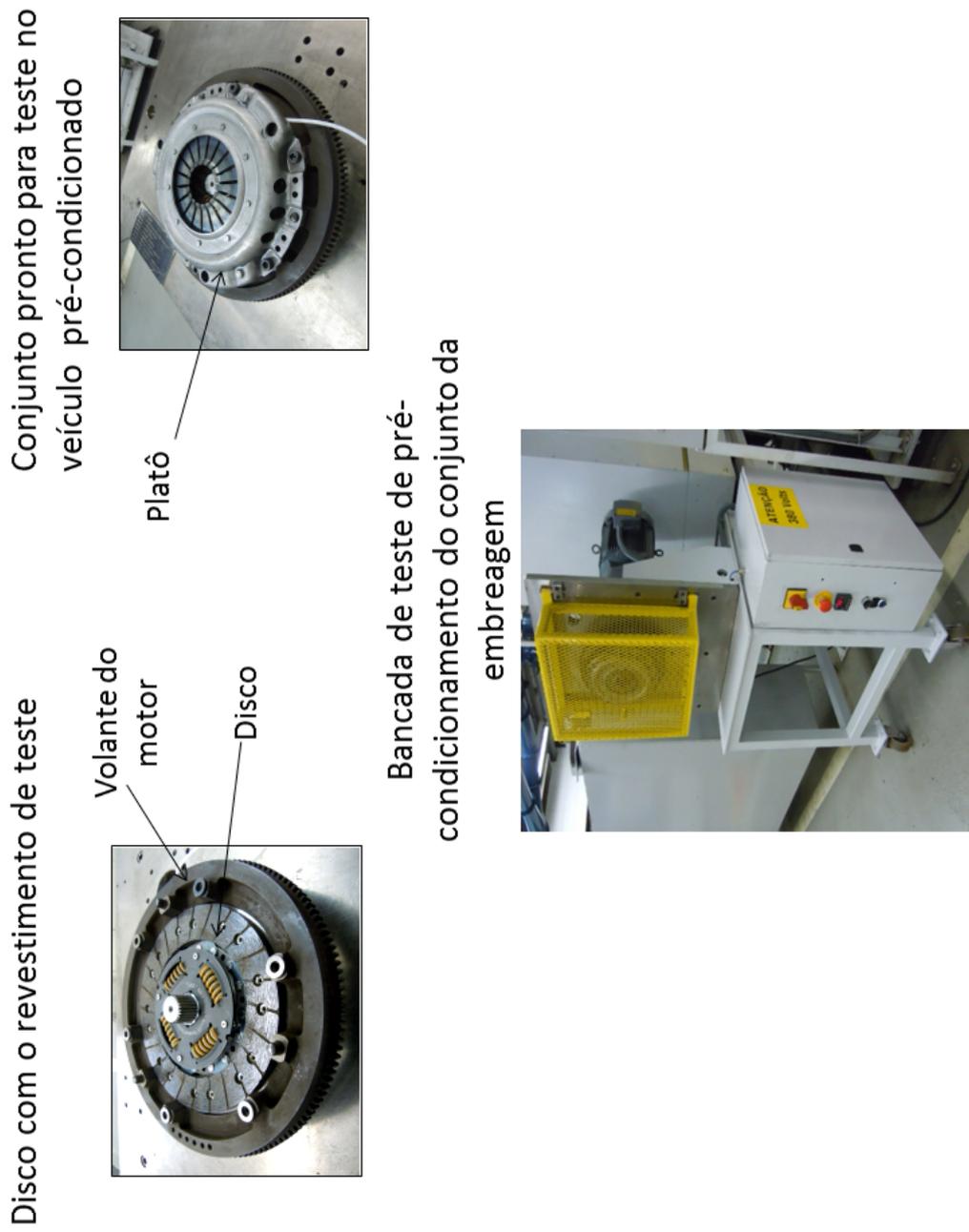
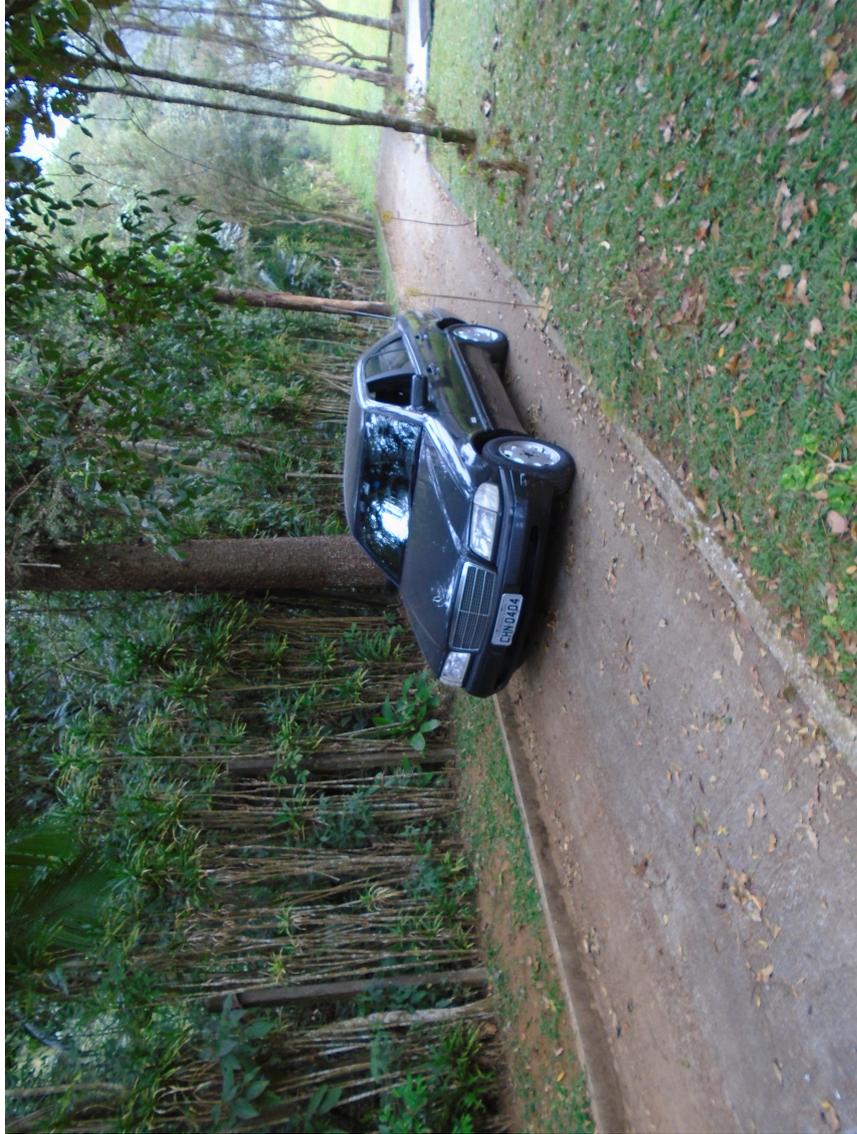


Figura 52 – Veículo MBB C180 utilizado nos testes de trepidação.



Fonte: Autor.

Figura 53 – Detalhe da posição do acelerômetro na instrumentação do Veículo MBB C180.



Fonte: Autor.

A Fig. 54 mostra a aquisição dos dados durante os testes veiculares.

Figura 54 – Visão geral da aquisição de dados da instrumentação do Veículo MBB C-180.



Fonte: Autor.

6 RESULTADOS

Nesta seção são apresentados os seguintes resultados: testes veiculares, análise multivariada dos testes de bancada com e sem o filtro analógico e um comparativo entre o gradiente do atrito e a distância de Bhattacharyya.

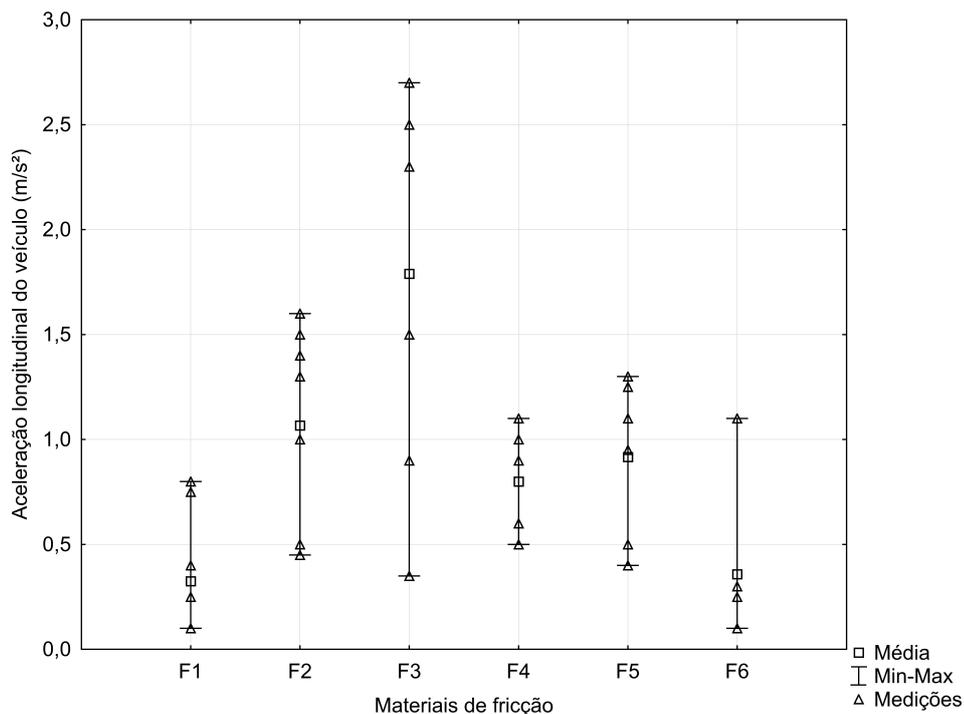
6.1 TESTES VEICULARES

As Figuras 55 e 56 mostram respectivamente as acelerações longitudinais os índices de trepidação atribuídos pelos motoristas experientes durante os testes de trepidação no veículo. Como pode ser observado, existe uma relação direta entre as maiores acelerações longitudinais e as piores avaliações subjetivas. Entretanto, nota-se nessas figuras alta dispersão nas avaliações subjetivas para um mesmo material de fricção que foi confirmada pelas variações das acelerações longitudinais. Por exemplo, isto tornou o estudo mais complexo e fenomenológico.

Como pode ser verificado nas Figuras 55 e 56, o material F1 foi o que apresentou o melhor desempenho nos testes seguido por F6, F4, F5, F2 e F3. Este último foi, definitivamente, o pior material.

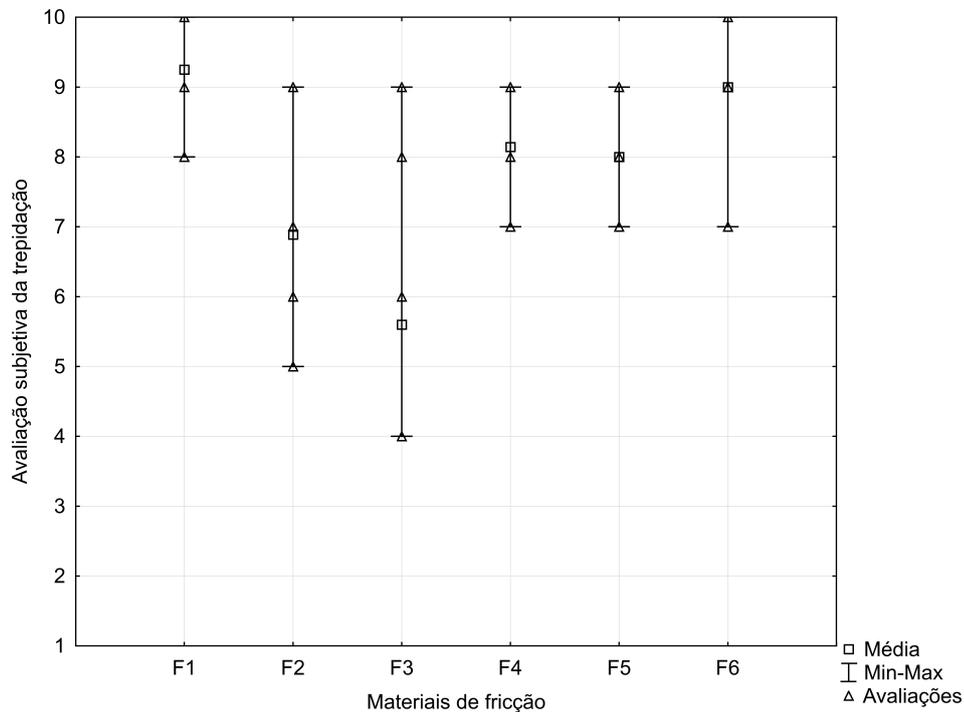
A Tabela 2 resume os resultados com base na média aritmética das notas subjetivas atribuídas pelos motoristas para todos os materiais avaliados neste estudo.

Figura 55 – Gráfico das acelerações longitudinais durante os testes de trepidação veicular para os 6 materiais de fricção estudados.



Fonte: Autor.

Figura 56 – Gráfico das avaliações subjetivas durante os testes de trepidação veicular para os 6 materiais de fricção estudados.



Fonte: Autor.

Tabela 2 – Média dos índices de avaliações.

Materiais de fricção	Índices de avaliações subjetivas
F1	9.5
F2	7.0
F3	5.5
F4	8.0
F5	8.0
F6	9.0

Fonte: Autor.

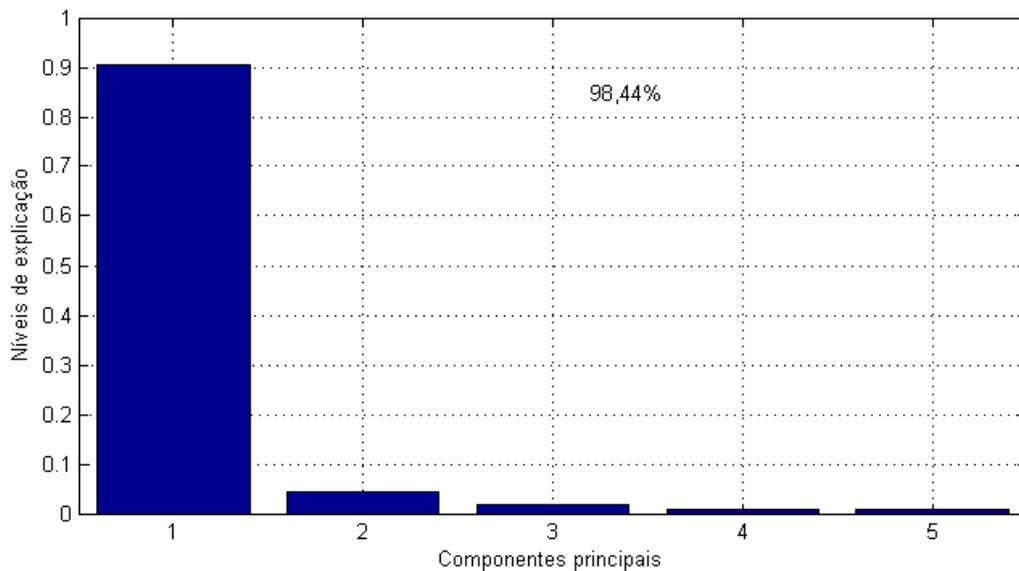
6.2 ANÁLISE MULTIVARIADA DO SINAL DE TORQUE SEM FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA

Os resultados desta subseção foram obtidos sem a implementação do filtro analógico passa-baixa e a frequência de amostragem do sinal de torque foi de 20 Hz para todos os ensaios.

A análise multivariada foi conduzida pela codificação do sinal do torque para as condições de aquecimento e resfriamento da embreagem. Contudo, alguns engates tiveram que ser descartados na fase de aquecimento, principalmente, para temperaturas mais altas em razão de alguns engates não terem atingido as temperaturas programadas. Com isto, obteve-se quantidade de engates diferentes para a análise multivariada entre as duas condições avaliadas. Assim,

o número de engates para cada material avaliado $[F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6]$ foram, respectivamente: $[44, 19, 10, 16, 12, 10]$ para o aquecimento, ou seja, 111 engates e $[59, 39, 20, 35, 16, 20]$ para o resfriamento, ou seja, 189 engates. Foi decidido reter todas as $p - 1$ componentes principais para reproduzir todas as informações do sinal codificado do torque, pois notou-se que o processo de aprendizado ficou mais consistente. Entretanto com 5 CP (Componentes Principais) já é explicado mais de 95% da variância¹ total do sinal, conforme mostra a Figura 57.

Figura 57 – Níveis de explicação das 5 primeiras CP.



Fonte: Autor.

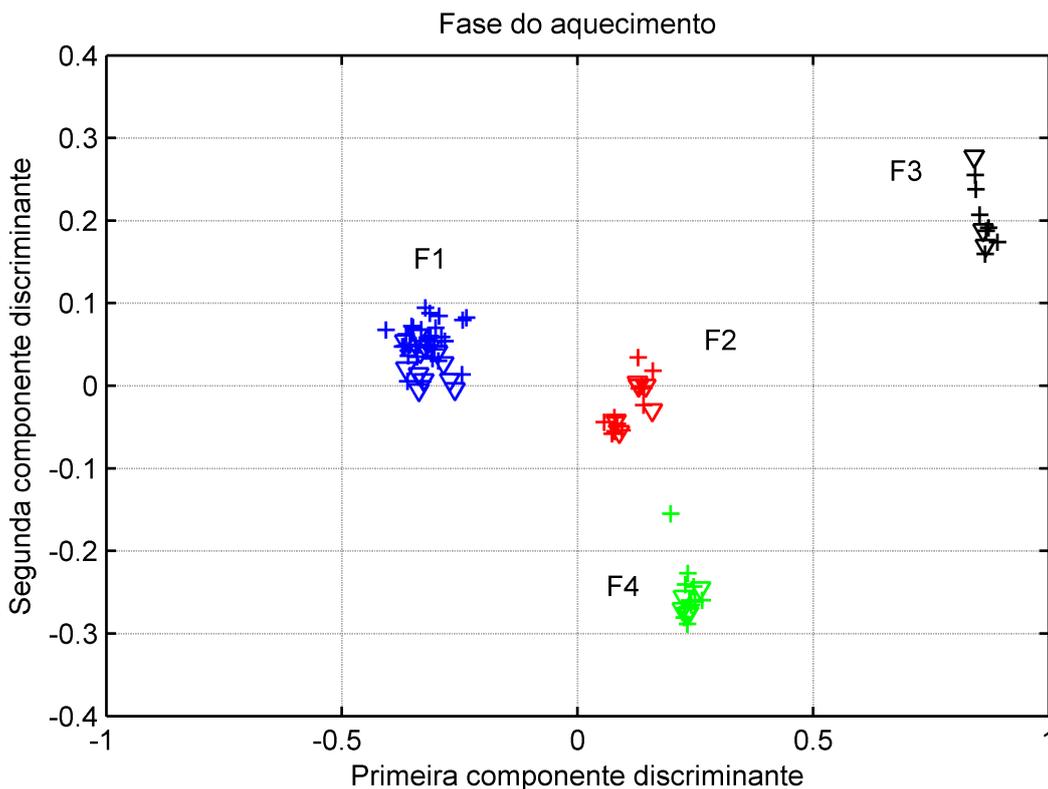
Para avaliar a eficiência da metodologia proposta, apenas os sinais codificados para os materiais F1, F2, F3 e F4 foram considerados na matriz de treinamento. Quanto aos materiais F5 e F6, os sinais codificados não fizeram parte da base de treino com objetivo de verificar posteriormente, a generalização do aprendizado. A estratégia adotada para cada ciclo de aprendizado foi a randomização de toda base de dados. Por exemplo, o material F1 realizou 20 engates sequenciais em 80°C, portanto, na matriz de treinamento, os engates foram randomizados. Conseqüentemente a mesma estratégia se repetiu para todas as temperaturas escaneadas. Na seqüência, foram selecionados 70% dos engates para treino. Os outros 30% não fizeram parte do treino e posteriormente utilizados para medir os níveis de acertos, ou seja, se foram classificados próximos aos seus respectivos materiais de fricção. Para esta verificação dos acertos, utilizou-se o método da validação cruzada (*cross validation*) e o classificador de distância Euclidiana (FUKUNAGA, 1990). Desse modo, para a fase de aquecimento, foram utilizados 62 engates para o treino e 27 para testes enquanto que para a fase do resfriamento, foram 107 engates para o treino e 46 para o teste. Visto que existem 4 grupos de materiais de atrito distintos, foi utilizado no processo de aprendizado $g = 4$ e a máxima dimensionalidade no espaço do

¹A variância relativa de cada CP é dada por: $V_h = \frac{\lambda_h}{\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_h}$ onde, λ é o autovalor de cada CP.

LDA foi igual a 3, ou seja, $l = 3$. Lembrando que para calcular o LDA, foi utilizada a versão MLDA, que regulariza a matriz de dispersão dentro do grupo S_w^* , conforme explicado na seção de Materiais e Métodos.

A Figura 58 mostra um exemplo gráfico de 1 ciclo de aprendizado executado na fase do aquecimento. Os pontos usados para treino foram identificados como (+) e os pontos usados para validação como (∇). Nota-se uma boa aproximação entre os pontos de treino e teste com base nas duas primeiras componentes discriminantes. Observa-se que os materiais F1 e F3 são os mais discriminantes e os materiais F2 e F4 os mais similares. Considerando que o material F1 é a referência (*benchmark*) ou padrão ouro, com base no processo proposto de aprendizado, é esperado que o material F3 apresente um resultado crítico ou insatisfatório na trepidação veicular.

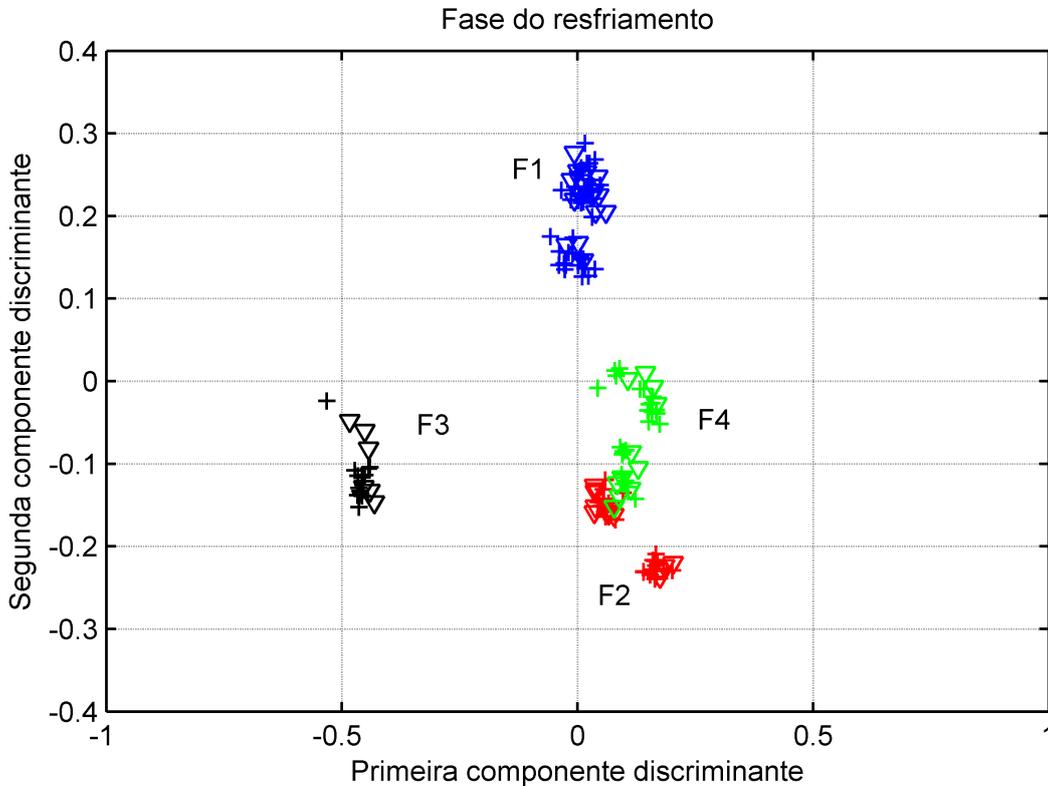
Figura 58 – Gráfico da primeira e da segunda componente discriminante para os materiais F1, F2, F3 e F4 na condição de aquecimento da embreagem, sendo (+) os pontos de aprendizado e (∇) os pontos de testes.



Fonte: Autor.

A Figura 59 mostra um exemplo gráfico na fase de resfriamento. Para esta condição, tem-se uma situação similar ao do aquecimento, ou seja, os materiais F1 e F3 continuam sendo os mais discriminantes. No entanto, os materiais F2 e F4, no resfriamento, comportaram-se de forma mais similar do que na fase de aquecimento, não se distinguindo significativamente. Isto reforça que é importante avaliar o comportamento do atrito dos materiais nas transições térmicas nas duas condições propostas.

Figura 59 – Gráfico da primeira e segunda componente discriminante para os materiais F1, F2, F3 e F4 na condição de resfriamento da embreagem, sendo (+) os pontos de aprendizado e (∇) os pontos de testes.



Fonte: Autor.

Para melhor representatividade estatística, repetiu-se o ciclo de aprendizagem 25 vezes tanto para a fase de aquecimento como para a fase de resfriamento, sempre verificando se os 30% dos engates retirados para testes foram classificados próximos aos seus respectivos materiais. Assim, baseado na função *Knnsearch*, calcula-se a distância Euclidiana no espaço entre os engates de testes com seus vizinhos mais próximos. Neste caso, distância tridimensional, pois foram 3 materiais, ou seja, $l = 3$. Os resultados mostraram que 100% dos engates de teste foram classificados corretamente na fase do aquecimento bem como na fase do resfriamento, em relação ao seus respectivos materiais.

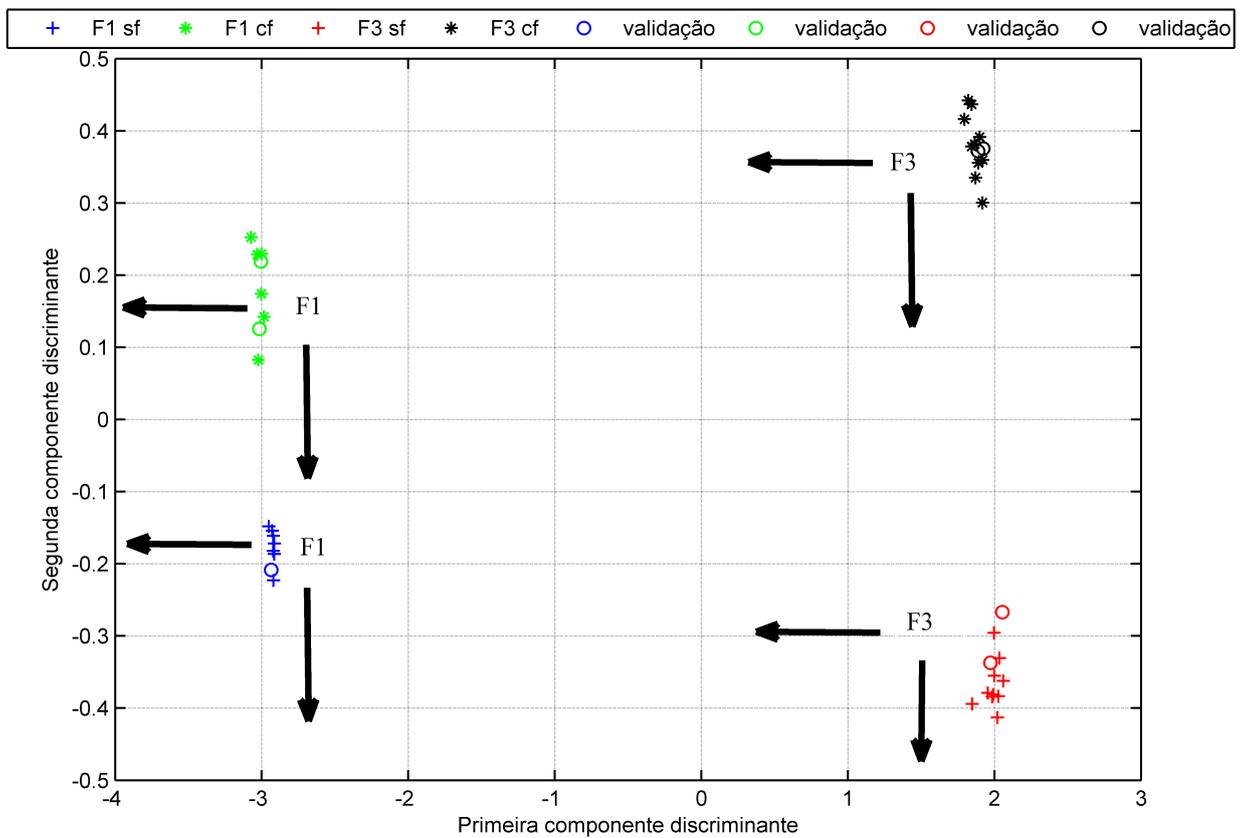
6.3 ANÁLISE MULTIVARIADA DO SINAL DE TORQUE COM A IMPLEMENTAÇÃO DO FILTRO ANALÓGICO PASSA-BAIXA

Nesta subseção apresenta-se um comparativo da análise multivariada entre os 2 materiais de fricção F1 e F3, com e sem a utilização do filtro analógico passa-baixa *anti-aliasing* proposto.

A Figura 60 mostra as projeção nas 2 primeiras componentes discriminantes para os 2 materiais F1 e F3, com e sem filtro, na condição de aquecimento da embreagem. Nota-se uma clara discriminação entre os materiais quando projeta-se os pontos na primeira e na

segunda componentes discriminantes independentemente do uso ou não do filtro. Portanto, o filtro não alterou a separação dos materiais. No entanto, analisando os pontos na segunda componente discriminate, para os materiais F1 e F3, nota-se que para o mesmo material houve um deslocamento dos padrões. Todavia, se os materiais são comparados de forma relativa, isto é, grupos com filtro e sem filtro e, também, de forma independente, os resultados praticamente são os mesmos.

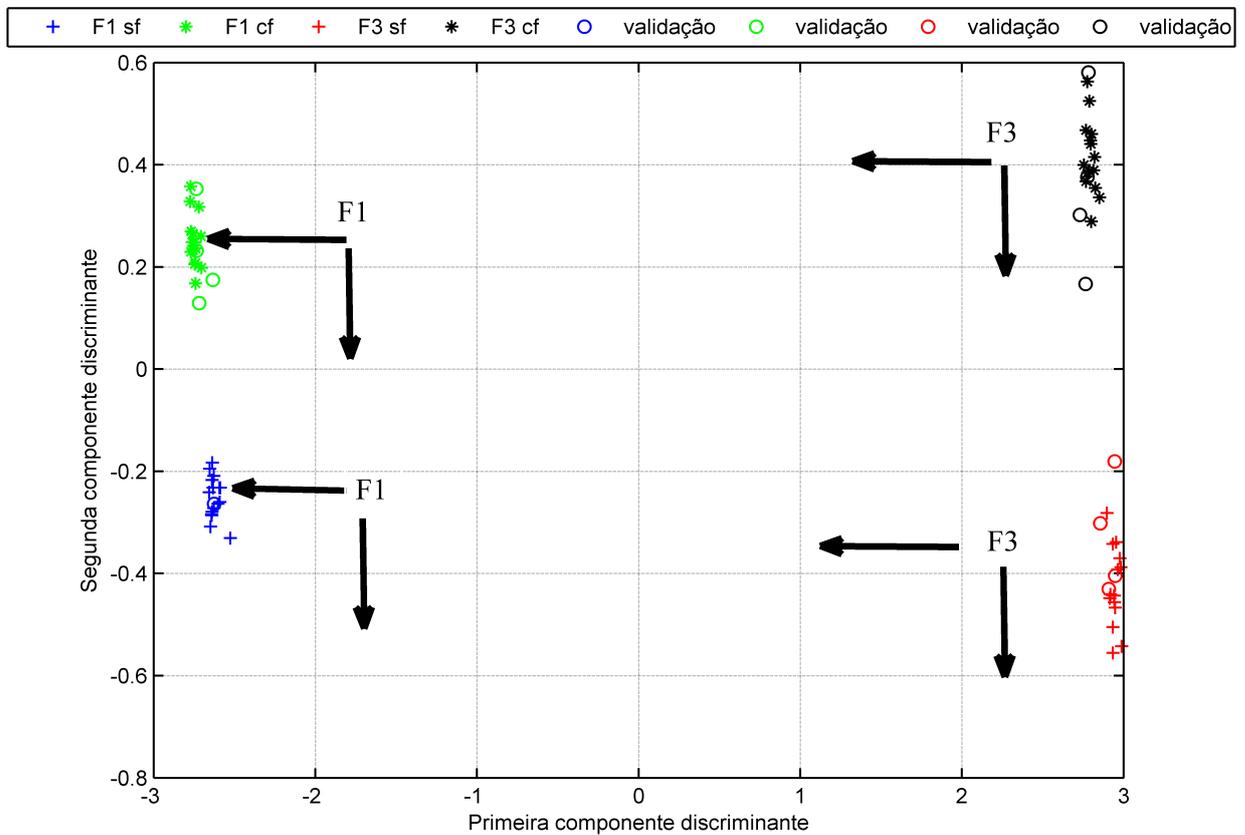
Figura 60 – Projeção nas 2 primeiras componentes discriminantes na condição aquecimento, sendo: sf - sem filtro, cf - com filtro. As setas indicam as direções das projeções dos pontos sobre as componentes discriminantes.



Fonte: Autor.

A Figura 61 mostra a projeção nas 2 primeiras componentes discriminantes para os 2 materiais F1 e F3 com e sem filtro, na condição de resfriamento da embreagem. Observa-se uma notória discriminação entre os materiais quando projetam-se os pontos na primeira componente discriminante. Por outro lado, a projeção na segunda componente discriminante aponta que existem alguns pontos sobrepostos entre os materiais. Isto acontece independentemente do uso do filtro. Portanto, novamente, o teste mostra que o filtro não altera os resultados. Da mesma forma, como foi verificado na fase de aquecimento, observa-se, também, um deslocamento do padrão para o mesmo material quando projetado na segunda componente discriminante.

Figura 61 – Projeção nas 2 primeiras componentes discriminantes na condição resfriamento, sendo: sf - sem filtro, cf - com filtro. As setas indicam as direções das projeções dos pontos sobre as componentes discriminantes.



Fonte: Autor.

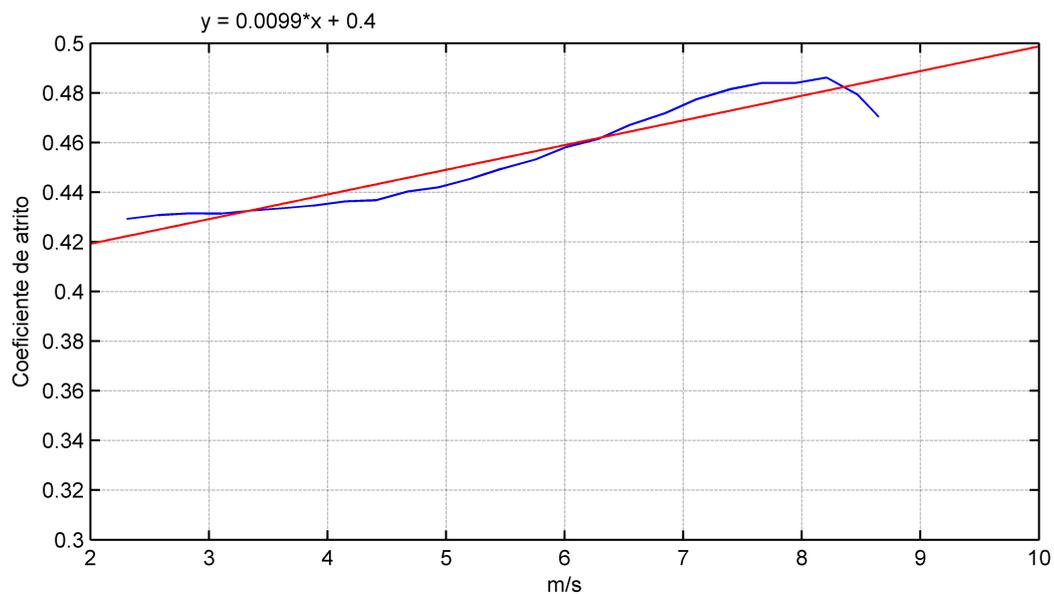
6.4 COMPARATIVO ENTRE O GRADIENTE DE ATRITO E A DISTÂNCIA DE BHATTACHARYYA

Nesta subseção são discutidos os resultados do gradiente do atrito e da distância de Bhatthacharyya. O intuito desta comparação é confrontar os resultados entre o método tradicional que é o gradiente do atrito e a metodologia proposta por este trabalho.

Para determinar o gradiente do atrito, foi calculada a média de todos os sinais de torque para cada temperatura escaneada de 80 a 260 °C, tanto para a fase de aquecimento como para a fase de resfriamento.

A Figura 62 mostra um exemplo gráfico de um engate no qual tem-se o atrito em função da velocidade de deslizamento. O gradiente foi calculado por meio de um ajuste linear entre o atrito e a velocidade. Assim, o coeficiente angular da reta é o gradiente do atrito. Nesse exemplo, foi de 0,0099 s/m .

Figura 62 – Exemplo do cálculo do gradiente do atrito.

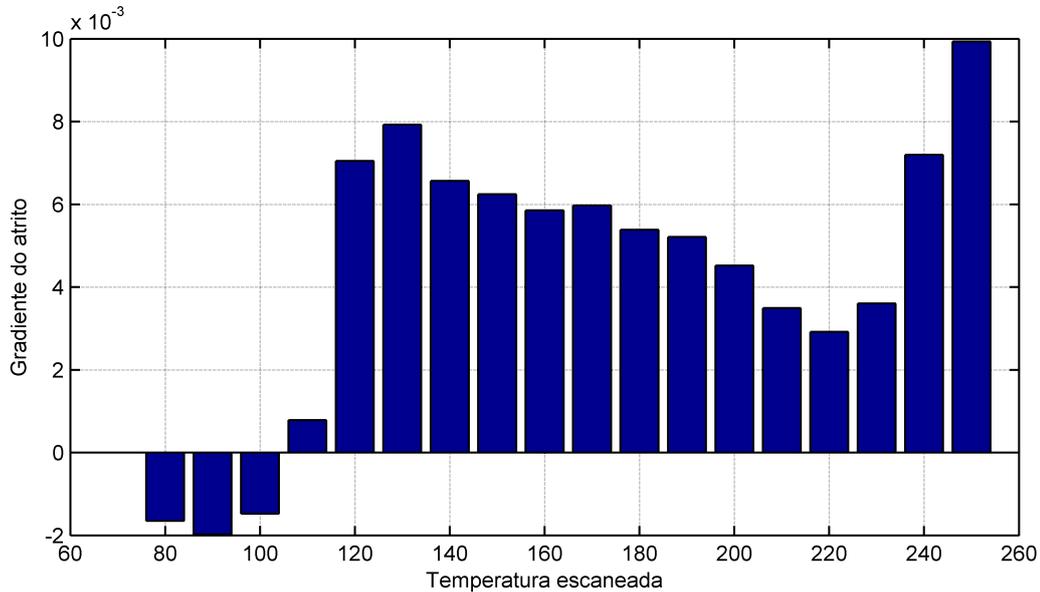


Fonte: Autor.

A Figura 63 mostra um exemplo do cálculo do gradiente do atrito para todas as temperaturas escaneadas no teste de bancada para o material de atrito F6 na condição de aquecimento. Dessa forma, o gradiente mais crítico foi de -0,002 s/m , considerando o critério de Maucher (MAUCHER, 1990). Para os demais materiais (F1, F2, F3, F4 e F5), o mesmo critério foi seguido.

A Figura 64 mostra o gradiente mais crítico dentro das temperaturas estudadas, para cada material investigado. Como pode-se observar, para um gradiente até -0,002 s/m há um baixo risco do material de atrito excitar a transmissão do veículo (MAUCHER, 1990), (ALBERS; HERBST, 1998). Se o gradiente for de -0,002 s/m até -0,007 s/m , já existe um risco médio de

Figura 63 – Exemplo do cálculo do gradiente para todas as temperaturas escaneadas durante a fase de aquecimento do teste.



Fonte: Autor.

causar trepidação. Assim, para gradientes menores que $-0,007 \text{ s/m}$, o risco é, definitivamente, alto. Com isto observa-se que os materiais F2, F3 e F5 não seriam recomendados devido ao alto risco de causar trepidação. Entretanto, nota-se que apenas o material F3 apresentou, realmente, uma avaliação crítica no teste de trepidação, ou seja 5,5 na média. Constata-se que embora o gradiente seja uma métrica válida, para casos extremos de risco de trepidação, se um material apresentar um desempenho intermediário no veículo, ou seja aceitável para especialistas, pelo critério do gradiente do atrito o material pode ser rejeitado.

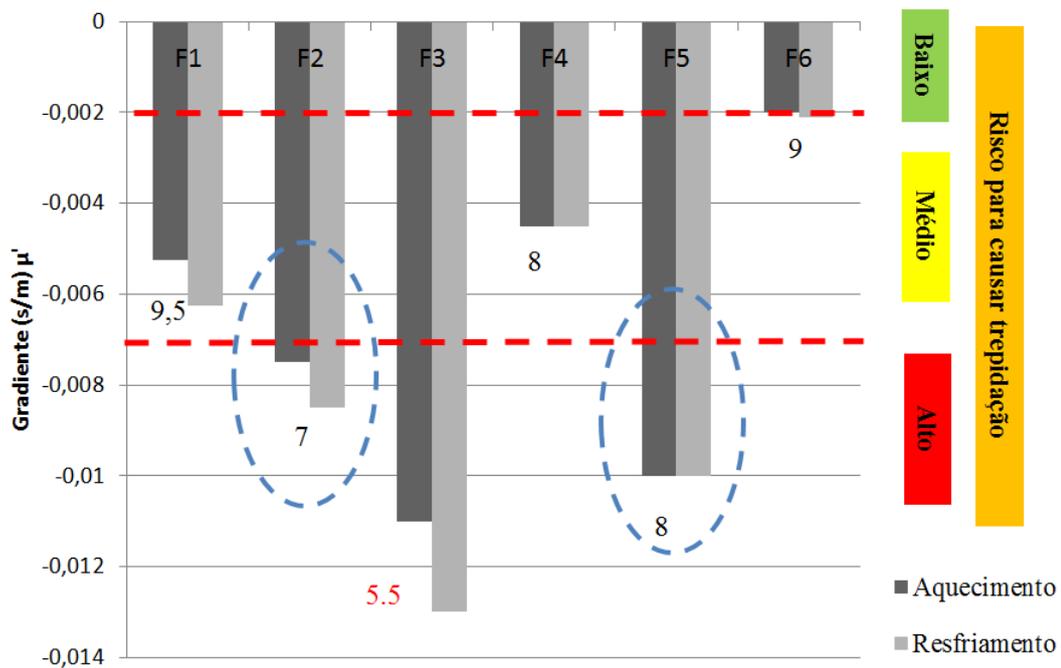
A Figura 65 mostra a regressão linear entre as avaliações subjetivas dos testes de trepidação e seus respectivos gradientes de atrito para os materiais investigados na condição de aquecimento da embreagem. Com base no valor de correlação estatística $< 5\%$ ², entende-se que a correlação entre as duas variáveis estudadas não foi estatisticamente significativa com $p - \text{value} > 5\%$. Observa-se, na verdade que apesar dos materiais terem ficado dentro do intervalo de confiança de 95% ³ de previsibilidade do modelo, a dispersão foi alta. Isto decorreu da própria incerteza estatística da regressão. Outro ponto dúbio foi o resultado do material F1 (padrão ouro) que mostrou pior resultado em relação aos materiais F6 e F4. O mesmo fato aconteceu com o material F5, cujo resultado foi próximo ao do F3, porém, o material F3 apresentou o pior resultado no veículo, ante todos, incluindo F5, segundo os especialistas.

A Figura 66 mostra a regressão linear para a condição de resfriamento. Tem-se uma situação similar à condição de aquecimento, ou seja, incerteza ao utilizar tal métrica do gradiente do atrito, para prever se um material de atrito causará a trepidação ou não.

²Teste estatístico que probabilisticamente valida a hipótese de correlação na população.

³Calculado no software Statistica (versão 10).

Figura 64 – Gradiente do atrito para os materiais de fricção estudados, com a suas respectivas notas de trepidação no veículo.



Fonte: Autor.

As Tabelas 3 e 4, mostram as estatísticas das distâncias de Bhattacharyya entre o material F1 e outros materiais estudados, após 25 execuções. Observa-se que as médias das distâncias de Bhattacharyya são consistentes, pois apresentam coeficientes de variação relativamente baixos, ou seja, menores do que 20%, com exceção do material F4, que na fase de aquecimento apresentou um coeficiente de variação de 28%. Isto pode estar relacionado, com alguma alteração da morfologia superficial de contato desse material, ocasionando alguma variação adicional no sinal do torque (FENG; YIMIN; JUNCHENG, 2010).

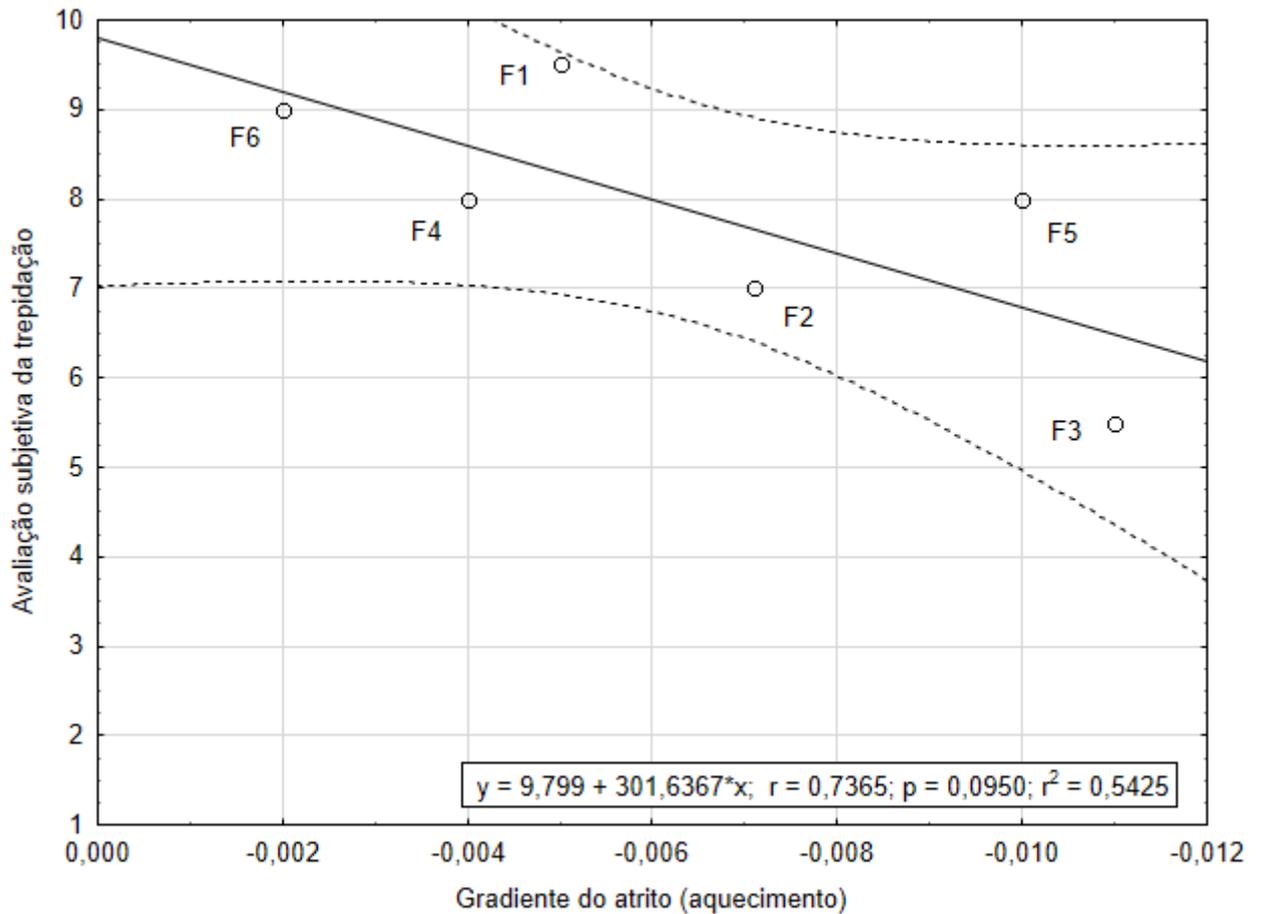
Tabela 3 – Estatísticas da distância de Bhattacharyya para o aquecimento.

Distância em relação ao material F1	Média aritmética	Desvio padrão	Coefficiente de variação (%)
F2	46	7,2	15,4
F3	249,4	29,9	12
F4	66,5	19	28
F5	115,2	11,3	9,8
F6	14,9	1,4	9,4

Fonte: Autor.

A Figura 67 mostra a regressão linear entre a distância média de Bhattacharyya, conforme a Tabela 3, para a fase de aquecimento dos testes de bancada e a avaliação subjetiva da trepidação no veículo. Entende-se que existe uma correlação significativa entre as duas variáveis investigadas. O gráfico mostra que os materiais avaliados estão dentro do intervalo de confiança de 95% de previsibilidade do modelo, exceto o material F2 que ficou próximo ao limite estatístico determinado. Pode-se notar que para a distância de Bhattacharyya de até 140,

Figura 65 – Avaliação subjetiva da trepidação em função do gradiente de atrito para fase do aquecimento.



Fonte: Autor.

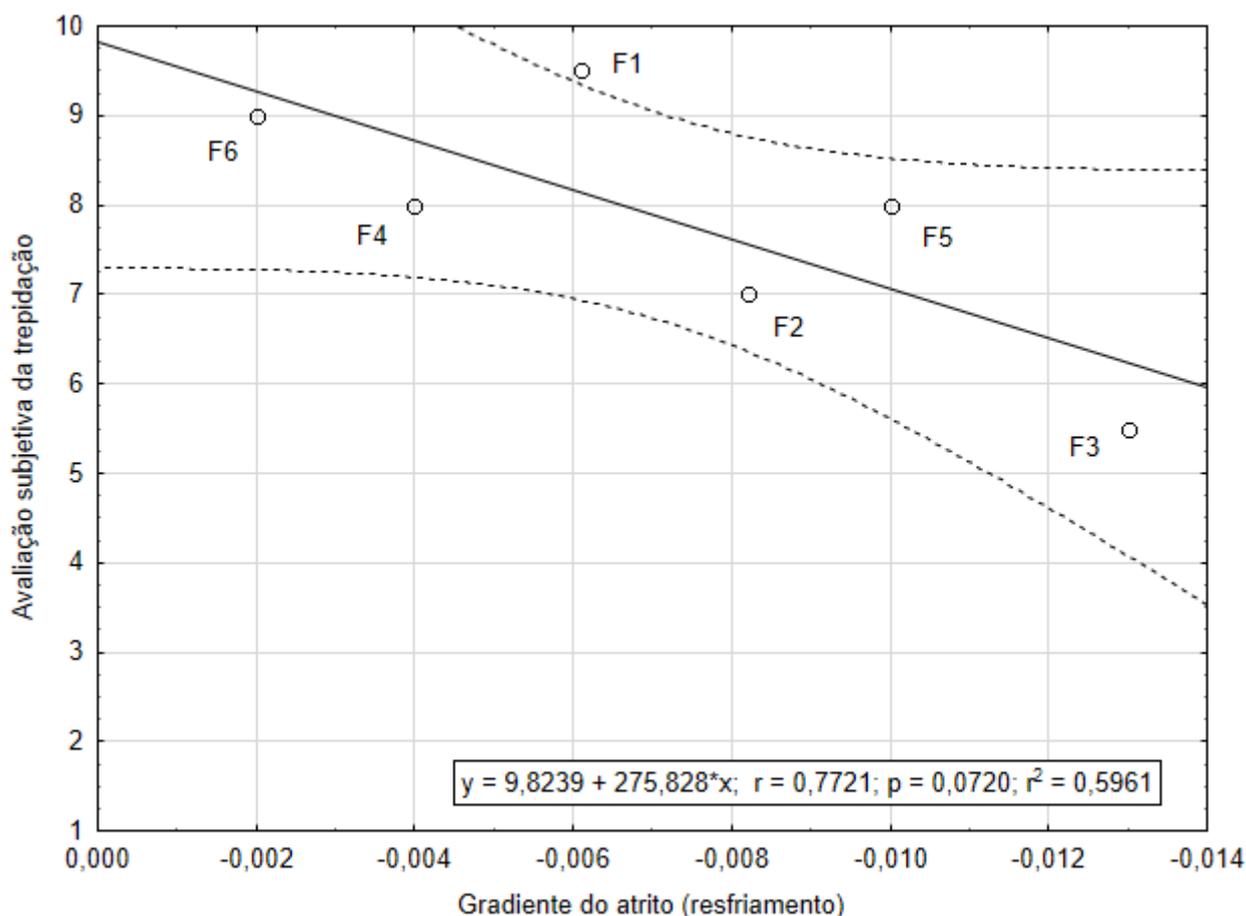
Tabela 4 – Estatísticas da distância de Bhattacharyya para o resfriamento.

Distância em relação ao material F1	Média aritmética	Desvio padrão	Coefficiente de variação (%)
F2	14,6	1,1	7,5
F3	77,5	10,0	12,9
F4	12,0	1,16	9,7
F5	17,7	1,2	6,8
F6	11,7	1,2	10,3

Fonte: Autor.

um material de fricção poderá ser utilizado, pois pode-se esperar um nível de trepidação de uma nota até 7, a qual está dentro de uma faixa aceitável. Evidentemente, se for almejado um material com baixíssimo risco de causar trepidação, a distância de Bhattacharyya deverá ser menor do que 40.

Figura 66 – Avaliação subjetiva da trepidação em função do gradiente de atrito para fase do resfriamento.

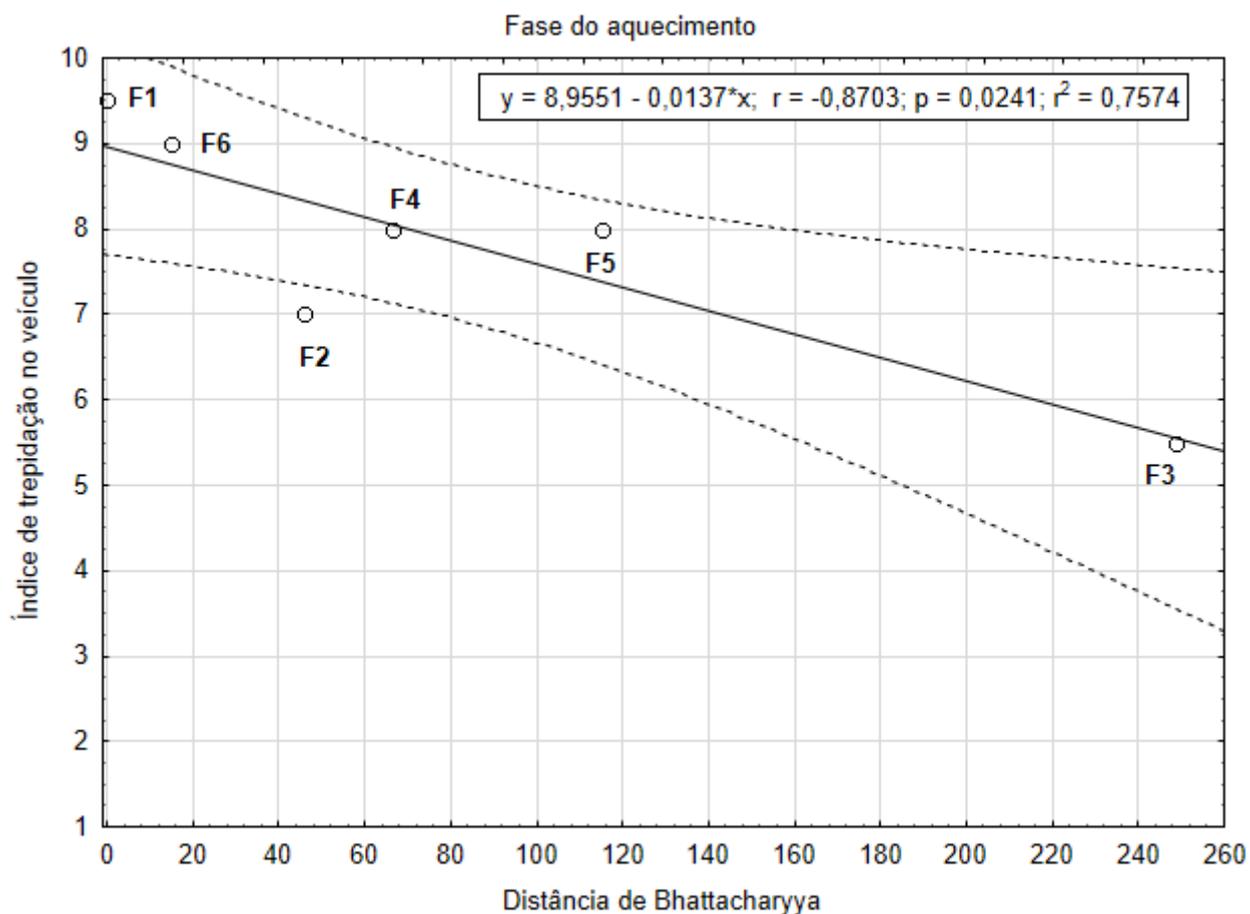


Fonte: Autor.

Do mesmo modo, como realizado na fase de aquecimento, a Figura 68 mostra a regressão linear para a fase de resfriamento. Também entende-se que existe uma correlação significativa entre as duas variáveis para esta fase. No entanto, nota-se uma discrepância menor na distância de Bhattacharyya entre os materiais, particularmente F2, F4, F5 e F6, pois são materiais com desempenho veiculares relativamente equivalentes, especialmente os materiais F2, F4 e F5. Quanto ao material F3, continua apresentando o pior resultado. Em outras palavras, para a condição de resfriamento, a distância de Bhattacharyya de até 20 indica um nível aceitável de performance na trepidação veicular.

As Figuras 69 e 70 descrevem os intervalos das distâncias de Bhattacharyya (aquecimento e resfriamento da embreagem) com os respectivos desempenhos esperados na trepidação veicular. Com isto, por exemplo, para se classificar um novo material de fricção, com base na metodologia proposta, deve-se avaliar as distâncias relativas de Bhattacharyya do material, tanto para o aquecimento, como para o resfriamento. Assim, com ajuda desses diagramas, pode-se classificar o material em relação a trepidação esperada no veículo.

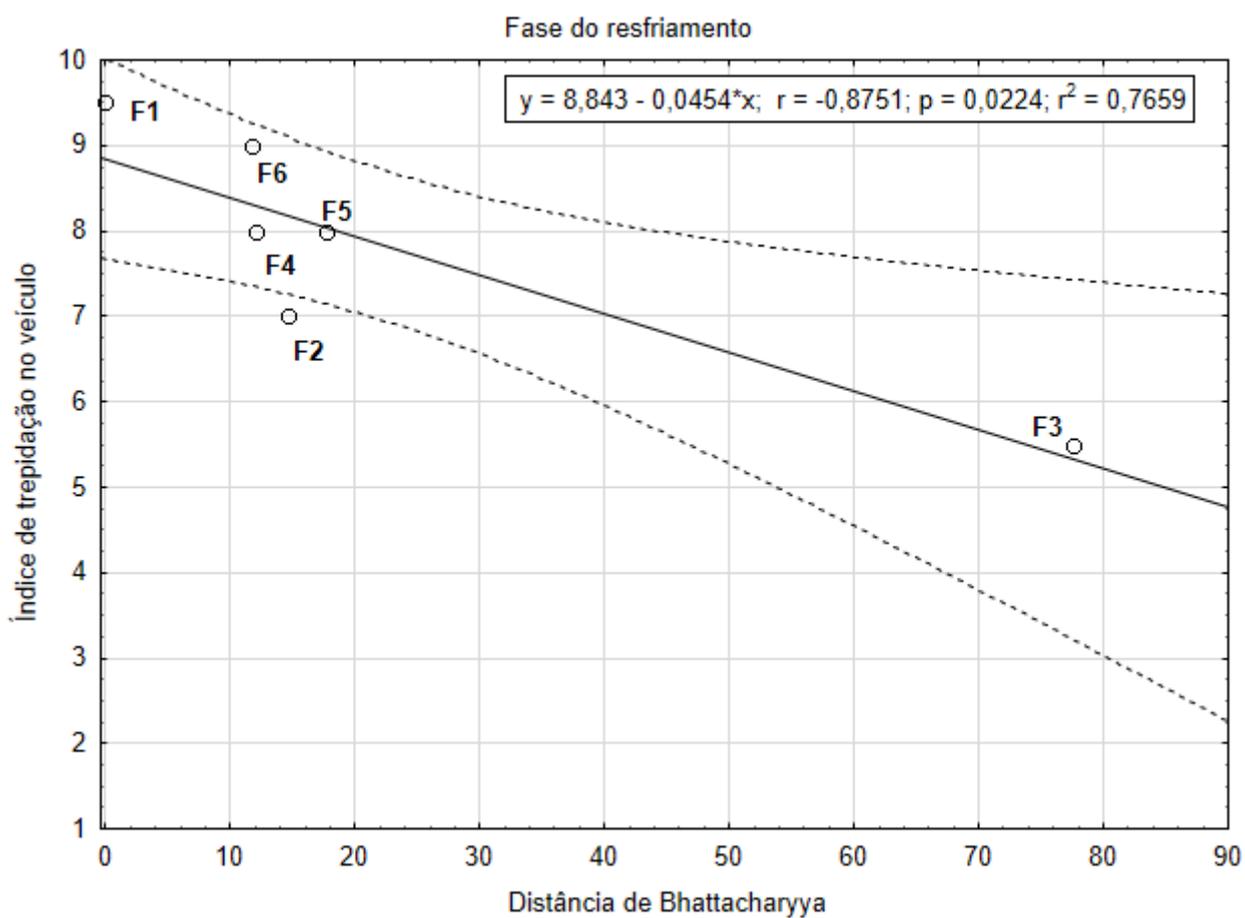
Figura 67 – Avaliação subjetiva da trepidação em função da distância de Bhattacharyya para a fase de aquecimento.



Fonte: Autor.

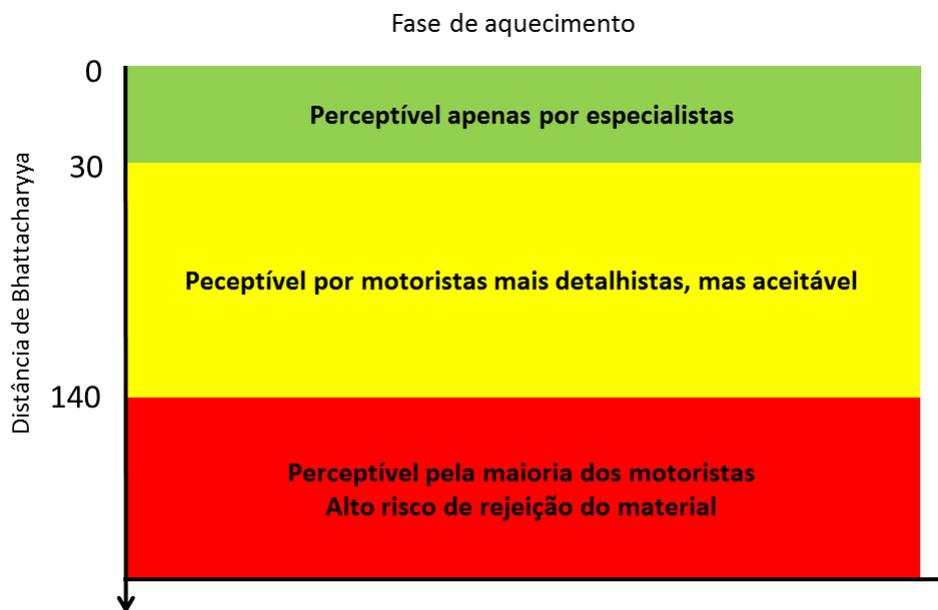
Salienta-se que os critérios sugeridos para classificação do material de fricção conforme as Figuras 69 e 70 foram determinandos em relação ao material padrão F1 que, neste estudo, foi utilizado como padrão ouro, ou seja, material que não causa trapidação. Caso o material padrão seja outro, os intervalos desses critérios provavelmente deverão ser redefinidos.

Figura 68 – Avaliação subjetiva da trepidação em função da distância de Bhattacharyya para a fase de resfriamento.



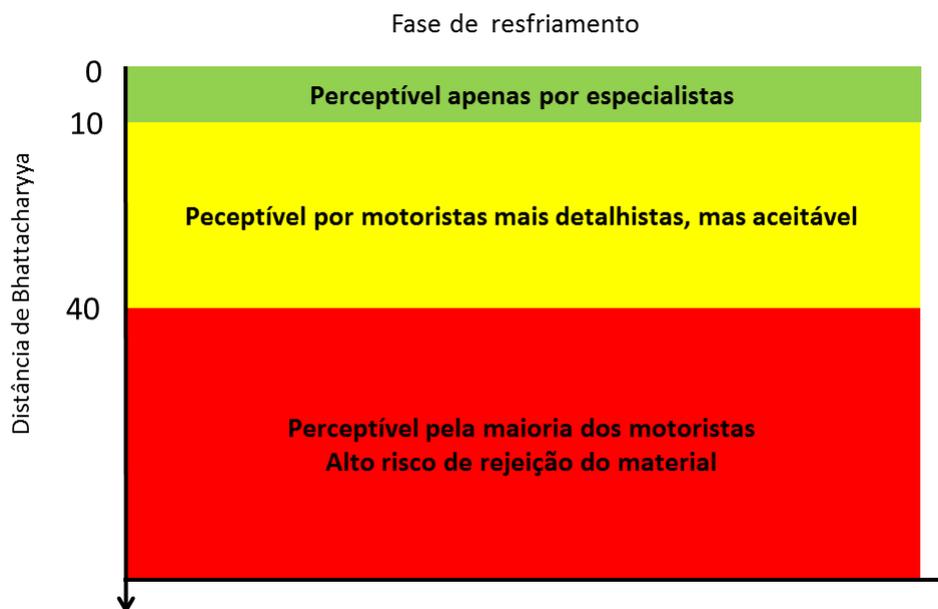
Fonte: Autor.

Figura 69 – Desempenho relativo esperado de trepidação no veículo com base na distância de Bhattacharyya na fase de aquecimento.



Fonte: Autor.

Figura 70 – Desempenho relativo esperado de trepidação no veículo com base na distância de Bhattacharyya na fase de resfriamento.



Fonte: Autor.

7 CONCLUSÃO

A investigação do sinal do torque, por meio de uma abordagem multivariada, permitiu uma melhor compreensão da influência do material de fricção sobre o problema da trepidação. Em particular, o comportamento do atrito *versus* a velocidade de deslizamento, ou seja, no gradiente do atrito somente. O estudo mostrou que decidir se um material poderá causar ou não a trepidação com base apenas no gradiente do atrito, pode não conduzir à melhor escolha do material de fricção, especialmente para materiais com desempenhos intermediários. Porém, para materiais com desempenhos insatisfatórios, neste trabalho foi o material F3, a metodologia do gradiente de atrito mostra ainda válida.

A contribuição original do trabalho foi fundamentada na relação entre o sinal de torque transmitido pela embreagem na bancada de teste com os resultados de trepidação do veículo. Primeiramente, foi determinada a frequência de amostragem deste sinal de torque em 20 Hz para os testes no banco de provas. Com isto, foi possível propiciar, na sequência, uma análise mais consistente, ou seja, sem riscos de perda de informações do sinal do torque.

O procedimento dos testes de bancada teve como objetivo fazer um mapeamento das temperaturas de trabalho durante o aquecimento e resfriamento da embreagem, dentro de uma faixa de temperatura usual em campo. Acredita-se que tal procedimento possibilita uma codificação realística do sinal de torque para cada material de fricção estudado.

O processo de aprendizagem iniciou-se na escolha de 6 materiais de fricção diferentes, (F1, F2, F3, F4, F5, F6), distinguindo-se basicamente pela composição química e pelo processo de manufatura (com e sem solvente), o que fez aumentar a abrangência do estudo. A estratégia proposta foi utilizar para o processo de aprendizagem os materiais F1, F2, F3 e F4. Os materiais F5 e F6 foram escolhidos para a verificação da generalização do aprendizado.

Em decorrência da codificação do sinal do torque ter gerado uma base de dados muito extensa, foi utilizado o PCA para a redução da dimensionalidade, produzindo uma nova base de dados de dimensão menor, contudo mantendo as informações mais expressivas do sinal. Com a redução da dimensionalidade da base de dados, reduziu-se o tempo de processamento dos dados durante o processo de aprendizagem. Visto que após a análise do PCA uma nova base de dados foi definida, utilizou-se o MLDA para separar linearmente os 4 materiais (F1, F2, F3, F4), avaliando-se a validação cruzada das amostras com alta eficiência.

O trabalho apresentou um comparativo entre o processo de aprendizado com e sem a utilização do filtro analógico passa-baixa. O interesse deste comparativo deve-se ao fato de que, uma vez definida a frequência máxima do sinal, recomenda-se utilizar um filtro analógico *anti-aliasing*. Com isto foi constatado que o filtro não influenciou no processo de aprendizado, quando comparado os resultados de forma separada, ou seja, sem filtro e com filtro. Contudo, comparando-se um mesmo material com e sem filtro o padrão do sinal foi alterado, ou seja, a atenuação do sinal provocada pelo filtro foi percebida pelo processo de aprendizagem. Todavia, como o estudo foi realizado sem filtro os resultados obtidos foram válidos. Portanto, para

estudos de reconhecimentos de padrões do sinal de torque, a base de dados obtida não deve ser misturada, ou seja, ou utiliza-se o filtro para toda a base de dados ou não se utiliza o filtro para aquisição do sinal de torque. Contudo, recomenda-se a utilização do filtro analógico, em situações que podem surgir ruídos no sinal e comprometer o reconhecimento de padrões.

Para uma comprovação da metodologia proposta neste trabalho, primeiramente foi realizada uma análise de regressão linear, tanto para o aquecimento da embreagem, como para o resfriamento, entre os gradientes de atrito dos materiais F1 a F6, com as suas respectivas avaliações nos testes de trepidação no veículo. Verificou-se uma alta dispersão nos resultados e um baixo nível de significância da correlação. Na sequência, com base no processo de aprendizado realizado para os materiais F1, F2, F3, F4, projetou-se no espaço das 3 dimensões mais discriminantes, os materiais F5 e F6. Considerando que o material F1 é a referência (padrão ouro) foi calculada a distância no espaço, utilizando a distância de Bhattacharyya, entre o material F1 e os demais materiais (F2 a F6), pois quanto mais próximo um material estiver do padrão, mais similares são as características de transmissão de torque e, conseqüentemente, um melhor desempenho esperado na trepidação no veículo. Com base nestas distâncias de Bhattacharyya foi executada uma análise de regressão linear (aquecimento e resfriamento da embreagem) com as respectivas avaliações nos testes de trepidação. Neste caso, as correlações foram significativas explicando de forma consistente a trepidação no veículo.

O trabalho finaliza recomendando faixas das distâncias de Bhattacharyya para o aquecimento e resfriamento da embreagem, conforme o desempenho de trepidação desejado. Por exemplo, para outro material de fricção orgânico que não tenha feito parte deste trabalho, a metodologia proposta neste estudo poderá classificá-lo quanto ao desempenho esperado de trepidação no veículo. Acredita-se, portanto, que este trabalho poderá ajudar na pesquisa de novas matérias de fricção, reduzindo o tempo e custos de desenvolvimento dos revestimentos para os discos das embreagens.

7.1 TRABALHOS FUTUROS

Com base na metodologia apresentada neste trabalho, seguem algumas sugestões para trabalhos futuros:

- a) investigar padrões de atrito para matérias-primas destinadas a estabilização do coeficiente do atrito, redução do desgaste e vibrações;
- b) determinar padrões de atrito visando reduzir a trepidação para diferentes parâmetros da embreagem tais como: carga de placa, diâmetro médio, diferentes comportamentos visco-elásticos dos materiais de atrito, molas *cushion*;
- c) investigar novos escaneamentos do comportamento de torque na bancada, porém, com mais energia dissipada por engate, para que todos os engates alcancem a temperatura programada;

- d) estender o estudo para linha de freios para redução de *Squeal noise*, pois a metodologia é genérica.

REFERÊNCIAS

- ABDULLAH, O. I. Finite Element Analysis for Grooved Dry Friction Clutch. **Adv. Mech, Eng. Appl.**, vol. 2, n.º 121-133, p. 12, 2012.
- ABDULLAH, O. I.; SCHLATTMANN, J. Vibration Analysis of the Friction clutch Disc Using Finite Element Method. vol. 1, n.º 4, pp. 86–91, 2012.
- ALBERS, A.; HERBST, D. Chatter-Causes and Solutions. Em: 6TH LUK SYMPOSIUM, pp. 23–45.
- ALEKSENDRIC, D.; DUBOKA, C. Fade performance prediction of automotive friction materials by means of artificial neural networks. **Wear**, vol. 262, pp. 778–790, 2007.
- _____. Prediction of automotive friction material characteristics using artificial neural networks-cold pALerformance. **Wear**, vol. 261, pp. 269–282, 2006.
- BOSTWICK, C.; SZADKOWSKI, A. Self-Excited Vibration During Engagements of Dry Friction Clutches. **International Truck Bus Meeting Exposition**, n.º 982846, p. 12, nov. de 1998. Printed in USA.
- CANEVAROLO, S. V. Jr. **Ciencia dos Polimeros**. Ed. por Artliber editora. 2. ed. [sinelocosinenomine], 2006.
- CARTER, B.; BROW, T. R. **Handbook of Operational Amplifiers Applications**. [sineloco]: Texas Instruments, 2001.
- CENTEA, D.; RAHNEJAT, H.; MENDAY, M. T. Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations judder. **Applied Mathematical Modelling**, vol. 25, n.º 3, pp. 177–192, 2001.
- CERVONE, C. et al. Frictional Torque Characteristic in Automotive Dry Dual Clutches and Temperature Influence. **5 Workshop Tribologia e Industria**, p. 6, abr. de 2016.
- CRISTOL-BULTH, A. et al. Mechanical and chemical investigation of the temperature influence on the tribological mechanisms occurring in OMC/cast iron friction contact. **Wear**, vol. 264, n.º 9–10, pp. 815–825, 2008. Papers presented at the 12th Nordic Symposium on Tribology, NORDTRIB 2006.
- CROWTHER, A. R.; ZHANG, N. Torsional finite elements and nonlinear numerical modelling in vehicle powertrain dynamics. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 284, n.º 35, pp. 825–849, 2005.
- DREXL, H. J. Clutch judder Causes and Countermeasures. Em: _____. **In Proceedings of Technical Conference SITEV 90**. [sinelocosinenomine], 1990.
- _____. **Motor Vehicle Clutches**. Ed. por Donauw. Germany Ludwig Auer. 1. ed. [sinelocosinenomine], 1998.

- FENG, H.; YIMIN, M.; JUNCHENG, L. Study on Heat Fading of Phenolic Resin Friction Material for Micro-Automobile Clutch. **IEEE - International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation**, n.º 4, pp. 596–599, 2010.
- FERNANDES, G. P. **Application of Tribology in Research and Development of Materials for Automotive Clutches: Friction and wear study focused on the origin of development, stability and deterioration of tribofilm**. 2016. Thesi Doctorate in Mechanical Engineering – Polytechnic School of the University of Sao Paulo, Brazil.
- FERNHOLZ, C. M. Multivariate Statistical Methods for Analysis of NVH Data. **SAE International**, n.º 2005-01-2518, p. 11, 2005.
- FUKUNAGA, K. **Introduction to Statistical Pattern Recognition**. [sineloco]: Academic Press, New York, 1990.
- GREGORI, I. R. S. **Estudo da influência do material de atrito dos discos de embreagem sobre o fenômeno de trepidação judder em veículos**. Fev de 2010. Mestrado em Engenharia Mecânica – Centro Universitário da FEI, SBC SP.
- GREGORI, I. R. S.; DOMINGUES, A. Judder based on Sub Scale test machine concerning Facing. **SAE Congress Brazil**, n.º 2012–36–0108, p. 7, Out de 2012.
- GREGORI, I. R. S.; SANCHES, I.; THOMAZ, C. E. Clutch judder classification and prediction: A multivariate statistical analysis based on torque signals. **IEEE - Transactions on Industrial Electronics**, p. 8, Outubro de 2016.
- GREGORI, I. R. S.; THOMAZ, C. E.; MARTINS, C. G. Multivariate Judder Behavior Analysis of Dry Clutches Based on Torque Signal and Friction Material. Em: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference VPPC. [sinelocosinenomine], Out de 2014. pp. 1–5.
- HEISLER, H. Friction clutch. Em: HEISLER, Heinz (Ed.). **Advanced Vehicle Technology (Second Edition)**. Second Edition. Oxford: Butterworth Heinemann, 2002. pp. 37–59.
- HUIJSING, J. **Operational Amplifiers Theory and Design**. 2. ed. [sineloco]: Springer, 2011.
- JARVIS, R. P.; OLDERSHAW, R. M. Clutch Judder in Automobile Drivelines. **Prc Instn. Engrs SAGE Journal IMECHE ARQUIVE**, vol. 187, 1973.
- JOHNSON, R. A.; WICHERN, D. W. **Applied Multivariate Statistical Analysis**. Ed. por Person. 6. ed. [sinelocosinenomine], 2007.
- LU, S. et al. NVH-Optimization of Vehicle Powertrain. **FISITA**, vol. 201, pp. 141–149, nov. de 2012.
- MAUCHER, P. Clutch chatter. Proceedings of the 4th International Symposium on Torsional Vibrations in Drive Train. Em: pp. 109–124.
- MCMILLAN, A. J. A Non-Linear Friction Model for Self-Excited Vibration. **Journal of Sound and Vibration**, n.º 205, p. 323 335, 1997.
- NAUNHEIMER, H. et al. **Automotive Transmissions**. 2. ed. [sineloco]: Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2011.

- NEWCOMBE, P. T.; SPURR, T. R. Clutch Judder International Automobile Congress of FISITA 1972 1/16. **SAGE Journal IMECHE ARQUIVE**, 1972.
- OLSSON, H. et al. Friction Models and Friction Compensation. **European Journal of Control**, vol. 4, n.º 3, p. 37, 1998.
- OPPENHEIN, A. V.; SCHAFER, R. W. **Discrete-Time Signal Processing**. 3 rd. [sineloco]: Pearson, ago. de 2009.
- ORFANIDIS, S. J. Lecture Notes on Elliptic Filter Design, p. 42, nov. de 2006.
- PERESTRELO, L. T. R. **Modelagem do Trem de Potência Automotivo para estudo de Trepidação (Judder)**. 2013. Dissertação de Mestrado – Universidade Estadual de Campinas.
- PETRUN, T.; FLASKER, J.; KEGL, M. A friction model or dynamic analysis of multi-body system with fully functional friction clutch. **Institutional of Mechanical Engineers - Journal Multi- body Dynamics**, n.º 227, pp. 89–105, 2012.
- PILATO, L. **Phenolic Resin: A Century of Progress**. Ed. por Pilato Consulting. [sineloco]: Springer, 2010.
- PISATURO, M.; CIRRINCIONE, M.; SENATORE, A. Influence of the temperature on the dry-clutch engagement control in gear-shift manoeuvres. **Mediterranean Conference on Control and Automation (MED)**, p. 8, jun. de 2015.
- PRABEL, R.; ASCHEMANN, H. Control Design for a Reduction of Clutch Judder in a Truck Drive Train. **IECON 2015-Yokohama**, p. 6, 2015.
- RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. Ed. por Pearson. 4. ed. São Paulo: [sinenomine], 2008.
- RENCHER, A. C. **Methods of Multivariate Analysis**. Ed. por Wiley Interscience. 2. ed. [sinelocosinenomine], 2002.
- RIBEIRO, M. A. **Instrumentação**. 9. ed. Salvador: [sinenomine], 2002.
- RODRIGUES, A. **Investigação das características Tribológicas e Ambientais de Termoplásticos de Engenharia Especiais para uso em Materiais de Atrito**. 2007. Tese de Doutorado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- SALUNKE, A. R.; KULLKARNI, N. S. Analysis of Friction Induced Vibration during Engagement of Clutches. **IJMET**, vol. 7, n.º 3, pp. 285–298, jun. de 2016.
- SHAVER, R. **Manual Transmission Clutch System**. AE-17. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-001, USA, 1997.
- SHLENS, J. A tutorial on Principal Component Analysis, p. 12, Abr de 2014.
- SMITH, S. W. **Digital Signal Processing A Practical Guide for Engineers and Scientists**. Ed. por USA Newnes. 1. ed. [sinelocosinenomine], 2003.
- THOMAZ, C. E. **Maximum Entropy Covariance Estimate for Statistical Pattern Recognition**. 2004. Tese de Doutorado em Engenharia Elétrica – University of London. 152 f.

THOMAZ, C. E.; GILLIES, D. F.; FEITOSA, R. Q. A New Covariance Estimate for Bayesian Classifiers in Biometric Recognition. **IEEE Transactions on Circuits and Systems for Video Technology**, vol. 14, n.º 2, pp. 214–223, 2004.

THOMAZ, C. E.; KITANI, E. C.; GILLIES, D. F. A Maximum Uncertainty LDA-based approach for Limited Sample Size problems - with application to Face Recognition. **Journal of the Brazilian Computer Society**, vol. 12, n.º 2, pp. 7–18, 2006.

VALKENBURG, W. E. Van. **Analog Filter Design**. Ed. por USA CBS Collegue. 1. ed. [sinelocosinenomine], 1982.

**ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO MÓDULO DE AQUISIÇÃO DE
DADOS NI-6009**

- a) Portátil e fácil manuseio;
- b) 14 bits de resolução para as entradas analógicas;
- c) frequência de amostragem 48 KS/s;
- d) duas saídas analógicas;
- e) 12 entradas/ saídas digitais (TTL, CMOS, LVTTTL);
- f) contador de 32 bits;
- g) compatibilidade com os sistemas operacionais: Windows, MAX OSX1, Linux.



**ANEXO B – EXEMPLO DA LIGAÇÃO DO REGENERADOR DE ENERGIA ELÉTRICA
REVCON UTILIZADO NA BANCADA DE TESTE DO ESTUDO**

www.revcon.de, acesso em 15/10/2016.

