

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI
EDUARDO FURGERI GODINHO

ANÁLISE DE RUÍDO DE FREIOS BASEADO EM MODELOS NUMÉRICOS E
AJUSTADOS PARA DADOS EXPERIMENTAIS

São Bernardo do Campo
2012

EDUARDO FURGERI GODINHO

**ANÁLISE DE RUÍDO DE FREIOS BASEADO EM MODELOS NUMÉRICOS E
AJUSTADOS PARA DADOS EXPERIMENTAIS**

Dissertação de Mestrado apresentada ao
Centro Universitário da FEI para obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Agenor
de Toledo Fleury

São Bernardo do Campo
2012

Godinho, Eduardo F.

Análise de Ruído de Freios baseado em Modelos Numéricos e ajustados para dados Experimentais: / Eduardo Furgeri Godinho . - São Bernardo do Campo, 2012.

72 f. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Agenor de Toledo Fleury



Centro Universitário de Foz de Iguaçu

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGE-10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Eduardo Furgerl Godinho

Matrícula: 209125-4

Título do Trabalho: **Análise de ruído de freios baseado em modelos numéricos e ajustados para dados experimentais.**

Área de Concentração: **Sistemas da Mobilidade**

Orientador: **Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury**

Data da realização da defesa: **29 / Maio / 2012**

ORIGINAL ASSINADA

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO

REPROVADO

São Bernardo do Campo, 29 / 05 / 2012.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ass.: _____

Prof. Dr. Eric Conrado de Souza

Ass.: _____

Prof. Dr. Daniel Vilela

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

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

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

A Deus que sempre iluminou meus caminhos.
A minha esposa Elisa e meus filhos Rafael e Gabriel que sempre foram cúmplices da minha trajetória profissional e souberam me compreender nas horas difíceis. Aos meus pais por todo o empenho e dedicação.

AGRADECIMENTOS

“... Que bom que não estou sozinho.

Se você não existisse, não perceberia o quanto preciso corrigir-me.

Que bom que somos uma equipe,

que necessitamos uns dos outros,

que buscamos caminhos e alternativas para transformar e crescer...”

Autor desconhecido

Ao Prof. Dr. Fleury, meu orientador, que acreditou que poderia recomeçar a minha vida acadêmica após tantos anos. Por sua paciência, dedicação, amizade, por seu exemplo como pessoa e profissional, meu eterno agradecimento.

A Fé não tem religião ou raça, mas é a única forma de construirmos e alcançarmos qualquer objetivo, porém nenhum objetivo é alcançado sem a perseverança, dedicação e força de vontade.

Tenha Fé e Força de Vontade para crescer.

RESUMO

As maiores reclamações relativas ao sistema de freio de um veículo automotivo estão relacionadas ao ruído do freio dianteiro, segundo a Auditoria de Qualidade das Montadoras (QAS). Mais de 50% dos usuários consultados nesta pesquisa reclamam de um tipo de ruído de freio chamado ‘Squeal’. Este ruído é observado nos freios a disco dianteiros em altas frequências e baixas desacelerações sendo normalmente causados pela vibração induzida do disco de freio durante as frenagens, excitados pelo material de atrito. Inúmeros artigos relativos à modelagem deste ruído nos discos de freio podem ser encontrados atualmente nos acervos da Engenharia Mecânica. Esta dissertação descreve um modelo básico relativo ao ruído dos freios dianteiros em veículos de passageiros, utilizando como base o trabalho publicado por Wagner, Hochlenert e Hagedorn de 2007, onde são estudados trabalhos de diversos autores e uma proposta simplificada de dois graus de liberdade para modelagem do ruído tipo “squeal” em discos de freio. Cada um dos modelos apresentados é estudado e sua resposta é comparada com os resultados de testes de ruído em dinamômetro com um freio conhecido, para a otimização dos parâmetros de entrada. Para cada um dos modelos estudados são deduzidas as equações de movimento com a simulação utilizando MATLAB & SIMULINK, para a correlação com os resultados experimentais. Conclui-se, a partir dos resultados obtidos, que o estudo de modelos simplificados para ruído de freio permite entender o fenômeno das vibrações induzidas em um disco de freio, bem como quais devem ser os cuidados iniciais durante a fase de projeto. Porém, a melhor alternativa para reproduzir os resultados de testes é um modelo mais graus de liberdade, incluindo a caracterização do material de atrito, componentes principais do freio dianteiro, detalhes construtivos do disco e elementos de fixação do sistema que influenciam na dissipação de energia e transferência das vibrações.

Palavras Chaves: Ruído de Freio. Dois Graus de Liberdade . Resultados Experimentais.

ABSTRACT

Major Brake System Complaints are related to noise according to South America QAS (Quality Audity Survey). More than 50% of drivers interviewed in this research, complained about the front caliper squeal noise. This noise normally happens at high frequencies and low deceleration, caused by rotor vibration at brake stops caused by induced vibration due to friction material excitation. Several papers on this subject are published in the Mechanical Engineering Literature Universities. This work describe a simplified model for passenger cars front brake system to study squeal noise, based on a study from Wagner, Hochlenert e Hagedorn from 2007 , where it's shown models from several authors and a simplified proposal for brake rotors noise analysis. Each one of the models proposed were be studied and compared to noise Dynamometer Tests results from a known front rotor and caliper in order to allow optimization of inlet data. It was defined the movement equation and performed analysis in MATLAB and SYMULINK for correlation with test data. With the results of this analyzes it is concluded that a simplified model to study squeal noise it excellent to understand brake disc auto-induced vibration as well the additional cares during a brake System Project. However, in order to improve the correlation between dynamometer test results and the model, it is necessary to increase its number of freedom degrees including friction material characterization, main caliper components, brake disc constructive details and system attachments which can influence energy dissipation and vibration transmission.

Key Words: Brake Squeal Noise, Two-Degree Freedom Model, Dynamometer Test Results comparison.

LISTA DE SÍMBOLOS

ABS = Anti-Block System (Sistema Anti Bloqueio)	13
ESC = Electronic Stability Control (Controle de Estabilidade Eletrônica)	131313
TC = TracControle de tração	131313
HHA = Hill Hold Assist	131313
LVBA = Low Vacuum Booster Assist	131314
TPMS = Tire Pressure Monitoring System	131314
HBA _{PS} = Hydraulic Brake Assist – Panic Stop	131314
QAS = Quality Audit Susvey	131314
CAE = Computer-aid Engineering	131315
DoE = Design of Experiment	131315
DOT = DEPARTMENT OF TRANSPORTATION	131321
EBD = eletronic brake distribution	131322
Modelo Shin e outros.....	131327
<i>m1 = massa do freio dianteiro Flutuante atuando no disco</i>	
<i>k1 = constante da mola sobre a massa m1.</i>	
<i>c1 = constante de amortecimento da massa m1</i>	
<i>xp = deslocamento da massa m1.</i>	
<i>xp' = velocidade da massa m1.</i>	
<i>xp'' = aceleração da massa m1.</i>	
<i>m2 = contra massa do freio diant atuando no disco</i>	
<i>k2 = constante da mola sobre a massa m2.</i>	
<i>c2 = constante de amortecimento da massa m2</i>	
<i>xd = deslocamento da massa m2.</i>	
<i>xd' = velocidade da massa m2.</i>	

xd'' = aceleração da massa m_2 .

N = Normal ao disco, do experimento.

v_0 = velocidade inicial

α = gradiente do atrito, obtido por dados reais.

μ_s = atrito inicial da pastilha que varia com a v_0 e α .

Modelo HOFFMAN & GAUL 131342

$k_1/k_2/k_3$ = constante de mola simulando

m = massa do caliper flutuante.

F = força gerada por reação na carcaça,

x – variação de espessura do disco – $Max = \pm 20$ microns.

Rotor -= Disco de Freio 200x20 mm ventilado.

Pad = Pastilha do Freio dianteiro com $M_{eu} = 0.45$ Peso desprezado, pois o freio dianteiro flutuante

Modelo Wagner, Hochlenert e Hagedorn 131345

k_t = coeficiente rotacional de molas.

d_t = coeficiente de amortecimento

n_1, n_2, n_3 = vetores do sistema de coordenadas cartesiana

q_1, q_2, q_3 = ângulos de coordenadas para orientação

$a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3$ = coordenadas de posição para determinado ângulo q

h, r = espessura e raio do disco

M_{ue} = atrito entre disco e pastilha

N_0 = força normal inicial ao disco

$teta, phi, omega$ = ângulos de rotação do sistema em relação às coordenadas

$$A1 = - \left(\frac{Mue * N_0 * h^2}{2 * r * teta} \right) + \left(\frac{2 * d * r^2}{dt} \right) / teta$$

$$B1 = - \left(\frac{-phi * omega}{teta} \right) - \left(\frac{Mue * d * h * r}{teta} \right)$$

$$C1 = - \left(\frac{phi * omega}{teta} \right)$$

$$Dl = - (dt/teta)$$

$$El = - ((kt + (2*k*r^2) + (No*h))/teta)$$

$$Fl = - ((-I*Mue*((k*h*r) + (2*No*r)))/teta)$$

$$Gl = - (((Mue*No*h^2)/(2*r))/teta)$$

$$Hl = - ((kt + ((1 + Mue^2)*No*h))/teta)$$

Cálculo de freio1313Apêndice D

FA= força de desaceleração roda dianteira

FA= força de desaceleração roda traseira

μ = atrito pneu solo

G= peso total do veículo

LA= Distância CG até a roda dianteira

L=comprimento total a até b

a= aceleração do veículo

h=altura do Centro de gravidade - CG

LISTA DE FIGURAS

1	Exemplo de um Modulo ESC	13
2	Exemplo de uma análise das tensões na carcaça e pastilha	16
3	Coning – deformação elástica por temperatura	16
4	FRF - Frequência de Ressonância. I	16
5	Esquema básico do funcionamento de freio.....	17
6	Esquema de Energia da transformação de freio.....	18
7	Exemplo de freio a tambor	18
8	Exemplo de Freio à Disco	19
9	Esquema de um Dinamômetro Inercial	20
10	Teste de Freio em Dinamômetro Inercial	20
11	Exemplos de Válvula de Corte Fixa e Variável	22
12	Componentes de um Freio a Tambor	23
13	Freio a Disco Fixo.	25
15	Disco Ventilado	26
16	Modelo Básico Sistema Shin e outros	28
17	Modelo do Atrito	29
18	Diagrama de Corpos Livres	32
19	Análise da instabilidade com variação das massas	32
20	Análise da instabilidade com variação das massas (autor)	32
21	Análise da instabilidade com variação do amortecimento	33
22	Descontinuidade da velocidade	34
23	Deslocamento total com entrada da Figura 22	35
24	Deslocamento da pastilha	35
25	Deslocamento do disco	36

26	Teste de Dinamômetro Torque x Pressão	37
27	xp do modelo ajustado	38
28	xd do modelo ajustado	38
29	Resultado de Teste de Dinamômetro Frequência x dB	39
30	Variação de Espessura	39
31	Diagrama de Bode – Modelo Shin e outros	41
32	Modelo Hoffmann e Gaul	42
33	Ajuste do Modelo Hoffmann & Gaul para Freio Real	43
34	Modelo otimizado e variação em x.....	44
35	Modelo Wagner, Hochlenert e Hagedorn (2007)	45
36	Sistema de coordenadas	46
37	Definição dos pontos de contato	47
38	Diagrama de corpos livres para a pastilha superior.....	48
39	Ângulos q1 e q2 do modelo otimizado – freio 52 + disco 240 mm diâm.	51
40	Ângulos q1 e q2 - freio 54 + disco 260 mm de diâmetro	51
41	Ruído x Frequencia - experimental	53
42	Temperatura x Frequencia - experimental	53
43	Pressão x Frequencia - experimental	54
44	Resultados de teste	55
45	Definições dos limites para o ruído no freio estudado.....	55
46	Dimensões básicas para balanceamento do freio.	70
47	Curvas de balanceamento de freio.....	72

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 Sistemas de Controles de Freios	13
1.2 Motivação e Objetivo	14
2 SISTEMA DE FREIODE UM CARRO DE PASSAGEIRO	17
2.1 Funcionamento de um sistema de freio	17
2.2 Fundamentos do freio	18
2.3 Balanceamento do sistema de freio em veículo	21
2.4 Construção dos sistemas	23
2.5 Discos de freio	25
3 MODELO BASICO PARA RUÍDO DE FREIO - SQUEAL	27
3.1 Modelo por SHIN e outros (2002).....	27
3.2 Modelo por HOFFMAN & GAUL (2002).....	42
3.3 Modelo por Wagner, Hochlenert e Hagedorn (2007)	45
4 CONCLUSÕES	57
REFERÊNCIAS	59
GLOSSÁRIO DE RUÍDO DE FREIOS - VEÍCULOS AUTOMOTIVOS	61
APÊNDICES	62

1 INTRODUÇÃO

Durante o projeto de um veículo, uma das tarefas mais críticas é a seleção de um sistema de freio eficiente comparado com a grande evolução tecnológica nas áreas de suspensão e motores e requisitos legais para a melhoria da segurança nas estradas.

1.1 Sistemas de Controles de Freios

Os sistemas de freio para veículos automotivos apresentaram uma grande evolução tecnológica nos últimos anos incorporando sistemas de controle para aumentar o conforto e a segurança do motorista mesmo nas condições mais adversas de frenagem.

O Sistema de Freio anti-bloqueio, conhecido como ABS, é um controle incorporado ao sistema de freio com sensores de velocidade nas quatro rodas, o qual está ligado a um módulo hidráulico que equaliza independentemente a velocidade de cada uma das rodas durante uma frenagem, evitando a instabilidade direcional e reduzindo a distância de parada.

A indústria automobilística oferece controles mais complexos como o controle de estabilidade eletrônico, mais conhecido com ESC da figura 1, que incorpora o ABS e o Controle de Tração ou TC. O ESC possui um sensor angular no volante e outro no centro do veículo para controle em curvas. O ESC identifica a direção do veículo e sentido que o usuário deseja seguir, corrigindo a trajetória das curvas, além de controlar a derrapagem dos pneus na saída e instabilidade na frenagem sobre piso irregular.

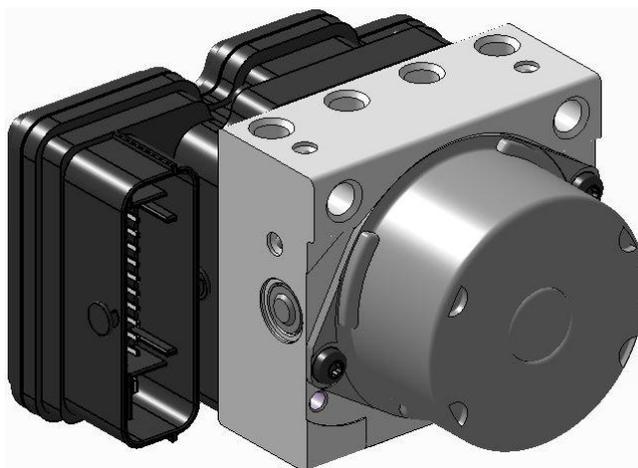


Figura 1 – Exemplo de um Módulo ESC

Nesses controles inteligentes podem ser incorporadas funções adicionais para um maior conforto do usuário como o Sistema de Assistência em Rampa ou HHA, que mantêm o

veículo parado em uma subida sem a interferência do usuário mesmo sem Transmissão Automática; Sistema de Assistência de Freio para Baixo Vácuo ou LVBA, que ajusta as forças de frenagem mesmo com vácuo abaixo do nível de projeto; Sistema de Monitoramento das Pressões dos Pneus ou TPMS, que identifica pneu com pressão muito baixa, para manutenção preventiva; Sistema de Assistência em Descidas ou HDC, controla a descida em rampa com o veículo muito pesados, mais usado para caminhões, ‘pick-ups’ ou veículos ‘off road’; Sistema de Assistência de Freio em Freadas de Pânico ou HBA_{PS}, que ajusta a pressão hidráulica do sistema de freio durante uma freada de pânico para redução da distância de parada independente do usuário; e outros.

Os países desenvolvidos e em desenvolvimento estão trabalhando atualmente com o conceito da direção preventiva. Os controles inteligentes de frenagem passaram a ser exigidos por lei, como, por exemplo, o ESC em 100% dos veículos produzidos nos Estados Unidos à partir de 2012 e ABS 100% na maioria dos países da América do Sul, incluindo o Brasil, à partir de 2014.

1.2 Motivação e Objetivo

Mesmo com toda essa tecnologia incorporada, as maiores reclamações de campo dos veículos de passageiros produzidos atualmente estão relacionadas a ruído porque o sistema de freio ainda trabalha com o atrito entre a pastilha e o disco de freio para reduzir a velocidade das rodas e consequentemente dos veículos. O atrito produz uma vibração nos componentes do sistema ocasionando ruído.

Nos veículos comercializados na América do Sul atualmente, 50% das reclamações está relacionadas ao ruído dos freios de veículos de passageiros comparados com eficiência, desgaste, corrosão ou sujeira dos componentes; segundo a última Pesquisa de Auditoria da Qualidade das montadoras do primeiro trimestre de 2011, quando foram entrevistados aproximadamente 13000 motoristas num total de 665000 veículos vendidos no período. Segundo esta pesquisa, a maior incidência das reclamações de ruído de freio está relacionada a um ruído agudo no freio a disco dianteiro, o qual é normalmente observado nos final das frenagens e chamado de “squeal”.

No arquivo fornecido pela Continental Teves do Brasil, “TOP TEN Brakenoise”, arquivado no diretório www.Edusp.com/godinho/paper ruído de Junho de 2003, e mostrado no glossário, está gravado os dez piores tipos de ruídos de freio que são objeto da reclamação dos motoristas, identificando as condições de velocidade e frequência em que os mesmos ocorrem. Esse arquivo foi gravado com freios utilizados na Europa e América do Sul para

alto desempenho e baixo custo. O material de atrito utilizado nestes freios é denominado semi metálico e trabalha com um coeficiente de atrito μ entre 0.40 e 0.50. Nos Estados Unidos e Japão, foi desenvolvido um material não metálico para eliminação do ruído com coeficiente de atrito μ entre 0.32 e 0.42, também conhecido como material NAO. Existem certas peculiaridades relacionadas a este material como a necessidade de proteção adicional ao disco de freio, pois, o material trabalha com uma interação entre o disco de freio e a pastilha criando uma camada na área de interface, e qualquer sujeira pode causar o “judder noise”; não resiste a altas temperaturas além de necessitar de freios maiores para a mesma resposta e também para compensação térmica.

O ruído tipo “squeal” tem maior incidência no Brasil do que nos Estados Unidos, devido à característica do material de atrito. Porém esse tipo de ruído está relacionado a outras particularidades do sistema de freio a disco dianteiro, que podem ser trabalhadas para redução ou mesmo a eliminação do mesmo durante a fase de projeto, tais como: geometria e deformação térmica do disco; frequências dos componentes do freio e disco; umidade e temperatura de trabalho; manga de eixo, cubo, rolamento, suspensão e carroceria do veículo que transferem ou amplificam as vibrações. As simulações e métodos de “Computer Aided Engineering”, ou CAE, desempenham um importante papel no entendimento do mecanismo de ruído. Essa ferramenta pode também ser utilizada para interpretar resultados de testes, preparar para um estudo com experimentos de componente simulando modificações estruturais e alternativas de inovação.

A Figura 2 mostra um exemplo da análise das tensões na carcaça de um freio dianteiro calculada. Para essa análise foram modelados os componentes do freio dianteiro em estudo como a carcaça, o pistão, as pastilhas e o disco de freio, adotando-se os valores de compressibilidade gerais de cada um dos materiais. Para a simulação da deformação da carcaça, foi aplicada a máxima pressão de trabalho do freio dianteiro considerada para a aplicação, mais o necessário fator de segurança. Com esta análise também pode ser avaliada a pressão específica sobre a área da pastilha e necessárias considerações sobre o chanfro, que deve considerar a vida útil da pastilha desejada.

Além dos freios, os discos de freio são modelados como sistemas de múltiplos corpos e técnicas de elementos finitos com inúmeros graus de liberdade, para estudo de deformação elástica por temperatura conforme a Figura 3. Para estudo deste fenômeno, também conhecido como efeito “coning”, é aplicado um fluxo de calor gerado por uma frenagem de máxima velocidade à zero com uma desaceleração de 0.5 g.

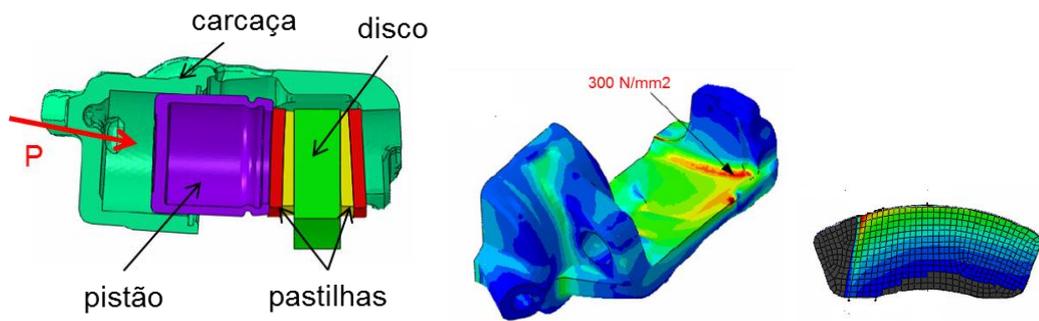


Figura 2 – Exemplo de uma análise das tensões na carcaça e pastilha

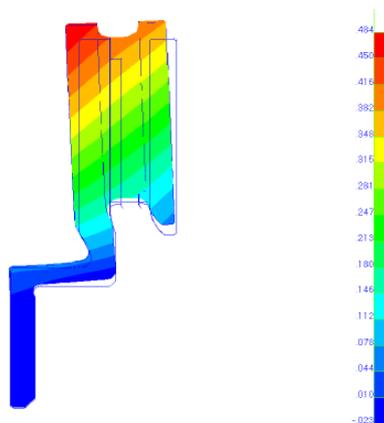


Figura 3 – Coning – deformação elástica por temperatura.

Outro estudo efetuado durante a fase de projeto é a análise de frequência, quando o modelo do disco de freio incluindo as aletas e espessura das pistas de frenagem, é submetido a uma excitação e verificada a propagação das frequências longitudinais e laterais. O projeto do disco será mais robusto com relação ao ruído se não houver sobreposição dos picos de frequência conforme mostrado na Figura 4.

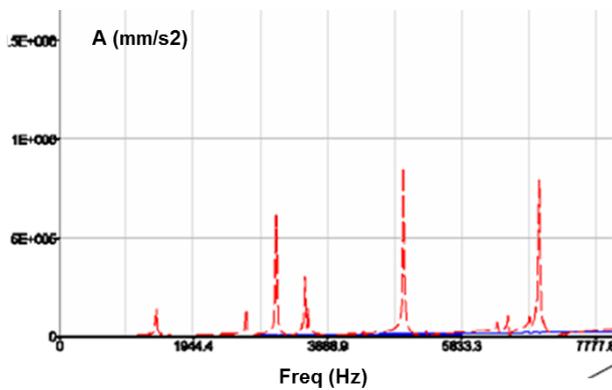


Figura 4 – FRF - Frequência de Ressonância.

Esta dissertação versará sobre os freios a disco hidráulicos mais comuns no mercado, com o objetivo de estudar modelos simplificados do ruído de freio, para melhor compreensão do mecanismo de excitação e parâmetros que influenciam o aparecimento do ruído tipo “squeal” em um sistema de freio e disco. Os modelos de dois graus de liberdade estudados, foram publicados por diversos autores para representação do ruído tipo “squeal” em discos de freio, e foram aplicados em d um sistema de freio conhecidos. O resultado da simulação da equação de movimento em MATLAB & SIMULINK foi comparado com dados experimentais, para ajuste dos parâmetros de entrada.

2 SISTEMA DE FREIO DE UM CARRO DE PASSAGEIRO

2.1 Funcionamento de um sistema de freio

Para o funcionamento do sistema de freio dos veículos de passageiros é requerida uma alta pressão hidráulica, muito superior àquela que conseguimos gerar com o pedal de freio. O adicional de pressão é conseguido com o servo freio, que amplifica a força do pedal através de um diferencial de pressão entre a pressão de vácuo do motor e a atmosférica. Essa força aciona o cilindro mestre que a transforma em pressão hidráulica transmitida por um fluido incompressível para os freios dianteiros e traseiros. Quando o pedal de freio é acionado, o fluido de freio pressurizado do cilindro mestre é transferido para o pistão de freio dianteiro e traseiro, conforme esquema mostrado na Figura 5 a seguir:

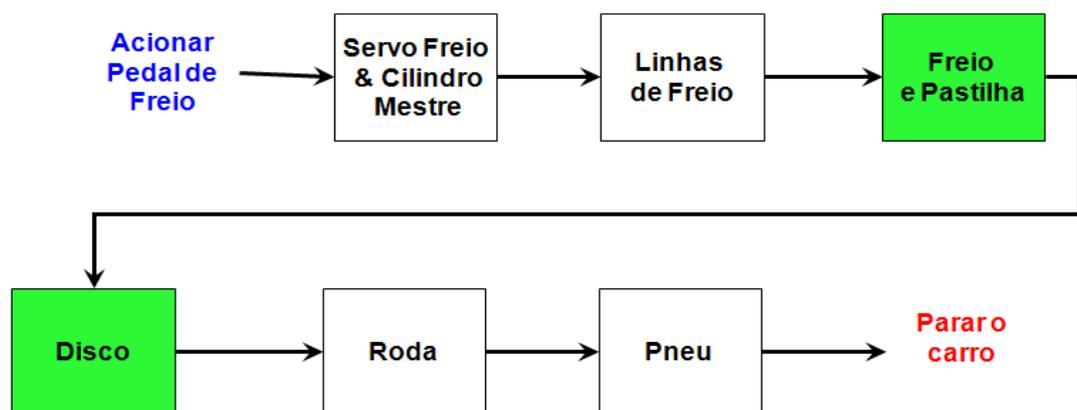


Figura 5 – Esquema básico do funcionamento de freio.

Através dos freios, o fluido transmite a pressão para as pastilhas e discos ou lonas e tambores. O atrito das lonas e pastilhas nos discos e tambores estará gerando um momento reverso ao movimento do veículo transformando a energia cinética em térmica, acústica e vibratória. Basicamente a força no pedal é a entrada do sistema que resulta em uma distância de parada com vários fatores indesejados como ruído, vibração, desgaste excessivo conforme Figura 6.

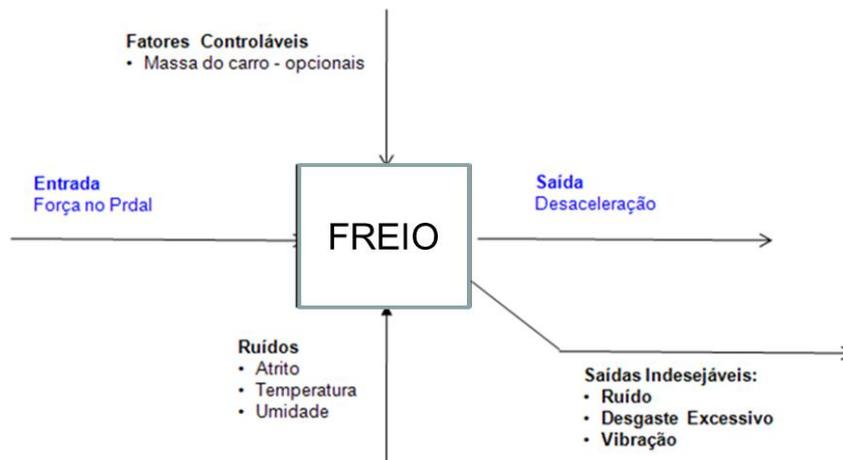


Figura 6 – Esquema de Energia da transformação de freio.

Esta dissertação estuda a interface do disco de freio dianteiro com o freio e material de atrito, instabilidade do sistema e modelos para estudo do ruído em alta frequência.

2.2 Fundamentos do Freio

O conceito de Freio a Tambor, da Figura 7, foi inventado pelo francês Louis Renault em 1902. O sistema posteriormente evoluiu para o freio a disco da Figura 8, originalmente idealizado para bicicletas pelos ingleses Browett & Harrison, em 1876. Esse sistema foi patenteado como “caliper brake” e proporcionava uma frenagem efetiva em velocidades mais altas, mostrado na Figura 8.



Figura 7 – Exemplo de freio a tambor

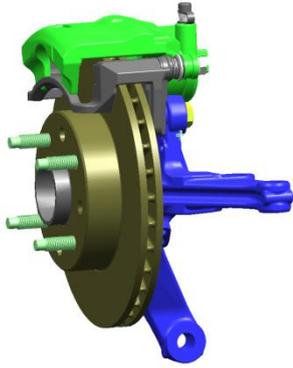


Figura 8 – Exemplo de Freio à Disco

Os freios são acoplados às rodas do veículo. O atrito das pastilhas com os discos ou das lonas com o tambor, proporciona uma força perpendicular à superfície de contato, que multiplicada pelo raio dinâmico resultará num momento de frenagem. Esse momento de frenagem é oposto ao giro da roda, provocando o retardamento ou mesmo interrompendo o movimento do veículo através do atrito dos pneus com o solo. Os sistemas de freios efetuam esse controle através da transformação da energia cinética do veículo em energia térmica, que é dissipada na forma de calor. Durante uma descida de serra, com um veículo de passageiros carregado, com uma frenagem constante é possível atingir de 600 a 800°C nos discos de freio dianteiros. Essa situação pode ser reproduzida em dinamômetro inercial utilizado para testes de e caracterização dos sistemas de freio.

Conforme mostrado no esquema de um dinamômetro inercial da Figura 9, o motor 1 é acelerado até a velocidade necessária e em seguida desengatado para permitir que o conjunto da unidade do comboio corra livre. Como resultado da inércia gerada pelo volante 2, o disco de freio 3 gira com esta montagem e a energia cinética gerada no volante é calculada da mesma maneira que um veículo. O freio 4 é aplicado, usando um servo-freio semelhante ao que é montado em veículos, que por sua vez aciona o pistão do freio dianteiro e das pastilhas contra o disco. Como resultado da ação do freio a célula de carga 6 colocada no braço 5 transmite o torque de frenagem em tempo real, para o computador que controla o dinamômetro e um termopar localizado na pastilha (1 mm da interface) ou disco a temperatura para cada frenagem.

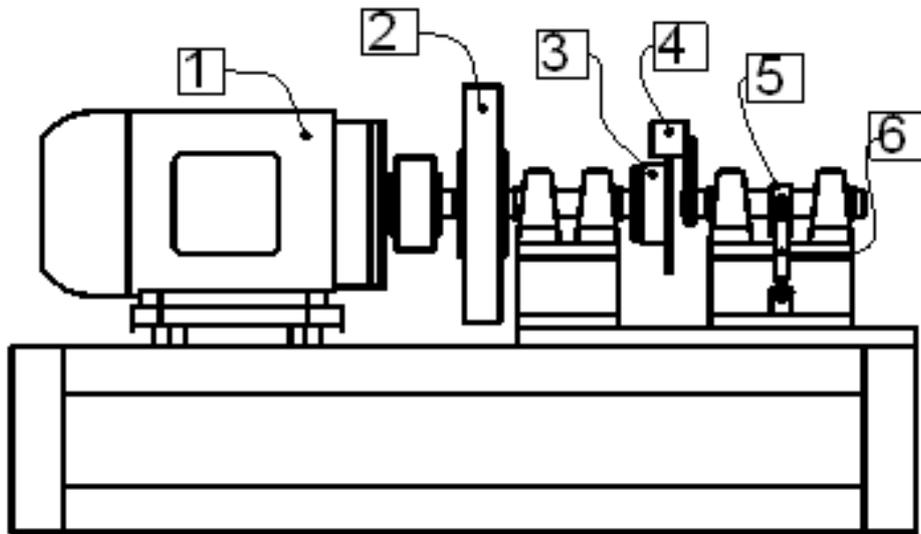


Figura 9 – Esquema de um Dinamômetro Inercial: Motor (1), Volantes (2), Disco de freio (3). Freio Dianteiro e Adaptadores (4), Eixo de Transferência de energia (5), Braço Rolamento (6) e célula de carga.



Figura 10 – Teste de Freio em Dinamômetro Inercial

A temperatura tem grande influência no comportamento do atrito das pastilhas ou das lonas de freio. Um pastilha de freio com material de atrito semi-metálico, aplicado nos veículos Europeus e Sul-americanos, trabalha com um coeficiente de atrito de aproximadamente 0,45 na interface entre o disco e o tambor de freio. Quando a temperatura de trabalho deste material de atrito chega a aproximadamente 600°C, conforme a simulação da

Figura 10, o atrito reduz para 0.30 implicando numa diminuição da capacidade de frenagem de 33%. Esse efeito é chamado de “fading” do material de atrito e é uma condição instantânea uma vez que o atrito inicial é recuperado após algumas frenagens consecutivas à temperatura normal de trabalho, e este fenômeno é chamado de recuperação ou “recovery”.

2.3 Balanceamento do Sistema de Freio em Veículo

O projeto de um sistema de freio deve balancear a participação dianteira e traseira de modo que a temperatura atenda os requisitos de segurança e não exceda o ponto de ebulição do fluido de freio mesmo nas piores condições de utilização do veículo. Pesquisas realizadas na América Do Sul, mostram que após 2 anos de utilização de um veículo de passageiro em condições normais, tem-se até 4% de água dentro do fluido de freio que é muito higroscópico, ou seja, absorve água mesmo através das mangueiras flexíveis do freios. A presença de água no fluido de freio reduz o seu ponto de ebulição e pode causar a vaporização em condições de trabalho a altas temperaturas, com bolhas no sistema e conseqüente aumento do curso de pedal para manter a pressão necessária para frenagem.

DOT é a regulamentação de transportes americana que categoriza cada um dos fluidos de freio mediante sua composição química, quantidade de água, viscosidade e ponto de fulgor para a comercialização em produção e serviços de veículos automotores, porém, algumas indústrias trabalham com normas específicas visando melhorar a viscosidade em baixo atrito. Os fluidos de freio são classificados em três tipos: DOT3, que é uma mistura de componentes com ebulição inicial de 240°C e reduzido a 140°C com 4% de água; DOT4, resultante de uma reação química com ponto de ebulição inicial 270°C reduzido a 160°C em dois anos e o DOT5 com base de silicone que não absorve água, mas possui custo proibitivo.

Os fabricantes de freios e montadoras possuem softwares especialmente desenvolvidos para os cálculos de freio e seleção prévia do sistema adequado para um determinado veículo, atendimento do balanceamento e limites de calor definidos pelas montadoras de veículos. O dimensionamento do sistema de freio considera também a pressão específica do material de atrito e fluxo de calor no material de atrito recomendado pelo fabricante, e o sistema deve, atender devem atender no mínimo às regulamentações governamentais: CONTRAN 777 - Brasil, ECE13H - Europa e FMVSS135 - Estados Unidos.

Durante a fase de projeto, certas condições de contorno que limitam o tamanho dos freios são impostas pelas características do veículo como resistência à rolagem do pneu, envelope de contorno da roda, área de ventilação e limites de fabricação dos freios das rodas.

A indústria de veículos automotores considera balanceamento de um sistema de freio a participação do freio dianteiro e traseiro em um mesmo veículo que é equalizada através de uma válvula de corte fixa ou variável. Essas válvulas são dispositivos mecânicos que limitam a pressão que vai para o eixo traseiro do veículo evitando o travamento da rodas traseiras antes das dianteiras e, conseqüentemente, instabilidade durante uma frenagem de emergência.

As válvulas de corte variável da Figura 11 variam a pressão do eixo traseiro de acordo com o carregamento do veículo através de uma mola ligada à carroceria, com um melhor compromisso de distribuição entre as condições vazio e carregado. Estas válvulas são normalmente aplicadas em pick-ups ou veículos com grande diferença de massa entre as condições peso entre vazio e carregado para minimizar as perdas.

O balanceamento mecânico do sistema de freio trabalha com aproximadamente 80/20 de distribuição, ou seja, 80% da participação do eixo dianteiro e 20% para o traseiro. Essa distribuição é proporcional ao calor gerado, desgaste e dimensionamento dos freios, o que permite a sua instalação em veículos de freios a disco no eixo dianteiro e freios a tambor no eixo traseiro. Essa concepção representa aproximadamente 90% da produção anual brasileira.



Figura 11 – Exemplos de Válvula de Corte Fixa e Variável

Em veículos com controles inteligentes de frenagem como Sistema de Freio Anti bloqueio, ou ABS; Controle de Tração ou TC; Controle de estabilidade Eletrônica ou ESC; a distribuição da frenagem é efetuada eletronicamente através de uma função chamada Distribuição Eletrônica de Frenagem ou EBD. Essa função trabalha a distribuição de pressões nos freios dianteiros e traseiro o mais próximo possível curva ideal, ou seja, com o máximo aproveitamento da transformação de energia do sistema. Nesses controles inteligentes, com sistema de distribuição eletrônica, a participação do eixo traseiro aumenta e conseqüentemente a carga térmica sobre estes freios.

Os freios a tambor possuem menor capacidade de dissipar calor que o disco devido à área de ventilação. Com aumento da direção preventiva, ou controles inteligentes de

frenagem, a indústria automobilística vem aumentando a produção de freio a disco nas quatro rodas, para atender a temperatura mínima nos sistemas de freio e com a vantagem adicional de uma melhor estabilidade direcional durante as frenagens. O limite da temperatura de trabalho para o freio a disco é de 600°C comparado à 300°C para o tambor, além da pressão específica das lonas 5 vezes menor, se comparada com as pastilhas de freio.

2.4 Construção dos sistemas

2.4.1 Freios à Tambor

Os freios a tambor foram os primeiros utilizados em veículos de passageiros, primeiramente montado nos eixos dianteiros e traseiros dos carros de passeio. Em virtude da variação do material de atrito, da geometria de sapata e lona não muito favorável e dos tambores utilizados o problema de desvio direcional era muito alto.

O sistema de freio a tambor ilustrado na Figura 12, é composto de várias partes que são montadas e fixadas diretamente ao prato de freio, também conhecido como “espelho”. Ele é o elemento estrutural do freio a tambor e sua geometria é importante para a efetividade da ação das sapatas, bem como a amplificação do ruído chamada de ‘buss noise’.

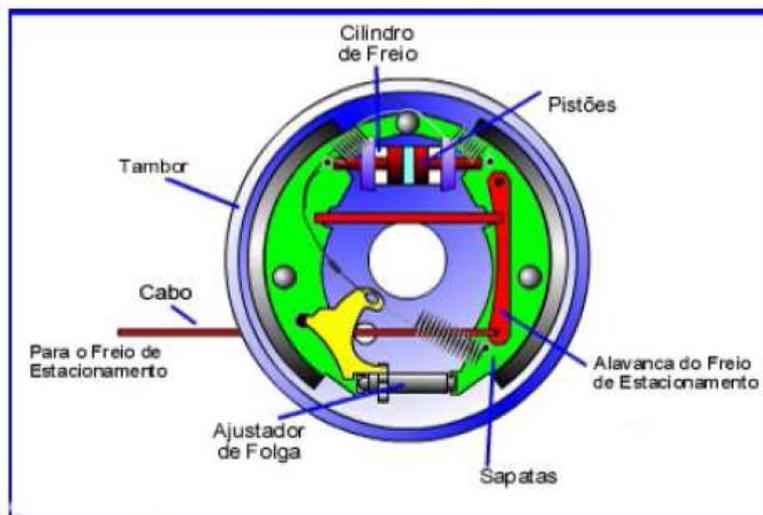


Figura 12 - Componentes de um Freio a Tambor

2.4.2 Freios à Disco

Os freios a disco são sistemas de construção mais simples quando comparados aos freios a tambor, uma vez que, além de utilizarem menos componentes, possuem melhores características de desempenho, melhor resposta de frenagem, um sistema de auto - ajuste, menor propensão ao “fade” do material de fricção. No mercado automobilístico atual existem

freios a disco com atuação elétrica que estão sendo disponibilizados inicialmente em freios traseiros onde a participação de frenagem é menor, porém o custo destes, ainda é proibitivo.

Os freios a disco podem ser categorizados em fixo e flutuante. O Freio a Disco Fixo da Figura 13, não possui movimento relativo em relação ao disco de freio. Normalmente esses freios contêm um ou mais pares de pistões que atuam de forma simultânea em cada lado do disco com boa equalização de pressões. Este tipo de freio é pesado e caro, além de absorver e dissipar mais calor.

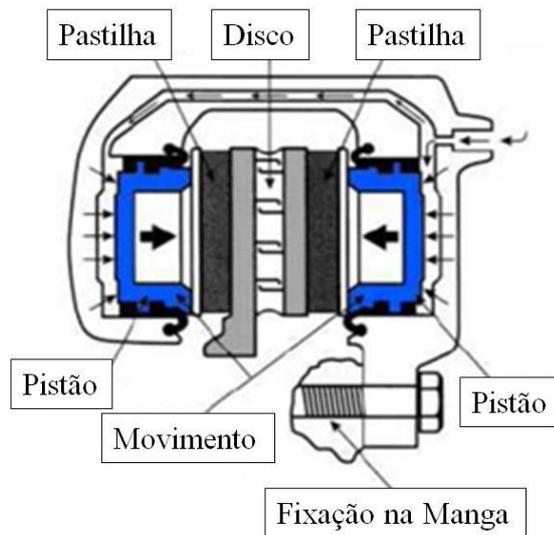
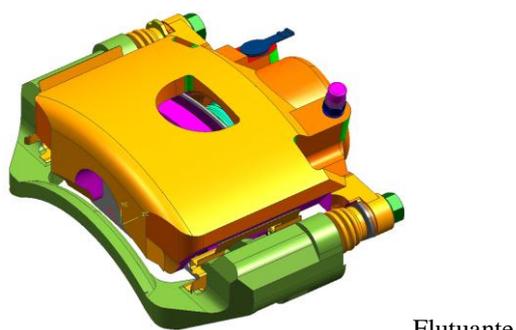


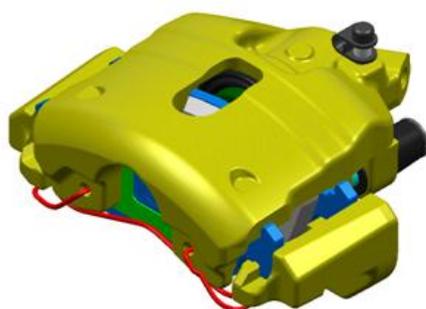
Figura 13 – Freio a Disco Fixo.

O outro tipo de Freio a Disco é o chamado Flutuante, possui um pistão localizado em apenas um lado do freio dianteiro que recebe a pressão hidráulica de linha, originando assim a força de aplicação sobre a pastilha interna que toca o disco e por reação da ponte faz com que a pastilha externa entre também em contato com o disco de freio. Esse freio utiliza o recurso de molas de fixação da pastilha interna e mola estabilizadora, que propiciam um funcionamento seguro e silencioso, impedindo assim a geração do efeito “rattle”, que consiste na batida da pastilha na carcaça do freio dianteiro quando o veículo trafega em pisos irregulares. O Freio a Disco Flutuante não é uma estrutura rígida, desliza para frente e para trás sobre buchas ou pinos, compensando um mínimo de batimento do disco de freio pela flutuação característica da ponte sem criar nenhuma instabilidade.

Finalmente o Freio a Disco Deslizante tipo Punho que é uma variante de projeto do freio flutuante. A principal diferença é que a pastilha do freio dianteiro move-se através de guias, ao invés de pinos, ilustrado na Figura 14.



Flutuante



Punho

Figura 14 – Freio a Disco Deslizante

Em ambos os casos, seja para o freio fixo ou flutuante, o processo de regulagem é automático, realizado através do anel inserido em um canal usinado no alojamento do pistão, que realiza a operação de regulagem da folga entre as pastilhas e o disco de freio. Caso as pastilhas não retornem o suficiente ocasionará torque residual, aquecimento, desgaste prematuro, variação da espessura do disco de freio e conseqüentemente vibração durante as frenagens. Por outro lado, a folga excessiva ocasionará excesso de curso do pedal e sensação de ineficiência.

2.5 Disco de Freio

Elemento fundamental no sistema de freio a disco é definido como: “Um disco plano que propicia a superfície de atrito necessária para um freio a disco efetuar seu trabalho. Quando a pressão hidráulica é aplicada aos pistões do freio, as pastilhas de freio são pressionadas contra ambos os lados do disco ocasionando através desse par de contatos, a redução de sua rotação através do atrito, e conseqüente geração de calor” (Soarez – 2010).

Os discos de freios ou rotores possuem diversas construções: sólidos, ventilados, perfurados e com ranhuras. Os discos sólidos são mais leves, porém com menor capacidade de dissipar calor, enquanto os ventilados possuem aletas ou pinos separando as duas superfícies de frenagem, acelera a troca de calor com o ambiente e o resfriamento.

No projeto do disco ventilado como mostrado na Figura 15, objetos desta dissertação em conjunto com o freio punho, foram consideradas devem ser considerados certos cuidados para evitar a vibração auto induzida e ruído como mínima deformação sob altas temperaturas que altera dinamicamente o batimento com vibração em frenagens de baixas desacelerações e altas velocidades; e evitar coincidir a picos de frequências naturais em intervalos inferiores a 100 Hz. Estes estudos são executados com o auxílio da ferramenta CAE e a geometria do disco pode ser ajustada para atender estes parâmetros, como dimensionamento das “aletas” diametrais ou pino, espessura das pistas, intersecção entre o chapéu do disco e interface da pastilha ou mesmo o material do disco que pode incorporar alternativas no coeficiente de absorção e dissipação de calor.



Figura 15 – Disco Ventilado

Os discos de freio atuais são produzidos em ferro fundido cinzento com alto teor de carbono, ferro fundido nodular. Devido à grande geração de calor em curto espaço, tempo e gradiente térmico da superfície, o material dos discos de freio deve ser capaz de resistir à fadiga térmica. Esse material deve possuir uma boa resistência mecânica, ser de fácil fundição e usinagem, e principalmente, ter baixo custo e manter a integridade da superfície de atrito para minimizar troca de pastilhas.

Os resultados experimentais utilizados nesta dissertação são resultados dos testes de dinamômetro efetuado com um disco de freio ventilado de diâmetro 240 mm e freio tipo punho com diâmetro de pistão 52 mm .

3 MODELO BÁSICO PARA O RUÍDO DE FREIO (“SQUEAL”)

O ruído tipo “squeal” nos Freios a Disco Dianteiros é observado em baixa frequência de 1 até 4 kHz , pressões baixas de 10 até 30 bar nos freios e desacelerações baixas, como em paradas de semáforos. “Esse ruído em um disco de freio é iniciado por uma instabilidade resultante das forças de atrito que levam a uma auto excitação do sistema e atinge o limite cíclico. O motivo deste incremento de instabilidade pode estar relacionado à mudança das características de atrito com a variação dos pontos de contato entre a pastilha e o disco de freio; alteração da orientação relativa do disco e atrito da pastilha causando as modificações nas forças de atrito; ou instabilidade flutuante encontrada mesmo com atrito constante. Alguns modelos matemáticos para o estudo deste tipo de ruído estão publicados, porém poucos foram validados por experimentos práticos” (Wagner, Hochlenert, Hagedorn, - 2007).

Entre os inúmeros modelos de freio publicados destacam-se modelos de 3 graus de liberdade publicados por Brommundt (1995) e Schmiegl & Vielsackn,(1998) , que possuem análises mais complexas , bem como o modelo de dois graus de liberdade publicado por Popp e outros (2002), que limita o posicionamento da pastilha em relação ao disco. Nesta dissertação serão estudados modelos simplificados de dois graus de liberdade para análise dos dados experimentais em dinamômetro de inércia.

3.1 Modelo por Shin e outros (2002)

Nessa publicação é estudado um modelo de um modelo de dois graus de liberdade, onde o disco e a pastilha são modelados de modo independente e conectados entre si por uma interface de atrito deslizante, onde é investigada a interação entre a pastilha e o disco. A análise de estabilidade demonstra sob quais condições parametrizadas o sistema se torna instável, definindo o ciclo limite e o estado para o aparecimento de ruído no sistema de freio a disco. Estudo não linear define o ciclo limite no espaço de estados e demonstra que a adição de amortecimento no disco ou pastilha isoladamente, pode aumentar a instabilidade, e aumentar o ruído do sistema de freio a disco.

Esse modelo de dois graus de liberdade ilustra as diferentes causas de instabilidade como gradiente atrito velocidade negativa, ou seja, o valor do atrito decresce em função da velocidade relativa conforme a Figura 17. Este modelo de atrito velocidade negativa conduz à vibração trava-desliza (“slip-stick”) que é reconhecida como uma das principais causas do ruído de freio. Segundo o autor, “quando o sistema de freio se torna instável o ruído de freio tem um único tom, com o sistema de freio vibrando em uma frequência ressonante, porém esse modelo não tem a intenção de ser um modelo dinâmico de um freio completo, porque

não foi projetado para estudar os efeitos da forma dos componentes e sim ilustrar algumas características da vibração trava–desliza” (Shin e outros – 2002).

3.1.1 Representação do Modelo

O modelo da Figura 16 representa o disco e pastilhas como modelos independentes de um grau de liberdade e conectados através de uma superfície de atrito deslizante. O subsistema 1 descreve a pastilha, e o 2 descreve o disco; sendo m , k , c a massa, rigidez e amortecimento respectivamente. O movimento da primeira massa m_1 pode representar a movimentação tangencial da pastilha, e a segunda massa m_2 pode representar no plano a movimentação do disco. A força normal agindo na interface é $N = P \cdot S$, onde P é a pressão aplicada e S a área da superfície. A resultante F_f é dependente da força normal e coeficiente dinâmico de fricção entre os as duas superfícies deslizantes. A movimentação do disco é a superposição de uma velocidade constante v_0 imposta pelo autor, da velocidade \dot{x}_d e da movimentação da pastilha \dot{x}_p .

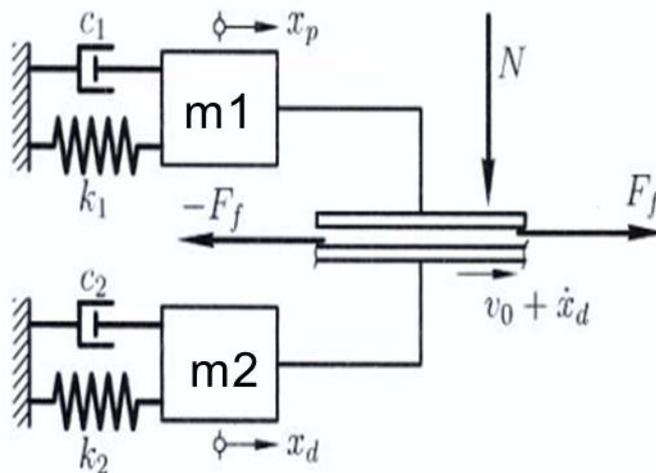


Figura 16 - Modelo Básico Sistema Shin e outros.

O movimento slip-stick é usualmente descrito como um ciclo limite no espaço-estado. Para esta investigação um modelo de fricção linear é usado para a interface, e este é mostrado como a relação da velocidade v_r entre a pastilha e o disco na Figura 13, onde μ_s é o coeficiente de atrito estático e $\mu(v_r)$ é o coeficiente de atrito dinâmico. “Essa função $\mu(v_r)$ foi escolhida por sua simplicidade, apesar de existirem funções mais complexas que podem trazer uma descrição mais detalhada das propriedades da interface” (Shin e outros- 2002).

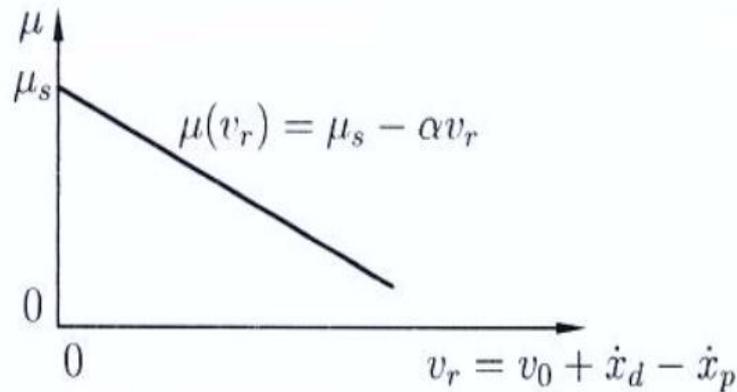


Figura 17 – Modelo do Atrito

Nas Figuras 16 e 17, m_1 é considerada a massa do freio dianteiro flutuante atuando no disco, k_1 a constante da mola sobre a massa m_1 , c_1 a constante de amortecimento da massa m_1 , x_p o deslocamento da massa m_1 , m_2 é a contra massa do freio dianteiro atuando no disco, k_2 a constante da mola sobre a massa m_2 , c_2 a constante de amortecimento da massa m_2 , x_d é o deslocamento da massa m_2 , Normal ao disco, v_0 a velocidade inicial, α = gradiente do atrito obtido por dados reais e μ_s considerado o atrito inicial da pastilha que varia com a v_0 e α .

Dessa maneira a força de Coulomb resultante pode ser definida como:

$$F_f = N * \mu(v_r) = N * (\mu_s - \alpha * v_r) \quad (1)$$

Com o diagrama de corpos livres são definidas as equações de movimento:

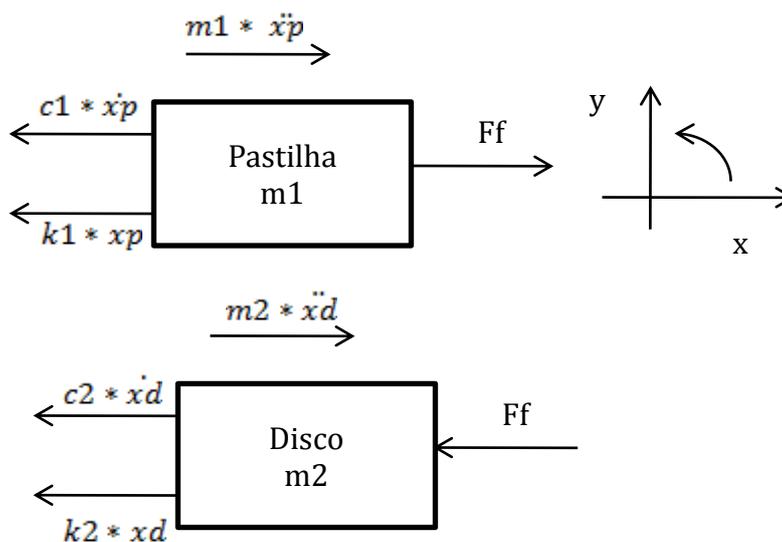


Figura 18 – Diagrama de Corpos Livres

Para a pastilha m1 de massa m1:

$$m1 * \ddot{x}_p = -c1 * \dot{x}_p - k1 * x_p + F_f \quad (2)$$

$$m1 * \ddot{x}_p + c1 * \dot{x}_p + k1 * x_p - N * \alpha * (\dot{x}_p - \dot{x}_d) = N(\mu_s - \alpha * v_0) \quad (3)$$

Analogamente para o disco de massa m2:

$$m2 * \ddot{x}_d = -c2 * \dot{x}_d - k2 * x_d - F_f \quad (4)$$

$$m2 * \ddot{x}_d + c2 * \dot{x}_d + k2 * x_d + N * \alpha * (\dot{x}_d - \dot{x}_p) = -N(\mu_s - \alpha * v_0) \quad (5)$$

A massa da pastilha m1 do freio punho em estudo é considerada como a somatória da carcaça deslizante e a pastilha, normalmente montada com um antirruído com adesivo para evitar o ruído de batimento ou “rattle” quando trafegando em piso irregular. A massa m2 é a própria massa do disco. Os valores de c e k foram obtidos através de dados experimentais disponíveis na literatura para outras dimensões de freio. Esses valores foram ajustados para o freio em estudo, através da relação de massa e momentos de inércia.

3.1.2 Análise da instabilidade Linear

Conforme equações (3) e (5), a expressão da força de atrito ficam divididas em duas partes: uma associada com a variável de estado e a outra considerada uma força externa diretamente relacionada ao coeficiente de atrito dinâmico μ_s . O termo $N*\alpha$ age como um amortecimento negativo sendo o único termo relacionado à pastilha e disco. Para a análise de estabilidade os termos não relacionados com a variável de estado não serão considerados e dessa maneira a equação da pastilha de massa m1, é definida a partir da equação (2) e pode ser descrita como:

$$\ddot{x}_p + \frac{(c1 - N*\alpha)}{m1} * \dot{x}_p + \frac{k1}{m1} * x_p + \frac{N*\alpha}{m1} * \dot{x}_d = 0 \quad (6)$$

$$\ddot{x}_p + c11 * \dot{x}_p + k11 * x_p + c12 * \dot{x}_d = 0 \quad (7)$$

De maneira análoga, a equação característica do disco de massa m2, é definida a partir da equação (5) e pode ser descrita como:

$$\ddot{x}_d + \frac{(c2 - N*\alpha)}{m2} * \dot{x}_d + \frac{k2}{m2} * x_d + \frac{N*\alpha}{m2} * \dot{x}_p = 0 \quad (8)$$

$$\ddot{x}_d + c22 * \dot{x}_d + k22 * x_d + c21 * \dot{x}_p = 0 \quad (9)$$

Com a substituição dos valores c_{11} , c_{22} , k_{11} , k_{22} , c_{12} e c_{21} somente pra a simplificação das movimentações algébricas e utilizando uma solução potencial $x = e^{zt}$ [8], como derivadas para substituição nas equações (7) e (9), que se transformam em:

Pastilha m1:

$$(z^2 + c_{11} * z + k_{11}) * (xp + c_{12} * z) * xd = 0 \quad (10)$$

Disco m2:

$$(c_{21} * z) * xp + (z^2 + c_{22} * z + k_{22}) * xd = 0 \quad (11)$$

Com as equações em forma de matriz a equação é um polinômio de quarta ordem da forma:

$$\det \begin{vmatrix} (z^2 + c_{11} * z + k_{11}) & c_{12} * z \\ c_{21} * z & (z^2 + c_{22} * z + k_{22}) \end{vmatrix} = 0 \quad (12)$$

$$z^4 + a_1 * z^3 + a_2 * z^2 + a_3 * z + a_4 = 0 \quad (13)$$

Onde na expressão (13) os valores de a_1 , a_2 , a_3 e a_4 são dados pela resolução do determinante, com $a_1 = (c_{22} + c_{11})$, $a_2 = (k_{22} + c_{11} * c_{22} + k_{11} - c_{12} * c_{21})$, $a_3 = (c_{11} * k_{22} + k_{11} * c_{22})$ e $a_4 = (k_{11} * k_{22})$. E aplicando o critério de Routh-Hurwitz para instabilidade temos que qualquer termos da primeira coluna deve ser menor que zero ou seja, $a_1 < 0$, $b_1 < 0$, $c_1 < 0$ ou $d_1 < 0$:

$$z^4 \mid 1 \quad a_2 \quad a_4$$

$$z^3 \mid a_1 \quad a_3 \quad 0$$

$$z^2 \mid b_1 \quad b_2$$

$$z^1 \mid c_1$$

$$z^0 \mid d_1$$

Onde:

$$a_1 = c_{22} + c_{11} \quad (14)$$

$$b_1 = \frac{a_1 * a_2 - a_3}{a_1} \quad (15)$$

$$c_1 = \frac{a_1 * a_2 * a_3 - a_3^2 - a_1^2 * a_4}{a_1 * a_3} \quad (16)$$

$$d_1 = b_2 \quad (17)$$

A Figura 15 mostra a simulação das equações (14) a (17), utilizando, somente para essa análise, a força normal N , desaceleração α e constantes de rigidez k_1 e k_2 com valores unitários. Para evitar a divisão por zero, as constantes de amortecimento da pastilha c_1 foram definidas como o dobro do coeficiente de amortecimento quando comparados com o disco c_2

e estuda a instabilidade para diferentes valores das massas da pastilha m_1 e disco m_2 . O resultado dessa simulação mostra que o sistema é estável, confirmando que a variação de massas não influencia na estabilidade do sistema.

Esse resultado mostra incompatibilidade com o resultado publicado, onde o autor normaliza as equações em função de $N^*\alpha$, encontrando um sistema instável quando os valores de m_1 e m_2 são iguais ou próximos conforme mostrado na Figura 20. Não há como entender que um sistema se torne instável por conta da relação das massas.

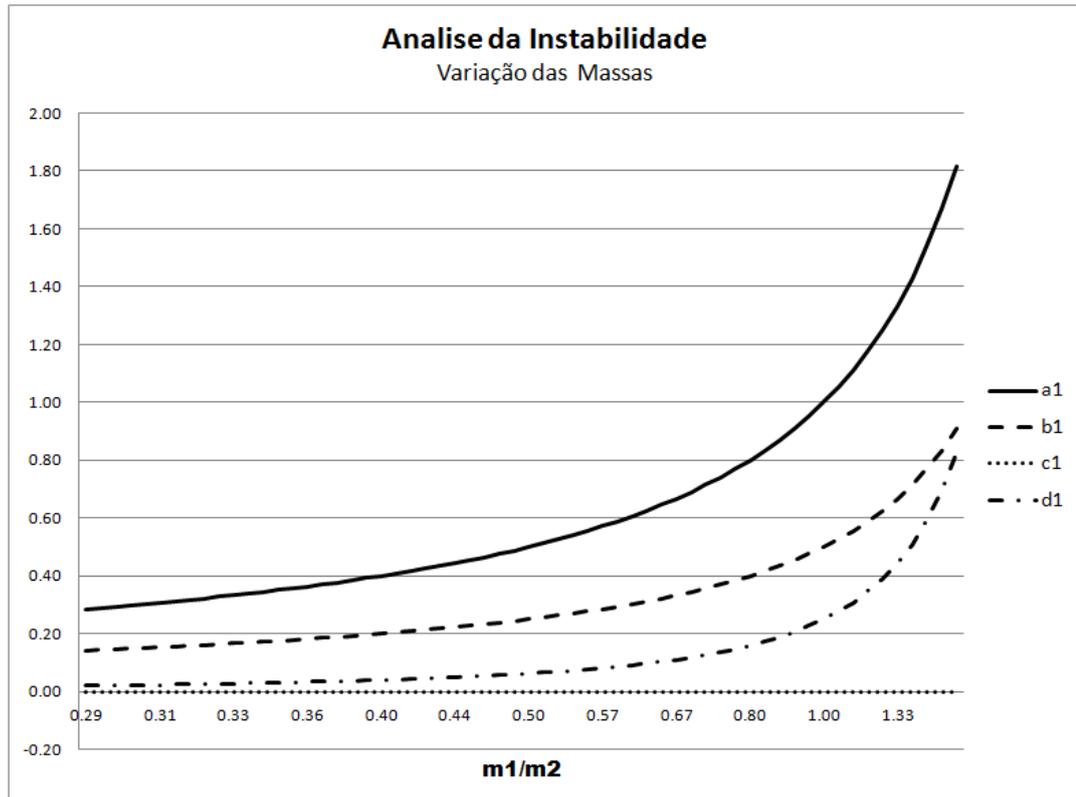


Figura 19 – Análise da instabilidade com variação das massas.

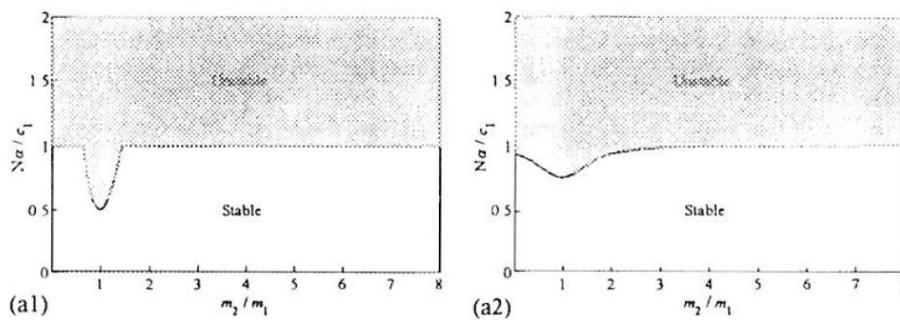


Figura 20 – Análise da instabilidade com variação das massas [3].

Normalmente a solução aplicada para a eliminação do ruído em freios está no aumento do amortecimento da pastilha através de isoladores melhores. O mesmo modelo anterior foi simulado com variação do amortecimento da pastilha para identificar se a solução aplicada é robusta. O gráfico da Figura 21 mostra que um aumento do amortecimento da pastilha acima de 56% em comparação ao disco piora a instabilidade do sistema.

Dessa maneira, uma solução robusta para a melhoria do sistema de freio com relação à instabilidade e ruído, deve incorporar não somente o amortecimento das pastilhas como do disco também. Deve-se considerar um limite para a relação entre o amortecimento das pastilhas e discos.

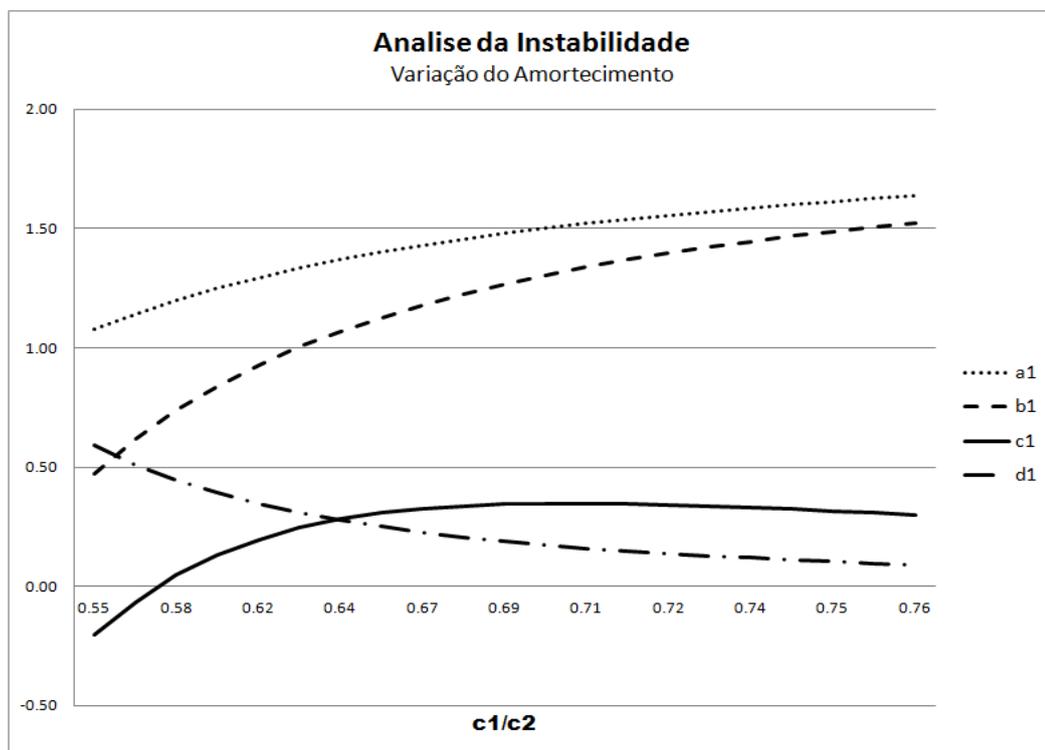


Figura 21 – Análise da instabilidade com variação do amortecimento .

3.1.3 Análise não linear

Para essa análise o autor define uma curva de excitação com descontinuidade na velocidade zero mostrada na Figura 21, que produz um comportamento não linear devido ao movimento trava-desliza. O autor ressalta que a “análise não linear pode fornecer informações sobre as dimensões dos ciclos limite e por isso se uma instabilidade particular é realmente um problema relação atrito–velocidade” (Shin e outros – 2002).

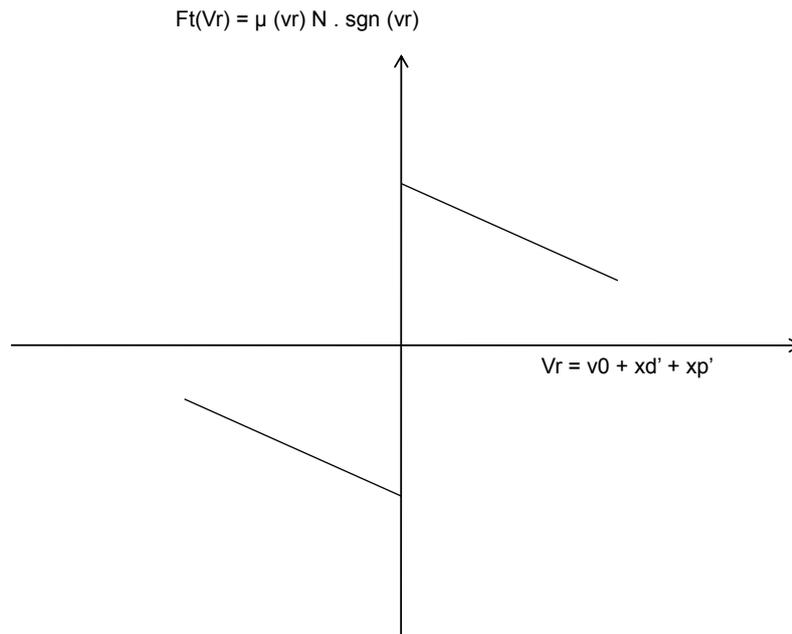


Figura 22 – Descontinuidade da velocidade

As equações de movimento (7) e (9) foram modeladas em SIMULINK utilizando como dado de entrada a curva da Figura 18 proposta pelo autor com a utilização da ferramenta “signal builder” disponível no MATLAB. Os dados de entrada do freio dianteiro tipo punho com diâmetro de pistão 52 mm e massa total de 4,5 Kg, sendo considerado m_1 , a massa equivalente à carcaça deslizante de 3 Kg e m_2 a massa do disco de freio ventilado de 240 mm de diâmetro, equivalente a 4.4 Kg. As constantes de rigidez e amortecimento, c e k do sistema massa-mola, foram definidas conforme modelos de freio similares publicados nas referências [1], ou seja, $c_1 = 5$ Ns/m, $k_1 = 6000000$ N/m, $c_2 = 3$ Ns/m e $k_2 = 36000000$ N/m. O material de atrito da pastilha é semi-metálico, com atrito de 0.45. A Figura 23 mostra o resultado da simulação com uma excitação com velocidade descontínua da Figura 18, onde se verifica uma vibração constante na pastilha devido à auto excitação.

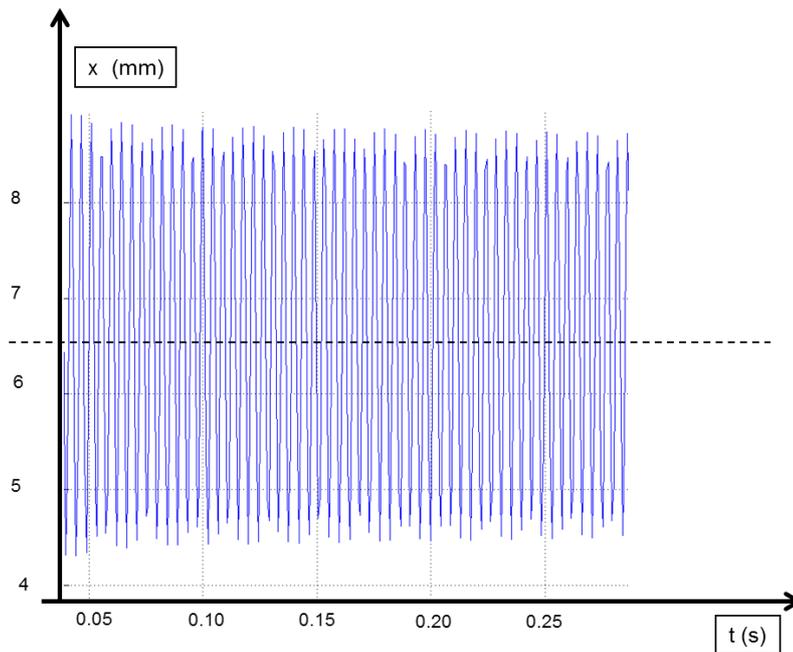


Figura 23 – Deslocamento total com entrada da Figura 22

Avaliando os resultados independentemente, para a mesma excitação, a pastilha se desloca 4.4 mm e o disco com 2.2 mm, conforme as Figuras 24 e 25 respectivamente. Estes resultados indicam que os dados de entrada do sistema massa mola devem ser redefinidos para freio e disco dianteiro em estudo, pois o deslocamento das massas apresenta valores muito elevados comparados com os resultados experimentais de bancada com 0.6 mm de deslocamento.

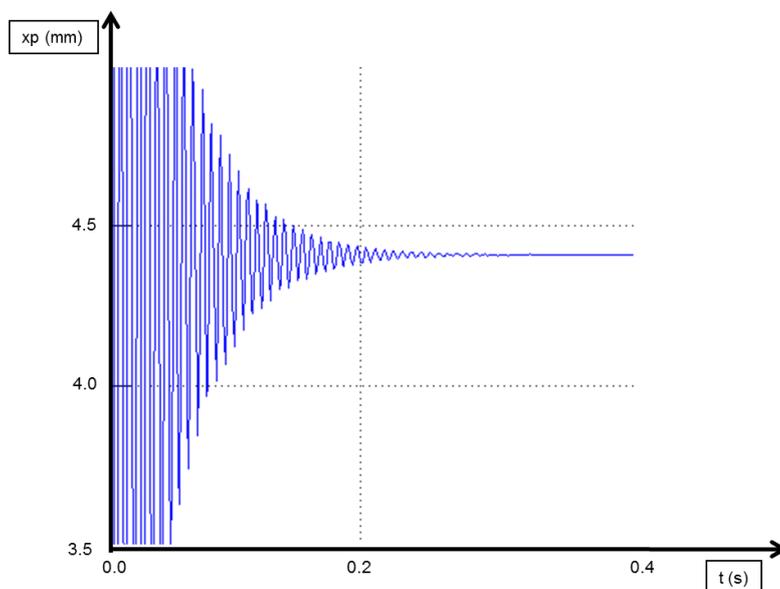


Figura 24 – Deslocamento da pastilha

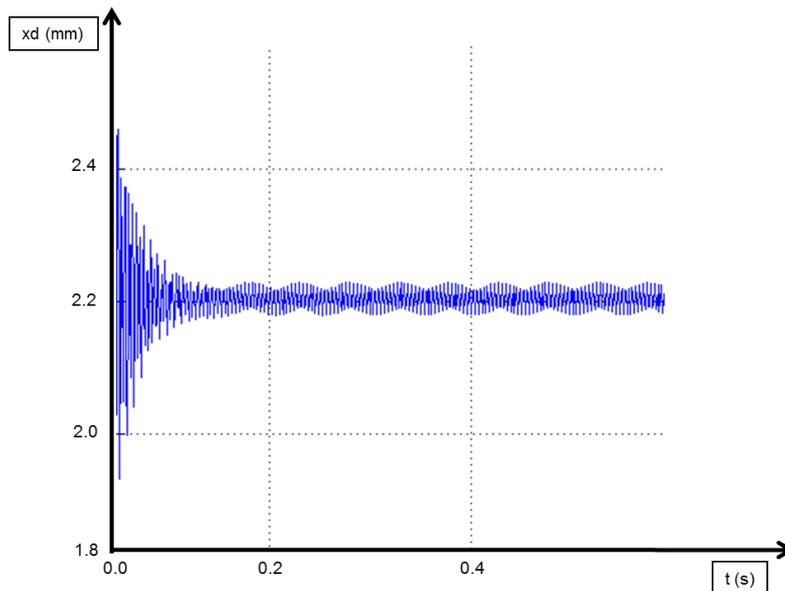


Figura 25 – Deslocamento do disco

3.1.4 Ajuste do sistema massa mola comparado com dados experimentais

Conforme definido anteriormente, o modelo utiliza os coeficientes de rigidez e amortecimento de um freio dianteiro flutuante tipo punho com pistão diâmetro 52 mm, pastilha de freio com isolador anti-ruído, material de atrito com μ de 0.45 e um disco de freio ventilado diâmetro 240 mm e espessura 20 mm. Foram correlacionados os resultados obtidos na simulação com os resultados de testes em dinamômetro de ruído, realizado com aproximadamente 50 freios diferentes e com a variação pastilha: isoladores e recortes no material de atrito. O disco de freio foi definido no início do projeto atendendo os requisitos de deformação quando submetido a altas temperatura e sobreposição das frequências naturais.

Os dados resultados experimentais utilizados para validação dos modelos de ruído desse estudo são resultados de um teste de ruído padrão executados pelos fabricantes de freio do mercado. Esses testes são realizados em um dinamômetro de inércia instalado em uma câmara com isolamento acústica e temperatura controlada. Depois da instalação do sistema de freio conforme montagem no veículo: com o freio, disco, rolamento, manga de eixo, molas, amortecedores, buchas, braço de controle e semi-eixo; o dinamômetro movimenta o disco de freio e com velocidades controladas. O dispositivo aplica pressão hidráulica no freio dianteiro para gerar desacelerações constantes e aquecimento do disco de freio, e medido o ruído de 70 a 120 dB com a respectiva frequência entre 2000 a 16000 Hz. Considera-se avaliação à frio quando a temperatura medida na interface entre o disco e a pastilha varia de 0 a 100°C, e

avaliação à quente de 100 a 300°C. Dados gravados permitem avaliação dos resultados em gráficos comparando ruído, temperatura ou pressão para cada frequência. Nesse ponto cabe mencionar que a correlação do teste de dinamômetro é excelente quando comparada com avaliação em veículos, ou seja, se um conjunto freio e disco e dianteiro apresentar ruído em níveis não aceitáveis em dinamômetro, o mesmo ocorreria em veículo.

O resultado da simulação do modelo inicial mostra um deslocamento de 6.6 mm do sistema, equivalente ao deslocamento da pastilha e disco. Porém os resultados experimentais da Figura 26, mostra que para esse freio e atrito de 0.45, o deslocamento do pistão deveria ser aproximadamente 0.6 mm . No freio tipo punho, a carcaça e pastilhas se deslocam por ação e reação na mesma proporção do deslocamento do pistão. Considerando as deformações do sistema desprezíveis, para o freio flutuante em estudo o deslocamento acumulativo, somando o disco mais a pastilha.

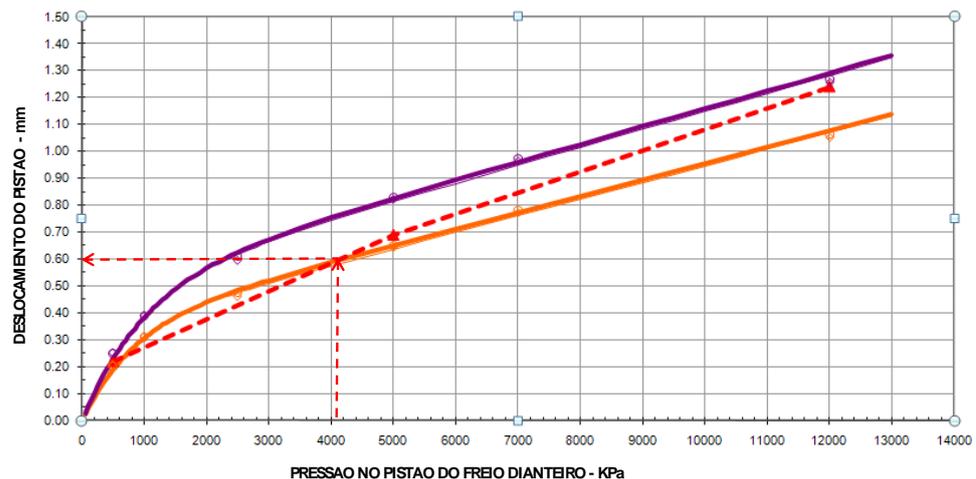


Figura 26 – Teste de Dinamômetro Torque x Pressão

Os coeficientes de rigidez e amortecimento do sistema massa-mola foram ajustados após algumas iterações com resultado similar aos resultados experimentais. A simulação do modelo com os dados ajustados mostrada nas Figuras 27 e 28 apresenta o deslocamento da pastilha de 0.66 mm e do disco de 0.013 mm respectivamente, somando 0.673 mm que é similar ao resultado do teste experimental em dinamômetro.

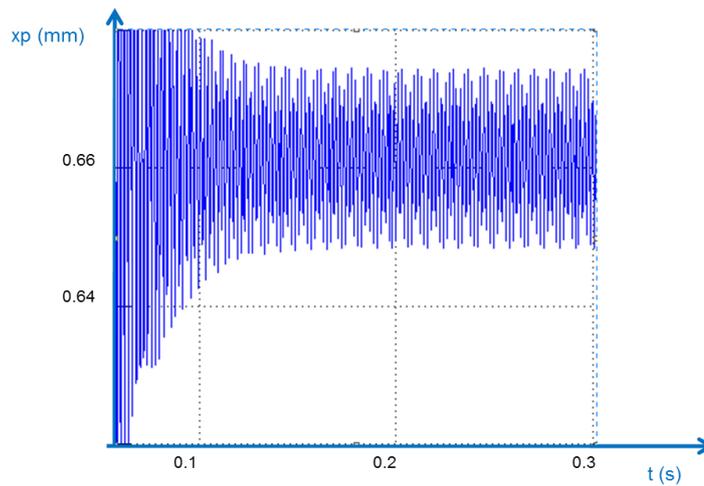


Figura 27 – x_p do modelo ajustado

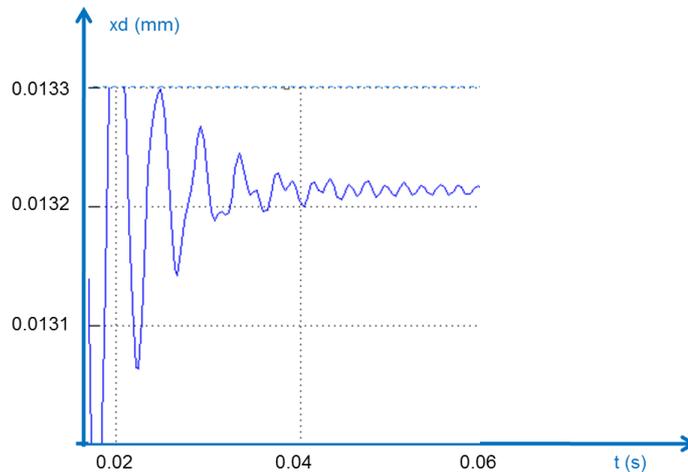


Figura 28 – x_d do modelo ajustado

3.1.5 Análise da frequência

Para complementar a correlação com os dados experimentais foi identificada a frequência e incidência do ruído, onde os testes mostram dois picos de ruído audíveis, principais sendo o primeiro na avaliação a quente à 2500 Hz e a segunda a frio com intensidade de em 4500 Hz. A Figura 29 mostra os resultados de dinamômetro com a intensidade do ruído a frio marcada com traço ponto e a quente marcada mais à esquerda, com as respectivas frequências.

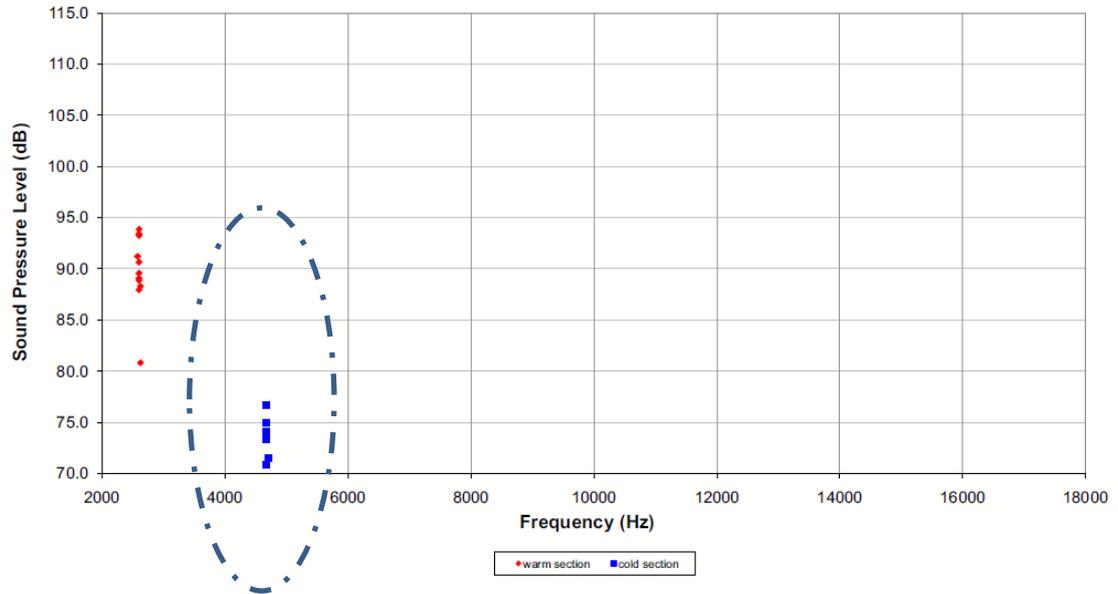


Figura 29 - Resultado de Teste de Dinamômetro Frequência x dB

Para a avaliação da frequência será utilizado o gráfico de bode a partir da equação espaço estado, sendo definido como dado de entrada a variação da espessura do disco conforme Figura 30.

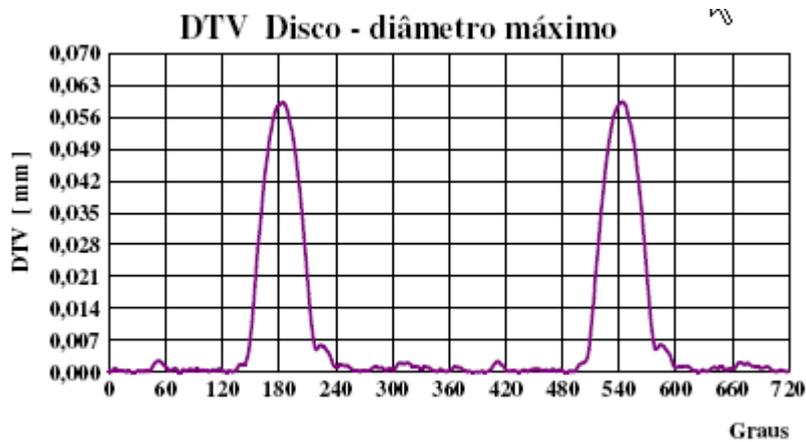


Figura 30 – Variação de Espessura

Substituindo o DTV nas equações de movimento (2) e (3):

$$m1 * \ddot{x}p + c1 * \dot{x}p + k1 * xp - N * \alpha * (xp - \dot{x}d) = N(\mu s - \alpha * v0) - 0.030 * u1 \quad (24)$$

$$m2 * \ddot{x}d + c2 * \dot{x}d + k2 * xd + 0.00 + N * \alpha * (\dot{x}d - xp) = -Nf(\mu s - \alpha * v) + 0.030 * u3 \quad (25)$$

Definida a utilização do método de substituição para transformar as equações de movimento (24) e (25), em uma equação diferencial de primeira ordem com $x_1 = xp$, $x_2 = \dot{x}p$, $x_3 = xd$ e $x_4 = \dot{x}d$. Dessa maneira, para a pastilha de massa m_1 a equação característica fica:

$$m_1 * \dot{x}_2 + c_1 * x_2 + k_1 * x_1 - N * \alpha * (x_4 - x_2) = N(\mu s - \alpha * v r) - 0.03 * u_1 \quad (26)$$

$$\dot{x}_2 = - \left(\frac{k_1}{m_1} \right) x_1 - \left[\frac{(c_1 + N\alpha)}{m_1} \right] x_2 + 0 x_3 + \left(\frac{N\alpha}{m_1} \right) x_4 + \frac{N * (\mu s - \alpha v_0)}{m_1} - 0.03 * u_1 \quad (27)$$

Analogamente para o disco de massa m_2 :

$$m_2 * \dot{x}_4 + c_2 * x_4 + k_2 * x_3 - N * \alpha * (x_2 - x_4) = -N * (\mu s - \alpha * v_0) + 0.03 * u_3 \quad (28)$$

$$\dot{x}_4 = 0 * x_1 + \left(\frac{N\alpha}{m_2} \right) * x_2 - \left(\frac{k_2}{m_2} \right) * x_3 - \left(\frac{(c_2 + N\alpha)}{m_2} \right) * x_4 - \frac{N * (\mu s - \alpha v_0)}{m_2} + 0.03 * u_3 = 0 \quad (29)$$

Que na forma da equação espaço estado resulta:

$$\dot{X}(t) = AX + Bu \quad (30)$$

$$Y(t) = CX + Du \quad (31)$$

Onde:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_1 - Nf * Al}{m_1} & 0 & Nf * \frac{Al}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -Nf * \frac{Al}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2 - N * Al}{m_2} \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -N * \frac{Mues - Al * v_0}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -N * \frac{Mues - Al * v_0}{m_2} \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (34)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0.03/m1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.03/m2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (35)$$

A simulação foi executada com o software MATLAB, e resultados mostrados na Figura 31, onde teremos picos de ruído a 2600 Hz e 470 Hz. A correlação com os dados reais ainda não estão adequadas, pois os resultados experimentais indicam as maiores intensidades a 2500 Hz para freio quente e 4500 Hz para frio. Porém este resultado pode ser utilizado de forma comparativa.

Conforme enfatizado pelo autor, o modelo não tem a intenção de representar a realidade do disco e freio uma vez que o mesmo não considera a massa e geometria do disco de freio, além de não representar a influencia da temperatura no atrito entre a interface do disco e pastilha.

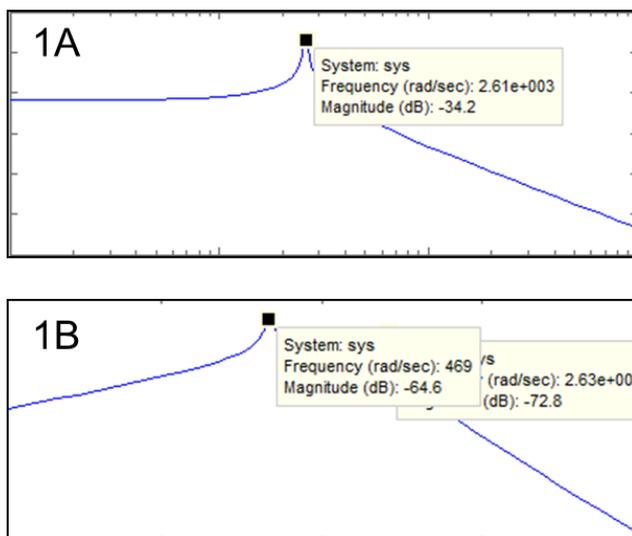


Figura 31 – Diagrama de Bode

3.2 Modelo por Hoffman e Gaul (2002)

Os autores apresentam um modelo simplificado com dois graus de liberdade para esclarecer os mecanismos físicos que produzem o modo de instabilidade acoplado das oscilações do atrito auto-excitado.

3.2.1 Representação do Modelo

O modelo apresentado pelos autores está representado na Figura 32, e definido como um sistema de molas suspensas, apoiado em uma esteira:

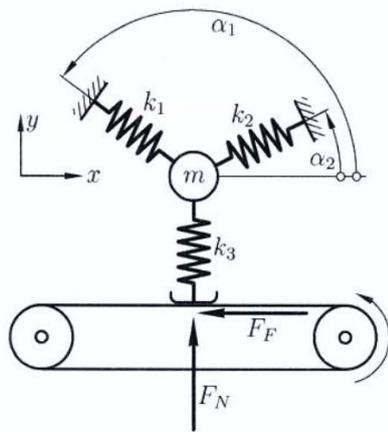


Figura 32 – Modelo Hoffmann e Gaul, 2002

Esteira com velocidade constante o qual é pressionado com uma força normal F_n contra um bloco m , que por sua vez está suspenso por duas molas com constante elástica k_1 e k_2 . Uma terceira mola com constante elástica k_3 se contrapõe a força normal F_n . Uma força de atrito F_f é assumida como sendo a Coloumb gerada pelo atrito constante entre o bloco m e a esteira. Considerando pequenas perturbações no sistema e a aproximando a força de $F_f = \mu * k_3 * y$, teremos a seguinte equação de movimento:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} * \mu * k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_f \\ F_n \end{bmatrix} \quad (36)$$

Onde:

$$k_{11} = k_1 * \cos^2 \alpha_1 + k_2 * \cos^2 \alpha_2 \quad (37)$$

$$k_{12} = k_{21} = k_1 * \sin \alpha_1 * \cos \alpha_1 + k_2 * \sin \alpha_2 * \cos \alpha_2 \quad (38)$$

$$k_{22} = k_1 * \sin^2 \alpha_1 + k_2 * \sin^2 \alpha_2 + k_3 \quad (39)$$

Para comparar com os resultados experimentais conforme análise anterior, o modelo foi modificado incluindo os dados de entrada do sistema de freio testado em dinamômetro, considerando desprezível a massa do freio dianteiro fixada na manga de eixo, conforme Figura 33:

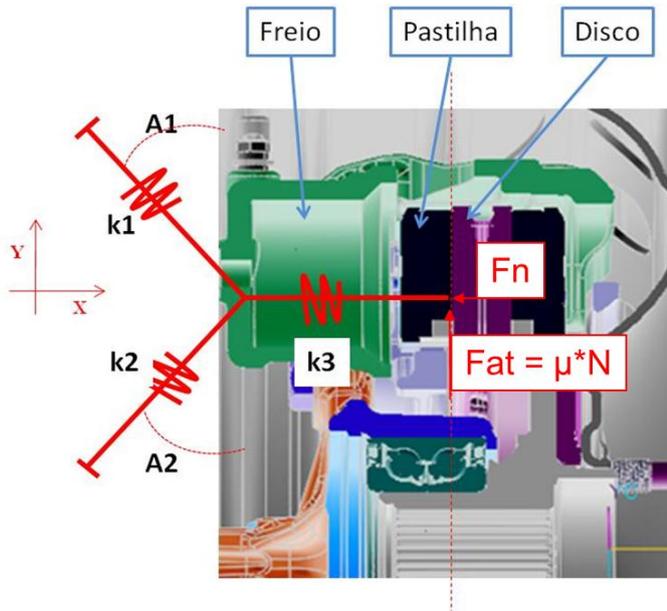


Figura 33 – Ajuste do Modelo Hoffmann & Gaul para Freio Real.

Onde as constantes de mola são $k_1 / k_2 / k_3$, m a massa do freio flutuante, F a força gerada por reação na carcaça, x a variação de espessura do disco com variação de 20 microns, o disco com dimensões 200x20 mm ventilado e a pastilha do Freio dianteiro com μ de 0.45. A massa do suporte do freio é desprezada sendo que a mesma esta agregada à manga de eixo.

3.2.2 Equações de Movimento e Simulação

Baseado no diagrama do item anterior e separando os corpos obtemos as seguintes equações de movimento do eixo x abaixo:

$$\ddot{x} = \left(\frac{F_n}{m}\right) - (k_1 * \sin A_1 + k_2 * \sin A_2) * \left(\frac{x}{m}\right) \quad (40)$$

Analogamente para o eixo y :

$$\ddot{y} = -\left(\frac{F_f}{m}\right) - (k_1 * \cos A_1 - k_2 * \cos A_2) * \left(\frac{y}{m}\right) \quad (41)$$

As equações de movimento (40) e (41) foram modeladas no SIMULINK e novamente a simulação foi efetuada com os mesmos dados de entrada do modelo anterior, ajustando as

massas e constantes das molas, para obter um deslocamento em x de aproximadamente 0.6 mm, similar ao resultado de dinamômetro. A simulação considera a variação de espessura do disco de 20 microns à 100°C e uma velocidade de parada de 80 Km/h. Dessa maneira, o sinal de excitação deve ser considerado como uma onda senoidal definida como:

$$x = h * \sin(w * t) \quad (42)$$

A equação (42) considera que a excitação na pastilha é exercida, mas também pela variação de espessura do disco. Nessa equação consideramos w como sendo a velocidade angular calculada pela relação entre o perímetro do disco l equivalente a uma revolução e a velocidade radial:

$$w = \frac{2 * \pi}{\frac{l}{v}} \quad (43)$$

Onde, l é o perímetro do disco de freio, ou seja, espaço percorrido em mm para uma rotação e h a altura máxima que disco pode variar.

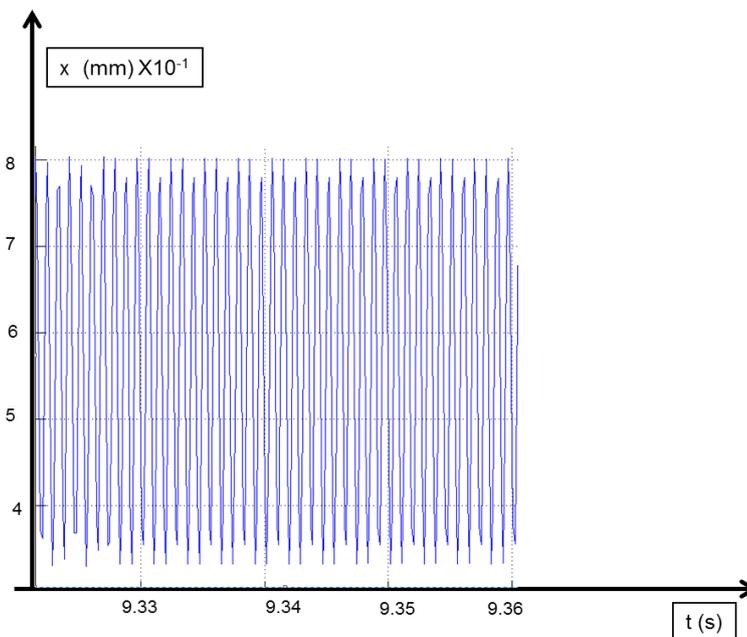


Figura 34 – Modelo otimizado e variação em x .

Esse modelo demonstra que a instabilidade pode ser gerada com assimetria no deslocamento, porém o fenômeno da auto-excitação não representa a realidade de um sistema de um freio dianteiro, uma vez que esse sistema possui elementos amortecendo vibrações e ruído, como: molas da pastilha de freio, guia da carcaça do freio dianteiro, selo do pistão o qual tem a função de retornar a pastilha e o próprio pistão. Portanto o estudo do modelo foi descartado nesse estudo, que tem o objetivo de comparar resultados de testes experimentais com modelos simplificados para avaliação do ruído.

3.3 Modelo por Wagner, Hochlenert e Hagedorn (2007)

Este modelo representa mais fielmente a realidade dos veículos de passageiros, porque nesse caso, o disco de freio possui movimento em balanço e a inclusão desse grau de liberdade aproxima muito o modelo ao comportamento real do sistema de freio a disco.

3.3.1 Descrição Geral do Modelo

Conforme mostrado na Figura 35, o disco rígido de espessura ‘ h ’ é suspenso sobre uma junta esférica em seu centro de massa e seu movimento de balanço é compensado por molas de coeficiente rotacional k_t e amortecedores com coeficiente rotacional d_t .

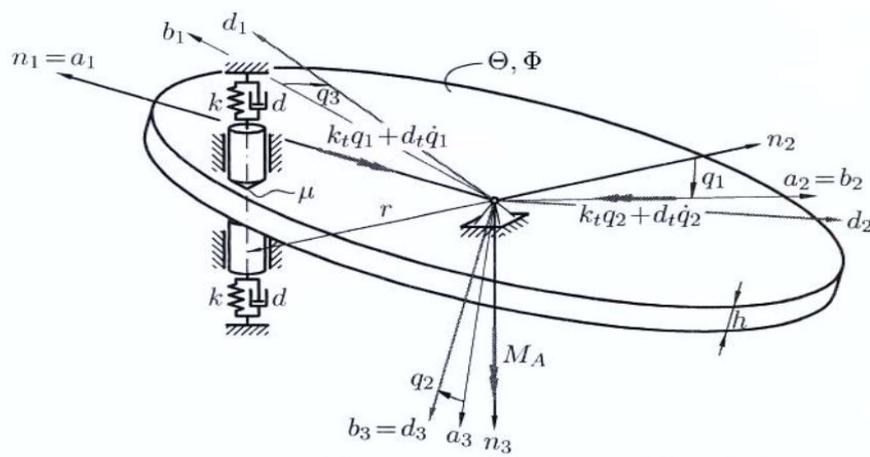


Figura 35 – Modelo Wagner, Hochlenert e Hagedorn (2007)

A figura 36 mostra o sistema de coordenadas cartesianas Newtoniana Inercial definida para o sistema, com os vetores \vec{n}_1 , \vec{n}_2 e \vec{n}_3 . O disco está sempre em contato com as duas pastilhas que são montadas a uma distância r do centro do disco garantido com uma pré-carga N_0 . As pastilhas são fixadas nos planos (n_1, n_2) do disco, e podem somente se mover na direção \vec{n}_3 e as forças geradas pelas molas com coeficiente k e dois amortecedores com coeficiente d . A orientação do disco definida pelos ângulos de coordenadas q_1 , q_2 e q_3 e duas coordenadas intermediárias ao sistema (a_1, a_2, a_3) e (b_1, b_2, b_3) .

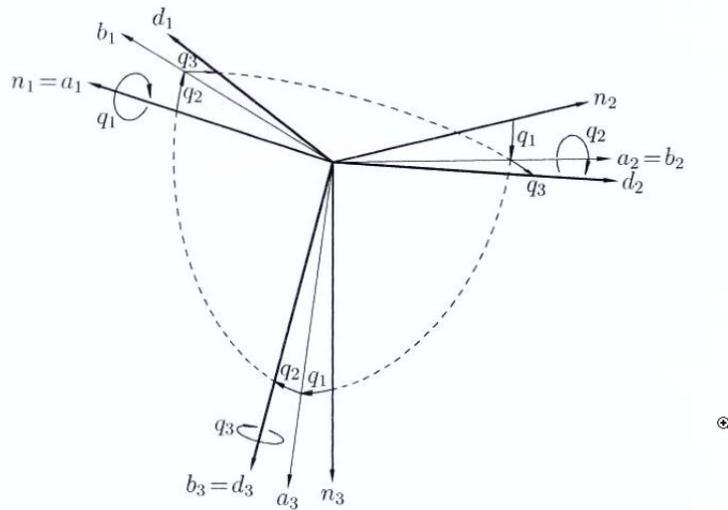


Figura 36 – Sistema de coordenadas

3.3.2 Equação de Movimento e simulação

Os autores descrevem um momento no disco resultante da viscoelasticidade do elemento massa mola, torque devido a restrições e torque das forças de contato com relação ao centro do disco. A velocidade angular resultante com relação ao sistema de coordenadas cartesianas pode ser descrita como:

$$\vec{\omega} = \dot{q}_1 * \vec{n}_1 + \dot{q}_2 * \vec{a}_2 + \dot{q}_3 * \vec{b}_3 \quad (44)$$

$$\vec{\omega} * \vec{n}_3 = \vec{\Omega} = \text{constante} \quad (45)$$

Com a equação (44) temos que:

$$\vec{M}\vec{a} = M * \vec{n}_3 \quad (46)$$

Como as pastilhas estão fixadas no plano $\vec{n}_1 - \vec{n}_2$, os pontos de contato podem ser definidos pelos vetores abaixo conforme a Figura 37, levando-se em consideração que o centro de coordenadas está localizado no centro do disco rígido:

$$\vec{p}_1 = -r * \vec{n}_2 + \left(h_1 - \frac{h}{2}\right) * \vec{n}_3 \quad (47)$$

$$\vec{p}_2 = -r * \vec{n}_2 + \left(h_2 + \frac{h}{2}\right) * \vec{n}_3 \quad (48)$$

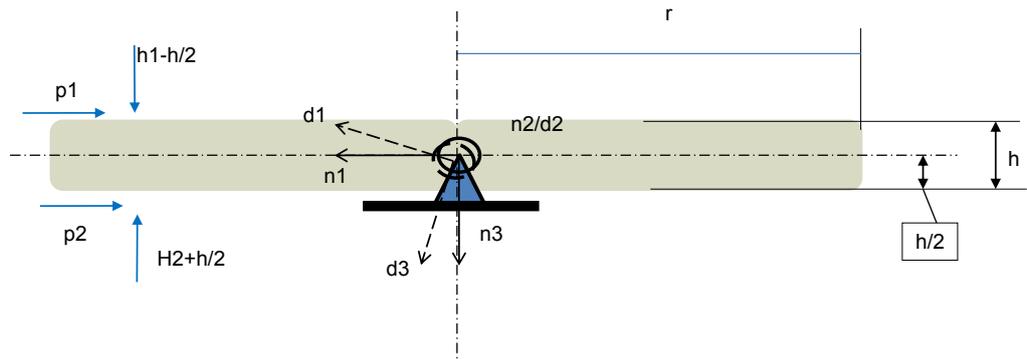


Figura 37 – Definição dos pontos de contato.

Nas equações (47) e (48), h_1 e h_2 são correspondentes ao deslocamento das pastilhas, sendo que o autor assume que as pastilhas estão localizadas a uma distância r e com sentido \vec{n}_2 negativo do centro do disco. Esses valores podem ser descritos em função da coordenada b_1, b_2 e b_3 :

$$\vec{p}_1 = \frac{h}{2} * q_2 * \vec{b}_1 + \left(-r - \frac{h}{2} * q_1\right) * \vec{b}_2 - \frac{h}{2} * \vec{b}_3 \quad (49)$$

$$\vec{p}_2 = -\frac{h}{2} * q_2 * \vec{b}_1 + \left(-r + \frac{h}{2} * q_1\right) * \vec{b}_2 - \frac{h}{2} * \vec{b}_3 \quad (50)$$

Com deslocamento linearizado: $h_1 = h_2 = -r * q_1$

A velocidade dos dois corpos nos pontos de contato é definida por:

$$\vec{v}_1 = \vec{\omega} * \vec{p}_1 \quad (51)$$

$$\vec{v}_2 = \vec{\omega} * \vec{p}_2 \quad (52)$$

Assumindo a velocidade do centro do disco zero, a velocidade dos pontos de contato entre as pastilhas e o disco é obtida pela diferenciação dos vetores de posição \vec{p}_1 e \vec{p}_2 :

$$\vec{v}_1' = \frac{nd}{dt} * \vec{p}_1 \quad (53)$$

$$\vec{v}_2' = \frac{nd}{dt} * \vec{p}_2 \quad (54)$$

A direção da força é dada pelo vetor unitário de velocidade relativa entre os dois corpos em contato, os quais podem ser linearizados, pois os valores dos ângulos q_1 e q_2 são muito pequenos, bem como das velocidades angulares, o que resulta na expressão:

$$\vec{r}_1 = \vec{b}_1 - \frac{h}{2*r} * \left(\frac{q_1'}{q_3'} + q_2\right) * \vec{b}_1 \quad (55)$$

$$\vec{r}_2 = -\vec{b}_1 + \frac{h}{2*r} * \left(\frac{q_1'}{q_3'} + q_2\right) * \vec{b}_2 \quad (56)$$

Com o diagrama de corpos livres da Figura 38, obtemos as forças para a pastilha inferior e superior:

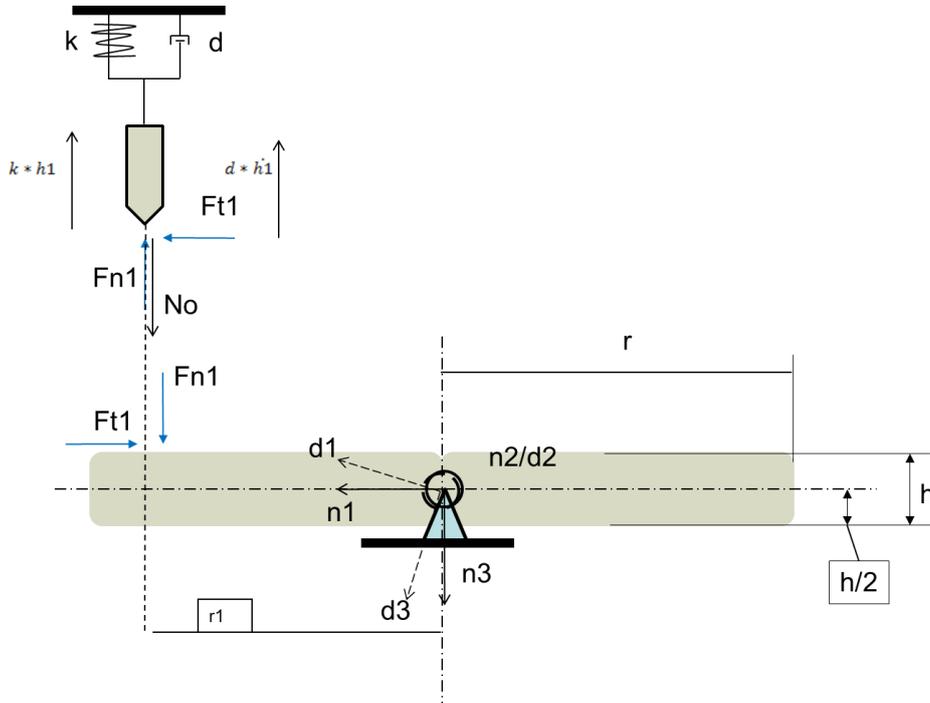


Figura 38 –Diagrama de corpos livres para a pastilha superior

Para a pastilha superior a F_{p1} pode ser descrita como:

$$\overrightarrow{F_{p1}} = Ft1 * \overrightarrow{r1} - Fn1 * \overrightarrow{d3} + No * \overrightarrow{n3} - k * h1 * \overrightarrow{d3} - d * h1 * \overrightarrow{n3} + H11 * \overrightarrow{n1} + H12 * \overrightarrow{n2} \quad (57)$$

E analogamente para a pastilha inferior:

$$\overrightarrow{F_{p2}} = Ft2 * \overrightarrow{r2} - Fn2 * \overrightarrow{d3} + No * \overrightarrow{n3} - k * h2 * \overrightarrow{d3} - d * h2 * \overrightarrow{n1} + H11 * \overrightarrow{n1} + H12 * \overrightarrow{n2} \quad (58)$$

Sendo que $H_{i,j}$ as forças de reação da pastilha com o disco de freio e assumindo a Lei de Coulomb $Ft1 = \mu1 * Fn1$, $Ft2 = \mu1 * Fn2$ e $Fp1 * n3 = Fp2 * n3 = 0$. Portanto as forças resultantes serão:

$$\overrightarrow{FD1} = -Ft1 * \overrightarrow{r1} + Fn1 * \overrightarrow{d3} \quad (59)$$

$$\overrightarrow{FD2} = -Ft2 * \overrightarrow{r2} + Fn2 * \overrightarrow{d3} \quad (60)$$

O momento resultante no disco é dado pela expressão:

$$\vec{M} = -kt * q1 * \vec{n1} - kt * q2 * \vec{a2} - dt * \dot{q1} * \vec{n1} - dt * \dot{q2} * \vec{a2} + \vec{Ma} * \vec{n3} + \vec{p1} * \vec{FD1} + \vec{p2} * \vec{FD1} \quad (61)$$

Com as equações de movimento das por:

$$\begin{bmatrix} \Theta & 0 \\ 0 & \Theta \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{q1} \\ \ddot{q2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{2} * \mu * No * \frac{h^2}{r * \Omega} + dt & d\Omega \\ -\phi * \Omega - \mu * d * h * r & dt \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{q1} \\ \dot{q2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} kt + 2 * k * r + No * h & \frac{1}{2} * \mu * No * \frac{h^2}{r} \\ -\phi * \Omega - \mu * d * h * r & dt \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} q1 \\ q2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} \quad (62)$$

Onde o balanço do momento angular é dado por:

$$\frac{Nd}{dt} * \Theta * N\omega D = M \quad (63)$$

$$MA = 1 * \mu * No \quad (64)$$

E as variáveis da equação e movimento consideradas como kt o coeficiente rotacional das molas; dt o coeficiente de amortecimento; (n1, n2, n3) os vetores do sistema de coordenadas cartesianas; (q1, q2, q3) os ângulos de coordenadas para orientação ; (a1,a2,a3) e (b1, b2, b3) as coordenadas de posição para a determinação do ângulo q. A espessura e raio do disco dadas como h e r, atrito entre disco e pastilha definido como μ , a força normal inicial No e ângulo de rotação do sistema em relação as coordenadas dado por Θ , ϕ e Ω (teta, phi e omega). A equação matricial 69 pode ser escrita na forma abaixo para facilitar a análise computacional:

$$\ddot{q1} = A1 * \dot{q1} + C1 * \dot{q2} + E1 * q1 + G1 * q2 \quad (65)$$

$$\ddot{q2} = B1 * \dot{q1} + D1 * \dot{q2} + F1 * q1 + H1 * q2 \quad (66)$$

Onde:

$$A1 = -\left(\frac{\left(\frac{\mu * No * h^2}{2 * r * \Theta}\right) + (2 * d * r^2) + (dt)}{\Theta}\right)$$

$$B1 = -\left(\frac{(-\Phi * \Omega) - (\mu * d * h * r)}{\Theta}\right)$$

$$C1 = -\left(\frac{-\Phi * \Omega}{\theta}\right)$$

$$D1 = -\left(\frac{dt}{\theta}\right)$$

$$E1 = -\left(\frac{kt + (2 * k * r^2) + (No * h)}{\theta}\right)$$

$$F1 = -\left(\frac{(-1 * \mu * ((k * h * r) + (2 * No * r)))}{\theta}\right)$$

$$G1 = -\left(\frac{\frac{\mu * No * h^2}{(2 * r)}}{\theta}\right)$$

$$H1 = -\left(\frac{kt + ((1 + \mu^2) * No * h)}{\theta}\right)$$

As equações (65) e (66) foram simuladas no programa Matlab & Simulink, usando os dados de entrada dos autores (Wagner, Hochlenert e Hagedorn - 2007) e os resultados foram correspondentes comparando o gráfico da velocidade angular em função do valor k do sistema massa mola.

3.3.3 Ajuste do Sistema Massa Mola

Os coeficientes de rigidez e amortecimento foram ajustados para representar os resultados de deslocamento verificados com o freio tipo punho com diâmetro do pistão 52 mm e disco diâmetro 240 mm testados em dinamômetro. O modelo utilizado pelos autores representa um freio maior com diâmetro de pistão 54 mm e disco de freio com diâmetro 260 mm, além da espessura maior. O modelo foi simulado novamente com ajustes na espessura e raio do disco h e r respectivamente, atrito da pastilha, e constantes de rigidez e elástica do sistema massa mola. As Figuras 39 e 40 mostram os resultados da simulação do modelo ajustado e dos autores respectivamente, e em cada gráfico estão sobrepostos os ângulos q1, na direção do ponto de contato entre a pastilha e o disco, bem como o ângulo q2, localizado à 90° em relação à q1. O ângulo q1 sempre apresenta maior amplitude.

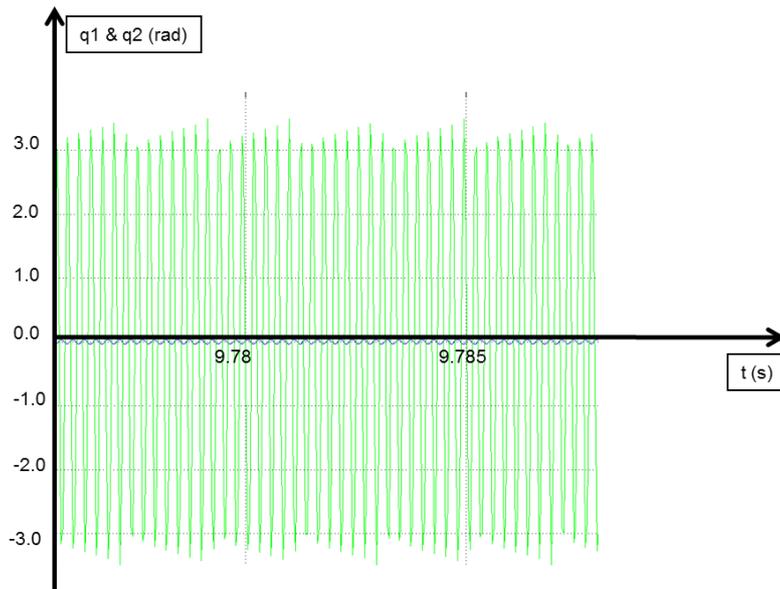


Figura 39 – Ângulos q_1 e q_2 do modelo otimizado – freio 52 + disco 240 mm de diâmetro

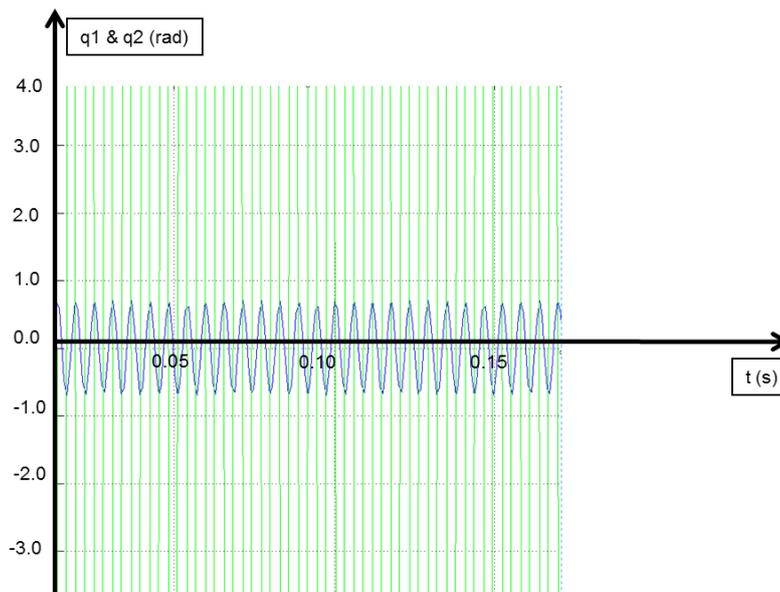


Figura 40 – Ângulos q_1 e q_2 - freio 54 + disco 260 mm de diâmetro .

Comparando os resultados da simulação, o modelo apresentado pelos autores (Wagner, Hochlenert e Hagedorn - 2007), apresenta 2 vezes mais amplitude no valor de q_1 quando comparado ao resultado dos freio de diâmetro de pistão 52 mm e disco de diâmetro 240 mm testados em dinamômetro. Esse resultado era esperado uma vez que o freio usado pelo autor é maior, ou seja, freio com pistão 54 mm e disco com 260 mm de diâmetro, o que compromete o balanceamento e estabilização do sistema.

3.3.4 Análise de frequência

Para análise de frequência, as equações foram avaliadas na forma espaço estado e com a mesma excitação utilizada na análise do modelo Shin. Desta maneira as equações (65) e (66), podem ser descritas como:

$$\ddot{q}_1 = A1 * \dot{q}_1 + C1 * \dot{q}_2 + E1 * q_1 + G1 * q_2 + F1 \quad (67)$$

$$\ddot{q}_2 = B1 * \dot{q}_1 + D1 * \dot{q}_2 + F1 * q_1 + H1 * q_2 + F2 \quad (68)$$

Onde F1 e F2 são função da variação da espessura do disco de 0.060 mm, ou 0.030 mm de cada lado do disco. As equações de transferência foram analisadas com relação à instabilidade, selecionando somente os itens relativos às direções q1 e q2. Através do diagrama de bode gerado para esses pontos é identificado que a máxima intensidade do ruído entre para 2500 Hz e 2200 Hz, que coincide com os resultados do teste de dinamômetro a quente. Serão agrupados mais resultados de testes, envolvendo isoladores e geometria de pastilha diferente, para dados para quantificar a variação do ruído, refinar a comparação e definir faixa de aceitação.

3.3.5 Resultados adicionais de dinamômetro

No desenvolvimento deste sistema de freio a disco dianteiro tipo deslizante com diâmetro de pistão 52 mm e disco ventilado com 240 mm de diâmetro e espessura 20 mm, foram efetuados diversos testes em dinamômetro de inércia da Figura 9, como: teste de eficiência ou comportamento de atrito em diversas temperaturas, pressões e desacelerações; arraste do freio e histereses do retorno do pistão; deslocamento do pistão à altas pressões avaliando ao deformação do freio; vibração do disco de freio e deformação do mesmo em altas temperaturas; vida e perda da eficiência depois de 50% da mesma e ruído considerando o sistema de freio frio e quente. Esse teste de ruído será utilizado para análise do último modelo que apresentou melhor correlação com um sistema de freio aplicado em veículo.

Para o levantamento dos dados experimentais selecionamos o teste de ruído que é basicamente composto de 2500 paradas padronizadas, incorporando: assentamento do material de atrito, frenagens moderadas, aquecimento, fade e recomposição do atrito; expondo o disco e freio à baixas e altas temperaturas. Em intervalos de aproximadamente 400 paradas, chega-se a um pico de temperatura e pressão, onde são gravadas as ocorrências de ruído para cada condição. As curvas geradas no teste de dinamômetro mostram para cada frequência a

respectiva intensidade do ruído em dB, temperatura ($^{\circ}\text{C}$) e pressão (bar), conforme exemplo nas figuras de 41 a 43:

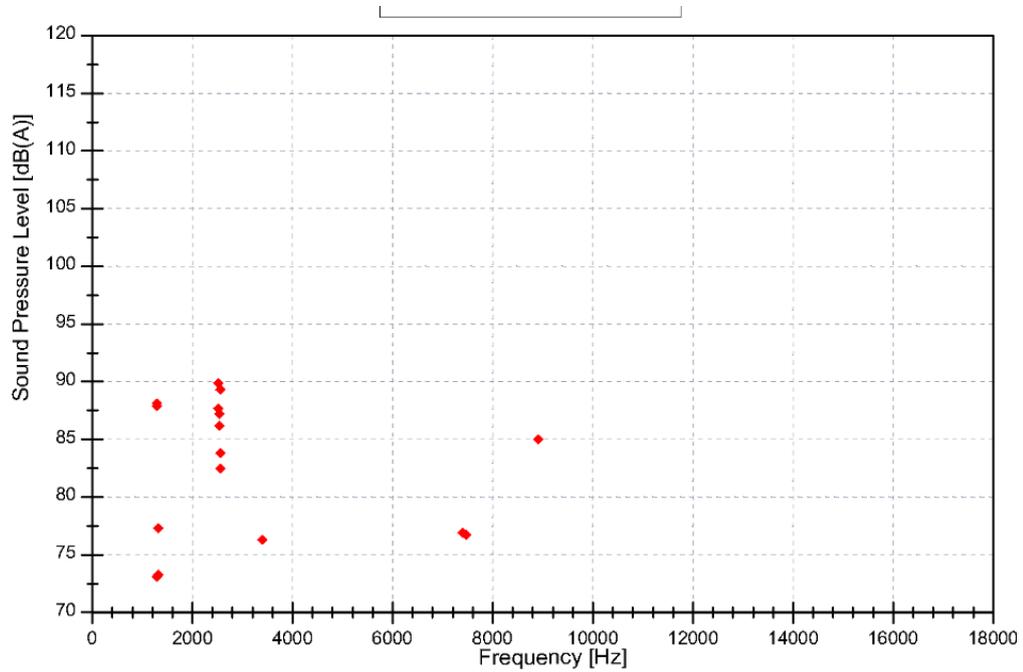


Figura 41 – Ruído x Frequencia - Freio Pistão 52 mm + Disco 240 mm - Sem Chanfro + Isolador Acrílico

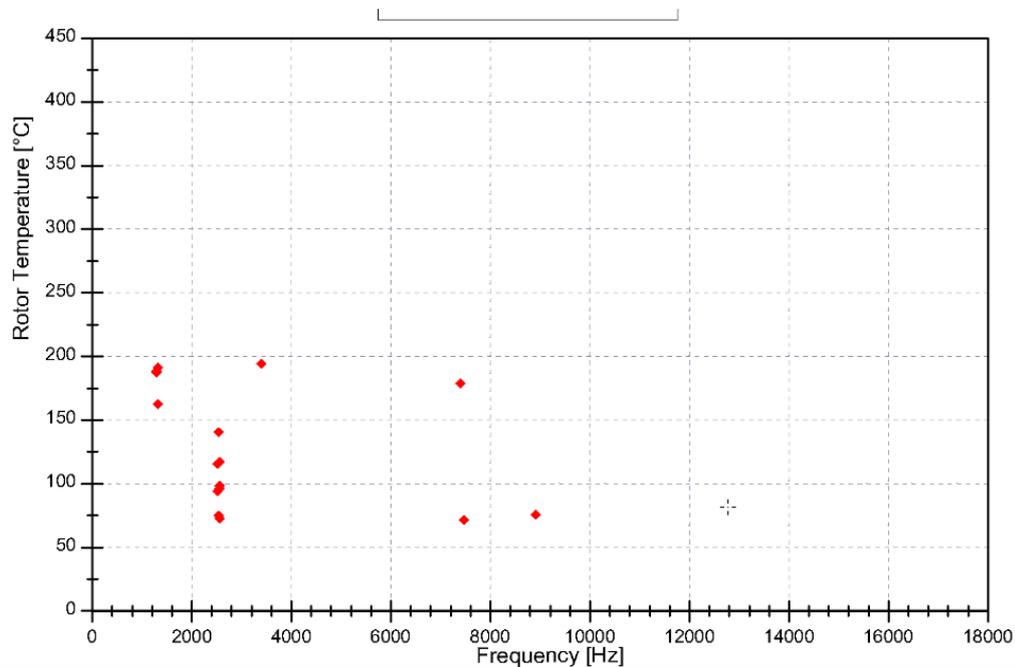


Figura 42 –Tempetatura x Frequencia - Freio Pistão 52 mm + Disco 240 mm - Chanfro + Isolador Acrílico

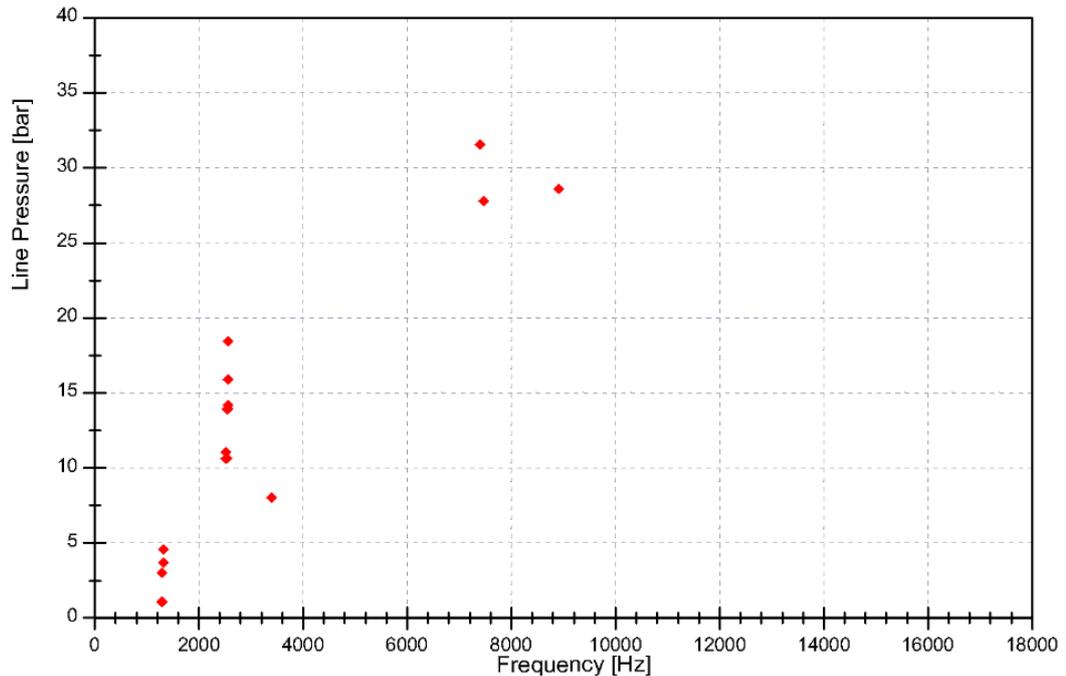


Figura 43 –Pressão x Frequencia - Freio Pistão 52 mm + Disco 240 mm - Chanfro + Isolador Acrilico

Os resultados de pressão e temperatura são utilizados como a base dos dados de entrada do modelo para confrontar com os resultados de ruído em dB nas mesmas frequências. Para ampliar a amostragem, seis testes de ruído foram realizados em dinamômetro de inércia com o mesmo freio com pistão 52 mm de diâmetro e disco com 240 mm de diâmetro; variando-se a qualidade do isolador da pastilha e tipo de recorte do material de atrito. O resultado de todos os testes foi compilado na figura 44 onde se pode constatar que os freios com menor incidência de ruído em dinamômetro são os que utilizam pastilhas com chanfro e isolador de acrílico, que não apresentaram ruído em veículo. Com base nesses dados, a configuração selecionada para o projeto foi o material de atrito com isolador de acrílico e chanfro de 20 mm, apesar da redução da vida útil do sistema. A solução foi avaliada em veículo não apresentando ruído além de atender os requisitos de durabilidade.

A figura 45 apresenta o mesmo resultado, identificando em preto as construções de material de atrito que não apresentaram ruído em veículo, e as marcadas em pontilhado com resultado não satisfatório. Esse gráfico permite concluir que para esse sistema de freio a disco em estudo, um projeto de disco ou pastilha que apresente resultados fora do quadrante definido por 80 dB máximo entre uma frequência de 1 a 5 KHz, apresentará ruído

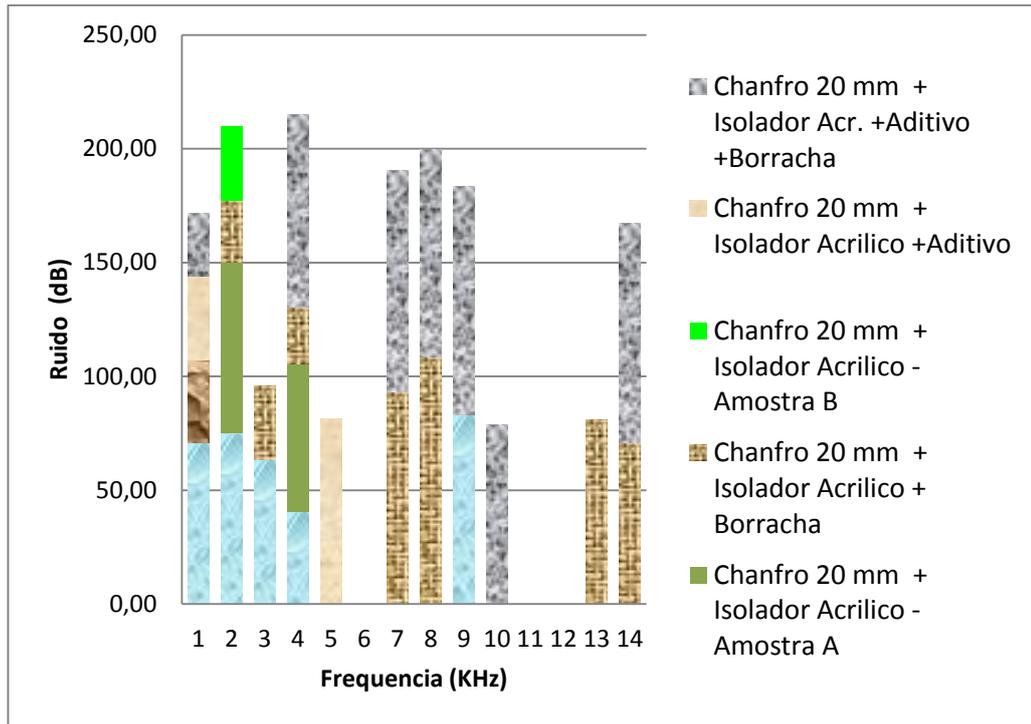


Figura 44 – Resultados de testes.

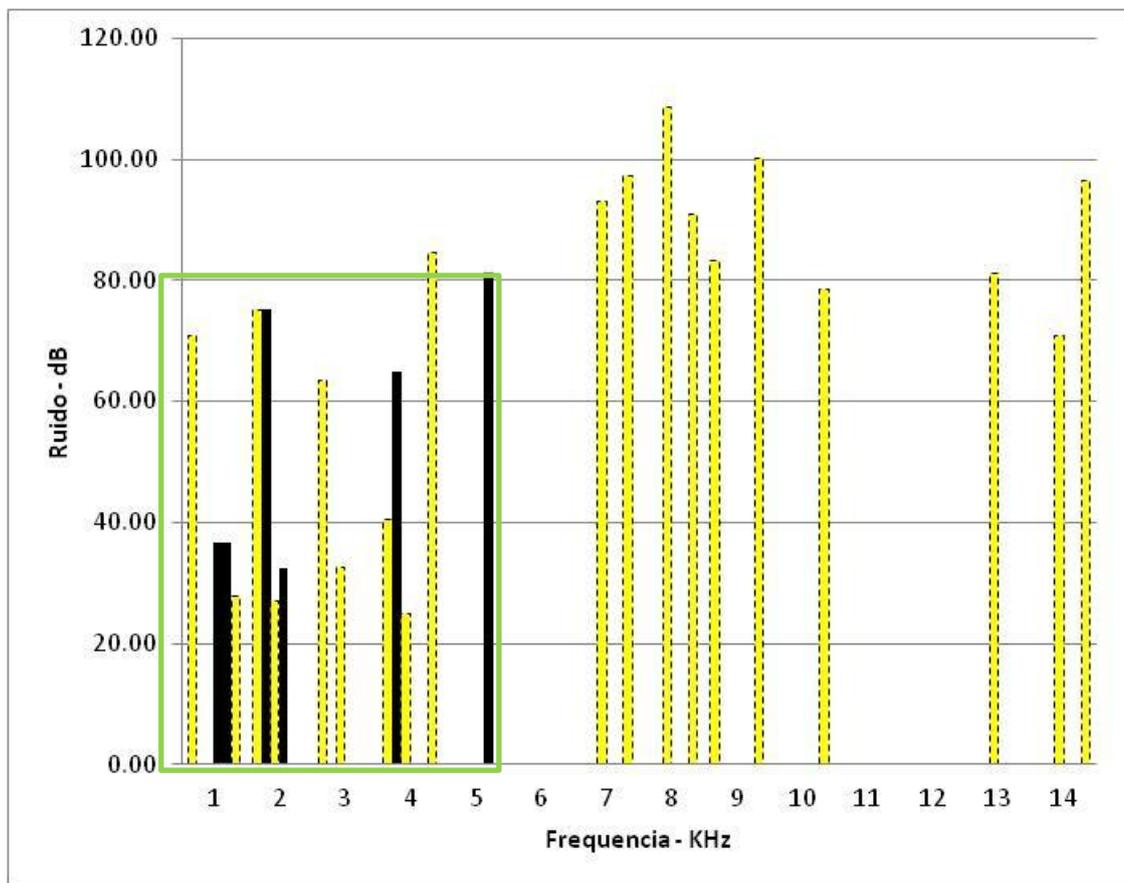


Figura 45 – Definição dos limites para o ruído no freio estudado.

Ampliando o número de amostras identifica-se que esse sistema de freio dianteiro FN 52 mm, disco de freio 240 x20 mm e material de atrito semi-metálico, ou seja, com μ próximo a 0,42, não apresenta ruído em veículo. O resultado de dinamômetro desse sistema apresenta dois pontos concentrados de ruído: o primeiro com frequência de 2 KHz que se mostra muito próximo do resultado simulado, e o segundo foco para uma frequência média de 5 KHz. Foram efetuadas várias simulações com variação das características do disco, momento de inércia, massa, e outras variáveis da equação de movimento, sem sucesso para a definição do segundo ponto de ruído.

4 CONCLUSÕES

As reclamações dos problemas de ruído de freio em veículos deverão aumentar nos próximos anos, pois a isolamento acústica dos motores, suspensão e demais componentes está cada vez mais apurada. O trabalho de eliminação do ruído é normalmente experimental e para minimizar os gastos nas indústrias se faz necessária a criação de um modelo eficiente que permita a alteração de parâmetros sem a fabricação de protótipos ou execução de testes em dinamômetro ou veículo.

O modelo de Shin e outros (2002), estuda um modelo de dois graus de liberdade e ilustra as diferentes causas de instabilidade como gradiente fricção - velocidade negativa ou geometria particular. A variação da velocidade com gradiente negativo, proposto pelo autor na Figura 13, induz à vibração trava-desliza que é reconhecida como uma das principais causas do ruído de freio. A análise linear da instabilidade permite avaliar o limite que induz a auto-excitação do sistema identificando que somente a variação do amortecimento da pastilha não é eficiente para a eliminação do ruído. Dessa maneira, uma solução robusta para a melhoria do sistema de freio com relação à instabilidade ou ruído, deve incorporar não somente o amortecimento do disco, porém das pastilhas também. A simulação com dados reais não reproduz resultados experimentais de um sistema de Freio Dianteiro e traseiro, mas conforme descrito pelos autores, esse modelo não tem a intenção de ser um modelo dinâmico de um freio completo, porque não foi projetado para estudar os efeitos da forma dos componentes, como geometria e amortecimento das pastilhas, carcaça e guias da carcaça do Freio Dianteiro e a própria interação com a manga de eixo.

Hoffman & Gaul (2002), apresentam um modelo que procura estudar a instabilidade induzidas pela fricção. O modelo apresentado pelos autores é composto por um sistema de molas suspensas que pressiona a pastilha sobre uma esteira representando o disco, porém um freio dianteiro deslizante possui vários elementos atuando como amortecedores de vibrações e conseqüentemente o ruído, como: molas da pastilha de freio, guia da carcaça do freio dianteiro, selo do pistão o qual tem a função de retornar a pastilha e o próprio pistão.

O modelo de dois graus de liberdade apresentado por Hagdorn (2006), simula um disco e suspenso sobre uma junta esférica em seu centro de massa e suportados por molas e amortecedores com coeficiente rotacional para um movimento em balanço. Este modelo representa mais fielmente a realidade dos veículos de passageiros, apesar de que as frequências de ocorrência de ruído não estão correlacionadas com os dados experimentais. As simulações efetuadas e comparação com os dados experimentais identificam que o modelo

pode ser melhorado complementando dados de entrada para se aproximar da realidade, como: detalhamento do disco de freio, como por exemplo, a espessura de cada parede de um disco de freio ventilado e também as características do material de atrito e isolador que influenciam o ruído.

REFERÊNCIAS

Hamann, W. C. **Brakes**. Michigan: Ford, 1966.

Hoffmann, N.; fisher, M.; Allgaier, R.; Gaul, L. A minimal Model for studying properties for a mode-coupling stability type instability in friction induced oscillations - – **Journal of Sound and Vibration Journal of Sound and Vibration**. v. 29, n. 4, p. 197-205, July 2002.

Kirillov, O., "How to Play a Disc Brake: A Dissipation-Induced Squeal," SAE **Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.** 1(1):863-876, 2009, doi:10.4271/2008-01-1160

Kirillov, O.N.; Verhulst, F. Paradoxes of dissipation-induced destabilization or who opened Whitney's umbrella?, **Z. angew. Math. Mech.**, v. 90, n. 6, p. 462 – 488 - Editor's choice, 2009.

Masood, S.H; Singh, I. **Effect of Lateral Run-out on Caliper Drag in Automotive Disc Brake**, 2007. Disponível em: < <http://espace.library.uq.edu.au/eserv/UQ:132221/B5.5.pdf> ->. Acesso em 2009.

Merian, J. L.; Kraige, L.G. **Mecânica dinâmica**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. v. 2

Morais, V.; Vieira, C. **Matlab 7&6**: curso completo. 3. ed. Lisboa: FCA, 2006.

N.M. Kinkaid, O.M. O'Reilly, P. Papadopoulos - **Automotive disc brake squeal**. California, USA : Department of Mechanical Engineering, University of California USA, 2002.

Ogata, K. **Engenharia de Controle Moderno**, 4 ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall, 2003.

Oleg N. Kirillov. Paradoxes of dissipation-induced destabilization . Darmstat: Geermay. **Dynamics and Vibrations Group - Technical University of Darmstadt, Hochschulstr.**, 2009

Pálfi, L.; Békési, N.; Goda, T.; Váradi, K.; Czifra, A. **FE simulation of the hysteretic friction considering the surface topography** . ed. Periodica polytechnic - Mechanical Engineering, 2008

Palhares, R. **Estabilidade de sistemas lineares realimentados**. Minas Gerais: Universidade Federal de Minas Gerais, 2007. Disponível em: <www.cpdee.ufmg.br/~palhares/Todas%20as%20aulas%20CSL.pdf>. Acesso em 2010.

Pereira, L. F. A. & Haffner, J. F. **Resposta em Frequência de Sistemas Lineares - Diagramas de Bode**. Rio Grande Do Sul. Pontificia Universidade Catolica Do Rio Grande do Sul, 2009. Disponível em: <www.feng.pucrs.br/~gacs/new/.../PlanoAnalise_460_2009_II.pdf>. Acesso em 2010.

Popp, K.; Rudolph, N.; Krueger, M.; Lindner, M. Mechanism to generate and avoid induced vibrations. Dusseldorf: Germany - **VDI Bericht 1736**. VDI-Verlag. p. 10-15, 2002.

Rischter, d., Trentin, F. **Sistema massa-mola: vibração livre sem amortecimento**. Rio Grande do Sul: Universidade de Caxias do Sul, 2005. Disponível em:
<hermes.ucs.br/ccet/deme/emsoares/eqdif/restrito/trabalhos/trab3.pdf>. Acesso em 2010.

Shin, K.; Brennan, M.J.; Oh, J.E; Harris, C.J.; Two degree of freedom model – **Journal of Sound and Vibration Journal of Sound and Vibration** · v. 254, n. 5, p. 837 a 848, July 2002.

Soares, Marcos. **A história dos freios**. Joinvile: Instituto Federal de Ciência, Educação e Tecnologia de Santa Catarina, 2010. (nota de aula).

Takaya, K. - **Control Systems - Routh Hurwitz Stability Criterion**. University of Saskatchewan, October 2009. Disponível em:
<home.scarlet.be/.../Chapter13_3%20RouthHurwit>. Acesso em 2010.

Teves, A., **Bremsen- Handbuch**. 2. ed. Frankfurt, Main: Alfred Teves, Maschinen- und Armaturenfabrik , 1935.

Wagner, U.; Hochlenert, D.; Hagedorn, P.: Minimal Models for Disk Brake Squeal, **Journal of Sound and Vibration**, p. 302:527–539, 2007.

Brommundt, E - Ein Reibschwinger mit Selbsterregung ohne fallende Reibkennlinie, ZAMM - **Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik**. v. 75. supl. 12. p. 811–820, 1995.

Schmieg , H. & Vielsackn, P. Modelbildung und experimentelleuntersuchungen zum Bremsenquietschen. ZAMM - **Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik**. Supl. 2. p. 709-710, 1998.

GLOSSÁRIO DE RUIDOS – VEICULOS AUTOMOTIVOS

Descrição Inglês	Velocidade	Pressão	Temperatura	Frequência
LF-Squeal	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	TA – 300 °C	1 – 4 kHz
HF-Squeal	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	TA – 300 °C	4 – 16 kHz
(Hot)judder	80 km/h – V_{max}	10 – 20 bar	200 – 800 °C	10 – 100 Hz
Groan	0 – 1 km/h	5 – 10 bar	TA	50 – 500 Hz
Moan	0 – 10 km/h	0 – 10 bar	TA	50 – 1000 Hz
Rattle	0 – 80 km/h	0 bar	Independente	50 – 1000 Hz
Clack	mudança de trajetória	>10 bar	Independente	50 – 500 Hz
Wire brush	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	TA – 300 °C	50 Hz – 16 kHz
Chirp	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	TA – 300 °C	1 – 16 kHz
Creak	Parado	0 – 10 bar	Independente	50 – 1.000 Hz

APÊNDICE A – MODELO SHIM

Dados de Entrada

$c_1= 5 \text{ Ns/m}$; $k_1=6000000 \text{ n/m}$; $m_1=3,0 \text{ Kg}$; $Mues=0.5$; $vo=27.78 \text{ m/s}$; $Alpha=-0.01 \text{ degree} = A$; $T=750 \text{ Nm}$; $pad = Mue = 0,45$; $raioef = 0.098 \text{ m}$; $N=T/(pad*raioef)$; $constMue = N*(Mues-(A*vo))$; $NA = N*A$; $c_2= 3 \text{ Ns/m TBC}$; $k_2=36000000 \text{ n/m}$; $m_2=1.5 \text{ Kg}$;
 Otimizacao 3

$c_1= 4 \text{ Ns/m}$; $k_1=20000000 \text{ N/m}$; $c_2= 2 \text{ Ns/m}$; $k_2=1000000 \text{ n/m}$

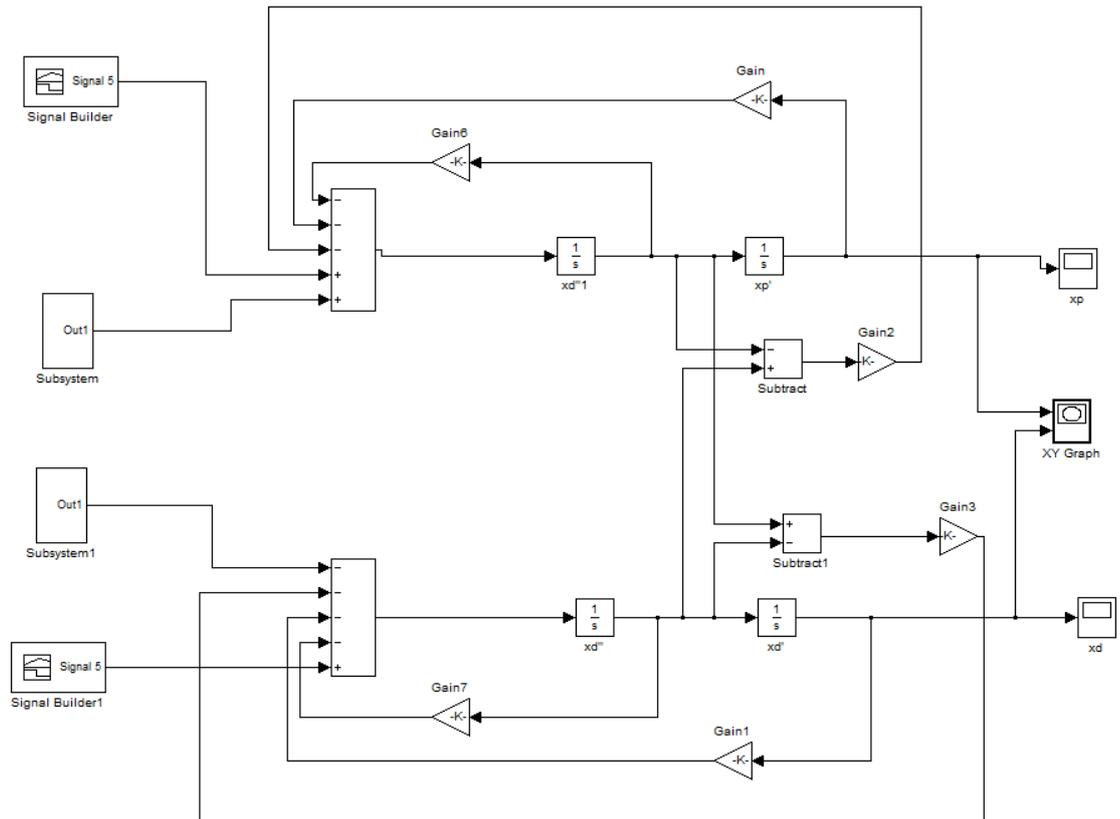


Figura A - Modelo Shin - Simulink visão geral.

%%%

Equação Espaço Estado

%%%

$A=[0 \ 1 \ 0 \ 0 ; -k_1/m_1 \ -(c_1-N*A_1)/m_1 \ 0 \ -N*A_1/m_1; 0 \ 0 \ 0 \ 1; 0 \ -N*A_1/m_2 \ -k_2/m_2 \ -(c_2-N*A_1)/m_2]$

$B=[0 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ -(N*(Mues-A_1*vo))/m_1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 0 \ -N*(Mues-A_1*vo)/m_2]$

$C=[1 \ 0 \ 0 \ 0; ; 0 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; 0 \ 0 \ 0 \ 0]$

$D=[0.03/m_1 \ 0 \ 0 \ 0; ; 0 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ -0.03/m_2 \ 0; 0 \ 0 \ 0 \ 0]$

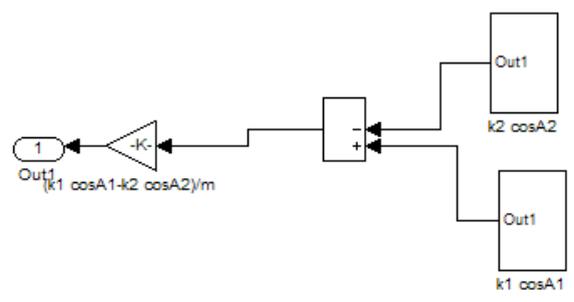
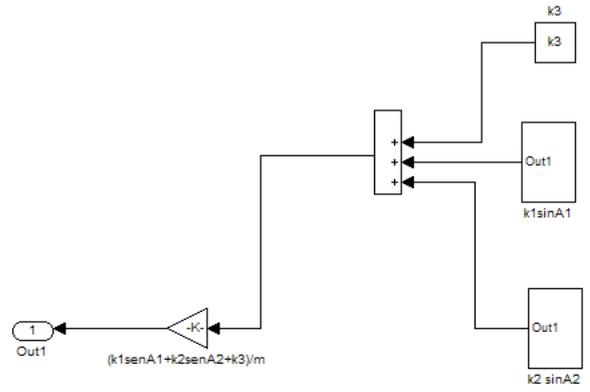
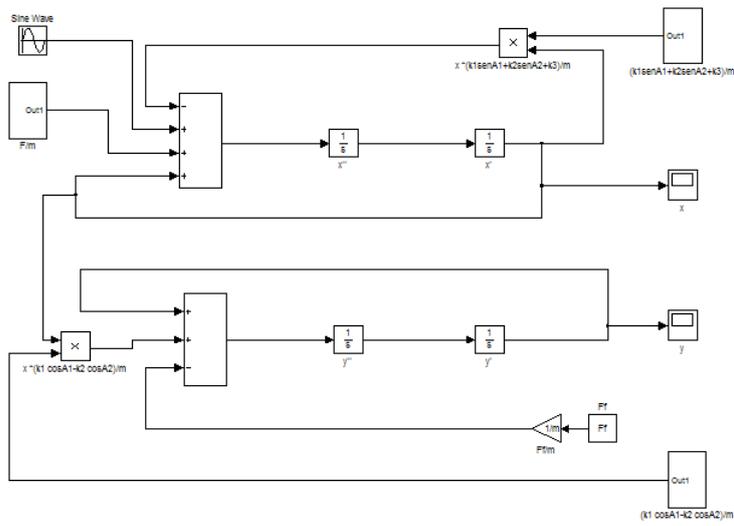
$sis=ss(A,B,C,D)$

$bode(sis)$

APÊNDICE B – MODELO HOFFMANN GAUL

Dados de Entrada

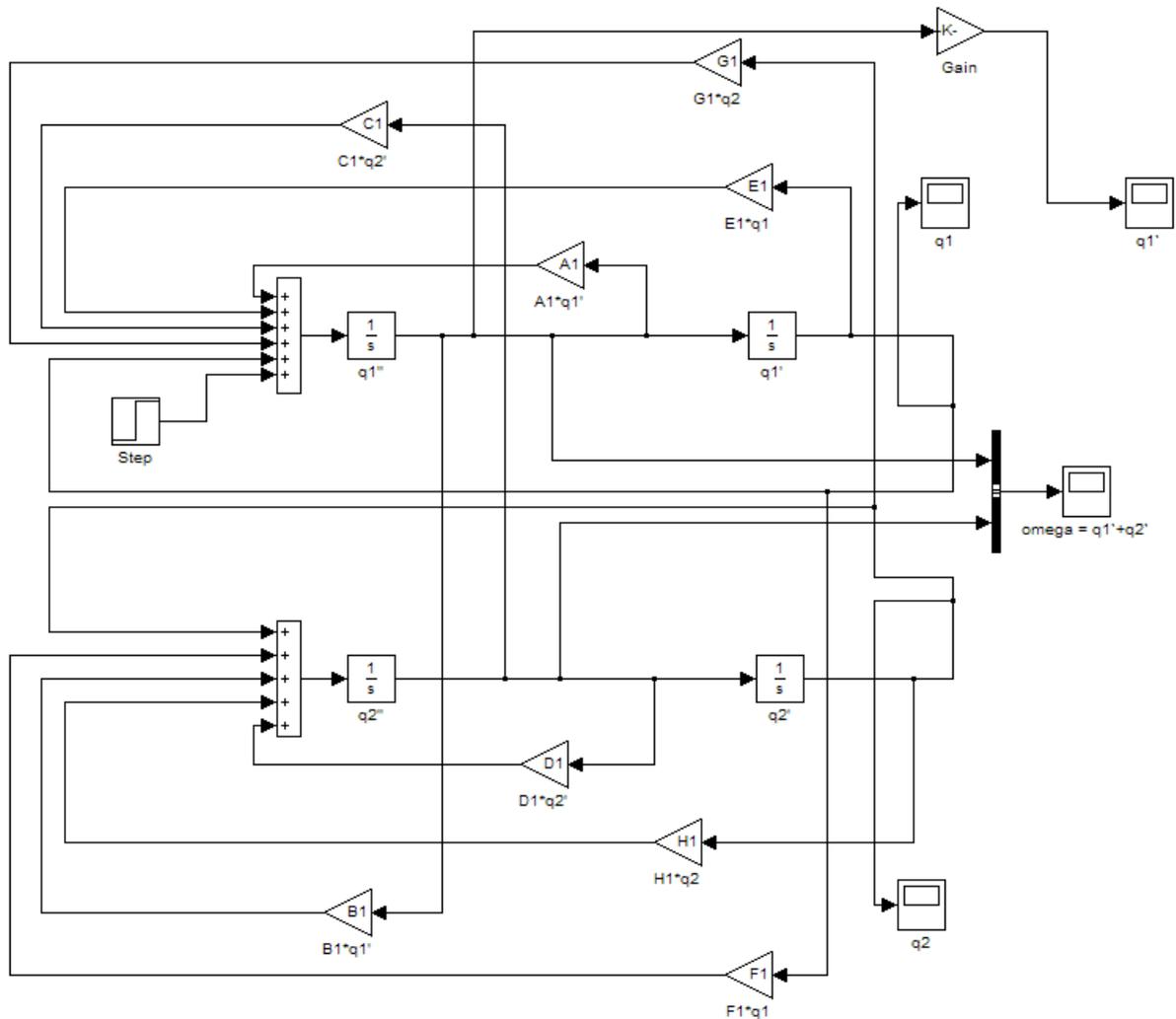
$k_1 = 10000000 \text{ N/m}$, $k_2 = 10000000 \text{ N/m}$, $k_3 = 15000000 \text{ N/m}$, $A = \text{Alpha} = 360 \text{ degrees} / 3 = 120 \text{ degrees}$ a ser otimizado, $A_1 = 60 \text{ degrees} = (60 \cdot \text{PI}) / 180 \text{ rad}$ - freio FN 52 Simetrico, $A_2 = A_1 = 60 \text{ degrees} = (60 \cdot \text{PI}) / 180 \text{ rad}$ - freio FN 52 Simetrico, $k_{11} = (k_1 \cdot \cos(2 \cdot A_1)) + (k_2 \cdot \cos(2 \cdot A_2))$, $k_{12} = (k_1 \cdot \sin(A_1) \cdot \cos(A_1)) + (k_2 \cdot \sin(A_2) \cdot \cos(A_2))$, $k_{21} = (k_1 \cdot \sin(A_1) \cdot \cos(A_1)) + (k_2 \cdot \sin(A_2) \cdot \cos(A_2))$, $k_{22} = (k_1 \cdot \sin(2 \cdot A_1)) + (k_2 \cdot \sin(2 \cdot A_2))$, $m = 3 \text{ kg}$, $\% \text{Mue} = 0.45$, $T = 750$, $\text{pad} = 0.45$, $\text{raioef} = 0.098 \text{ m}$, $N = T / (2 \cdot \text{Mue} \cdot \text{raioef})$, $x = \text{DTV}$ (Disk Thickness variation = +/-20 microns = sin Curve, $l = \text{comprimento} = 2 \cdot \text{pi} \cdot 240 / 2$, $h = \text{altura} = 0.00002$, $a = h$ (max altura), $v = 80 \text{ Km} / h = 80 / 3600 \text{ m/s}$, $w = 2 \cdot \text{pi} / t = (2 \cdot \text{pi}) / (l/v)$, $u = h \sin wt$



APÊNDICE C – MODELO WAGNER e outros

Dados de Entrada

$h = 0.02$; $r = 0.130$; $\text{Mue} = 0.6$; $kt = 1.88 \cdot 10^7$; $k = 6 \cdot 10^7$; $dt = 0.1$; $d = 5$; $\text{No} = 3000$; $teta = 0.16$; $\phi = 2 \cdot teta$; $\omega = 5 \cdot \text{PI}$; $A1 = -[(\text{Mue} \cdot \text{No} \cdot h^2)/(2 \cdot r \cdot teta) + 2 \cdot d \cdot r^2 + dt]/teta$; $B1 = -[-\phi \cdot \omega - \text{Mue} \cdot d \cdot h \cdot r]/teta$; $C1 = -(\phi \cdot \omega)/teta$; $D1 = -dt/teta$; $E1 = -[kt + (2 \cdot k \cdot r^2) + (\text{No} \cdot h)]/teta$; $F1 = -[\text{Mue} \cdot (k \cdot h \cdot r + 2 \cdot \text{No} \cdot r)]/teta$; $G1 = -[0.5 \cdot \text{Mue} \cdot \text{No} \cdot h^2/r]/teta$; $H1 = -[kt + (1 + \text{Mue}^2) \cdot \text{No} \cdot h]/teta$



%Definicao das variaveis:

%A1= -((((Mue*No*h^2)/(2*r*teta))+ (2*d*r^2) + (dt)) /teta)

%B1= -(((phi*omega) - (Mue*d*h*r))/teta)

%C1= -((phi*omega)/teta)

%D1= - (dt/teta)

%E1= -((kt+(2*k*r^2)+(No*h))/teta)

%F1= -((-1*Mue*((k*h*r)+(2*No*r)))/teta)

%G1= - (Mue*No*h^2)/(2*r)/teta

%H1= -[kt + [(1+Mue^2)*No*h]/teta

%Espaco Estado

%q1'' = A1*p1' + E1q1 + C1*q2' + G1*q2

%q2'' = b1*q1' + f1 *q1 + D1*q2' + H1*q2

```

%Substituindo, temos no espaço estado:
%x'=Ax+Bu
%y=Cx+Du
%
A1= -[(Mue*No*h^2)/(2*r*teta) + 2*d*r^2+dt]/teta
B1= -[-phi*omega - Mue*d*h*r]/teta
C1= -(phi*omega)/teta
D1= -dt/teta
E1= -[kt+(2*k*r^2)+(No*h)]/teta
F1= -[Mue*(k*h*r+2*No*r)]/teta
G1= -[0.5*Mue*No*h^2/r]/teta
H1= -[kt+[(1+Mue^2)*No*h]]/teta

A=[0 1 0 0;E1 A1 G1 C1;0 0 0 1;F1 B1 H1 D1]
B=[1 0 0 0 ; 0 0 0 0; 0 0 0 0 ; 0 0 0 0]
C=[1 0 0 0 ; 0 0 0 0; 0 0 1 0 ; 0 0 0 0]
D=[0.03/teta 0 0 0; ; 0 0 0 0 ; 0 0 -0.03/teta 0; 0 0 0 0]
% %
sis=ss(A,B,C,D)
bode (sis)

```

APÊNDICE D – CÁLCULO de um SISTEMA DE FEIO BASICO

Esse cálculo de freio é baseado na distribuição de forças e atrito pneu solo conforme mostrado abaixo:

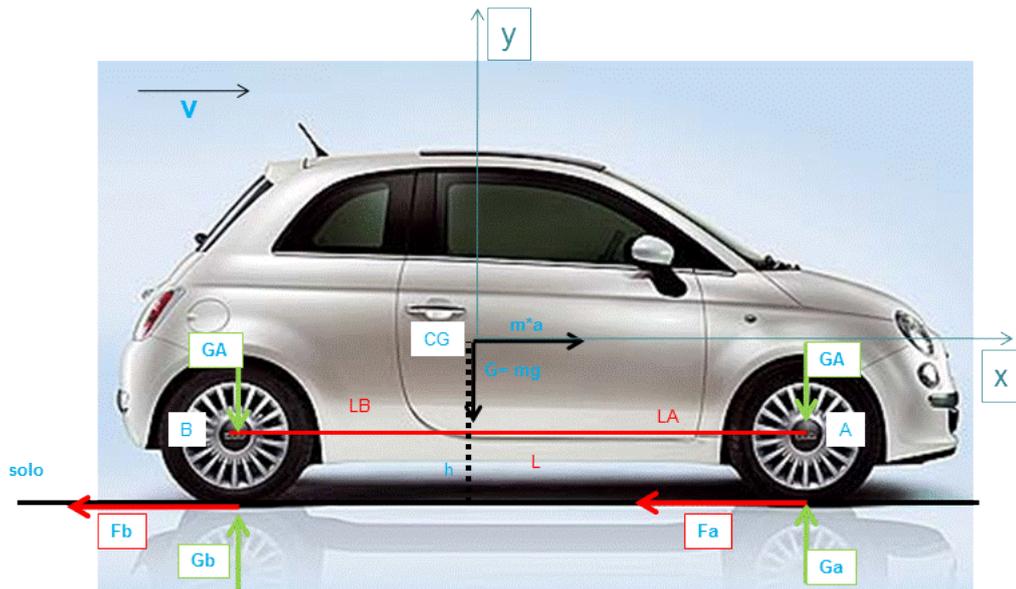


Figura 46 – Dimensões básicas para balanceamento do freio

A figura 46 mostra um veículo qualquer com de a distribuição de forças simplificadas, massa e altura de centro de gravidade conhecidos, onde F_a e F_b são as forças de desaceleração das rodas dianteira / traseira, μ o coeficiente de atrito pneu- solo, G o peso total do veículo, LA a distância do centro de gravidade até a roda dianteira, L a distancias entre os eixos e a aceleração do veículo e h a altura do Centro de gravidade CG.

A força em cada uma das rodas é determinada na direção y por:

$$\sum F_y = 0 \quad (69)$$

$$G = GA + GB \quad (70)$$

$$GB = \frac{G LA}{L} \quad (71)$$

E no eixo x:

$$\sum F_x = 0$$

$$m^* a = F_a + F_b \quad (72)$$

Tomando o momento das forças externas em relação ao ponto B, e admitindo não haver movimento na direção z se obtêm:

$$\sum M(B) = 0 \quad (73)$$

$$GA * L + m * a * h - m * g (L - LA) = 0 \quad (74)$$

$$GA = - \frac{m*a*h*g}{L*g} + \frac{G(L-La)}{L} \quad (75)$$

Nos cálculos de freio são definidas algumas variáveis para facilitar o dimensionamento do sistema como z que é a relação entre a aceleração do veículo e a gravidade (a/g), \hat{h} sendo relação entre a altura do CG e a distancia entre eixos (h/L) e λ que identifica a posição em x do centro de gravidade CG do veículo (La/L). Com a substituição destes parâmetros na equação 7, a equação simplificada fica:

$$Ga = G(-z * \hat{h} + (1 - \lambda)) \quad (76)$$

Analogamente, tomando o momento das forças externas em relação ao ponto A, e admitindo não haver movimento na direção z teremos:

$$\sum M(A) = 0 \quad (77)$$

$$Gb * L + m * a * h - m * g * La = 0 \quad (78)$$

$$Gb = G(-z * \hat{h} + \lambda) \quad (79)$$

Como a máxima força de frenagem é dada pelo resultado da multiplicação do coeficiente de atrito pneu – solo μ pela reação vertical do eixo dianteiro GA e traseiro GB , as forças de frenagem do eixo dianteiro Fa e traseiro Fb , ficam:

$$Fa = G * \mu [-z * \hat{h} + (1 - \lambda)] \quad (80)$$

$$Fb = G * \mu (-z * \hat{h} + \lambda) \quad (81)$$

Essas equações de movimento são normalmente avaliadas na forma gráfica colocando no eixo y a força de frenagem no eixo traseiro FB e no eixo x a força de frenagem no eixo dianteiro FA .

Conforme mostrado nas curvas da figura 47, para certa condição de carga de um veículo vazio ou carregado. As curvas representando a condição do veículo carregado ideal estão sempre acima da condição vazio, identificando que a utilização do sistema de freio é maior na condição carregado sendo que é necessário maior torque de frenagem nessa condição. As curvas representadas no gráfico são definidas as pelas equações 12 e 13, e essas curvas definem a participação do eixo dianteiro e traseiro para cada atrito pneu solo. Essas são

as curvas ideais do sistema de freio, pois é a máxima desaceleração que podemos proporcionar ao veículo.

No mesmo gráfico da figura 47, está adicionada em forma de retas, a curva real do freio proposto para o veículo. As forças de reação nas rodas simulam o freio real e são efetuadas simulando a aplicação de uma força de pedal de freio que amplificada pela relação do pedal, aciona o servo-freio e cilindro mestre. O servo-freio amplifica essa força com diferença entre vácuo e pressão atmosférica, que aciona os êmbolos do cilindro mestre. O cilindro mestre está cheio de fluido de freio que transforma essa força em pressão, a qual é transmitida para os freios das rodas. Nos freios das rodas essa pressão é transformada em torque no disco ou tambor de freio. Esse momento é transferido para a interface pneu solo sendo calculada a respectiva força real.

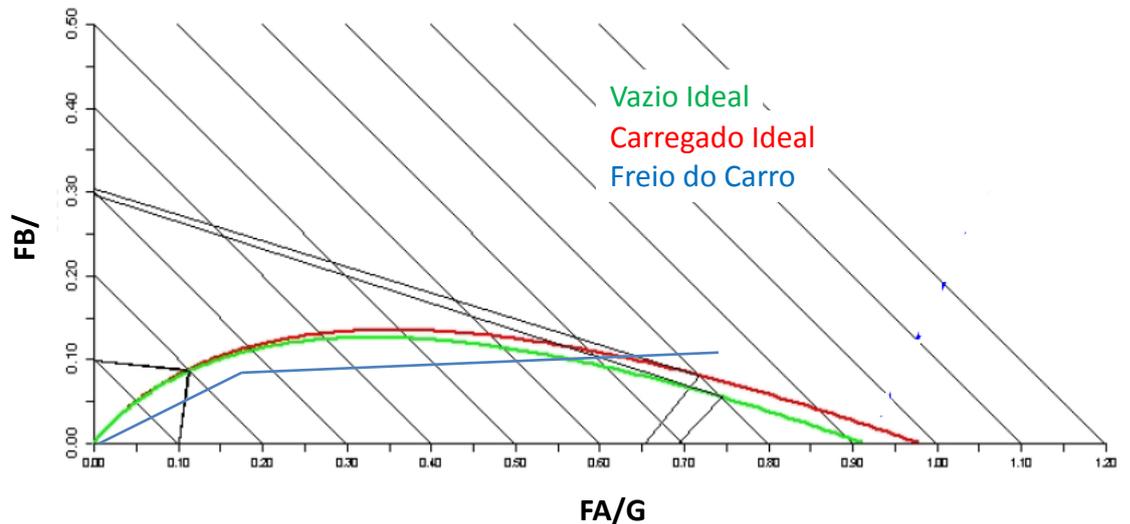


Figura 47 – Curvas de balanceamento de freio