

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**RAFAEL SASSO DE CAMPOS**

DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DINÂMICAS DE MATERIAIS DE  
PASTILHAS DE FREIO AUTOMOTIVO.

**SÃO PAULO**

**2006**

**RAFAEL SASSO DE CAMPOS**

**DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DINÂMICAS DE MATERIAIS DE  
PASTILHAS DE FREIO AUTOMOTIVO.**

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo.

Área de concentração: Eng. Mecânica (Automotiva.)  
Orientador: Prof. Dr. Marcelo A. L. Alves

**SÃO PAULO**

**2006**

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Campos, R. S. de**

**Determinação das propriedades dinâmicas de materiais de  
pastilhas de freio automotivo / R.S. de Campos. -- São Paulo,  
2006.**

**73 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade  
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Ensaios dos materiais 2. Freios a disco 3. Propriedades dos  
materiais I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.  
Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

## **RESUMO**

Ao longo dos anos, a alta tecnologia desenvolvida pela indústria automotiva nos diversos sistemas que integram os veículos resultou em uma grande elevação no padrão de conforto dos mesmos. Neste contexto, os ruídos e as vibrações gerados pelos atuais sistemas de freio a disco se tornam cada vez mais proeminentes. Surge, portanto, a necessidade de redução de tais fenômenos, em especial a do chamado squeal noise, que representa o tipo mais comum de ruído gerado durante as frenagens.

O presente trabalho tem o intuito de construir e validar uma bancada de testes instrumentada capaz de avaliar as propriedades dos materiais de atrito de pastilhas de freio a disco, em especial o módulo de elasticidade dinâmico. Esta bancada é um primeiro passo para o estabelecimento de correlações entre esta propriedade e os fenômenos de ruído e baseia-se na proposição de um novo método para avaliação do comportamento de materiais visco-elásticos. A necessidade de implementação deste novo método de análise destas propriedades se deve à inexistência de dados conclusivos sobre as mesmas através de métodos convencionais de medição.

## **ABSTRACT**

Along the years, the high technology developed by the automotive industry in the diverse systems that integrate the vehicles resulted in a great improvement in its comfort parameters. In this scenario, the noise and the vibration generated by the current brake systems have become more prominent if compared with the other systems of the vehicles. Therefore, rises an increasing necessity of reduction of such phenomena, in special of the so called squeal noise, that represents the most common type of noise generated during the braking action.

The present work aims to construct and to validate an instrumented workbench capable of evaluating the properties of brake pads friction materials, more specifically the dynamic modulus of elasticity. This workbench is a first step for the establishment of correlations between this property and the noise phenomena and is based on the proposal of a new method for evaluating the behavior of visco-elastic materials. The need of introducing this new analysis method of these properties dues to the inexistence of conclusive data about their values, through conventional methods of measurement.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Categorias de reclamações de consumidores junto às montadoras [11].....	13
Figura 2 - Ilustração do funcionamento do freio a disco [17]. .....	14
Figura 3 - Freio a disco atual de alto desempenho [20]. .....	15
Figura 4 - Principais componentes de um sistema de freio a disco [21]. .....	15
Figura 5 - Efeito da pressão e do coeficiente de atrito na estabilidade do sistema, [24].....	19
Figura 6 - Efeito da ridigez da pastilha no aparecimento do squeal, [7]. .....	20
Figura 7 - Ciclo de histerese para um material visco-elástico linear, [19]. .....	25
Figura 8 - Sistema amortecido de 1 grau-de-liberdade .....	27
Figura 9 - Sistema de 1 grau-de-liberdade com amortecimento histerético .....	28
Figura 10 - Espectro de temperatura típico de uma viga em balanço coberta com material visco-elástico, [22]. .....	29
Figura 11 – Variação do módulo de armazenamento $G'$ e do fator de perda $\eta$ com a temperatura, [19]. .....	30
Figura 12 - Variação da parte real do módulo e do fator de perda com a freqüência, [22].....	32
Figura 13 – Espécime utilizado no experimento. ....	36
Figura 14 – Posicionamento esquemático da amostra e do equipamento. ....	36
Figura 15 – Modelo 3D da estrutura da bancada.....	39
Figura 16 – Modelo 3D com posicionamento da amostra e instrumentação.....	40
Figura 17 – Cinco primeiros modos de vibrar da estrutura. ....	41
Figura 18 – Peças da estrutura.....	42
Figura 19 – Estrutura da bancada completa.....	43
Figura 20 – A bancada de ensaios com seus equipamentos. ....	44
Figura 21 – Desenho esquemático da estrutura.....	45

Figura 22 – Instrumentação e posição dos acelerômetros.....	46
Figura 23 – Instrumentação real.....	46
Figura 24 - Terminais dos cabos adaptadores, que ligam os sensores ao condicionador de sinal.....	47
Figura 25 – Soquetes dos canais do condicionador de sinal.....	47
Figura 26 – Gerador de sinal e amplificador.....	48
Figura 27 – Leiaute do amplificador do <i>shaker</i> .....	49
Figura 28 - Chaves seletoras de configuração da placa.....	50
Figura 29 – Janela principal do AqDados.....	50
Figura 30 - Janela de configuração de comunicação do sistema.....	51
Figura 31 - Verificação da comunicação com o computador.....	52
Figura 32 - Configuração dos canais .....	53
Figura 33 - Aceleração média dos planos.....	54
Figura 34 - Espécimes de acrílico e de pastilha de freio a disco.....	56
Figura 35 - Sinais coletados dos quatro acelerômetros e da célula de carga.....	58
Figura 36 - Resposta em freqüência de acelerômetro fixo na estrutura.....	59
Figura 37 - Resposta em freqüência do acelerômetro b1, fixo no espécime.....	60
Figura 38 - Resposta em freqüência do acelerômetro b2, fixo no espécime.....	61
Figura 39 - Formato esperado para os resultados. [24] .....	62

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Valores típicos para o módulo de armazenamento, fator de perda e coeficiente de Poisson para borracha, [19]. .....	31
Tabela 2 – Comparação entre valores de módulo de elasticidade medidos por diferentes métodos para um mesmo tipo de material de pastilha de freio, adaptada de [13].....	33
Tabela 3 – Descrição da instrumentação utilizada. .....	38
Tabela 4 – Lista de peças da estrutura metálica. .....	39
Tabela 5 – Modos de vibrar e freqüências naturais associadas. ....	41
Tabela 6 - Parâmetros de ensaio. ....	57

## SUMÁRIO

<b>1. APRESENTAÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1. IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA.....	12
1.2. FUNCIONAMENTO DO FREIO A DISCO .....	14
1.3. CLASSIFICAÇÃO DOS RUÍDOS DE FREIOS A DISCO .....	16
1.3.1. Grunt.....	16
1.3.2. Grind.....	17
1.3.3. Groan .....	17
1.3.4. Moan.....	17
1.3.5. Squeal .....	18
1.4. FUNDAMENTOS DA FORÇA DE ATRITO.....	18
1.5. DESCRIÇÃO MATEMÁTICA DO COMPORTAMENTO NÃO-LINEAR DE MATERIAIS .....	20
1.5.1. Módulo de elasticidade .....	20
1.5.2. Ciclos de histerese .....	25
1.5.3. Amortecimento viscoso e amortecimento histerético.....	26
1.5.4. Influência da temperatura e da freqüência.....	29
1.5.5. Resultados de estudos experimentais .....	32
<b>2. OBJETIVOS .....</b>	<b>34</b>
<b>3. METODOLOGIA.....</b>	<b>35</b>
3.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES .....	35
3.2. DESCRIÇÃO DAS AMOSTRAS.....	35
<b>4. PROJETO DA BANCADA .....</b>	<b>37</b>
4.1. EQUIPAMENTO ESPECIFICADO .....	37

4.2. ESTRUTURA METÁLICA .....	38
4.3. ANÁLISE DA ESTRUTURA.....	40
4.4. FABRICAÇÃO DA ESTRUTURA .....	42
<b>5. MANUAL DE OPERAÇÃO DA BANCADA.....</b>	<b>44</b>
5.1. MONTAGEM COMPLETA.....	44
5.2. CONFIGURAÇÃO DE HARDWARE.....	49
5.3. CONFIGURAÇÃO DE SOFTWARE .....	50
5.4. ENSAIO BÁSICO.....	52
5.5. ANÁLISE DE DADOS .....	54
5.6. ENSAIO REALIZADO.....	56
<b>6. CONCLUSÕES.....</b>	<b>63</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>64</b>
<b>ANEXO A – ROTINA DE CÁLCULO .....</b>	<b>67</b>

## 1. APRESENTAÇÃO

Este relatório é referente ao trabalho de formatura, de tema Determinação das Propriedades Dinâmicas de Materiais de Pastilhas de Freio Automotivo, realizado por Rafael Sasso de Campos, aluno de graduação em engenharia mecânica pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, sob orientação do Professor Dr. Marcelo Augusto Leal Alves.

O presente texto tem por objetivo expor os resultados obtidos durante o desenvolvimento do projeto, referente à disciplina Projeto Integrado II.

O trabalho tem como base os estudos realizados em [24] durante mestrado pela Escola Politécnica e tem como proposta a construção de uma bancada experimental para a realização de ensaios em amostras de pastilhas de freio de automóveis. O intuito destes ensaios é a avaliação do módulo de elasticidade dos materiais de atrito das mesmas, que possuem comportamento visco-elástico. Em função dos ruídos e vibrações gerados pelos sistemas de freio a disco, existem diversos estudos para avaliar os seus mecanismos de geração durante as frenagens. O módulo de elasticidade do compósito das pastilhas é um parâmetro fundamental na modelagem do comportamento dos componentes de tais sistemas, em especial o disco e as pastilhas quando em contato. Futuramente, espera-se estabelecer correlações desta propriedade com os fenômenos de ruído.

Todas as atividades são realizadas nas instalações do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica e o aparato experimental está instalado no Laboratório de Produto do Centro de Automação e Tecnologia do Projeto – CAETEC.

### **1.1. Identificação do problema**

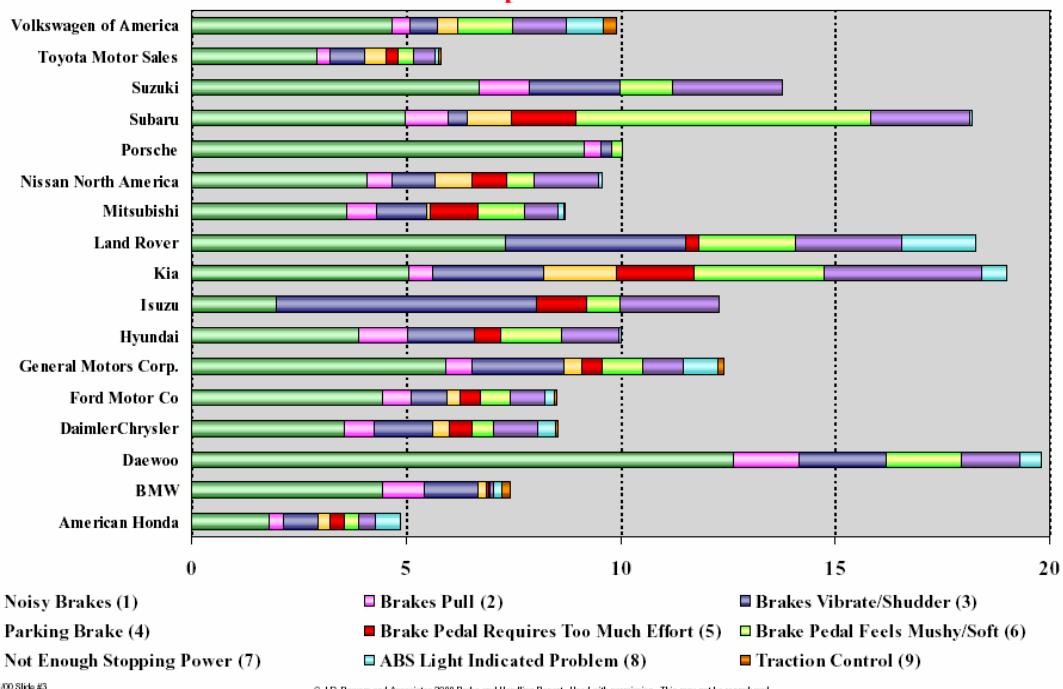
O ruído de sistemas de freio sempre foi um fator presente desde sua invenção. Ao longo dos anos, a indústria automotiva tem investindo em melhorias no desempenho destes sistemas, por exemplo, com a concepção de freios a disco substituindo os tradicionais freios a tambor ou ainda, com o desenvolvimento de sistemas de freio anti-blocantes.

Em 1902 foi patenteado o primeiro sistema de freios a disco [11], semelhante aos atuais. Contudo, o grande problema, que fez com que este produto fosse implementado em larga escala quase 60 anos depois, em 1961, era o ruído do contato de suas partes metálicas. Hoje, após ser muito estudado e aprimorado, este é o sistema que se mostrou mais eficiente, e tem cada vez mais espaço na indústria automotiva em substituição ao freio a tambor.

Atualmente o problema do ruído foi minimizado. No entanto, com a diminuição de outras fontes de forma mais acelerada, o ruído de freio vem se destacando cada vez mais. É importante salientar que, embora seja extremamente incômodo à audição humana, o ruído não afeta a funcionalidade dos freios, não sendo, portanto um indicador válido na qualificação de tais sistemas. Entretanto, a grande maioria dos consumidores não partilha desta informação, o que resulta em índices cada vez maiores de reclamações por parte dos consumidores, acostumados com a contínua elevação do padrão de conforto e de qualidade dos automóveis.

O gráfico a seguir relaciona as diferentes queixas dos consumidores de veículos quanto a características dos freios. Nota-se que na maioria dos modelos o maior índice de insatisfação se deve ao ruído dos mesmos.

**2000 J. D. Power and Associates Brake and Handling Quality Report Wave I**  
**Brake Complaints/100 Vehicles**



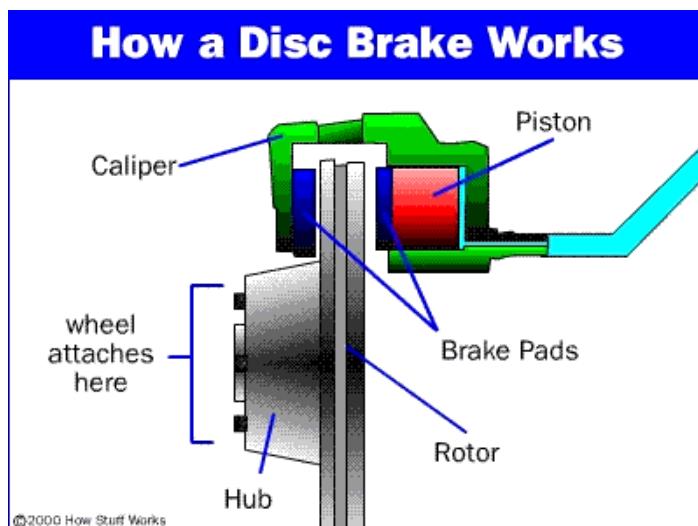
**Figura 1 - Categorias de reclamações de consumidores junto às montadoras [11].**

Na tentativa de reduzir ou eliminar este problema, que se estima ser um dos maiores responsáveis pelos gastos anuais com serviços de garantia da indústria automobilística, os fabricantes de freios passaram a investir significativamente no estudo das causas do ruído. De maneira geral, as pesquisas giram em torno dos sistemas de freio a disco tipo flutuante. Sua aplicação no mercado vem aumentando muito por apresentarem um menor tempo de resposta, um melhor desempenho e uma construção mais compacta em relação aos freios à tambor.

## 1.2. Funcionamento do freio a disco

O sistema de freio de um automóvel é caracterizado por todos os equipamentos responsáveis pela diminuição de velocidade ou parada do veículo. Os principais aspectos relevantes no seu projeto envolvem: segurança, controle, confiança, eficiência, e durabilidade.

O funcionamento do freio a disco é semelhante ao de um freio de bicicleta, [15], e pode ser observado com o auxílio da Figura 1. A pressão do cilindro age no pistão, em vermelho, empurrando-o e fazendo com que o mesmo encoste a pastilha interna contra o disco de freio, simultaneamente, a carcaça, em verde, move-se para trás encostando a pastilha externa no disco.



**Figura 2 - Ilustração do funcionamento do freio a disco [17].**



**Figura 3 - Freio a disco atual de alto desempenho [20].**



A – Discos de freio; B – Carcaça; C – Pastilhas de freio.

**Figura 4 - Principais componentes de um sistema de freio a disco [21].**

### 1.3. Classificação dos ruídos de freios a disco

O sistema de freio, devido a sua complexidade, apresenta diversos fenômenos de vibração e ruído, tornando a terminologia utilizada muito vasta. No entanto, ainda não existem traduções destes termos para o português, sendo necessário sua citação em inglês.

Alguns dos principais ruídos encontrados são, segundo [9]:

Ruído de baixa freqüência

- entre 100 e 1000 Hz
- subdivisões: grind, groan, moan.

Ruído de alta freqüência

- acima de 1000 Hz
- subdivisões: squeal

A seguir são apresentadas as definições de cada tipo de ruído listado. Estas definições foram extraídas de [18].

#### 1.3.1. Grunt

Ocorre em velocidades inferiores a 3,6 km/h e geralmente tem freqüência abaixo de 300 Hz. O resultado é um ruído estridente e áspero de baixa freqüência, [11].

### **1.3.2. Grind**

Ocorre a baixas freqüências, entre 0 e 300 Hz. Geralmente aparece entre as primeiras utilizações do freio, principalmente quando o automóvel permanece estacionado ou sem uso por um determinado período de tempo. A causa está basicamente ligada à corrosão que ataca as superfícies de metal dos discos durante o período sem utilização do sistema de freio do veículo. Quanto maior o tempo sem uso, maior é a corrosão presente. Essa corrosão é eliminada rapidamente pelo uso do freio, de tal forma que, após algum tempo em utilização, o ruído não volta aparecer.

### **1.3.3. Groan**

Sua faixa de ocorrência está entre 50 e 500 Hz e pode ser ouvido quando o veículo é parado abruptamente ou quando o motorista conduz o automóvel à baixa velocidade utilizando continuamente o sistema de freios. Nestes casos, o ruído ocorre durante o estágio final da frenagem.

### **1.3.4. Moan**

Este tipo de ruído ocorre tipicamente a baixas velocidades e baixa pressões no sistema de freio na faixa entre 50 e 1000 Hz. A pastilha do freio e o rotor não se movem momentaneamente retornando depois ao seu movimento normal, esse fato causa uma excitação geralmente transmitida ao sistema de suspensão e ao sistema de freio.

### 1.3.5. Squeal

Tipicamente presente em altas freqüências, 1 a 12 kHz e ocasionalmente a baixas velocidades, ocorre durante as primeiras utilizações do sistema de freio ou em condições ambientais de alta umidade. O principal motivo está relacionado à vibração a altas freqüências dos componentes do sistema de freio causada por instabilidades do mesmo.

Entre os supracitados, o mais comum, ou seja, o que aparece com mais freqüência perturbando os passageiros e o meio ambiente é o fenômeno de squeal.

### 1.4. Fundamentos da força de atrito

Um dos fenômenos mais importantes relacionado ao sistema de freio é a força de atrito. Pode-se afirmar que a força de atrito entre duas superfícies resulta da contribuição da força de adesão e da força de deformação, [23], escrevendo-se a seguinte equação:

$$Fa = Fad + Fdef \quad (1)$$

onde:

Fa: força de atrito

Fad: força de adesão, provinda de força de van der Waal's, iterações dipolares, cargas elétricas, etc.

Fdef: força de deformação, provinda da transformação de energia devido à histerese.

A componente da força de atrito devido à adesão é definida como, [3]:

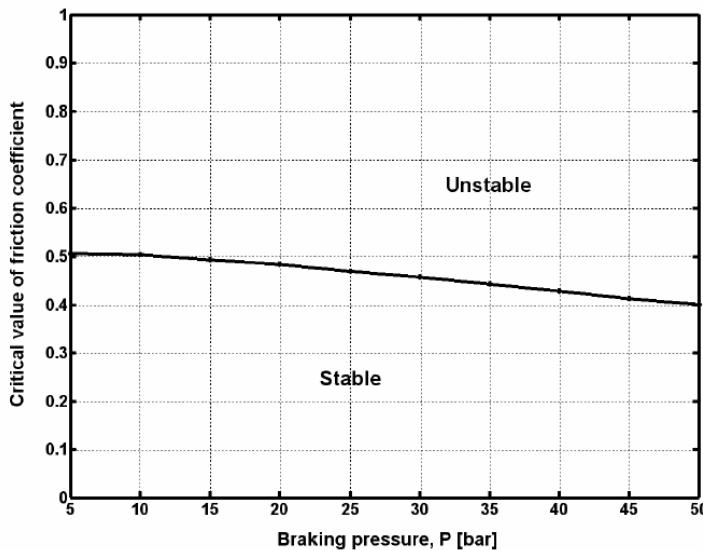
$$Fad = A_r \cdot S \quad (2)$$

onde:

Ar: área real de contato

S: Tensão de cisalhamento de ligação por adesão do material mais mole

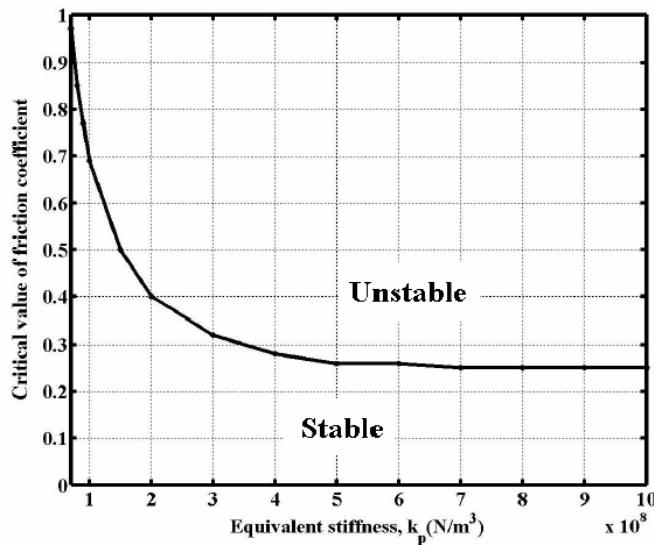
O coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco é um fator muito importante na caracterização do fenômeno de *squeal* em freios a disco, conforme se pode observar na Figura 5, que mostra que para coeficientes acima de certo valor a uma determinada pressão de trabalho, o sistema se torna instável promovendo a aparição do *squeal*.



**Figura 5 - Efeito da pressão e do coeficiente de atrito na estabilidade do sistema,**

[24].

Na Figura 6 pode-se observar a influência da rigidez da pastilha na instabilidade do sistema, mostrando como esse parâmetro é um fator importante na aparição do ruído de *squeal*.



**Figura 6 - Efeito da rigidez da pastilha no aparecimento do squeal, [7].**

## 1.5. Descrição matemática do comportamento não-linear de materiais

### 1.5.1. Módulo de elasticidade

A equação constitutiva para um estado simples de tensão, como tensão uniaxial ou cisalhamento puro pode ser expressa como uma função linear da tensão  $\sigma$ , deformação  $\varepsilon$  e suas derivadas, [12]:

$$f(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}, \dots; \varepsilon, \dot{\varepsilon}, \ddot{\varepsilon}, \dots) = 0 \quad (1)$$

onde

$\sigma = \sigma(t)$  descreve a variação da tensão com o tempo e

$\varepsilon = \varepsilon(t)$  descreve a variação da deformação.

A equação 1 pode ser escrita da seguinte forma, [12]:

$$P\sigma = Q\varepsilon \quad (2)$$

onde P e Q são operadores diferenciais no tempo descritos da forma:

$$P = \sum_{j=0}^n p_j \frac{\partial^n}{\partial t^n} \quad Q = \sum_{j=0}^z q_j \frac{\partial^z}{\partial t^z} \quad (3)$$

Assim de (3) e (2),

$$P\sigma = p_0\sigma + p_1\dot{\sigma} + p_2\ddot{\sigma} + \dots + p_n \frac{\partial^n\sigma}{\partial t^n} = q_0\varepsilon + q_1\dot{\varepsilon} + q_2\ddot{\varepsilon} + \dots + q_z \frac{\partial^z\varepsilon}{\partial t^z} = Q\varepsilon \quad (4)$$

Considerando-se uma deformação harmônica aplicada ao material da forma:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i\omega t} = \varepsilon_0 (\cos \omega t + i \sin \omega t) \quad (5)$$

Se o material é visco-elástico linear a tensão resultante também será da forma harmônica, porém defasada de um ângulo  $\delta$ , [12].

$$\sigma_c = \sigma_0 e^{i\delta} \quad (6)$$

$$\sigma(t) = \sigma_c e^{i\omega t} \quad (7)$$

Inserindo (6) e (5) em (4), obtém-se a seguinte relação:

$$\frac{\sigma_c}{\varepsilon_0} = \frac{[q_0 + (i\omega)q_1 + (i\omega)^2 q_2 + \dots]}{[p_0 + (i\omega)p_1 + (i\omega)^2 p_2 + \dots]} = E^*(\omega) \quad (8)$$

onde  $E^*$  é denominado módulo complexo

Para o caso linear, os polinômios P e Q não dependem da tensão ou da deformação, mas podem depender do tempo, [12].

Se uma deformação constante,  $\varepsilon = \varepsilon_0 H(t)$  for aplicada, onde  $H(t)$  é uma função de grau, e sua tensão,  $\sigma(t)$  medida, tem-se a seguinte relação para um material linear, [14]:

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 E(t) \quad (9)$$

onde  $E(t)$  é o módulo de elasticidade do material.

Para o caso de uma aplicação de deformação arbitrária, pode-se utilizar a regra da superposição para obter-se a tensão resultante, [14]. Ou seja, em um momento  $t'$ , aplica-se uma deformação adicional,  $\Delta\varepsilon'$ , reescreve-se a eq. (9) da seguinte forma, sendo  $t > t'$ :

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 E(t) + \Delta\varepsilon' E(t - t')$$

Dividindo o diagrama de deformação em uma parte inicial,  $\varepsilon_0 \Delta(t)$  e em uma seqüência de funções de grau infinitesimais dadas por:

$$d\varepsilon' \Delta(t - t') \quad (10)$$

onde,

$$d\varepsilon' = (d\varepsilon / dt)_{t=t'} dt' = (d\varepsilon / dt') dt' \quad (11)$$

A tensão correspondente no tempo  $t$  pode ser escrita como uma somatória das deformações, ou ainda sob a forma de uma integral, chamada de integral hereditária, [14]:

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 E(t) + \int_0^t E(t - t') \frac{d\varepsilon'}{dt'} dt' \quad (12)$$

Reescrevendo a eq. (12), substituindo  $\frac{d\epsilon'}{dt'} dt'$  pela forma mais usual,  $\frac{\partial \epsilon'(t')}{\partial t'} t'$ , incorporando a parcela de  $\epsilon_0$  na integral, e estendendo o limite de integração inferior a  $-\infty$ , já que para  $t' < 0$ ,  $\epsilon = 0$ , obtém-se a seguinte relação tensão-deformação:

$$\sigma(t) = \int_{-\infty}^t E(t - \xi) \frac{\partial \epsilon(\xi)}{\partial \xi} d\xi = E(t) * \frac{\partial \epsilon(\xi)}{\partial \xi} \quad (13)$$

também chamada de convolução de Stieltjes [16], onde o símbolo  $*$  denomina convolução.

Fazendo a seguinte troca de variáveis:

$$\xi' = t - \xi \quad (14)$$

$$\xi = -\infty \quad \xi' = \infty \quad (15)$$

$$\xi = t \quad \xi' = 0 \quad (16)$$

$$d\xi' = d(t - \xi) = -d\xi \quad (17)$$

e invertendo os limites de integração, tem-se a Eq. (13),

$$\sigma(t) = - \int_0^\infty E(\xi') \frac{\partial \epsilon(t - \xi')}{\partial \xi'} d\xi' \quad (18)$$

Ainda,

$$\epsilon(t - \xi') = \epsilon_0 e^{i\omega t} e^{-i\omega \xi'} = \epsilon_0 e^{i\omega t} (\cos \omega \xi' - i \sin \omega \xi') \quad (19)$$

$$\frac{\partial \epsilon(t - \xi')}{\partial \xi'} = -\omega \epsilon_0 e^{i\omega t} (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') \quad (20)$$

Então:

$$\sigma(t) = \omega \epsilon_0 e^{i\omega t} \int_0^\infty E(\xi') (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') d\xi' \quad (21)$$

$$E^*(\omega)\varepsilon_o(\cos \omega t + i \sin \omega t) = \omega \varepsilon_o(\cos \omega t + i \sin \omega t) \int_0^\infty E(\xi') (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') d\xi' \quad (22)$$

Simplificando-se:

$$E^*(\omega) = \omega \int_0^\infty E(\xi') (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') d\xi' = i\omega \int_0^\infty E(\xi') e^{-i\omega \xi'} d\xi' \quad (23)$$

Sabendo que a transformada de Fourier é definida por, [6] :

$$FFT(x(t)) = X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (24)$$

Trocando-se a variável  $\xi'$  por  $t$  e ainda, no caso, no intervalo de  $-\infty < t < 0$  sabendo que a integral da função é nula pois não existe deformação, pode-se então escrever a Eq. (23) da seguinte forma:

$$E^*(\omega) = i\omega FFT(E(t)) \quad (25)$$

Retornando a eq. (13) e sabendo da propriedade da transformada de Fourier, [1]:

$$FFT(f1 * f2) = FFT(f1)FFT(f2) \quad (26)$$

tem-se:

$$FFT(\sigma(t)) = FFT(E(t))FFT\left(\frac{\partial \varepsilon(t)}{\partial t}\right) \quad (27)$$

Como as funções são harmônicas, de [6]

$$FFT\left(\frac{\partial f1}{\partial t}\right) = i\omega FFT(f1) \quad (28)$$

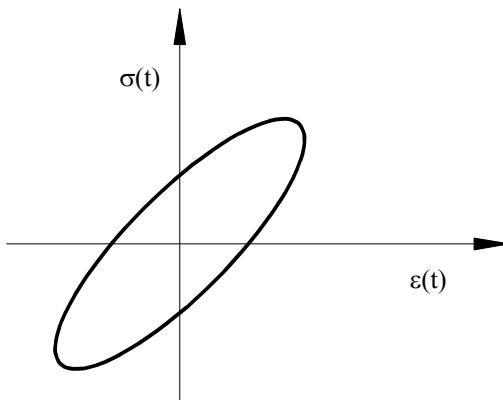
Então, de (28) em (27) e igualando-se a (25).

$$i\omega FFT(E(t)) = \frac{FFT(\sigma(t))}{FFT(\varepsilon(t))} = E^*(\omega)$$

Assim, pode-se obter o módulo complexo através das medições de tensão e deformação no tempo, sendo o material submetido à excitação dinâmica.

### 1.5.2. Ciclos de histerese

Uma representação gráfica clássica da relação entre tensão e deformação é a curva de histerese. No caso de materiais visco-elásticos, segundo [22], essa curva é uma elipse conforme a Figura 7.



**Figura 7 - Ciclo de histerese para um material visco-elástico linear, [19].**

A análise do ciclo de histerese a seguir foi retirada de [19].

A energia dissipada por unidade de volume, durante um ciclo de deformação, corresponde à área interna do ciclo de histerese, é dada por:

$$ED = \int_0^{2\pi/\omega} \sigma \left( \frac{d\varepsilon}{dt} \right) dt \quad (29)$$

onde  $\omega$  é a freqüência de oscilação.

Admitindo que a deformação tenha variação senoidal e utilizando o conceito de módulo complexo, escreve-se:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_o \operatorname{sen} \omega t \quad (30)$$

$$\sigma(t) = E' \varepsilon_0 \operatorname{sen} \omega t + E' \eta \cos \omega t \quad (31)$$

Introduzindo a eq. (30) e a eq. (31) na eq. (29), chega-se à seguinte expressão para a energia dissipada:

$$ED = \pi \eta E' \varepsilon_o^2 \quad (32)$$

Observa-se então que a quantidade de energia dissipada por ciclo, que se relaciona com a capacidade de amortecimento do material, é proporcional ao produto  $\eta E'$ .

Sendo a máxima energia de deformação elástica por unidade de volume dada por:

$$U = E' \varepsilon_0^2 / 2 \quad (33)$$

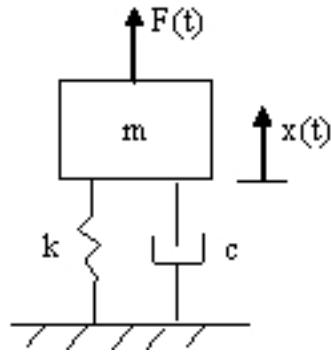
tem-se que o fator de perda pode ser expresso da seguinte maneira:

$$\eta = \frac{ED}{2\pi U} \quad (34)$$

sendo este parâmetro uma importante medida da capacidade de amortecimento do material.

### 1.5.3. Amortecimento viscoso e amortecimento histerético

Seja um sistema amortecido conforme a Figura 8.



**F(t):Força de excitação, x(t). deslocamento, k: rigidez da mola; c: coeficiente de amortecimento;**  
**m: massa do bloco.**

**Figura 8 - Sistema amortecido de 1 grau-de-liberdade**

Se a força de excitação,  $F(t)$ , tiver a forma harmônica,  $F(t) = F\cos(\omega \cdot t)$ , então tem-se que a equação diferencial do movimento é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F\cos(\omega \cdot t) \quad (35)$$

No caso de um sistema com amortecimento histerético, a equação do movimento é dada por:

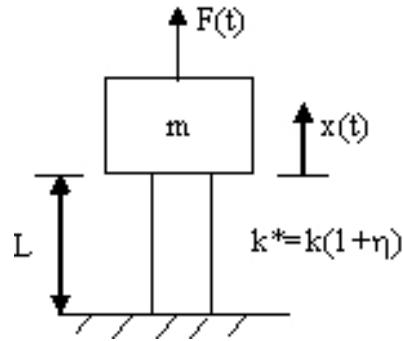
$$m\ddot{x} + k(1 + i \cdot \eta)x = \operatorname{Re}(F \cdot e^{i\omega t}) \quad (36)$$

ou ainda,

$$m\ddot{x} + k^*x = F \cdot e^{i\omega t} \quad (37)$$

onde  $k^*$  é denominada rigidez complexa ou rigidez dinâmica.

Uma ilustração de um sistema com amortecimento histerético pode ser observada na Figura 9.



**L:** comprimento indeformável da suspensão; **k\*:** rigidez complexa; **F:** força de excitação, **x:** deslocamento

**Figura 9 - Sistema de 1 grau-de-liberdade com amortecimento histerético**

Segundo [22], pode-se obter uma relação entre a razão de amortecimento,  $\zeta$  e o fator de perda,  $\eta$ , calculado através do método do decaimento de meia potência. Esse método utiliza dois pontos da curva da resposta em freqüência, sendo que suas amplitudes possuem um decaimento de 3 dB em relação à amplitude na freqüência de ressonância. A partir das equações de amplitude das respostas em freqüência na freqüência de ressonância obtidas para o amortecimento histerético a partir da eq. (13) e para amortecimento viscoso da eq. (11). Essa relação então é dada por:

$$\zeta = \frac{\eta}{2} \quad (38)$$

Sabendo que o coeficiente de amortecimento viscoso é:

$$c = 2 \cdot \zeta \cdot m \cdot \omega \quad (39)$$

onde  $m$ : massa,  $\omega$ : freqüência de excitação.

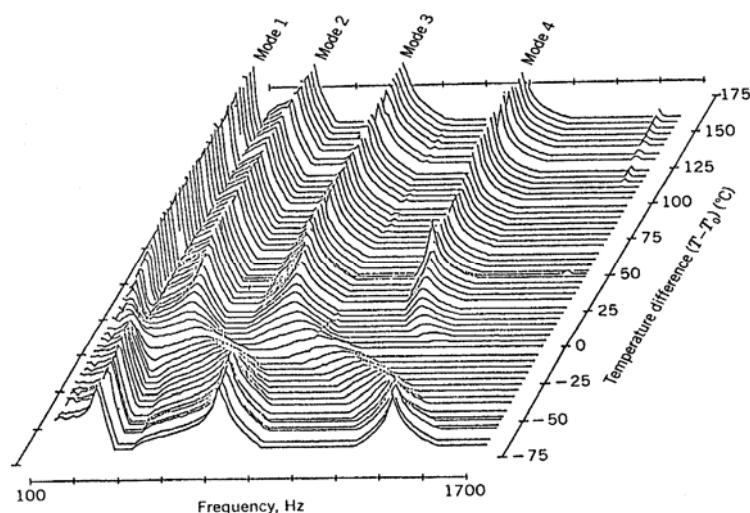
Fazendo algumas manipulações algébricas chega-se a:

$$c = \frac{\eta \cdot k}{\omega} \quad (40)$$

Assim, de (37), (40) e (35) é possível obter uma relação matemática entre o amortecimento histerético e o viscoso que é muito útil uma vez que os modelos geralmente são representados com amortecimento viscoso e experimentalmente o que se obtém é o amortecimento histerético.

#### 1.5.4. Influência da temperatura e da freqüência

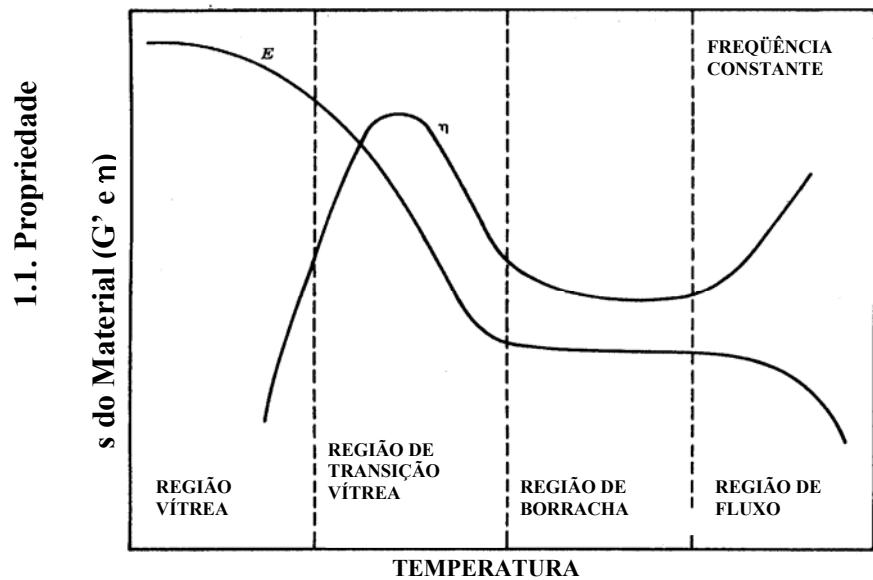
Segundo [22], as propriedades dos materiais visco-elástico sofrem variações quando os fatores ambientais são alterados, conforme a Figura 10, que mostra a variação da amplitude de uma função de resposta em freqüência. Fica evidente que o comportamento modal da viga é altamente influenciado pela variação da temperatura e da freqüência, infelizmente a figura não fornece o valor de temperatura absoluta, apenas a diferença.



**Figura 10 - Espectro de temperatura típico de uma viga em balanço coberta com material visco-elástico, [22].**

Outros fatores importantes operacionais que também influenciam o comportamento dos materiais visco-elásticos, segundo [22], são carga dinâmica, pré-carga estática, envelhecimento, pressão e vácuo, radiação, e contaminação por óleo.

A temperatura é geralmente considerada como o fator ambiental de maior importância que afeta as propriedades dos materiais visco-elásticos, como se pode observar na Figura 11, essa figura não fornece escalas de temperatura, pois seu objetivo é apenas de mostrar qualitativamente a influência da temperatura.



**Figura 11 – Variação do módulo de armazenamento  $G'$  e do fator de perda  $\eta$  com a temperatura, [19].**

Quatro regiões distintas podem ser definidas segundo a figura anterior, [19]:

1)Região Vítreia: nela o material possui o máximo valor para do módulo de armazenamento, o qual é pouco sensível a variações da temperatura. Apresenta baixos valores para o fator de perda, que aumenta com a elevação da temperatura.

2) Região de Transição: o módulo de armazenamento decresce rapidamente com o aumento da temperatura, enquanto o fator de perda atinge seu máximo valor.

3) Região de Borracha: o módulo e o fator de perda apresentam baixos valores e variam muito pouco com a temperatura.

4) Região de Fluxo: o módulo atinge o valor mínimo e o fator de perda tende ao seu valor máximo com o aumento da temperatura.

Apesar da quarta região ser importante para a completa caracterização das propriedades de amortecimento, geralmente não é utilizada no projeto de sistemas amortecidos devido a sua instabilidade e outros fatores espúrios, [22].

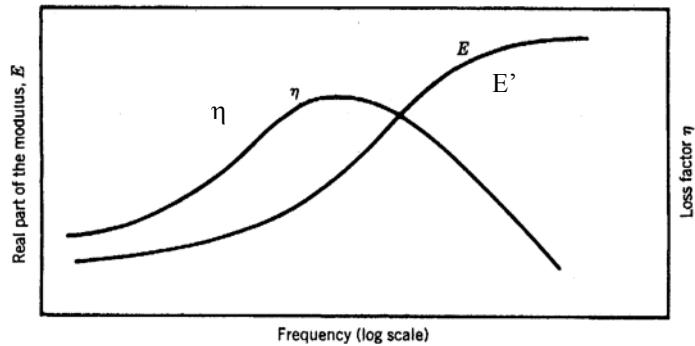
Alguns dos valores típicos das propriedades físicas dos materiais em cada região podem ser observados na Tabela 1.

**Tabela 1 – Valores típicos para o módulo de armazenamento, fator de perda e coeficiente de Poisson para borracha, [19].**

Regiões	Módulo $G'$ [ $N/m^2$ ]	Fator de Perda $\eta$	Coeficiente de Poisson
Vítreo	$> 10^{11}$	$< 10^{-2}$ ou $< 10^{-3}$	$v = 0,33 (E = 2,67G)$
Transição	$10^3$ a $10^{11}$	1 a 2	$0,33 < v < 0,5$
Borracha	$< 10^3$	0,1 a 0,2	$v = 0,5 (E = 3G)$

O efeito da freqüência nas propriedades de um material visco-elástico pode ser observado na Figura 12, onde se manteve fixo o valor da temperatura e variou-se a freqüência em uma banda larga, da ordem de 10 décadas, [22], novamente essa figura não fornece

escalas de freqüência, pois seu objetivo é apenas de mostrar qualitativamente a influência da freqüência.



**Figura 12 - Variação da parte real do módulo e do fator de perda com a freqüência, [22].**

Segundo [22] observa-se que, para um material visco-elástico, a influência da freqüência no módulo de elasticidade e no fator de perda é muito menor do que a influência da temperatura, ou seja, é necessária uma variação de muitas décadas de freqüência para refletirem o mesmo impacto de uma variação de alguns graus na temperatura.

### 1.5.5. Resultados de estudos experimentais

Na literatura não existem muitos valores experimentais disponíveis sobre materiais de atrito sendo que dentre os existentes seus valores podem variar mais de 100% conforme se observa na Tabela 2.

**Tabela 2 – Comparaçao entre valores de módulo de elasticidade medidos por diferentes métodos para um mesmo tipo de material de pastilha de freio, adaptada de [13].**

Método	Freqüência de Excitação	E axial (GPa)
Teste de compressão da empresa Rounlunds design	Quase-estático	2,37
Teste de Compressão da empresa Allied Signal	Quase-estático	3,17
Teste de compressão no laboratório Risø	5 – 75 Hz	2,87
Medição ultrassônica na empresa Ibdustrial Measruements Systems	0.5 – 10 MHz	9,22
Análise modal utilizando parâmetros isotrópicos	3 – 20 kHz	17,31
Análise modal utilizado parâmetros isotrópicos transversais	3 – 20 kHz	12,85
Módulo calculado da resposta dinâmica de um espécime composto de material de atrito colado a uma placa de metal	3 – 20 kHz	6,4

Os dados mostrados na Tabela 2 confirmam a importância da confiabilidade da obtenção dos parâmetros dinâmicos dos materiais de atrito. Não apenas a freqüência influí, mas também a metodologia utilizada.

## 2. OBJETIVOS

A extensa base teórica apresentada anteriormente é fundamental para o completo entendimento do propósito desta pesquisa. Os modelos matemáticos nada triviais envolvidos requerem a concepção de novas metodologias e procedimentos de medição do módulo de elasticidade dinâmico dos materiais de pastilhas de freio a disco de tal forma que produzam dados confiáveis.

Estes parâmetros dinâmicos, cuja obtenção é o objetivo futuro deste estudo, contribuirão para o aprimoramento de modelos do sistema de freio desenvolvidos até o presente, pois, como discutido, os dados existentes na literatura ainda não podem ser considerados conclusivos. Espera-se, principalmente, estabelecer correlações entre o módulo de elasticidade dinâmico e os fenômenos de geração de ruído.

O presente trabalho tem o intuito de desenvolver uma bancada de ensaios instrumentada que atenda os requisitos desta nova proposta de avaliação dos materiais.

Devido a complexidade de configuração do aparato experimental, o trabalho concentrou-se também no detalhamento de suas etapas de concepção e construção, sendo que foi elaborado um manual completo de configuração da bancada.

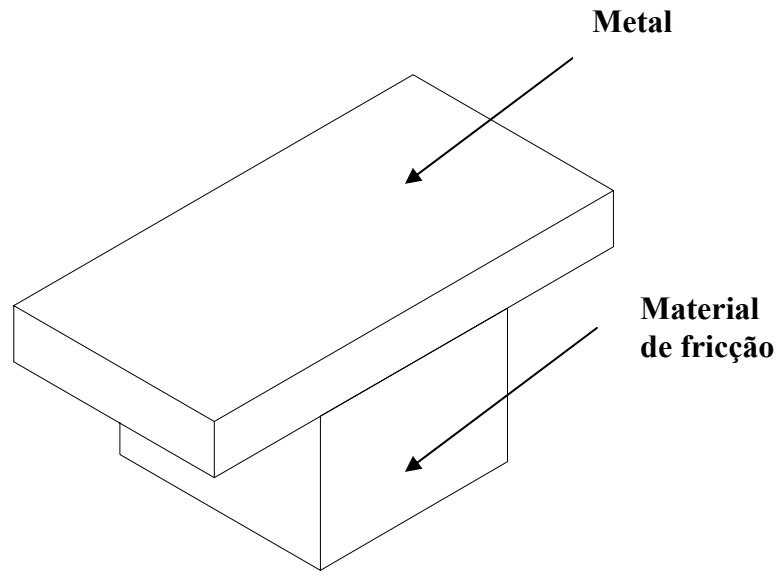
### **3. METODOLOGIA**

#### **3.1. Descrição da bancada de testes**

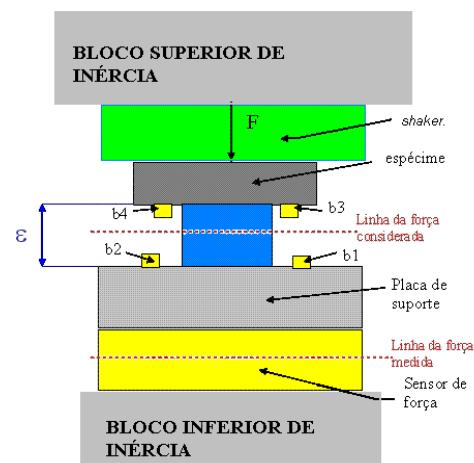
Para se determinar o módulo de elasticidade do material de atrito das pastilhas, propõe-se uma bancada instrumentada de tal maneira que permita a realização de ensaios dinâmicos em amostras do material. Estes ensaios consistem na aplicação de carga dinâmica sobre a amostra, com freqüências e intensidade conhecidas, através de um *shaker*. Quatro acelerômetros, posicionados dois a dois nos planos superior e inferior do material permitem a determinação do deslocamento relativo entre estes planos durante a aplicação de carga. Basicamente, conhecida a carga e as dimensões da amostra, tem-se a tensão aplicada. Da mesma forma, com o deslocamento entre os planos de medição, calcula-se a deformação do material. Finalmente com estes dois valores, utilizando o desenvolvimento apresentado anteriormente, calcula-se o módulo de elasticidade do material.

#### **3.2. Descrição das amostras**

Os espécimes utilizados são obtidos diretamente da pastilha de freio. O material de atrito é usinado nas dimensões (20 x 20 x 13) mm mantendo-se parte da base de metal da pastilha, que funciona com uma placa de encosto, conforme Figura 13. Algumas destas amostras já se encontram em laboratório, prontas para ensaio.



**Figura 13 – Espécime utilizado no experimento.**



**Figura 14 – Posicionamento esquemático da amostra e do equipamento.**

## 4. PROJETO DA BANCADA

O projeto da bancada envolveu as etapas de especificação de equipamento e de concepção, análise e construção da estrutura do aparato, conforme detalhado a seguir.

### 4.1. Equipamento especificado

Existem basicamente duas alternativas de tecnologia de sensores para a finalidade de medição do presente trabalho: sensores com saída de carga (*charge output*) e sensores ICP® ou ISOTRON® (a nomenclatura deste varia para cada fabricante).

Os acelerômetros e sensores de força do tipo *charge output* são os que estão disponíveis no mercado há mais tempo. Sua utilização ainda é ampla e em muitos casos restrita a este tipo de tecnologia como, por exemplo, em medições em ambientes de temperatura elevada. Suas desvantagens se resumem no fato de ser necessário amplificar o sinal de saída dos sensores antes de condicioná-los, tornando a medição bastante sensível a ruídos e interferências eletromagnéticas além de implicar em custos mais elevados, pois o volume de equipamentos acessórios é maior, em relação àqueles do tipo ICP®.

Este segundo tipo de instrumentação utiliza uma concepção muito mais recente de tecnologia, o sinal do sensor já é amplificado e, portanto, trata-se de uma opção muito mais prática e interessante, principalmente no que se refere a medições convencionais como as aqui propostas.

A relação dos instrumentos de medição e de todo o equipamento especificado para a bancada de testes se encontra na Tabela 3.

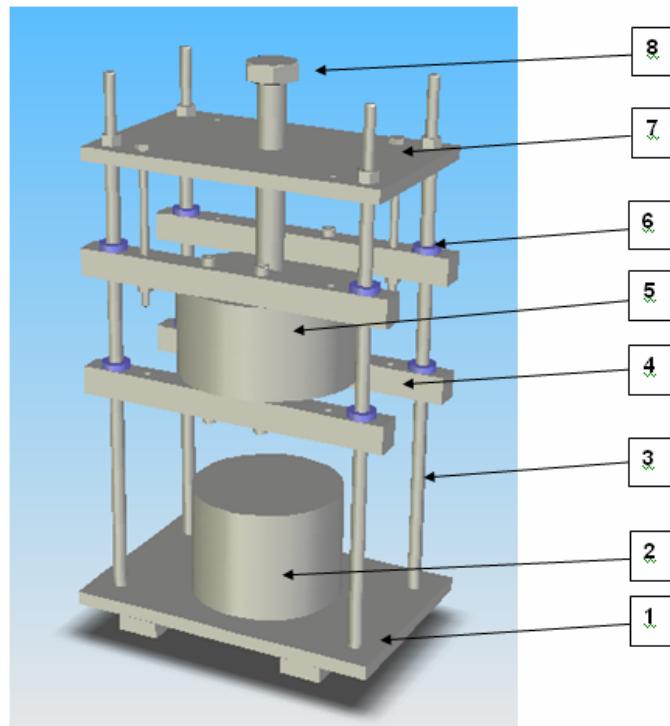
**Tabela 3 – Descrição da instrumentação utilizada.**

<b>RELAÇÃO DE INSTRUMENTAÇÃO</b> - Bancada de Ensaios de Materiais <b>Patrocinadores:</b> FDTE e MPEA (Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva)			
<b>Descrição</b>	<b>Modelo</b>	<b>Qtd.</b>	<b>Características</b>
Acelerômetro uniaxial ICP	353B15	4	Sensores piezelétricos de saída amplificada para medição de acelerações em uma única direção. - Marca PCB Piezotronics.
Atuador ( <i>shaker</i> )	712A01	1	Atuador piezelétrico para simular a excitação do sistema. - Marca PCB Piezotronics.
Amplificador	790A01	1	Amplifica o sinal de excitação de entrada do <i>shaker</i> . - Marca PCB Piezotronics.
Gerador de sinais	-	1	Gerador de funções convencional, com diversas opções de forma de onda, regulagem de amplitude e frequência dos sinais.
Célula de carga ICP	200C20	1	Sensores piezelétricos de saída amplificada para medição de força em uma única direção. - Marca PCB Piezotronics.
Sistema de aquisição de dados	ADS1000	1	Equipamento para coleta de dados via computador, 16-bits de resolução, 16 canais analógicos, interface de rede e softwares de aquisição e tratamento de dados. - Marca Lynx.
Condicionador de sinais	MCS1000	1	Módulo específico para condicionamento de sinais da placa ADS1000, com 8 canais de entrada (expansível) e possibilidade de ajustes de ganhos e filtros. Comporta diversos tipos de sensores. - Marca Lynx.

#### **4.2. Estrutura metálica**

A principal função da estrutura metálica é sustentar a instrumentação e fixar a amostra ensaiada.

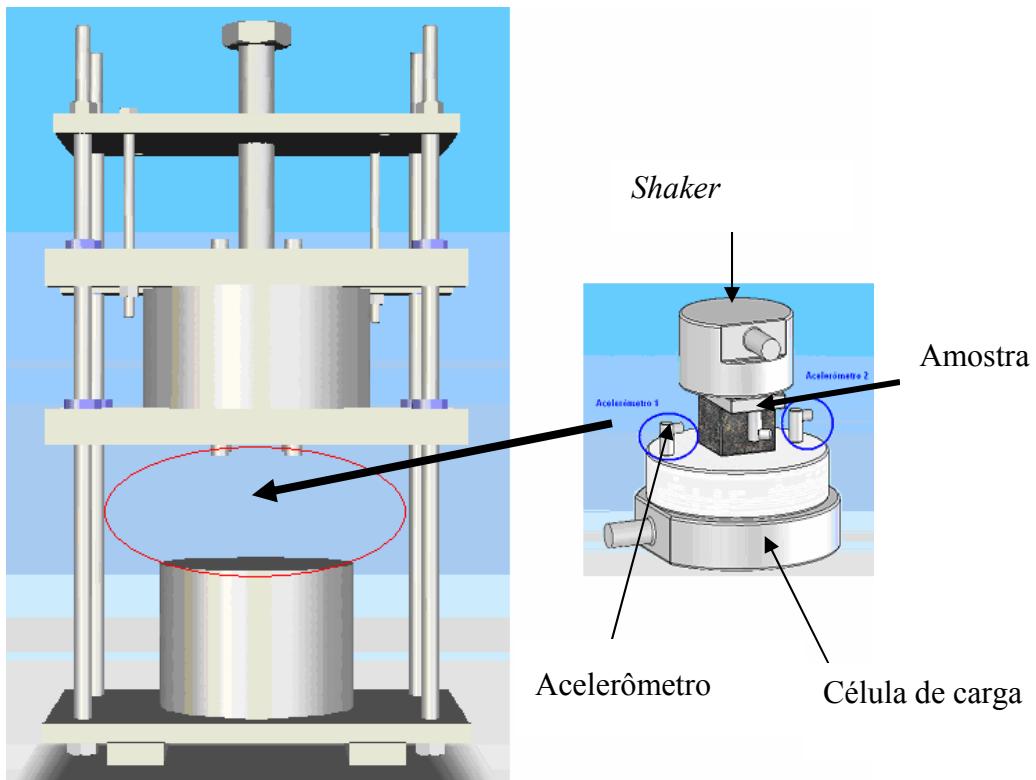
A modelagem foi feita no software Solid Works, considerando as dimensões e as funcionalidades necessárias, de onde foram gerados os desenhos de fabricação das peças. As figuras a seguir ilustram sua concepção e identificam as peças.



**Figura 15 – Modelo 3D da estrutura da bancada.**

**Tabela 4 – Lista de peças da estrutura metálica.**

<b>Lista de peças da bancada</b>		
<b>Nº peça</b>	<b>Descrição</b>	<b>Características</b>
1	Base	Plataforma de fixação inferior das demais peças.
2	Bloco de inércia inferior	Supornte inferior para conjunto de instrumentos. Plano de referência para medições.
3	Colunas	Conferem rigidez vertical a estrutura.
4	Travessas	Suportam o bloco superior de forma que este possa se movimentar verticalmente.
5	Bloco de inércia superior	Superfície de fixação do shaker e corpo de aplicação de pressão sobre amostra.
6	Buchas	Peças plásticas que facilitam ajuste deslizante entre as travessas e as colunas.
7	Cobertura	Plataforma de fixação superior das demais peças.
8	Parafuso tensionador	Dispositivo utilizado para aplicar uma pré-tensão vertical sobre o conjunto.



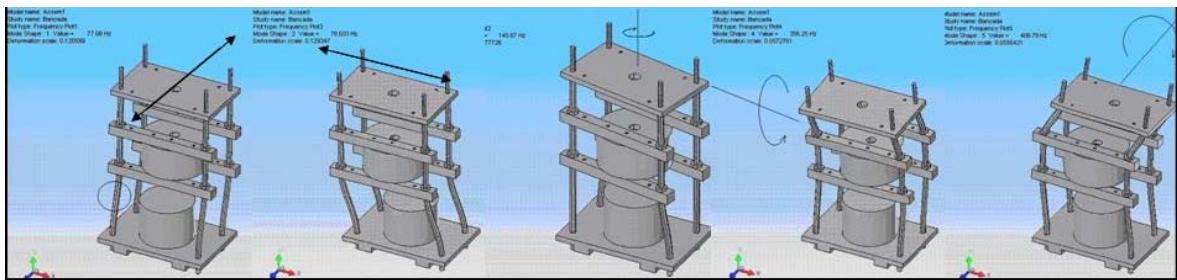
**Figura 16 – Modelo 3D com posicionamento da amostra e instrumentação.**

Na figura anterior, a região em destaque na estrutura é o espaço reservado para abrigar os sensores e a amostra (conjunto ilustrado a direita) sob pressão vertical.

#### 4.3. Análise da estrutura

Durante o funcionamento da bancada, toda a estrutura está sujeita a vibrações induzidas pelo *shaker*. Foi necessário, portanto, avaliar o comportamento da mesma com relação à ressonância, que pode influir nos dados coletados. Esta avaliação foi feita através de uma análise em Elementos Finitos, com o auxílio do software COSMOS<sup>®</sup> (de interface

exclusiva com o Solid Work<sup>®</sup>), sobre o modelo 3D apresentado anteriormente. Foram levantados os modos de vibrar da estrutura, que estão ilustrados na figura a seguir, e suas respectivas freqüências naturais.



**Figura 17 – Cinco primeiros modos de vibrar da estrutura.**

**Tabela 5 – Modos de vibrar e freqüências naturais associadas.**

<b>Modo de vibrar</b>	<b>Freqüência natural associada (Hz)</b>
1º	77,08
2º	78,60
3º	140,67
4º	356,25
5º	408,79

A principal preocupação que motiva esta análise é a influência que a movimentação relativa entre os dois grandes blocos de inércia pode ter sobre as medições, pois isto pode gerar deformações irregulares na amostra.

O intuito desta avaliação, no entanto, não é limitar o funcionamento da bancada em função de seus modos de vibrar, mesmo porque estes são infinitos e, quaisquer que sejam as faixas de freqüência de excitação sempre haverá uma freqüência natural muito próxima ou contida no intervalo. A finalidade é apenas criar base para uma análise mais cautelosa dos resultados, conhecido o comportamento da bancada sob diversas condições de uso.

#### 4.4. Fabricação da estrutura

Para reduzir os efeitos de oxidação e pra conferir maior resistência a estrutura metálica, suas peças foram construídas em aço ABNT 1045. As dimensões e a montagem foram feitas segundo o modelo 3D gerado em computador. Eventuais ajustes especificados durante a fabricação foram atualizados no modelo e na simulação por EF.

As figuras a seguir apresentam as peças prontas e a estrutura final montada.



**Figura 18 – Peças da estrutura.**



**Figura 19 – Estrutura da bancada completa.**

## 5. MANUAL DE OPERAÇÃO DA BANCADA

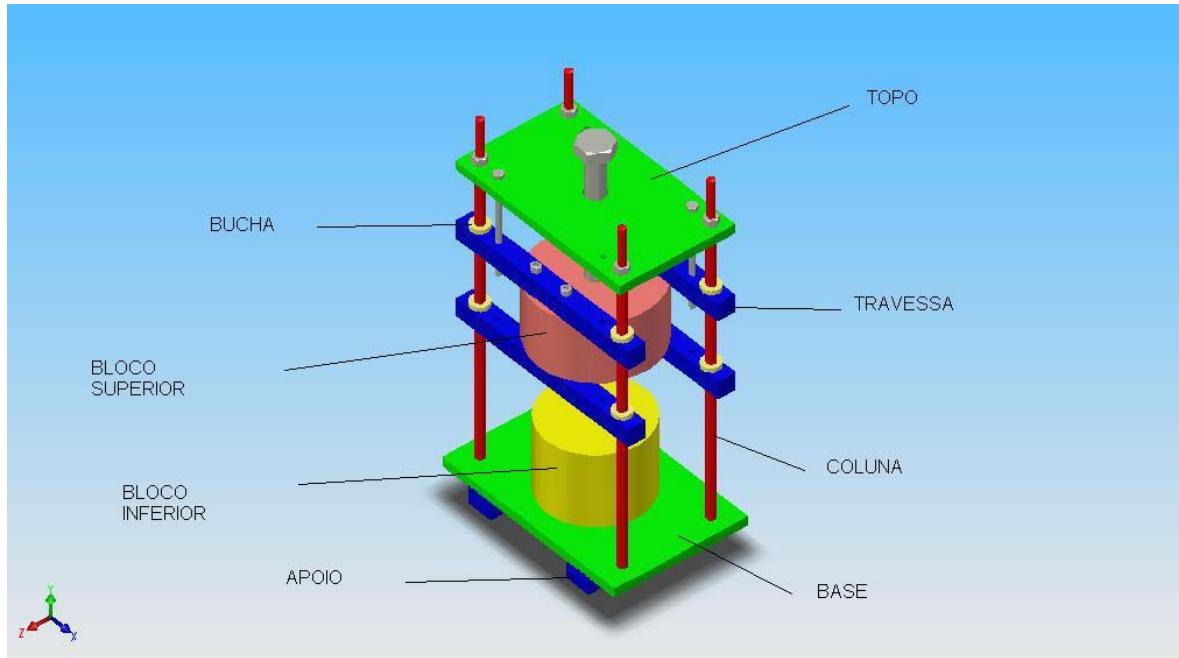
Será apresentado a seguir um roteiro inicial que ilustra todo o procedimento de montagem, configuração e utilização da bancada. Conforme fora discutido, o intuito é detalhar a bancada de forma que, em futuros trabalhos, o correto funcionamento do aparato seja um fato garantido.



**Figura 20 – A bancada de ensaios com seus equipamentos.**

### 5.1. Montagem completa

A estrutura metálica é formada por doze peças fixadas por parafusos e porcas, conforme mostra a vista na Figura 21.

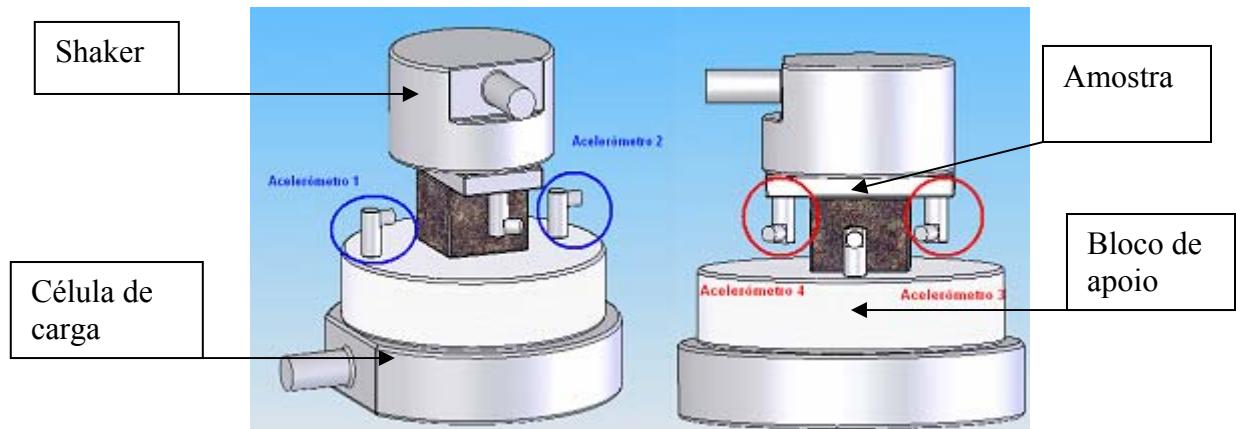


**Figura 21 – Desenho esquemático da estrutura.**

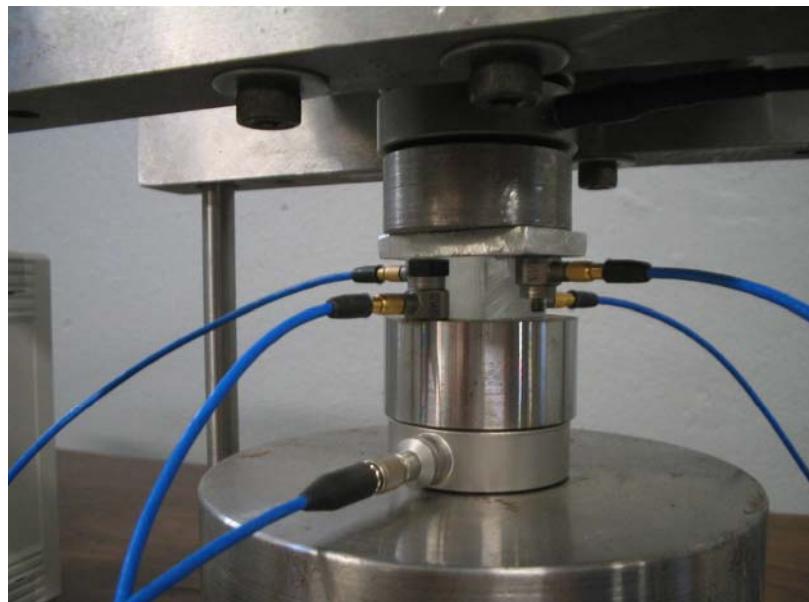
A única observação importante quanto ao posicionamento das peças é em relação aos blocos de inércia. Deve-se notar que ambos possuem um furo central com rosca, com a função de fixar a célula de carga e o atuador piezelétrico respectivamente nos blocos inferior e superior.

A instalação de todos os instrumentos deve ser realizada após a montagem da estrutura. Uma vez que todo o conjunto fixado no bloco superior pode se mover verticalmente, deslizando sobre as colunas de aço, deve-se fixá-lo no limite superior (com o auxílio, por exemplo, de um grampo do tipo “sargento”). Em seguida, são fixados o atuador (*shaker*) e a célula de carga. Sobre esta última, fixa-se um pequeno bloco cilíndrico de metal, que servirá de apoio para a amostra ensaiada e será um dos locais de fixação de acelerômetros.

A Figura 22 ilustra a disposição dos itens mencionados.



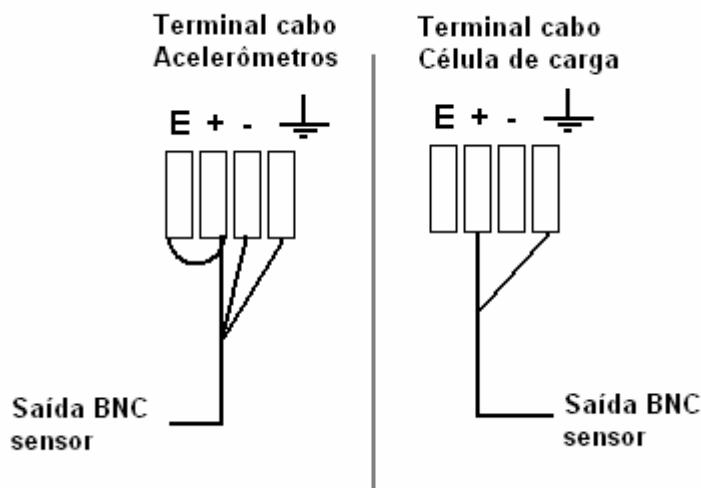
**Figura 22 – Instrumentação e posição dos acelerômetros.**



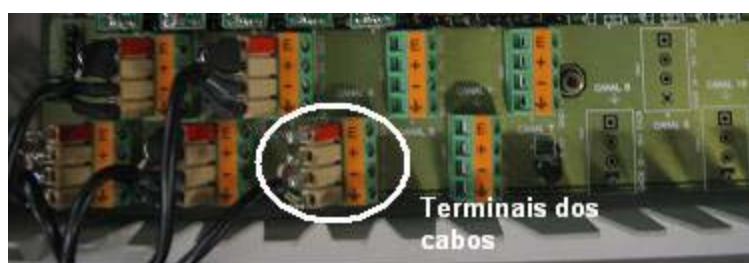
**Figura 23 – Instrumentação real.**

O posicionamento dos acelerômetros deve ser feito de maneira criteriosa, e é interessante estabelecer uma relação fixa entre a posição de cada sensor e o canal de aquisição em que o mesmo está conectado. Estes deverão ser colados nos locais indicados nas Figuras 22 e 23.

Somente após devidamente fixados os sensores, os cabos deverão ser colocados, observando-se sempre a correta designação dos canais de aquisição. A placa condicionadora de sinais possui 8 (oito) canais nos quais deverão ser conectados cabos adaptadores às saídas tipo BNC dos sensores. É importante salientar que a célula de carga e os acelerômetros requerem configurações distintas destes cabos, conforme Figura 24.



**Figura 24 - Terminais dos cabos adaptadores, que ligam os sensores ao condicionador de sinais.**



**Figura 25 – Soquetes dos canais do condicionador de sinais.**

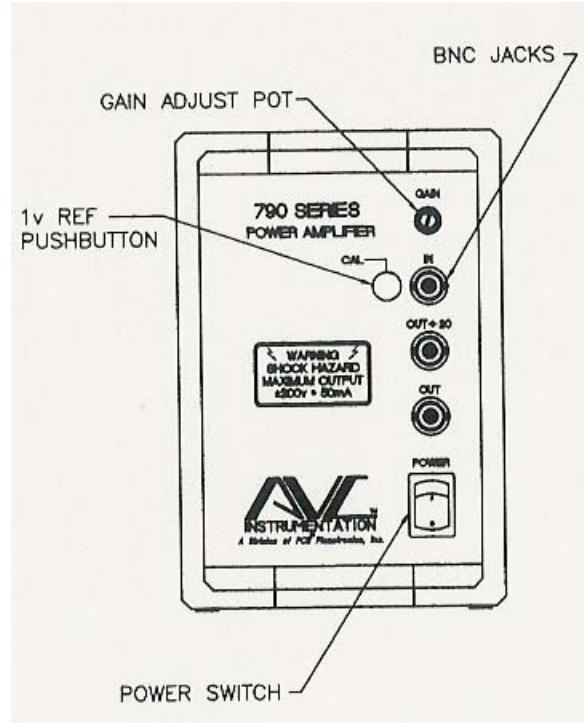
O condicionador de sinais deve ser ligado através do cabo serial ao módulo de aquisição, que por sua vez se comunica com o computador por meio de um cabo de rede. Esta comunicação pode ser feita ainda que o computador não esteja fisicamente próximo ao local

de ensaio através de comunicação por um sistema de rede local, o que requer somente uma configuração correta de IPs.

O *shaker* funciona através de um sinal de entrada significativamente amplificado. Este sinal é configurado em um gerador de funções, cuja saída deve ser conectada ao canal de entrada do amplificador do atuador, Figura 31. Deve-se atentar ao fato de que a tensão na saída do amplificador é alta, devendo o mesmo ser desligado antes de qualquer contato com o cabo ou com o terminal. O amplificador possui duas opções de saída, com razões de tensão diferentes.



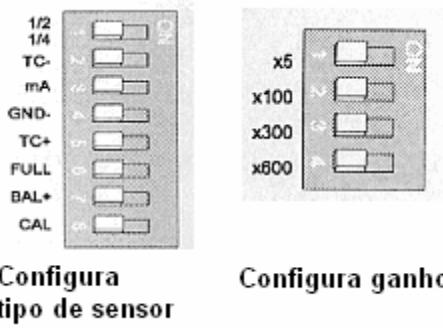
**Figura 26 – Gerador de sinais e amplificador.**



**Figura 27 – Leiaute do amplificador do shaker.**

## 5.2. Configuração de hardware

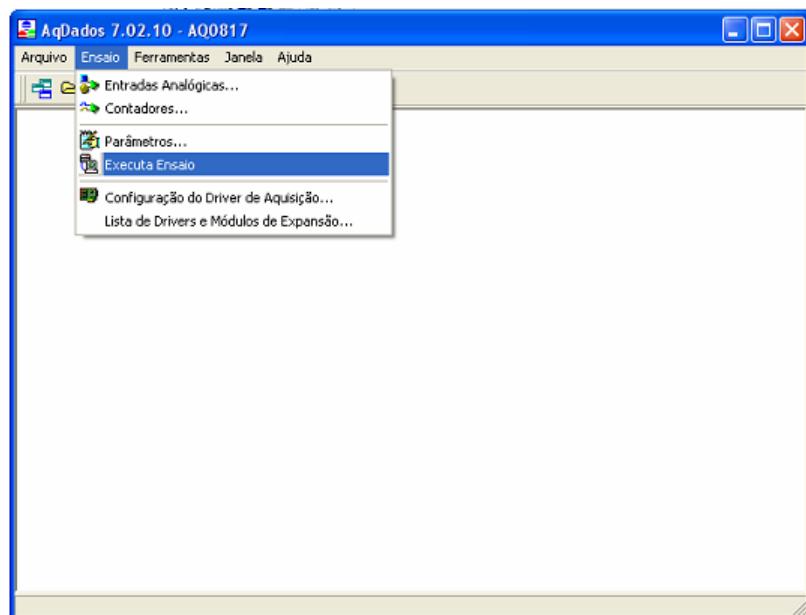
Uma das etapas fundamentais é a correta configuração do sistema de aquisição de dados. Por se tratar de um sistema concebido para uma vasta gama de utilização, existem diversos parâmetros que devem ser considerados, os quais dependem dos tipos de sensores utilizados, do fator de amplificação necessário e da faixa de freqüência do sinal, sendo que cada canal pode contar com uma configuração independente. Na figura 33, estão indicadas as chaves onde são regulados os canais, que podem ser facilmente localizadas na placa do condicionador de sinais.



**Figura 28 - Chaves seletoras de configuração da placa.**

### 5.3. Configuração de software

O primeiro passo é instalar os *drivers* correspondentes ao modelo da placa e a versão do sistema operacional do computador. É bastante recomendável a utilização do Windows XP, pois a taxa de transferência de dados é bastante superior às versões anteriores, o que permite a leitura adequada de sinais de freqüências mais elevadas.

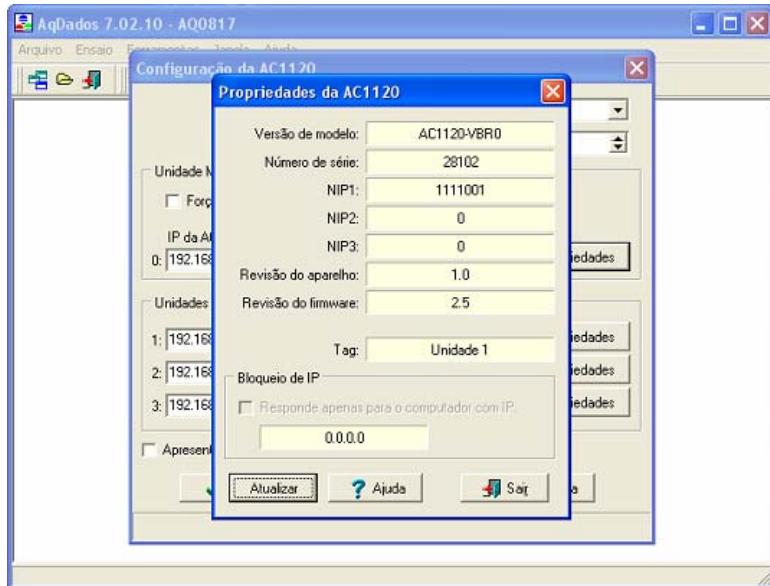


**Figura 29 – Janela principal do AqDados.**

Na janela principal do programa AqDados, selecionar *Ensaio – Configuração do Driver de Aquisição* e selecionar na lista de o *driver* (referente a placa AC1120). É comum durante a instalação ocorrerem problemas de comunicação entre o módulo de aquisição e o computador. Para verificar se a instalação do *driver* foi feita corretamente, seleciona-se o botão *Configurar* e na janela seguinte o botão *Propriedades*, Figura 33. Se os passos anteriores foram feitos corretamente, a janela da Figura 34 deverá aparecer.



**Figura 30 - Janela de configuração de comunicação do sistema.**



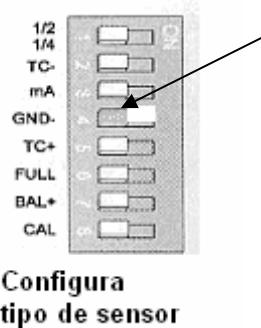
**Figura 31 - Verificação da comunicação com o computador.**

Na opção *Ensaio – Parâmetros* pode-se modificar o nome do arquivo em que são armazenados os sinais, o tempo de aquisição e outras opções avançadas. Já na opção *Entradas Analógicas*, pode-se configurar o tipo de filtro desejado para cada canal (passa-alta, passa-baixa ou passa-faixa), os valores limites destes filtros, atribuir-se nomes aos canais e a escala do sinal (de 1Vpp a 10Vpp).

#### 5.4. Ensaio básico

No módulo condicionador de sinais deve-se configurar corretamente cada canal de acordo com o tipo de sensor utilizado. A utilização de filtros pode ser considerada opcional, pois as freqüências de ruídos são bastante elevadas e não interferem na análise de resposta em freqüência que deverá ser feita ao final dos cálculos. A Figura 35 ilustra o correto posicionamento das chaves seletoras em função do tipo de canal. Os ganhos de sinal

utilizados dependerão da intensidade da excitação e da rigidez a deformação do material ensaiado.



**Figura 32 - Configuração dos canais**

Realizados os passos anteriores o aparato deverá estar funcionando corretamente. Com a amostra posicionada, deve-se ligar o gerador de sinais, selecionando perfil de onda senoidal e uma freqüência inicial entre 100 e 300 Hz. A princípio, não existe um valor ideal de intensidade de excitação, contanto que o mesmo não seja alterado ao longo do ensaio e que produza uma resposta de material perceptível aos sensores. No AqDados, seleciona-se a opção Executar Ensaio e a janela de leituras é aberta. As amostragens dos sinais dos sensores começam a ser exibidas e os sinais só serão gravados após dado o comando. Durante a aquisição é possível visualizar os espectros de freqüência dos sinais o que permite, por exemplo, verificar a existência de interferências de rede ou eletromagnéticas no sinal. Para tanto, pode-se variar a freqüência de excitação e verificar quais as freqüências predominantes que não se alteram. Deve-se notar que existe um certo atraso de resposta do sistema de aquisição às alterações de excitação.

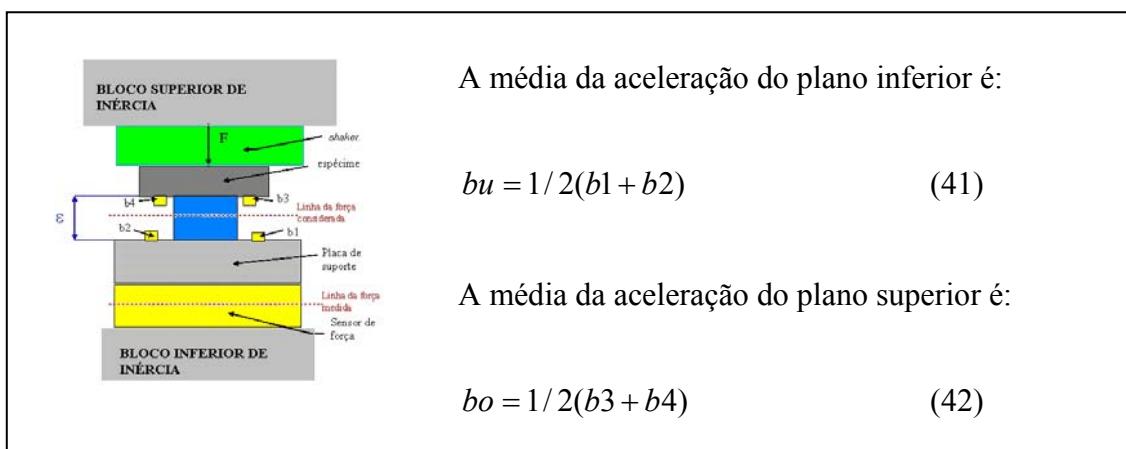
Ao se iniciar a gravação de dados, a freqüência de excitação deverá ser gradualmente elevada, de forma a se varrer de forma consistente uma faixa de aproximadamente 2000 Hz, uma vez que se pretende avaliar o comportamento do material sob diversos perfis de cargas

dinâmicas. O arquivo no qual o sinal está gravado deverá, após o ensaio, ser analisado no software AqDAnalysys.

## 5.5. Análise de dados

Para transformar os dados medidos em resultados é necessário efetuar alguns cálculos, para os quais será utilizado o programa AqDAnalysys.

Primeiramente, deverão ser calculadas as acelerações médias dos planos superior ( $b_o$ ) e inferior ( $b_u$ ) conforme indicado a seguir.



**Figura 33 - Aceleração média dos planos.**

A linha da força considerada para efeito dos cálculos se encontra à meia altura do material de atrito do espécime. Porém, como a medição da força pelo sensor é feita abaixo da placa de suporte, deve-se corrigir esse valor, considerando a inércia, ou seja, somando-se as massas de metade do sensor de força, da placa de suporte e de metade do material de atrito, “m”, e multiplicando-se pela aceleração do plano de baixo.

$$F_{corr} = F_{medido} - m \cdot bu \quad (43)$$

A partir disso, pode-se obter a tensão aplicada:

$$\sigma = F_{corr} / A \quad (44)$$

Onde A é a área do material de atrito transversal à direção da aplicação da força.

Sabe-se que:

$$\varepsilon = \Delta l / l \quad (45)$$

e que, sendo ac, a aceleração entre os dois planos de interesse, o deslocamento é a integral dupla da mesma:

$$\Delta l = \iint (ac) dt^2 \quad (46)$$

Como se utiliza uma excitação harmônica, a aceleração medida é da forma:

$$ac = B \sin(\omega t) \quad (47)$$

portanto, voltando a eq.(46), tem-se:

$$\Delta l = \iint B \sin(\omega t) dt^2 = \frac{B \sin(\omega t)}{\omega^2} \quad (48)$$

assim, sendo

$$B = (bo - bu) \quad (49)$$

no domínio da freqüência, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{(bo - bu)}{h\omega^2} \quad (50)$$

onde h é a altura do espécime e  $\omega$  é a freqüência de excitação.

Assim, como:

$$E = \sigma / \varepsilon \quad (51)$$

tem-se das eq.(44) e eq.(50):

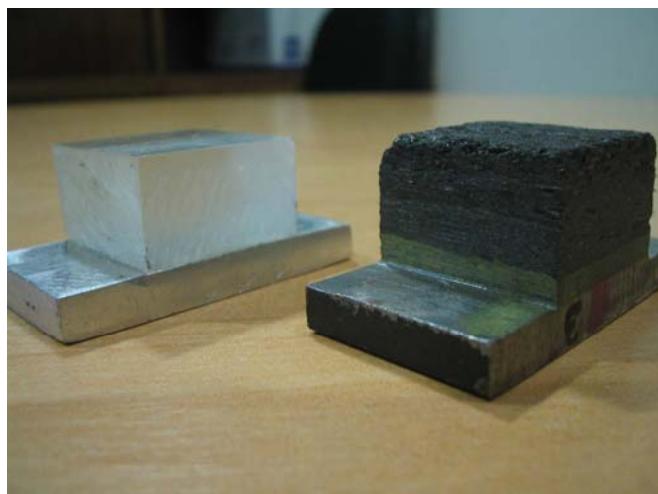
$$E^* = \frac{h * \omega^2}{Area} * \frac{FFT(Fcorr)}{FFT(b_o - b_u)} \quad (52)$$

Sendo o módulo complexo definido na forma de:

$$E^*(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega) \quad (53)$$

### 5.6. Ensaio realizado

Para finalizar o presente trabalho, foi realizada uma etapa de testes com o objetivo principal de avaliar não só a validade da bancada em si como também a funcionalidade da rotina de cálculos desenvolvida para o tratamento de dados. Sendo assim, confeccionou-se um espécime em acrílico (ou Plexiglas) com as mesmas dimensões dos espécimes já existentes de pastilhas de freio, conforme figura a seguir.



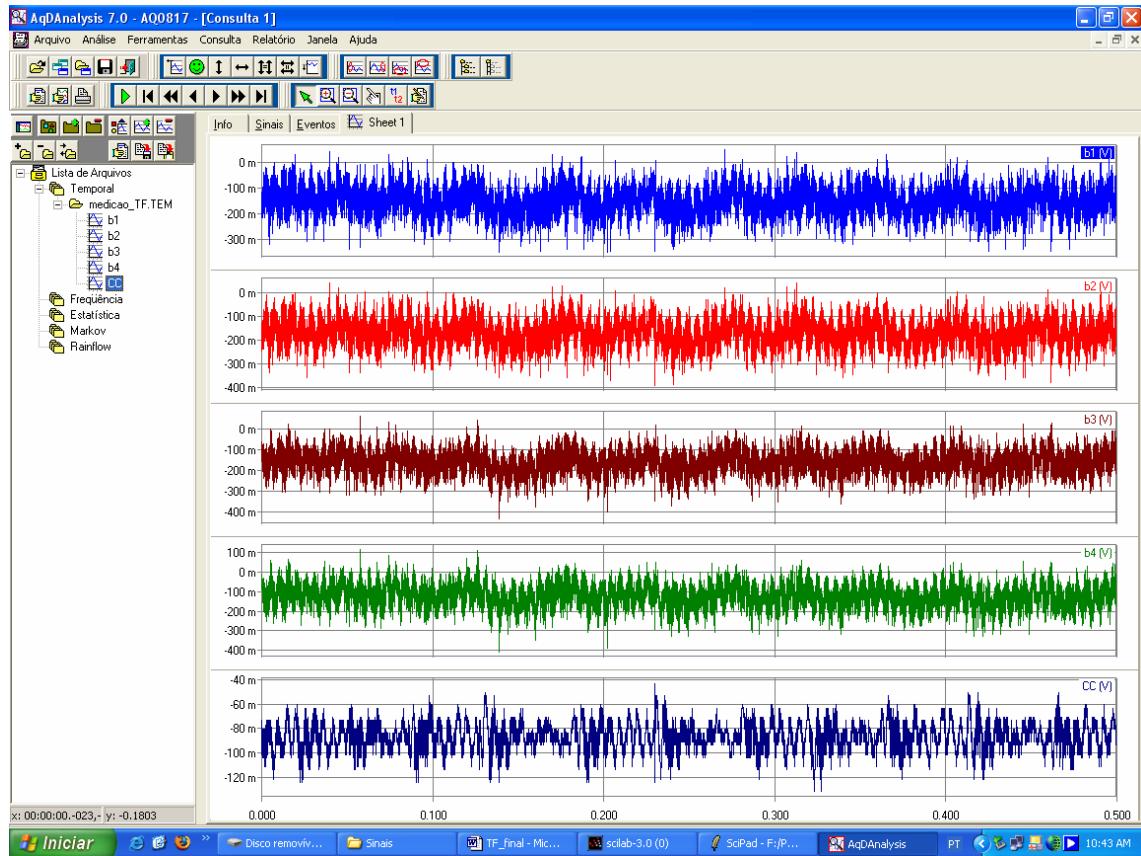
**Figura 34 - Espécimes de acrílico e de pastilha de freio a disco.**

Sabe-se que o acrílico possui características bem determinadas e previsíveis, sendo, portanto, uma boa referência para validar o método e o aparato desenvolvido.

O ensaio seguiu o roteiro apresentado anteriormente, desde a configuração do equipamento até os procedimentos de cálculo. A tabela a seguir descreve os parâmetros de ensaio.

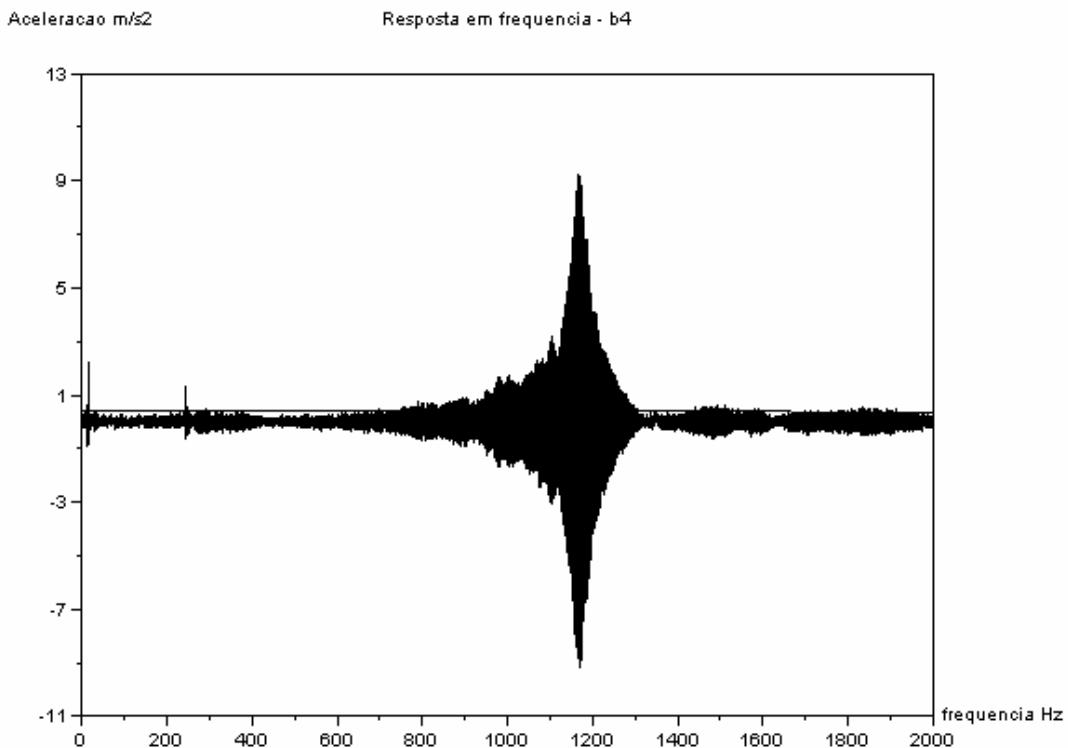
**Tabela 6 - Parâmetros de ensaio.**

<b>Configuração dos Equipamentos</b>			
<i>Shaker</i>	Faixa de frequência de excitação	500 - 2500 Hz	
	Amplitude	1 Vpp	
	Tipo de onda	senoidal	
		Ganho	Escala (mV / m/s <sup>2</sup> )
Canais de aquisição	Acelerômetro 1 (b1)	1,097	100
	Acelerômetro 2 (b2)	1,035	100
	Acelerômetro 3 (b3)	1,049	100
	Acelerômetro 4 (b4)	1,098	100
	Célula de carga (CC)	0,0564	300
Aquisição	Tempo de coleta	10 s	
	Frequência de amostragem	5000 Hz	



**Figura 35 - Sinais coletados dos quatro acelerômetros e da célula de carga.**

Sobre estes sinais, foram traçados os espectros de freqüência de cada sensor, deixando evidente que as freqüências ressonantes são um fator crítico da bancada.

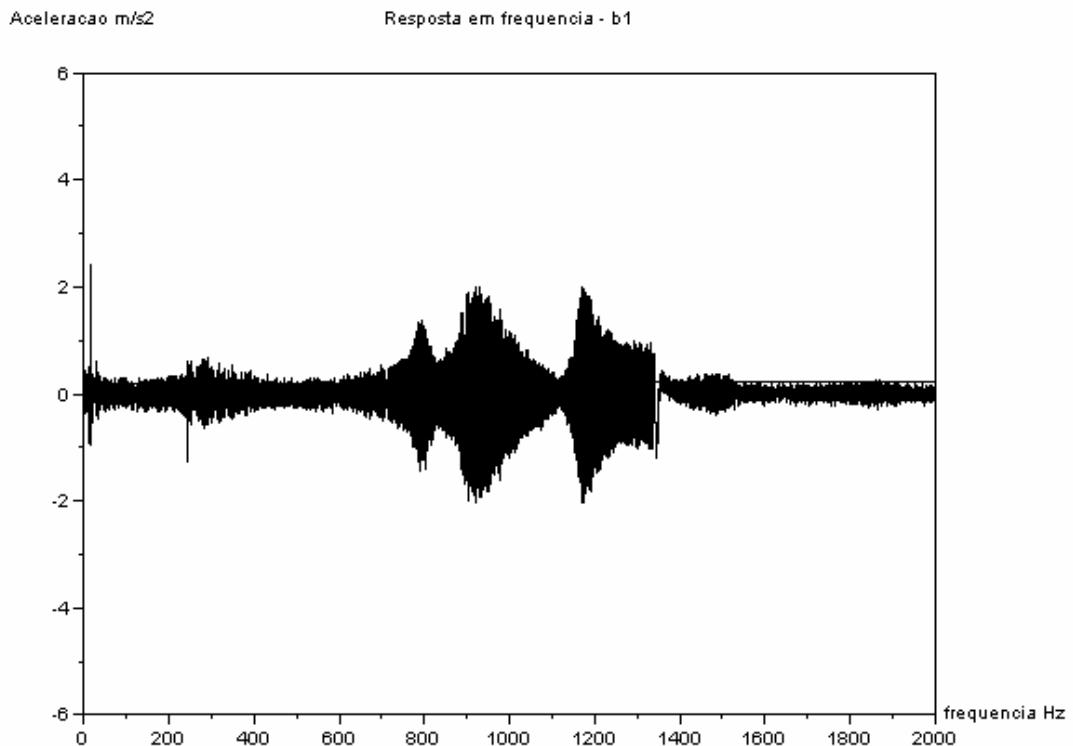


**Figura 36 - Resposta em freqüência de acelerômetro fixo na estrutura.**

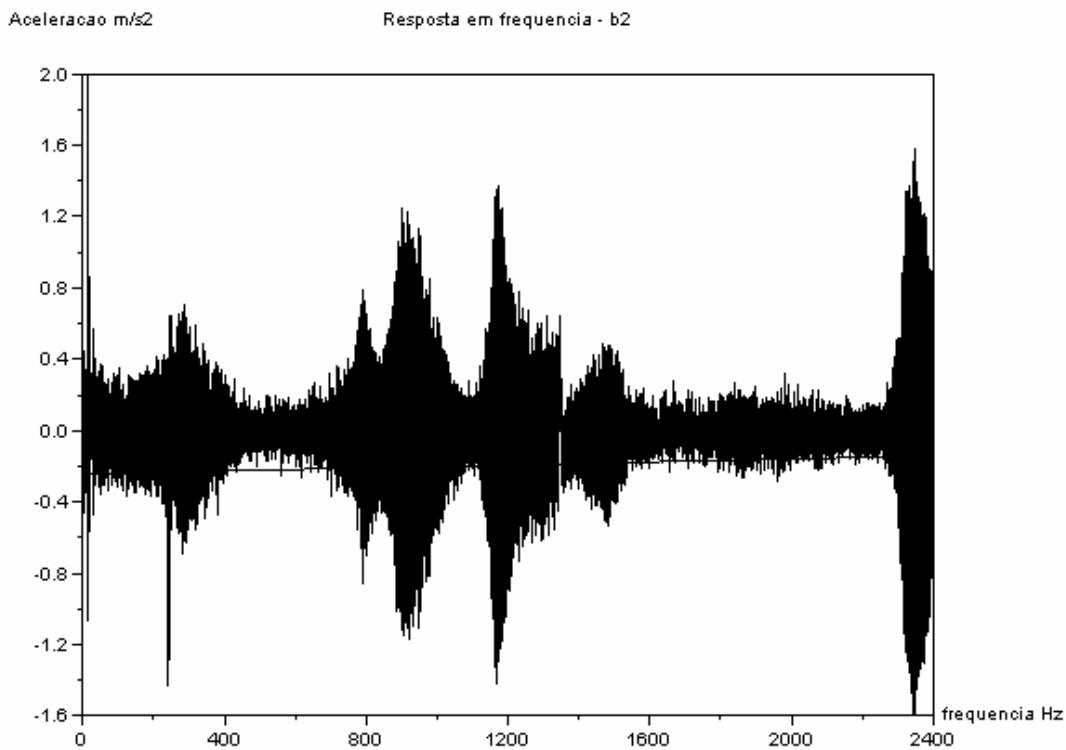
Na Figura 36, encontra-se o espectro de freqüência do acelerômetro b4, fixado no plano de referência das medições, ou seja, na própria estrutura metálica. Nota-se que as existem alguns picos em torno das freqüências averiguadas pela análise em EF, no entanto, um resultado não explicitado na simulação foi a intensa vibração gerada em torno de 1200 Hz, que pode ser percebida inclusive durante a aquisição de dados. Especula-se que esta ressonância discrepante seja em função de uma má fixação do aparato sobre a mesa na qual está posicionada.

Outra consideração quanto aos espectros, que poderá ser visualizada também nos gráficos seguintes, referentes aos demais acelerômetros, é quanto a forma de se varrer a faixa de freqüências estipulada. Percebe-se que as intensidades nas respostas dos sensores não são constantes ao longo de certos trechos. Isto se deve em função da sensibilidade do sistema de

aquisição de dados, sendo que seria necessária uma taxa menor de variação das freqüências ao longo da aquisição para que as leituras sejam mais condizentes.



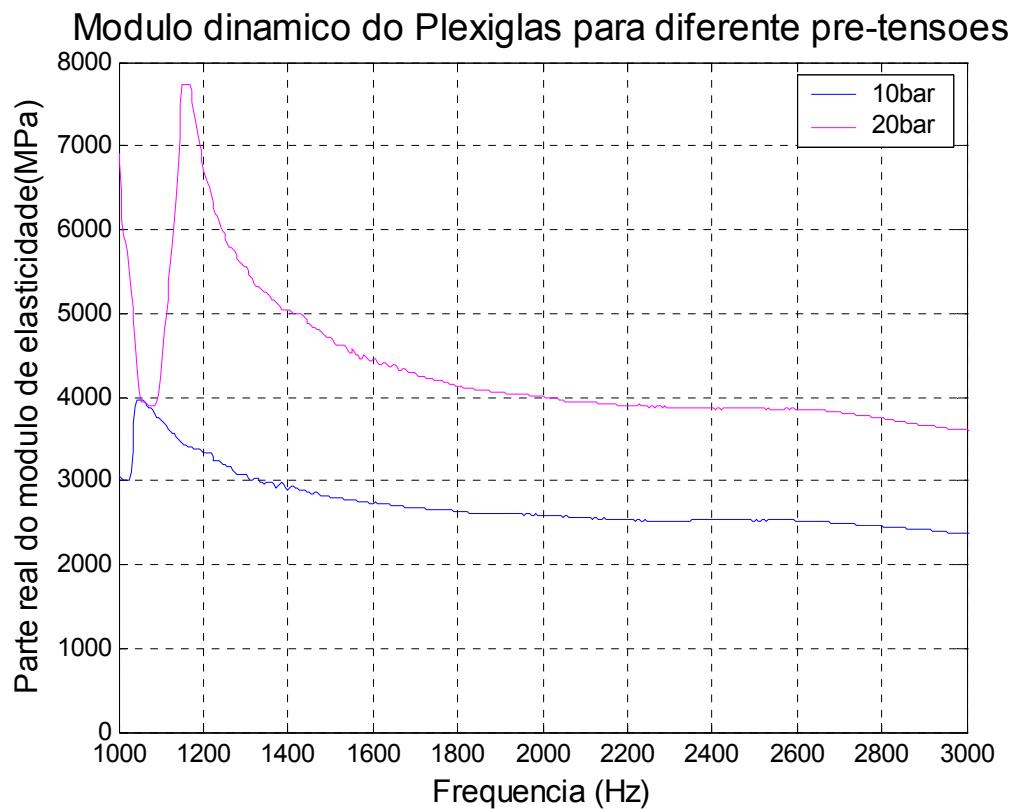
**Figura 37 - Resposta em freqüência do acelerômetro b1, fixo no espécime.**



**Figura 38 - Resposta em freqüência do acelerômetro b2, fixo no espécime.**

Como resultados das análises, encontraram-se os seguintes gráficos a respeito do módulo de elasticidade do acrílico, em função da freqüência. Estes gráficos podem ser divididos quanto às partes real e imaginária do módulo, permitindo análise específica do comportamento visco-elástico do material ensaiado. No entanto, diferentemente da referência, a metodologia de ensaio ainda não está suficientemente detalhada e criteriosa para que possamos comparar a fundo os resultados da medição. E isto se agrava na medida em que consideramos a influência negativa do grande pico de ressonância averiguado.

Nota-se que fatores como a pré-tensão sobre a amostra são bastante influentes nos resultados, o que dificulta ainda mais a comparação, pois os valores apresentados na referência se referem à pressão em um dispositivo pneumático, utilizado para aplicar uma pré-carga no conjunto amostra/sensores.



**Figura 39 - Formato esperado para os resultados. [24]**

## 6. CONCLUSÕES

As propriedades dinâmicas dos materiais de atrito de pastilhas de freio são parâmetros praticamente incógnitos até o presente, em função da grande variância de resultados que os diversos métodos propostos fornecem.

Em contrapartida, sua determinação é de grande importância para o completo entendimento dos mecanismos de geração de ruído de sistemas de freio a disco de automóveis, fato que resume a motivação para o presente trabalho.

Para que fosse possível finalizar completamente o projeto da bancada e garantir a possibilidade de ensaios sobre os materiais de pastilhas de freio a disco, o foco do trabalho foi a completa caracterização do aparato experimental, detalhando todos os procedimentos de configuração e implementando a rotina de cálculos para obtenção dos resultados. O objetivo de assegurar a continuidade do estudo foi obtido, com a conclusão do desenvolvimento da bancada. No entanto, avaliações efetivas dos materiais de pastilhas de freio demandariam um período completo de pesquisa, e só poderão ser realizadas em trabalhos futuros.

Este trabalho, além de ser um compêndio de toda a teoria envolvida no método proposto de determinação do Módulo de Elasticidade Dinâmico, ainda apresenta todo o desenvolvimento da bancada em si, desde sua concepção, finalizando com um manual completo de operação e de medição.

Deve-se salientar a importância de se estabelecer uma metodologia de ensaio detalhada, tendo em vista os fatores de ressonância e a sensibilidade do sistema de aquisição de dados quanto a varredura da faixa de freqüências de excitação, fatores que reforçam a necessidade de um projeto inteiramente dedicado a exploração dos ensaios em si.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ARRUDA, J. R. de F.; HUALLPA, B. N. **Introdução à Análise Espectral.** Universidade Estadual de Campinas - Faculdade de Engenharia Mecânica, 2001, Campinas, Brasil.
- [2] AUTOMOTIVE handbook. 4 ed. Stuttgart Alemanha. Robert Bosch GmbH, 1996.
- [3] BAHADUR, S. **Fundamentals of Friction and Wear of Automobile Brake Materials.** Trabalho apresentado a SAE 21<sup>a</sup> Annual Brake Colloquium and Exhibition 2003.
- [4] BRECHT, J. **Properties of Friction Materials.** XXIII International  $\mu$  Symposium – Brake Conference, 2003 p.76 –98, Alemanha.
- [5] BREUER, B.; BILL, K. **Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik.** Vieweg & Sohn, 2003, Alemanha.
- [6] BRONSTEIN, N. I.; et. al. **Taschenbuch der Mathematik.** Verlag Harri Deutsch, Alemanha, 1993.
- [7] CHAKRABORTY, G. et. al. **A new model for floating caliper disc brake.** Alemanha: VDI – Tagung Reibung und Schwingungen in Fahrzeugen, Maschinen und Anlagen, 2002.
- [8] CONTINENTAL – TEVES ATE **Faustsattel-Scheibenbremsen.** Catálogo, Frankfurt, Alemanha 2004.
- [9] DUNLAP, K. B.; RIEHLE, A. ; LONGHOUSE, R. E. **An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise,** Detroit, 1 a 4 de Março. 1999 / International Congress and Exposition - SAE International, Estados Unidos da América, 1999.
- [10] ERIKSSON, M. **Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal.** 2000. 47p. Tese (Doutorado). Comprehensive summaries of Uppsala Dissertations from the faculty of Science and Technology 537, Uppsala, 2000.

- [11] FERREIRA, E. P. F. **Construção de uma Bancada de Ensaios para Avaliação do Módulo de Elasticidade Complexo.** 2005. Trabalho de formatura. Universidade de São Paulo, 2005, São Paulo.
- [12] FINDLEY, W. N. et. al. **Creep and Relaxation of Nonlinear Viscoelastic Materials.** North –Holland Publishing Company, EUA, 1989.
- [13] FLINT, J. **Disc Brake Squeal.** 2003 295p. Tese (doutorado). University of Southern Denmark, 2003, Dinamarca.
- [14] FLÜGGE, W. **Viscoelasticity.** Blaisdell Publishing Company. EUA, 1967.
- [15] GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Estados Unidos da América. Society of Automotive Engineers Inc, 1992
- [16] GURTIN, M. E.; STERNBERG, E. **On The Linear Theory of Viscoelasticity.** Arch. Rational Mech. Anal. vol.11 p. 292 – 356. 1962, Springer Verlag, Alemanha.
- [17] HOW STUFF WORKS [on-line]. Disponível em:  
 <<http://auto.howstuffworks.com/disc-brake.htm>>. Acesso em: 09 ago. 2005.
- [18] JEARSIRIPONGKUL, T.; HAGEDORN, P. **Parameter Estimation of a Floating Caliper Disk Brake Model with respect to Squeal.** Trabalho apresentado na reunião anual da GAMM - Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik, Alemanha 2004.
- [19] LIMA, A. M. G. **Modelagem Numérica e Avaliação experimental de materiais viscoelásticos aplicados ao controle passivo de vibrações mecânicas.** 2003. 126p. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2003.
- [20] MULTIFREIOS [on-line]. Disponível em:  
 <<http://www.multifreios.com.br/discos/f50-freio-susp.html>>. Acesso em: 09 ago. 2005.
- [21] MULTIFREIOS [on-line]. Disponível em:  
 <<http://www.multifreios.com.br/discos/ViperFrontkit.html>>. Acesso em: 09 ago. 2005.

- [22] NASHIF, A. D. **Vibration Damping.** EUA; John Wiley & Sons, Inc, 1985.
- [23] OEHLE, K.- H.; PAUL, H.-G. **Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge.** Verlag Moderne Industrie, 1990, Alemanha.
- [24] RUZZI, M. H., **Fundamentos de Ruído em Freios a Disco e Proposta de uma Bancada de Ensaios para Avaliação de Parâmetros de Materiais de Pastilhas.** 2004, Tese de mestrado, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, Brazil.
- [25] WAGNER, U. von. et al. **Brake Squeal: Modeling and Experiments.** Alemanha: VDI-Bericht 1749, 173-186, 2003.

## **ANEXO A – ROTINA DE CÁLCULO**

A rotina de cálculo foi desenvolvida para Scilab, podendo ser facilmente adaptada para Matlab, devido a sua simplicidade. Os dados de configuração apresentados na Tabela 6 estão implementados diretamente no programa.

```
***** CALCULO DO MODULO DINAMICO *****
```

```
//Diretorio com arq txt do sinal. Atualizar caminho do diretorio
```

```
chdir('E:\Poli\TF\Sinais');
```

```
//Dados
```

```
//-----> Dimensoes da amostra (metros)
```

```
h=0.013;
```

```
area=0.015*0.015;
```

```
//-----> Massas inerciais (kg)
```

```
m_amostra=0.018;
```

```
m_CC=0.089;
```

```
m_placa=0.105;
```

```
//-----> Ganhos dos canais
```

```
g1=100;
```

```
g2=100;
```

g3=100;

g4=100;

g5=300;

//-----> Ajuste de escalas (mV -> m/s<sup>2</sup> ou mV -> N)

ajuste\_b1=1.097;

ajuste\_b2=1.035;

ajuste\_b3=1.049;

ajuste\_b4=1.098;

ajuste\_CC=0.0564;

//Vetor frequencia

inct=0.0002;

N=33119;

incf=1/(N\*inct);

f=(0:N-1)\*incf;

f(16560:33119)=f(16560:33119)-5000;

//Separando sinais dos sensores em vetores distintos

```
[x]=read('medicao_TF.txt',-1,5);

b1=x(:,1)/g1/ajuste_b1;

spectr=fft(b1,-1);

xset('window',1);

xtitle('Resposta em frequencia - b1','frequencia Hz', 'Aceleracao m/s2');

plot2d(f,spectr);

b2=x(:,2)/g2/ajuste_b2;

spectr=fft(b2,-1);

xset('window',2);

xtitle('Resposta em frequencia - b2','frequencia Hz', 'Aceleracao m/s2');

plot2d(f,spectr);

b3=x(:,3)/g3/ajuste_b3;

spectr=fft(b3,-1);

xset('window',3);

xtitle('Resposta em frequencia - b3','frequencia Hz', 'Aceleracao m/s2');

plot2d(f,spectr);

b4=x(:,4)/g4/ajuste_b4;
```

```
spectr=fft(b4,-1);

xset('window',4);

xtitle('Resposta em frequencia - b4','frequencia Hz', 'Aceleracao m/s2');

plot2d(f,spectr);

fmedido=x(:,5)/g5/ajuste_CC;

spectr=fft(fmedido,-1);

xset('window',5);

xtitle('Resposta em frequencia - CC','frequencia Hz', 'Forca N');

plot2d(f,spectr);

clear spectr;

//Aceleracoes medias nos planos inferior superior

bu=(b1+b2)/2;

clear b1;

clear b2;

bo=(b3+b4)/2;

clear b3;

clear b4;
```

```
B=bo-bu;  
  
clear bo;  
  
//Correcao da forca medida  
  
massa = m_CC/2 + m_placa + m_amostra/2;  
  
fcorr=fmedido-bu*massa;  
  
//FFT da aceleracao relativa e da forca corrigida  
  
[A]=fft(B,-1);  
  
[F]=fft(fcorr,-1);  
  
//Calculo do Modulo de Elasticidade Dinamico  
  
w=2*pi*f;  
  
Ecompl=(0:N-1)*0;  
  
for i=1:N;  
  
Ecompl(i)=h/area*(w(i)*w(i))*A(i)/F(i);  
  
i=i+1;
```

```
end;
```

```
//Graficos de parte real e imaginaria pela frequencia
```

```
xset('window',6);
```

```
xtitle('Modulo dinamico - parte Re','frequencia Hz', 'Modulo Elasticidade MPa');
```

```
plot2d(f,real(Ecompl));
```

```
xset('window',7);
```

```
xtitle('Modulo dinamico - parte Im','frequencia Hz', 'Modulo Elasticidade MPa');
```

```
plot2d(f,imag(Ecompl));
```