

ESCOLA POLITÉCNICA - USP

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO



VIBRATORY RATE GYRO

Orientador : Prof. Dr. Celso Pupo Pesce

Autor : MARCELO KENYU KANASHIRO

Março
1996

Dedicatório : Dedico essa obra aos meus Pais, Familiares e Mestres.

**Agradecimentos : Ao Prof. Dr Celso Pupo Pesce , ao jovem Fábio Coelho,
ao IPT e ao Eng. Mário Gongora .**

ÍNDICE

1) INTRODUÇÃO	6
2) OBJETIVOS	7
3) PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	8
4) CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO	10
4.1 - Cilindro Vibrante	10
4.2 - Subsistema Elétrico	11
5) METODOLOGIA DO PROJETO.	13
5.1 Modelamento Matemático	13
5.1.1 Equação do Movimento do Cilindro	13
5.1.2 Determinação da Freqüência Natural do Cilindro	14
5.2 Análise Paramétrica.	15
5.3 Análise por elementos finitos.	19
5.3.1 Noções da Teoria de Placas	19
5.3.2 Análise Modal	20
5.4 Testes de impacto	28
6) DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO	30
6.1 Construção do Cilindro Vibrante	30
6.2 Especificação dos Componentes Elétricos (Excitação e Leitura)	33
6.3 Especificação dos Componentes de Alimentação do Motor	40
7) DISCUSSÃO	46
8) CONCLUSÃO	48
9) BIBLIOGRAFIA	49

ÍNDICE DE FIGURAS

fig 3.1 Esquemas do princípio de funcionamento	8
fig 4.2 Distribuição de forças no cilindro	10
fig 4.3 Subsistema elétrico	11
fig 5.4 Cilindro simplificado	21
fig 5.5 Modos de vibrar do cilindro simplificado	22
fig 5.6 Cilindro com os suportes para piezoeletricos	23
fig 5.7 Modos de vibrar no modelo sólido	24
fig 5.8 Modos de vibrar no plano X-Y	25
fig 5.9 Sequência de pontos do teste de impacto	28
fig 5.10 Gráfico das amplitudes de deslocamento no teste de impacto	29
fig 6.11 Foto do cilindro vibrante	30
fig 6.12 Desenho de fabricação do cilindro	31
fig 6.13 Desenho de fabricação dos suportes dos piezoeletricos	32
fig 6.14 Diagrama de blocos dos subsistemas elétricos	33
fig 6.15 Foto do gerador de funções	34
fig 6.16 Diagrama do circuito de excitação	35
fig 6.17 Análise AC do Filtro	36
fig 6.18 Foto do Osciloscópio	37
fig 6.19 Foto da Fonte e do Multímetro	38
fig 6.20 Circuito de resposta	39
fig 6.21 Sinal do piezo de leitura	40
fig 6.22 Sinal do piezoeletroico após o condicionamento	41
fig 6.23 Foto da analizador de espectro e do medidor de RLC	42
fig 6.24 Foto do sistema de alimentação do motor	45
fig 8.25 foto da montagem do Vibratory Rate Gyro	48

1. INTRODUÇÃO.

Os giroscópios (spinning wheel gyros) são largamente utilizados na medição de velocidades angulares em aviões , mísseis, navios e outros veículos em relação a um sistema de referência inercial. A maioria dos giroscópios atuais se baseia no princípio da medição do torque devido à variação do vetor momento angular em um rotor em alta velocidade. Entretanto, este equipamento requer alta precisão de fabricação para que seus resultados possam ser considerados válidos, o que implica em altos custos de fabricação. Por exemplo, gyros de navegação inercial tipicamente requerem um erro de medição de velocidade angular de 0,01 a 0,1 graus/hora, enquanto para aplicações em que é necessária a medição de faixas de velocidade maiores, e portanto um tempo de resposta baixo, esta faixa será de 10 a 100 graus / hora; do mesmo modo variam os respectivos preços, sendo de aproximadamente U\$10.000 para o primeiro caso e U\$ 200 para o segundo. Outro ponto negativo é o fato de que o princípio utilizado pelo equipamento requer o uso de peças móveis, aumentando a preocupação com manutenção.

Apesar da longa proeminência dos giroscópios no mercado e a considerável quantidade de esforço técnico utilizado para melhorar a sua performance, esta situação está agora começando a ser desafiada em certas aplicações por rate gyros empregando tecnologia radicalmente diferentes. Muitas soluções têm sido apresentados nesta linha, entre elas pode-se citar o ring laser gyros e o fibre-optic gyro que utilizam o princípio da interferometria passiva ou ainda soluções que utilizam movimentos oscilatórios (vibrating gyros).

Gyros que utilizam movimentos oscilatórios, têm sido construídos na forma de diapasões, arames vibrantes, anéis e cilindros. dispositivos suficientemente sensíveis para uso de navegação, isto permite a eliminação de motores e mancais de precisão, resultando num instrumento muito mais simples e barato.

A forma particular da estrutura desenvolvida contém transdutores piezelétricos integrados para a excitação e leitura. Este tipo de construção é muito mais robusta e pode ser feito em pequenos tamanhos, adequados para o uso em navegação inercial. além disso, é bastante insensível a fatores ambientais, com choques e vibrações externas, e seus requisitos de potência podem ser levados a limites muito baixos. Estas características permitem-lhe competir com os rate gyros convencionais.

2. OBJETIVOS.

Este trabalho visa estudar , desenvolver e construir um Vibratory Rate Gyro, pela sucessão das fases de criação, projeto, modelamento, simulação, construção e teste gerando uma forte fundamentação dos conceitos envolvidos e principalmente do método que relaciona a criação de um sistema factível e viável a partir de sua fase inicial de elaboração.

3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.

O princípio utilizado no vibratory gyro baseia-se na medição do efeito da força de coriolis atuante em uma massa vibrante submetida a uma rotação. Pode-se ilustrar melhor este princípio considerando-se um movimento de uma massa vibrante suspensa em molas como mostrado na figura 1.

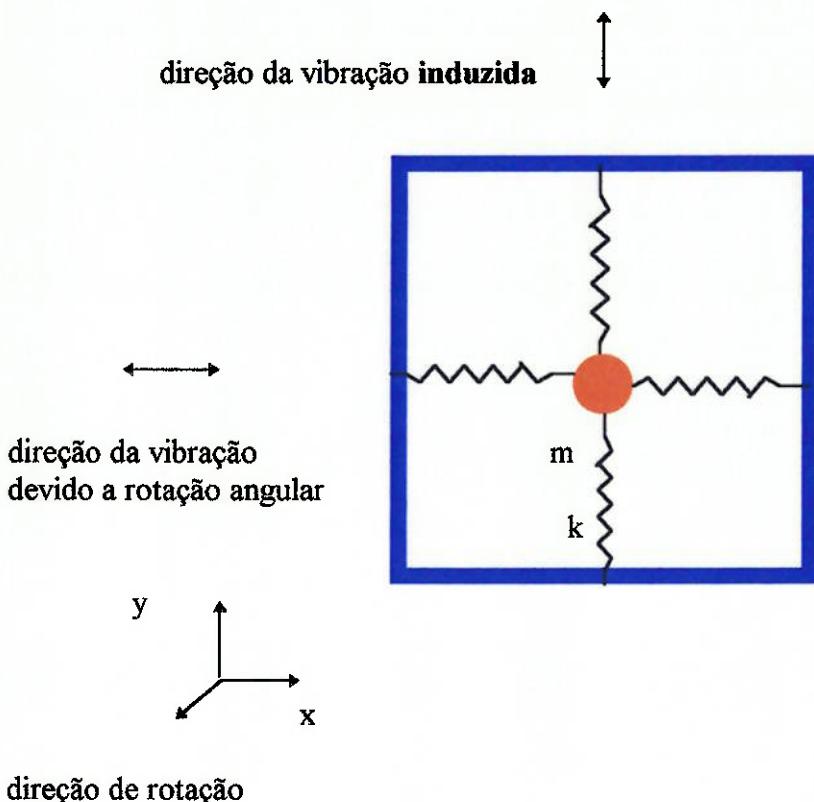


fig. 3.1 Esquema do princípio de funcionamento.

A massa m é montada em molas de rigidez K , livre para vibrar em um plano vertical à freqüência determinada pelo arranjo massa-mola. As extremidades das molas estão engastadas em uma base rígida, que pode ser comparada ao veículo em movimento. A vibração no plano vertical (direção Y) é mantida por algum mecanismo de vibração externo capaz de manter uma amplitude de oscilação constante. Se a base sofre um rotação Ω no plano da figura, as posições dos engastamentos das molas vão ser diferentes ao final de cada ciclo de oscilação da massa vibrante com relação às iniciais. Isto quer dizer que, à medida que o ciclo de oscilação prossegue, a massa vibrante sofre o efeito de uma componente horizontal (direção X) de força além da já atuante na direção Y . Esta força na direção X é usualmente denominada de componente de coriolis. A magnitude desta força vai depender da magnitude da velocidade de rotação Ω .

O movimento da direção X terá por conseguinte a mesma freqüência de oscilação do que na vertical, caso a rigidez das molas seja igual. sendo a força nas molas na direção X proporcional à velocidade de rotação Ω , o resultado do sensoriamento desta será uma medida proporcional à rotação da base Ω .

Com relação à figura 1. o equacionamento deste fenômeno é :

$$m \cdot a_{abs} = m \cdot [\Omega^r + \Omega^r(\Omega^r) + 2\Omega^r r_{oxyz} + r_{oxyz}]$$

onde :

$\Omega^r + \Omega^r(\Omega^r)$ - é a aceleração absoluta de um ponto da base coincidente com a massa no instante considerado.

$2\Omega^r r_{oxyz}$ - Aceleração de coriolis.

r_{oxyz} - é a aceleração relativa entre a massa G e a base.

Assim a sensibilidade de um sensor que utilize este princípio irá depender da magnitude de Ω e r_{oxyz} .

4. CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO.

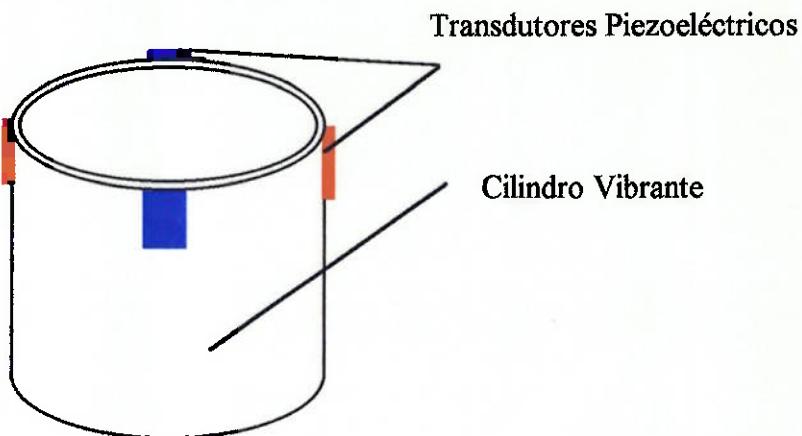
4.1. CILINDRO VIBRANTE.

O cilindro vibrante elimina o problema da influência das acelerações de corpo rígido através de uma simetria radial e utiliza um princípio de funcionamento que se baseia na influência da aceleração de Coriolis na dinâmica de vibrações das paredes do cilindro.

Vantagens do sistema :

- facilidade de construção;
- compacto;
- mecanicamente robusto;
- isolado do meio externo (devido ao modo de medição do input ser igual ao do output);
- Repetibilidade;

A excitação da parede do cilindro, para provocar a vibração, poderá ser executada através de transdutores magnéticos, piezoeléctricos ou outros.



A análise do cilindro foi considerando-o com as duas extremidades livres. Assim, estando o cilindro a vibrar no primeiro modo, caracterizando pela existência de quatro nós estacionários , e imposta uma rotação na direção do eixo de simetria . vão surgir forças de Coriolis segundo o esquema abaixo.

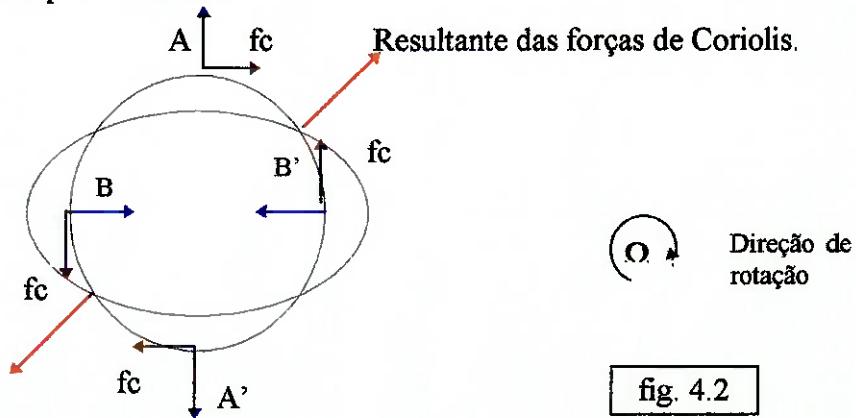


fig. 4.2

4.2. Subsistemas Elétricos.

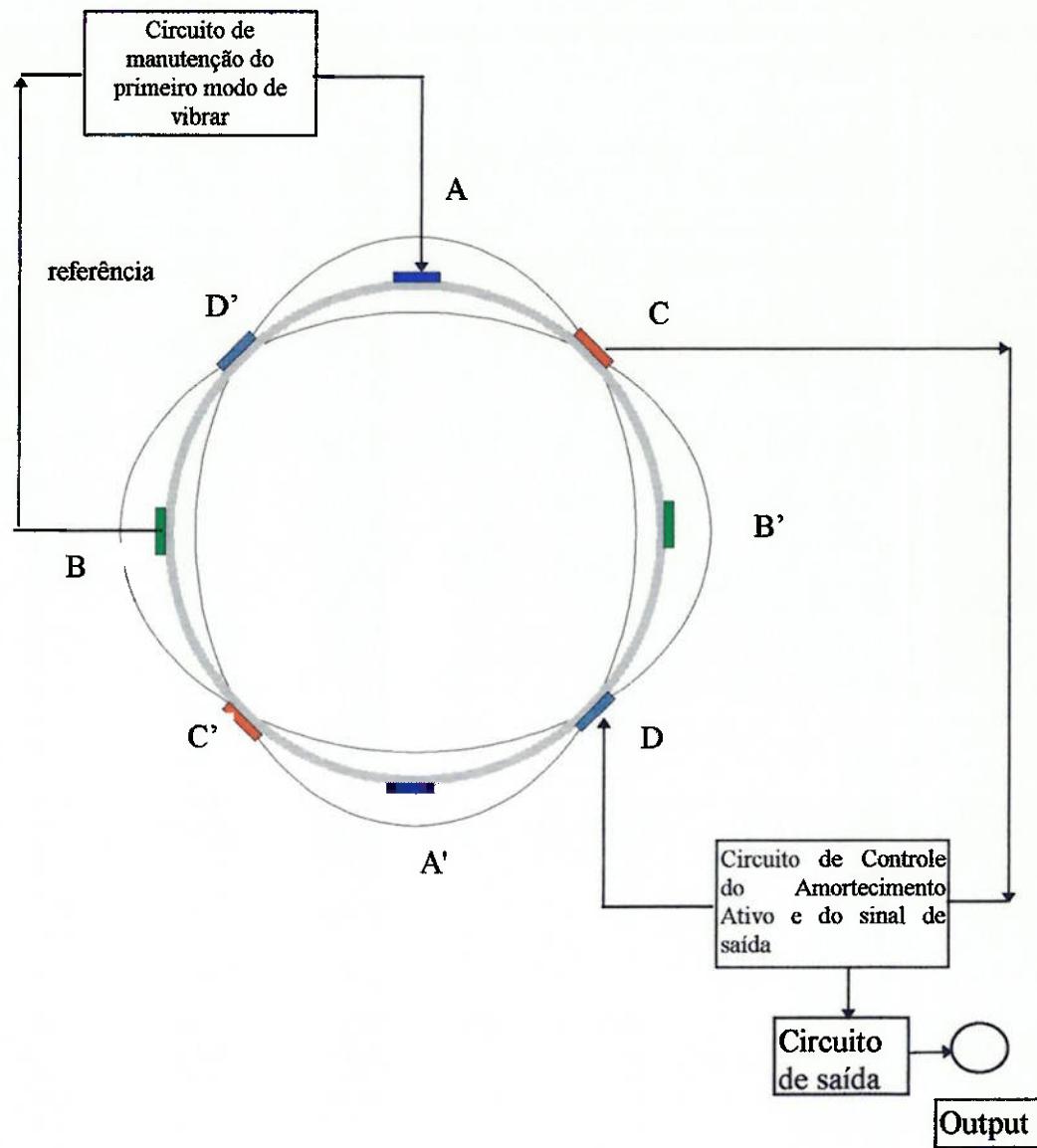


fig 4.3

4.2.1. Subsistema de excitação.

Responsável pela excitação do primeiro modo de vibração do cilindro , é representado pelos piezoelectrícios de excitação diametralmente opostos (para manter a simetria do sistema), apesar da vibração do cristal ser da ordem de centésimos de micron na freqüência de ressonância é capaz de excitar o primeiro modo de vibração. Determinada a freqüência de ressonância ela é imposta pelo sinal de referência obtida por um oscilador (por exemplo o chip 555).

4.2.2. Subsistema de manutenção do modo de vibrar.

A necessidade da manutenção da freqüência de excitação o mais próximo da freqüência de ressonância , de forma a não ser afetado por excitações externas ou pela própria excitação devido a força de Coriolis fez que se desenvolvessem circuitos sintonizadores baseado no PLL (Phase Locked Loop) que através da realimentação fornecida pelos piezoelectrícios B e B' e comparando-o a referência faz a adequada correção do sinal de excitação dos cristais A e A' , de modo a garantir uma desfasagem de 180° entre os sinais vindos de A e B , e assim assegurar que o cilindro está no seu primeiro modo de vibrar.

4.2.3. Subsistema de Leitura.

Como foi apresentado devido a rotação do cilindro vibrante temos a formação da resultante de Coriolis a 45° que serão lidos pelos cristais em C e C' de modo que os sinais sejam somados e permita que o cilindro seja imune ao efeito da aceleração tangencial e de possíveis choques que seriam transmitidos pela base.

4.2.4. Subsistema de amortecimento ativo.

O amortecimento natural das paredes do cilindro (em torno 2%) não é suficiente para se obter uma alta velocidade de resposta do sensor, sendo necessário a adição de um amortecimento ativo obtido realimentação do sinal em C e C' aplicado em D e D' de tal forma a causar uma interferência destrutiva no sinal de coriolis diminuindo o tempo de resposta do sistema.

4.2.5. Subsistema de demodulação do sinal de saída.

O sinal lido em C e C' é um sinal senoidal de freqüência igual a de ressonância do cilindro, e carrega a informação da velocidade angular na forma de sua envoltória, já que apenas a componente devido à aceleração de coriolis interfere nesses cristais . Assim, torna-se necessário o dispositivo encarregado pela demodulação do sinal. Basicamente, esse dispositivo consiste de um phase-detector e de um filtro . Este subsistema tem como referência o sinal de B e B' para auxiliar na demodulação das saídas fornecendo o output.

5. METODOLOGIA DE PROJETO.

5.1. MODELAMENTO MATEMÁTICO.

5.1.1. Equações do movimento do cilindro.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{E}{\rho \cdot a^2} * \left\{ u + \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{k^2}{a^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^4 u}{\partial \theta^4} \right) \right\} - 2\Omega \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \\ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - \frac{E}{\rho \cdot a^2} * \left\{ \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{k^2}{a^2} \left(\frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial^3 u}{\partial \theta^3} \right) \right\} + 2\Omega \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \end{array} \right\}$$

Segundo a seguinte nomenclatura:

- u : movimento da parede do cilindro na direção radial;
- v : movimento da parede do cilindro na direção tangencial ;
- θ : coordenada angular na parede do cilindro;
- k : raio de geração da seção transversal do anel equivalente em relação ao eixo de simetria da seção;
- a : raio médio do cilindro;
- E : módulo de elasticidade do material do cilindro;
- ρ : densidade do material;
- Ω : velocidade angular.

Os termos gerais de amortecimento apresentados a seguir são devidos as perdas internas do material do cilindro como pelo amortecimento externo induzido.

$$\frac{\partial u}{\partial t} \frac{\omega}{Q} e^{-\frac{\partial v}{\partial t} \frac{\omega}{Q}}$$

Onde Q é o fator de qualidade da vibração definido como a relação entre a freqüência de ressonância e a largura de faixa (definida como a largura da faixa de freqüência entre os pontos de ganho igual a 3 db abaixo da freqüência de ressonância) e ω é a freqüência de vibração do cilindro.

Assumindo deslocamento nas direções u e v da forma:

$$u = U_0 e^{j\gamma t} \sin 2\theta$$

$$v = -V_0 e^{j\gamma t} \cos 2\theta$$

onde:

$$\gamma = \omega + j\alpha$$

ω - freqüência de vibração angular

α - fator de amortecimento.

5.1.2. Determinação da Freqüência Natural.

A partir do u e v definido e considerando $\Omega = 0$ (sem a excitação devido as forças de coriolis) substituindo na equação do cilindro amortecido obteve-se as seguintes equações:

$$\left[\beta \cdot \left(1 - \frac{j}{Q} \right) - 1 - 12 \cdot \frac{k^2}{a^2} \right] \cdot U_0 - 2V_0 = 0$$

$$\left[2 + 6 \cdot \frac{k^2}{a^2} \right] \cdot U_0 - \left[\beta \cdot \left(1 - \frac{j}{Q} \right) - 4 \right] \cdot V_0 = 0$$

sendo :

$$\beta = \frac{\gamma^2 \cdot a^2}{E/\rho}$$

Calculando-se o determinante da matriz formada pelos coeficientes das equações e igualando-se a zero obtém-se a seguinte equação:

$$\beta^2 \cdot \left(1 - \frac{j}{Q} \right)^2 - \beta \cdot \left(12 \cdot \frac{k^2}{a^2} + 5 \right) \cdot \left(1 - \frac{j}{Q} \right) + 36 \cdot \frac{k^2}{a^2} = 0$$

As raízes da equação são:

$$\beta_1 = \frac{36}{5} \cdot \frac{k^2}{a^2}$$

$$\beta_2 = 5 - 36 \cdot \frac{k^2}{a^2}$$

sendo:

$$\gamma^2 = (\omega_0 + j \cdot \alpha)^2$$

Assim obtemos a freqüência natural (ω_0) e o amortecimento α

$$\alpha = \frac{\omega_0}{2 \cdot Q}$$

$$\boxed{\omega_0 \cong \left(\frac{k}{a^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{36 E}{5 \rho}}}$$

5.2. ANÁLISE PARAMÉTRICA.

A partir das equações obtidas no modelamento matemático e das variáveis envolvidas, determinamos o Simulink - MatLab for Windows um software capaz de , ao mesmo tempo, ser robusto e que ter uma apresentação clara dos resultados obtidos.

O Simulink é um software que utiliza a estrutura de blocos para representar funções matemáticas, operadores, sistemas dinâmicos e outras ferramentas necessárias para realização da modelagem e simulações. Este trabalha como interface do MatLab, permitindo tanto a entrada como a visualização dos resultados mais amigáveis. O MatLab, por sua vez, é um software robusto matematicamente, permitindo uma boa confiabilidade nos resultados obtidos.

A análise da vibração do cilindro foi abordada por duas frentes , primeiramente realizou-se a formulação das equações matemáticas e a simulação pelo Simulink do MatLab for Windows definido os seguintes parâmetro:

- Tipo de cristal piezoeléctrico;
- Parâmetros geométricos do cilindro;
- Diâmetro do cilindro;
- Espessura da parede;
- Material de construção do cilindro;
- Freqüência de excitação do cilindro.

O poder do modelamento adotado permite a visualização do sistema em malha fechada, portanto com a manutenção do modo de vibrar e com o amortecimento ativo, no entanto ele somente se torna válido admitindo-se a hipótese da não influência da base de fixação do cilindro no movimento da sua parede , além da garantia validade da hipótese de casca fina .

Uma vez montado o diagrama de blocos do sistema, deve-se fazer uma análise para estudar a sensibilidade do resultado em relação aos parâmetros envolvidos. A metodologia empregada pode ser resumida pelas seguintes atividades:

- decomposição de todos os parâmetros nos seus fatores mais básicos (por exemplo, decompor a massa em dimensões lineares e densidade do material, a freqüência de ressonância do cilindro em fatores geométricos deste e característicos do material, etc.). Assim, obtiveram-se os seguintes fatores básicos:

d: constante piezoeléctrica "d" (dos cristais de excitação);

g: constante piezoeléctrica "g" (dos cristais de leitura);

Ecrystal : módulo de elasticidade do cristal;

pcristal : densidade volumétrica do cristal;

L1 : largura dos cristais piezoeléctricos;

L2 : altura dos cristais piezoeléctricos;

L_3 : espessura dos cristais piezoeléctricos;

h : altura do anel equivalente;

a : raio médio do cilindro;

e : espessura do cilindro;

$E_{cilindro}$: módulo de elasticidade do cilindro;

$\rho_{cilindro}$: densidade volumétrica do cilindro;

V_{max} : amplitude do sinal de excitação dos cristais;

Ω : velocidade angular a ser medida;

- agruparam-se fatores que possibilissem uma melhor percepção de sua função quando relacionados entre si, como por exemplo:

$L_1 * L_2 = A_{cristal}$: área da face do cristal;

$e / a = e_{relativo}$: razão entre a espessura e o raio do cilindro (este valor não deve ultrapassar 0,1 para não comprometer a hipótese de casca fina adotada para o cilindro).

- estabeleceu-se um critério de escolha do melhor resultado, que neste estudo foi a minimização do tempo de resposta, sem no entanto permitir que a amplitude do sinal de saída do cristal alcance 10 mV, tido como mínimo valor aceitável.

- montou-se um primeiro roteiro de simulações para determinar quais os fatores mais importantes na otimização do resultado. Este roteiro foi realizado na forma de uma tabela relacionando os valores dos fatores e os resultados obtidos para cada simulação (na tabela das simulações é apresentado somente os valores que sofreram alteração).

Uma vez de posse dos resultados , fez-se uma análise para verificar quais os fatores a que o sistema era mais sensível, chegando às seguintes conclusões:

- Área dos cristais (limitado pela largura do piezoeléctrico);

- Espessura dos piezoeléctricos (limitado pela diminuição de sua freqüência natural);

- O fator h (altura do anel equivalente, limitado pela hipótese de não influência da base);

- Espessura relativa (maior possível dentro da hipótese de casca fina , isto é 10%);

- O Quality Factor -Q (influi diretamente no tempo de resposta , também determinado pelo amortecimento ativo);

- Material de alto módulo de elasticidade (entre os materiais de engenharia escolhemos o alumínio liga 6351 T6);

A voltagem de alimentação diretamente ligado com a amplitude de saída.

Uma vez determinado os parâmetros mais influentes na resposta do sensor, passa-se à etapa de otimização destes, onde procura-se a combinação ótima entre eles através das simulações descritas nas tabelas a seguir:

Análise Paramétrica do *Vibratory Rate Gyro*

Simulação Padrão Cristal

$d_{33} = 590 \cdot 10^{-12} \text{m/V}$	$g_{33} = 26 \cdot 10^{-3} \text{Vm/N}$	$\rho = 7500 \text{ Kg/m}^3$	$E = 60 \text{ GPa}$
$L_1 = 2.0 \text{cm}$	$L_2 = 2.0 \text{cm}$	$L_{espes} = 2.54 \text{mm}$	

Cilindro

$a = 5 \text{cm}$	$e = 0.05 \text{cm}$	$\rho = 7920 \text{ Kg/m}^3$	$E = 190 \text{ GPa}$
-------------------	----------------------	------------------------------	-----------------------

Var. Externas

$V_{ef} = 60 \text{V}$	$Q = 200$	$\Omega = 0.2 \text{ rad/s}$
------------------------	-----------	------------------------------

Resposta

Amplitude	Estabilização
14 mV	0.25s

Excitação : APC 855 Leitura : APC 850 Cilindro : Aço Inox

Variação dos parâmetros do cristal

Simulação	2	3	4	5	6
$d_{33} (10^{-12} \text{m/V})$	300				
$g_{33} (10^{-3} \text{Vm/N})$		21			
$E (\text{GPa})$	68				
$\rho (\text{Kg/m}^3)$					
$L_1 (\text{cm})$					
$L_2 (\text{cm})$			1.0		
$L_{espes} (\text{mm})$				1.01	6.35

Resposta

Amplit. (mV)	7.5	11	10	3.4	55
Estabiliz. (s)	0.23	0.25	0.25	0.22	0.24

2 - Leitura : APC 840

3 - Excitação : APC 850B

Variação dos parâmetros do cilindro

Simul.	7	8	9	10	11	12	13	14
a (cm)	5	5	6	6	6	4	4	4
e (cm)	0.25	0.1	0.6	0.3	0.12	0.4	0.2	0.08
ρ (Kg/m ³)								
E (GPa)								

Resposta

Amplit.(mV)	22	37	12	19	31	16	28	45
Estabil. (s)	0.40	1.0	0.29	0.50	1.2	0.20	0.35	0.75

Simul.	15	16	17	18	19	20	21	22
a (cm)		5	5	4				
e (cm)		0.25	0.1	0.4				
ρ (Kg/m ³)	2710	2710	2710	2710	7860	1800	800	8470
E (GPa)	69	69	69	69	210	45	20	105

Resposta

Amplit.(mV)	23	38	62	27	13.5	28	42	14
Estabil. (s)	0.25	0.42	0.90	0.21	0.25	0.24	0.25	0.30

07 : e_relativo = 5% 08 : e_relativo = 2% 09 : e_relativo = 10% 10 : e_relativo = 2%
 11 : e_relativo = 2% 12 : e_relativo = 10% 13 : e_relativo = 5% 14 : e_relativo = 2%
 15 : Cilindro = Alumínio 16 : e_relativo = 5% 17 : e_relativo = 2% 18 : e_relativo = 10 %
 19 : Cilindro = Aço Comum 20 : Cilindro : Magnésio 21 : Cilindro : Madeira
 22 : Cilindro : Latão

Variação dos parâmetros externos

Simul.	23	24	25	26	27	28	29
Vef (V)	24	110					
Q			400	300	150	100	67

Resposta

Amplit.(mV)	5.5	25	38	25	8.8	4.8	2.7
Estabil. (s)	0.25	0.25	0.46	0.36	0.18	0.135	0.12

5.3. ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS.

Para analisar a influência das considerações realizadas iniciou-se um estudo através de métodos numéricos , utilizando-se do software Algor que permite o estudo de estruturas através de elementos finitos. Este procedimento permite a análise dos seguintes parâmetros :

- Geometria do cilindro;
- Material do cilindro;
- Distribuição de massa;
- Freqüências Naturais ;
- Deformação devido a aplicação de cargas.

A limitação deste método esta na dificuldade da utilização deste em sistemas dinâmicos, podendo somente analisar somente a resposta da excitação em malha aberta .

Os dois procedimentos são complementares e os parâmetros obtidos servem para uma realimentação mutua para confirmação dos resultados obtidos possibilitando uma maior segurança no prosseguimento do projeto e para a construção do protótipo.

5.3.1. Noções da Teoria de Placas.

O nome “placa” identifica um modelo criado para simplificar a realidade, mais precisamente , uma família de modelos.

A teoria de placas visa tratar o comportamento de estruturas e entes físicos onde duas de suas dimensões são maiores que a terceira, bem como o comportamento de chapa em flexão.

Nas estruturas reais, uma chapa poderá ser curva ou plana, tendo certa região em regime elástico e outra em regime plástico. As cargas podem ser de ordem estática ou dinâmicas, sendo ortogonais à superfície da unidade (cargas laterais, constituídas de pesos, pressão uniforme ou hidrostática etc.) ou tangenciais (resultante de tensões atuantes sobre o contorno da unidade). Suas deflexões máximas poderão ser bem menores ou não, que a própria espessura.

As simplificações a que se recorre nessa teoria, são quatro, a saber:

1^a Hipótese : O material permanece elástico;

2^a Hipótese : O plano de meia espessura não se deforma pela flexão.

3^a Hipótese : Na seguinte expressão do raio de curvatura, pode-se desprezar a contribuição da derivada primeira .

$$\frac{1}{Rn} = -\frac{\partial^2 w}{\partial n^2} \cdot \left[1 + \left(\frac{\partial w}{\partial n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cong -\frac{\partial^2 w}{\partial n^2}$$

onde Rn é o valor do raio de curvatura, w é o deslocamento da chapa devido ao carregamento e n é a direção em que se mede o deslocamento da placa;

4^a Hipótese : Nas deformações de flexão podem ser desprezadas as contribuições de σ_z , τ_{xy} e τ_{yx} .

5.3.2. Análise Modal.

Determinada a freqüência analiticamente realizou-se a abordagem numérica para confirmação dos dados obtidos e para determinar a influência das hipóteses adotadas sobre o resultado; para tal utilizou-se do software ALGOR, o pacote referente à análise de vibração a partir do qual realizou-se a determinação das características dinâmicas do cilindro, isto é a freqüência natural, e os modos de vibrar. Este procedimento segue os seguintes estágios:

- Criação do modelo geométrico do anel;
- Criação do modelo geométrico do cilindro;
- Criação do modelo geométrico do cilindro com os suportes dos piezoelectrinos;
- Transformação para o modelo em elementos finitos
- Decodificação do modelo;
- Análise de resultados.

Os modelos desenvolvidos estão apresentados em anexo, juntamente com os resultados da análise de freqüência e dos modos de vibrar.

A partir do modelo geométrico realizado no SuperDrawII é feito a depuração do mesmo para se obter um modelo válido para análise em elementos finitos (FEA), a seguir introduziu-se as condições de contorno que caracteriza o estudo realizado:

- Anel - engastado em um ponto (exigência de corpo rígido).
- Cilindro - base engastada (modelo de base de fixação).

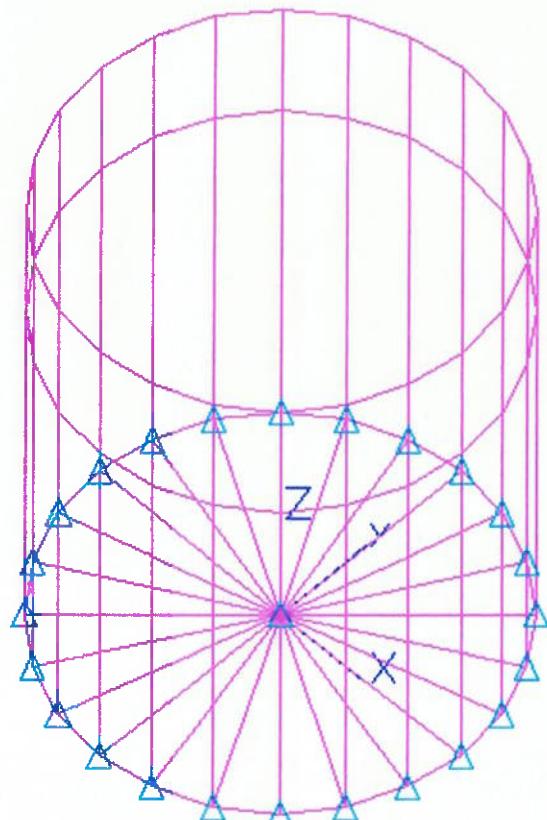
Para decodificação do modelo é necessário o fornecimento dos seguintes parâmetros;

- Material (módulo de elasticidade, densidade e Poisson nas unidades coerentes);
- Tipo de elemento (utilizado o elemento de placa);
- Características dos elementos (espessura);
- Tipo de análise (estática ou dinâmica);
- Parâmetros para análise dinâmica (número de modos de vibrar, tolerância para convergência).

Fornecido estes dados realiza-se a decodificação através do comando RUN, a partir do qual é formado as matrizes de rigidez do modelo, utilizados na análise dos modos de vibrar. Qualquer não conformidade do modelo é apresentado no momento da análise.

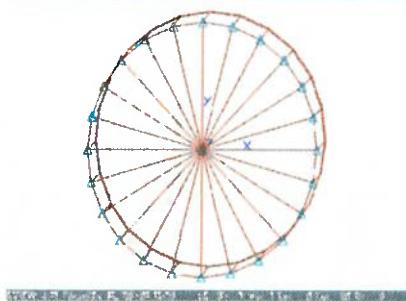
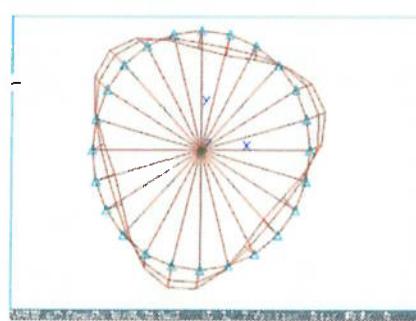
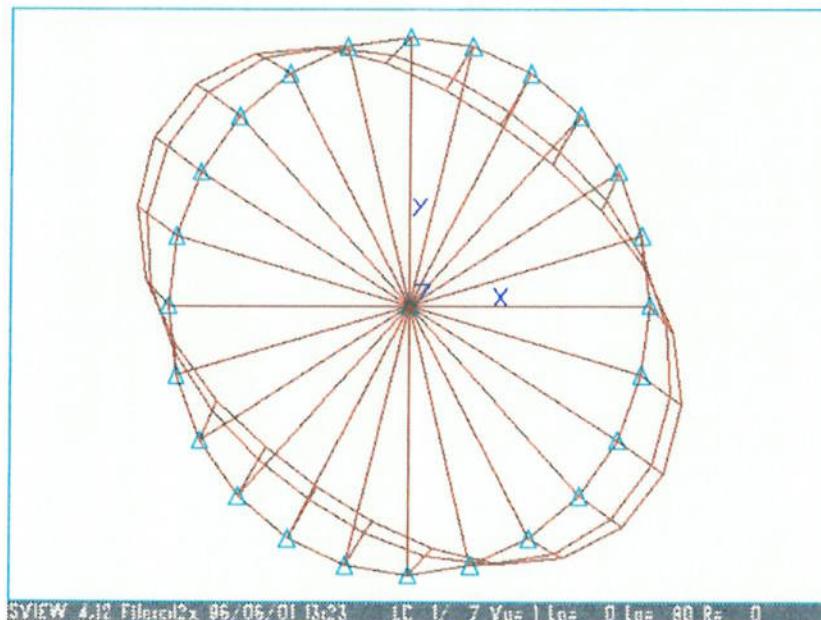
A análise dos resultados é realizado pela visualização dos modos de vibrar pelo SuperView e pelo arquivo (.frq) de resposta das freqüências de ressonância do modelo, a partir do qual são feitas as comparações entre os modelos e o modelo analítico.

Modelo Simplificado do Cilindro

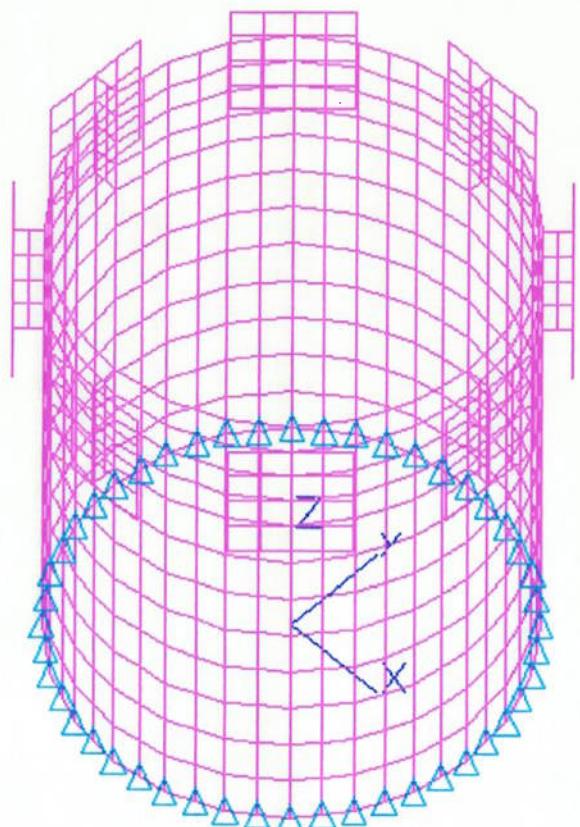


SVIEW 4.12 File:cil2x 96/06/01 13:23 LC 7/ 7 Vu= 7 Lo= 45 La= 45 R= 0

Modos de Vibrar do Cilindro Simplificado

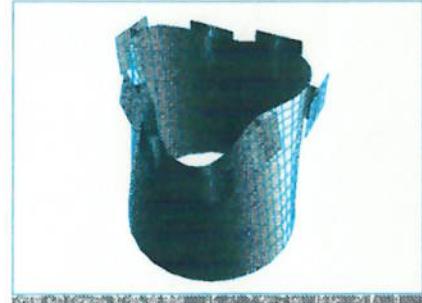
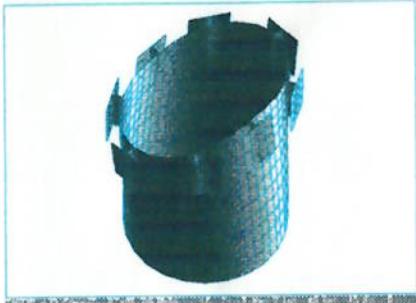
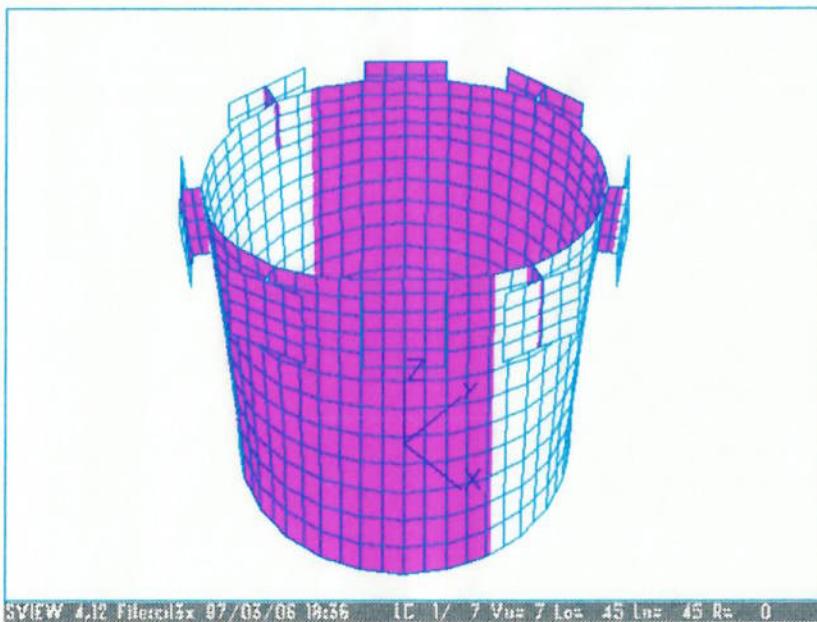


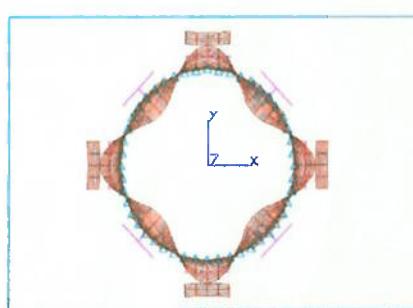
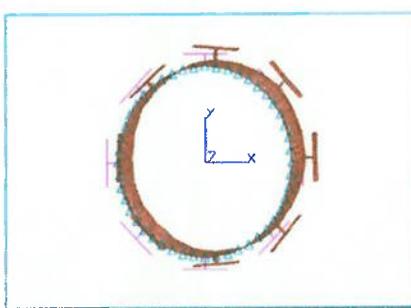
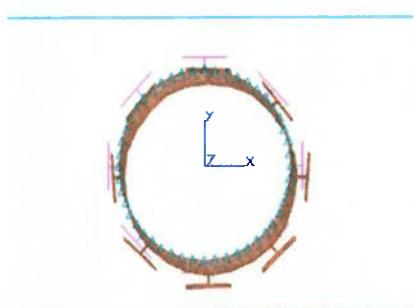
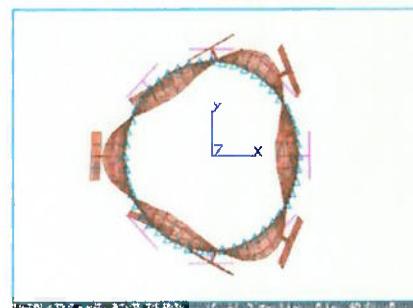
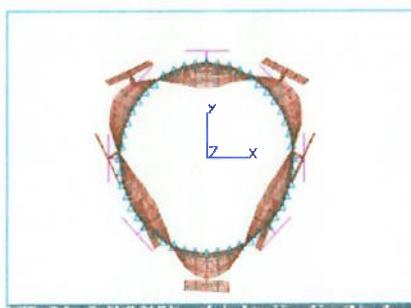
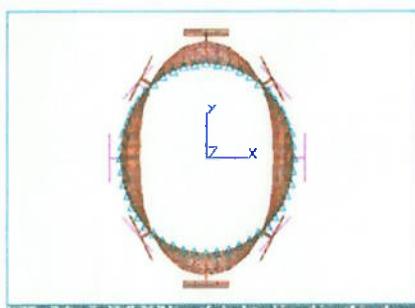
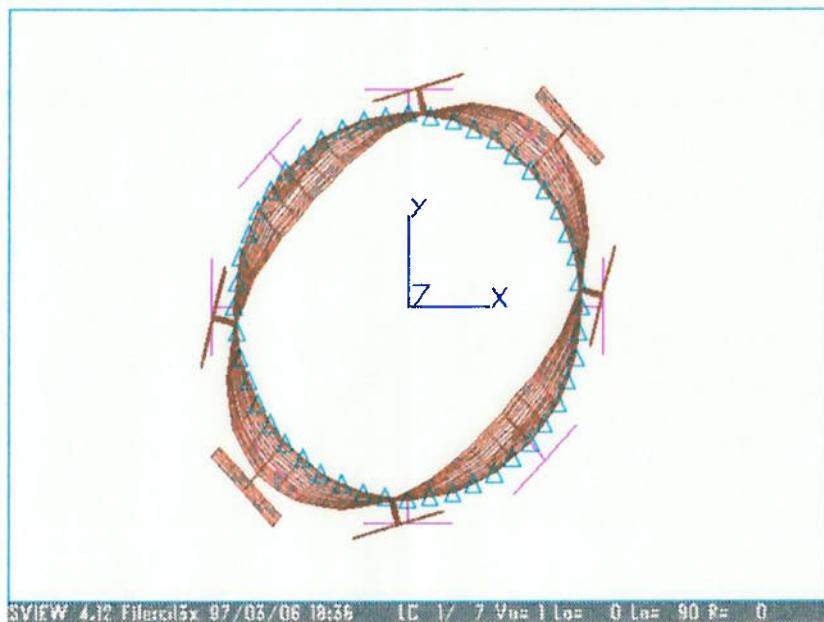
Modelo do Cilindro com os Suportes para os Piezoelétricos



SVIEW 4.12 File:cil3x 96/06/29 13:23 LC 1/ 7 Vu= 7 Lo= 45 Lu= 45 R= 0

Modos de Vibrar no Modelo Sólido



Modos de Vibrar no plano X-Y

Análise de Freqüência

Cilindro engastado em Um ponto

Freqüências = 14

mode circular
number frequency
(rad/sec)

1	6.69549239202406D+01
2	4.02798630866040D+02
3	9.12524674754242D+02
4	3.24548361187109D+03
5	6.44039402780284D+03
6	6.46840718586652D+03
7	7.00823786094977D+03
8	1.15022419370415D+04
9	1.69889614386958D+04
10	1.70649540879693D+04
11	1.77436219243957D+04
12	2.00437732580126D+04
13	2.46497079594991D+04
14	2.94035591772935D+04

Cilíndro engastado em Quatro pontos

Frequencies = 7

mode circular
number frequency
(rad/sec)

1	1.22417898481131D+04	(1.95 khz)
2	1.22893792763354D+04	
3	1.84456512477610D+04	
4	1.84456516792061D+04	
5	1.92337968320162D+04	
6	1.92338020700485D+04	
7	2.96223750950117D+04	

Cilindro com Base Engastada

Frequencies = 7

mode circular

number frequency

(rad/sec)

1	1.31159376368987D+04	(2.09 khz)
2	1.31159419628036D+04	
3	1.95538084199469D+04	
4	1.95538092174220D+04	
5	2.07089555067144D+04	
6	2.07089576961847D+04	
7	3.34961809180805D+04	

The Sturm check found 1 missing frequencies.

It is recommended that you rerun the problem if the missing frequencies are important.

Try setting NAD on the master control "card" with AEDIT to a higher number than 19, which was used during this solution, or request a finer error tolerance RTOL using AEDIT. Current tolerance = 1.0000E-05

Cilindro com Base Engastada com Suporte dos Cristais Piezoelétricos

Frequencies = 7

mode circular

number frequency

(rad/sec)

1	1.13665572875003D+04	(1,81 khz)
2	1.13665582064620D+04	
3	1.62726846175768D+04	
4	1.62726851959609D+04	
5	1.88267329174319D+04	
6	1.88267347767072D+04	
7	2.47122354336490D+04	

Além da análise da freqüência determinou-se os modos de vibrar e estes estão de acordo com as hipótese realizadas no modelamento matemático ,confirmando os resultados até agora obtidos.

5.4. TESTE DE IMPACTO.

O teste de impacto foi realizado no Laboratório de Medição de Grandezas Mecânicas da EPUSP para comprovação dos resultados dos parâmetros dinâmicos obtidos pela análise em elementos finitos, para tal utilizamos o Tektronix 2622 - Personal Fourier Analyse para realizar o ensaio com martelo calibrado. Para realização do teste seguimos os seguintes procedimentos:

- Determinação dos pontos de impacto (escolhemos 50 pontos, sendo 8 pontos simetricamente distribuídos em 6 alturas, e dois pontos centrais). Os pontos estão apresentados a seguir:

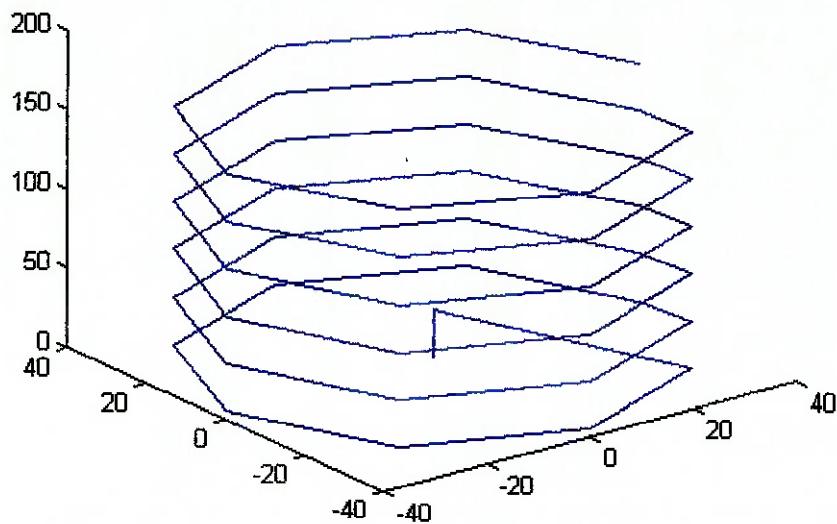


fig. 5.9 figura da seqüência dos pontos de teste

- Escolha do ponto de leitura do sinal. (ponto que não apresente muitas perturbações)
- Escolha da ponta calibrada do martelo (de acordo com a ponta selecionamos a faixa de freqüência a excitar).
- Selecionar o número de interações em cada ponto no programa de aquisição de dados (n=5)
- Realizar os testes selecionando as saídas adequadas (curvas com correlação), dentro da faixa de saturação.
- Os resultados podem ser observados nos gráficos utilizando o software Star Strucuture, que permite a observação dos modos de vibrar, das amplitudes de oscilação (a seguir) ou pelo arquivo (.ASC) gerado pelo software (em anexo).
- Para gerar os modos de vibrar e determinar os grau de amortecimento devemos indicar o quantos modos desejamos.

5.4.1. Resultado de Testes.

O arquivo .ASC segue em anexo , a seguir o gráficos dos resultados:

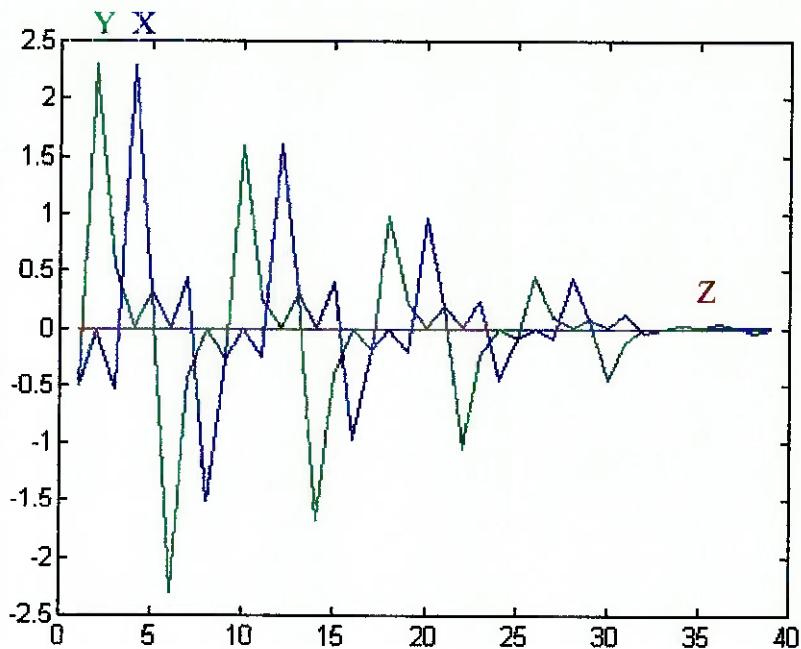


fig . 5.10 Gráficos das amplitudes em x, y, e z para o 1º modo de vibrar com amortecimento de 0,2%.

6. DESENVOLVIMENTO PO PROTÓTIPO.

6.1. CONSTRUÇÃO DO CILINDRO VIBRANTE.

A partir do modelo analisado, das limitações dos processos de fabricação e do sistema de fixação ao motor desenvolveu-se os desenhos de fabricação do cilindro e dos suportes dos piezoelétricos apresentados a seguir.

O cilindro cujo desenho de fabricação foi realizado no 1º semestre foi usinado segundo os seguintes estágio de usinagem:

- Corte do material para o cilindro (165mm).
- Torneamento externo e interno ($\Phi_{externo} = 84\text{mm}$, $\Phi_{interno} = 76\text{mm}$, $h_{base} = 40\text{mm}$).
- Torneamento do acoplamento ao eixo ($\Phi = 12,5\text{mm}$, Prof.=20mm)
- Furação para rosca M3 ($\Phi=2.5\text{mm}$) e rebaixo ($\Phi=3.5\text{mm}$).
- Rosqueamento com Macho M3.
- Fresamento das faixas planas (dimensão = 5mm , altura = 20mm).
- Corte do material da base do piezoeléctrico (L=21mm).
- Retirada da rebarba, e quebra de cantos com lima.
- Fresamento dos rebaixos para a solda do piezoeléctrico feita com fresa de topo $\Phi = 6\text{ mm}$ e $L= 6\text{ mm}$
- Os suportes foram colados ao cilindro.

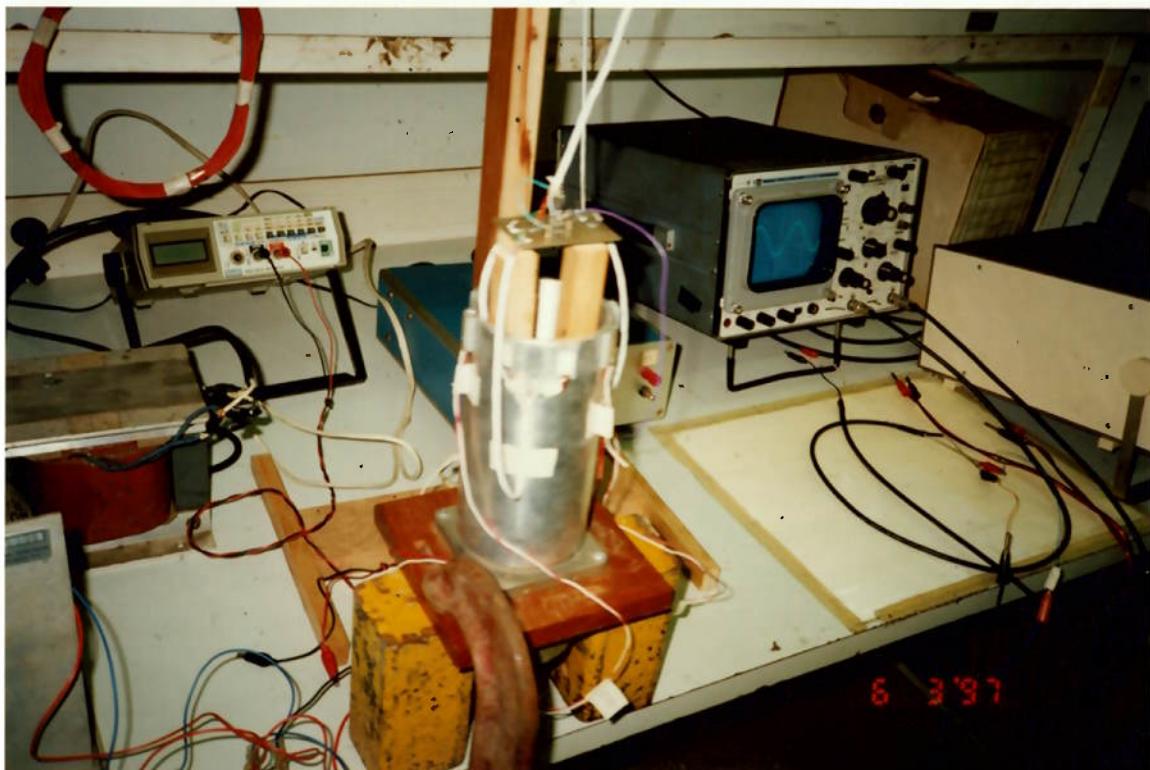
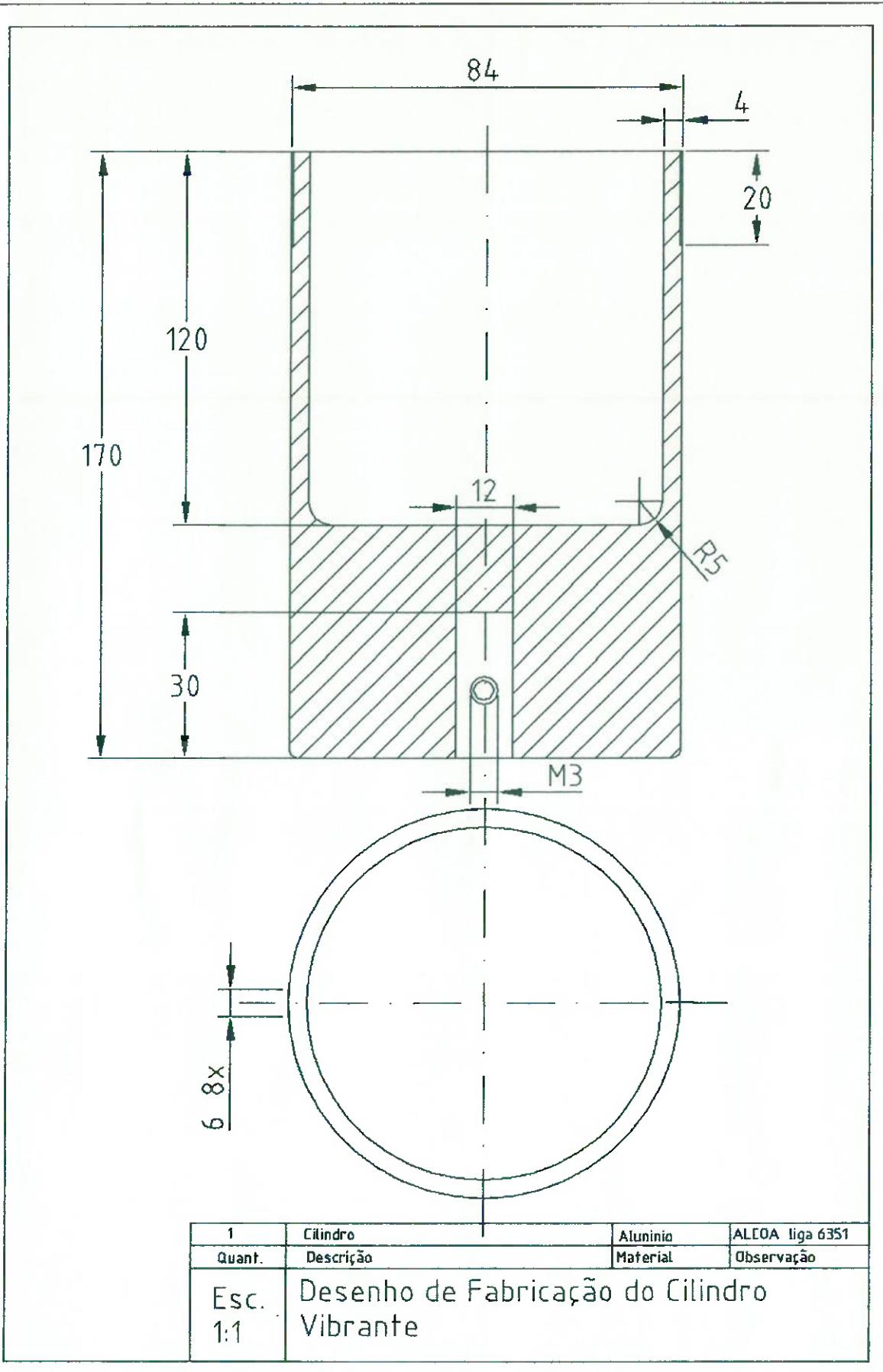
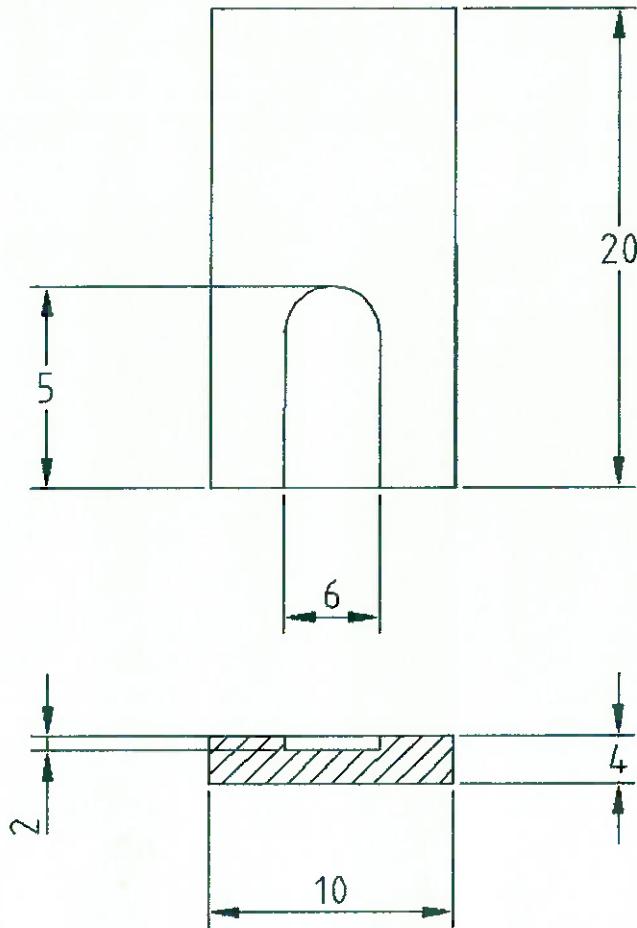


Fig. 6.11 Foto do Cilindro Vibrante com os suportes para piezoelétrico.





8	Supor te dos Cristais Piezoeletricos	Aluminio	ALCOA lig 6351
Quant.	Descrição	Material	Observação
Esc. 2:1	Desenho de fabricação dos Suportes		

6.2. ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES ELÉTRICOS.

A especificação dos componentes dos circuitos elétricos do Vibratory Rate Gyro segue-se ao seguinte diagrama de blocos funcional. Visto este ser apenas conceitual já apresenta alterações de modo a simplificar o circuito apresentado. Os circuito obtidos e simulados no PSPICE estão apresentados a seguir:

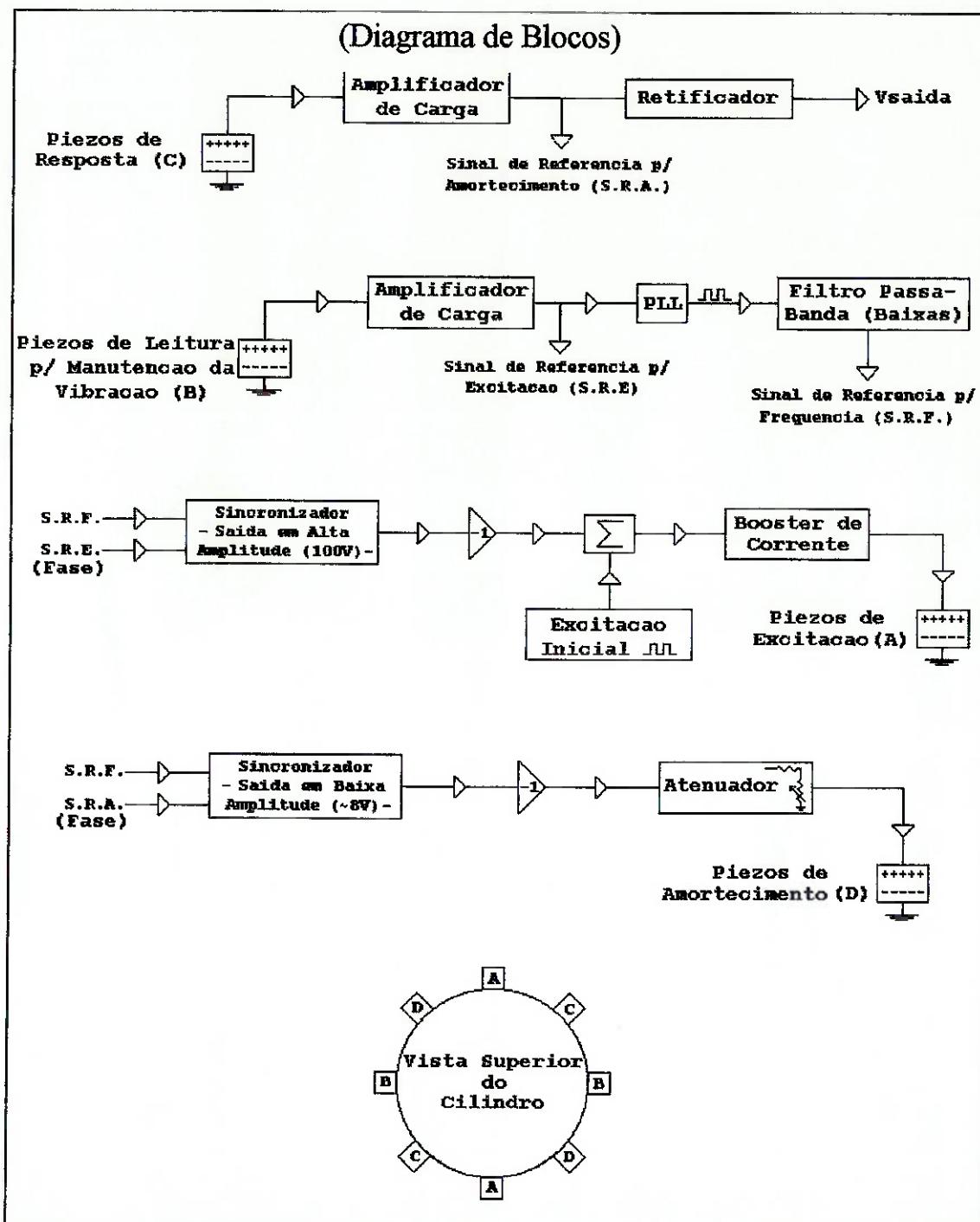


fig. 6.14

6.2.1. Sistema de Excitação.

A excitação inicialmente foi feita utilizando-se de um gerador de funções que proporcionava uma onda senoidal de 15 Vpp na frequência de aproximadamente 1970 hz, frequência correspondente a primeira frequência de ressonância do cilindro.

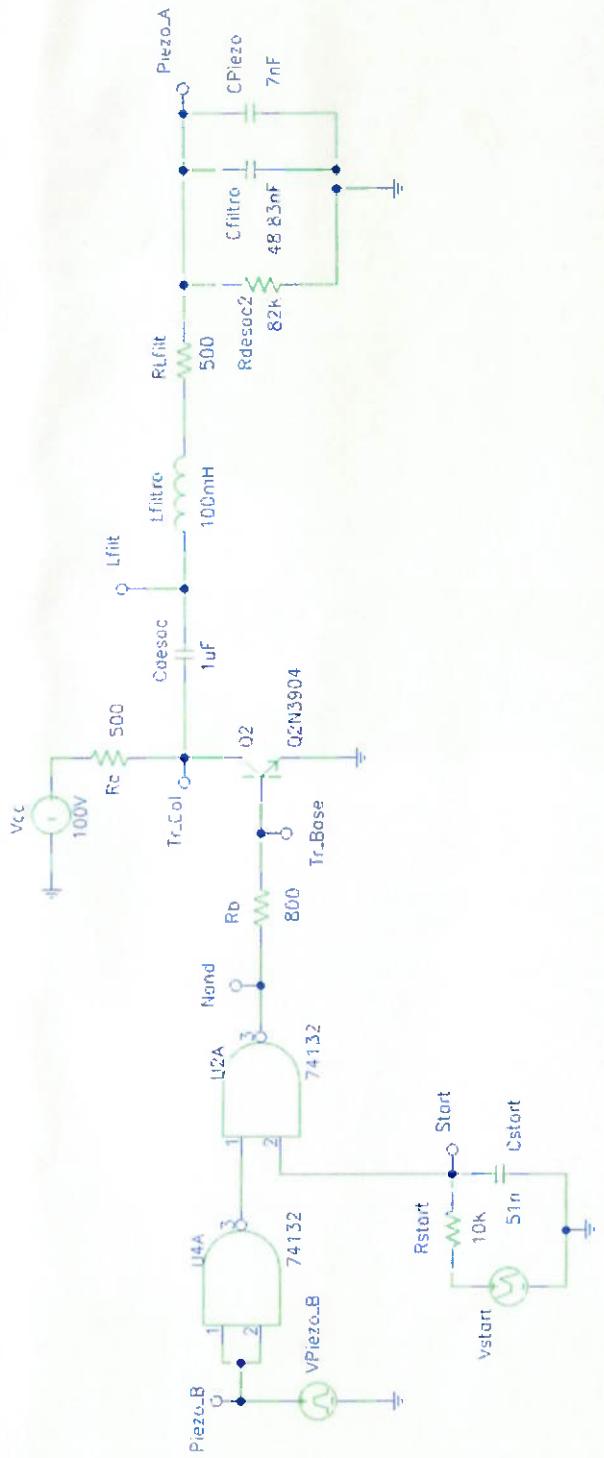


Fig. 6.15 Foto do Gerador de Funções .

6.2.2. Circuito de Excitação e Realimentação.

O circuito de excitação desenvolvido amplifica o sinal emitido pelo piezolétrico de manutenção da frequência de excitação filtrando a frequência de 2 khz (frequência de ressonância) para utiliza-lo na excitação.

O dimensionamento dos componentes do filtro foi determinando por esta frequência de 2 khz oque podemos observar pela simulação em AC do filtro de excitação.



Fabio Coelho Vibratory Rate Gyro
Circuito de Feedback
July 25, 1996

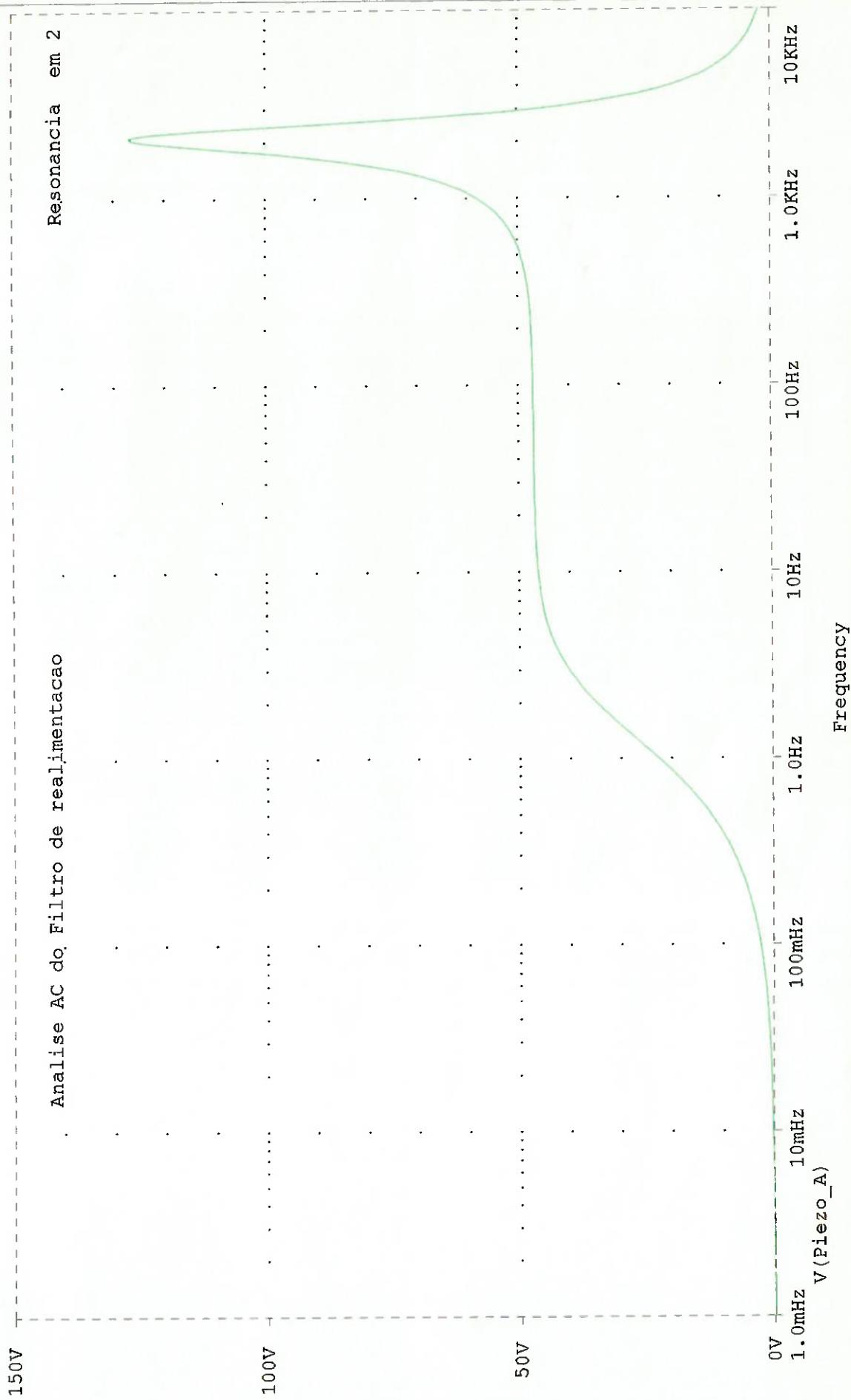
* C:\MSIM60\MARIO\SCH\FILTRO.SCH

Temperature: 27.0

(A) C:\MSIM60\MARIO\SCH\FILTRO.DAT

Analise AC do Filtro de realimentacao

Resonancia em 2



Date/Time run: 03/07/97 12:16:22

Date: March 07, 1997

Page 1

Time: 12:20:47

6.2.3. Sistema de Leitura

O sistema de leitura consta do circuito de amplificação e retificação implementado e de um osciloscópio que foi o instrumento utilizado para realizar a análise dos sinais de saída.

O osciloscópio foi utilizado tanto para analisar o sinal amplificado como os sinais diretamente fornecidos pelo piezoelétrico portanto analizamos sinais em torno de $20\mu\text{V}$ à 20V .

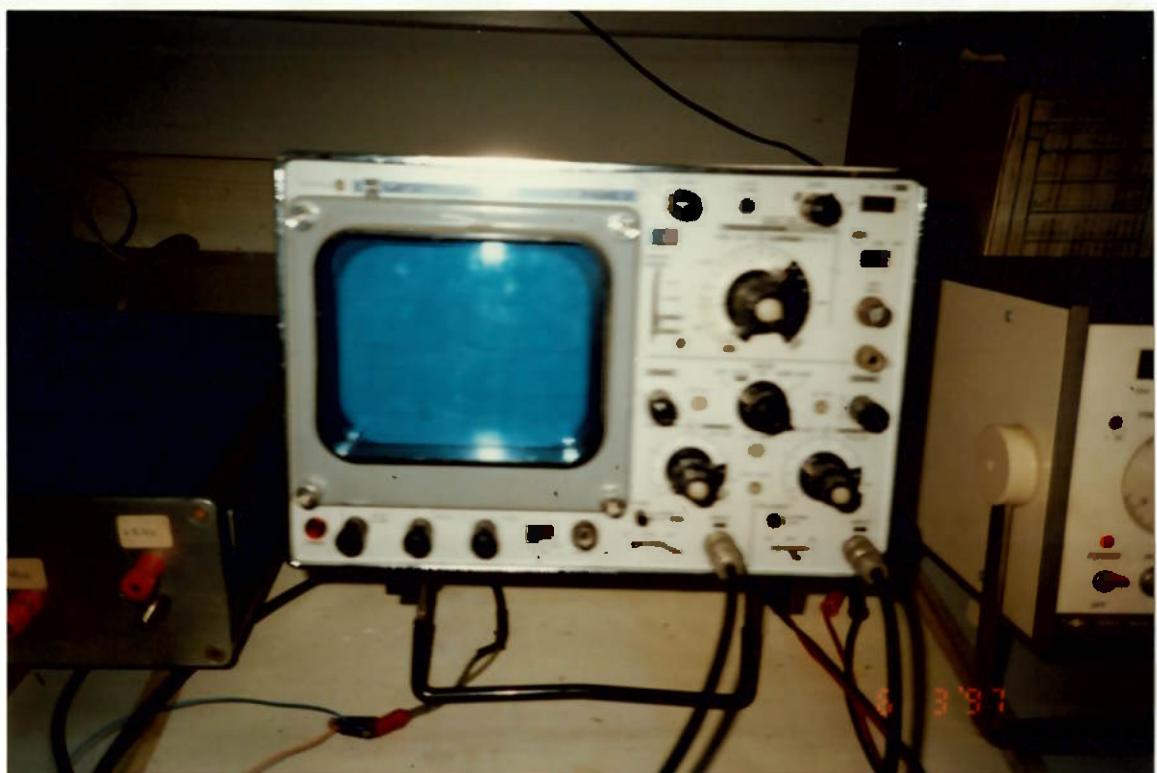


Fig. 6.18 Foto do Osciloscópio utilizado.

6.2.4. Circuito de Resposta com Retificador.

O dimensionamento do circuito de resposta levou em conta a corrente de entrada fornecida pelo piezoelétrico de leitura e a tensão de saída que será lido pelos instrumentos.

Como será apresentado pelo circuito de Resposta com Retificador é necessário a utilização de uma fonte com Vcc em torno de 15V apresentado a seguir :

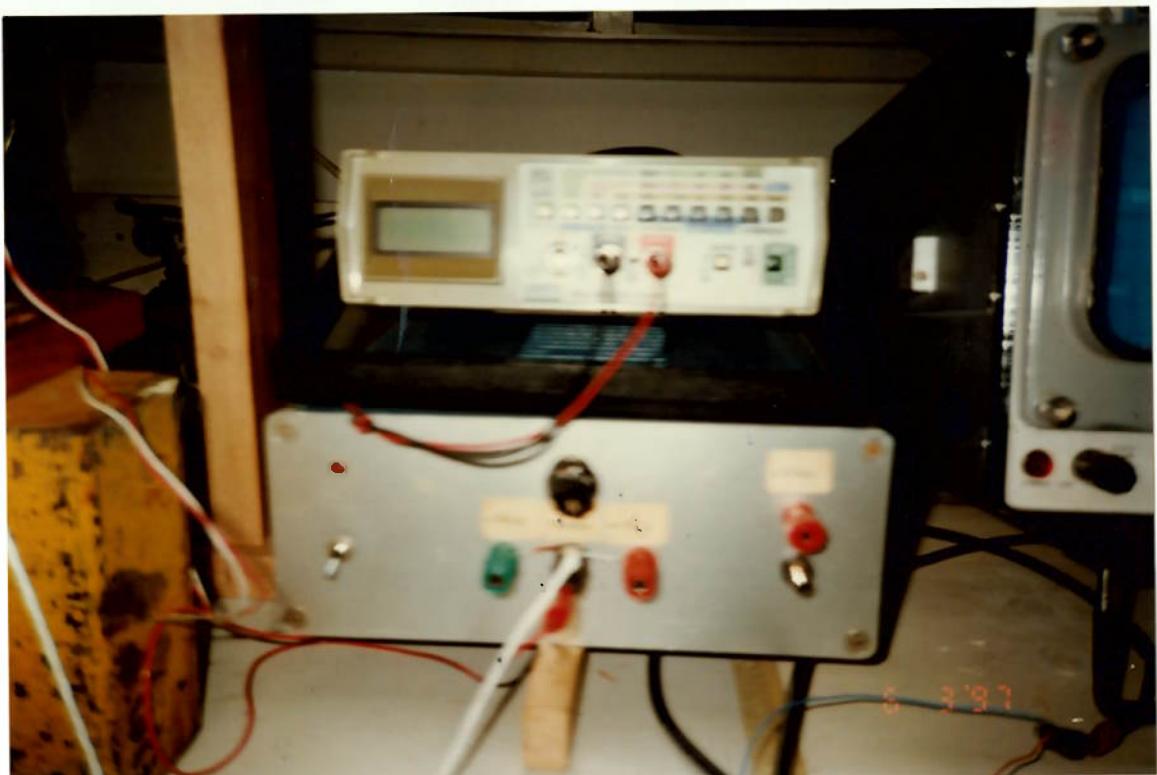
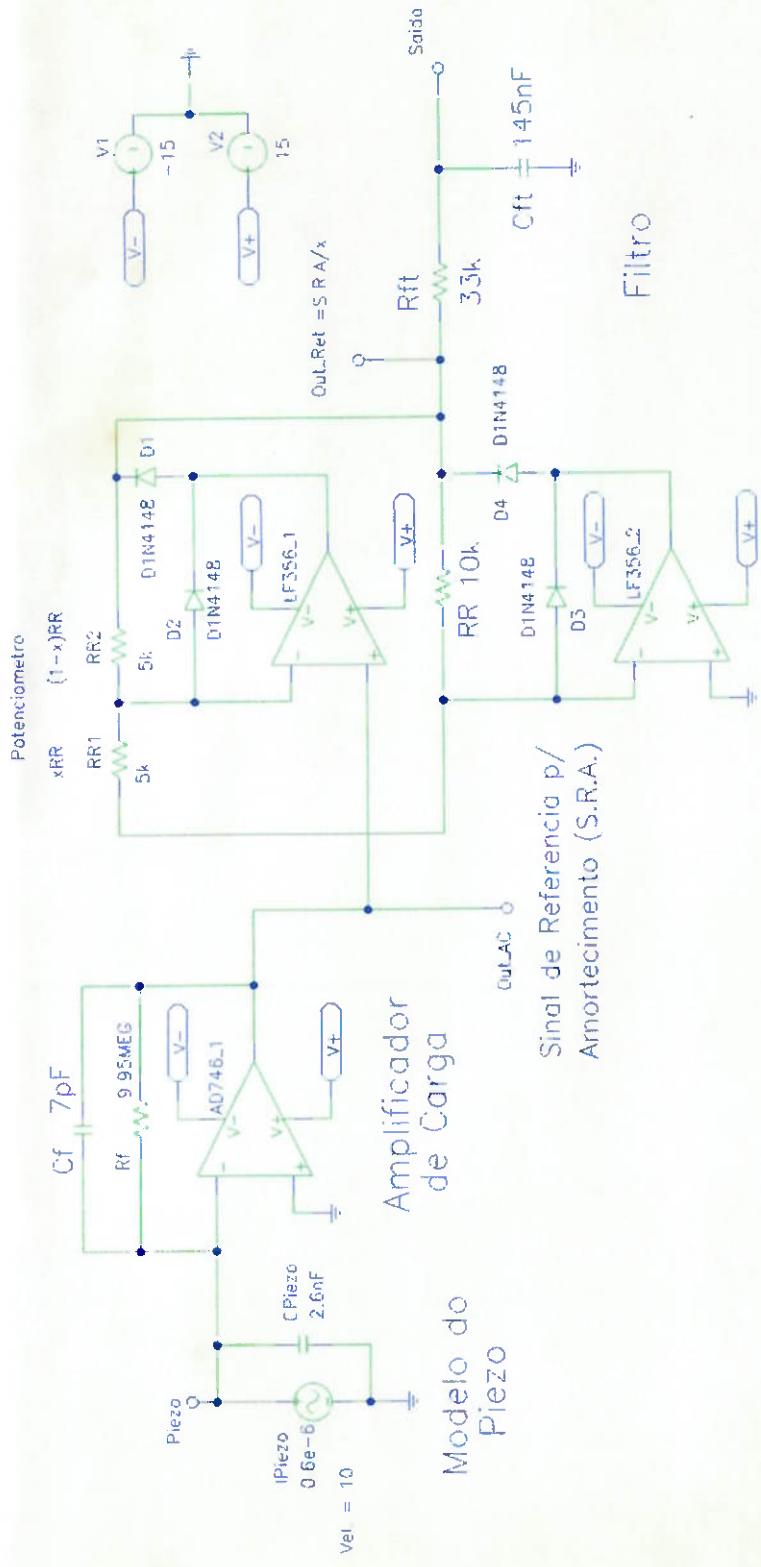


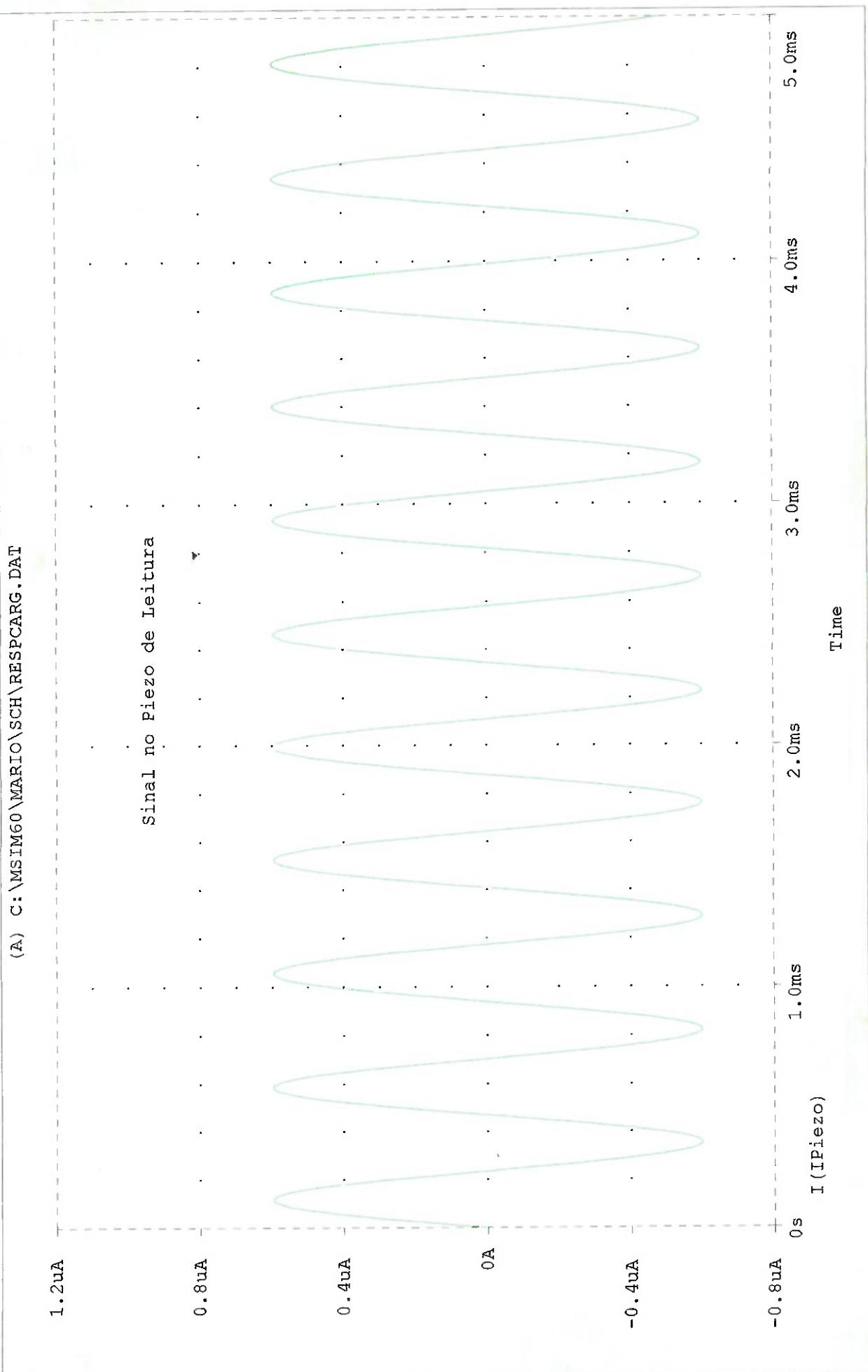
Fig 6.19 Foto da Fonte e do multímetro utilizado.



Fábio Coelho Vibratory Rate Gyro
Círcuito de Resposta c/ Retificador
July 20, 1996
Page 1 of 1

* C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.SCH

Temperature: 27.0



Date: March 07, 1997

Page 1

Time: 12:01:50

Date/Time run: 03/07/97 12:00:31

* C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.SCH

Temperature: 27.0

(A) C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.DAT



Sinal do Piezo de Leitura apos Condicionamento

Date: March 07, 1997

Page 1

Time: 12:05:15

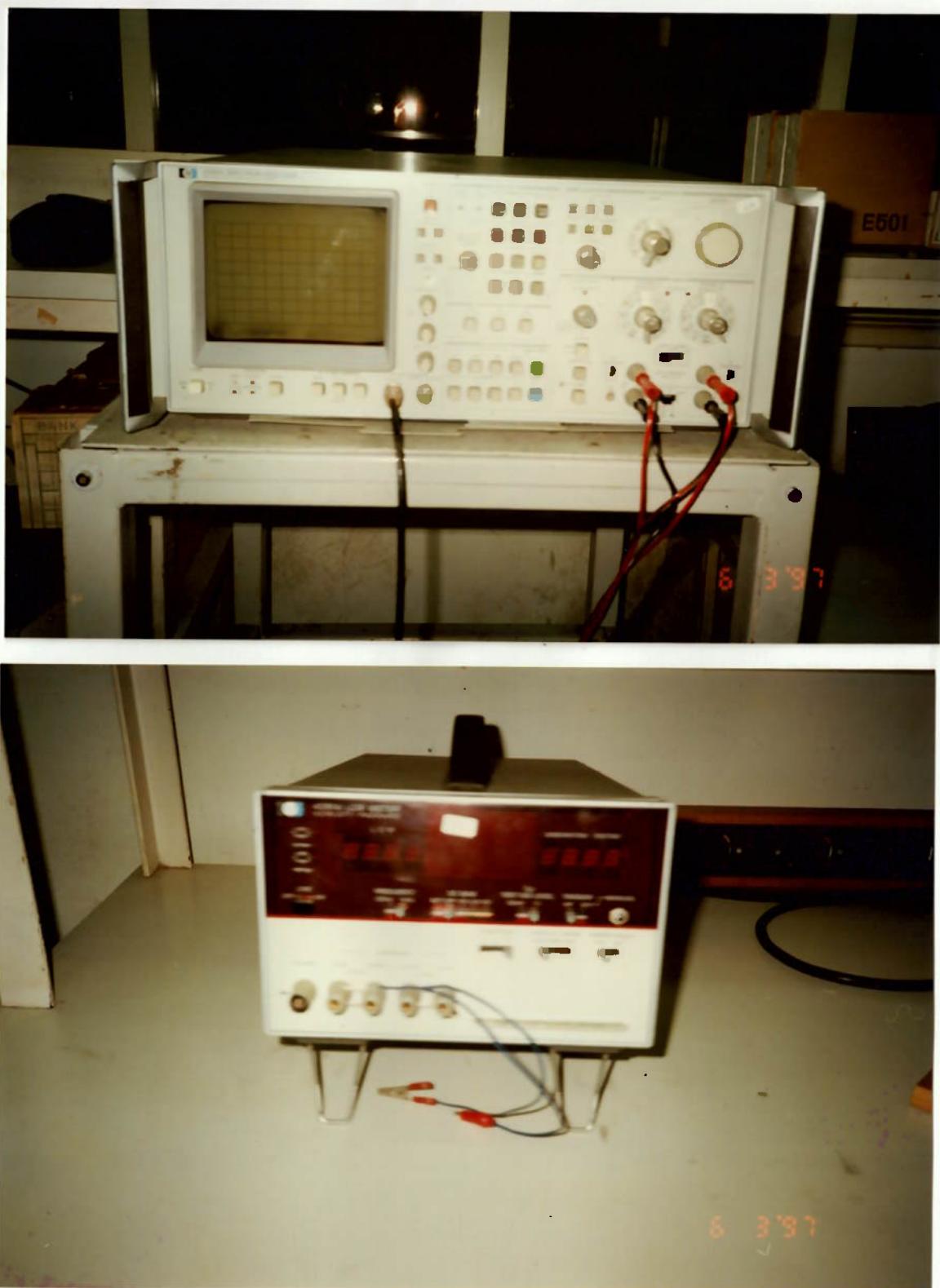
6.2.5. Outros Instrumentos Utilizados.

Fig. 6.23 Foto do Analisador de Espectro e do Medidor de RLC

6.2.6. Especificação dos Componentes de Alimentação do Motor.

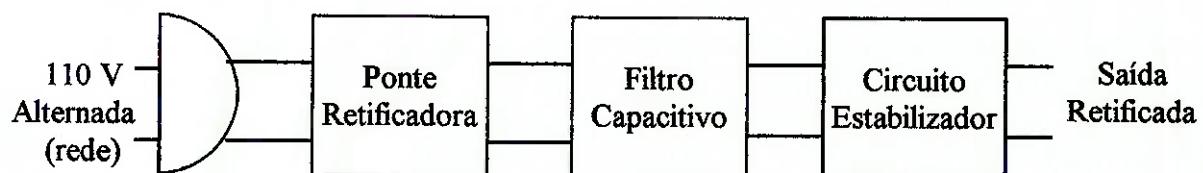
O circuito de alimentação é um elemento indispensável, sua função básica é fornecer a tensão de alimentação para o motor e eventualmente para a alimentação contínuo do sistema elétrico do Vibratory Rate Gyro.

Os circuitos de alimentação desempenham um certo número de funções fundamentais. De acordo com as necessidades, pode-se acrescentar a elas outras funções secundárias. As operações que o circuito de alimentação sempre realiza são:

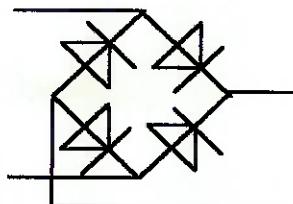
- Proteção contra sobretensões e curto-circuitos;
- Transformação da tensão de entrada, fornecida pela rede elétrica, na tensão necessária para a alimentação do circuito;
- Retificação da tensão alternada;
- Filtragem ou nivelamento da corrente retificada.

Pode-se acrescentar ainda outra três funções do circuito de alimentação. Com elas pode-se chegar a uma tensão e a uma corrente contínua capazes de satisfazer as características desejadas. Essas três funções adicionais são:

- Filtragem adicional;
- Estabilização da tensão;
- Autoproteção contra eventuais sobrecargas.



6.2.7. Ponte Retificadora.



6.2.8. Filtro Capacitivo.

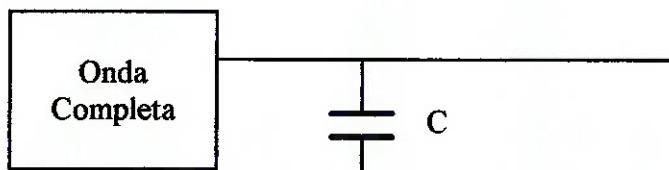
$$V_{ccl} = V_{lp} - \frac{\Delta V}{2}$$

$$I_{ccl} = \frac{V_{ccl}}{R_l}$$

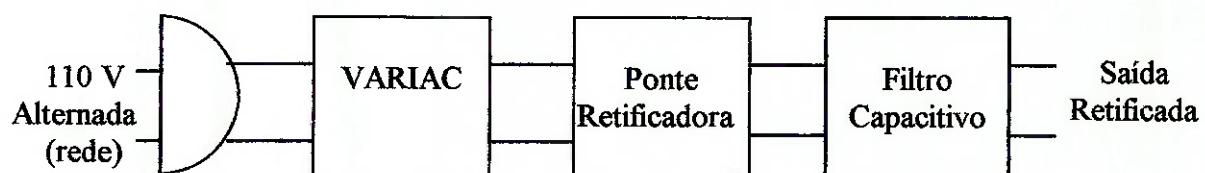
$$\Delta V = V_{lp} - V_{lp} \cdot \cos(\theta f)$$

$$\tau = \frac{\theta f \cdot 1}{360 \cdot 60}$$

$$C = I_{ccl} \cdot \frac{(TR - \tau)}{\Delta V}$$



6.2.9. Esquema do Sistema de Alimentação do Motor.



VARIAC - Aparelho para variação de tensão alternada.

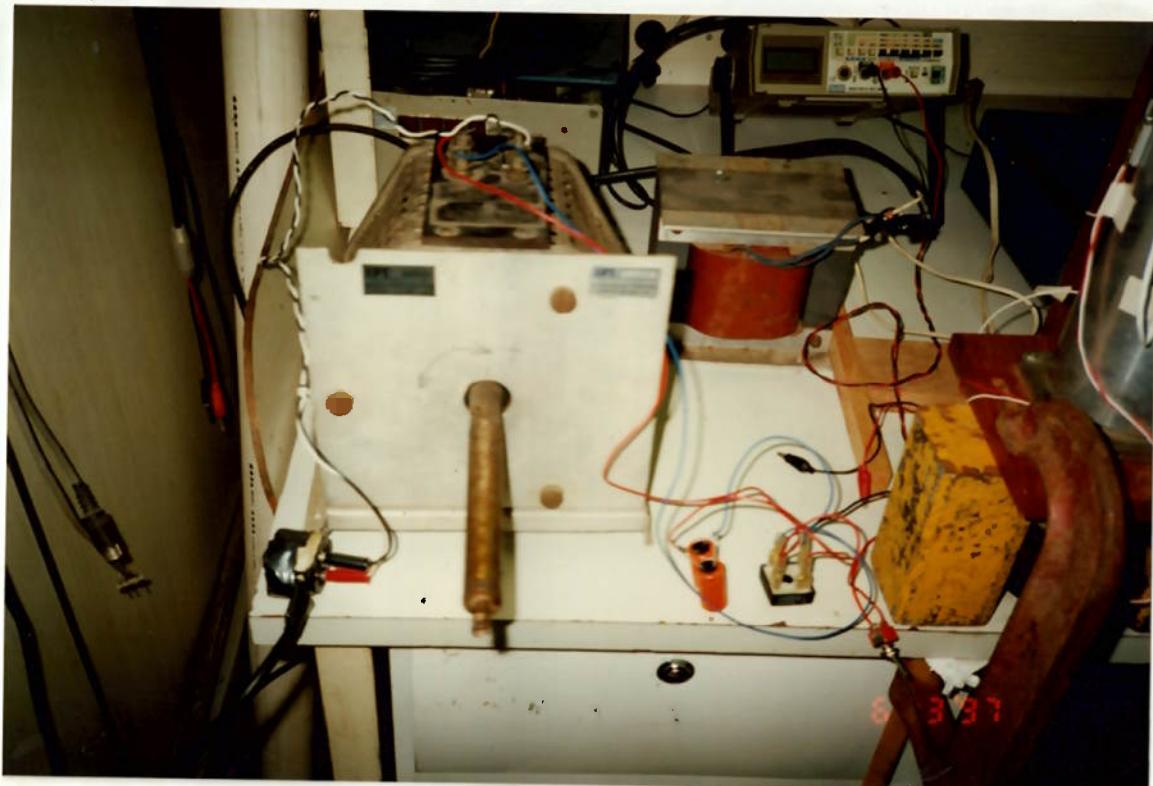
6.2.10. Sistema de alimentação do motor implementado.

fig. 6.24 Foto do Sistema de Alimentação do Motor.

- VARIAC

Entrada : 115 V - Saída : 0 - 150 V

- Transformador 220V - 110V.

- Ponte Retificadora : Semikron SK 14 / 02

- Capacitor : 2 capacitores de 47 μ F e 250 V em paralelo.

7. DISCUSSÃO

Os resultados apresentados apresentam uma certa consistência, confirmando as hipóteses feitas para o modelamento, na análise de frequência determinou-se a frequência natural em torno de 7,5 rad/s o que equivale as frequências do 5º modo (6,5 rad/s) e 7º modo (7,0 rad/s) de vibrar do cilindro engastado em um só ponto (o mais próximo do anel livre) que apresentam o mesmo modo de vibrar do 1º modo do anel.

Podemos constatar que há uma influência na frequência de ressonância sobre o cilindro engastado ($\omega = 11,3$ rad/s) mas o mesmo não influencia no modo de vibrar do cilindro que para pequenas amplitudes de oscilação pode ser representado pela parte livre do cilindro.

Constatou-se a existência de dois modos de vibrar para uma mesma frequência defasados de 45º determinando que para obtermos o modo de vibrar desejado este deve ser excitado.

A análise com o Algor foi necessária, e a partir deste podemos dimensionar o circuito elétrico para a faixa de 2 khz, outra vantagem é que podemos simular outros cilindros que satisfaçam outras condições, como a de alterar a frequência do primeiro modo de vibrar para uma determinada frequência desejada, por exemplo 30 khz fora faixa sonora.

A realização do teste de impacto realizados com o Tektronix 2622 - Personal Fourier Analyse obtendo a freqüência de ressonância de 2.13 khz, confirmam os resultados obtidos no Algor. Utilizando o software Star Strucutre determinamos experimentalmente o grau de amortecimento de 0,25 . O grau de amortecimento baixo determina a necessidade da utilização de um amortecimento ativo proporcionado pelos piezoeléctricos D para melhorarmos o fator de qualidade do sistema Q.

Determinado as constantes dinâmicas do cilindro iniciou-se a especificação dos circuitos elétricos apresentados através da simulação realizada no Pspice onde podemos analisar a saída a uma determinada entrada, além da análise de freqüência que confirma o critério de projeto que é de maximizar a saída na região da freqüência de ressonância.

Feita a montagem podemos constatar os parâmetros dinâmicos diretamente pelo circuito de leitura através do analisador de espectro e pelo sinal obtido no osciloscópio, onde se confirmou as frequências de ressonância mas verificando a existência de uma oscilação à 45° que deveria ser um nó no primeiro modo de vibrar , apesar de muito inferior a oscilação mantida a 0° e à 90° .

Experimentalmente também se constatou a existência de ruídos da rede (60hz) e ruídos sonoros. Os ruídos da rede foram consideravelmente reduzidos utilizando-se de fio blindados , no entanto observou-se que os ruídos sonoros eram característicos do cilindro adotado sendo necessário o isolamento sonoro ou sua alteração para viabilizar o projeto , visto que este trabalha exatamente na faixa sonora que vai de 20hz a 20 khz.

A analise da saída pode ser observada pela variação do sinal que ainda deve ser demodulado para obtermos a saída referente a velocidade angular , mas já podemos dizer que é necessária o amortecimento ativo para tornar o projeto viável em termos de tempo de resposta visto que no momento não atende as especificações de projeto .

9. BIBLIOGRAFIA.

- [1] SPYRAKOS, Constantine . **Finite element modeling in engineering practice: includes examples with Algor.** Morgantown West .Virginia University Press,1994
- [2] BATHE,K.J. **Structural analysis program for static and dynamic response of linear systems.** Berkeley, University of California, 1974.
- [3] PONGE-FERREIRA,W.J.A. **Métodos de ensaio e análise de caracteísiticas dinâmicas e velocidades críticas em impelidores de ventiladores centrífugos excitados aerodinâmicamente.** São Paulo,1994 48p. Monografia. EPUSP/PMC.
- [4] JASTRZEBSKI. **The Nature and Properties of Engineering Materials.** Second Edition , Ed. Wiley.
- [5] LANGDON, R.M.,Ph.D . **The Vibrating Cylinder Gyro.** The Marconi Review, Fourth Quarter, 1982, pags 231-249.
- [6] TIMOSHENKO,S.P. **Theory of Plates and Shells.** Second Edition, Mc Graw- Hill.

8. CONCLUSÃO.

Para concluir apresento a montagem na sua fase atual , além de todas as análises realizadas confirmando a importância de se realizar a sucessão de fases de projeto para o desenvolvimento de um dispositivo tecnológico.

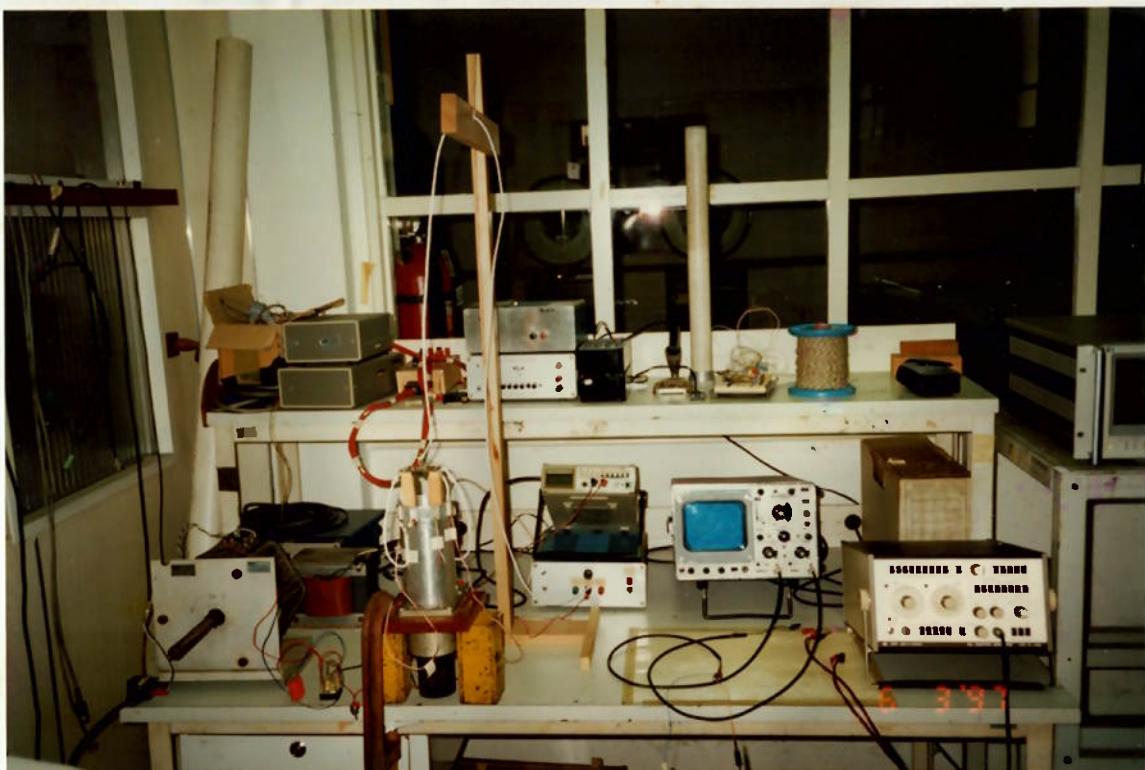


fig 8.25 Montagem do Vibratory Rate Gyro.

Este protótipo conceito vem confirmar os conceitos envolvidos mas esbarra numa grande barreira que foi a constatação da presença de ruídos de origem sonora, que deve ser sanado em outro concepção de cilindro limitando este projeto a aquisição de dados para um futuro aproveitamento.

As dificuldades enfrentadas na obtenção de dados, aquisição de materiais, na eletrônica desenvolvida necessária para tornar o projeto viável, torna este projeto uma grande desafio necessária em nosso desenvolvimento.