

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



"VÓRTICE DE NÚCLEO EM TURBINAS FRANCIS
- ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL -"

ALEXANDRE AUGUSTO BARBOSA

ORIENTADOR:

PROF. DR. MÁRCIO TADEU DE ALMEIDA

ITAJUBÁ/MG - 1991

CLASS. 621.224.2:532.57(043.2)

CUTT. B 233 ✓

TOMO 675

EFEI / BIBLIOTECA

ESTE LIVRO DEVE SER DEVOLVIDO NA
ÚLTIMA DATA CARIMBADA .

02.07.97	13/07/05	
09.10.2004	20/07/05	
06/03/04	08/08/05	
27.3.2004	23.8.2005	
18/11/2004	06.08.05	
27.01.05	28.12.2005	
21/02/05	02/03/06	
07.03.05	01/02/07	
23/05	06.03.07	
23/03/05	18/04/2012	
13/04/05	02/09/13	
20/04.05		
20.5.2005		
24.6.2005		
23/06/05		
30/06/05		
06/7.2005		

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Márcio Tadeu de Almeida, pela orientação e disposição em ajudar.

Aos professores e funcionários do LHPCH (Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas) e LEPCH (Laboratório Eletromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas), pela assistência na parte de ensaios.

A todos que colaboraram, direta ou indiretamente, para a confecção deste trabalho.

RESUMO

No Brasil, grande parte das Usinas Hidrelétricas utilizam Turbinas Francis, onde existe uma grande quantidade de fenômenos vibratórios que trazem sérios problemas estruturais à máquina . As vibrações tornam-se problemáticas quando as turbinas operam em carga parcial. O fenômeno denominado "vórtice de núcleo" se destaca excitando o tubo de sucção em baixa frequência.

Assim, desenvolveu-se neste trabalho um modelo matemático para prever a frequência do vórtice na fase de projeto da máquina. Os resultados teóricos e experimentais são comparados e discutidos.

ABSTRACT

In Brasil, a great part of the Hydroelectric Power Plants use Francis Turbines, in which there is a great amount of vibrating phenomena which bring about serious structural problems to the machines. These vibrations become troublesome when the turbines operate in part load. The phenomenon termed "core vortex" is enhanced exciting the suction tube at low frequency.

So, in this work, a mathematical model to foresee the vortex frequency while designing the machine, has been developed. The theoretical and experimental results are compared and discussed.

SUMÁRIO

Agradecimentos	ii
Resumo	iii
Abstract	iv
Sumário	v
Lista de Símbolos	vii
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
CAPÍTULO 1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE O FENÔMENO DE FORMAÇÃO DE VÓRTICES DE NÚCLEO	1
1.1 - Introdução - O Problema das Vibrações	1
1.2 - Vórtices de Núcleo	2
1.2.1 - Formação do vórtice de núcleo	2
1.2.2 - Precessão do vórtice de núcleo	3
1.2.3 - Configurações de vórtices e consequências observadas	5
1.2.4 - Soluções para diminuição dos efeitos causados por vórtices de núcleo	7
1.2.4.1 - Injeção de ar na turbina	7
1.2.4.2 - Recursos geométricos	8
CAPÍTULO 2 - FREQUÊNCIA DO VÓRTICE DE NÚCLEO COM BASE EM MODELO MATEMÁTICO DE TEORIA DOS VÓRTICES PARES .	9
2.1 - Modelo Matemático	9
2.2 - Cálculo de Circulação na Saída do Rotor	16
2.3 - Dimensão do Vórtice de Núcleo	17
2.4 - Cálculo da Excentricidade do Vórtice de Núcleo	24
2.4.1 - Vazão para máxima flutuação de pressão no tubo de sucção	26
2.4.2 - Hipóteses para a equação da excentricidade do vórtice de núcleo	27
CAPÍTULO 3 - PARTE EXPERIMENTAL	32
3.1 - Descrição do Banco de Ensaios	32
3.2 - A Turbina Francis	34

3.3 - Levantamento das Características Hidrodinâmicas da Turbina	36
3.3.1 - Características hidráulicas	36
3.3.1.1 - Vazão Q	36
3.3.1.2 - Altura Efetiva H	37
3.3.2 - Levantamento das características dinâmicas do banco	39
3.3.2.1 - Ensaio preliminar - frequências naturais do banco	39
3.3.2.2 - Levantamento das frequências dos vórtices de núcleo	40
3.3.2.3 - Medida da excentricidade e do raio do vórtice.	42
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS	44
4.1 - Resultados Experimentais	44
4.2 - Resultados Teóricos	70
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	74
APÊNDICE 1 - FLUXOGRAMA PARA O CÁLCULO DA FREQUÊNCIA DE PRECESSÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO	78
APÊNDICE 2 - ROTINAS COMPUTACIONAIS	80
2.1 - Método da Bissecção	81
2.2 - Cálculo da frequência do vórtice de núcleo	84
APÊNDICE 3 - TABELAS DOS ENSAIOS	90
BIBLIOGRAFIA	93

LISTA DE SÍMBOLOS

1 - CARACTERES LATINOS

- a - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.49).
- A - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.77).
- b - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.71).
- B - largura do canal do rotor, [m].
- c - velocidade absoluta do fluido do rotor, [m/s].
- D - diâmetro do rotor, [m].
- e - excentricidade do vórtice de núcleo (distância do centro geométrico do vórtice ao centro do tubo) , [mm].
- E - energia cinética do escoamento, [J/kg].
- f - frequência de precessão do vórtice dentro do tubo de sucção, [Hz].
- f_e - fator de estrangulamento das pás.
- F - força atuante, [N].
- g - aceleração da gravidade, [m/s²].
- G - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.40).
- h - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.90).
- H - altura efetiva de queda, [m].
- i - centro do vórtice.
- j = $(-1)^{1/2}$.
- J - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.78).
- K, K', K'' - constantes de proporcionalidade.
- $m=V_m/v_z$ - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.61).
- $M=V_m/V_z$ - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.51).
- n - rotação do rotor, [rpm].
- N - frequência de rotação do rotor, [rps].
- $q=Q/Q_p$ - parâmetro adimensional (fator de vazão) definido pela eq. (2.43).
- Q - vazão, [m³/s].
- r - distância radial, [m].
- r_s - raio interno na saída do rotor, [m].
- R_s - raio externo na saída do rotor, [m].
- R_t - raio do tubo de sucção, [m].
- R_v - raio do vórtice de núcleo, [m].
- t_i, t_e - distâncias radiais no tubo de sucção.

- $T = \text{tg}\xi$ - V_θ/V_z - parâmetro adimensional definido pela equação (2.58).
 u - velocidade tangencial do rotor, [m/s].
 V_m - velocidade média do escoamento no tubo de sucção, [m/s].
 V_θ - velocidade rotacional do vórtice, [m/s].
 \bar{V} - velocidade complexa conjugada do fluido ($\bar{V} = V_x - j V_y$), [m/s].
 V_z - $Q/\pi R_t^2$ - velocidade do escoamento no tubo de sucção com a hipótese da descarga ocorrer preenchendo todo o tubo, [m/s].
 v_z - $Q/\pi (R_t^2 - R_v^2)$ - velocidade do escoamento no tubo de sucção com a hipótese da descarga ocorrer fora do vórtice, [m/s].
 V_{mr} - velocidade meridional, [m/s].
 w - velocidade relativa do fluido do rotor, [m/s].
 W - potencial complexo.
 Y - energia específica, [J/kg].
 X_i - distância até o centro do vórtice no plano complexo.
 x, y, z - coordenadas do sistema de eixos fixos do modelo.
 Z - ponto do plano complexo ($Z = x + j y$).
 Z_0 - posicionamento do vórtice de núcleo num ponto genérico.

2 - CARACTERES GREGOS

- $\alpha = R_v/R_t$ - parâmetro adimensional.
 β - ângulo construtivo da pá do rotor, [Graus].
 Γ - circulação do vórtice, [m²/s].
 Γ^* - intensidade do vórtice, [m²/s].
 $\epsilon = e/R_t$ - parâmetro adimensional.
 δ - parâmetro adimensional definido pela eq. (2.41).
 σ - plano complexo do mapeamento conforme.
 η - eixo imaginário do plano σ .
 ν - eixo real do plano σ .
 ξ - ângulo entre a velocidade longitudinal e a de circulação no tubo de sucção, [rd].
 ρ - densidade do fluido, [kg/m³].
 ϕ - potencial de velocidade.

- $\Omega = \omega/\omega_p$ - parâmetro adimensional (fator de velocidade) definido pela equação (2.45).
- ω - velocidade angular do rotor, [rad/s].
- θ - ângulo entre a velocidade complexa e o eixo dos x, [rad].
- ψ - função corrente.

3 - ÍNDICES INFERIORES

- c - cinética.
- f - fluido.
- m - média ou ponto médio.
- mr - direção meridional.
- p - condição de operação de projeto, condição nominal.
- t - tubo de sucção.
- T - total.
- u - direção tangencial.
- v - vórtice.
- x - direção do eixo x.
- y - direção do eixo y.
- z - direção do eixo z (longitudinal ao tubo de sucção).
- Γ - circulação.
- θ - direção tangencial ao vórtice.
- 0 - entrada do rotor.
- 1 - condição de máxima pulsação.
- 2 - saída do rotor.
- 3 - saída do tubo de sucção.

4 - ÍNDICES SUPERIORES

- 1 - condição de subcarga.
- 2 - condição de sobrecarga.

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

1.1 - Diagrama de velocidades para a linha de corrente média na saída do rotor	2
1.2 - Distribuição do fluxo no cotovelo do tubo de sucção em um instante t	4
1.3 - Distribuição do fluxo no cotovelo do tubo de sucção em um instante $t + dt$	5
1.4 - Turbina com cargas muito baixas ou à vazio	5
1.5 - Turbina na faixa de 30 a 40 [%] da carga nominal	6
1.6 - Turbina na faixa de 40 a 55 [%] da carga nominal	6
1.7 - Turbina na faixa de 70 a 80 [%] da carga nominal	6
1.8 - Acima de 80 [%] até carga nominal	7
1.9 - Condição de sobrecarga	7
1.10 - Locais básicos para injeção de ar em uma turbina	8

CAPÍTULO 2

2.1 - Modelo bidimensional com base na teoria nos vórtices pares	9
2.2 - Seção transversal do vórtice de núcleo	10
2.3 - Triângulo de velocidades para o diâmetro médio na saída do rotor	16
2.4 - Triângulo entre as velocidades longitudinal e a de circulação no tubo de sucção	20
2.5 - Relação entre M e α	21
2.6 - Relação entre T e α	21
2.7 - Relação entre m e α	22
2.8 - Relação entre fator α e fator de vazão para $\beta = 18^\circ$..	25
2.9 - Posicionamento do vórtice de núcleo para a condição de máxima flutuação de pressão	28

CAPÍTULO 3

3.1 - Vista geral do banco de ensaios	32
3.2 - Quadro de comando elétrico	33
3.3 - Esquema do LHDC	35
3.4 - Resistência líquida do ensaio	34
3.5 - Tubo de sucção da turbina	35
3.6 - Desenho esquemático do rotor da turbina Francis	36

3.7 - Esquema geral do ensaio	38
3.8 - Procedimento de ensaio para levantamento das frequências naturais do banco de ensaio	39
3.9 - Resposta no tempo para o tubo de sucção com água	40
3.10 - Resposta na frequência para o tubo de sucção com água	40
3.11 - Dispositivo para captação das frequências de pulsação de pressão	41
3.12 - Analisador de vibrações B&K 2515	42
3.13 - Esquema para levantamento do raio e excentricidade do vórtice de núcleo	42
3.14 - Foto do procedimento para levantamento de R_v e e	43

CAPÍTULO 4

4.1 - Ensaio nº 1 ($\Omega = 1,00$)	45
4.2 - Ensaio nº 2 ($\Omega = 1,00$)	47
4.3 - Ensaio nº 3 ($\Omega = 1,00$)	49
4.4 - Ensaio nº 4 ($\Omega = 1,00$)	51
4.5 - Ensaio nº 5 ($\Omega = 1,00$)	53
4.6 - Ensaio nº 6 ($\Omega = 1,00$)	55
4.7 - Ensaio nº 1 ($\Omega = 0,67$)	58
4.8 - Ensaio nº 2 ($\Omega = 0,67$)	59
4.9 - Ensaio nº 3 ($\Omega = 0,67$)	60
4.10 - Ensaio nº 4 ($\Omega = 0,67$)	61
4.11 - Ensaio nº 5 ($\Omega = 0,67$)	62
4.12 - Ensaio nº 6 ($\Omega = 0,67$)	63
4.13 - Ensaio nº 7 ($\Omega = 0,67$)	64
4.14 - Ensaio nº 8 ($\Omega = 0,67$)	65
4.15 - Ensaio nº 9 ($\Omega = 0,67$)	66
4.16 - Diagramas experimentais frequência x q para $\Omega = 1,00$ e $\Omega = 0,67$	67
4.17 - Excentricidade medida em função de: circulação na saída do rotor, força no tubo de sucção e raio do vórtice medido	68
4.18 - Relações entre o raio do vórtice medido e o fator de vazão para $\Omega = 1,00$ e $\Omega = 0,67$	69
4.19 - Curvas teóricas da frequência de precessão do vórtice de núcleo. Sem ajuste	71
4.20 - Idem. Com ajuste da excentricidade do vórtice de núcleo	72
4.21 - Idem. Com ajuste da excentricidade e do raio do vórtice de núcleo	73

CAPÍTULO 5

- 5.1 - Comparação entre espectros de frequências para pontos de operação com q e Ω constantes e altura efetiva H variável. (a) $q = 1,00 - \Omega = 1,00$. (b) $q = 0,78 - \Omega = 1,00$. (c) $q = 0,57 - \Omega = 1,00$ 76

LISTA DE TABELAS

APÊNDICE 3

1 - Resultados dos ensaios para $\Omega = 1,00$	91
2 - Resultados dos ensaios para $\Omega = 0,67$	92

CAPÍTULO 1

CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE O FENÔMENO DE FORMAÇÃO DE VÓRTICES DE NÚCLEO

1.1 - INTRODUÇÃO - O PROBLEMA DAS VIBRAÇÕES

Os fenômenos vibratórios, como não poderiam deixar de ser, também ocorrem em usinas hidrelétricas, e, quase sempre, causam sérios problemas. Tais problemas podem ser:

- perda de rendimento em turbinas e geradores elétricos;
- flutuação de potência nas unidades geradoras;
- falhas estruturais em turbinas e geradores;
- problemas estruturais nas fundações das usinas, etc..

Do ponto de vista hidrodinâmico duas são as principais causas de vibração:

- cavitação;
- vórtice de núcleo.

A cavitação caracteriza-se por ser um fenômeno de alta frequência, oriundo da formação de baixas pressões, e por consequente bolhas de vapor d'água, no interior da máquina hidráulica. Estas bolhas agem como um grande agente erosivo sobre o material do rotor da turbina. Este fenômeno afeta componentes e equipamentos que respondem a estas altas frequências.

O vórtice de núcleo (também chamado de "trança") caracteriza-se por ser um fenômeno em baixa frequência, podendo afetar, principalmente, a estrutura de concreto da usina que pode ressonar com esta baixa frequência, devido ao fato de que a massa desta estrutura é muito grande.

Todos os problemas, inclusive os de causa não-hidrodinâmica, impõem ao grupo de máquinas das usinas hidrelétricas restrições de operação das mesmas, o que significa restrição de potência máxima, instabilidade em regime de carga parcial e de sobrecarga.

Será estudado neste trabalho o fenômeno de "Vórtice de Núcleo".

1.2 - VÓRTICES DE NÚCLEO

Este fenômeno é particularmente interessante e evidente em usinas hidrelétricas que utilizam turbinas Francis. Isto se deve ao fato de que este tipo de turbina não possui pás diretrizes em seu rotor de forma a adequar o fluxo em cargas parciais ou sobre cargas para que não ocorra o fenômeno de formação de vórtices de núcleo. Pode-se notar que o fenômeno é pouco significativo em turbinas Kaplan, que possuem pás diretrizes em seu rotor, mantendo assim as condições de projeto da máquina.

1.2.1 - FORMAÇÃO DE VÓRTICE

A formação do vórtice de núcleo se dá na saída do rotor da turbina e estende-se ao longo do tubo de sucção. Este vórtice possui movimento de rotação em torno de seu centro e um movimento de precessão em torno do centro do tubo de sucção.

O fenômeno pode ser explicado, de maneira simplista, com base no triângulo de velocidades do escoamento na saída do rotor. Tais explicações e demonstrações serão feitas, para a linha de corrente média do rotor da turbina, isto é, para o diâmetro médio na saída do rotor; como mostra a Fig. 1.1.

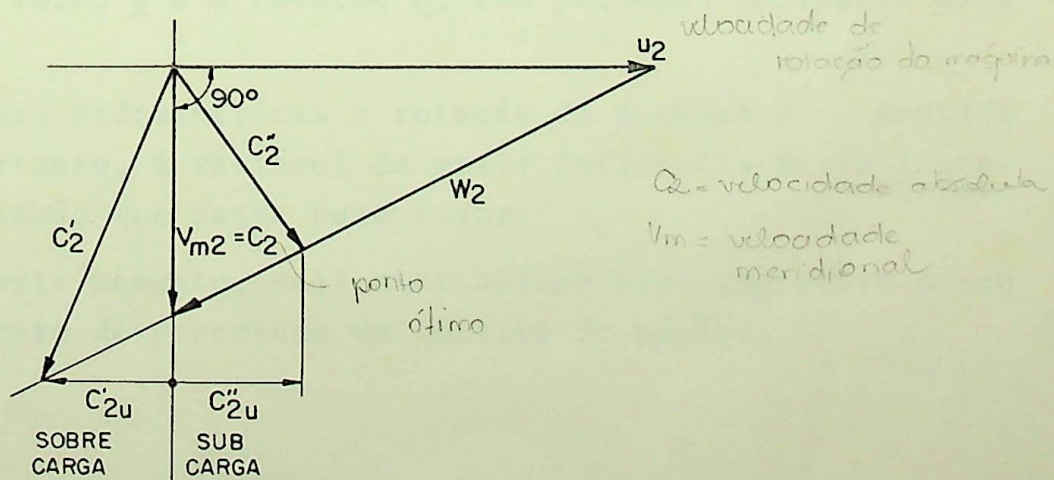


FIG. 1.1 - Diagrama de velocidades para a linha de corrente média na saída do rotor.

Para um determinado ponto de operação (denominado "ótimo") o fluxo não apresenta componente tangencial (rotacional).

Este ponto é aquele em que a velocidade absoluta c_2 coincide com a velocidade meridional V_{m2} e é perpendicular (90°) à velocidade de rotação da máquina (u_2).

Fora deste ponto "ótimo", ou ponto de melhor rendimento hidráulico, a velocidade absoluta c_2 faz com a velocidade u_2 um ângulo diferente de 90° originando, desta maneira, componentes tangenciais (c'_{2u} e c''_{2u}) de c_2 . Estas fazem com que o rotacional do campo de velocidades do escoamento tenha um valor diferente de zero, isto é: $(\nabla \times \vec{V} \neq 0)$ e com isso há formação de um rodópio de água na saída do rotor, que é o vórtice de núcleo.

Vários pesquisadores, refs. [3], [5], [6], [8], [13], [14], [17], [22] e [25], já observaram que o sentido de rotação do vórtice é o mesmo que o da rotação da máquina para regimes de cargas parciais, isto é, c''_{2u} tem o mesmo sentido que u_2 . Entretanto, em regimes de sobrecarga, o ângulo entre a velocidade absoluta (c_2) e a tangencial (u_2) é maior que 90° , com isso resultando em velocidade de rotação do vórtice (c'_{2u}) no sentido contrário a u_2 .

Uma máquina hidráulica tem o seu regime de operação coordenado, principalmente, por 3 variáveis, que são: a vazão Q ; a altura efetiva H ; a rotação n .

Também já foi observado, conforme ref. [14], que a instabilidade da máquina devido ao vórtice de núcleo está diretamente relacionado à vazão Q e à rotação n , com pequenas variações para a altura H .

Nas usinas hidrelétricas a rotação da turbina é mantida constante, portanto, a variável de maior influência nesta instabilidade é a vazão que passa pelo rotor.

Cabe, neste momento, salientar alguns aspectos sobre o sentido do movimento de precessão do vórtice de núcleo.

1.2.2 - PRECESSÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO

O movimento de precessão do vórtice de núcleo ao redor do centro do tubo de sucção é instável.

Em linhas gerais, conforme as refs. [14] e [17], pode-se dizer que em condições de sobrecarga o vórtice praticamente permanece centrado no tubo, com pequenas distorções. O mesmo comportamento se verifica em condições de carga muito baixas ou à vazão.

Em outras condições de cargas parciais, dependendo da variação de pressão no tubo de sucção, o movimento de precessão tem o mesmo sentido da rotação do rotor ou o sentido oposto. Entretanto, existe uma propensão do sentido da precessão ser o mesmo sentido da rotação do rotor em condições de subcargas e o sentido oposto em condições de sobrecargas. Experimentalmente tem-se observado que, conforme as refs. [3], [14] e [17], o sentido do movimento de precessão obedece ao sentido de rotação do vórtice; contudo, esta condição pode ser influenciada por fatores externos.

O movimento de precessão ao atingir o cotovelo do tubo de sucção provoca uma variação na distribuição do fluxo. Isto pode ser verificado nas Figs. 1.2 e 1.3 através das linhas de corrente do escoamento. Isto ocasiona uma mudança do coeficiente de descarga na seção do cotovelo do tubo de sucção, que por conseguinte influencia de forma bastante acentuada a flutuação de pressão. Esta flutuação de pressão se propaga a todo o conjunto de máquinas e terá a mesma frequência do vórtice de núcleo.

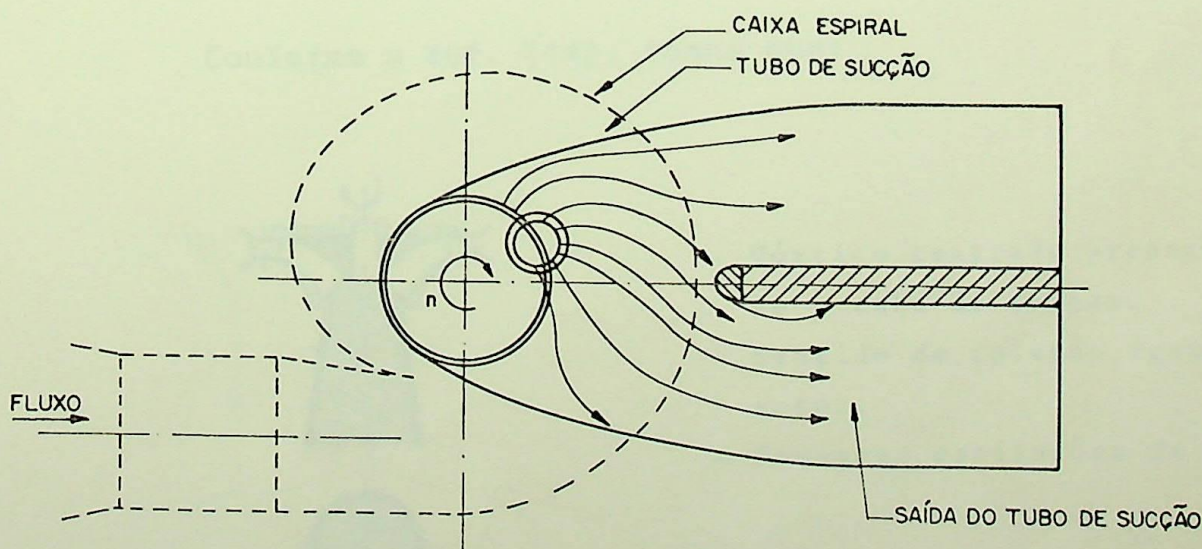


FIG. 1.2 - Distribuição do fluxo no cotovelo do tubo de sucção em um instante t .

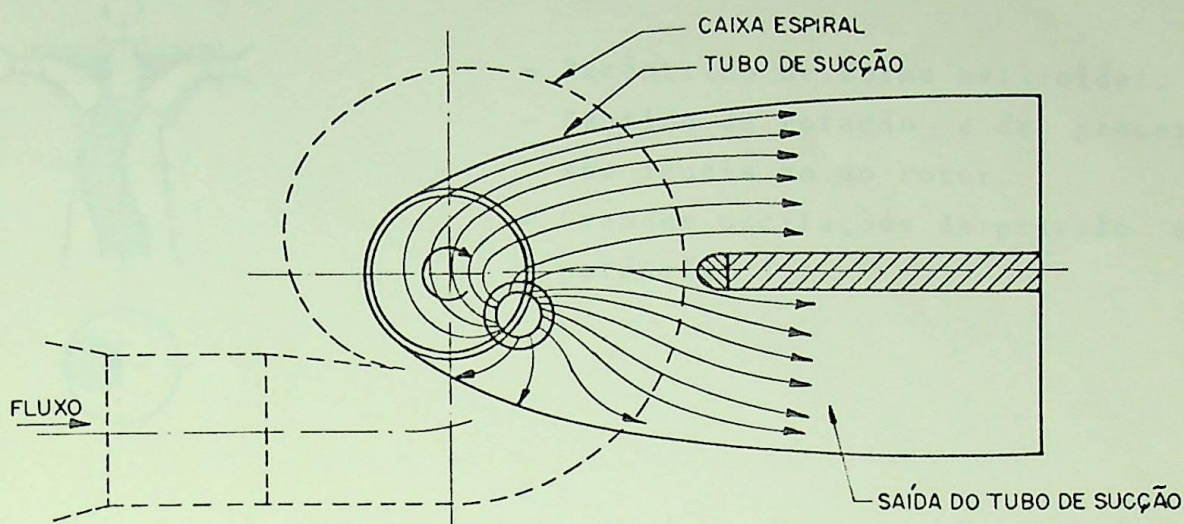
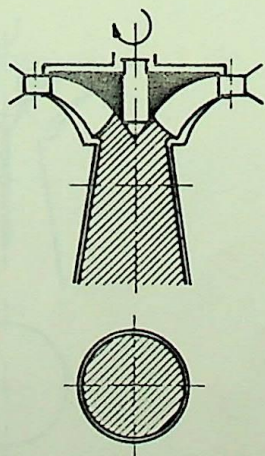


FIG. 1.3 - Distribuição do fluxo no cotovelo do tubo de sucção em um instante $t + dt$.

Além dos problemas estruturais isto ocasiona uma variação na potência disponível, variações de torque, etc., caracterizando a "faixa de instabilidade hidráulica" da turbina.

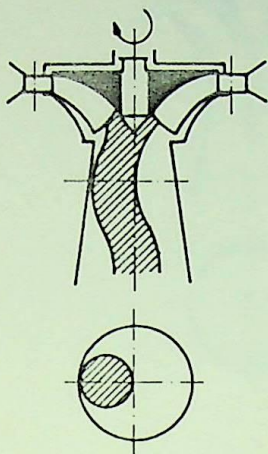
1.2.3 - CONFIGURAÇÕES DE VÓRTICES E CONSEQUÊNCIAS OBSERVADAS

Conforme a ref. [14], temos que:



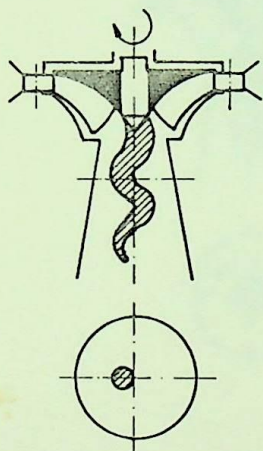
- Vórtice centrado preenchendo to o tubo de sucção.
- Sentido de rotação igual ao do rotor.
- Pequenas oscilações de pressão.

FIG. 1.4 - Turbina com cargas muito baixas ou à vazia.



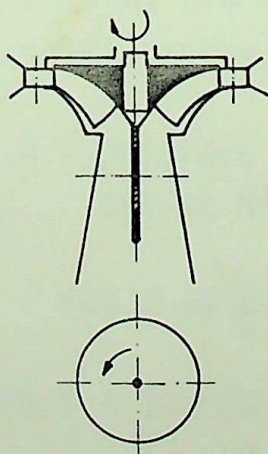
- Excêntrico de forma helicoidal.
- Sentido de rotação e de precesão são iguais ao do rotor.
- Grandes oscilações de pressão e potência.

FIG. 1.5 - Turbina na faixa de 30 a 40 [%] da carga nominal.



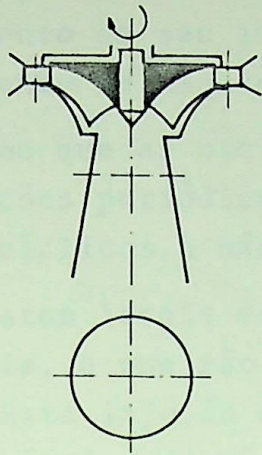
- Mesmos formatos e sentidos anteriores, exceção pelo fato de que hélice tem um passo menor.
- Grandes oscilações de pressão.

FIG. 1.6 - Turbina na faixa de 40 a 55 [%] da carga nominal.



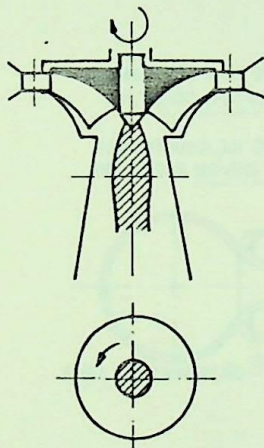
- Centrado e estável.
- Mesmo sentido de rotação do rotor.
- Pequenas oscilações de pressão.

FIG. 1.7 - Turbina na faixa de 70 a 80 [%] da carga nominal.



- Sem vórtice.
- Funcionamento suave, sem oscilações de pressão.

FIG. 1.8 - Acima de 80 [%] até a carga nominal.



- Centrado com sentido de rotação contrário ao do rotor.
- Pequenas oscilações de pressão.
- O vórtice aumenta de diâmetro logo após a saída do rotor.

FIG. 1.9 - Condição de sobrecarga.

Como pode-se notar, a faixa de instabilidade hidráulica de uma turbina Francis se situa entre 30 a 70 [%] da carga nominal, limitando, assim, a faixa de operação da mesma.

1.2.4 - SOLUÇÕES PARA DIMINUIÇÃO DOS EFEITOS CAUSADOS POR VÓRTICES DE NÚCLEO

São duas as soluções usualmente adotadas.

1.2.4.1 - INJEÇÃO DE AR NA TURBINA

Conforme as refs. [10] e [23].

É uma solução imediata e rápida.

Com a injeção de ar o vórtice de núcleo é bloqueado pelo preenchimento de seu interior. Verifica-se, contudo, uma queda no rendimento da máquina.

Mesmo que as oscilações de pressão não forem eliminadas, as oscilações periódicas se tornam aleatórias, evitando, assim, esforços cíclicos à máquina.

Existem locais clássicos para injeção, já consagrados pela experiência, e que não trazem grandes prejuízos ao rendimento da máquina. Esta injeção de ar, além de minimizar os efeitos causados pelo vórtice de núcleo, também minimiza os efeitos deletérios da cavitação. Na Fig. 1.10 são apresentados os locais clássicos para injeção de ar.

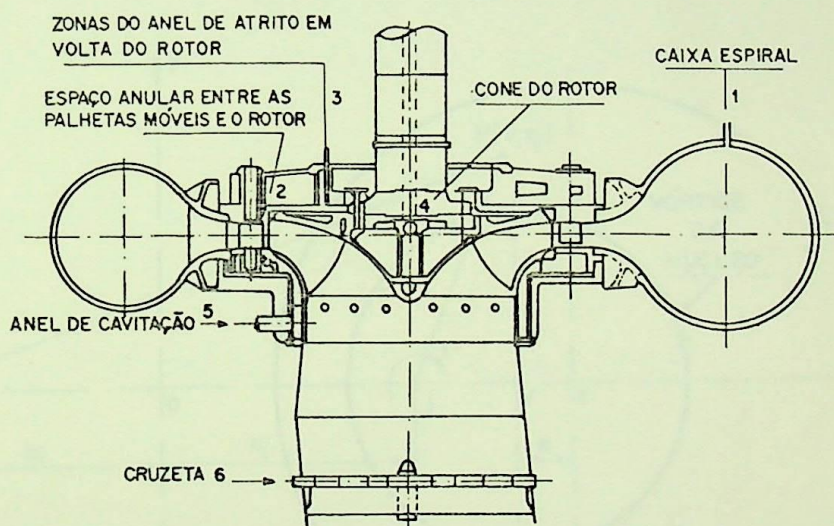


FIG. 1.10 - Locais básicos para injeção de ar em uma turbina.

A quantidade de ar insuflado é de, normalmente, 0,25 a 1 [%] da vazão nominal da turbina, na pressão atmosférica.

1.2.4.2 - RECURSOS GEOMÉTRICOS - REFS. [1], [10]

Consiste na instalação de diferentes formas de estruturas dentro do tubo de sucção. São utilizados para centrar e para destruir o vórtice de núcleo.

São especialmente eficientes para resolver os problemas de oscilação de pressão criando, contudo, regiões susceptíveis à cavitação e vórtices de Karmann.

CAPÍTULO 2

FREQUÊNCIA DO VÓRTICE DE NÚCLEO COM BASE EM
MODELO MATEMÁTICO DA TEORIA DOS VÓRTICES PARES

2.1 - MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo será desenvolvido uma expressão, conforme a ref. [3], que nos permite calcular a frequência do vórtice de núcleo a partir da teoria dos vórtices pares. Para isso, consideremos a Fig. 2.1 que nos mostra um par de vórtices opostos e dispostos de forma simétrica em relação aos eixos coordenados.

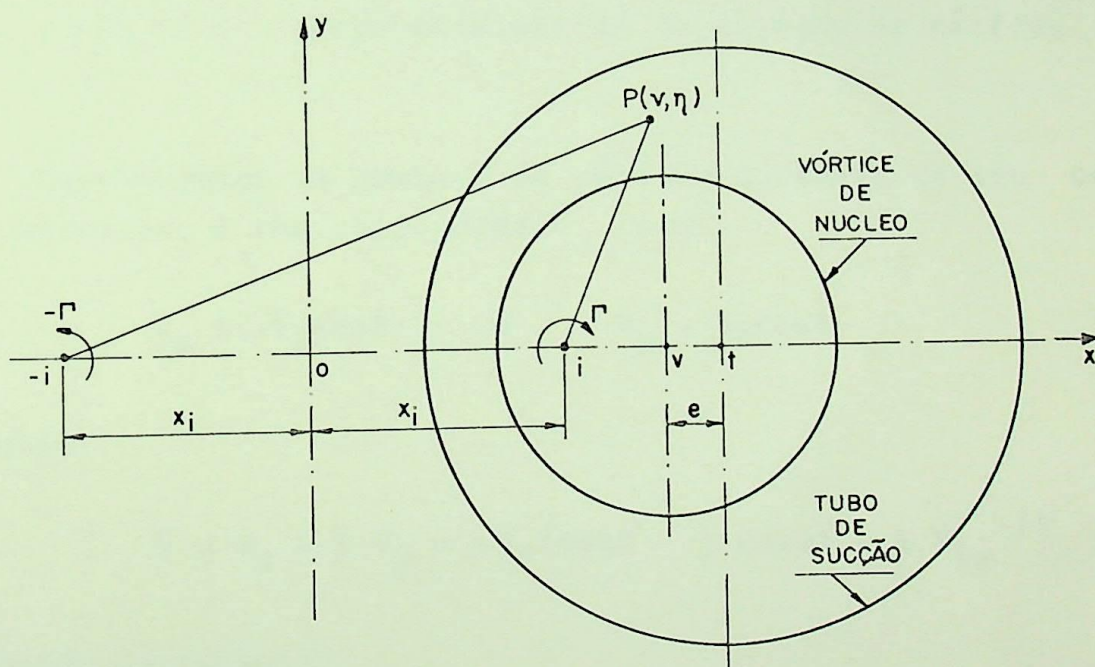


FIG. 2.1 - Modelo bidimensional com base na teoria dos vórtices pares.

A posição do centro do vórtice do núcleo será considerada fora do centro geométrico do tubo de sucção, com uma circulação de mesmo módulo, porém de sentido contrário ao de seu par.

Para o equacionamento do fenômeno consideremos uma seção transversal de um vórtice com centro no sistema coordenado xy , como mostrado na Fig. 2.2.

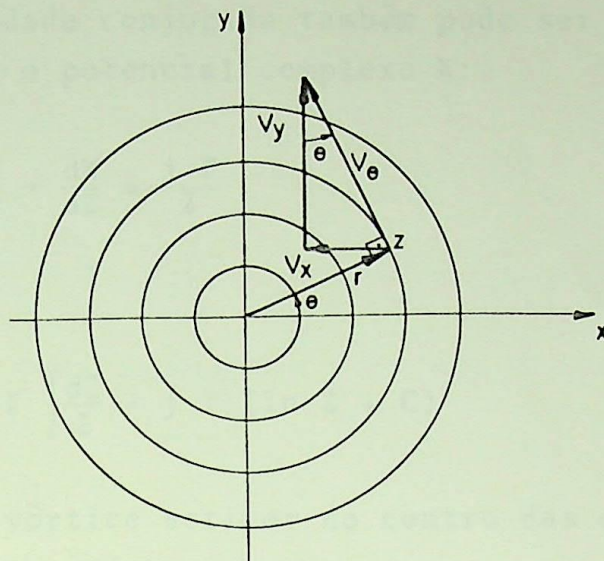


FIG. 2.2 - Seção transversal do vórtice de núcleo.

Considerando um ponto Z do vórtice distante de seu centro de r unidades, e com velocidade V , logo:

$$V_x = -V_\theta \sin\theta \quad \text{e} \quad V_y = V_\theta \cos\theta \quad (2.1)$$

E também:

$$\bar{V} = V_x - j V_y = -V_\theta (\sin\theta - j \cos\theta) = j V_\theta e^{-j\theta} \quad (2.2)$$

Definindo circulação:

$$\Gamma^* = \int_L \vec{V} \cdot d\vec{l} = \int_0^{2\pi} V_\theta r d\theta = 2\pi r V_\theta \quad (2.3)$$

Logo:

$$V_\theta = \frac{\Gamma^*}{2\pi r} \quad (\text{Velocidade na direção radial} = 0) \quad (2.4)$$

$$\bar{V} = j \frac{\Gamma^*}{2\pi r} e^{-j\theta} = j \frac{\Gamma^*}{2\pi Z}, \quad \text{pois } Z = r e^{j\theta} \quad (2.5)$$

Fazendo: $\Gamma = \Gamma^*/2\pi$

temos: $\bar{V} = j \Gamma / Z$ (2.6)

Mas a velocidade conjugada também pode ser obtida a partir de sua relação com o potencial complexo W:

$$\bar{V} = \frac{dW}{dZ} \rightarrow \frac{dW}{dZ} = \frac{j \Gamma}{Z} \quad (2.7)$$

Assim:

$$W = j \Gamma \int \frac{dZ}{Z} = j \Gamma (\ln Z + C) \quad (2.8)$$

onde: $C = 0$, se o vórtice estiver no centro das coordenadas.

Para $Z = Z_0$, tem-se:

$$W = j \Gamma \ln (Z - Z_0) \quad (2.9)$$

Como o modelo se baseia na superposição de 2 vórtices: um com intensidade $\Gamma/2\pi$ em $Z = X_i$ e o outro com $-\Gamma/2\pi$ em $Z = -X_i$, tem-se como potencial complexo resultante:

$$W = j \Gamma \ln \left(\frac{Z - X_i}{Z + X_i} \right) \quad (2.10)$$

A velocidade complexa resultante:

$$\bar{V} = \frac{dW}{dZ} = \frac{j \Gamma}{Z + X_i} + \frac{j \Gamma}{Z - X_i} \quad (2.11)$$

Podemos escrever que:

$$\frac{dW}{dZ} = - \frac{2j \Gamma}{X_i} \cdot \frac{1}{\left(\frac{Z}{X_i}\right)^2 + j^2} \quad (2.12)$$

Integrando:

$$W = -2 \Gamma \operatorname{arctg} \left(\frac{-j Z}{X_i} \right) \quad (2.13)$$

Logicamente, as expressões (2.10) e (2.13) se equivalem. Definindo a variável:

$$\sigma = 2 \operatorname{arctg} \left(-\frac{j Z}{X_i} \right) \quad (2.14)$$

ou

$$Z = -j X_i \operatorname{tg} \left(\frac{\sigma}{2} \right)$$

Resulta que:

$$W = -\Gamma \sigma \quad (2.15)$$

O potencial complexo também pode ser escrito como:

$$W = \phi + j \psi \quad (2.16)$$

onde: ϕ - potencial de velocidades;
 ψ - função corrente.

Usando as variáveis v e η como sendo as componentes real e imaginária da variável σ , isto é:

$$\sigma = v + j \eta \quad (2.17)$$

Teremos das equações (2.15), (2.16) e (2.17) que:

$$\phi = -\Gamma v \quad e \quad \psi = -\Gamma \eta \quad (2.18)$$

No plano σ as linhas equipotenciais $\phi = \text{cte}$ e as linhas de corrente $\psi = \text{cte}$ são vistas como abcissas e ordenadas, respectivamente.

No plano Z as formas de linha de corrente serão analisadas a seguir.

A equação (2.10) pode ser escrita como sendo:

$$\begin{aligned} W &= j \Gamma \ln \left\{ \frac{|Z - X_i|}{|Z + X_i|} e^{j[\arg(Z - X_i) - \arg(Z + X_i)]} \right\} \\ &= j \Gamma \ln \left[\frac{|Z - X_i|}{|Z + X_i|} \right] - \Gamma [\arg(Z - X_i) - \arg(Z + X_i)] \end{aligned} \quad (2.19)$$

Mas, como já visto, $W = \phi + i\psi = -\Gamma v - j \Gamma \eta$, então, igualando as partes imaginárias teremos:

$$\ln \left[\frac{|Z - X_i|}{|Z + X_i|} \right] = -\eta \quad \ln \left[\frac{(x - X_i)^2 + y^2}{(x + X_i)^2 + y^2} \right]^{1/2} = -\eta$$

$$(x - X_i)^2 + y^2 = [(x + X_i)^2 + y^2] \cdot e^{-2\eta} \quad (2.20)$$

Que é igual a:

$$y^2 + x^2 - 2x X_i \frac{1 + e^{-2\eta}}{1 - e^{-2\eta}} + X_i^2 = 0 \quad (2.21)$$

Inserindo a definição de cotg hiperbólica:

$$y^2 + x^2 - 2x X_i \operatorname{ctgh} \eta + X_i^2 = 0 \quad (2.22)$$

Da equação geométrica da circunferência:

$$\text{ou} \quad (y - y_0)^2 + (x - x_0)^2 = r^2 \quad (y_0 = 0) \quad (2.23)$$

$$(x - x_0)^2 - r^2 = -y^2$$

$$\text{Então:} \quad (x - x_0)^2 - r^2 = x^2 - 2x X_i \operatorname{cotgh} \eta + X_i^2 \quad (2.24)$$

Com isso tem-se:

$$x_0 = X_i \operatorname{cotgh} \eta \quad (2.25)$$

$$r^2 = X_i^2 \operatorname{cosech}^2 \eta$$

$$\text{Assim:} \quad y^2 + (x - X_i \operatorname{cotgh} \eta)^2 = X_i^2 \operatorname{cosech}^2 \eta \quad (2.26)$$

No plano Z o potencial complexo W representa o fluxo de \bar{a} gua devido à circulação, que tem como formas geométricas circunferências concêntricas definidas pelos valores da variável imaginária, com centros no próprio eixo dos x .

Da equação (2.25), teremos:

$$\eta = \eta_v \rightarrow (X_i/r) = \cosh \eta_v \rightarrow (X_i/R_v) = \cosh \eta_v$$

$$R_v = X_i \operatorname{cosech} \eta_v \quad (2.27)$$

E para:

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_t \rightarrow (X_i/r) = \cosh \eta_t \rightarrow (X_i/R_t) = \cosh \eta_t \\ R_t &= X_i \operatorname{cosech} \eta_t\end{aligned}\quad (2.28)$$

Da Fig. 2.1 e da equação (2.26) retiramos:

$$\begin{aligned}\overline{ot} &= x_o = X_i \operatorname{cotgh} \eta_t \\ \overline{oc} &= X_i\end{aligned}\quad (2.29)$$

Logo: $\overline{it} = X_i (\operatorname{cotgh} \eta_t - 1)$ (2.30)

Da equação (2.28):

$$\frac{1}{\operatorname{senh} \eta_t} = \frac{R_t}{X_i} \rightarrow \operatorname{senh} \eta_t = \frac{X_i}{R_t}$$

mas: $\cosh^2 \eta_t = 1 + \operatorname{senh}^2 \eta_t$

$$\cosh^2 \eta_t = \frac{R_t^2 + X_i^2}{R_t^2}\quad (2.31)$$

Portanto:

$$\operatorname{cotgh} \eta_t = \frac{\cosh \eta_t}{\operatorname{senh} \eta_t} = \frac{\sqrt{R_t^2 + X_i^2}/R_t}{X_i/R_t} = \frac{\sqrt{R_t^2 + X_i^2}}{X_i}\quad (2.32)$$

Em (2.30) tem-se que:

$$\begin{aligned}\overline{it} &= X_i \left(\frac{\sqrt{R_t^2 + X_i^2}}{X_i} - 1 \right) \\ \overline{it} &= \sqrt{R_t^2 + X_i^2} - X_i\end{aligned}\quad (2.33)$$

ainda: $e = \overline{ot} - \overline{ov}$ (2.34)

mas: $\overline{ov} = X_i \operatorname{cotgh} \eta_v$

Da Fig. 2.1 e da equação (2.26) tem-se:

$$\begin{aligned}\overline{ot} &= x_o = X_i \operatorname{cotgh} \eta_t \\ \overline{oi} &= X_i\end{aligned}\quad (2.29)$$

$$\bar{it} = X_i (\cotgh \eta_t - 1) \quad (2.30)$$

$$e = X_i (\cotgh \eta_t - \cotgh \eta_v)$$

$$e = R_t (\cosh \eta_t - R_v (\cosh \eta_v))$$

$$e = \sqrt{R_t^2 + X_i^2} - \sqrt{R_v^2 + X_i^2} \quad (2.35)$$

Isolando o valor de X_i :

$$X_i = \frac{\sqrt{(R_t^2 - R_v^2 - e^2)^2 - 4 e^2 R_v^2}}{2 e} \quad (2.36)$$

De acordo com a ref. [15] o centro do sistema de par de vórtices está no infinito e a velocidade no ponto i pode ser escrita como sendo:

$$V_i = \Gamma/2 X_i \quad (2.37)$$

E a frequência em relação ao centro do tubo:

$$f = \frac{V_i}{2\pi \bar{it}} = \frac{\Gamma}{2\pi R_t^2} \cdot \frac{R_t^2}{2 X_i \sqrt{R_t^2 + X_i^2} - X_i} \quad (2.38)$$

ou

$$f = G \frac{\Gamma}{2\pi R_t^2} \quad (2.39)$$

onde:

$$G = \frac{R_t^2}{2 X_i} [\sqrt{R_t^2 + X_i^2} - X_i]^{-1}$$

Com a equação (2.35) tem-se:

$$G = \frac{R_t}{2 X_i} \left[\frac{e}{R_t} + \sqrt{\frac{R_v^2 + X_i^2}{R_t^2} + \frac{X_i^2}{R_t^2} - \frac{X_i}{R_t}} \right]^{-1}$$

$$G = \frac{1}{2 \delta [\epsilon + \sqrt{\alpha^2 + \delta^2} - \delta]} \quad (2.40)$$

onde:

$$\delta = \frac{\sqrt{(1 - \alpha^2 - \epsilon^2) - 4 \alpha^2 \epsilon^2}}{2 \epsilon} \quad (2.41)$$

De acordo com a equação (2.39) pode-se notar que a frequência do vórtice de núcleo é consequência de uma parcela constante e igual a $(\Gamma/2\pi R_t^2)$ e de uma parcela (no caso o fator "G") que

nos indica a variação da frequência principal de acordo com a posição do vórtice em relação ao centro do tubo de sucção.

2.2 - CÁLCULO DA CIRCULAÇÃO NO TUBO DE SUCCÃO

Numa turbina hidráulica há circulação, e em consequência, vórtice de núcleo se a componente da velocidade absoluta na direção tangencial não for nula na saída do rotor.

Nas condições ideais de funcionamento a velocidade meridional da água na saída do rotor é uniforme e independe da distância radial e pode ser escrita como (conforme Fig. 2.3):

$$V_{mrp2} = u_{2p} \operatorname{tg} \beta_{2m} = \omega_p r \operatorname{tg} \beta_{2m} = Q_p / A_2 \quad (2.42)$$

onde: A_2 - área efetiva na saída do rotor da turbina.

Mas é evidente que a turbina não só trabalha no ponto de projeto, pois podem ocorrer variações na demanda e no nível do reservatório.

A componente meridional (V_{mr2}) na condição nominal é maior que qualquer outra em qualquer condição de operação (veja a Fig. 2.3), logo podemos escrever:

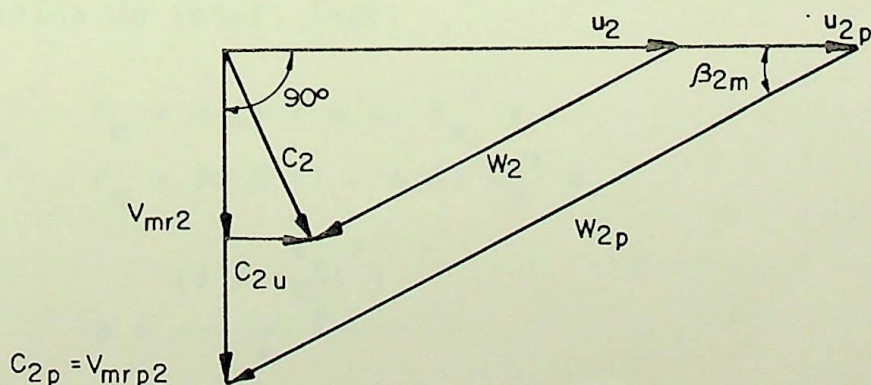


FIG. 2.3 - Triângulo de velocidade para o diâmetro médio na saída do rotor.

$$V_{mr2} = Q/A_2 \quad e \quad V_{mrp2} = Q_p/A_2$$

Fazendo: $q = Q/Q_p$ (2.43)

tem-se: $V_{mr2} = q V_{mrp2}$ (2.44)

Com relação às rotações:

$$u_2 = \omega r \quad e \quad u_{2p} = \omega_p r$$

Fazendo: $\Omega = \omega/\omega_p$ (2.45)

tem-se: $u_2 = \Omega u_{2p}$

Da Fig. 2.3 obtem-se:

$$\begin{aligned} c_{2u} &= u_2 - V_{mr2} \cotg \beta_{2m} = \Omega u_{2p} - q V_{mrp2} \cotg \beta_{2m} \\ c_{2u} &= \omega r (1 - q/\Omega) \end{aligned} \quad (2.46)$$

A componente c_{2u} é que provoca a circulação Γ , isto é:

$$\Gamma = c_{2u} r$$

Logo: $\Gamma = \omega r^2 (1 - q/\Omega)$ (2.47)

Mas a circulação varia de um valor mínimo para o raio interno na saída do rotor (r_s) até um valor máximo para o raio externo na saída do rotor (R_s).

Neste trabalho, como já foi dito, será estudado o ponto médio na saída do rotor, logo:

ou $\Gamma_m = \omega (1 - q/\Omega) R_s^2 a$ (2.48)

$$\Gamma_m = 2\pi N (1 - q/\Omega) R_s^2 a$$

onde: $a = \frac{[1 + (\frac{r_s}{R_s})^2]}{2}$ (2.49)

2.3 - DIMENSÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO

Neste estudo o diâmetro do vórtice de núcleo será calculada

do para uma condição de energia cinética mínima no escoamento, com base na velocidade média do escoamento, conforme ref. [25]. Em termos analíticos teremos:

$$E_{cT} = f(V_m) \rightarrow \text{energia cinética total por unidade de massa como função da velocidade média do escoamento.}$$

Sabemos que a velocidade ao longo do tubo de sucção será igual a:

$$V_z = Q/\pi R_t^2 \quad (2.50)$$

onde: Q - vazão pelo tubo de sucção; R_t - raio do tubo.

Definindo um parâmetro adimensional M:

$$M = V_m/V_z \quad (2.51)$$

onde M relaciona a velocidade média do escoamento e a velocidade longitudinal (meridional) com o tubo de sucção totalmente preenchido.

Desta forma a energia cinética total pode ser escrita como:

$$E_{cT} = \frac{1}{2} V_m^2 = \frac{M^2 Q^2}{2\pi^2 R_t^4} \quad (2.52)$$

Esta energia se refere, evidentemente, à região externa do vórtice de núcleo.

A energia cinética total pode ser calculada pela soma da energia cinética média do escoamento potencial na região externa ao vórtice de núcleo devido à circulação mais a energia cinética do escoamento meridional uniforme ao longo do tubo de sucção. Nota-se que foi desconsiderada a parcela devido ao movimento de precessão do vórtice.

- ENERGIA CINÉTICA DEVIDO À CIRCULAÇÃO

Tem-se que:

$$E_{cT} = \frac{V_\theta^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Gamma}{r}\right)^2 \quad (2.53)$$

$$E: \quad E_{c\Gamma m} = \frac{1}{A} \iint_A E_{c\Gamma} dA \quad (2.54)$$

Portanto:

$$\begin{aligned} E_{c\Gamma m} &= \frac{\Gamma^2}{2\pi (R_t^2 - R_v^2)} \int_0^{2\pi} \int_{R_v}^{R_t} \frac{1}{r^2} r dr d\theta \\ E_{c\Gamma m} &= \frac{\Gamma^2}{2\pi (R_t^2 - R_v^2)} \int_0^{2\pi} \ln r \Big|_{R_v}^{R_t} d\theta = \\ &= \frac{\Gamma^2}{2\pi (R_t^2 - R_v^2)} \ln \frac{R_t}{R_v} \int_0^{2\pi} d\theta \\ E_{c\Gamma m} &= \frac{\Gamma^2}{(R_t^2 - R_v^2)} \ln \frac{R_t}{R_v} \\ E_{c\Gamma m} &= - \frac{\Gamma^2}{(R_t^2 - R_v^2)} \ln \alpha \end{aligned} \quad (2.55)$$

- ENERGIA DEVIDO AO ESCOAMENTO MERIDIONAL

$$E_{cz} = \frac{V_z^2}{2} = \frac{1}{2} \left[\frac{Q}{\pi (R_t^2 - R_v^2)} \right]^2 \quad (2.56)$$

- ENERGIA CINÉTICA TOTAL

Com o auxílio das equações (2.52), (2.55) e (2.56) tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{M^2}{2} \frac{Q^2}{\pi^2 R_t^4} &= \frac{Q^2}{2\pi^2 R_t^4} \frac{1}{(1 - \alpha^2)^2} - \frac{\Gamma^2}{R_t^2 (1 - \alpha^2)} \ln \alpha \\ M^2 &= \frac{1}{(1 - \alpha^2)^2} - 2 \left[\frac{\pi \Gamma R_t^2}{Q} \right]^2 \frac{\ln \alpha}{(1 - \alpha^2)} \end{aligned} \quad (2.57)$$

Consideremos agora um diagrama entre as velocidades longitudinal e de circulação (Fig. 2.4).

Tomando:

$$\operatorname{tg} \xi = T = \frac{V_{\theta}}{V_z} = \frac{\Gamma/r}{Q/\pi R_t^2} \quad (\text{Circulação junto à parede do tubo, logo, } r = R_t)$$

$$T = \frac{\pi \Gamma R_t}{Q} \quad (2.58)$$

Logo:

$$M^2 = \frac{1}{(1 - \alpha^2)^2} - 2 T^2 \frac{\ln \alpha}{(1 - \alpha^2)} \quad (2.59)$$

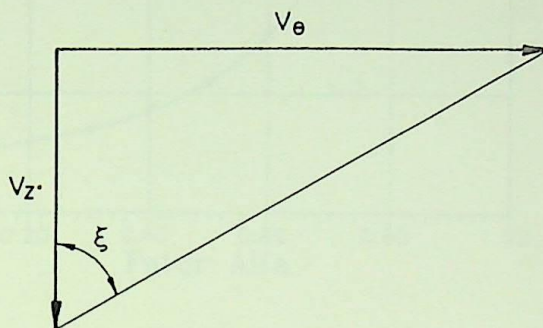


FIG. 2.4 - Triângulo entre as velocidades longitudinal e de circulação no tubo de sucção.

Para que se tenha a condição de mínima energia é necessário que:

$$\frac{dM}{d\alpha} = 0$$

com isso teremos:

$$T^2 = \frac{2 \alpha^2}{(1 - \alpha^2)(1 - \alpha^2 + 2 \alpha^2 \ln \alpha)} \quad (2.60)$$

O comportamento de M em relação a α pode ser avaliado pelas seguintes condições:

- para valores de $T \in R \rightarrow M$ é uma função contínua de α ;
- $0 \leq \alpha \leq 1$;
- quando $\alpha \rightarrow 0 \rightarrow M^2 \rightarrow 1,00$;
- quando $\alpha \rightarrow 1 \rightarrow M^2 \rightarrow +\infty$.

Com isso pode-se montar o gráfico:

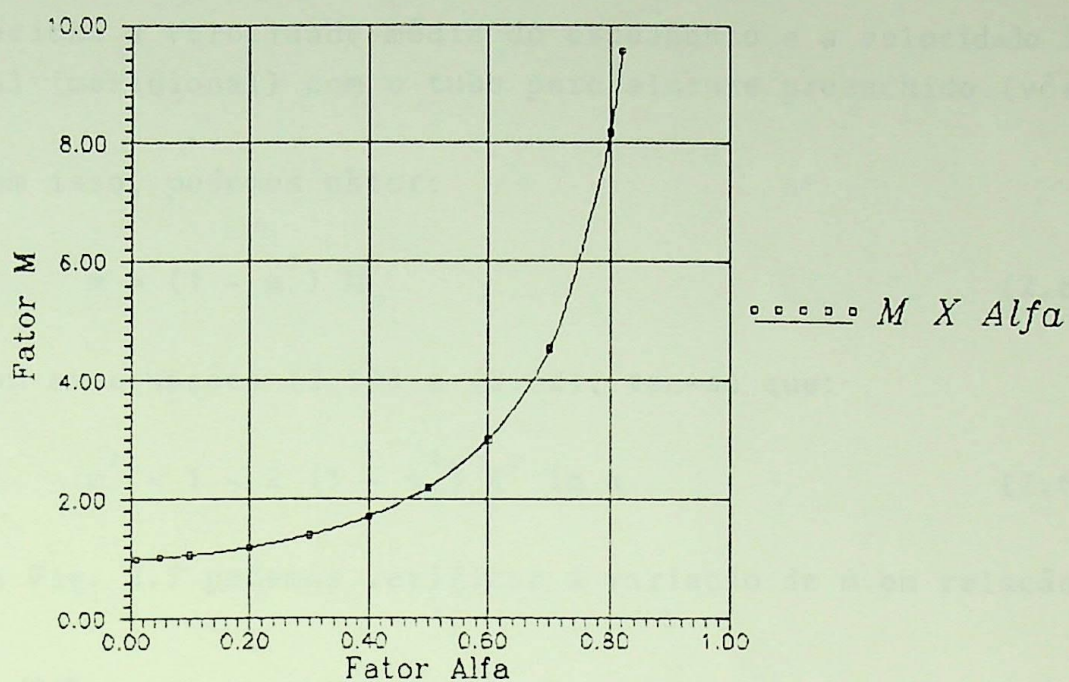


FIG. 2.5 - Relação entre M e α .

A relação entre T e α pode ser visualizada pela Fig. 2.6.

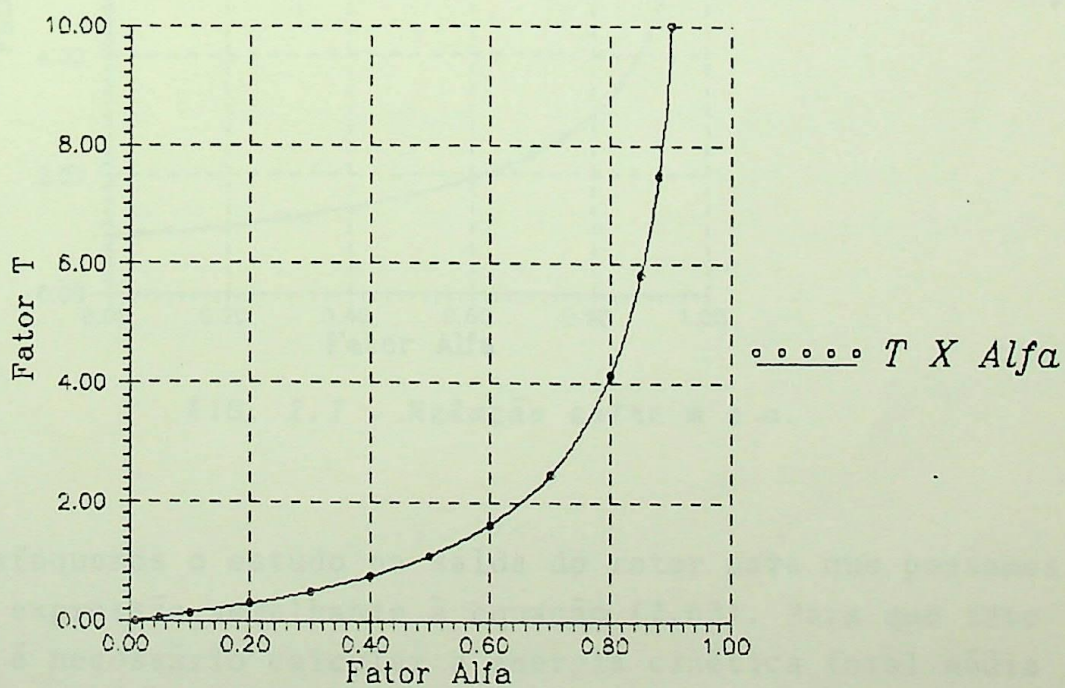


FIG. 2.6 - Relação entre T e α .

Definindo um parâmetro adimensional m :

$$m = V_m / v_z \quad (2.61)$$

que relaciona a velocidade média do escoamento e a velocidade longitudinal (meridional) com o tubo parcialmente preenchido (vórtice).

Com isso, podemos obter:

$$m = (1 - \alpha^2) M \quad (2.62)$$

Com as equações (2.59) e (2.62), tem-se que:

$$m^2 = 1 - 2(1 - \alpha^2) T^2 \ln \alpha \quad (2.63)$$

Na Fig. 2.7 podemos verificar a variação de m em relação a α .

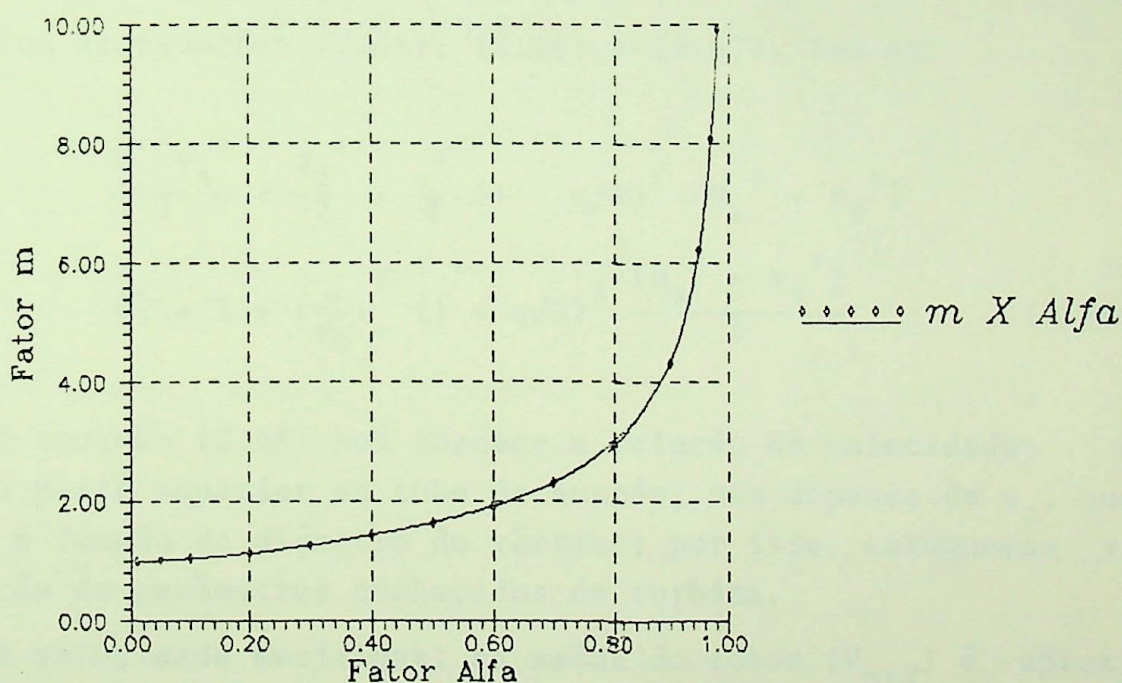


FIG. 2.7 - Relação entre m e α .

Enfoquemos o estudo na saída do rotor para que possamos obter uma expressão semelhante à equação (2.63). Para que isto aconteça é necessário calcular a energia cinética total média na saída do rotor, que será igual à soma da energia cinética da circulação da água na saída do rotor mais a energia cinética devido ao escoamento longitudinal do fluido, isto é:

$$E_{CT} = E_{cm} + E_{C\Gamma m} \quad (2.64)$$

mas:

$$E_{cT} = \frac{V_m^2}{2} = \frac{m^2 v_z^2}{2} \quad (2.65)$$

$$E_{cm} = v_z^2 / 2 \quad (2.66)$$

$$E_{cTm} = \frac{1}{2} \iint_A E_{cT}(r) dA = \frac{1}{2\pi (R_s^2 - r_s^2)} \int_{r_s}^{R_s} \int_0^{2\pi} \frac{\Gamma^2}{r^2} r dr d\theta$$

$$E_{cTm} = \frac{1}{2\pi (R_s^2 - r_s^2)} \int_{r_s}^{R_s} \int_0^{2\pi} \frac{\omega^2 r^4 (1 - q/\Omega)^2}{r} dr d\theta$$

$$E_{cTm} = \frac{\omega^2 (1 - q/\Omega)^2}{8\pi (R_s^2 - r_s^2)} (R_s^4 - r_s^4) \int_0^{2\pi} d\theta$$

$$E_{cTm} = \frac{\omega^2}{4} (1 - q/\Omega)^2 (R_s^2 + r_s^2) \quad (2.67)$$

Com as equações (2.65), (2.66) e (2.67), tem-se:

$$\frac{m^2 v_z^2}{2} = \frac{v_z^2}{2} + \frac{\omega^2}{4} (1 - q/\Omega)^2 (R_s^2 + r_s^2)$$

$$m^2 = 1 + \left(\frac{\omega}{v_z}\right)^2 (1 - q/\Omega)^2 \frac{(R_s^2 + r_s^2)}{2} \quad (2.68)$$

A equação (2.68) nos fornece a relação de velocidades m junto a parte superior do tubo de sucção, mas depende de v_z , que também é função do diâmetro do vórtice; por isso, coloquemos v_z em função de parâmetros conhecidos da turbina.

A velocidade meridional na saída do rotor (V_{mr2}) é aproximadamente igual à velocidade longitudinal v_z , então podemos afirmar que:

$$V_{mr2} = q V_{mrp2} = u_{2p} \operatorname{tg} \beta_{2m}$$

No diâmetro médio, onde: $r_m = (r_s + R_s)/2$ e $\beta_2 = \beta_{2m}$, temos:

$$V_{mr2} = q \omega r_m \operatorname{tg} \beta_{2m} = v_z \quad (2.69)$$

Com o valor de v_z na equação (2.68), temos:

$$m^2 = 1 + \left(\frac{\omega}{q} \frac{r_m}{r_m} \frac{1}{\text{tg} \beta_{2m}} \right)^2 (1 - q/\Omega)^2 \frac{(R_s^2 + r_s^2)}{2}$$

$$m^2 = 1 + \left(\frac{1 - q/\Omega}{q} \right)^2 \frac{b}{\text{tg}^2 \beta_{2m}} \quad (2.70)$$

onde:

$$b = 2 \left\{ \frac{[1 + (r_s/R_s)^2]}{(1 + r_s/R_s)^2} \right\} \quad (2.71)$$

Com a equação (2.70) podemos calcular os vários valores de m fixando Ω e variando os valores de q , conhecidos os parâmetros geométricos do rotor. Conhecidos os vários m e com o auxílio das equações (2.60) e (2.65) torna-se possível determinar α e, consequentemente, o raio do vórtice.

A seguir são apresentados alguns diagramas que nos permitem encontrar os vários valores de α para diversas condições de operação da máquina ensaiada.

Os diagramas $\alpha \times q$ para $\Omega = 1,00; 1,20; 0,70$ e $0,50$ se encontram na Fig. 2.8.

Com auxílio destes diagramas e do ponto de operação da máquina (conhecido o fator de vazão q) é possível encontrar o correspondente valor do raio do vórtice de núcleo.

Na sequência de cálculos foi utilizado o método da biseção para se encontrar os valores de α em função de q . O programa computacional para este método encontra-se no Apêndice 2.

2.4 - CÁLCULO DA EXCENTRICIDADE DO VÓRTICE DE NÚCLEO

Por Murakami (ref. [17]) não há uma proposição teórica quanto à excentricidade do vórtice. O autor baseia-se em dados experimentais desta excentricidade para o cálculo da frequência do vórtice de núcleo.

Neste trabalho serão feitas proposições quanto a este equa

cionamento com base em 3 hipóteses distintas, ou seja:

- a excentricidade é proporcional à circulação na saída do rotor;
- a excentricidade é proporcional à força no tubo de sucção devido ao movimento de precessão do vórtice;
- a excentricidade é proporcional ao raio do vórtice.

Nota-se que as 3 proposições podem depender somente de dados geométricos e de funcionamento (campo básico) da turbina. Para cada ponto em estudo, isto é, fixados os valores de vazão e rotação (altura efetiva tem pouca influência nos resultados), serão levantadas 3 frequências de precessão do vórtice, de acordo com as 3 proposições teóricas recém-comentadas.

Além disso, podem ser levantadas mais 6 frequências para este mesmo ponto, só que agora, ou com a medida experimental de excentricidade ou com esta medida e com o raio do vórtice, também medido, conforme o item 3.3.2.3.

Todavia, para estas proposições serão necessárias condições de contorno para a solução das proporcionalidades. A condição de contorno que será utilizada será vista a seguir.

2.4.1 - VAZÃO PARA MÁXIMA FLUTUAÇÃO DE PRESSÃO NO TUBO DE SUCCÃO

Conforme a ref. [14] a flutuação de pressão no tubo de sucção é proporcional ao produto da velocidade rotacional com a vazão, isto é:

$$\Delta H = K c_{2u} Q \quad (2.72)$$

onde: K - constante;

ΔH - amplitude pico-a-pico da flutuação de pressão.

Do triângulo de velocidades para o diâmetro médio na saída do rotor (Fig. 2.3), tem-se:

$$c_{2u} = u_2 - V_{mr2} \cotg \beta_{2m} \quad (2.73)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_{2m} n}{60} \quad (2.74)$$

$$V_{mr2} = \frac{Q}{\pi D_{2m} B_2 f_{e2}} \quad (2.75)$$

Com as equações (2.74) e (2.75) em (2.73), vem:

$$\begin{aligned} \text{ou} \quad c_{2u} &= \frac{\pi D_{2m} n}{60} - \frac{Q \cotg \beta_{2m}}{\pi D_{2m} B_2 f_{e2}} \\ c_{2u} &= A n - J Q \end{aligned} \quad (2.76)$$

$$\text{onde:} \quad A = \frac{\pi D_{2m}}{60} \quad (2.77)$$

$$J = \frac{\cotg \beta_{2m}}{\pi D_{2m} B_2 f_{e2}} \quad (2.78)$$

Com a equação (2.76) tem-se:

$$\Delta H = K (A n Q - J Q^2) \quad (2.79)$$

A flutuação de pressão será máxima quando a derivada da expressão anterior em relação a Q for igual a zero. Com isso a vazão para a máxima flutuação será:

$$Q_1 = (A/2 J) n \quad (2.80)$$

onde: Q_1 - vazão para máxima flutuação de pressão.

O fator de vazão para esta vazão:

$$q_1 = Q_1/Q_p$$

Com a Figura 2.8 encontra-se o fator α_1 e assim, o raio do vórtice para esta condição, ou seja:

$$R_{v1} = \alpha_1 R_t \quad (2.81)$$

Considerando que a excentricidade do vórtice de núcleo, para esta condição, seja:

$$e_1 = R_t - R_{v1} \quad (2.82)$$

ou de acordo com a Fig. 2.9.

2.4.2 - HIPÓTESES PARA A EQUAÇÃO DA EXCENTRICIDADE DO VÓRTICE

Hipóteses para a equação da excentricidade do vórtice de

núcleo.

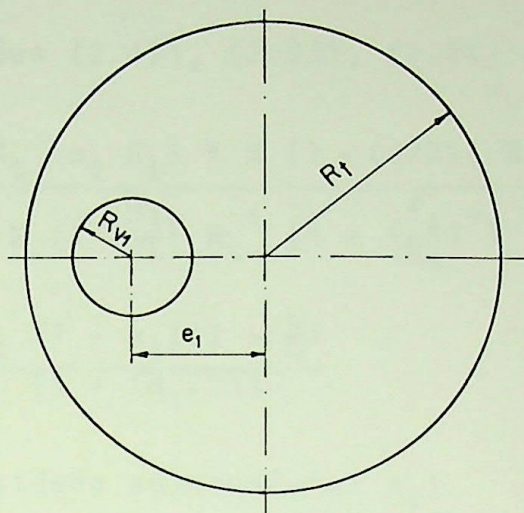


FIG. 2.9 - Posicionamento do vórtice de núcleo para a condição de máxima flutuação de pressão.

1ª HIPÓTESE

A excentricidade é função da circulação para o diâmetro médio, ou seja:

$$e_c = K \Gamma_m \quad (2.83)$$

Com as condições de contorno do item 2.4.1:

$$e_c = e_1$$

$$q = q_1$$

da equação (2.49) a circulação no diâmetro médio para a condição de máxima pulsação de pressão:

$$\Gamma_{m1} = \pi N [1 - (q_1/\Omega)] R_s^2 [1 + (r_s/R_s)^2] \quad (2.84)$$

O valor da constante K será então:

$$K = e_1/\Gamma_{m1}$$

$$K = \frac{R_t (1 - \alpha_1)}{\pi N (1 - \frac{q_1}{\Omega}) R_s^2 [1 + (\frac{r_s}{R_s})^2]} \quad (2.85)$$

Com as equações (2.49), (2.83), (2.84) e (2.85) obtem-se:

$$e_c = \frac{(R_t - \alpha_1 R_t) \pi N [1 - (q/\Omega)] R_s^2 . a}{\pi N (1 - \frac{q_1}{\Omega}) R_s^2 [1 + (\frac{r_s}{R_s})^2]}$$

Portanto:
$$e_c = \frac{R_t (1 - \alpha_1) (1 - \frac{q}{\Omega})}{[1 - (q_1/\Omega)]} \quad (2.86)$$

E a excentricidade adimensional ϵ_c :

$$\epsilon_c = \frac{(1 - \alpha_1) [1 - (q/\Omega)]}{[1 - (q_1/\Omega)]} \quad (2.87)$$

2ª HIPÓTESE

A excentricidade é proporcional à força no tubo, ou seja:

$$e_F = K' F_t \quad (2.88)$$

De acordo com Murakami (ref. [17]):

$$F_t = 2 \pi N \rho Q_p' a h q [1 - (q/\Omega)] (R_s^2/R_t) \quad (2.89)$$

onde:
$$h = \frac{1}{1 + \alpha} \quad (2.90)$$

Com as condições de contorno do item 2.4.1:

$$e_F = e_1$$

$$q = q_1$$

A força no tubo para esta condição de máxima pulsação de pressão, equação (2.89):

$$F_{t1} = 2 \pi N \rho Q_p a h_1 q_1 [1 - (q_1/\Omega)] (R_s^2/R_t) \quad (2.91)$$

O valor da constante k' será:

$$k' = \frac{e_1}{F_{t1}} = \frac{R_t (1 - \alpha_1)}{2 \pi N \rho Q_p a h_1 g_1 [1 - (q_1/\Omega)] R_s^2} \quad (2.92)$$

Com (2.88), (2.85), (2.91) e (2.92) obtem-se:

$$e_F = \frac{R_t^2 (1 - \alpha_1) 2 \pi N \rho Q_p a h q (1 - \frac{q}{\Omega}) (R_s^2/R_t)}{2 \pi N \rho Q_p a h_1 g_1 [1 - (q_1/\Omega)] R_s^2}$$

$$e_F = \frac{R_t (1 - \alpha_1) h q (1 - \frac{q}{\Omega})}{h_1 q_1 [1 - (q_1/\Omega)]} \quad (2.93)$$

E a excentricidade adimensional ϵ_F :

$$\epsilon_F = \frac{(1 - \alpha_1) h q (1 - \frac{q}{\Omega})}{h_1 q_1 (1 - \frac{q_1}{\Omega})} \quad (2.94)$$

3ª HIPÓTESE

A excentricidade é proporcional ao raio do vórtice, ou seja:

$$e_R = K'' R_v \quad (2.95)$$

Com as condições de contorno do item 2.4.1:

$$e_R = e_1$$

$$q = q_1$$

O raio do vórtice para a condição de máxima pulsação é da do por, equação (2.81):

$$R_{v1} = \alpha_1 R_t$$

O valor da constante K'' :

$$K'' = \frac{e_1}{R_{v1}} = \frac{R_t (1 - \alpha_1)}{R_t \alpha_1}$$

$$K'' = \frac{1 - \alpha_1}{\alpha_1} \quad (2.96)$$

Com as equações (2.81), (2.95) e (2.96) tem-se:

$$e_R = \left(\frac{1 - \alpha_1}{\alpha_1} \right) \alpha R_t$$

$$e_R = \left(\frac{\alpha}{\alpha_1} - \alpha \right) R_t \quad (2.97)$$

E a excentricidade adimensional para esta hipótese:

$$\varepsilon_R = \frac{\alpha}{\alpha_1} - \alpha \quad (2.98)$$

No Apêndice 1 encontra-se um fluxograma para o cálculo da frequência de precessão do vórtice de núcleo f_v .

No Apêndice 2 encontra-se um programa computacional para o cálculo da frequência de precessão do vórtice de núcleo.

CAPÍTULO 3

PARTE EXPERIMENTAL

3.1 - DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

O trabalho experimental desta tese foi realizado nas dependências da EFEI (Escola Federal de Engenharia de Itajubá), no LHPCH (Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas).

O banco de ensaios que foi utilizado é conhecido pela sigla LHDC (Laboratório Hidromecânico Didático-Científico), e é mostrado pelas fotos das Figs. 3.1 e 3.2.

Um esquema do LHDC está nostrado na Fig. 3.3. O LHDC simula as condições de operação em uma hidrelétrica e também propicia a determinação de vários diagramas para a caracterização da máquina, possibilitando uma grande gama de ensaios que fornecem todas as relações entre as variáveis hidrodinâmicas.

Pelo esquema nota-se que os ensaios poderiam ter sido realizados numa rotação variável ou numa rotação constante.

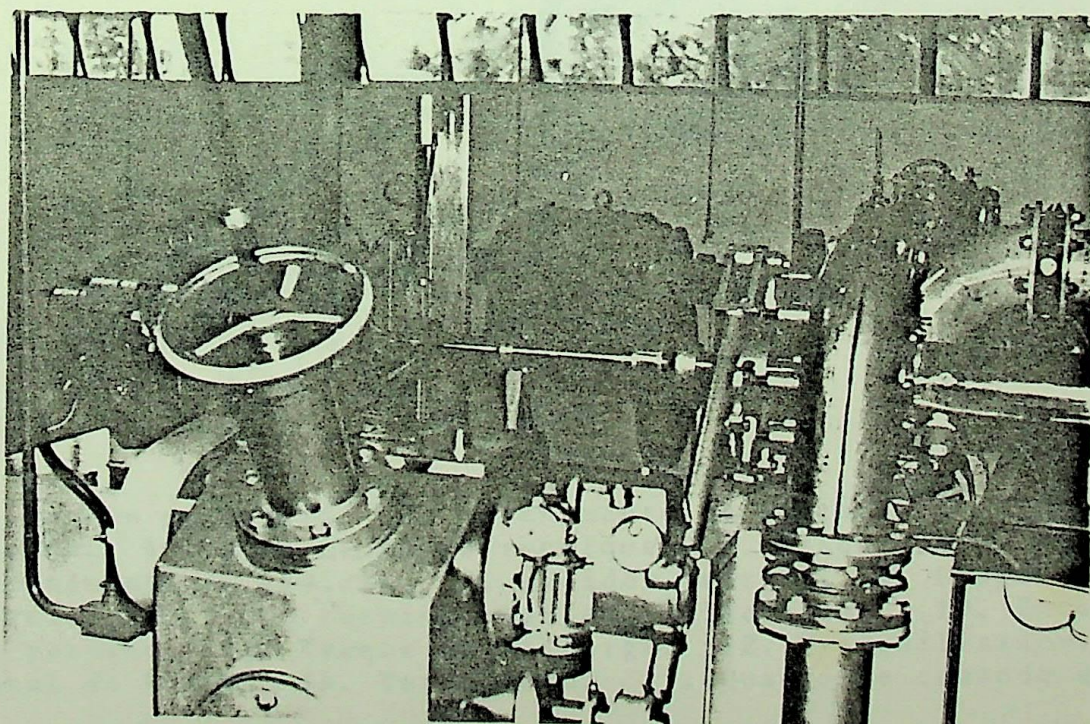


FIG. 3.1 - Vista geral do banco de ensaios.

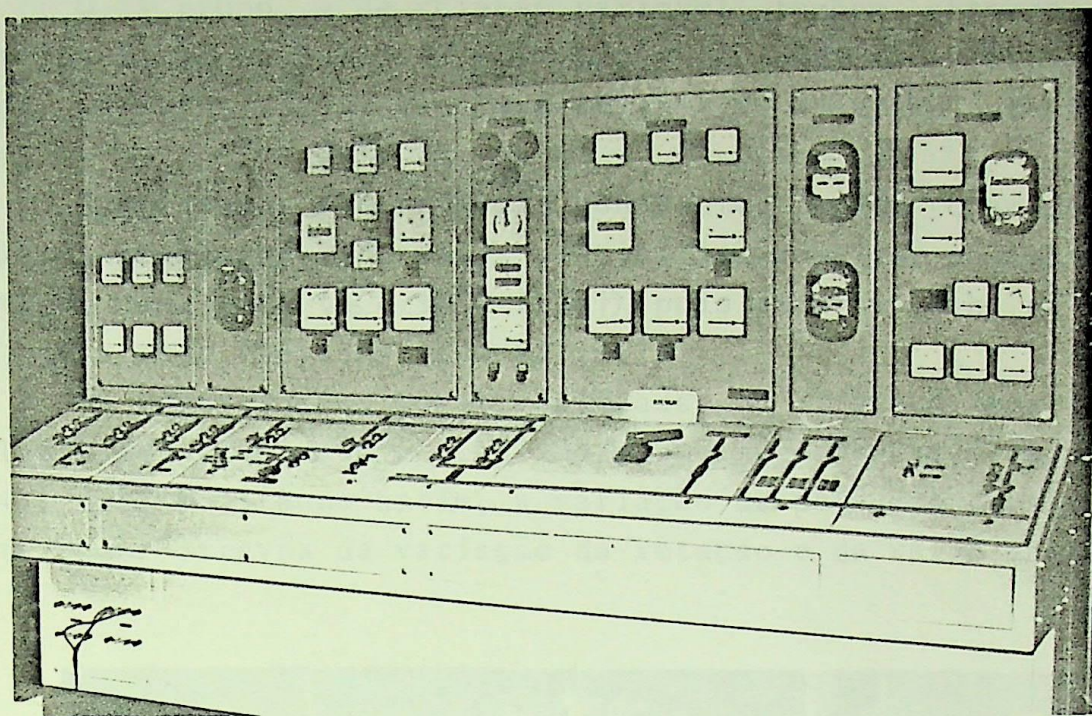
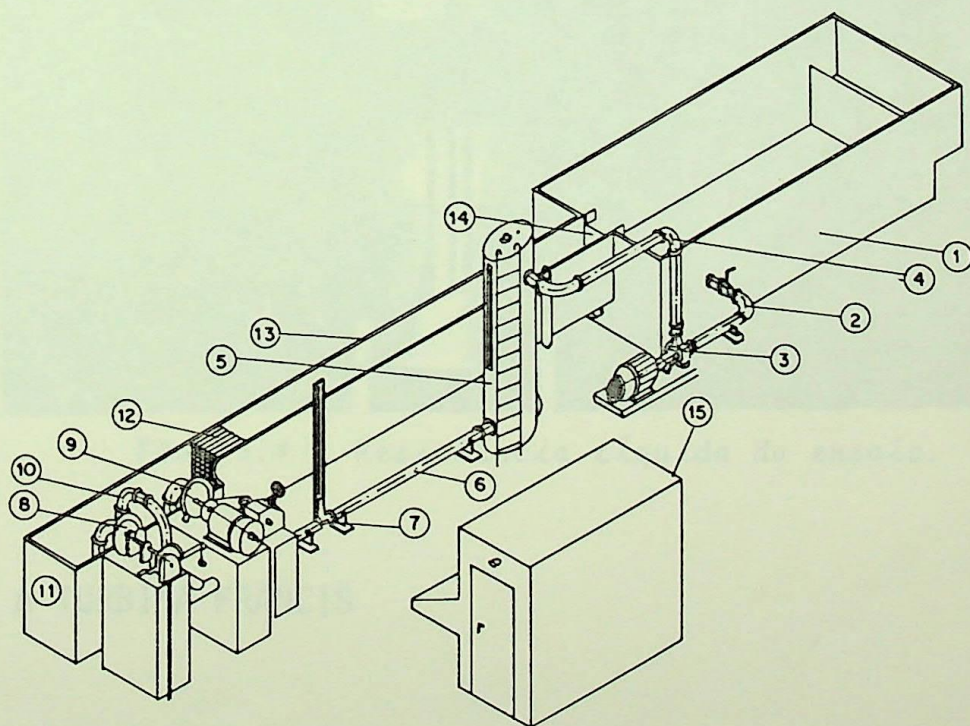


FIG. 3.2 - Quadro de comando elétrico.



1. Tanque de sucção. 2. Encanamento de sucção. 3. Grupo moto-bomba. 4. Encanamento de recalque. 5. Tanque de pressão. 6. Encanamento de medidas. 7. Medidor venturi. 8. Grupo turbina-freio. 9. Grupo turbina-regulador-alternador. 10. Encanamento de retorno. 11. Tanque de descarga. 12. Tranquilizador. 13. Canal de Vidro. 14. Vertedouro. 15. Quadro de comando elétrico.

FIG. 3.3 - Esquema do LHDC.

O 1º grupo, o de rotação variável, também chamado grupo turbina-freio possibilita a variação de todas as variáveis envolvidas (altura, vazão, abertura das pás do distribuidor e rotação).

O 2º grupo, o de rotação constante, também chamado grupo turbina-regulador-alternador possibilita realizar ensaios a uma rotação constante ($n = 1800$ [rpm]), pois este trabalha em paralelo com a rede elétrica ($f = 60$ [Hz]).

As experiências foram realizadas no 2º grupo, mas sem o regulador de velocidade e acoplado a uma resistência líquida (Fig. 3.4), possibilitando assim, a variação da potência gerada pelo alternador através da variação da rotação e da vazão da turbina.

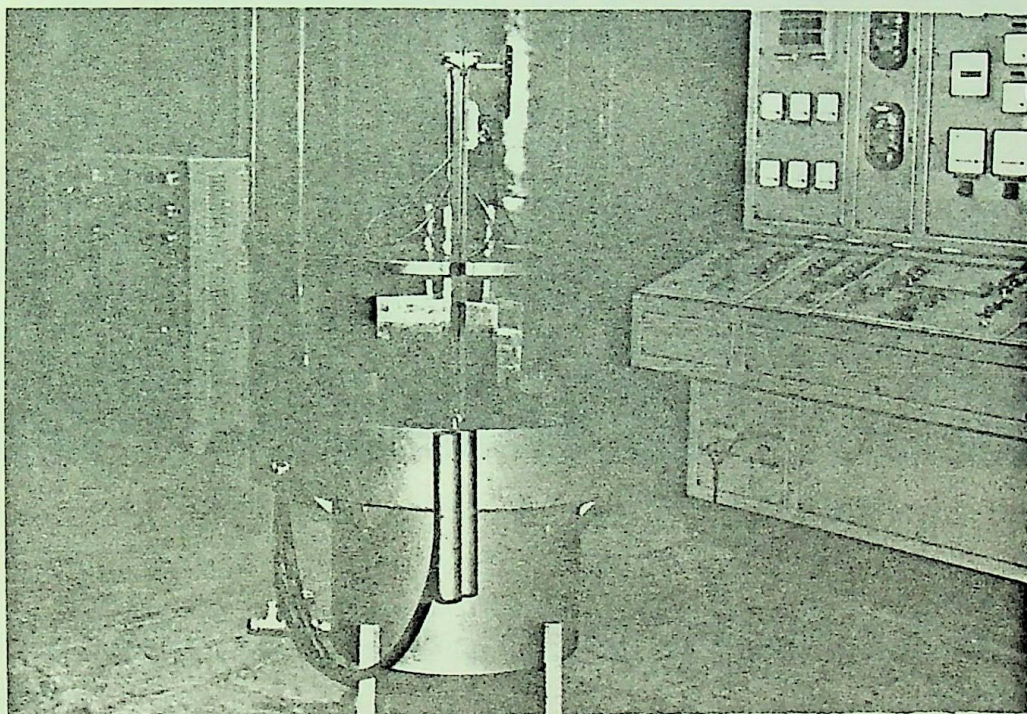


FIG. 3.4 - Resistência líquida do ensaio.

3.2 - A TURBINA FRANCIS

A turbina ensaiada foi projetada para trabalhar em condição nominal de operação com:

- vazão de projeto: $Q_p = 0,056$ [m³/s];
- altura efetiva de projeto: $H = 10,0$ [m];
- rotação de projeto: $n_p = 1800$ [rpm].

O tubo de sucção da turbina é de acrílico, de modo que se

ja possível a visualização do fenômeno de formação e desenvolvimento do vórtice à medida que varia a vazão d'água pela turbina. Pode-se notar pela Fig. 3.5 que o tubo possui uma considerável posição retilínea antes do cotovelo. Este trecho é responsável pela estabilização do fenômeno e, também, para que a influência do cotovelo fosse minimizada na leitura da real flutuação de pressão, devido ao vórtice de núcleo.

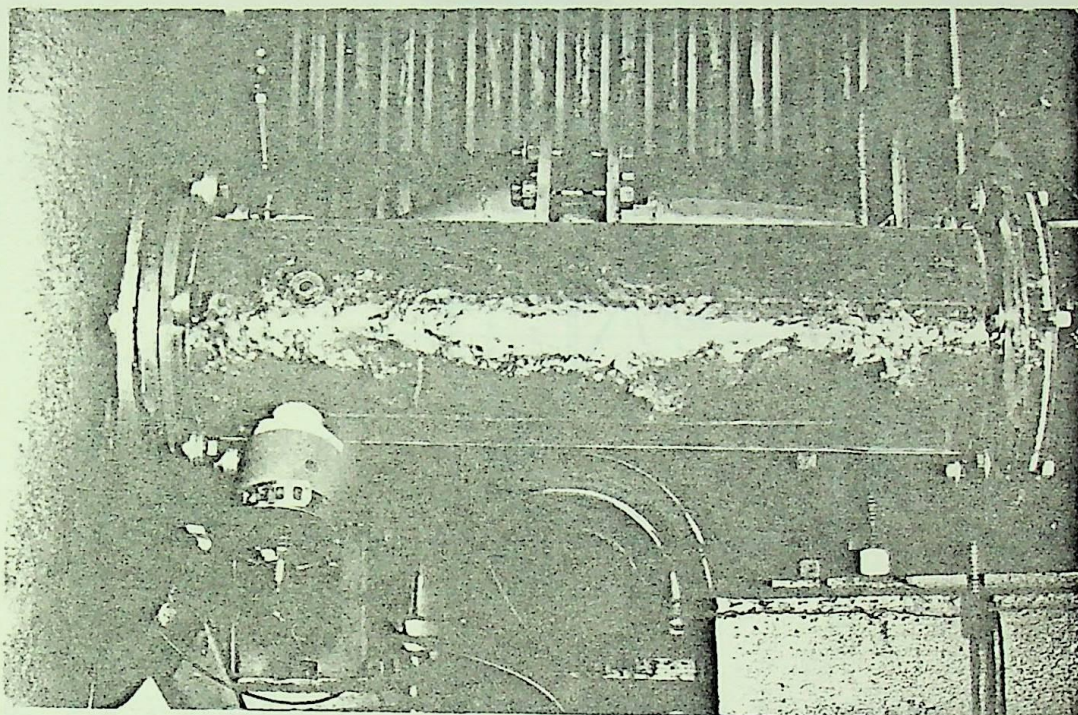


FIG. 3.5 - Tubo de sucção da turbina.

As características construtivas da turbina Francis são as seguintes:

- Raio do tubo de sucção:

$$R_t = 0,068 \text{ [m]}$$

- Rotor:

- . espessura das pás = 1,9 [mm];
- . número de pás = 9;
- . raio externo na saída = 0,0655 [m] = R_S ;
- . raio interno na saída = 0,0315 [m] = r_S ;
- . raio médio na saída = 0,0485 [m] = r_m ;
- . passo das pás = 0,0328 [m];
- . ângulo de saída médio = $18^\circ = \beta_{2m}$;
- . coeficiente de restrição de área na saída = 0,845 = f_{e2} ;

- . largura do canal de saída = 0,076 [m] = B_2 .
- Sistema Diretor:
 - . número de pás = 6;
 - . largura do canal = 0,0455 [m] = B_0 ;
 - . espessura das pás = 6,9 [mm].

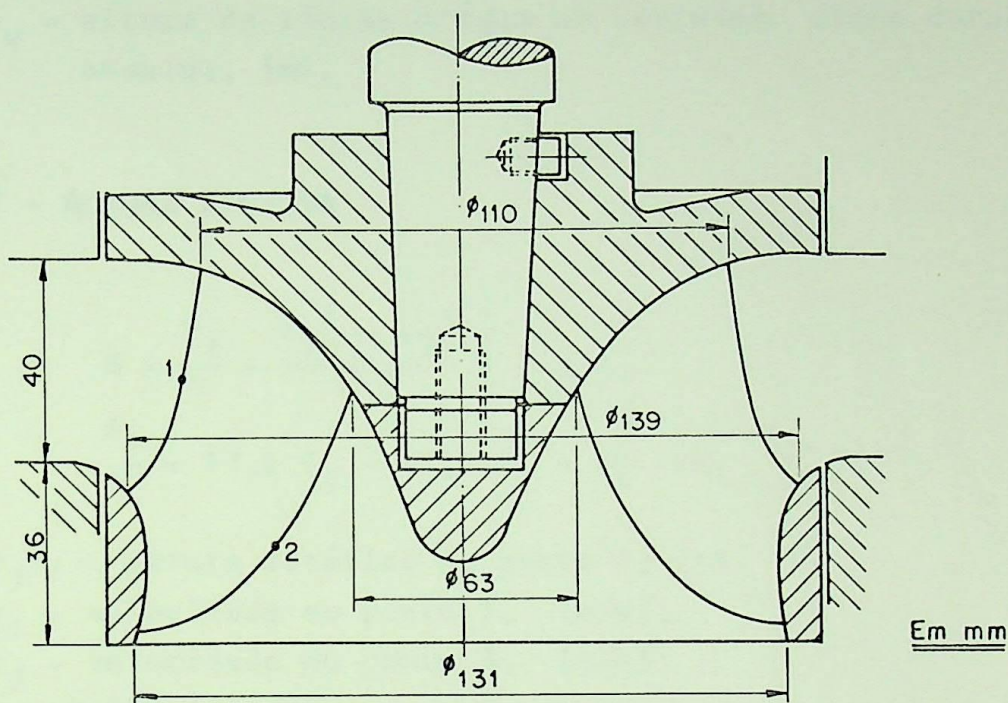


FIG. 3.6 - Desenho esquemático do rotor da turbina Francis.

3.3 - LEVANTAMENTO DE CARACTERÍSTICAS HIDRODINÂMICAS DA TURBINA

Foram levantados dados referentes aos diversos pontos da turbina às rotações de 1800 [rpm] e 1200 [rpm].

Estes dados, que serão utilizados nos cálculos teóricos, foram colhidos num esquema de ensaio mostrado na Fig. 3.7 e já mencionado no item 3.1.

3.3.1 - CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS

3.3.1.1 - VAZÃO

Através da fórmula de Francis para vertedores, tem-se:

$$Q = 1,84 a h_v^{3/4} [1 + 0,26 (\frac{h_v}{h_v + h})] \quad (3.1)$$

onde: Q - vazão que passa pela turbina, [m³/s];
 a = 0,495 [m] - para o vertedor do LHDC;
 h = 0,520 [m] - para o vertedor do LHDC;
 h_v - altura da lâmina d'água no vertedor (lido durante o ensaio), [m].

3.3.1.2 - ALTURA EFETIVA

$$H = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c_3^2}{2g} + Z + x \quad (3.2)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = 13,6 L_1 - 12,6 R_1 + L_1' - V_1 \quad (3.3)$$

onde: P₁/γ - altura estática no ponto 1, [m];
 c₁ - velocidade no ponto 1, [m/s];
 c₃ - velocidade no ponto 3, [m/s];
 Z = 0,090 [m];
 x - altura de zero do piezômetro até o nível de jusante da turbina (lido no ensaio), [m];
 V₁ = 0,808 [m];
 R₁, L₁ e L₁' - lidos durante o ensaio (vide Fig. 3.7).

Velocidades nos pontos 1 e 3: c₁ e c₃

$$c_1 = \frac{4 Q}{\pi D_1^2} \quad (3.4)$$

$$c_3 = \frac{4 Q}{\pi D_3^2} \quad (3.5)$$

onde: D₁ = 0,150 [m];
 D₃ = 0,250 [m].

As tabelas de todos estes levantamentos encontram-se no A pêndice 3.

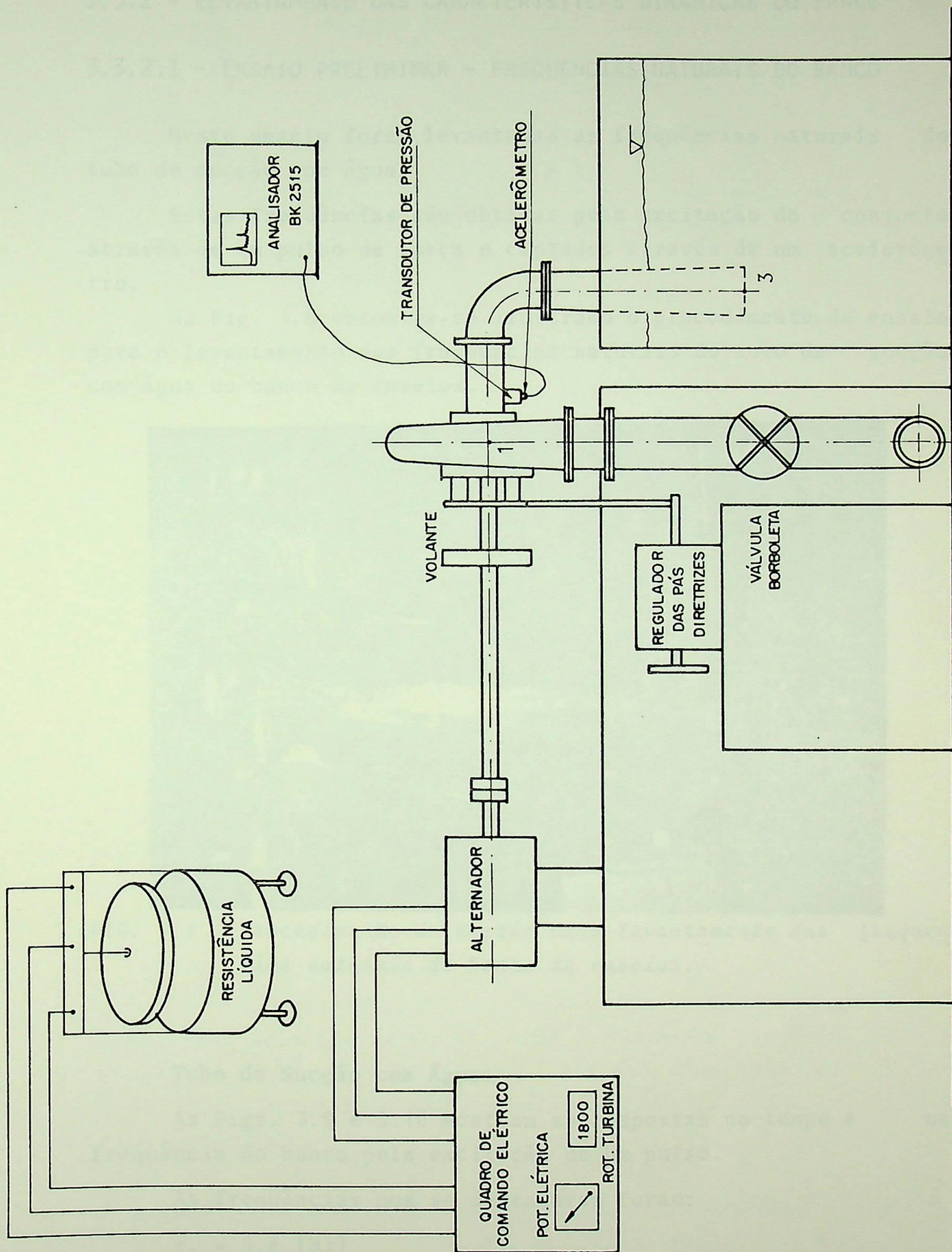


FIG. 3.7 - Esquema geral de ensaio.

3.3.2 - LEVANTAMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO BANCO

3.3.2.1 - ENSAIO PRELIMINAR - FREQUÊNCIAS NATURAIS DO BANCO

Neste ensaio foram levantadas as frequências naturais do tubo de sucção com água.

Estas frequências são obtidas pela excitação do conjunto através de um pulso de força e captados através de um acelerômetro.

Na Fig. 3.8 encontra-se ilustrado o procedimento de ensaio para o levantamento das frequências naturais do tubo de sucção com água do banco de ensaios.

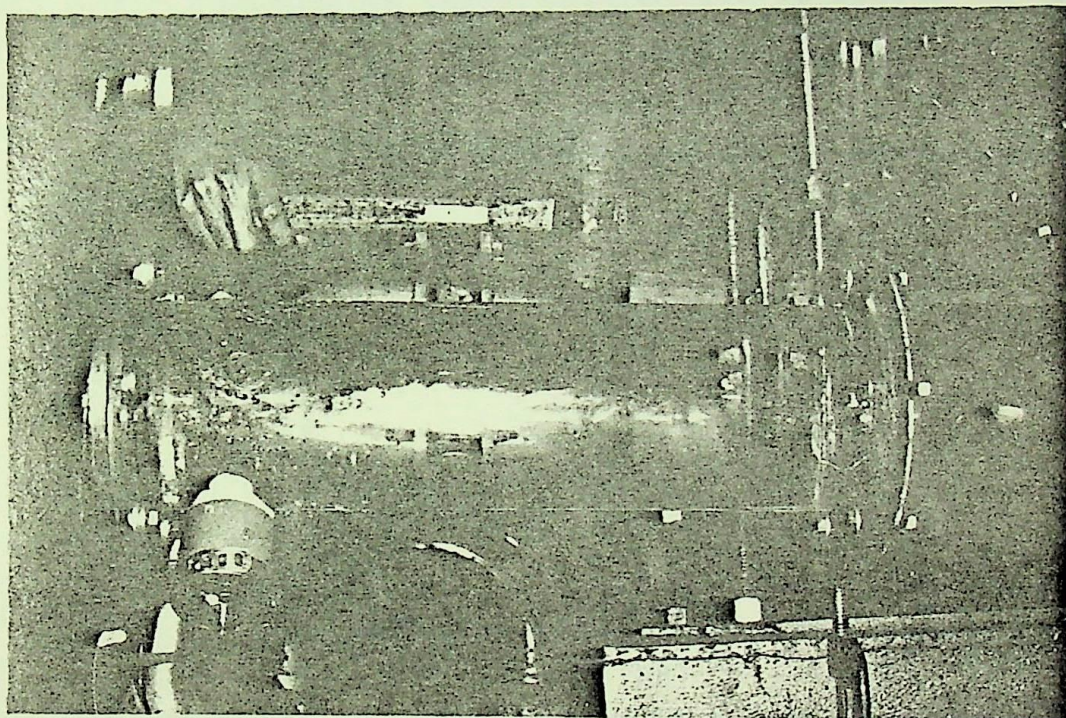


FIG. 3.8 - Procedimento de ensaio para levantamento das frequências naturais do banco de ensaios.

Tubo de Sucção com Água:

As Figs. 3.9 e 3.10 mostram as respostas no tempo e na frequência do banco pela excitação de um pulso.

As frequências que se destacaram foram:

$$f_1 = 0,8 \text{ [Hz]}$$

$$f_2 = 7,2 \text{ [Hz]}$$

$$f_3 = 9,6 \text{ [Hz]}$$

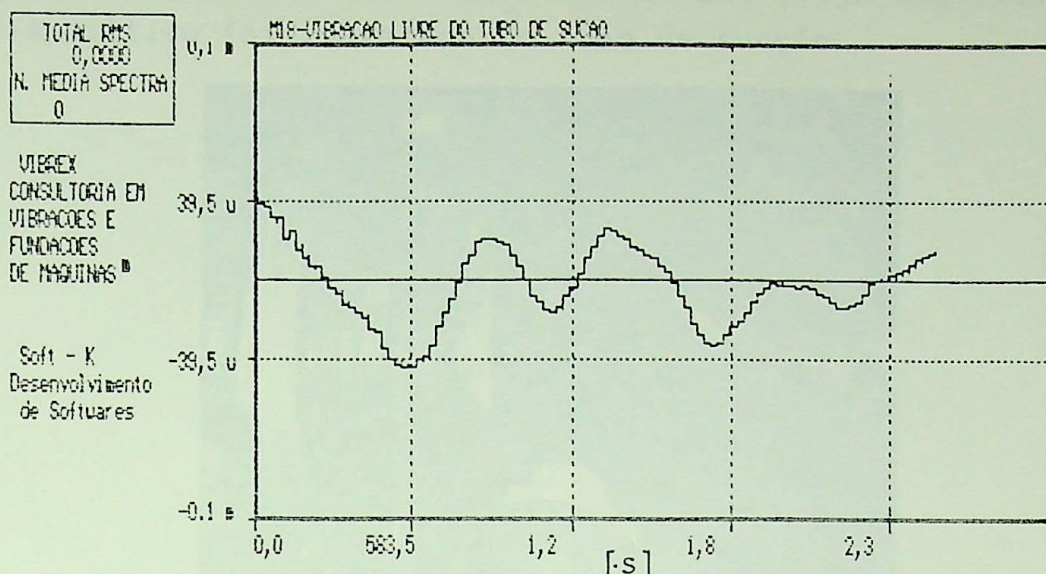


FIG. 3.9 - Resposta no tempo para o tubo de sucção com água.

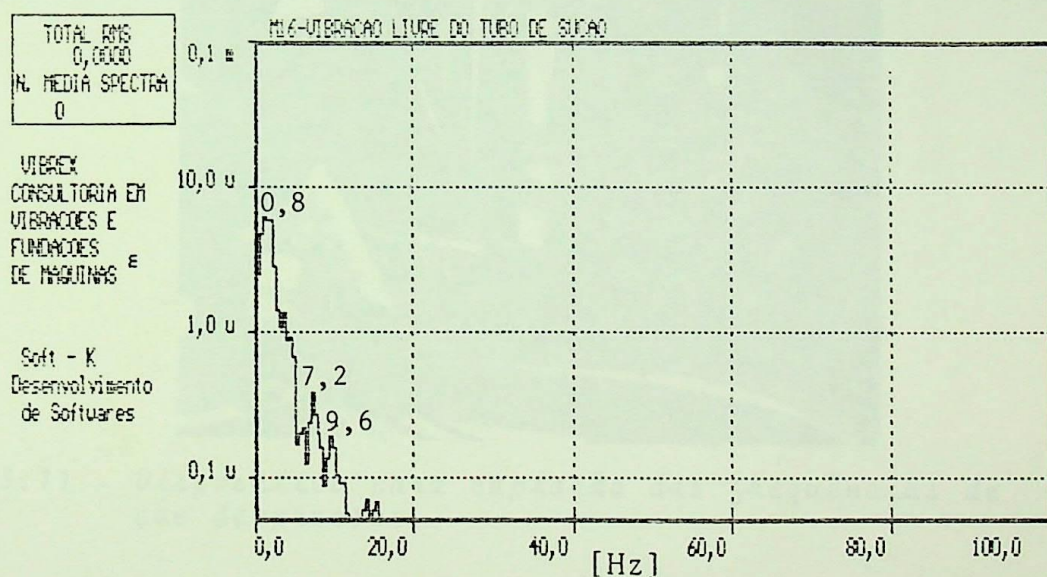


FIG. 3.10 - Resposta na frequência para o tubo de sucção com água.

Convém ressaltar que as frequências naturais do tubo de sucção com água são de menor valor que o mesmo sem água. Isto se deve ao fato de que com a água na turbina e no tubo de sucção a massa dinâmica do conjunto aumenta diminuindo, assim, as frequências naturais do mesmo.

3.3.2.2 - LEVANTAMENTO DAS FREQUÊNCIAS DOS VÓRTICES DE NÚCLEO

As frequências da oscilação de pressão no tubo de sucção, para diversos pontos de operação da turbina, foram levantadas por intermédio de um dispositivo que transforma o sinal pulsante da

pressão num sinal mecânico em um diafragma (veja Fig. 3.11). Este dispositivo foi instalado no tubo de sucção.

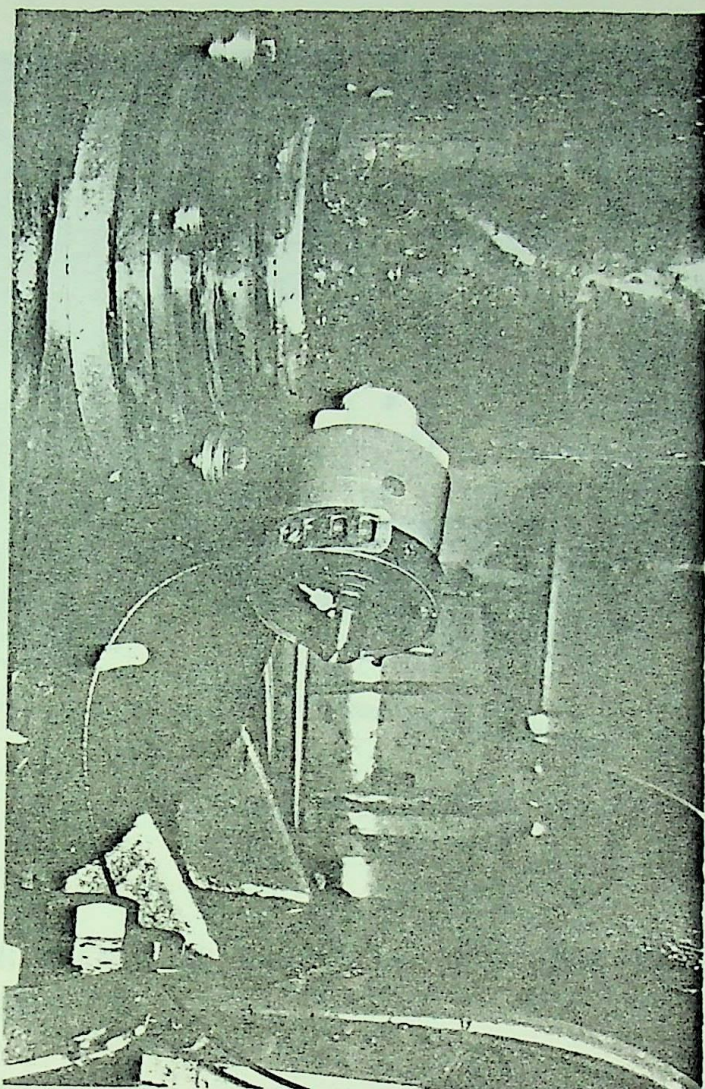


FIG. 3.11 - Dispositivo para captação das frequências de pulsação de pressão.

O sinal mecânico no diafragma é captado por um acelerômetro B&K 4384 (também mostrado na Fig. 3.11).

Todos os espectros datados foram obtidos por um analisador de vibrações B&K 2515 (conforme Fig. 3.12). Posteriormente, os sinais memorizados no B&K 2515 foram processados num software especial, por microcomputador.

Portanto, os sinais pulsantes de pressão são transformados em sinais mecânicos de deflexão do diafragma de borracha. Obtem-se espectros de vibrações com este procedimento e estes espectros mostram sinais de grandes amplitudes em baixas frequências com bastante evidência. Considerando o fato de que as frequências do vórtice são baixas e, também, que o diafragma age como um excelente filtro "passa baixo", ou seja, elimina os sinais de

altas frequências, os resultados obtidos foram de excelente qualidade.

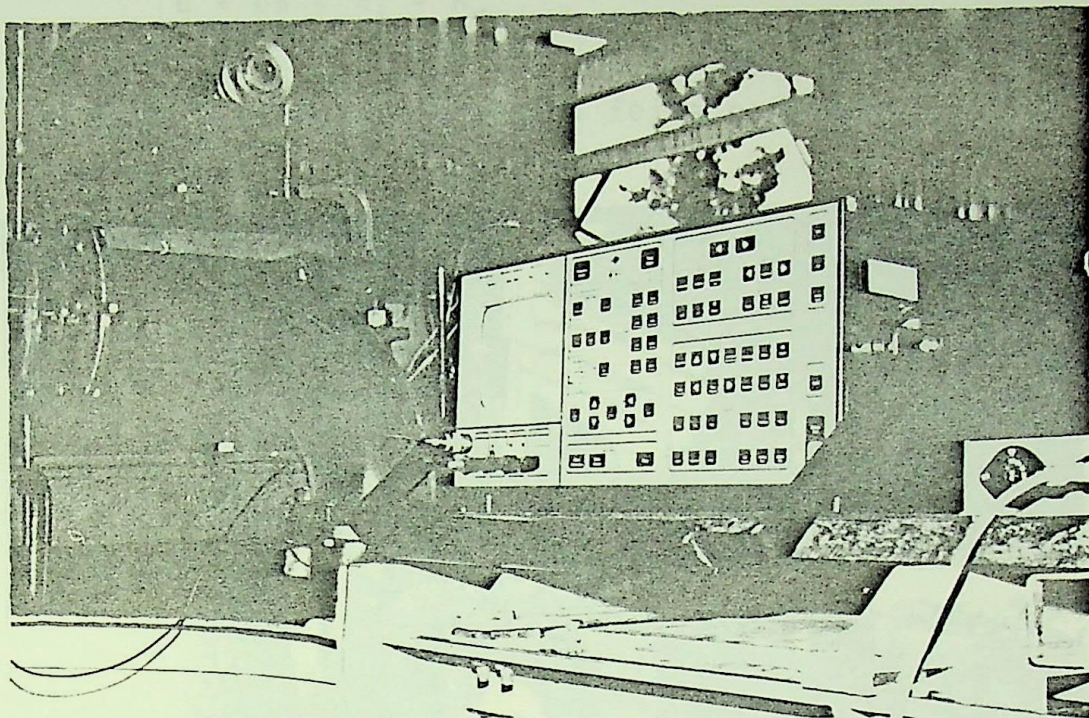


FIG. 3.12 - Analisador de vibrações B&K 2515.

3.3.2.3 - LEVANTAMENTO DO RAI0 E DE EXCENTRICIDADE DO VÓRTICE DE NÚCLEO

Com os valores " t_e " e " t_i " da Fig. 3.13 podemos determinar o raio de vórtice e a excentricidade pelas expressões a seguir.

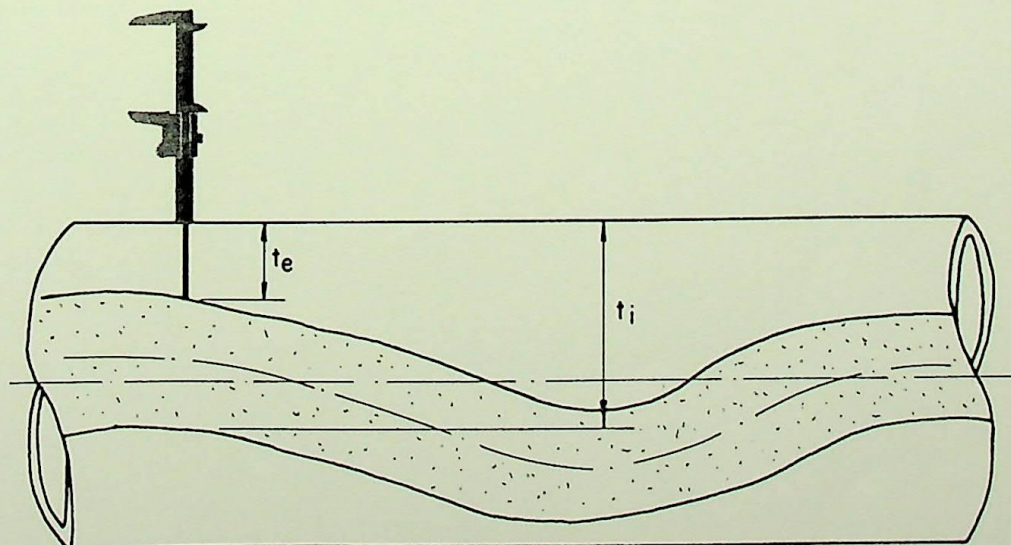


FIG. 3.13 - Esquema para levantamento do raio e excentricidade do vórtice de núcleo.

$$R_v = \frac{t_i - t_e}{2} \quad (3.6)$$

$$e = 68 - t_i - R_v \quad (3.7)$$

A Fig. 3.14 mostra como foi feita esta medida.

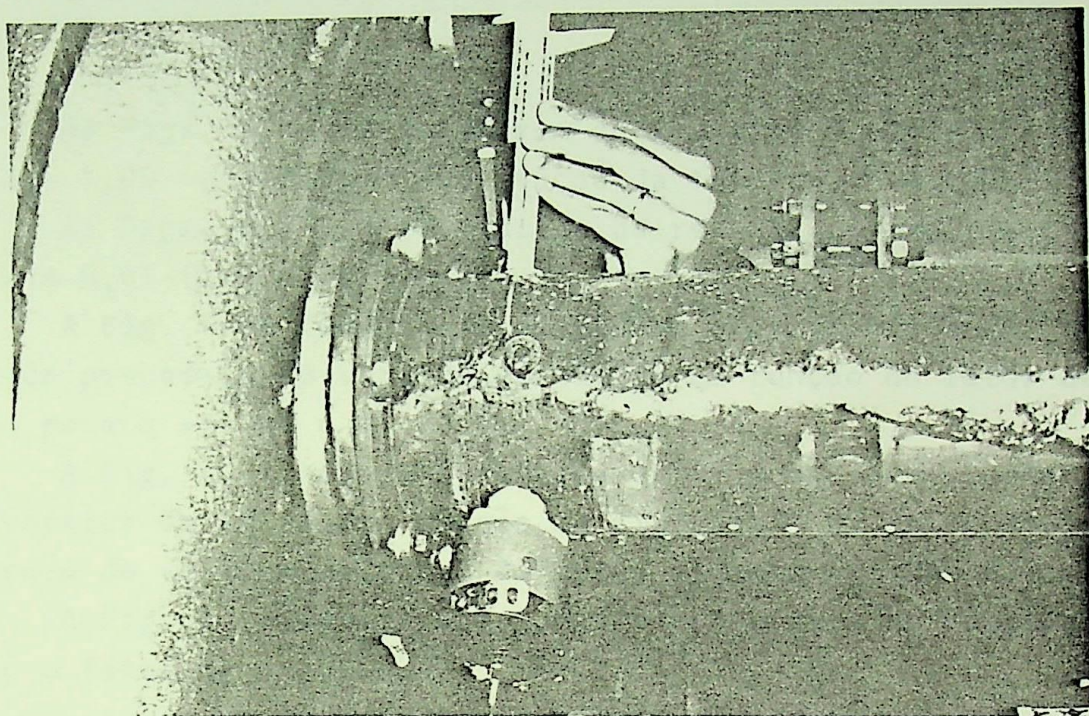


FIG. 3.14 - Foto do procedimento para levantamento de R_v e e .

CAPÍTULO 4

RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

4.1 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

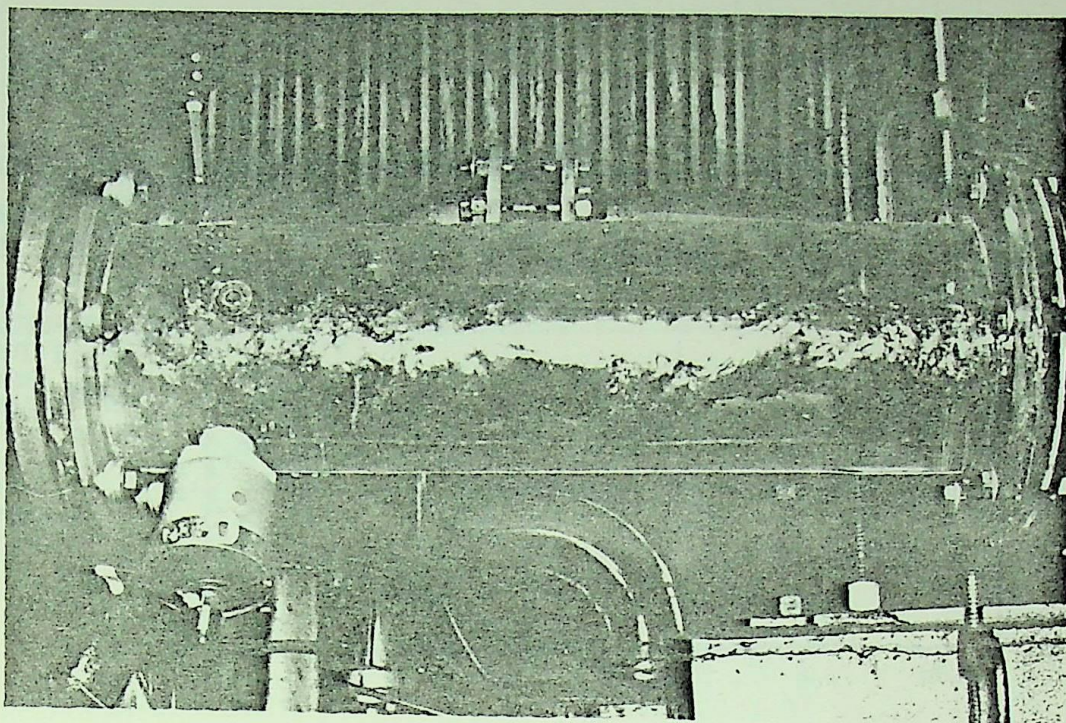
As Figs. 4.1 a 4.6 mostram os resultados experimentais para $\Omega = 1,00$ (velocidade de rotação da turbina $n \cong 1800$ [rpm]).

As Figs. 4.7 a 4.15 mostram os resultados experimentais para $\Omega = 0,67$ ($n \cong 1200$ [rpm]).

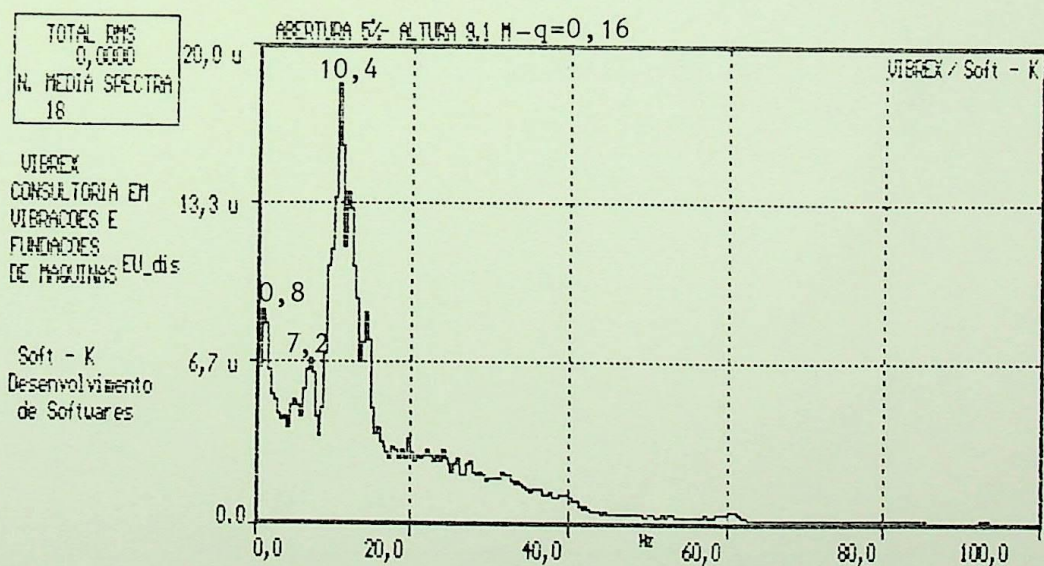
A Fig. 4.16 fornece os diagramas experimentais da frequência de precessão do vórtice de núcleo em função do fator de vazão para $q = 1,00$ e $\Omega = 0,67$.

A Fig. 4.17 mostra a relação entre a excentricidade medida do vórtice de núcleo em função da circulação na saída do rotor, do raio do vórtice medido e da força atuante no tubo de sucção.

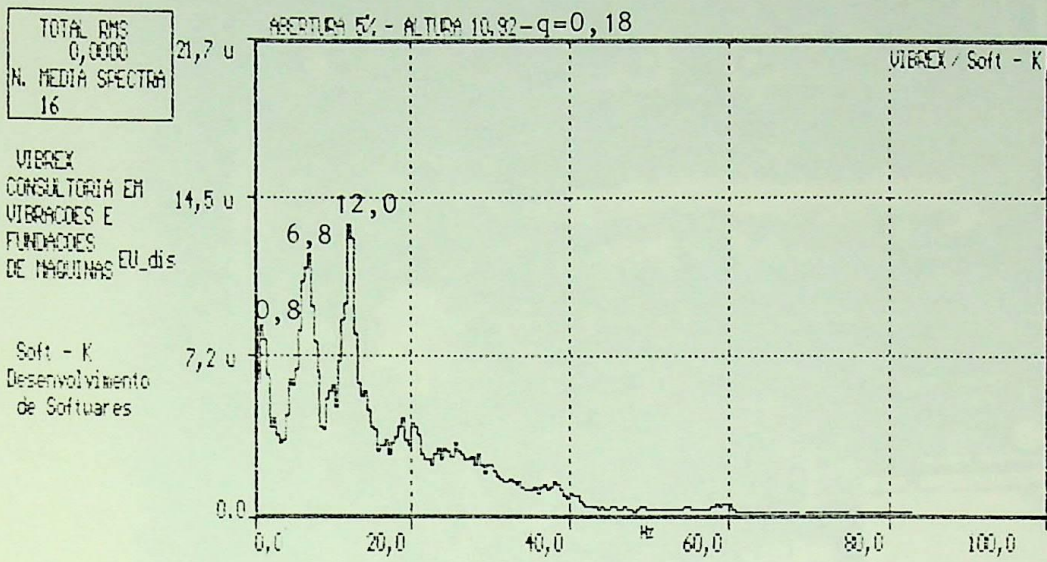
A Fig. 4.18 mostra a relação entre o raio do vórtice medido e o fator de vazão q .



(a)
Foto do ensaio.

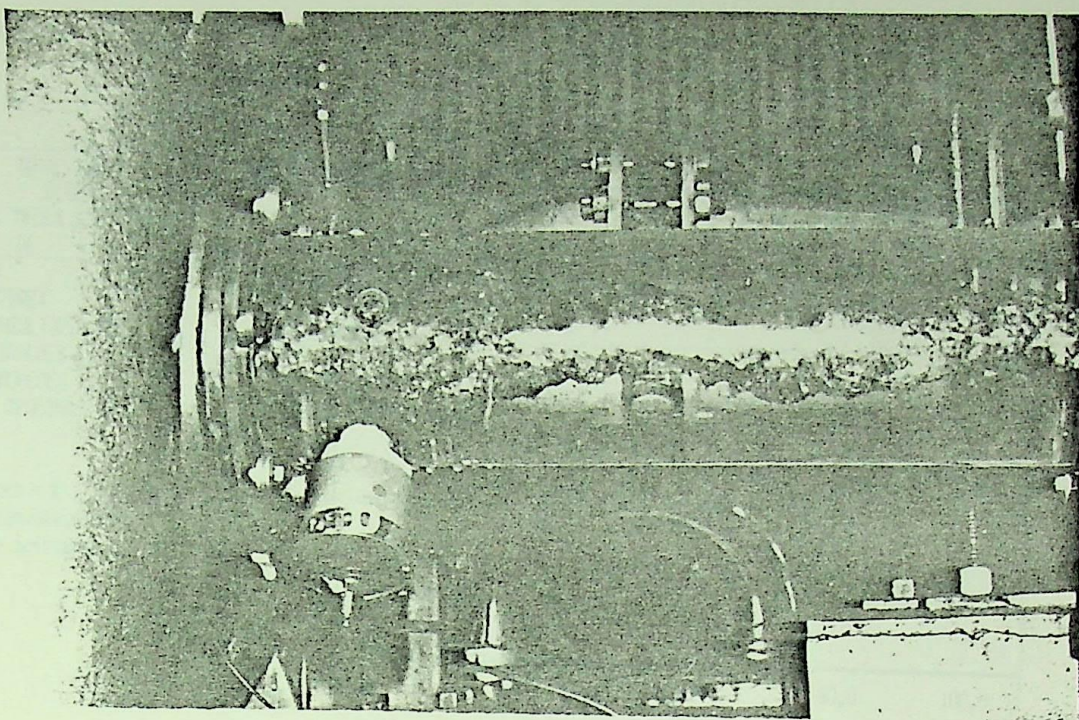


(b)
Espectro de frequências para $q = 0,16$.

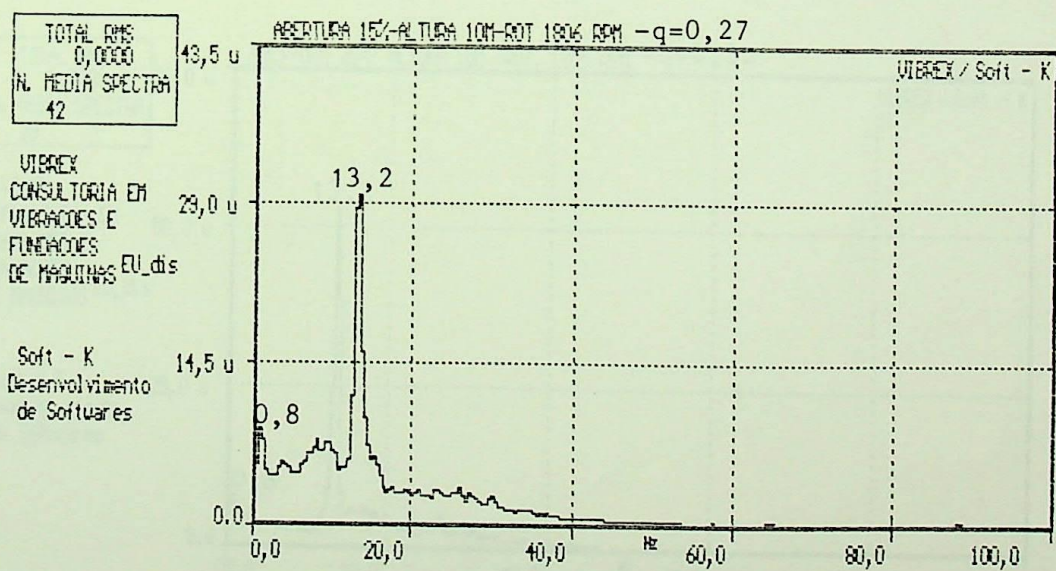


(c)
Espectro para $q = 0,18$.

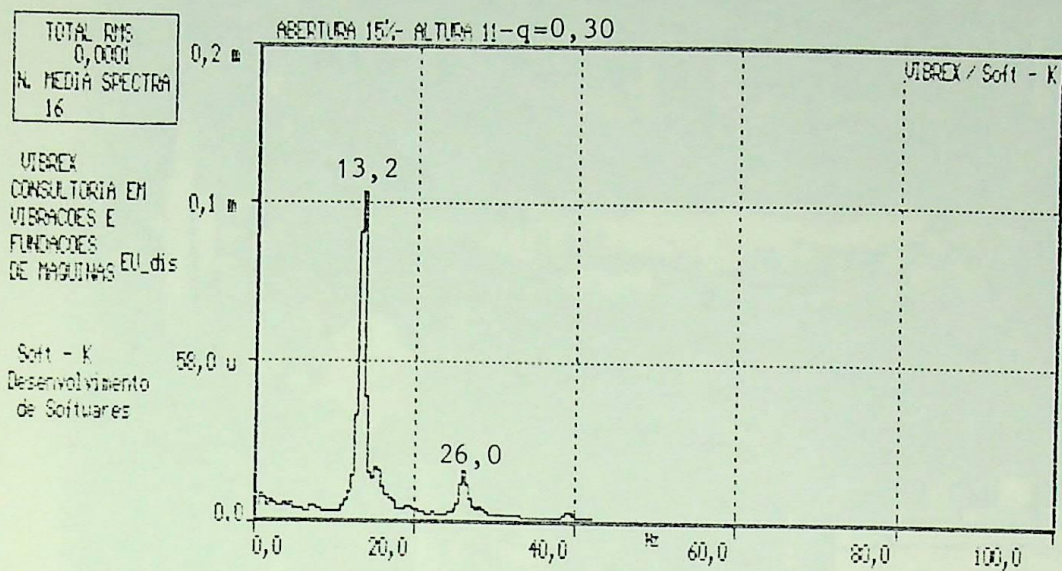
FIG. 4.1 - Continuação.



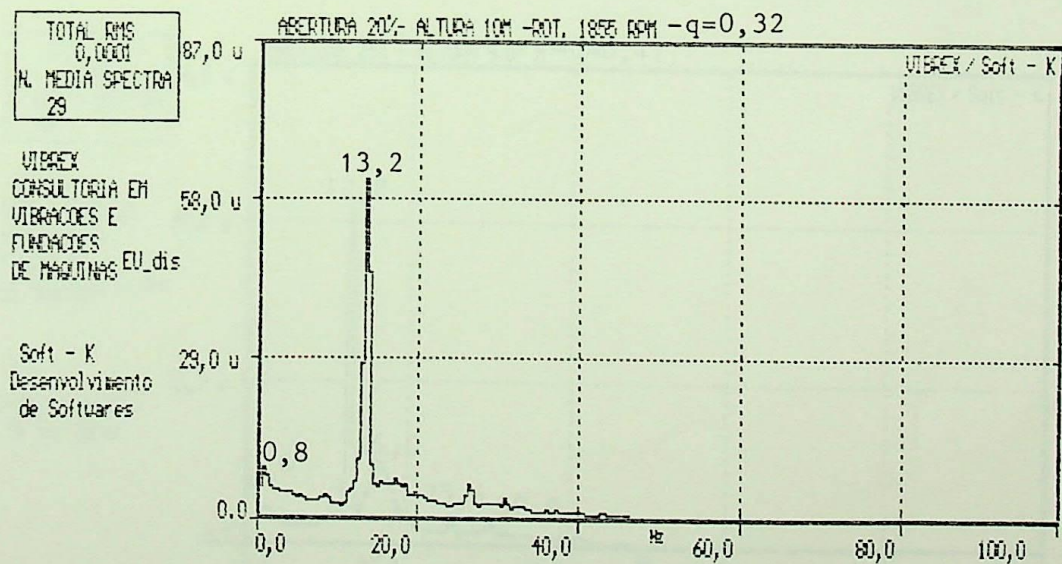
(a)
Foto do ensaio.



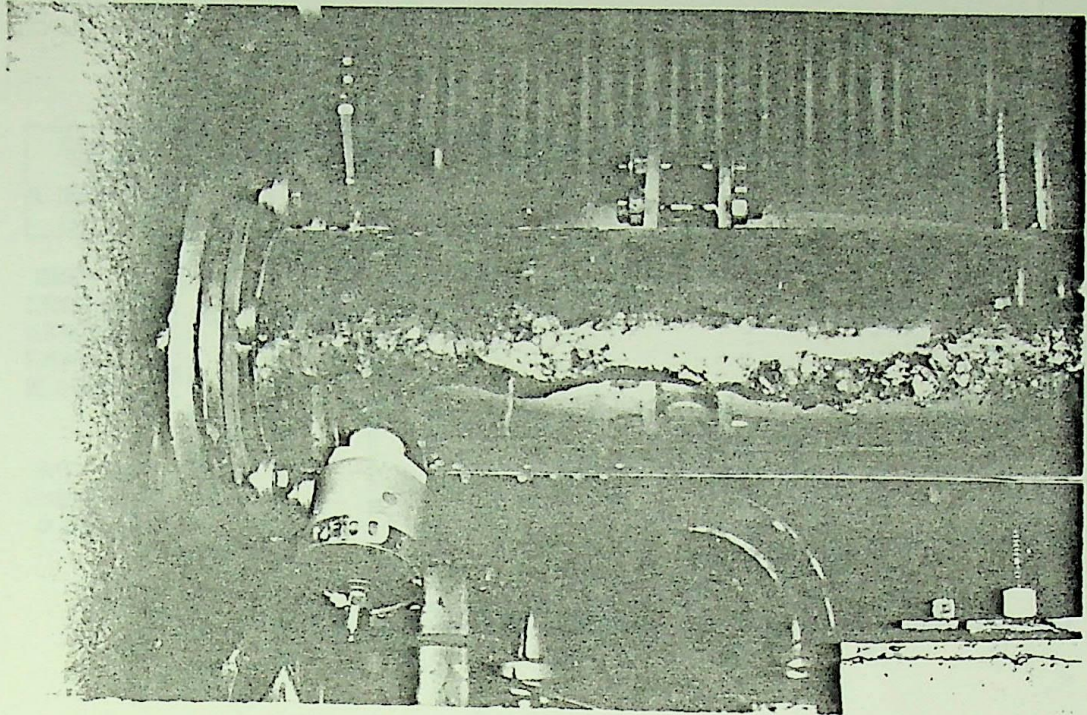
(b)
Espectro de frequências para $q = 0,27$.



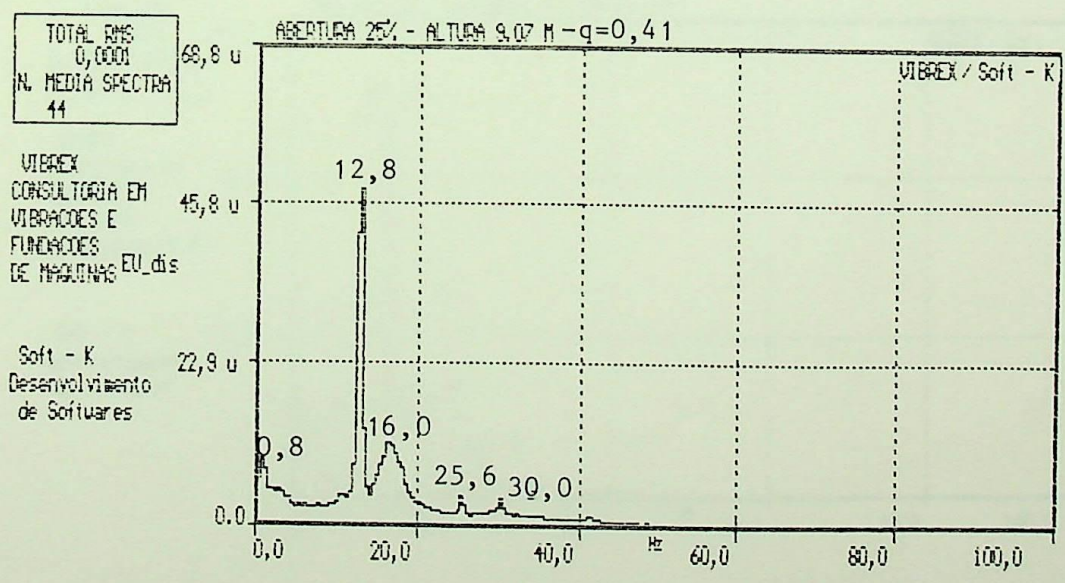
(c)
Espectro para $q = 0,30$.



(d)
Espectro para $q = 0,32$.

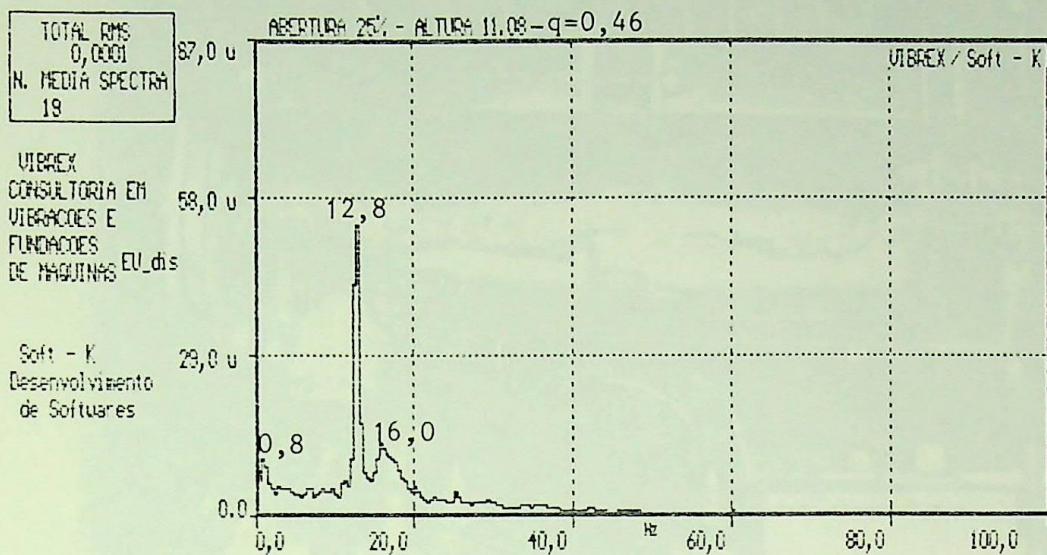


(a)
Foto do ensaio.

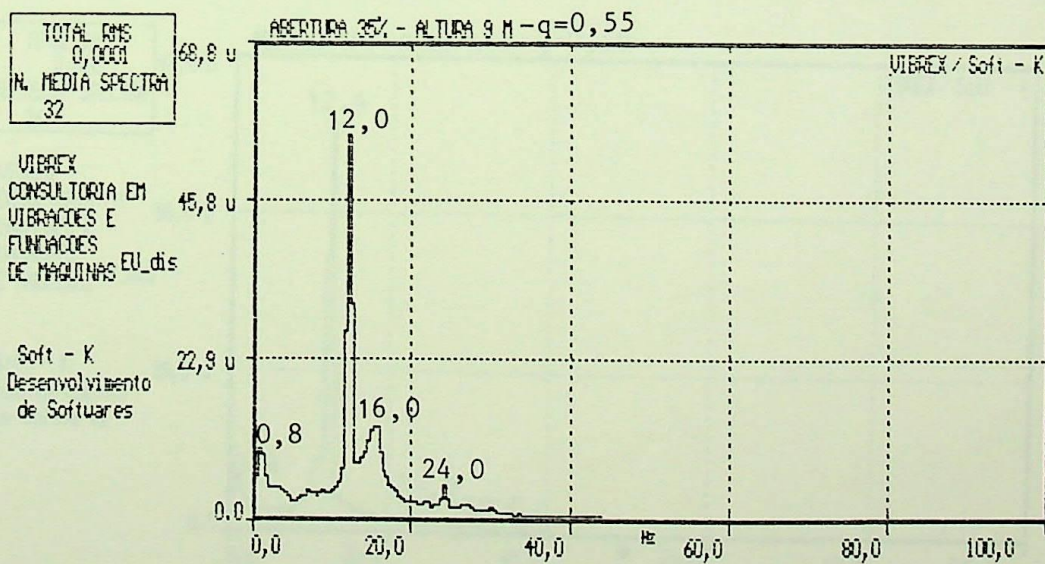


(b)
Espectro de frequências para $q = 0,41$.

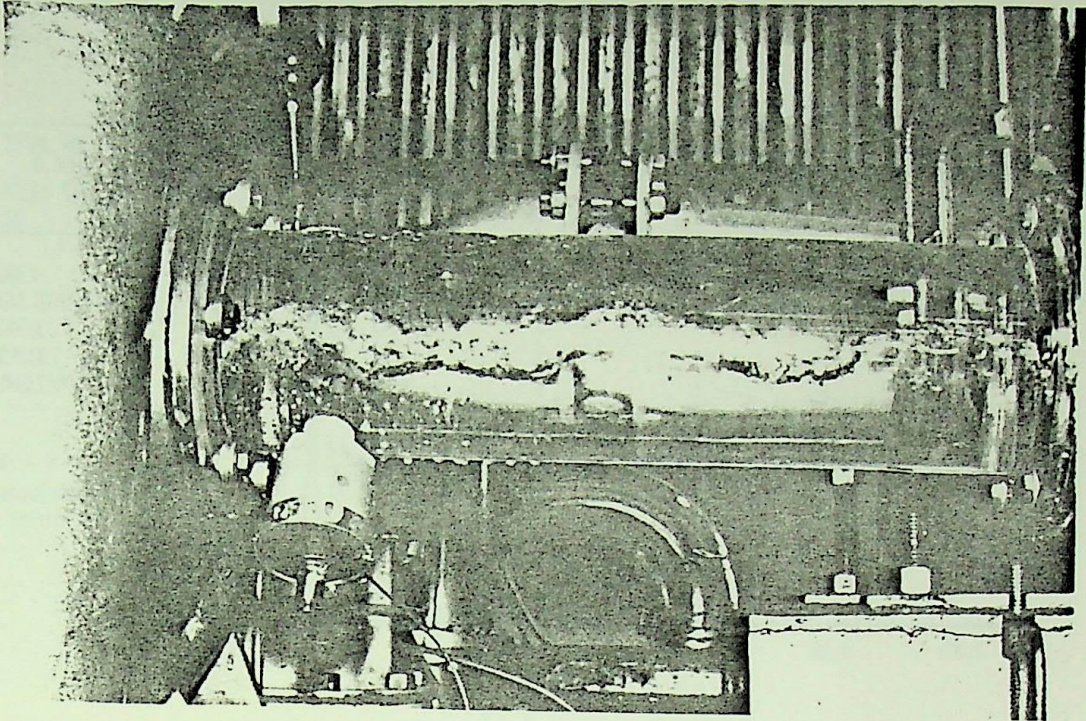
FIG. 4.3 - Ensaio nº 3 ($\Omega = 1,00$).
Continua



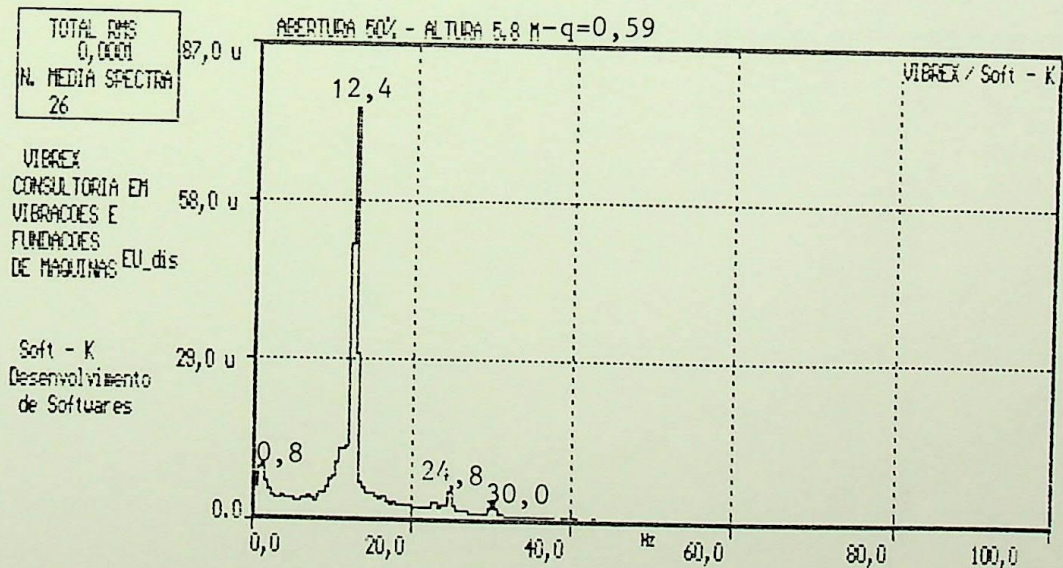
(c)
Espectro para $q = 0,46$.



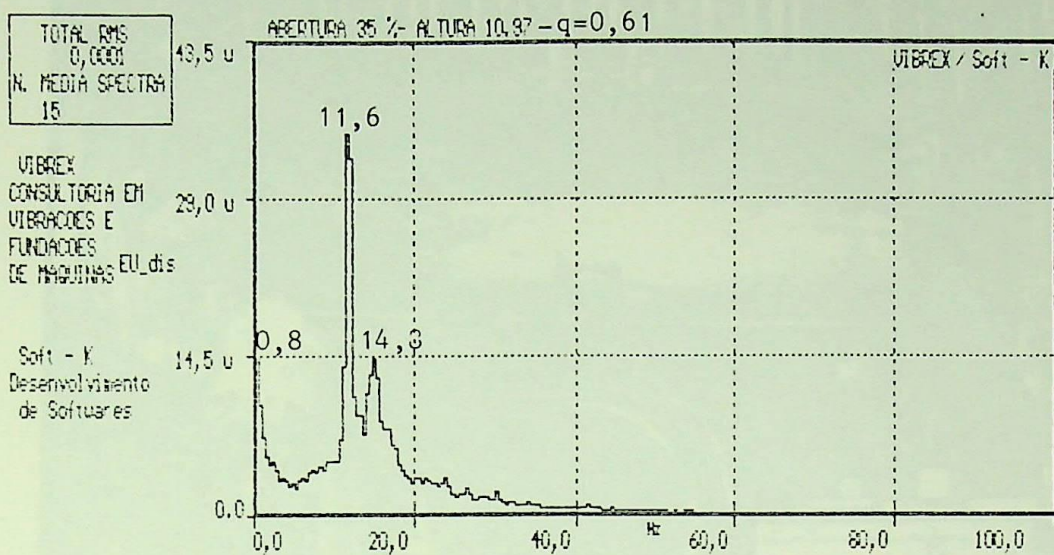
(d)
Espectro para $q = 0,55$.



(a)
Foto do ensaio.

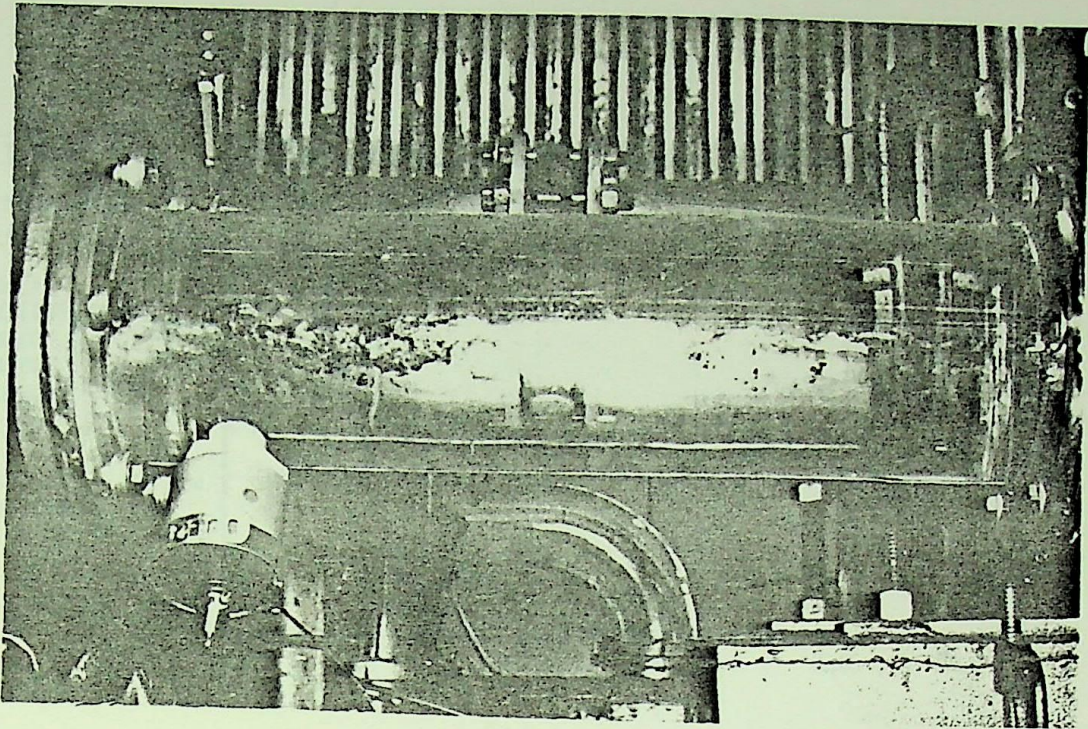


(b)
Espectro de frequências para $q = 0,59$.

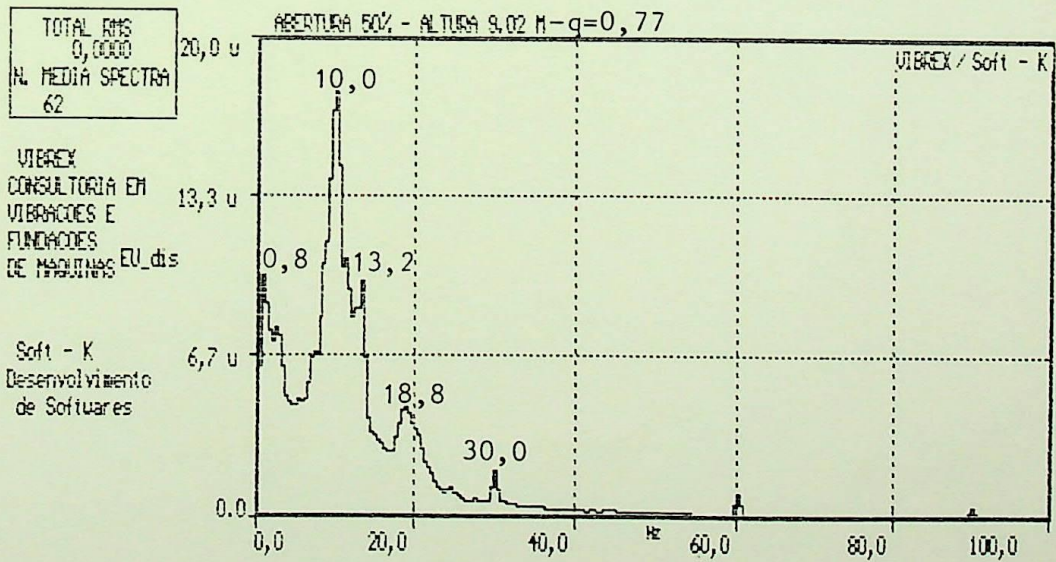


(c)
Espectro para $q = 0,61$.

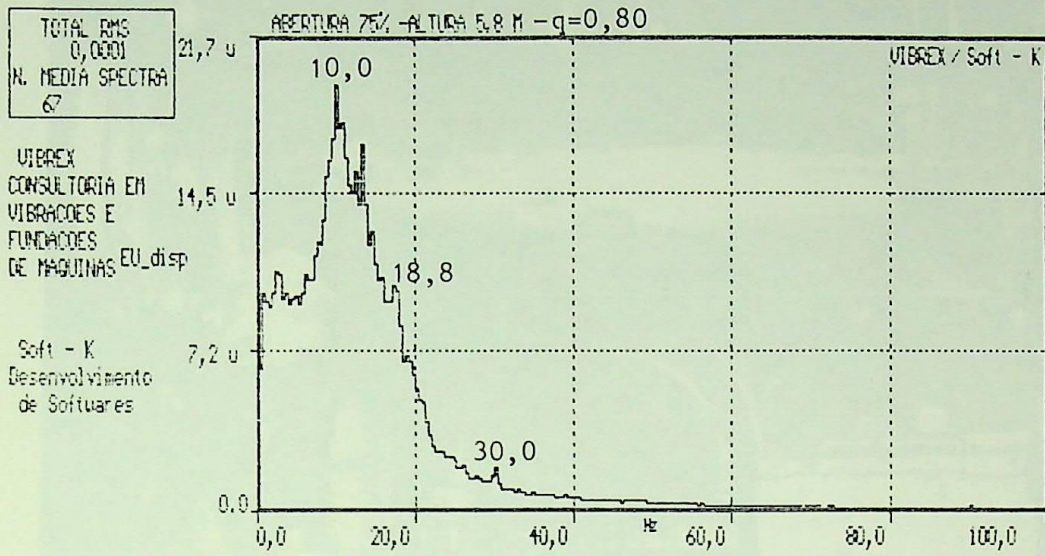
FIG. 4.4 - Continuação.



(a)
Foto do ensaio.

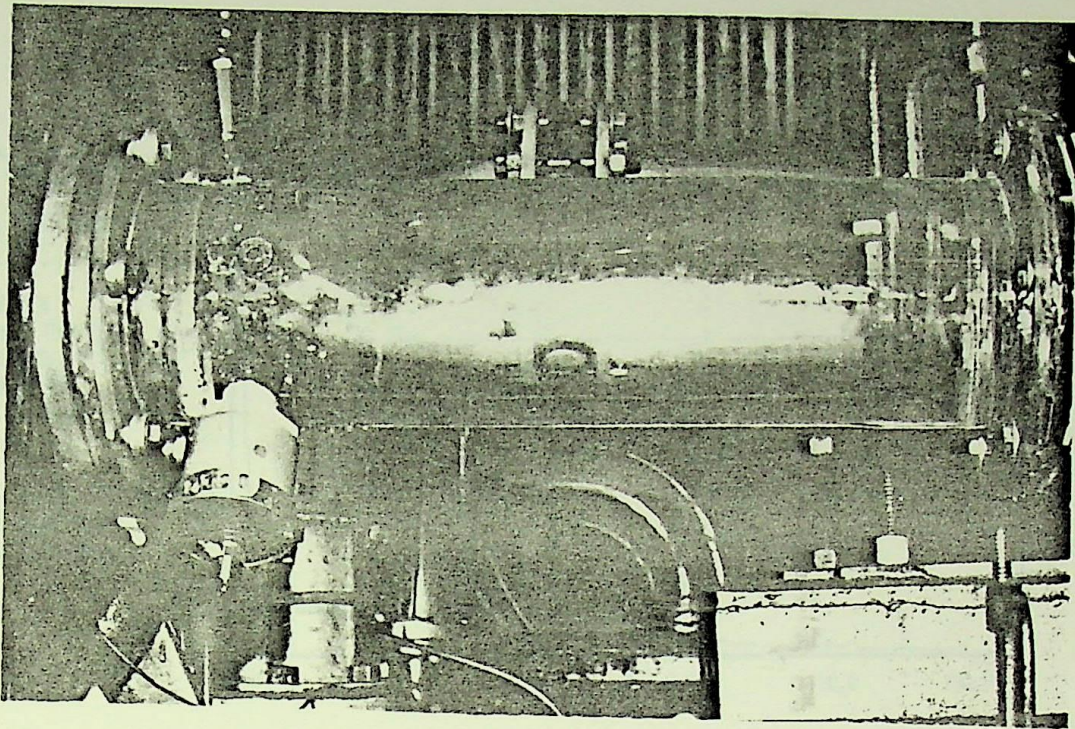


(b)
Espectro de freqüências para $q = 0,77$.

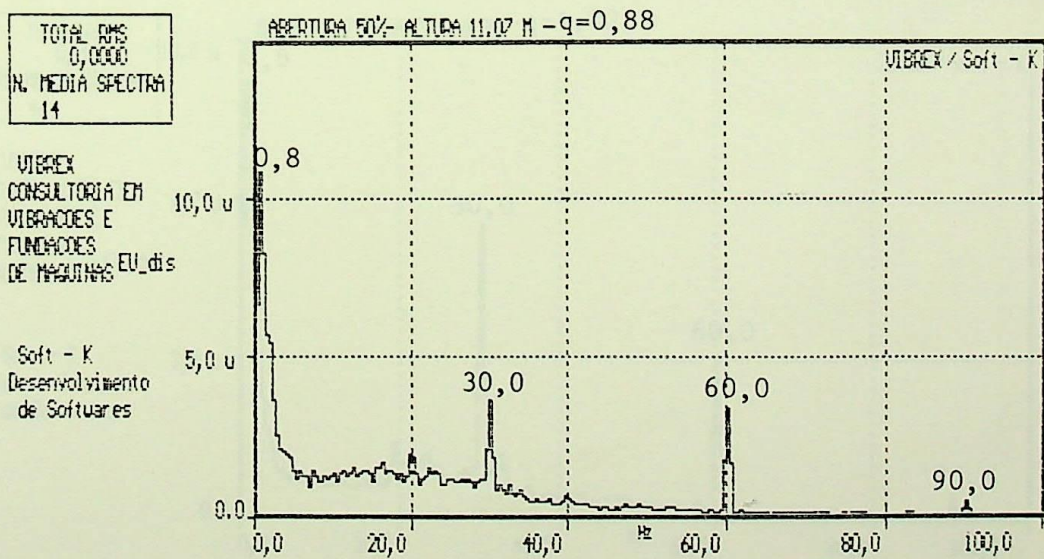


(c)
Espectro para $q = 0,80$.

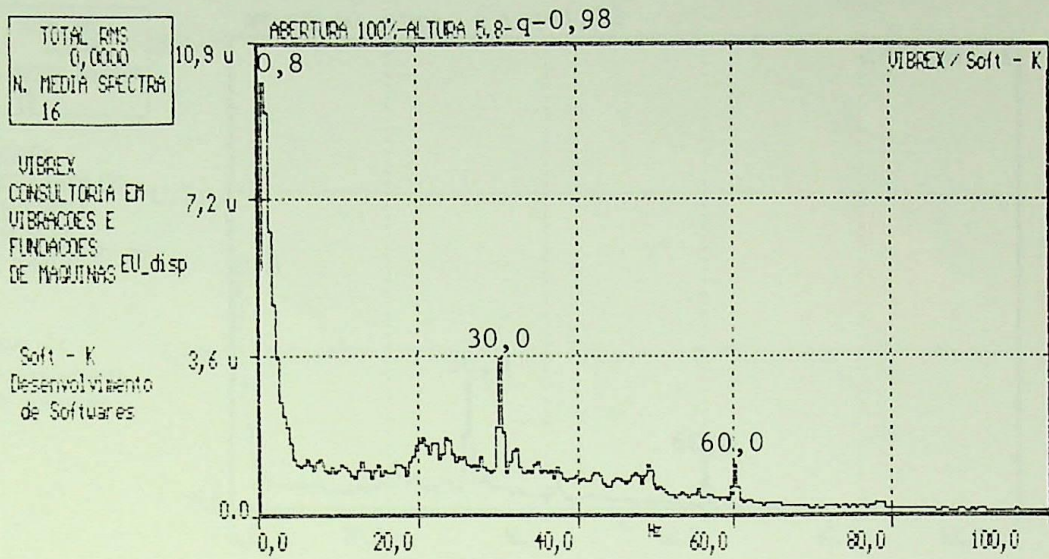
FIG. 4.5 - Continuação.



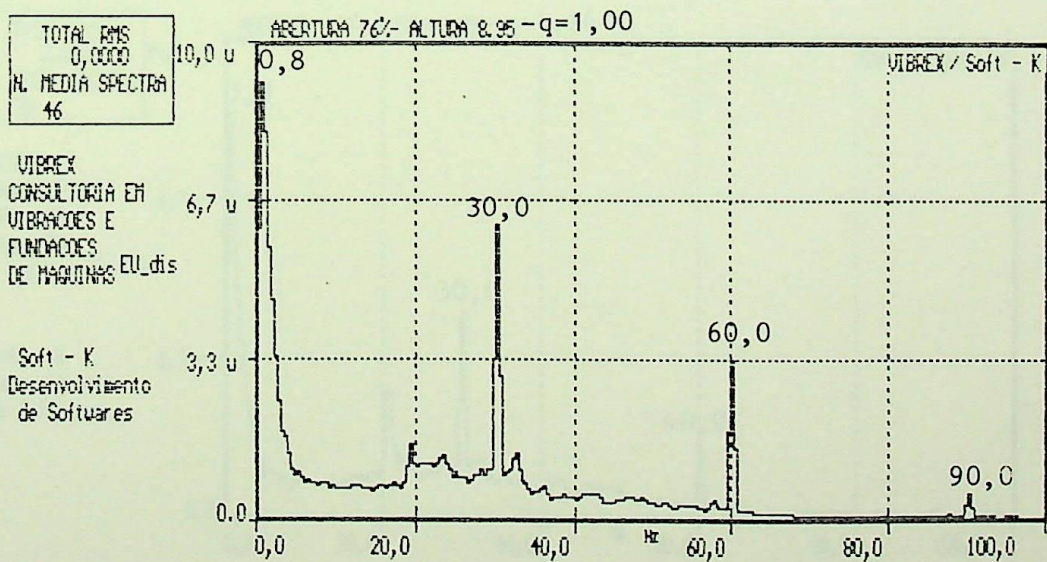
(a)
Foto do ensaio.



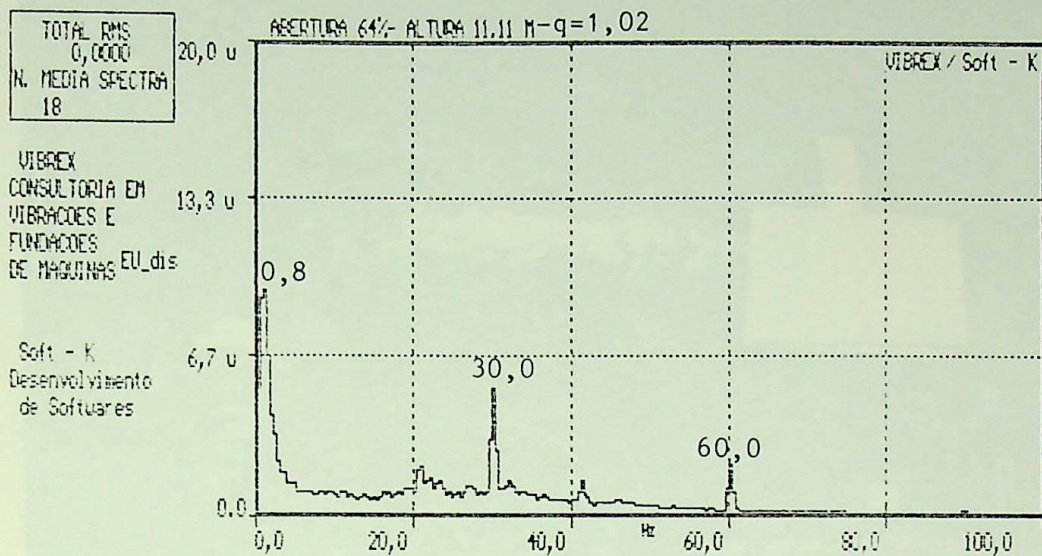
(b)
Espectro de frequências para $q = 0,88$.



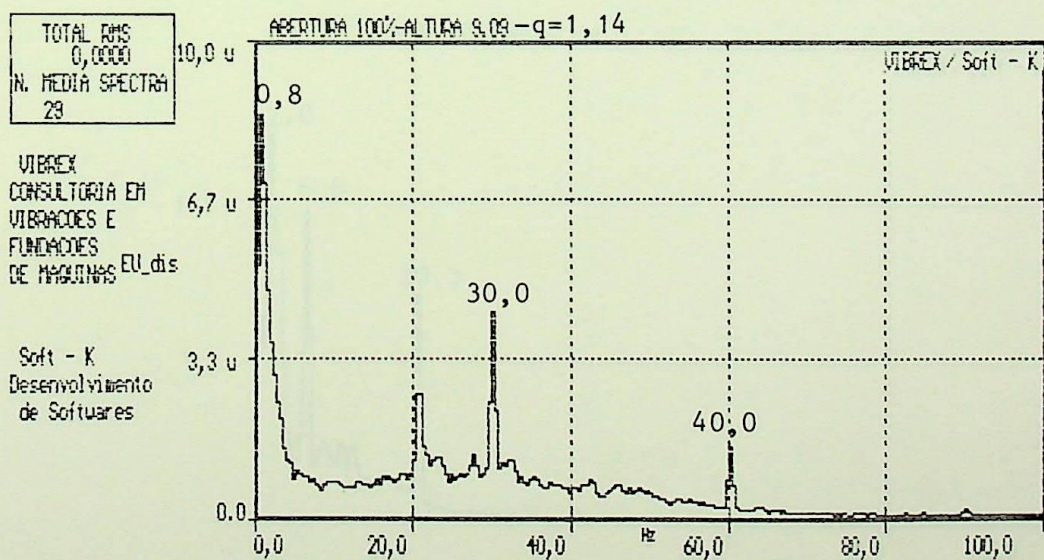
(c)
Espectro para $q = 0,98$.



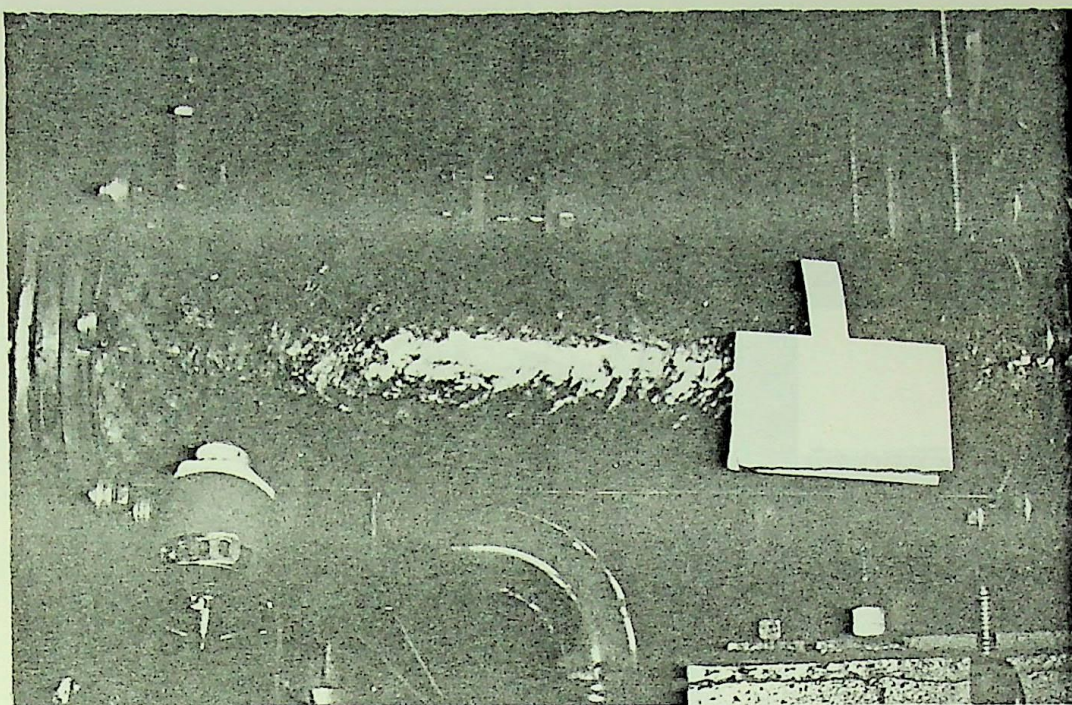
(d)
Espectro para $q = 1,00$.



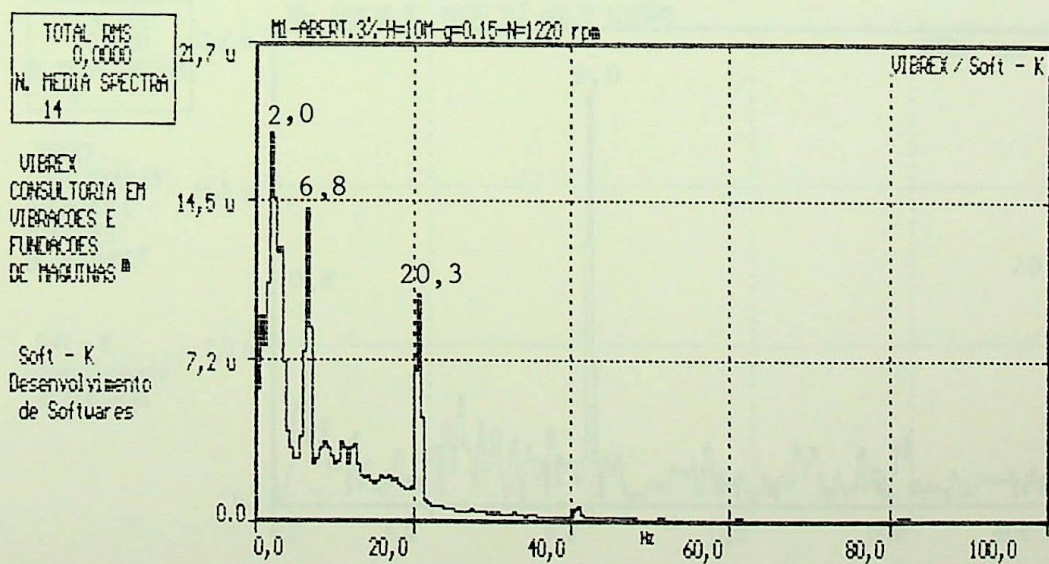
(e)
Espectro para $q = 1,02$.



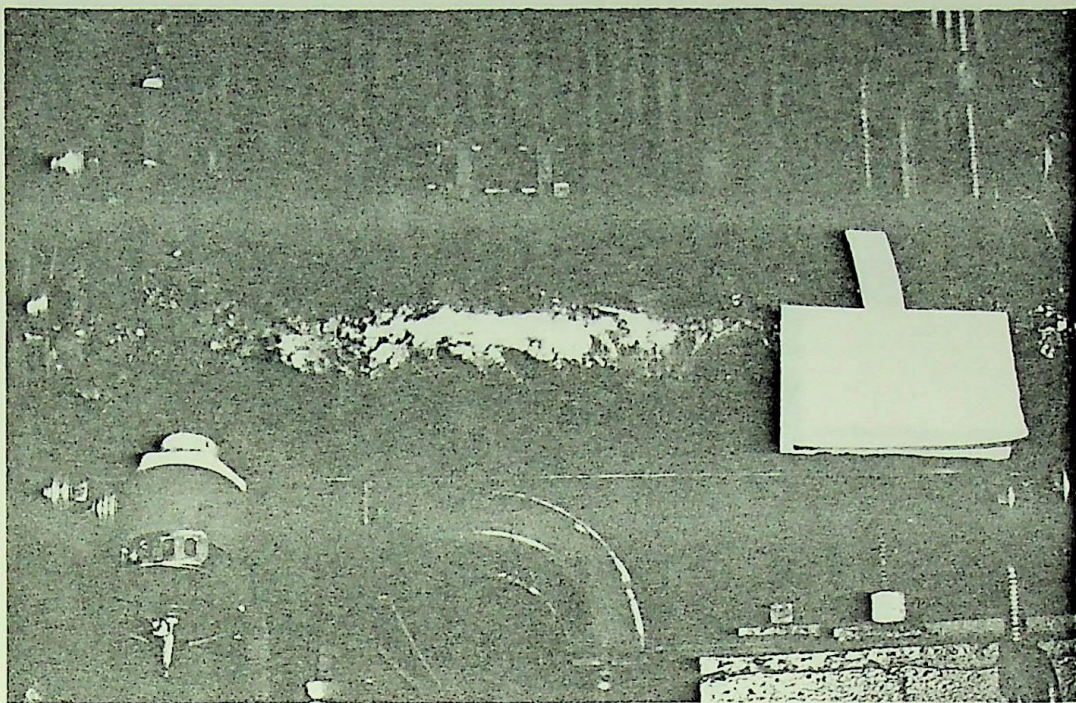
(f)
Espectro para $q = 1,14$.



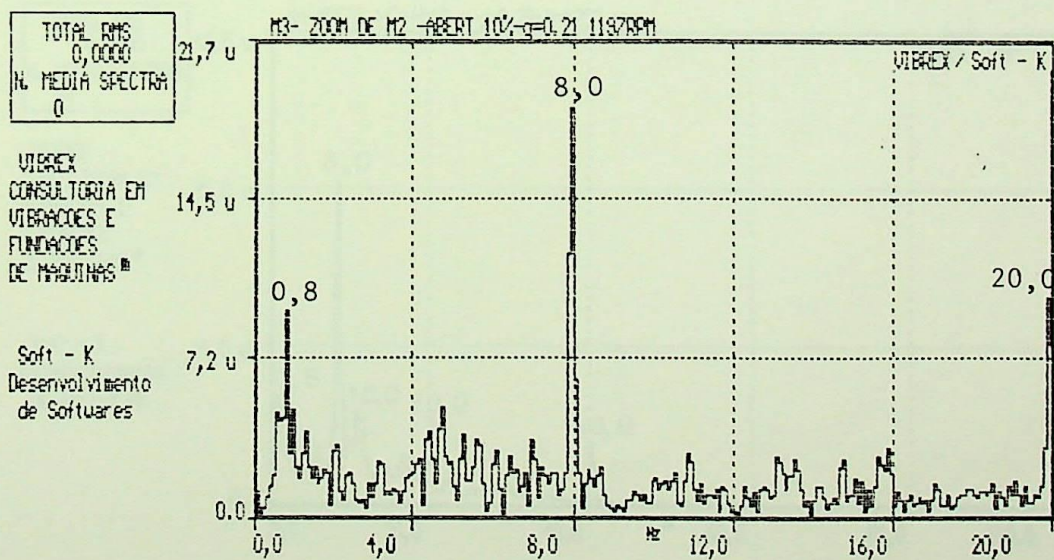
(a)
Foto do ensaio.



(b)
Espectro de frequências para $q = 0,15$.

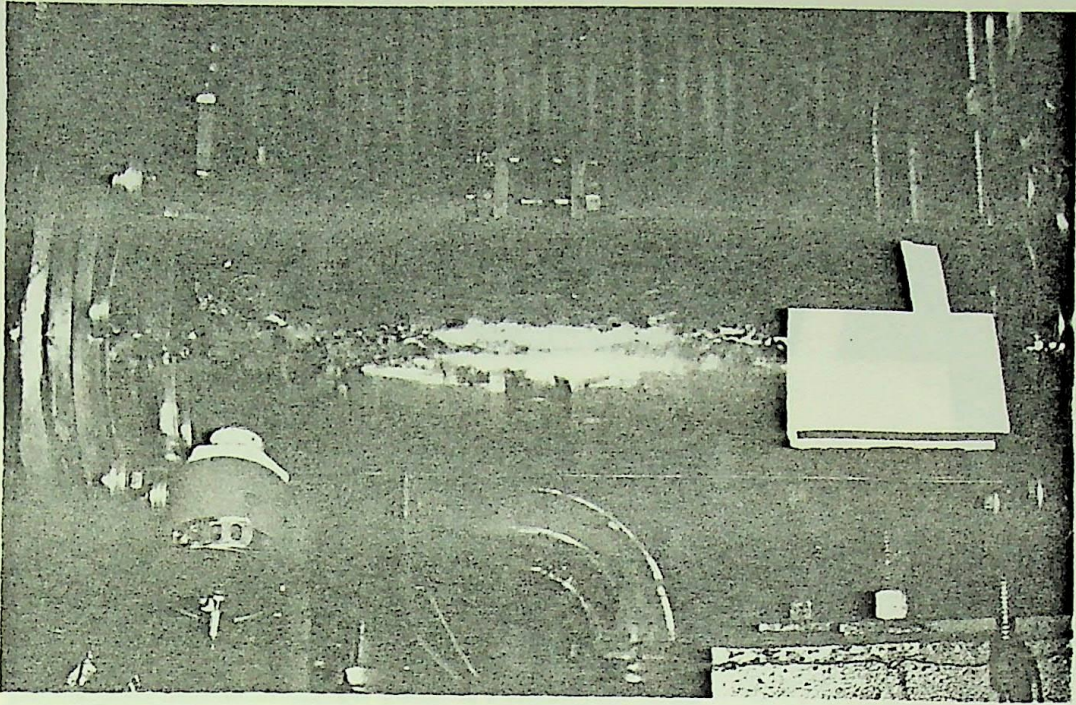


(a)
Foto do ensaio

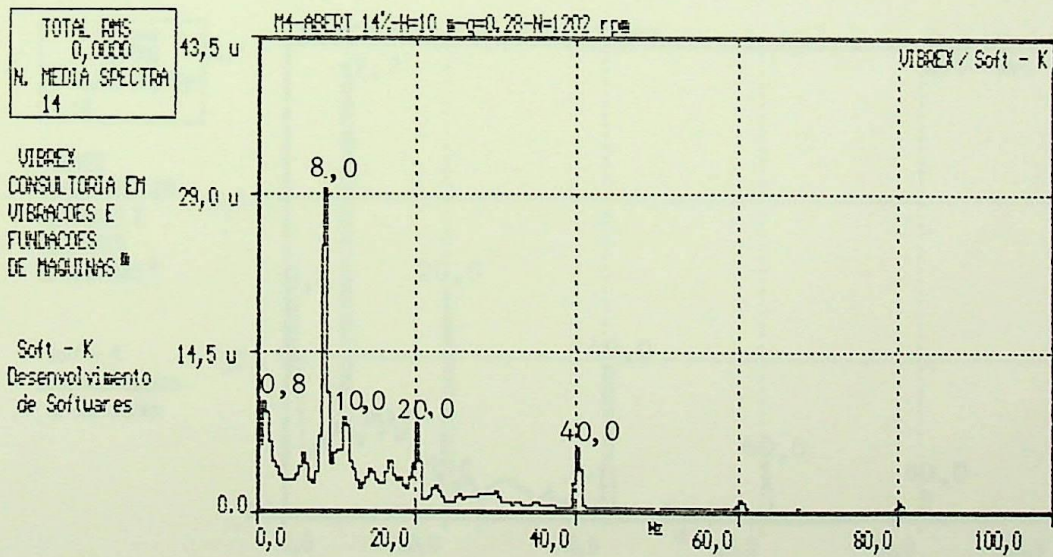


(b)
Espectro de frequências para $q = 0,21$.

FIG. 4.8 - Ensaio nº 2 ($\Omega = 0,67$).

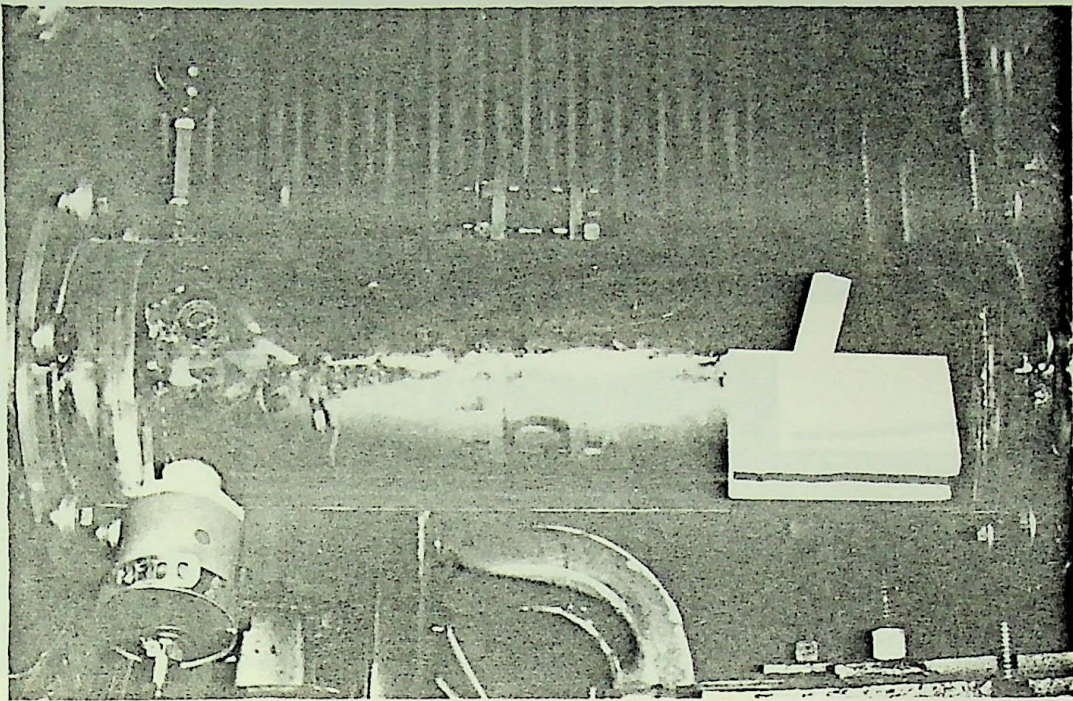


(a)
Foto do ensaio.



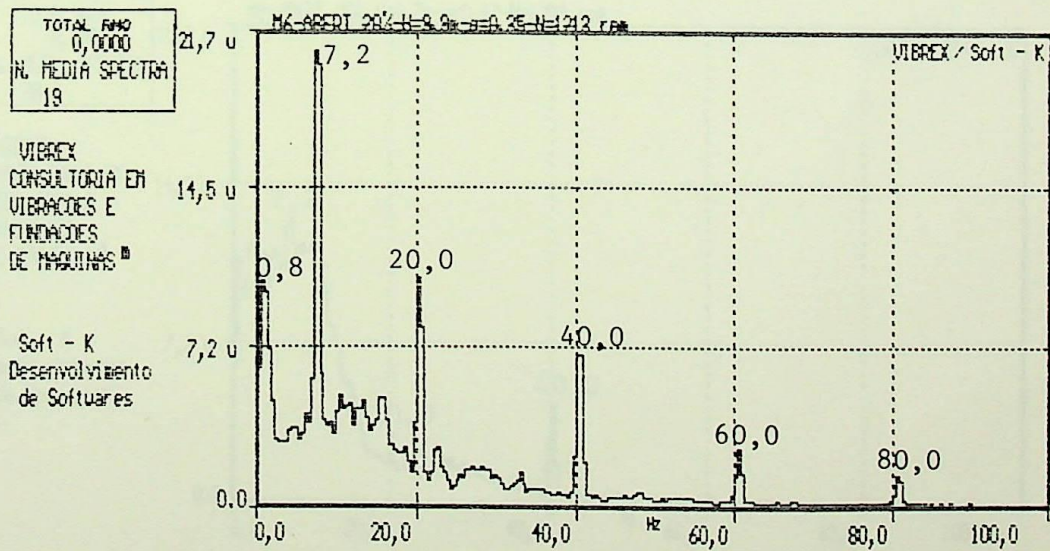
(b)
Espectro de frequências para $q = 0,28$.

FIG. 4.9 - Ensaio nº 3 ($\Omega = 0,67$).



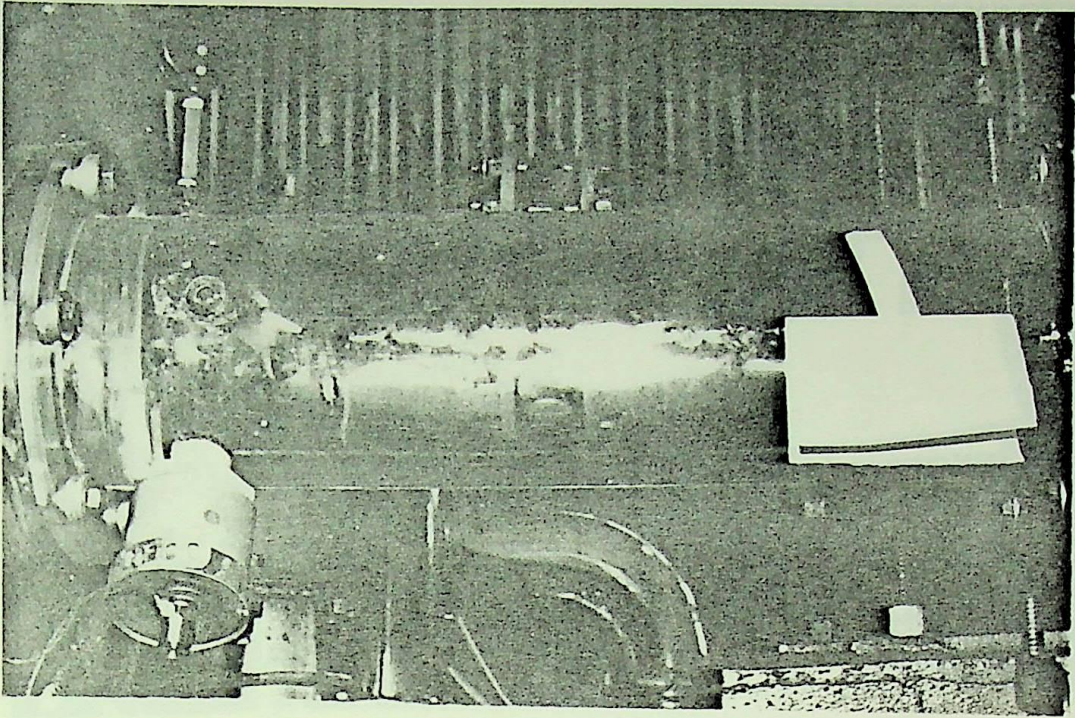
(a)

Foto do ensaio.

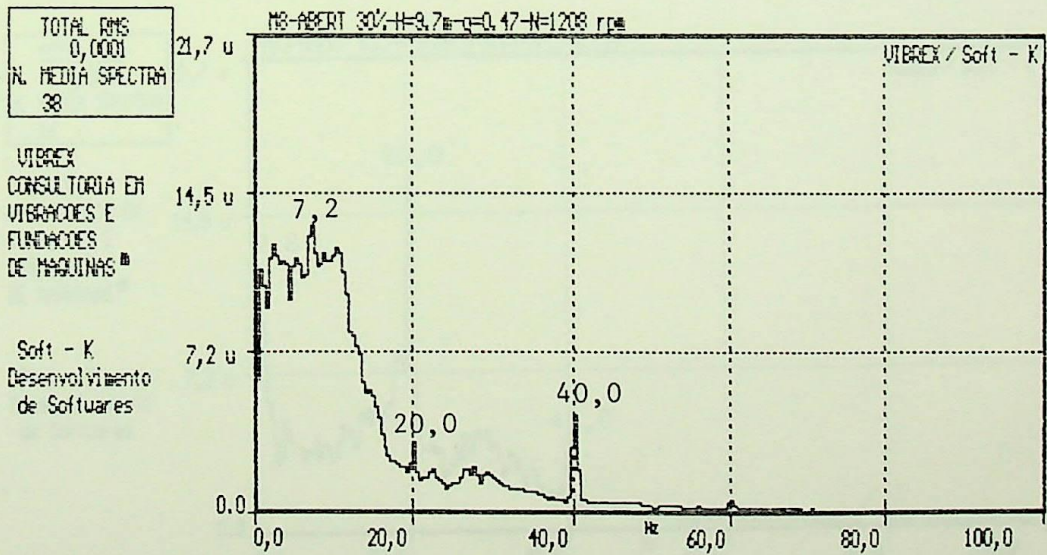


(b)

Espectro de frequências para $q = 0,35$.FIG. 4.10 - Ensaio nº 4 ($\Omega = 0,67$).

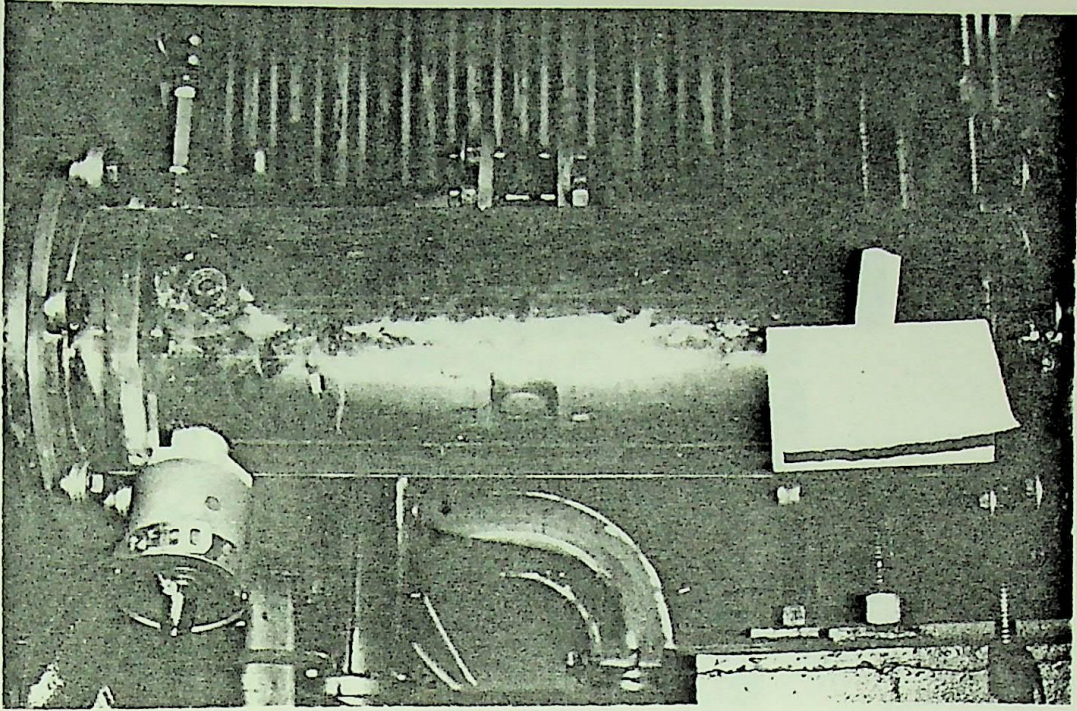


(a)
Foto do ensaio.

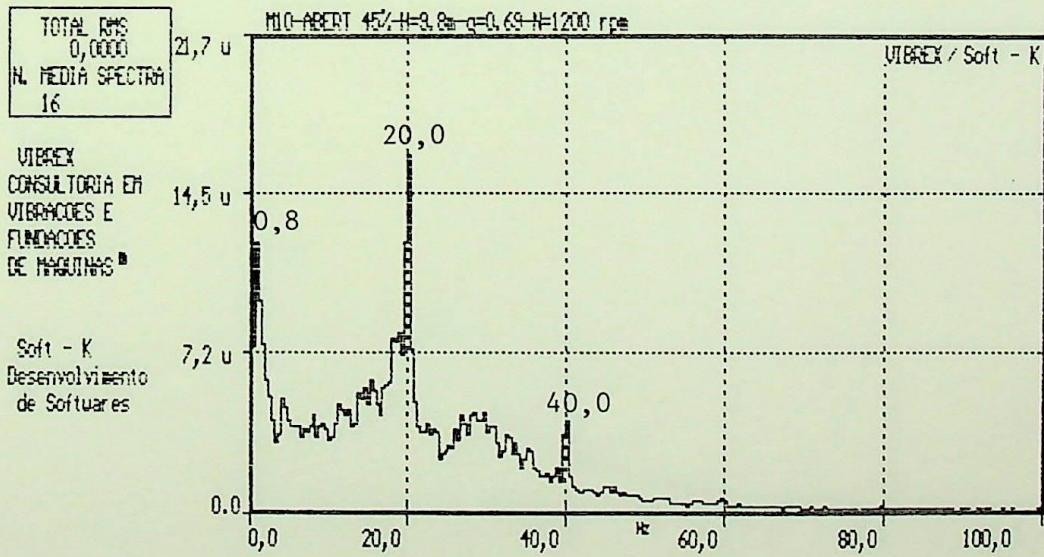


(b)
Espectro de frequências para $q = 0,47$.

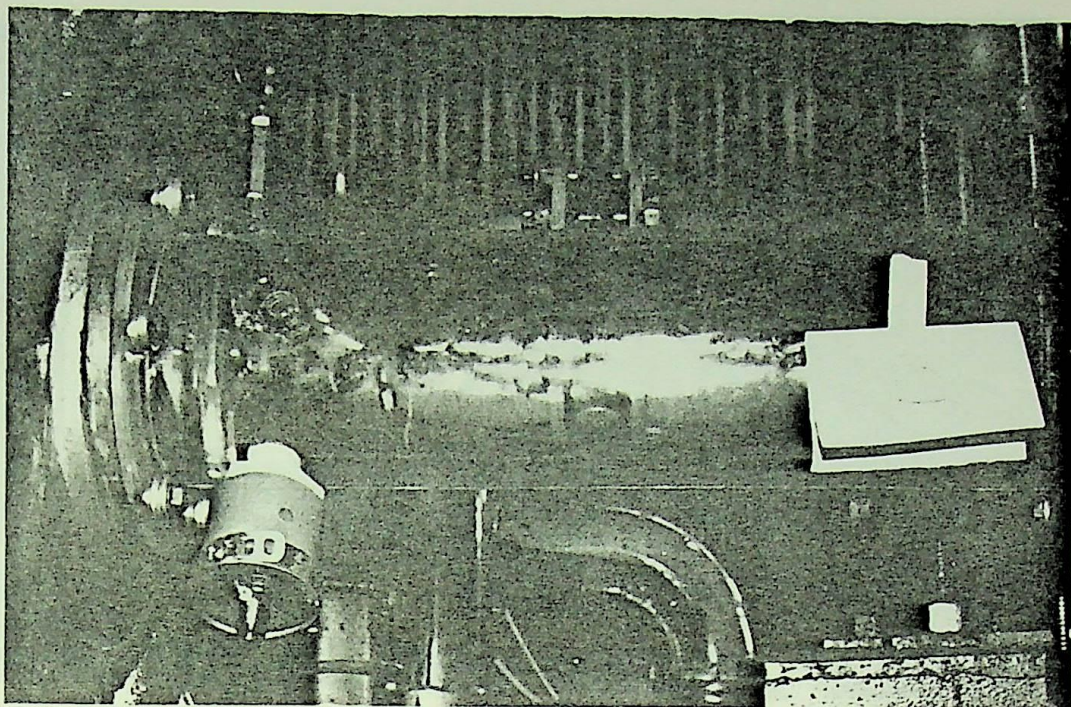
FIG. 4.11 - Ensaio nº 5 ($\Omega = 0,67$).



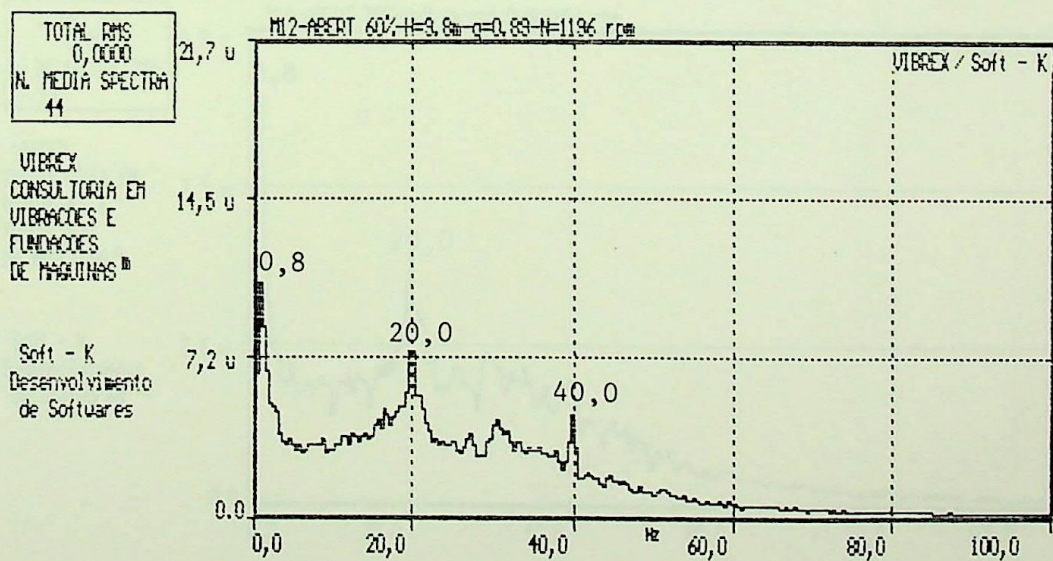
(a)
Foto do ensaio



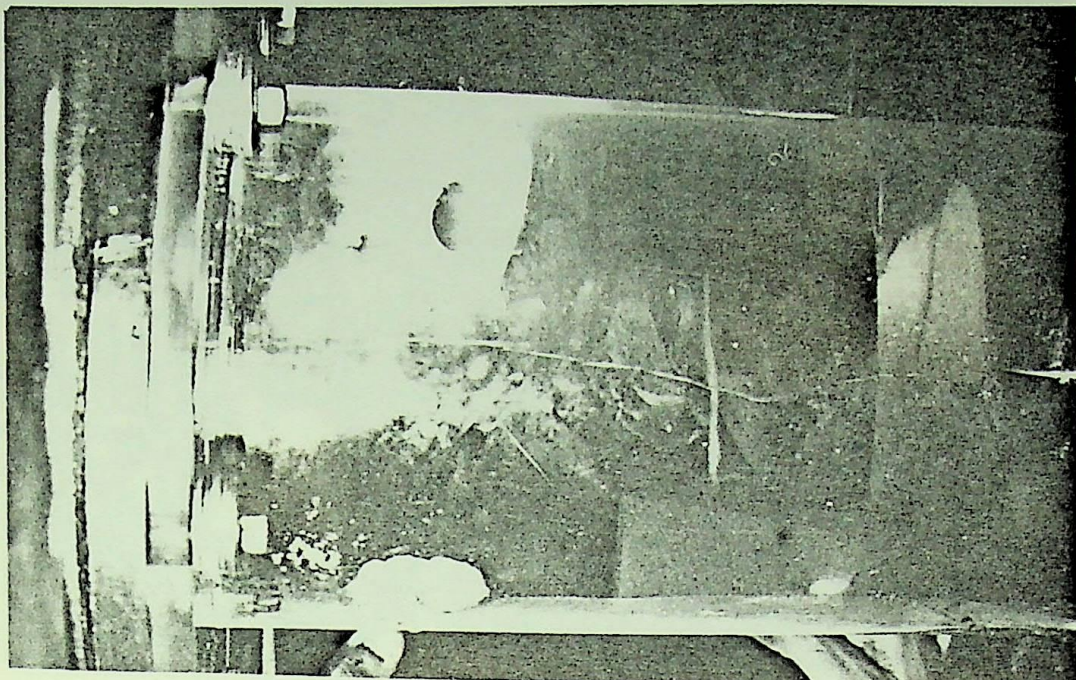
(b)
Espectro de frequências para $q = 0,69$.



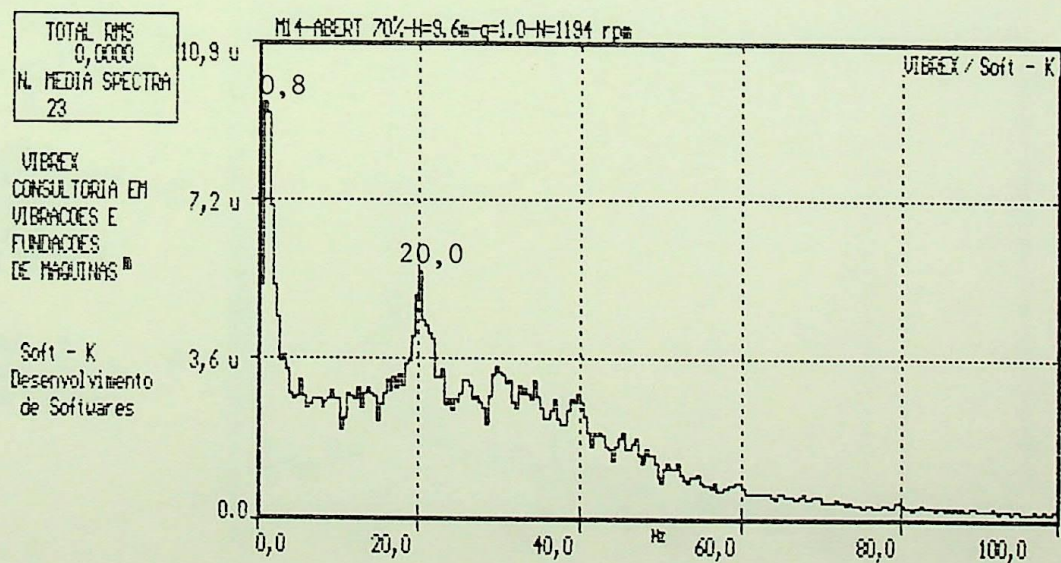
(a)
Foto do ensaio.



(b)
Espectro de frequências para $q = 0,89$.

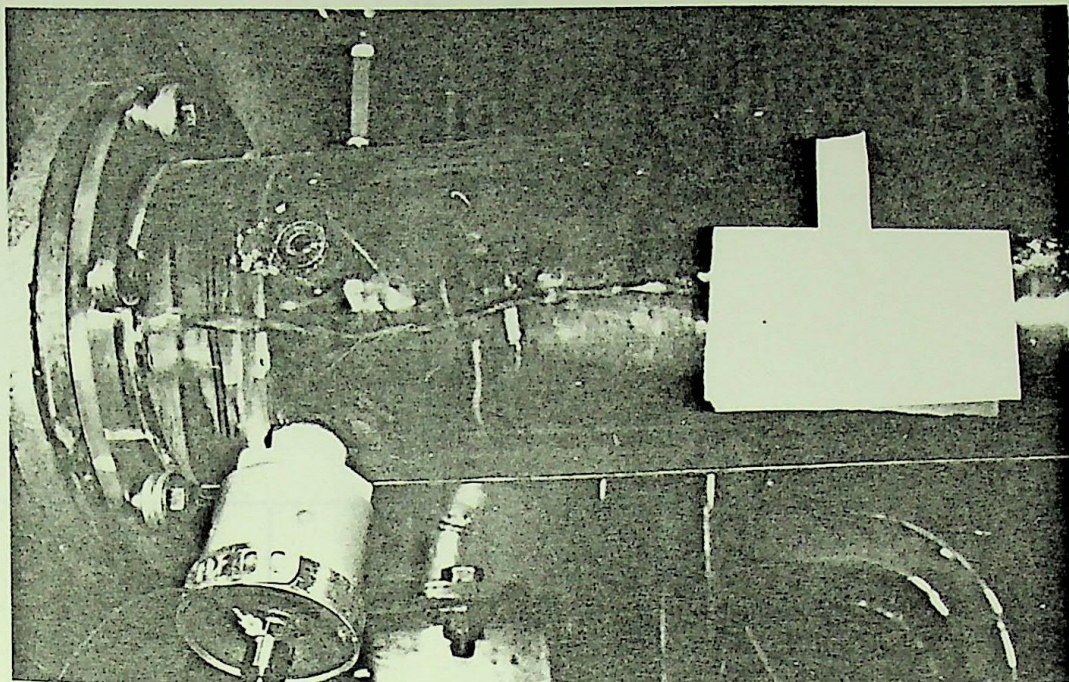


(a)
Foto do ensaio

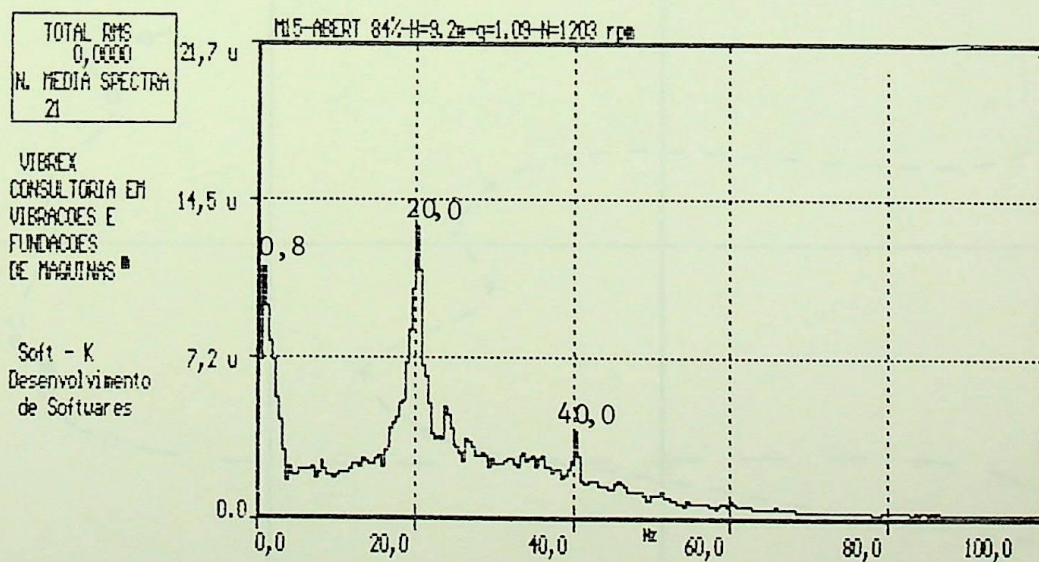


(b)
Espectro de frequências para $q = 1,0$.

FIG. 4.14 - Ensaio nº 8 ($\Omega = 0,67$).

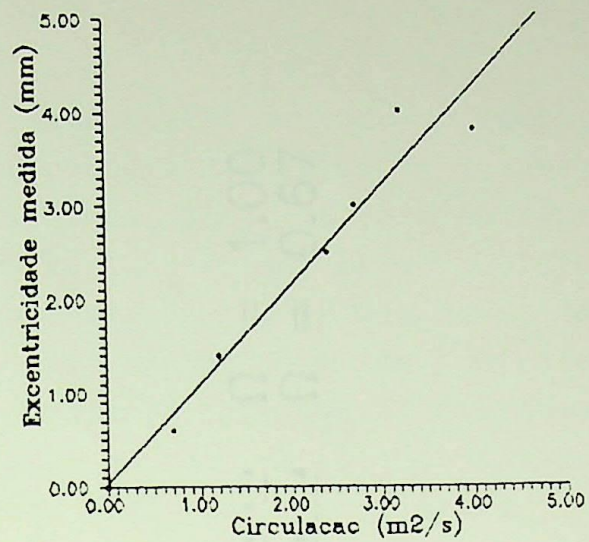


(a)
Foto do ensaio.

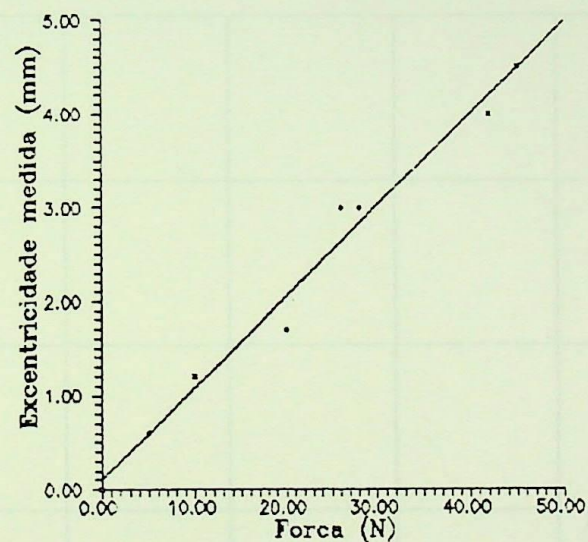


(b)
Espectro de frequências para $q = 1,09$.

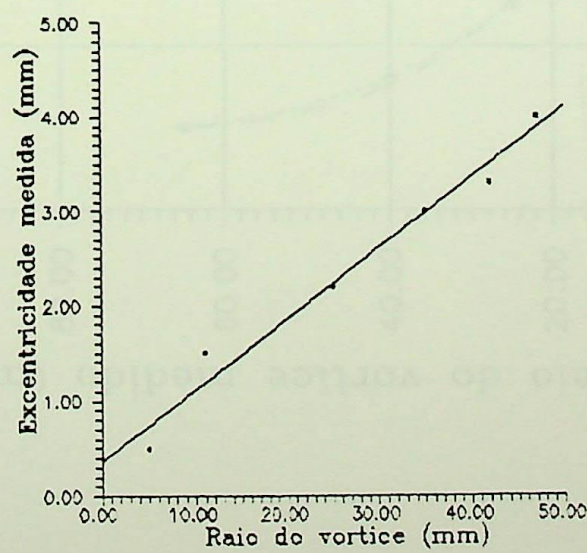
FIG. 4.15 - Ensaio nº 9 ($\Omega = 0,67$).



(a)

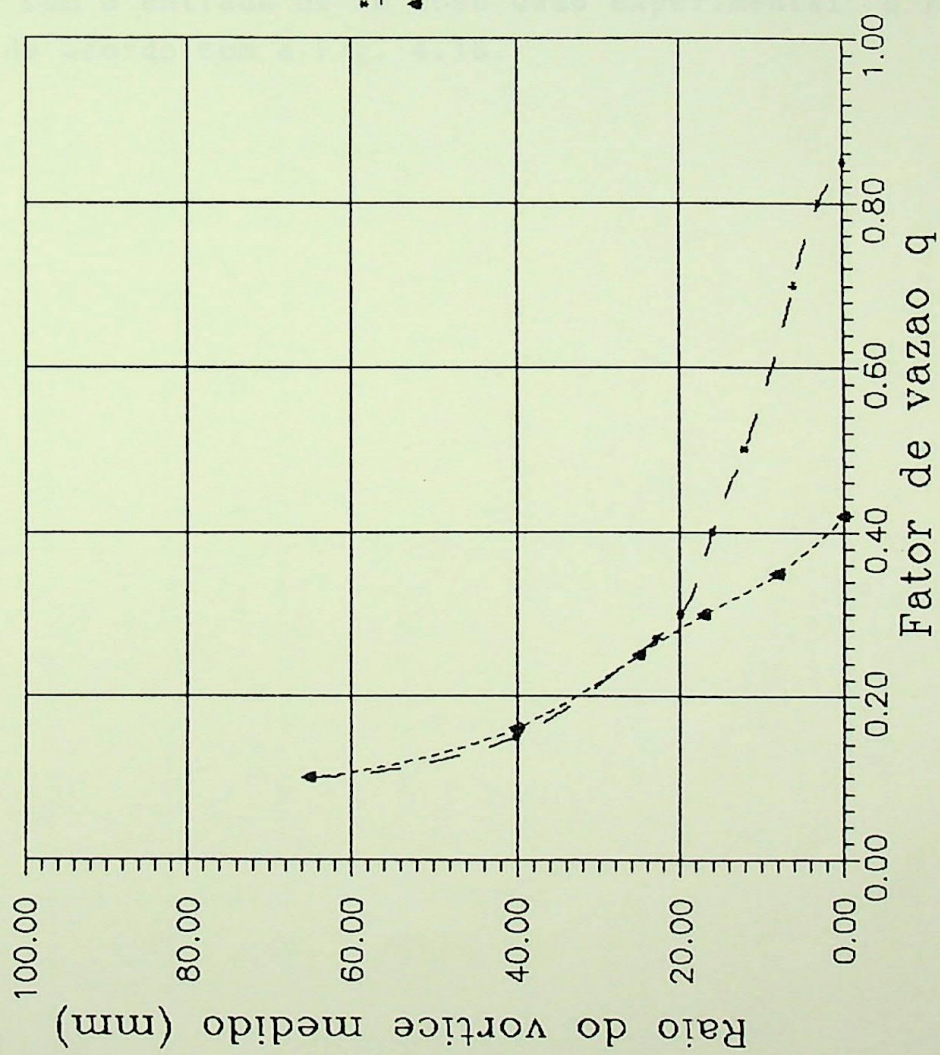


(b)



(c)

FIG. 4.17 - Excentricidade medida em função de:
(a) Circulaçao na saída do rotor;
(b) Força no tubo de sucção;
(c) Raio do vortice medido.



$\Omega = 1.00$
 $\Omega = 0.67$

FIG. 4.18 - Relações entre o raio do vortice medido e o fator de vazão para $\Omega = 1,00$ e $\Omega = 0,67$.

4.2 - RESULTADOS TEÓRICOS

A Fig. 4.19 mostra as curvas resultantes do modelo matemático com as hipóteses das excentricidades serem funções: da circulação na saída do rotor, do raio do vórtice e da força atuante no tubo de sucção. Sendo que estas 3 últimas variáveis foram obtidas por considerações teóricas deduzidas no Capítulo 2.

A Fig. 4.20 mostra um mesmo conjunto de curvas; entretanto, as excentricidades são obtidas experimentalmente e suas relações com a circulação, o raio do vórtice e a força no tubo de sucção são dadas pelos gráficos da Fig. 4.17.

A Fig. 4.21 retrata as mesmas curvas do conjunto anterior, porém, com a entrada de um novo dado experimental: o raio do vórtice, de acordo com a Fig. 4.18.

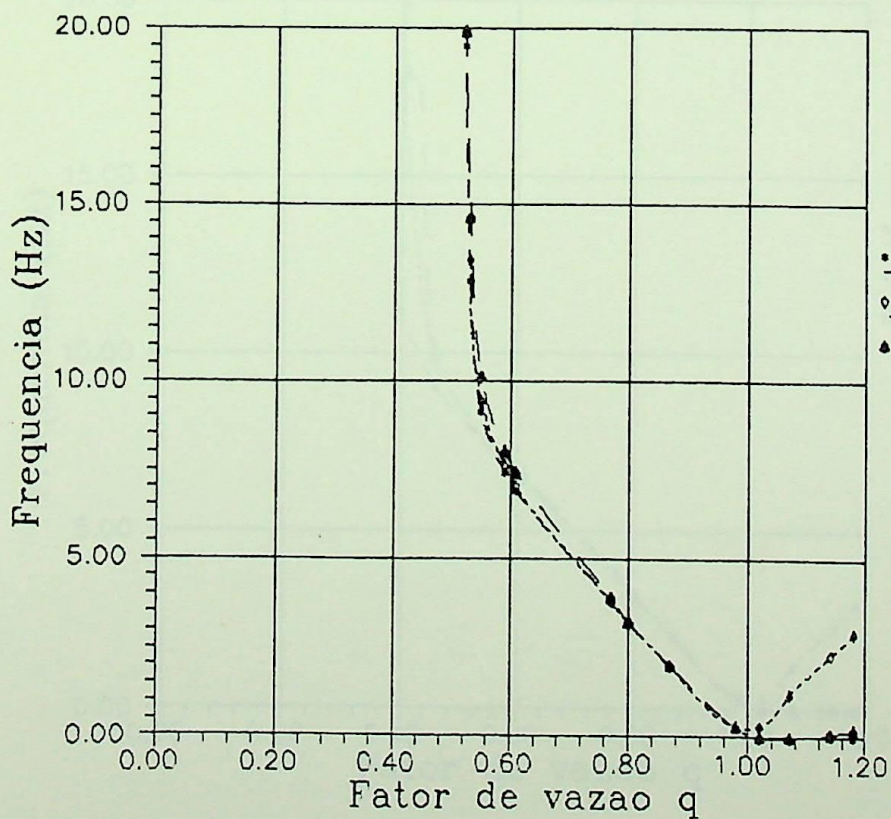
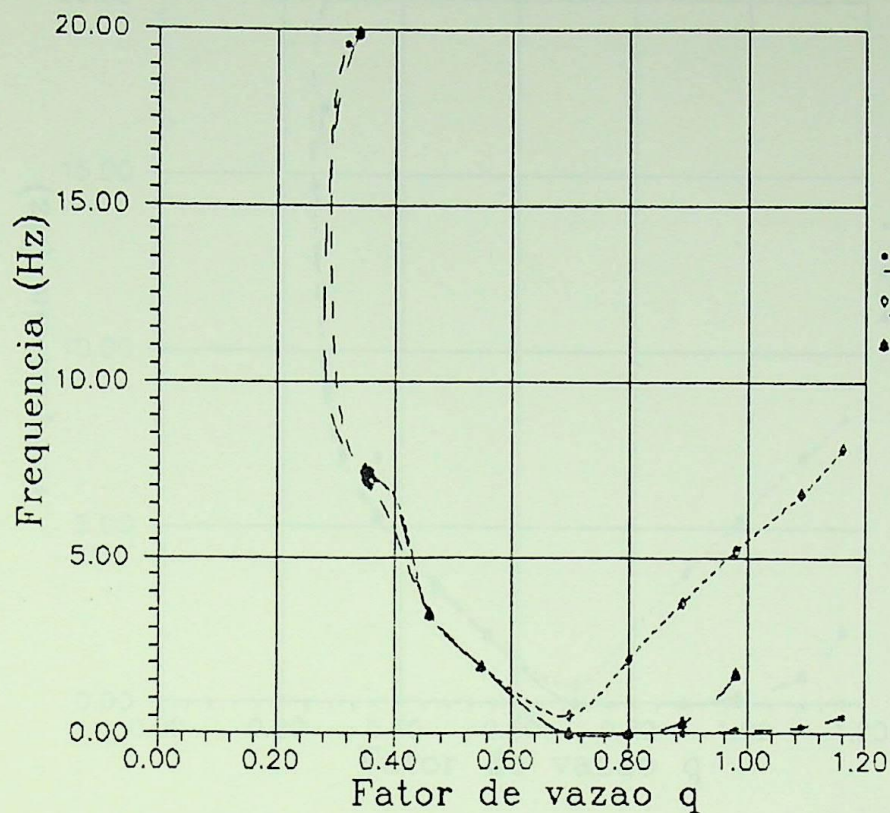


FIG. 4.19 - Curvas teóricas da frequência de precessão do vórtice de núcleo. Sem ajuste.

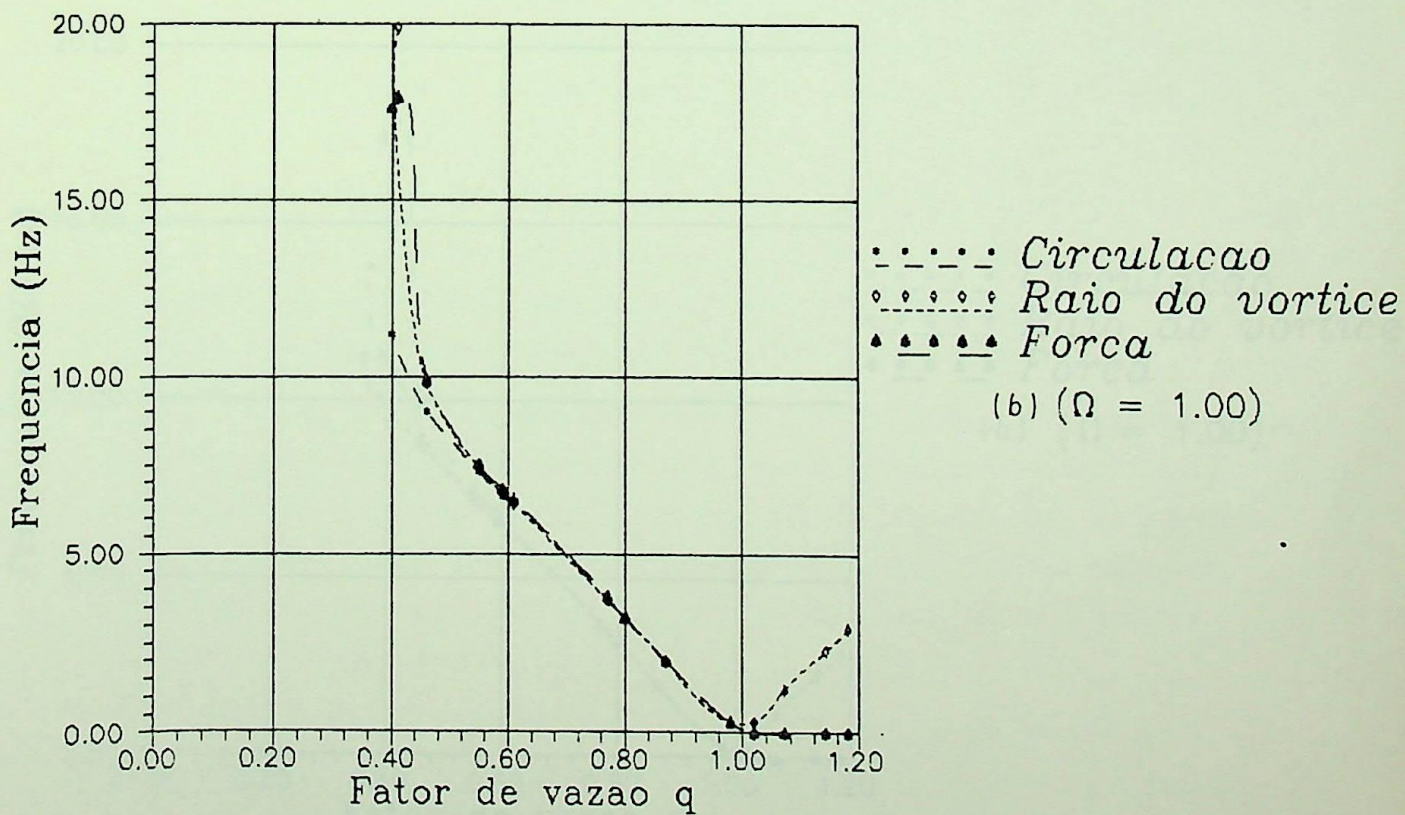
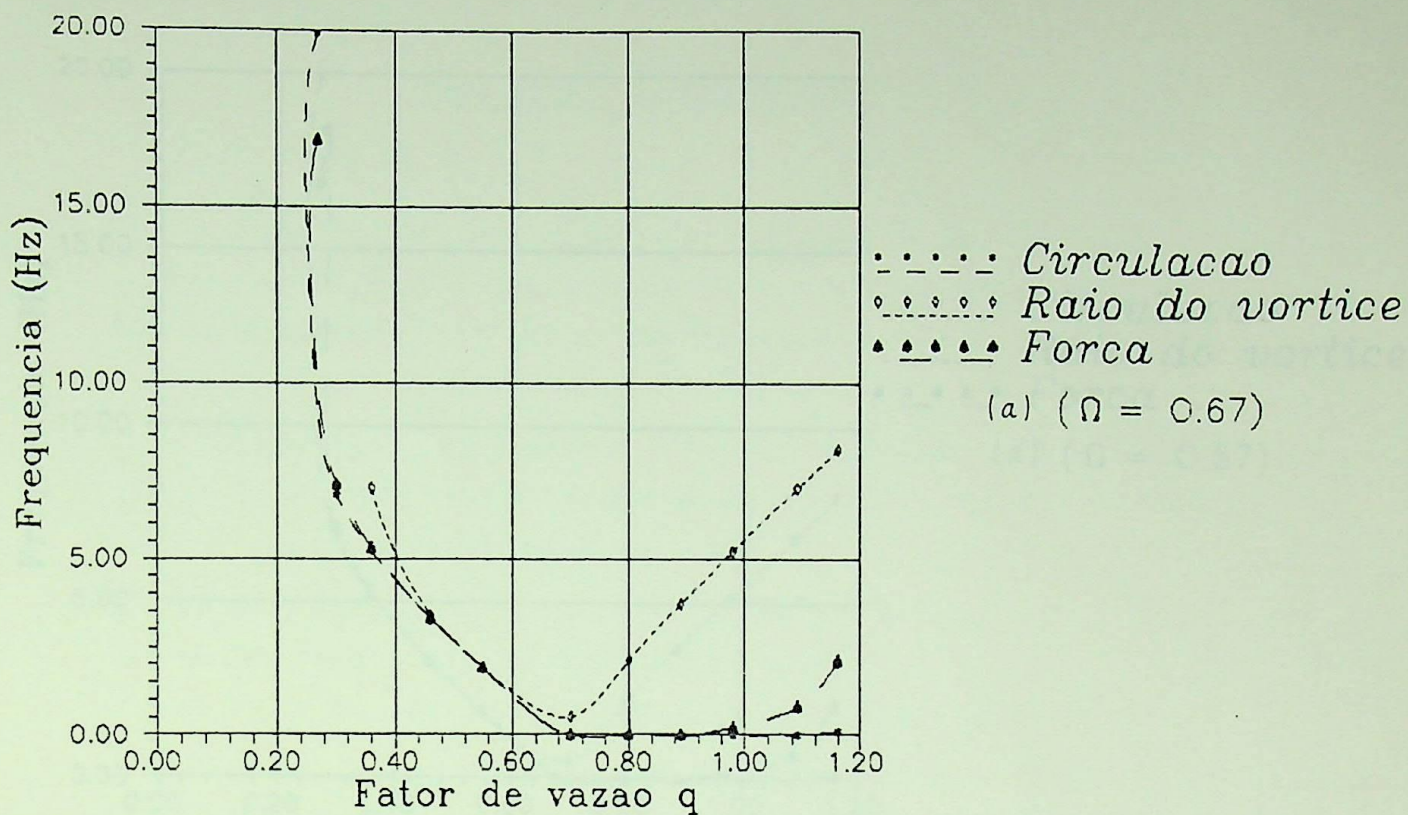


FIG. 4.20 - Curvas teóricas da frequência de precessão do vórtice de núcleo. Com ajuste da excentricidade do vórtice de núcleo.

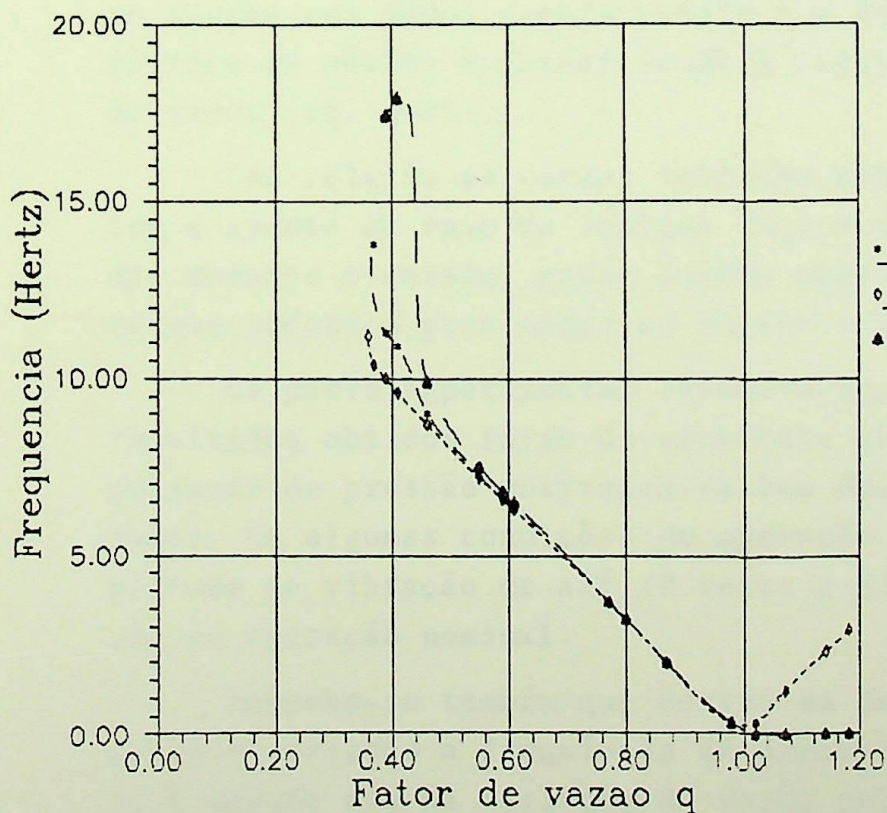
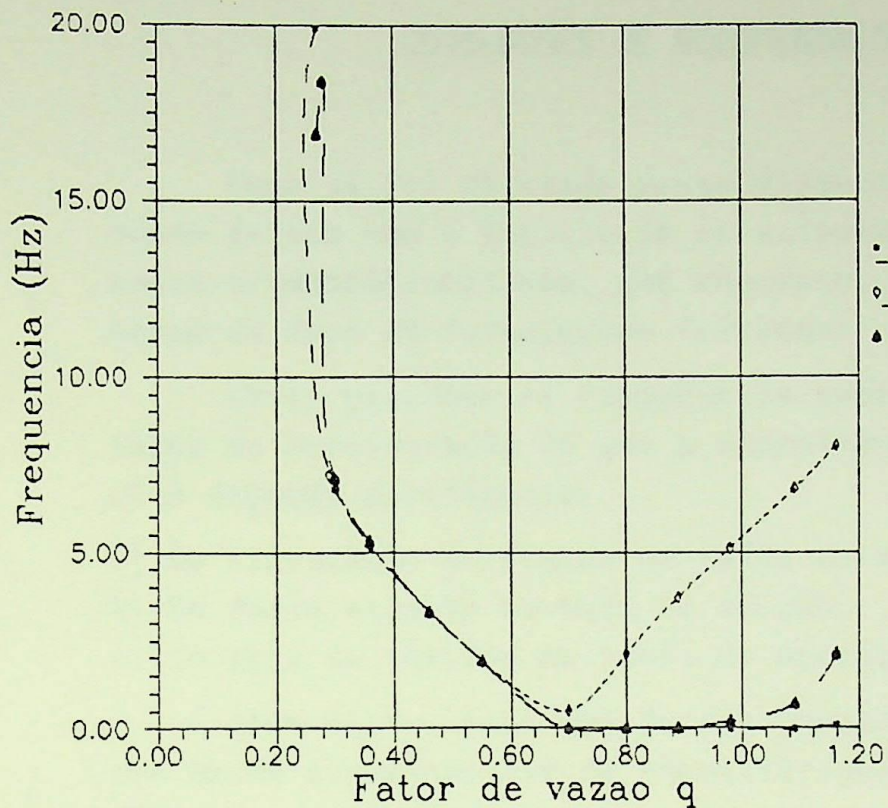


FIG. 4.21 - Curvas teóricas da frequência de precessão do vórtice de núcleo. Com ajuste da excentricidade e do raio do vórtice de núcleo.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Como já foi relatado nesta dissertação, existem trabalhos sendo feitos com o intuito de se estudar o fenômeno com um escoamento tridimensional mas, por enquanto, estas pesquisas não passaram da fase de formulações teóricas.

Nesta pesquisa as frequências teóricas obtidas foram resultados da consideração de que a excentricidade do vórtice de núcleo depende diretamente:

- a) da circulação do fluido na saída do rotor;
- b) da força atuante no tubo de sucção;
- c) do raio do vórtice no ponto de operação considerado.

Além disso, cada uma dessas proposições foram ajustadas com dados experimentais da excentricidade (e) e raio do vórtice (R_v).

Das 3 hipóteses consideradas percebe-se que a que melhor se ajusta aos dados experimentais é a de que a excentricidade do vórtice de núcleo é proporcional à circulação do fluido na saída do rotor (eq. 2.83).

Com relação as curvas teóricas nota-se também que mesmo com o ajuste do raio do vórtice (R_v) e excentricidade (e) medidos durante o ensaio, estas curvas possuem um comportamento quase que idêntico para todos os pontos calculados.

Da parte experimental ressalta-se, principalmente, que os resultados obtidos foram de excelente qualidade. Os sinais de pulsação de pressão mostraram-se bem definidos em todos os ensaios. Em algumas condições de operação os sinais possuem uma amplitude de vibração de até 10 vezes o sinal mais forte em condição de operação nominal.

Percebe-se também que dentro da faixa de ocorrência de pulsação de pressão a frequência de precessão da trança pouco oscila à medida que há variação da vazão pela turbina, isto é, a frequência se situa num patamar para uma determinada rotação da turbina (Fig. 4.16).

À medida que a rotação da turbina diminui, também diminui

o patamar de frequência de precessão do vórtice de núcleo (Fig. 4.16).

A faixa de instabilidade da máquina (com grandes oscilações de pressão e altos níveis de vibração) diminui de largura com o decréscimo de rotação da máquina (Fig. 4.16).

Para a turbina ensaiada obteve-se:

- para $\Omega = 1,00$ ($n \cong 1800$ [rpm]) \rightarrow patamar de aproximadamente 12 [Hz] com largura entre: $0,20 < q < 0,80$;
- para $\Omega = 0,67$ ($n \cong 1200$ [rpm]) \rightarrow patamar de aproximadamente 7,5 [Hz] com largura entre: $0,20 < q < 0,50$.

Dos resultados obtidos nos ensaios constata-se que a pulsação máxima de pressão ocorre para um valor de vazão Q próximo ao definido pela equação (2.80).

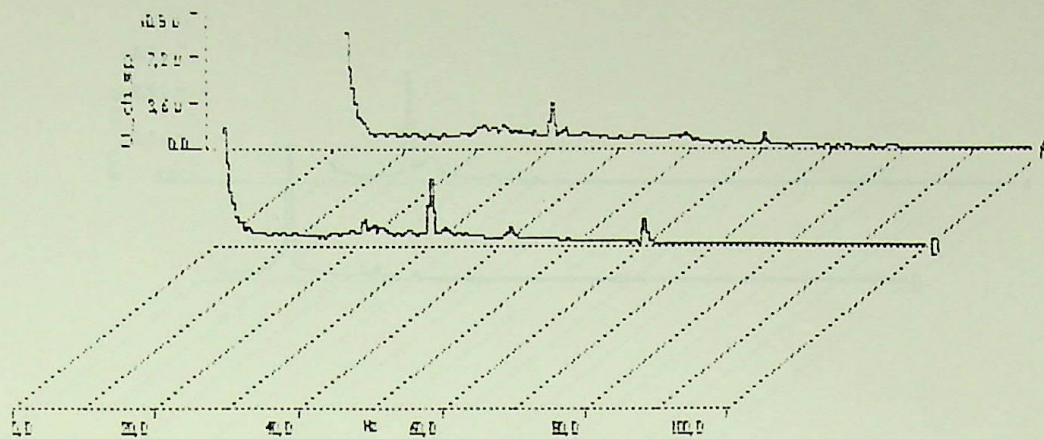
Na condição de vazão acima do ponto nominal o vórtice de núcleo é centrado e não se detecta pulsação de pressão no tubo de sucção (apesar do aumento do raio de vórtice), conforme as Figs. 4.14 e 4.15. Também se observa que o sentido de rotação do vórtice é contrário ao da turbina.

À medida que se afasta do ponto de operação nominal da turbina o fenômeno da cavitação torna-se mais pronunciado no lado de sucção das pás do rotor.

Das 3 grandezas fundamentais para o estudo de máquinas hidráulicas (vazão, altura e rotação) vê-se que fixado o valor da rotação os espectros de vibração da pulsação de pressão diferem muito pouco entre si para os mesmos valores do fator de vazão q , apesar de grandes variações da altura efetiva agindo sobre a turbina. Em suma, a altura H tem pouca influência sobre a frequência de precessão do vórtice de núcleo (Fig. 5.1). A frequência é, essencialmente, função da rotação e da vazão da turbina.

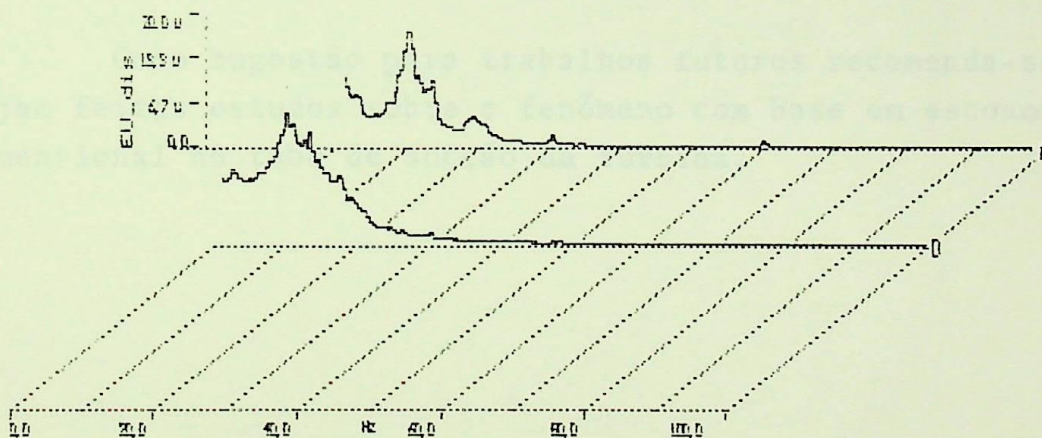
O presente trabalho atingiu o seu objetivo principal que é a verificação experimental sobre o fenômeno de vórtice de núcleo em Turbinas Francis.

De uma maneira geral observa-se que para determinados valores de q e Ω os resultados teóricos e experimentais apresentam uma boa concordância. Contudo, o comportamento das curvas não é semelhante, mesmo com as hipóteses levantadas sobre a excentricidade do vórtice de núcleo.



Posição	Gráfico
A	ABERTURA 100%-ALTURA 5.8 - $q = 0,98$
D	ABERTURA 64%- ALTURA 11.11 M - $q = 1,02$

(a)



Posição	Gráfico
A	ABERTURA 50% - ALTURA 9.02 M - $q = 0,77$
D	ABERTURA 75% -ALTURA 5.8 M - $q = 0,80$

(b)

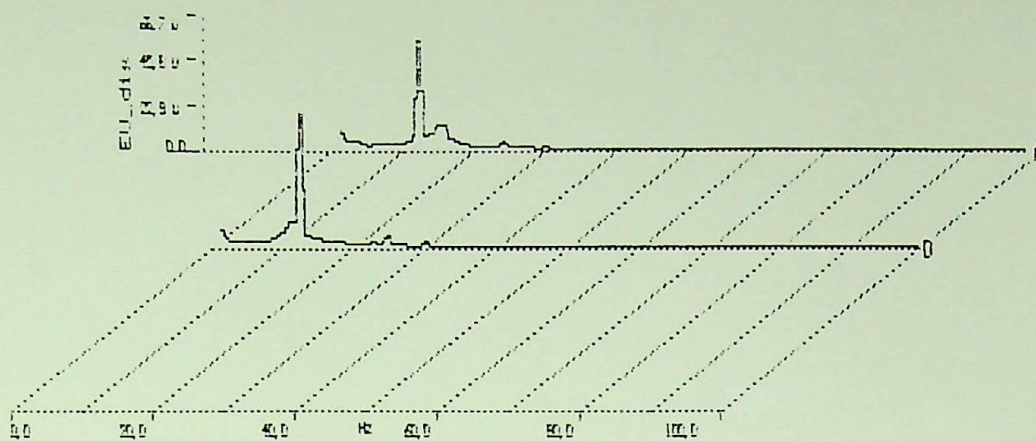
FIG. 5.1 - Comparação entre espectros de frequências para pontos de operação com q e Ω constantes e altura efetiva H variável:

(a) $q = 1,00$ - $\Omega = 1,00$.

(b) $q = 0,78$ - $\Omega = 1,00$.

(c) $q = 0,57$ - $\Omega = 1,00$.

Continua.

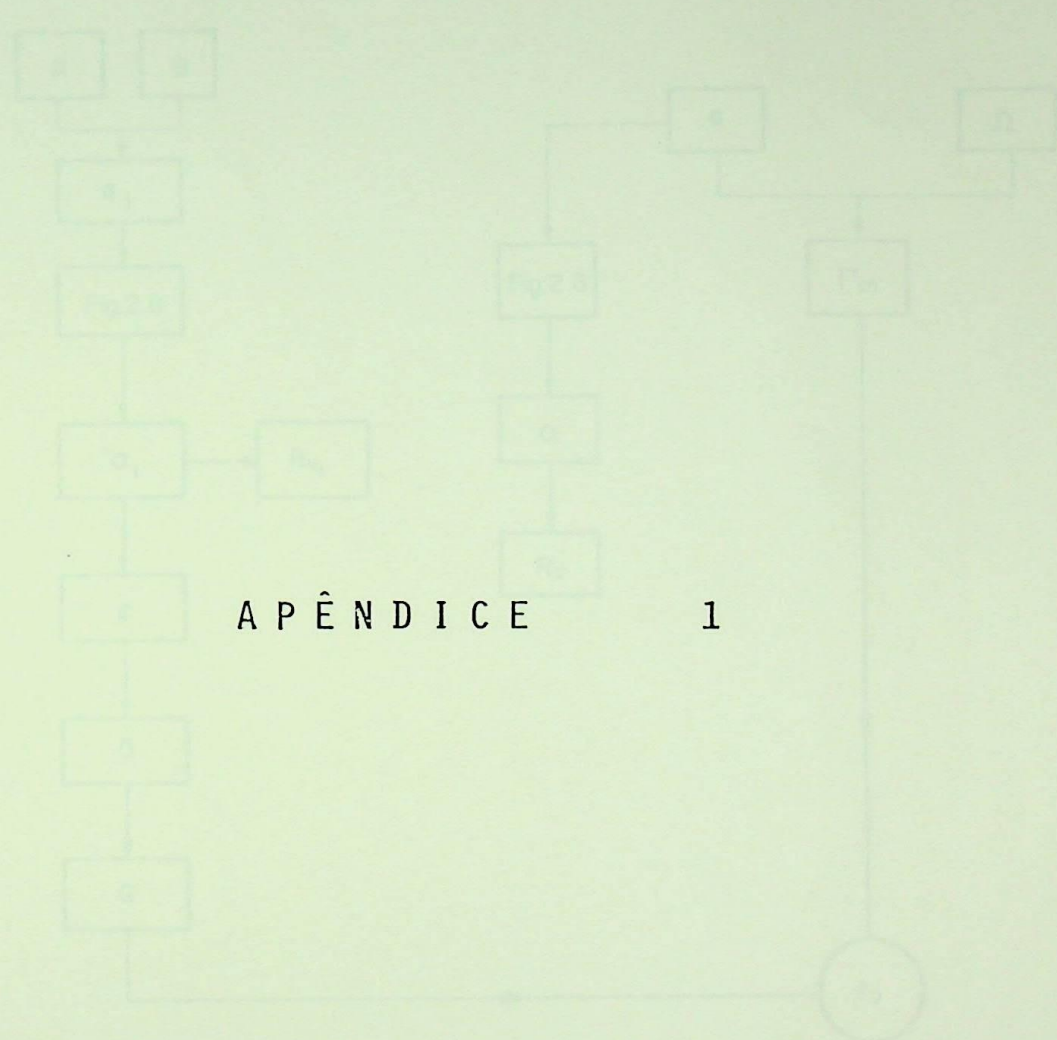


Posição	Gráfico
A	ABERTURA 35% - ALTURA 9 M - $q = 0,55$
D	ABERTURA 50% - ALTURA 5,6 M - $q = 0,59$

(c)

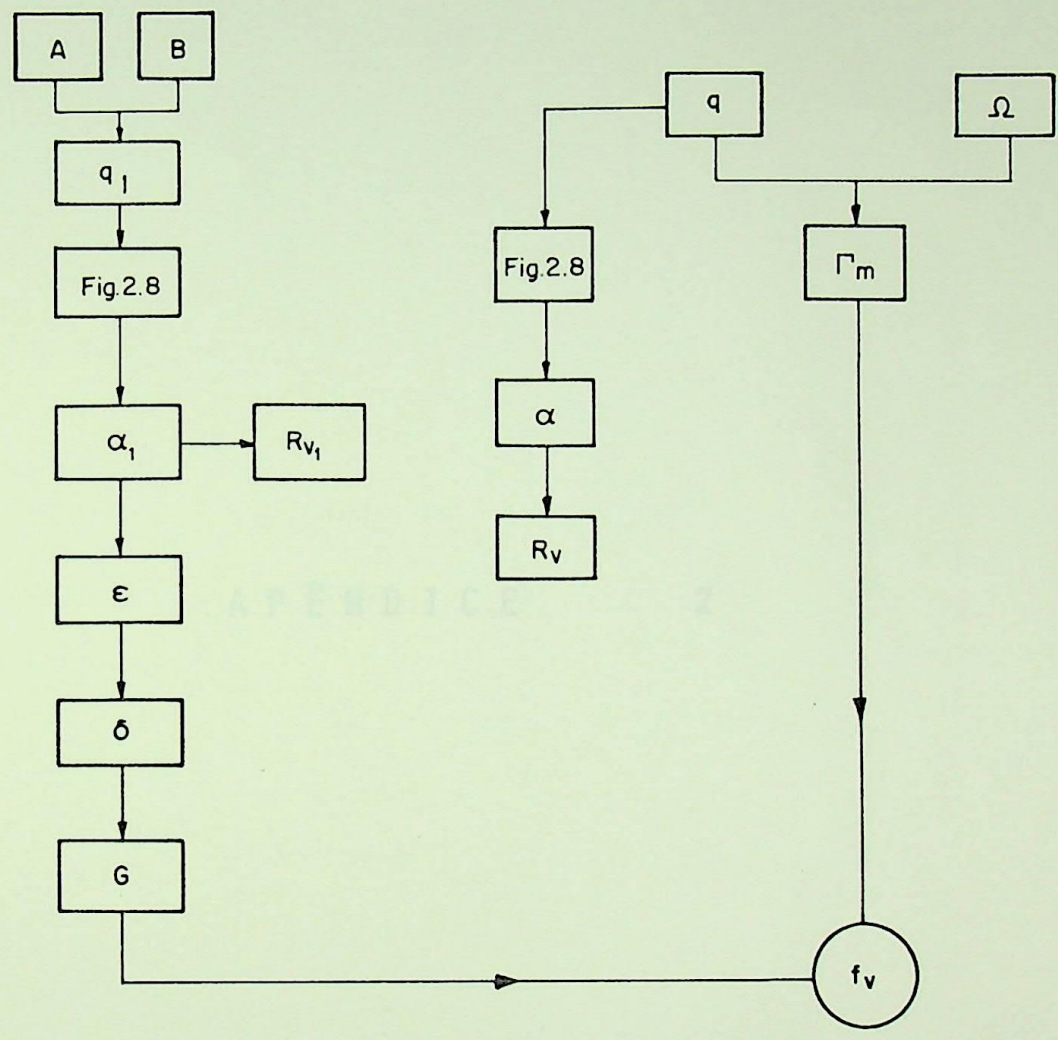
FIG. 5.1 - Continuação.

Como sugestão para trabalhos futuros recomenda-se que sejam feitos estudos sobre o fenômeno com base em escoamento tridimensional no tubo de sucção da turbina.



APÊNDICE 1

Diagrama para cálculo da frequência de vibração de um sistema de massa m e mola k (ver exemplo 1.1).



Fluxograma para cálculo da frequência do vórtice de núcleo (de acordo com a equação 2.39).

MÉTODO DE BISSACAO

A P Ê N D I C E 2

MÉTODO DE BISSECÇÃO
(CÁLCULO DE α)

```

REM +-----+
REM 0          RAIZES DE UMA FUNCAO NUM INTERVALO          0
REM 0          METODO DA BISSECAO                          0
REM 0
REM 0          AUTOR :Wagner Rezende Serrano                0
REM 0          TAMANHO DO PROGRAMA. 650 palavras (minimo)  0
REM +-----+
DIM R$(1)
CLS
PRINT
PRINT "          LEMBRE-SE DE COLOCAR A FUNCAO NA FORMA  y=f(x) NA LINHA 530
PRINT
Q=.2
INPUT "ENTRE COM O ANGULO MEDIO DA FA EM GRAUS ";BETAG
INPUT "ENTRE COM A RELACAO DE ROTACOES [ OMEGA ] ";OMEGA
LPRINT "ANGULO MEDIO DA FA =";BETAG
LPRINT "OMEGA=";OMEGA
LPRINT
LPRINT
PRINT
A=.01
PRINT
B=.99
IF B<=A THEN GOTO 240
X=A
GOSUB 630
F=Y
X=B
GOSUB 630
G=Y
IF G*F<=0 THEN GOTO 360
PRINT:PRINT "A FUNCAO NAO TEM RAIZES "
PRINT "OU TEM UM NUMERO PAR DE RAIZES NESTE INTERVALO"
GOTO 210
PRINT
N=4
IF N<=0 OR N>=7 OR N-INT(N)<>0 THEN GOTO 370
E=10^(-N)
X=(A+B)/2
C=(B-A)/2
IF C>E THEN GOTO 550
PRINT
LPRINT "Q=";Q
LPRINT "RAIZ ALFA= ";X
LPRINT
PRINT
Q=Q+.025
IF Q>=1.25 THEN STOP
R$="S"
IF R$="S" OR R$="s" THEN GOTO 210
IF R$="N" OR R$="n" THEN END
PRINT "INTRODUZA APENAS UM S (SIM) OU N (NAO)"
GOTO 460
GOSUB 630
IF F*Y<=0 THEN GOTO 590
A=X
GOTO 400
B=X
GOTO 400

```

```
0 REM
0 REM INTRODUZA A FUNCAO NA FORMA y=f(x) NA LINHA SEGUINTE
0 GOSUB 650
0 RETURN
0 REM SUBROTINA PARA MONTAGEM DA EQUACAO
0 REM DADOS
0 PRINT "*****"
0 RS=67
0 RSS=29
0 BETA=BETAG*3.1416/180
0 SEND=SIN(BETA)
0 COSE=COS(BETA)
0 TANG=SEND/COSE
0 REL=RSS/RS
0 BE=2*((1+REL^2)/(1+REL)^2)
0 ME=1+(((1-Q/OMEGA)/Q)^2)*BE/TANG^2)
0 AUX1=2*X^2
0 AUX2=(1-X^2)*(1-X^2+2*X^2*LOG(X))
0 AUX3=2*(1-X^2)*LOG(X)
0 Y=ME+AUX3*AUX1/AUX2-1
0 PRINT Y
0 RETURN
```

ROTINA PARA CALCULO DE
FREQÜENCIA DO VERTICE DE NÚCLEO
(SEM AJUSTE)

```

100 *****
101 *** PROGRAMA PARA CÁLCULO DE VÓRTICE DE NÚCLEO ***
102 *** TIPO DE SUCCÃO DE TURBINA FRANCIS FUNDAMENTO ***
103 *** EM DASH PORTAL ***
104 ***
105 ***
106 ***
107 ***
108 ***
109 ***
110 ***
111 ***
112 ***
113 ***
114 ***
115 ***
116 ***
117 ***
118 ***
119 ***
120 ***
121 ***
122 ***
123 ***
124 ***
125 ***
126 ***
127 ***
128 ***
129 ***
130 ***
131 ***
132 ***
133 ***
134 ***
135 ***
136 ***
137 ***
138 ***
139 ***
140 ***
141 ***
142 ***
143 ***
144 ***
145 ***
146 ***
147 ***
148 ***
149 ***
150 ***
151 ***
152 ***
153 ***
154 ***
155 ***
156 ***
157 ***
158 ***
159 ***
160 ***
161 ***
162 ***
163 ***
164 ***
165 ***
166 ***
167 ***
168 ***
169 ***
170 ***
171 ***
172 ***
173 ***
174 ***
175 ***
176 ***
177 ***
178 ***
179 ***
180 ***
181 ***
182 ***
183 ***
184 ***
185 ***
186 ***
187 ***
188 ***
189 ***
190 ***
191 ***
192 ***
193 ***
194 ***
195 ***
196 ***
197 ***
198 ***
199 ***
200 *****

```

ROTINA PARA CÁLCULO DE
 FREQUÊNCIA DO VÓRTICE DE NÚCLEO
 (SEM AJUSTE)

```

201 *****
202 *****
203 *****
204 *****
205 *****
206 *****
207 *****
208 *****
209 *****
210 *****
211 *****
212 *****
213 *****
214 *****
215 *****
216 *****
217 *****
218 *****
219 *****
220 *****
221 *****
222 *****
223 *****
224 *****
225 *****
226 *****
227 *****
228 *****
229 *****
230 *****
231 *****
232 *****
233 *****
234 *****
235 *****
236 *****
237 *****
238 *****
239 *****
240 *****
241 *****
242 *****
243 *****
244 *****
245 *****
246 *****
247 *****
248 *****
249 *****
250 *****
251 *****
252 *****
253 *****
254 *****
255 *****
256 *****
257 *****
258 *****
259 *****
260 *****
261 *****
262 *****
263 *****
264 *****
265 *****
266 *****
267 *****
268 *****
269 *****
270 *****
271 *****
272 *****
273 *****
274 *****
275 *****
276 *****
277 *****
278 *****
279 *****
280 *****
281 *****
282 *****
283 *****
284 *****
285 *****
286 *****
287 *****
288 *****
289 *****
290 *****
291 *****
292 *****
293 *****
294 *****
295 *****
296 *****
297 *****
298 *****
299 *****
300 *****

```

```

CLS
PRINT "#####"
PRINT "### PROGRAMA PARA ESTUDO DE VORTICE DE NUCLEO EM ###"
PRINT "### TUBO DE SUCCAO DE TURBINAS FRANCIS FUNCIONANDO ###"
PRINT "### EM CARGA PARCIAL. ###"
PRINT "### *** EFEI/IEM *** ###"
PRINT "### ###"
PRINT "### PESQUISA PARA DISSERTACAO DE MESTRADO ###"
PRINT "### ORIENTADOR: PROF. MARCIO TADEU DE ALMEIDA ###"
PRINT "### ORIENTADO : ALEXANDRE AUGUSTO BARBOSA ###"
PRINT "#####"
REM DADOS DE CADA PONTO
INPUT "ENTRE COM A ABERTURA DO PONTO EM PORCENTO";ABERT
INPUT "ENTRE COM A ROTACAO DA TURBINA EM [RPM] ";NT
INPUT "ENTRE COM A POTENCIA DO EIXO EM [KW] ";PEIXO
INPUT "ENTRE COM A VAZAO DO PONTO EM [ M3/S ] ";Q
INPUT "ENTRE COM A ALTURA DO PONTO EM [M] ";H
REM ENTRADA DE DADOS FIXOS PARA TURBINA LAB.PCH
REM DIAMETRO MEDIO NA SAIDA DO ROTOR
D2M=9.399999E-02
REM ANGULO MEDIO DA PA NA SAIDA DO ROTOR
BETA2M=18
BETA2MR=18*3.1416/180
REM LARGURA DO CANAL DO ROTOR NA SAIDA
B2=.076
REM COEFICIENTE DE RESTRICAO DE AREA NA SAIDA DO ROTOR
PSI2=.85
REM RAO INTERNO NA SAIDA DO ROTOR
RIS=.0305
REM RAO EXTERNO NA SAIDA DO ROTOR
RES=.0635
REM RAO DO TUBO DE SUCCAO
RT=6.800001E-02
REM RENDIMENTO VOLUMETRICO DA TURBINA
RENDV=.96
REM PONTO NOMINAL DA TURBINA
QO=.056
NO=1800
HO=10
OMEGA=NT/NO
REM FATOR DE VAZAO DO PONTO
QP=Q/QO
REM SUBROTINA PARA CALCULAR ALFA/MURAKAMI
REM TURBINA DO PCH - BETA 18
GOSUB 1980
REM PARAMETROS DO METODO DE SAYANN
REM FATORES
A=3.1416*D2M/60
B=RENDV*COS(BETA2MR)/(SIN(BETA2MR)*3.1416*D2M*B2*PSI2)
GOSUB 1780
REM CALCULO DO RAO DO VORTICE
RV=ALFA*RT
REM CALCULO DA CIRCULACAO MEDIA P/ PONTO DE FUNCIONAMENTO
TALM=(2*3.1416*NT*(1-(QP/OMEGA))*RES^2*(1+(RIS/RES)^2)*.5)/60
REM CALCULO DA EXCENTRICIDADE
F=3.1416*NT*1000*QO*(1+(RIS/RES)^2)*(1/(1+ALFA))*QP*(1-(QP/OMEGA))*RES^2/(R
EM=K1*TALM : EV=KV*RV : EF=KF*F
REM CALCULO DA EXCENTRICIDADE ADIMENSIONAL
EPSONM=EM/RT : EPSONMV=EV/RT : EPSONMF=EF/RT
PRINT "#####";RV*1000;EM*1000;EV*1000;EF*1000;ALFA

```

```

IF (1-ALFA^2-EPSONM^2)^2-4*EPSONM^2*ALFA^2 <= 0 THEN DELTAM=0 : GOTO 630
DELTAM=SQR((1-ALFA^2-EPSONM^2)^2-4*EPSONM^2*ALFA^2)/(2*EPSONM)
IF (1-ALFA^2-EPSONMV^2)^2-4*EPSONMV^2*ALFA^2 <= 0 THEN DELTAMV=0 : GOTO 650
DELTAMV=SQR((1-ALFA^2-EPSONMV^2)^2-4*EPSONMV^2*ALFA^2)/(2*EPSONMV)
IF (1-ALFA^2-EPSONMF^2)^2-4*EPSONMF^2*ALFA^2 <= 0 THEN DELTAMF=0 : GOTO 670
DELTAMF=SQR((1-ALFA^2-EPSONMF^2)^2-4*EPSONMF^2*ALFA^2)/(2*EPSONMF)
GEM=1/(2*DELTAM*(EPSONM+SQR(ALFA^2+DELTAM^2)-DELTAM))
GEMV=1/(2*DELTAMV*(EPSONMV+SQR(ALFA^2+DELTAMV^2)-DELTAMV))
GEMF=1/(2*DELTAMF*(EPSONMF+SQR(ALFA^2+DELTAMF^2)-DELTAMF))
REM CALCULO DA FREQUENCIA DO VORTICE
FVM=GEM*TALM/(2*3.1416*RT^2)
FVV=GEMV*TALM/(2*3.1416*RT^2)
FVF=GEMF*TALM/(2*3.1416*RT^2)
CLS
PRINT "***** ATENCAO PARA A IMPRESSAO ***** "
PRINT " QUER IMPRIMIR DADOS DA TURBINA S(SIM) N(NAO) "
INPUT "ENTRE COM A RESPOSTA ";RR$
IF RR$="S" OR RR$="s" THEN 790 ELSE 960
LPRINT "*****"
LPRINT "***** D A D O S D A T U R B I N A *****"
LPRINT "*****"
LPRINT
LPRINT "DIAMETRO MEDIO NA SAIDA DO ROTOR D2M = ";D2M*1000;"MM"
LPRINT "ANGULO MEDIO DA PA NA SAIDA DO ROTOR = ";BETA2M;"GRAUS"
LPRINT "LARGURA DO CANAL DO ROTOR NA SAIDA B2= ";B2*1000;"MM"
LPRINT "COEFICIENTE DE RESTRICAO DE AREA NA SAIDA DO ROTOR PSI2"
LPRINT "          PSI2 = ";PSI2
LPRINT "RAIO INTERNO NA SAIDA DO ROTOR RIS = ";RIS*1000;"MM"
LPRINT "RAIO EXTERNO NA SAIDA DO ROTOR RES = ";RES*1000;"MM"
LPRINT "RAIO DO TUBO DE SUCCAO          RT = ";RT*1000;"MM"
LPRINT "VAZAO OTIMA OU NOMINAL DA TURBINA = ";QO;"M3/S"
LPRINT "ALTURA CORRESPONDENTE A VAZAO OTIMA = ";HO;"M"
LPRINT "ROTACAO NOMINAL DA TURBINA = ";NO;"RPM"
LPRINT
LPRINT "*****"
REM VALORES VARIAVEIS DE ENTRADA PARA A TURBINA
LPRINT
LPRINT "#####"
LPRINT "### DADOS DA TURBINA PARA O PONTO EM FUNCIONAMENTO   ###"
LPRINT "#####"
10 LPRINT
20 LPRINT "ABERTURA DO DISTRIBUIDOR [%] = ";ABERT
30 LPRINT "ROTACAO DA TURBINA [RPM] = ";NT
40 LPRINT "POTENCIA NO EIXO [KW] = ";PEIXO
50 LPRINT "VAZAO DO PONTO [m3/s] = ";Q
60 LPRINT "ALTURA DO PONTO [m] = ";H
70 LPRINT
80 LPRINT
90 LPRINT "*****"
00 LPRINT "*** VALORES CALCULADOS PARA O PONTO DE FUNCIONAMENTO ***"
10 LPRINT "*****"
20 LPRINT
30 LPRINT "FATOR DE VAZAO = "; USING "#.##";QF
40 LPRINT "FATOR DE VELOCIDADE OMEGA = "; USING "#.##";OMEGA
50 LPRINT "FATOR DE VAZAO CORRESPONDENTE A PULS MAX PRESSAO = "; USING "#.##"
60 PRINT
70 PRINT "#####"
80 PRINT
90 PRINT
00 PRINT "#####"

```

```

10 PRINT "###  RESULTADOS PARA PONTO DE PULSACAO MAX.DE PRESSAO  ###"
20 PRINT "#####"
30 PRINT
40 PRINT "PARAMETROS AUXILIARES DE CALCULO  "
50 PRINT "          A = ";A
60 PRINT "          B = ";B
70 PRINT
80 PRINT "FATOR DE VAZAO CORRESPONDENTE A PULS.MAX DE PRESSAO =";QP1
90 PRINT "RAIO DO VORTICE CORRESPONDENTE A PULS.MAX DE PRESSAO =";RV1*1000;"MM"
00 PRINT "VAZAO CORRESPONDENTE A PULSACAO DE PRESSAO MAX = ";Q1;"M3/S"
10 PRINT "EXCENTRICIDADE CORRESPONDENTE A PULS.MAX DE PRESSAO =";E1*1000;"MM"
20 PRINT "FATOR ALFA CORRESPONDENTE A PULS.MAX.DE PRESSAO =";ALFA1
30 PRINT "CONSTANTE PROPORCIONALIDADE A CIRCULACAO =";K1
40 PRINT "CONSTANTE PROPORCIONALIDADE AO RAIO DO VORTICE =";KV
50 PRINT "CONSTANTE PROPORCIONALIDADE A FORCA NO VORTICE =";KF
60 PRINT "CIRCULACAO MEDIA PARA PULSACAO MAX. =";TALM1
70 PRINT
80 PRINT "#####"
90 PRINT
00 PRINT
10 LPRINT
20 LPRINT "#####"
30 LPRINT "###  RESULTADOS PELO METODO PROPOSTA NESTA PESQUISA  ###"
40 LPRINT "#####"
50 LPRINT
60 PRINT "FATORES AUXILIARES CALCULADOS  "
70 PRINT
80 PRINT "          DELTA = ";DELTAM
90 PRINT "          DELTAV= ";DELTAMV
00 PRINT "          DELTAF= ";DELTAMF
10 PRINT "          GE   = ";GEM
20 PRINT "          GEV  = ";GEMV
30 PRINT "          GEF  = ";GEMF
40 PRINT
50 LPRINT "CIRCULACAO MEDIA NA SAIDA DO ROTOR [m2/s] = "; USING "##.###";TALM1
60 IF GEM >1E+37 THEN LPRINT "As frequencias nao podem ser calculadas para e"
70 LPRINT "FREQUENCIA DO VORTICE/CIRCULACAO [Hertz] = "; USING "###.##";FVM
80 LPRINT "FREQUENCIA DO VORTICE/R VORTICE [Hertz] = "; USING "###.##";FVV
90 LPRINT "FREQUENCIA DO VORTICE/FORCA [Hertz] = "; USING "###.##";FVF
00 LPRINT "EXCENTRICIDADE DO VORTICE /CIRCULACAO [mm] =";USING "###.##";EM*1000
10 LPRINT "EXCENTRICIDADE DO VORTICE/R VORTICE [mm] =";USING "###.##";EV*1000
20 LPRINT "EXCENTRICIDADE DO VORTICE/FORCA [mm] =";USING "###.##";EF*1000
30 LPRINT "RAIO DO VORTICE [mm] =";USING "###.##";RV*1000
40 LPRINT
50 LPRINT "#####"
60 LPRINT
70 LPRINT
80 LPRINT
90 LPRINT
00 LPRINT
10 LPRINT
20 LPRINT
30 LPRINT
40 CLS
50 PRINT "QUER CALCULAR OUTRO PONTO (S) SIM (N) NAO  "
60 INPUT "ENTRE COM A RESPOSTA  ";RRR$
70 IF RRR$="S"OR RRR$="s" THEN 10 ELSE STOP
80 REM SUBROTINA PARA CALCULAR O PONTO DE PULSACAO MAXIMA
90 REM CALCULO DA VAZAO CORRESPONDENTE A MAXIMA PULSACAO DE PRESSAO
00 Q1=A*NT/(2*B) : QP1=Q1/Q0

```

```

0 REM CALCULO DE ALFA PARA PULSACAO MAXIMA
20 GOSUB 2390
30 REM CALCULO DO RAI0 DO VORTICE NA PULSACAO MAXIMA
40 RV1=ALFA1*RT
50 REM CALCULO DA EXCENTRICIDADE NA PULSACAO MAXIMA
60 E1=RT-RV1
70 REM CALCULO DA CIRCULACAO MEDIA PARA PULSACAO MAXIMA
80 TALM1=(2*3.1416*NT*(1-(QP1/OMEGA))*RES^2*(1+(RIS/RES)^2)*.5)/60
90 REM CONSTANTE DE PROPORCIONALIADE AUXILIAR
00 K1=E1/TALM1
10 REM CONSTANTE DE PROPORCIONALIDADE F/RV1
20 KV=E1/RV1
30 REM FORCA NA PULSACAO MAXIMA
40 F1=3.1416*NT*1000*QD*(1+(RIS/RES)^2)*(1/(1+ALFA1))*QF1*(1-(QF1/OMEGA))*RES
50 REM CONSTANTE PARA FORCA NA PULSACAO MAXIMA
60 KF=E1/F1
70 RETURN
80 AA=.01
90 BB=.99
00 X=AA
10 GOSUB 2240
20 F=Y
30 X=BB
40 GOSUB 2240
50 G=Y
60 IF G*F<=0 THEN GOTO 2100
70 PRINT:PRINT "A FUNCAD NAO TEM RAIZES "
80 PRINT "DU TEM UM NUMERO PAR DE RAIZES NESTE INTERVALO"
90 GOTO 1980
00 N=2
10 IF N<=0 OR N>=7 OR N-INT(N)<>0 THEN GOTO 2100
20 E=10^(-N)
30 X=(AA+BB)/2
40 C=(BB-AA)/2
50 IF C>E THEN GOTO 2170
60 ALFA=X : RETURN
70 GOSUB 2240
80 IF F*Y<=0 THEN GOTO 2210
90 AA=X
00 GOTO 2130
10 BB=X
20 GOTO 2130
30 REM
40 GOSUB 2260
50 RETURN
60 REM SUBROTINA PARA MONTAGEM DA EQUACAO
70 REM DADOS
80 SEND=SIN(BETA2MR)
90 COSE=COS(BETA2MR)
00 TANG=SEND/COSE
10 REL=RIS/RES
20 BE=2*((1+REL^2)/(1+REL)^2)
30 ME=1+((((1-QP/OMEGA)/QP)^2)*BE/TANG^2)
40 AUX1=2*X^2
50 AUX2=(1-X^2)*(1-X^2+2*X^2*LOG(X))
60 AUX3=2*(1-X^2)*LOG(X)
70 Y=ME+AUX3*AUX1/AUX2-1
80 RETURN
90 AA=.01
00 BB=.99

```

```

10 X=AA
20 GOSUB 2650
30 F=Y
40 X=BB
50 GOSUB 2650
60 G=Y
70 IF G*F<=0 THEN GOTO 2510
80 PRINT:PRINT "A FUNCAO NAO TEM RAIZES "
90 PRINT "OU TEM UM NUMERO PAR DE RAIZES NESTE INTERVALO"
00 GOTO 2390
10 N=2
20 IF N<=0 OR N>=7 OR N-INT(N)<>0 THEN GOTO 2510
30 E=10^(-N)
40 X=(AA+BB)/2
50 C=(BB-AA)/2
60 IF C>E THEN GOTO 2580
70 ALFA1=X : RETURN
80 GOSUB 2650
90 IF F*Y<=0 THEN GOTO 2620
00 AA=X
10 GOTO 2540
20 BB=X
30 GOTO 2540
40 REM
50 GOSUB 2670
60 RETURN
70 REM SUBROTINA PARA MONTAGEM DA EQUACAO
80 REM DADOS
90 SEND=SIN(BETA2MR)
00 COSE=COS(BETA2MR)
10 TANG=SEND/COSE
20 REL=RIS/RES
30 BE=2*((1+REL^2)/(1+REL)^2)
40 ME=1+((((1-QP1/OMEGA)/QP1)^2)*BE/TANG^2)
50 AUX1=2*X^2
60 AUX2=(1-X^2)*(1-X^2+2*X^2*LOG(X))
70 AUX3=2*(1-X^2)*LOG(X)
80 Y=ME+AUX3*AUX1/AUX2-1
90 RETURN

```

TABLE 7 - Results of the analysis for $Q = 1,00$.

$Q = 1,00$

HEIGHT	ELECTRIC POWER	MEAN POWER	WIND VELOCITY	HEIGHT	WIND VELOCITY	TOTAL TURBINE
H	P_e	P_m	V	H	V	P_t
(m)	(kW)	(kW)	(m/s)	(m)	(m/s)	(kW)
75	1,50	1,3	0,950	8,95	1,60	1800
100	1,50	1,0	0,954	9,49	1,15	1800
125	1,50	0,8	0,957	9,97	0,77	1800
150	1,50	0,7	0,959	10,40	0,53	1800
175	1,50	0,6	0,961	10,77	0,37	1800
200	1,50	0,5	0,962	11,10	0,27	1800
225	1,50	0,4	0,963	11,39	0,20	1800
250	1,50	0,3	0,964	11,63	0,15	1800
275	1,50	0,2	0,965	11,83	0,11	1800
300	1,50	0,1	0,966	12,00	0,08	1800
325	1,50	0,0	0,967	12,14	0,06	1800
350	1,50	0,0	0,968	12,26	0,05	1800
375	1,50	0,0	0,969	12,36	0,04	1800
400	1,50	0,0	0,970	12,44	0,03	1800
425	1,50	0,0	0,971	12,50	0,03	1800
450	1,50	0,0	0,972	12,55	0,02	1800
475	1,50	0,0	0,973	12,59	0,02	1800
500	1,50	0,0	0,974	12,62	0,02	1800
525	1,50	0,0	0,975	12,64	0,02	1800
550	1,50	0,0	0,976	12,66	0,02	1800
575	1,50	0,0	0,977	12,67	0,02	1800
600	1,50	0,0	0,978	12,68	0,02	1800
625	1,50	0,0	0,979	12,69	0,02	1800
650	1,50	0,0	0,980	12,70	0,02	1800
675	1,50	0,0	0,981	12,71	0,02	1800
700	1,50	0,0	0,982	12,72	0,02	1800
725	1,50	0,0	0,983	12,73	0,02	1800
750	1,50	0,0	0,984	12,74	0,02	1800
775	1,50	0,0	0,985	12,75	0,02	1800
800	1,50	0,0	0,986	12,76	0,02	1800
825	1,50	0,0	0,987	12,77	0,02	1800
850	1,50	0,0	0,988	12,78	0,02	1800
875	1,50	0,0	0,989	12,79	0,02	1800
900	1,50	0,0	0,990	12,80	0,02	1800
925	1,50	0,0	0,991	12,81	0,02	1800
950	1,50	0,0	0,992	12,82	0,02	1800
975	1,50	0,0	0,993	12,83	0,02	1800
1000	1,50	0,0	0,994	12,84	0,02	1800
1025	1,50	0,0	0,995	12,85	0,02	1800
1050	1,50	0,0	0,996	12,86	0,02	1800
1075	1,50	0,0	0,997	12,87	0,02	1800
1100	1,50	0,0	0,998	12,88	0,02	1800
1125	1,50	0,0	0,999	12,89	0,02	1800
1150	1,50	0,0	1,000	12,90	0,02	1800

A P Ê N D I C E 3

TAB. 1 - Resultados dos ensaios para $\Omega = 1,00$.

$\Omega = 1,00$						
ABERTURA	POTÊNCIA ELÉTRICA	POTÊNCIA DE EIXO	VAZÃO	ALTURA	FATOR DE VAZÃO	ROTAÇÃO DA TURBINA
[%]	P_{el}	P_e	Q	H	q	n_t
[kW]	[kW]	[m ³ /s]	[m]	-	[rpm]	
76	2,95	3,3	0,056	8,95	1,00	1800
100	3,58	4,0	0,064	9,09	1,14	1800
50	2,05	2,3	0,043	9,02	0,77	1800
35	1,10	1,2	0,031	9,00	0,55	1800
25	0,40	0,5	0,023	9,07	0,41	1800
15	0,00	-	0,015	9,02	0,27	1800
5	0,00	-	0,009	9,10	0,16	1800
64	3,82	4,3	0,057	11,11	1,02	1800
50	3,10	3,4	0,049	11,07	0,88	1800
35	2,72	3,0	0,034	10,97	0,61	1800
25	0,90	1,0	0,026	11,08	0,46	1800
15	0,10	0,1	0,017	10,94	0,30	1800
5	0,00	-	0,010	10,92	0,18	1800
100	1,22	1,4	0,055	5,80	0,98	1800
75	0,90	1,0	0,045	5,80	0,80	1800
50	0,40	0,5	0,033	5,80	0,59	1800
20	0,00	-	0,018	10,05	0,32	1855
15	0,00	-	0,015	10,06	0,27	1806

TAB. 2 - Resultados dos ensaios para $\Omega = 0,67$

$\Omega = 1,00$						
ABERTURA	POTÊNCIA ELÉTRICA	POTÊNCIA DE EIXO	VAZÃO	ALTURA	FATOR DE VAZÃO	ROTAÇÃO DA TURBINA
	P_{e1}	P_e	Q	H	q	n_t
[%]	[kW]	[kW]	[m ³ /s]	[m]	-	[rpm]
3	0,00	-	0,008	10,1	0,15	1220
10	0,25	0,3	0,012	9,8	0,21	1197
14	0,50	0,6	0,015	10,0	0,28	1202
20	0,72	0,8	0,020	9,9	0,35	1213
30	1,15	1,3	0,026	9,7	0,47	1208
45	1,92	2,1	0,039	9,8	0,69	1200
60	2,50	2,8	0,050	9,8	0,89	1196
70	2,68	3,0	0,056	9,6	1,00	1194
84	2,82	3,1	0,061	9,2	1,09	1203

BIBLIOGRAFIA

- [1] ALMEIDA, M.T., Manutenção Preditiva em Máquinas Através de Análise de Vibrações, M-831, Pós-Graduação, EFEI, Itajubá; 123 pp., 1984.
- [2] --, Vibrações Mecânicas para Engenheiros, 1ª edição, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 400 pp., 1987.
- [3] BRANDÃO, J.G.T., Vibrações em Turbinas Francis com Ênfase em Vórtice de Núcleo, Dissertação de Mestrado, Campinas, SP, 1987.
- [4] CHURCHILL, R.V., Variáveis Complexas e Suas Aplicações, McGraw-Hill, Rio de Janeiro, RJ, 1975.
- [5] DE SIERRA, F. & DE LEVA, F., Water Power and Dam Construction, Vol. 28, Nº 8, pp. 28-35, Aug./1976.
- [6] DORFLER, P., Mathematical Model of the Pulsations in Francis Turbines, Escher Wyss News, pp. 101-106, 1/2, 1980.
- [7] DZIALLAS, R., VDI - Berichte, Nº 75, pp. 53-64, 1964.
- [8] FANELLI, M., The vortex rope in the draft tube of Francis turbines operating at partial load: A proposal for a mathematical model, Manuscrito do Autor, Milão, Nov./1988.
- [9] FOX, R.W. & MC DONALD, A.T., Introdução à Mecânica dos Fluidos, Editora Guanabara, Rio de Janeiro, RJ, 3ª ed., 1985.
- [10] GLATTFELDER, A.H., GREIN, H. & DORFLER, P., Intense System Vibration in Hydro Plants, Water Power & Dam Construction, pp. 34-37, March/1981.
- [11] GUARGA, R., Modelo Bidimensional del Vórtice sin Simetric Axial Creado por el Flujo Helicoidal Dentro de um Tubo Cilíndrico (Aplicaciones a geometrias cilíndricas e cónicas), XII Congresso Latino-Americano de Hidráulica, São Paulo, SP, Set./1986.
- [12] --, Oscilatory Characteristics of Swirling Confined, Turbulent and Non-Cavitating Flows, Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions, Mexico, 1985.
- [13] GYARMATHY, G., Nonlinear Analysis of Surge Cycles, ASME

- Fluids Engineerings, Vol. 99, Series I, Nº 1, March/1977.
- [14] HOSOI, Y., Experimental Investigations of Pressure Surge in Draft Tubes of Water Turbines, Hitachi Review, Vol. 14 , Nº 12, pp. 2-12, 1965.
- [15] LAMB, H., Hidrodynamicas, Dover Publications, London, England, 6th edition, pp. 221-222, 1932.
- [16] MACYNTIRE, A.J., Máquinas Motrizes Hidráulicas, Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ, 1983.
- [17] MURAKAMI, M., Vibration of Water-Turbine Draft Tubes , Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, pp. 36-42, Jan./1961.
- [18] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., Máquinas de Fluxo, Livros Técnicos e Científicos Editora S/A, Rio de Janeiro, 1979.
- [19] PURDY, C.G., Water Power and Dam Construction, Vol. 31, Nº 4, pp. 23-27, April/1979.
- [20] RHEINGANS, W.J., Power Swing in Hydroelectric Power Plants, Transactions of the ASME, Vol. 62, pp. 171-177, 1940.
- [21] SAYAM, K.S. & SUBIR, K., Investigations on the Pressure Fluctuations in a Draft Tube of a Reaction Water-Turbine, Water Research, pp. 645-654.
- [22] SEONI, R.M., et al., Proceedings, Institution of Electrical Engineers, Vol. 12, Nº 102, pp. 1138-1162, Oct./1976.
- [23] SEYDEL, J., 8th Symposium, Section for Hydraulic Machinery Equipment and Cavitation, IAHR, Leningrad, Papel I-7 , pp. 85-96, Sept./1976.
- [24] SHAMES, I.H., Mecânica dos Fluidos, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, SP, 1973.
- [25] SHOGYJI, K. & SHIMOYAMA, Y., On the Flow of Water Through the Draft Tube of a Water-Turbine, Journal of the Faculty of Engineering Tokyo Imperial University, Vol. 18, Fev./1930.
- [26] STREETER, V.L., Mecânica dos Fluidos, Mc Graw-Hill, Rio de Janeiro, RJ, 1978.
- [27] STROHMER, F., Österreichische Ingenieur-Zeitschrift, Vol.20, Nº 3, pp. 69-72, March/1977.

DATA 12.02.1992
PROC.
PED. PPG
LIV.
Cz\$ JOACAU

EFEI
BIBLIOTECA MAUÁ

Esta publicação deverá ser devolvida dentro do prazo estipulado.

O leitor é responsável pela publicação em seu poder.

EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
8200675



NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA