

ESTUDO DA VARIAÇÃO DE PRESSÃO E DA VIBRAÇÃO NO TUBO DE SUÇÃO DE TURBINAS FRANCIS INDUZIDAS POR VÓRTICES – MÉTODO SIMPLIFICADO

Márcio Tadeu de Almeida

Alexandre Augusto Simões

Escola Federal de Engenharia de Itajubá

Av. BPS, 1303, Pinheirinho- Itajubá, MG, Brasil - 37500-000

tadeu@iem.efei.br

***Resumo.** Em Usinas Hidrelétricas que utilizam Turbinas Francis, existem 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.*

***Palavras-chave:** vibrações, vórtice, turbinas.*

1. INTRODUÇÃO

Problemas operacionais com turbinas Francis podem surgir devido às pulsações de pressão no tubo de sucção. A formação clássica do vórtice de núcleo, quando a turbina trabalha em carga parcial, é um fenômeno bastante familiar nas Usinas Hidrelétricas (Purdy, 1979 e Rheingans, 1940), porém até agora a sua modelagem matemática ainda não foi bem sucedida. Bem menos familiar é fenômeno do vórtice de núcleo no tubo de sucção quando a turbina trabalha em sobrecarga (Purdy, 1979; Dziallas, 1964 e Seydel, 1976).

Há Várias tendências de projetos de tubos de sucção (De Sierro, 1976 e Seconi, 1976) para evitar este fenômeno.

Trabalhos recentes para se estudar este fenômeno foram realizados por Murakami (1961) no Japão, Guarga (1986) no México, Sayann e Kar (1989), Almeida e Brandão (1989) e Almeida e Barbosa (1991) no Brasil, Furuie e Mita (1996) no Japão e Quinghua (1996) no Japão. Todas estas formulações mais modernas se baseiam em um modelo bidimensional do vórtice.

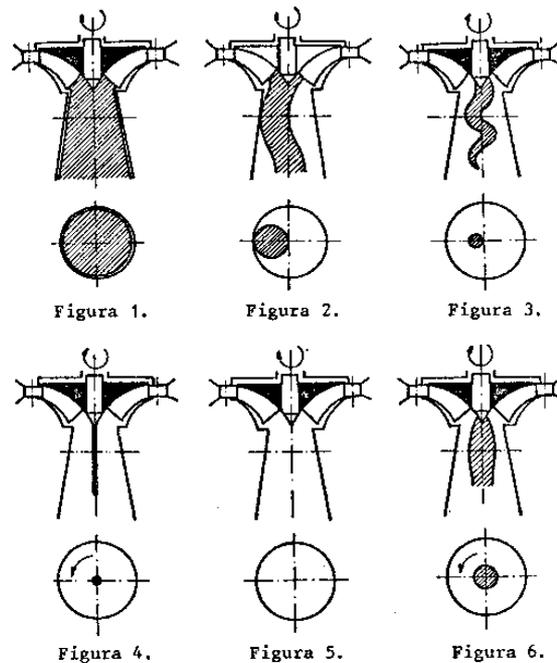
Os trabalhos mais avançados estão sendo realizados na Itália por Fanelli (1990) e Pedrizzetti e Angelico (1996), com a tentativa de modelar o vórtice em escoamento tridimensional.

Os problemas de vibrações em instalações hidrelétricas são muitos, principalmente em sistemas de grande porte, e surgem de várias fontes e formas. As vibrações se propagam

interferindo tanto no rendimento das turbinas quanto nos geradores e em muitos casos causam problemas sérios até mesmo à estrutura de concreto.

O fenômeno estudado, que nós denominamos de VÓRTICE DE NÚCLEO, é muito conhecido e comumente chamado de "TRANÇA", aqui no Brasil.

A forma do vórtice de núcleo varia de acordo com as condições de operação da máquina. Nas figs. 1 a 6 temos algumas formas que o vórtice de núcleo pode tomar, onde a máquina é mostrada em corte na direção radial do rotor.



Figuras 1 a 6: Formas de Vórtices com a carga na Turbina.

Na fig. 1 tem-se um vórtice de núcleo em condições de cargas muito baixas, onde observa-se que o fenômeno toma todo o tubo de sucção. Na fig. 2 a máquina se encontra numa faixa de operação de 30 a 40 (%) da carga nominal, nesta condição o vórtice de núcleo é excêntrico de forma helicoidal. A resposta da máquina a esta condição é uma grande oscilação de pressão e potência, e não se recomenda a operação nesta faixa.

Na fig. 3 a faixa de operação é de 40 a 55 (%) da carga nominal e o que se observa é uma diminuição do passo helicoidal formado em relação à condição anterior e grandes oscilações de pressão são detectadas; a operação nesta faixa não é recomendada. Na faixa de 70 a 80 (%) da carga nominal o comportamento do vórtice de núcleo é estável, fig. 4. As oscilações de pressão são pequenas e a operação nesta faixa é recomendada.

Na fig. 5 temos a melhor faixa de rendimento da máquina 90 (%) da carga nominal, não se registra oscilação de pressão, o seu funcionamento é suave e não se verifica formação do fenômeno.

Vê-se na fig. 6 um vórtice de núcleo na condição de operação de sobrecarga. As oscilações da pressão são pequenas, o vórtice de núcleo é centrado e estável, e aumenta de diâmetro próximo da saída do rotor.

Quando o tubo de sucção não possui aeração, ou quando a mesma é insuficiente, o ruído proveniente é alto e forte, o que pode provocar vibrações em todo o conjunto da máquina, oscilações periódicas do eixo, flutuação de pressão no tubo de sucção e adução, oscilação do empuxo axial hidráulico e oscilação na potência gerada.

Todos estes efeitos, causados pelo fluxo perturbado no tubo de sucção, estreitam a faixa de operação da máquina, determinando-se assim, uma "faixa crítica", que se caracteriza geralmente entre 30 a 60 (%) do ponto de projeto, na qual é impraticável a sua operação.

2. MODELO MATEMÁTICO

Para o desenvolvimento do modelo matemático da frequência de pressão do vórtice de núcleo considera-se a fig. 7, que mostra um par de vórtices opostos e dispostos de forma simétrica em relação aos eixos coordenados.

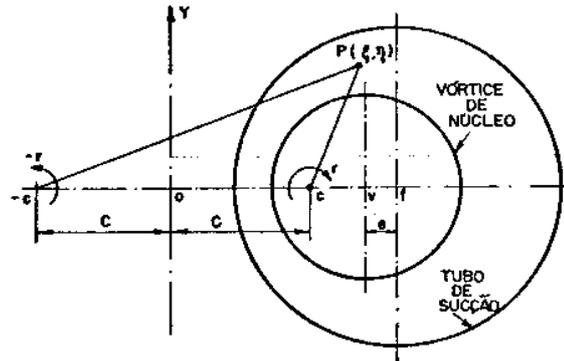


Figura. 7 - Modelo físico para o desenvolvimento de um modelo matemático.

A posição do centro do vórtice de núcleo (C) encontra-se fora do centro geométrico do tubo de sucção, e com uma circulação (Γ) igual e oposta ao do seu vórtice par, conforme teoria dos vórtices pares (Lamb, 1932).

Da equação do potencial complexo (W) e com as velocidades tangencial e radial de um vórtice bidimensional, pode-se mostrar que:

$$\frac{dW}{dz} = \frac{j\Gamma}{z-C} - \frac{j\Gamma}{z+C} \quad (1)$$

Desenvolvendo a eq. (1) e fazendo algumas mudanças de variáveis, objetivando uma transformação – conforme, tem-se:

$$z = j C \operatorname{tg}(\zeta/2) \quad (2)$$

$$W = -\Gamma \zeta \quad (3)$$

Onde ζ é o plano obtido na transformação conforme.

Prova-se, utilizando as eq(s). (1), (2) e (3), que existe uma família de circunferências no plano x,y, eq. (4), cujo lugar geométrico dos centros é o eixo dos x.

$$y^2 + (x - C \cdot \operatorname{cotg} \gamma)^2 = C^2 \cdot \operatorname{cosech}^2 \gamma \quad (4)$$

Onde γ é uma coordenada do plano complexo.

Para cada valor da constante C , tem-se uma circunferência e o potencial complexo W representativo do fluxo.

Com base na fig. 7 e na equação (4), o valor de C é:

$$C = \sqrt{[(R_t^2 - R_v^2 - e^2) - 4e^2 R_v^2] / 4e^2} \quad (5)$$

Onde R_v é o raio do vórtice; R_t o raio do tubo de sucção e e a excentricidade do vórtice.

1.1 Freqüência Vórtice de Núcleo

A velocidade tangencial do sistema em relação ao centro dos vórtices pares é dado por $\Gamma/2C$, de acordo com Lamb (1932):

$$V_{xc} = \frac{\Gamma}{2C} \quad (6)$$

Admitindo que o número de revoluções por unidade de tempo do rodopio do fluxo (whirl), é igual ao número de revoluções do vórtice de núcleo e igual em toda parte do tubo de sucção (Sayann, 1977).

$$\text{freqüência} = \frac{\text{Componente de giro da velocidade de whirl}}{\text{Circunferência da zona de rotação do vórtice de núcleo}} \cong \frac{V_{xc}}{2\pi e} \quad (7)$$

2. MODELO SIMPLIFICADO

A variação de pressão no tubo de sucção é principalmente causada pelo vórtice de núcleo devido ao rodopio do fluxo na saída do rotor. Para análise do rodopio do fluxo, utiliza-se o triângulo de velocidades na borda de saída da pá do rotor, donde tem-se :

$$V_{u2} = U_2 - V_{m2} \cot \beta_2 \quad (8)$$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \quad (9)$$

$$V_{m2} = \frac{Q \cdot \eta_v}{\pi \cdot D_2 \cdot B_2 \cdot \psi_2} \quad (10)$$

onde V_{u2} é a componente da velocidade absoluta (whirl) na saída do rotor da turbina, U_2 é a velocidade periférica, V_{m2} é a velocidade meridional, β_2 é o ângulo de saída da pá, D_2 é o diâmetro do rotor na saída, n é a rotação da turbina, Q é a vazão, η_v é o rendimento volumétrico, B_2 é a largura de passagem do fluxo na saída do rotor e ψ_2 é o coeficiente de restrição de área na saída.

Substituindo o valor de U_2 e V_{m2} na equação (8)

$$V_{u2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{Q \cdot \eta_v}{\pi \cdot D_2 \cdot B_2 \cdot \psi_2} \cdot \cot \beta_2 \quad (11)$$

ou

$$V_{u2} = c_1 \cdot n - c_2 \cdot Q \quad (11a)$$

$$\text{Onde: } c_1 = \frac{\pi \cdot D_2}{60} \quad \text{e, } c_2 = \frac{\cot \beta_2 \eta_v}{\pi \cdot D_2 \cdot B_2 \cdot \psi_2}$$

Assume-se que a amplitude da flutuação de pressão seja proporcional ao produto da velocidade de rodio na saída do rotor pela vazão (Hosoi, 1973).

$$\Delta P = c_3 V_{u2} Q \quad (12)$$

onde c_3 é uma constante a ser obtida por condições de contorno.

Substituindo o valor de V_{u2} da equação (11a) na equação (12), tem-se:

$$\Delta P = c_3 (c_1 n Q - c_2 Q^2) \quad (13)$$

Conforme Hosoi (1965), a flutuação de pressão no tubo de sucção para a máxima pulsação é dada por:

$$\frac{d(\Delta P)}{dQ} = 0 \quad (14)$$

$$Q_{mp} = \frac{c_1}{2c_2} n \quad (15)$$

O índice mp , significa ponto de máxima pulsação. Com isto, podemos estimar a Circulação Residual na seção média de saída do rotor. Aplicando a equação de Euler na turbina.

$$P \cdot \eta_h = \rho [(V_u \cdot r)_1 - (V_u \cdot r)_2] \omega \quad (16)$$

P é a pressão agindo na turbina, η_h é o rendimento hidráulico, r é o raio nos pontos 1 e 2 correspondentes a entrada e saída do rotor, e ω é a velocidade angular. Também, tem-se que:

$$P = \frac{\dot{W}}{Q \cdot (\eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v)} \quad (17)$$

onde \dot{W} é a potência de saída, e η_m é o rendimento mecânico. Substituindo a eq. (17) na eq. (16), obtém-se:

$$(V_u \cdot r)_1 - (V_u \cdot r)_2 = \frac{\dot{W}}{\rho Q \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \omega} \quad (18)$$

Supondo vórtice de fluxo livre entre a saída da pá diretriz e entrada do rotor.

$$(V_u \cdot r)_o = (V_u \cdot r)_1 \quad (19)$$

A partir do triângulo de velocidades a saída da pá diretriz obtemos:

$$V_{u_o} = \frac{Q}{\pi \cdot D_o \cdot B_o \cdot \psi_o} \cdot \cot \alpha_o \quad (20)$$

Sendo α_o , ψ_o , D_o e B_o , respectivamente o ângulo de saída na pá diretriz, o coeficiente de restituição de área na saída, diâmetro médio na saída da pá diretriz, a largura de passagem de fluxo na saída da pá diretriz. A partir das equações (19) e (20), tem-se:

$$(V_u \cdot r)_1 = \frac{Q \cdot \cot \alpha_o}{2 \cdot \pi \cdot B_o \cdot \psi_o} \quad (21)$$

A partir das equações (21) e (18):

$$(V_u \cdot r)_2 = \frac{\cot \alpha_o}{2 \cdot \pi \cdot B_o \cdot \psi_o} \cdot Q - \frac{\dot{W}}{\rho Q \eta_m \eta_v \omega} \quad (22)$$

ou

$$(V_u \cdot r)_2 = c_4 Q - \frac{c_5}{Q} \quad (22a)$$

$$\text{onde, } c_4 = \frac{\cot \alpha_o}{2 \cdot \pi \cdot B_o \cdot \psi_o} \text{ e } c_5 = \frac{\dot{W}}{\rho \eta_m \eta_v \omega}$$

Substituindo as condições de máxima variação da equação $Q = Q_{mp}$ [eq. (15)] na equação (22a).

$$(V_u \cdot r)_{2,m,p} = c_4 \cdot Q_{mp} - \frac{c_5}{Q_{mp}} \quad (23)$$

Para obtermos a frequência do vórtice e a variação de pressão, usaremos a hipótese de que a excentricidade e do vórtice de núcleo é proporcional a circulação residual na saída do rotor, e que a excentricidade máxima para o vórtice de núcleo pode acontecer na parede do tubo (Kar, 1979). Isto é:

$$e = K(V_u \cdot r)_2 \quad (24)$$

Onde K é uma constante. Supondo $e_{máx} \approx R_T$, onde R_T é o raio na entrada do tubo de sucção, quando $(V_u \cdot r)_2 = (V_u \cdot r)_{2,m,p}$.

Substituindo os valores de $(V_u \cdot r)_{2,m,p}$ da eq. (23):

$$K = \frac{R_T}{c_4 \cdot Q_{mp} - \frac{c_5}{Q_{mp}}} \quad (25)$$

A partir das eq(s). (22a), (24) e (25):

$$e(Q) = K \left(c_4 \cdot Q - \frac{c_5}{Q} \right) \quad (26)$$

Multiplicando e dividindo a eq. (7), por e , temos :

$$f = \frac{V_{xc}}{2\pi e} = \frac{V_{xc} e}{2\pi e^2} \quad (27)$$

Assumindo fluxo de vórtice livre após a saída do rotor.

$$V_{xc} \cdot e = (V_u \cdot r)_2 \quad (28)$$

Substituindo os valores de $(V_u \cdot r)_2$ e e nas equações (28) e (27), respectivamente:

$$f = \frac{\left(c_4 \cdot Q_{mp} - \frac{c_5}{Q_{mp}} \right)^2}{2 \cdot \pi \cdot R_T^2 \cdot \left(c_4 Q - \frac{c_5}{Q} \right)} \quad (29)$$

Portanto, para uma dada vazão Q pode-se escrever que a oscilação aproximada no tubo de sucção da turbina é dado por:

$$\Delta P = \Delta P_{mp} \sin(2\pi f t) = c_3 \left(c_1 n Q_{mp} - c_2 Q_{mp}^2 \right) \sin(2\pi f t) \quad (30)$$

Esta flutuação de pressão com frequência do vórtice f excita as estruturas do tubo de sucção e conseqüentemente a turbina.

3. PARTE EXPERIMENTAL

A parte experimental foi realizada no Laboratório Hidromecânico Didático-Científico (LHDC) da Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), onde a turbina ensaiada foi projetada para gerar em condição nominal: 5,5 (CV) de potência com uma vazão de 0,056 (m³/s), a uma rotação de 1800 (rpm) e altura efetiva de 10 (m). O rotor possui 9 pás e os diâmetros externos e interno na saída são, respectivamente, 132 e 67 (mm).

O tubo de sucção é de acrílico e assim permite uma boa visualização do escoamento.

As frequências de pulsação do vórtice de núcleo foram levantadas por intermédio de um dispositivo que transforma os sinais pulsantes de pressão em sinais de vibração, que são captados por um acelerômetro. Os espectros de vibração foram obtidos por um analisador de vibrações B&K 2516, e são do tipo mostrado na fig. (9).

As principais grandezas da máquina foram variadas por intermédio de uma resistência líquida acoplada ao conjunto turbina-altemador.

Os ensaios foram realizados em 2 velocidades de rotação da turbina: 1200 e 1800 (rpm).

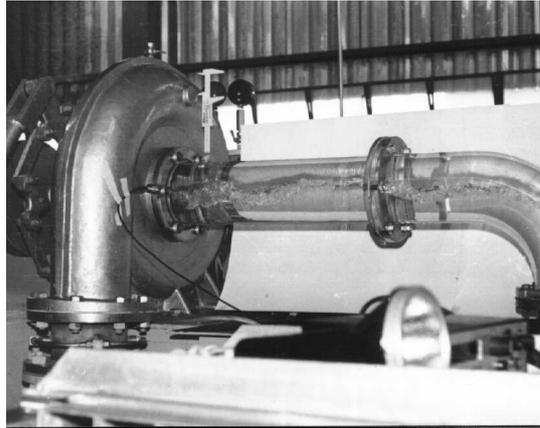


Figura 8 - (a) Foto do ensaio.

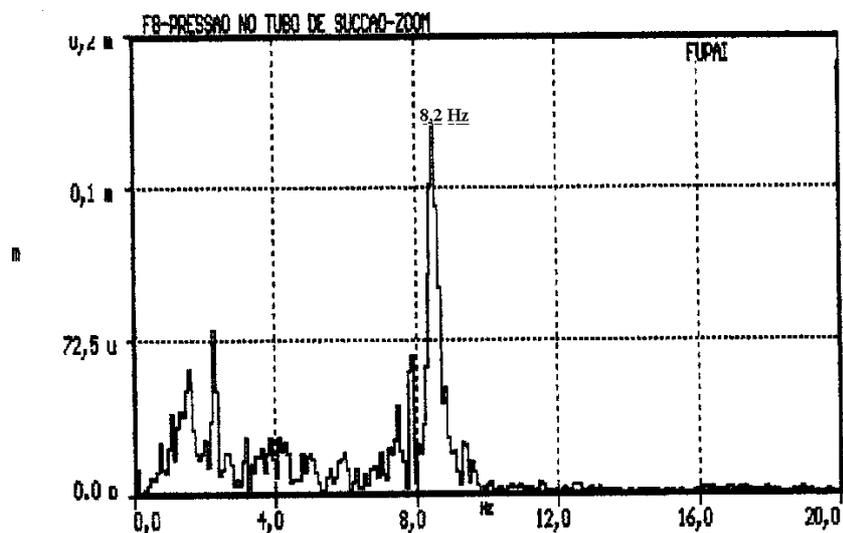


Figura 9 - Espectro de frequência da pulsação de pressão no tubo de sucção

4. CONCLUSÕES

Observou-se que para determinados valores de Q as frequências calculadas e medidas possuem uma boa concordância.

Tabela 1.

Abertura das Pás (%)	Freq. Medida (Hz)	Freq. Calculada (Hz)	Erro %
30	6,8	7,8	12,8
25	9,3	8,9	4,5
20	7,6	9,7	21,6
12	12,9	11,8	9,3

Da parte experimental concluiu-se que:

- ♣ a pulsação máxima de pressão ocorre para um valor de vazão Q próximo ao valor definido pela eq. (15):

- ♣ na condição de vazão acima do ponto nominal, o vórtice é centrado e não se detecta pulsação de pressão no tubo de sucção. Observa-se que o sentido de rotação do vórtice é contrário ao da turbina;

Futuramente, pretende-se realizar um modelo teórico baseado em escoamento tridimensional para estudar o fenômeno.

REFERÊNCIAS

- Almeida, M.T. e Barbosa, A. A., “ Vibrações em Tubo de Sucção de Turbina Francis”, XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, SP, Brasil , 1991.
- Almeida, M.T. e Brandão, J.C., "Estudo de Vibrações Induzidas por Vórtices de Núcleos no Tubo de Sucção de Turbinas Francis", Anais do III Simpósio sobre Problemas Dinâmicos de Mecânica - ABCM, Águas de São Pedro, SP, Brasil, 1989.
- De Sierro, F. e De Leva, F., Water Power and Dam Construction, Vol. 28, N^o 8, pp. 28-35, Aug./1976
- Deriaz P. " A contribution to the understanding of flow in draft tubes of Francis turbines " , Symposium de Nice, paper B-1, (1960)
- Dziallas, R., VDI – Berichte, N-75, pp. 53-64, Auyg./1964.
- Fanelli, M., "The Vortex rope in tue draft tube of Francis turbines operating at partial load: A proposal for a mathematical model", Jounal of Hydraulic Research, Vol. 27. 1989, pp. 769-807
- Furuie, Yoshinobu, Mita, Hikaru, e Yutaka Hosoi, “ Experimental Investigation of Vortex Core in Reverse Swirl Flow From Francis Runner“, Hydraulic Machinery and Cavitation, pp 835-844, Kluwer Academic Publishers, 1996
- Guarga, R., "Oscilatory Characteristics of Swirling Confined, Turbulent and Non-Cavitating Flows", Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory conditions, Mexico, (1985).
- Guarga, R., "Comportamiento Oscilatorio Comparado del Flujo Helicoidal en Geometrias Cónicas Divertentes y Cilíndricas", XII Congresso Latino - Americano de Hidráulica, São Paulo, SP, Brasil, set. 1986
- Gubin M. F. " Draft tubes for Hydro-electric Stations " Translated from Russian, Amrind Publishing Co. Pvt. Ltd., Delhi (1973)
- Gyarmathy, G., "Nonlinear Analysis of Surge Cycle", ASME Fluids Engineerings, Vol. 99, Series I, N^o 1, March/1977.
- Hosoi, Y., "Experimental Investigations of Pressure Surge in Draft Tubes of Water Turbines", Hitachi Review, Vol. 14, N^o 12, pp. 2-12, 1965.

- Hosoi Y. " Characteristics of pressure surge due to whirling water from exit of water turbine runner", Bull J. S. M. E., 16, 1324, (1973)
- Lamb, H., "Hidroynamics", Dover Publications, pp. 221, London, England, 6th Edition, 1931.
- Murakami, M., "Vibrations of Water Turbines Draft Tube", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, pp. 36-42, Jan,/ 1961,
- Pedrizzetti, G., Angelico, G., "Model for Vortex Rope Dynamics in Francis Turbine Outlet", Hydraulic Machinery and Cavitation, 915-924, Kluwer Academic Publishers, 1996.
- Purdy, C.G, Water Power and Dam Construction, Vol, 31, N^o 4, pp,23-27, april 1979.
- Rheingans, W,H, "Power Swings in Hydro-eletric Power Plants", Transactions, ASME, Vol. 62, pp, 171-184 April1940.
- Qinghua, S., "Experimental Investigation of Frequency Characteristic of Draft Tube Pressure Pulsations for Francis Turbines", Hydraulic Machinery and Cavitation, 935-944, Kluwer Academic Publishers, 1996.
- Sayam K. S. " Parameters affecting the performance of a draft tube of a reaction water turbine " a Ph.D thesis, I. I. T. 1977.
- Sayam, K. Singh e kar, Subir, "Investigations on the Pressure Fluctuations in a Draft Tube of a Reaction Water Turbine", Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery, Akadémiai Kiadó, Budapest,1979, pp.645-654
- Seoni, R.M., Proceedings, Institution of Electrical Engineers, Vol, 12, N^o 102, pp. 1138-1162, Oct. /1976.
- Seydel, J., 8th Symposium, Section for Hydraulic Machinery Equipment and Cavitation, LAHR, Leningrad, Paper1-7, pp, 85-96, Sept,/ 1976.
- Strohmer, F., Österreichische Ingenieur-Zeitschrfft, Vol. 20, N^o 3, pp 69-72 March/1977.

Study on the pressure fluctuation and vibration in a draft tube of Francis turbines induced by Vortex- Simplified Method.

Abstract: *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 foresse the vortex frequency while designing the machine, has been developed. The theoretical and experimental results are compared and discussed.*

Keywords: *vibration, vortex, turbine.*