

LEI DE VARIAÇÃO DO CAUDAL TURBINADO PARA PEQUENAS TURBINAS INSTALADAS EM CAIXA ABERTA

Helena RAMOS¹; A. Betâmio de ALMEIDA²

RESUMO

Neste trabalho desenvolve-se uma metodologia para análise da variação de caudal turbinado quando induzido pela saída de serviço dos grupos turbogeradores, baseada nos triângulos de velocidade à saída do distribuidor e à entrada e saída da roda de turbinas do tipo reacção (e.g. Francis). Esta metodologia fornece a informação necessária relativamente à variação de caudal turbinado para dois tipos de rodas Francis (lenta e rápida) e que foi validada através de ensaios experimentais realizados numa instalação em caixa aberta concebida para obter a resposta dinâmica das rodas Francis, em particular, para a simulação dos efeitos induzidos por variações da velocidade de rotação.

Este tipo de análise fornece informação útil para uma melhor compreensão dos fenómenos associados às variações de caudal (golpe de aríete, flutuações dos níveis de água em canais adutores e instabilidades transitórias nos diferentes componentes do sistema) em pequenas centrais hidroeléctricas associadas, em geral, a pequenos valores de inércia, obtendo-se muito rapidamente as condições de embalamento.

Palavras chave: lei de variação do caudal turbinado, turbinas de caixa aberta, condicionalismos no dimensionamento, resposta dinâmica do sistema

¹ Prof. Auxiliar do IST, UTL, Lisboa, Portugal

² Prof. Catedrático do IST, UTL, Lisboa, Portugal

1- INTRODUÇÃO

A análise desenvolvida inclui a comparação de resultados obtidos experimentalmente numa instalação do tipo caixa aberta aplicável a mini-hídricas do tipo pé de barragem, cujo circuito hidráulico não constitui, neste caso, o ógão mais relevante em termos de dimensionamento uma vez que é de dimensão reduzida. A maior influência verifica-se ao nível das curvas de vazão obtidas no canal de adução a montante dos grupos, que sendo o regime de escoamento do tipo lento o controlo é efectuado por jusante, ou seja a condição de fronteira será imposta pelo funcionamento dos respectivos grupos.

2- VARIAÇÃO DO CAUDAL TURBINADO. SAÍDA DE SERVIÇO DOS GRUPOS

2.1- Formulação teórica

É possível definir três tipos de velocidades no escoamento através da roda de uma turbina: absoluta, V , tangente à trajectória das partículas, relativa, W , em relação à roda e a velocidade periférica (ou de transporte), C , tangente à circunferência com o centro no eixo da roda, sendo o seu valor igual a $C = \omega \cdot r$ (sendo ω a velocidade angular da roda e r o raio da roda).

A direcção da velocidade absoluta de entrada, V_1 , na roda de uma turbina de reacção é condicionada pela directriz do distribuidor. Admitindo distribuição uniforme de velocidades, nas secções à entrada e à saída da roda e a aplicação do teorema de Euler, tem-se

$$BH = rQ(r_1 V_1 \cos \alpha_1 - r_2 V_2 \cos \alpha_2) \quad (1)$$

sendo BH o binário motor.

A potência disponível no veio da turbina é o resultado do produto do binário pela velocidade angular ω :

$$P = \omega BH \quad (2)$$

e, tendo em conta que,

$$P = gQH_u h \quad (3)$$

resulta na seguinte equação:

$$BH = \frac{g QH_u h}{\omega} \quad (4)$$

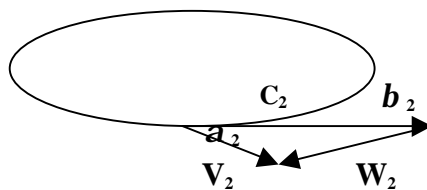


Figura 1 - Triângulos de velocidade à saída da roda de uma turbina Francis

Com base na análise dos triângulos de velocidade à saída do distribuidor e à entrada da roda é possível distinguir três tipos de turbinas: lenta ($C_1 < V_1 \cos \alpha_1$); normal ($C_1 = V_1 \cos \alpha_1$) e rápida ($C_1 > V_1 \cos \alpha_1$).

Entre a saída do distribuidor (secção identificada com o índice 0) e a entrada da roda (índice 1) admite-se a seguinte igualdade:

$$r_o V_o \cos \mathbf{a}_o = r_1 V_1 \cos \mathbf{a}_1 \quad (5)$$

A velocidade absoluta pode ser calculada do seguinte modo:

$$V_o = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{2pr_o b_o \text{sen} \mathbf{a}_o} \quad (6)$$

e, à saída da roda (identificado com o índice 2), a componente meridional (em relação à roda) da velocidade absoluta é dada pela seguinte expressão:

$$W_2 = \frac{Q}{A_2 \text{sen} \mathbf{b}_2} \quad (7)$$

sendo,

A_2 - a área da secção à saída da roda;

β_2 - o ângulo entre as velocidades \overline{C}_2 e \overline{W}_2 ;

b_o = altura da secção livre à saída do distribuidor.

r_o - distância radial à saída do distribuidor, com o centro no eixo da roda;

α_1 - o ângulo entre as direcções das velocidades \overline{V}_1 e \overline{C}_1 .

Com base na equação (5) pode concluir-se que

$$V_1 \cos \mathbf{a}_1 = \frac{r_o}{r_1} V_o \cos \mathbf{a}_o = \frac{Q}{2pr_1 b_o \tan \mathbf{a}_o} \quad (8)$$

A partir do triângulo de velocidades à saída da roda, e tendo em conta que $C = w r$, deduz-se (Figura 1)

$$V_2 \cos \mathbf{a}_2 = C_2 - W_2 \cos \mathbf{b}_2 = w r_2 - \frac{Q}{A_2 \tan \mathbf{b}_2} \quad (9)$$

Substituindo as expressões (3), (8) e (9) na equação (1) obtém-se a seguinte equação:

$$\mathbf{h}_h g H_u = \frac{Q w}{2pb_o \tan \mathbf{a}_o} - (w r_2)^2 + \frac{Q w r_2}{A_2 \tan \mathbf{b}_2} \quad (10)$$

ou ainda

$$h_h gH_u + (wr_2)^2 = Qwr_2 \left(\frac{1}{2pb_o r_2 \tan a_o} + \frac{1}{A_2 \tan b_2} \right) \quad (11)$$

que resulta na seguinte equação:

$$Q = \frac{\left(\frac{h_h gH_u}{wr_2} + wr_2 \right)}{\left(\frac{1}{2pb_o r_2 \tan a_o} + \frac{1}{A_2 \tan b_2} \right)} \quad (12)$$

atendendo a que $w = \frac{2pN}{60}$, a expressão anterior pode ser traduzida por uma relação equivalente do seguinte tipo

$$Q = \frac{Ah_h}{N} + BN \quad (13)$$

com $A = \frac{\left(\frac{60 gH_u}{2p r_2} \right)}{\left(\frac{1}{2pb_o r_2 \tan a_o} + \frac{1}{A_2 \tan b_2} \right)}$ e $B = \frac{\left(\frac{2p}{60} r_2 \right)}{\left(\frac{1}{2pb_o r_2 \tan a_o} + \frac{1}{A_2 \tan b_2} \right)}$

em que o rendimento h_h varia com a velocidade de rotação.

A importância relativa dos coeficientes A e B vai depender do número específico n_s da turbina de reacção considerada.

2.2- Análise experimental

A análise experimental desenvolveu-se com base numa instalação de uma mini central hidroeléctrica com funcionamento em caixa aberta, na qual se procede à variação da velocidade de rotação por forma a obterem-se as condições de embalamento do grupo. Foram efectuadas medições do caudal turbinado em regime estacionário e verificou-se que a variação de caudal seguia uma lei do tipo da curva de vazão deduzida anteriormente apresentada na (equação (13)). A Figura 2 corresponde a um caso dos vários ensaios realizados, onde se apresentam alguns resultados experimentais para a roda de turbina do tipo Francis lenta, incluindo o respectivo ajustamento à formulação teórica desenvolvida. Procedeu-se à estimativa dos parâmetros A e B pelo ajustamento aos valores experimentais através de uma regressão linear, admitindo, para o efeito, um rendimento teórico constante para a turbina.

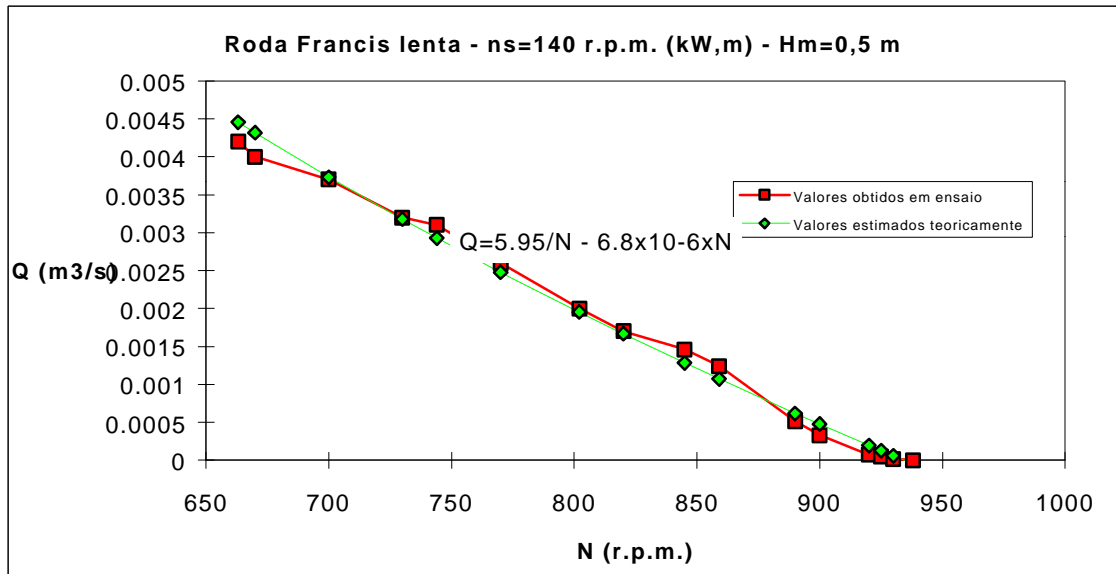


Figura 2- Instalação experimental de uma turbina Francis lenta em caixa aberta. Análise da variação de caudal turbinado

O andamento das curvas obtidas nos diversos ensaios é semelhante ao andamento das curvas teóricas (obtendo-se coeficientes de correlação da ordem de 0,94), o que traduz a consistência dos resultados de ensaio para ensaio.

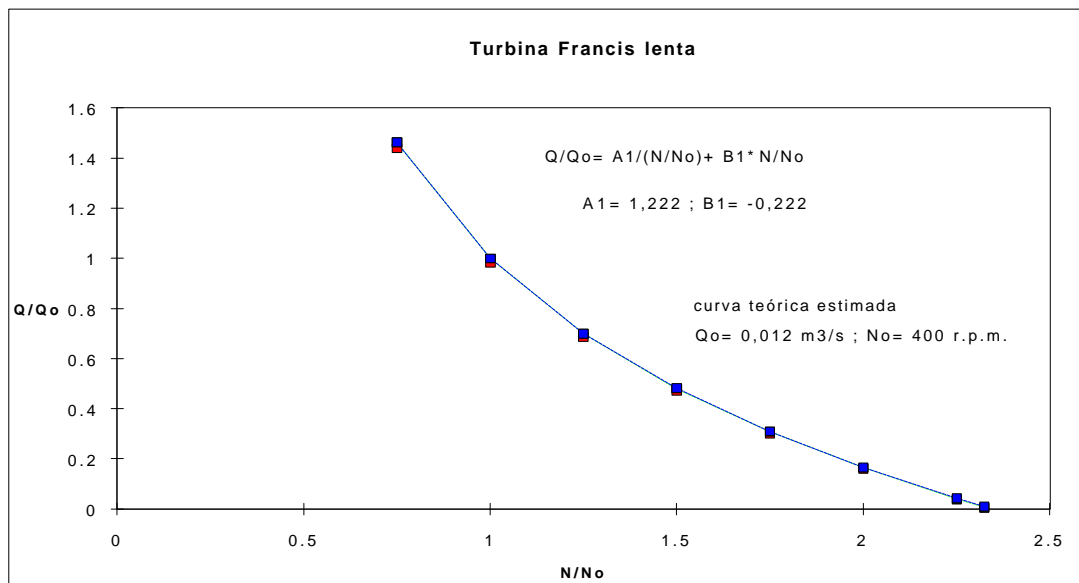


Figura 3 - Instalação experimental de uma turbina Francis lenta em caixa aberta. Variação adimensional do caudal turbinado com a velocidade de rotação

Na Figura 3 visualiza-se, em termos adimensionais, o andamento da variação de caudal em situação de embalamento para o caso de uma turbina Francis lenta ($n_s=140$ r.p.m. (kW, m)).

Verificou-se, experimentalmente, que para baixos valores da velocidade de rotação o ajustamento é pior, o que pode ser explicado pelo andamento da curva teórica, como se veio a confirmar com a modelação efectuada pelo modelo matemático desenvolvido para a

simulação do funcionamento da turbina com base na técnica do Orifício Dinâmico (Figura 4). O andamento da curva obtido através da modelação matemática está de acordo com os resultados obtidos experimentalmente para as condições de embalamento: para baixos valores da velocidade de rotação, neste caso particular do estudo, inferiores a 550 r.p.m., o valor do caudal turbinado tende para um valor finito (estando de acordo com o que se verifica na realidade), contrariamente ao obtido pela curva teórica baseada nos parâmetros estimados A e B, que traduzem exclusivamente as condições de embalamento.

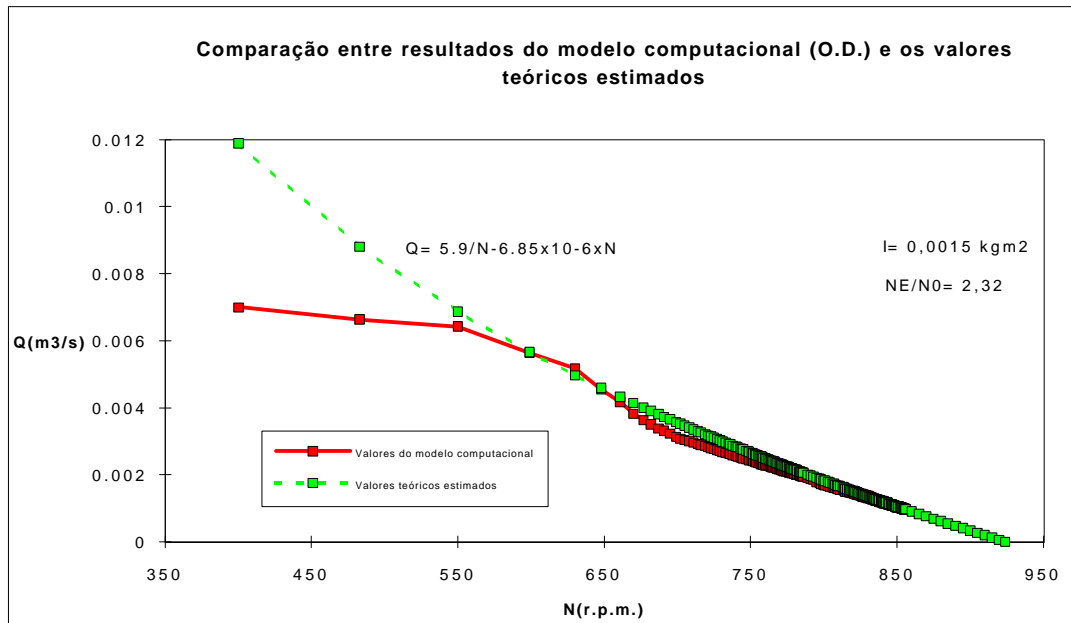


Figura 4 - Instalação experimental de uma turbina Francis lenta. Ajustamento do modelo O.D. com os valores teóricos estimados experimentalmente

Ensaio idênticos foram realizados para a roda Francis rápida, tendo-se verificado a atenuação do corte de caudal por embalamento, como se pode observar nas Figuras 5 e 6.

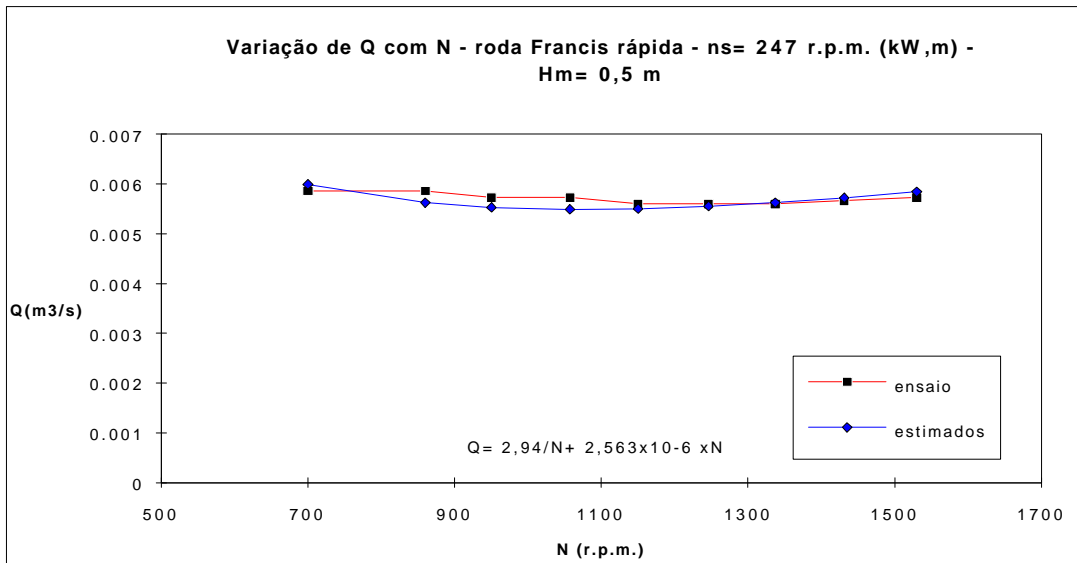


Figura 5 - Instalação experimental de uma turbina Francis rápida. Variação de caudal com a velocidade de rotação

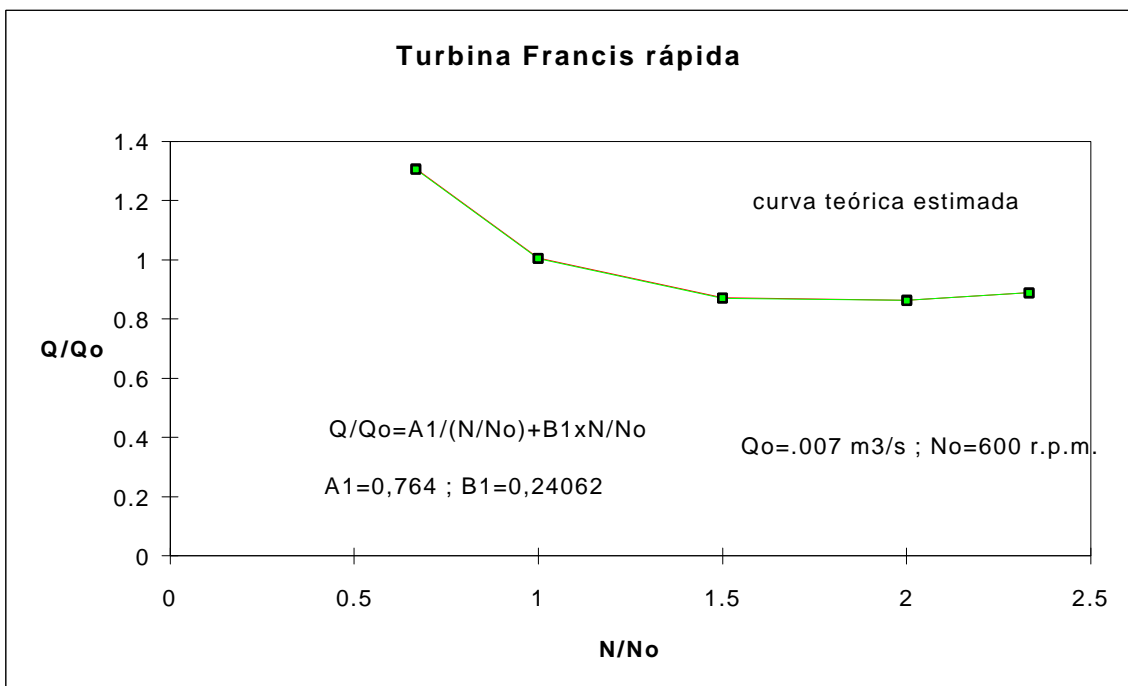


Figura 6 – Instalação experimental de uma turbina Francis rápida. Variação adimensional do caudal com a velocidade de rotação

3- CONCLUSÕES

Da observação entre os resultados experimentais e as curvas estimadas para a variação do caudal turbinado, quando induzido pela saída de serviço dos grupos turbogeradores, verifica-se um corte de caudal mais acentuado com o aumento da velocidade de rotação na roda Francis lenta do que na rápida (como se pode observar nas Figura 3 e 6, respectivamente). Os

parâmetros A e B da lei de variação de caudal (equação 13) são, para idênticas condições de funcionamento, função do tipo de roda caracterizado pelo número específico de rotações (Figura 7).

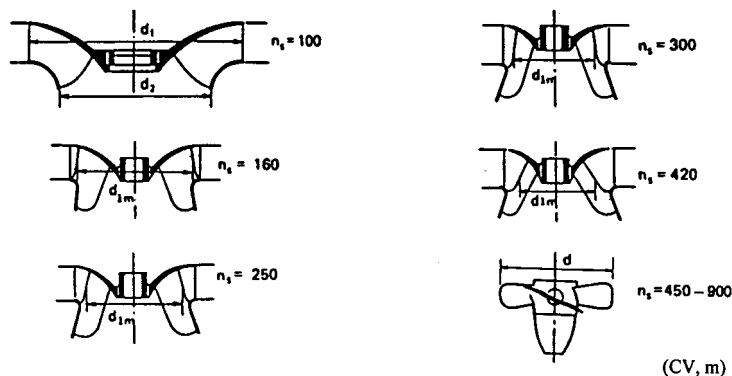


Fig. 7 – Rodas de turbinas de reacção em função de n_s

Verificou-se experimentalmente que quanto mais elevado é o número específico de rotações (turbinas mais rápidas – passagem de Francis rápidas para hélice ou Kaplan) o efeito de corte de caudal por embalamento deixa de ser notório passando mesmo a ser contrariado por um efeito de absorção de caudal por o aumento da velocidade de rotação. Fenómenos destes vão provocar condições de instabilidade no controlo e influência nos diferentes componentes do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, A. B. and KOELLE, E. - *Fluid Transients in Pipe Networks*. C.M.P., Elsevier, 1992.

FARELL, CESAR; GULLIVER, JOHN - *Hydromechanics of Variable Speed Turbines*. Journal of Energy Engineering, Vol. 113, No. 1, May, 1987.

JACOB, Th. - *Similitudes in Stability of Operation Tests for Francis Turbines*. Hydropower & Dams, January, 1994.

QUINTELA, A. C. - *Hidráulica*. Fundação Calouste Gulbenkian (2o edição) Lisboa, 1981.

RAMOS, H - *Simulação e Controlo de Transitórios Hidráulicos em Pequenos Aproveitamentos Hidroeléctricos. Modelação e Análise dos Efeitos Induzidos pela Sobrevelocidade de Turbo geradores* (tese de doutoramento). Lisboa, Junho, 1995.

RAMOS, H. and ALMEIDA, A.B. - *Modelling and Practical Analysis of the Transient Overspeed Effect of Small Francis Turbines*. XVIII IAHR Symposium - Hydraulic Machinery and Cavitation. Valência, Spain: 16th-19th, September, 1996.