

REGIMES TRANSITÓRIOS EM SISTEMAS ELEVATÓRIOS COM PERFIS HORIZONTAIS

HYDRAULIC TRANSIENTS IN PUMPING SYSTEMS WITH HORIZONTAL PROFILES

João DELGADO

Bolseiro de investigação, Dept. de Engenharia Civil, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa. Av. Rovisco Pais, 1049-001 Lisboa, Portugal. Email: joao.borga.delgado@ist.utl.pt

Dídia I. C. COVAS

Professora Associada, Dept. de Engenharia Civil, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa. Av. Rovisco Pais, 1049-001 Lisboa, Portugal. Email: didia.covas@tecnico.ulisboa.pt

António B. de ALMEIDA

Professor Emérito, Dept. de Engenharia Civil, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa. Av. Rovisco Pais, 1049-001 Lisboa, Portugal. Email: betamio.almeida@ist.utl.pt

RESUMO: O presente documento pretende discutir os efeitos associados ao uso de reservatórios hidropneumáticos na proteção de regimes transitórios em sistemas elevatórios. Foi desenvolvido um modelo matemático unidimensional baseado na teoria clássica do golpe de aríete, sendo as equações base resolvidas através do Método das Características. Este modelo incorpora o elemento bomba descrito através dos parâmetros de Suter, o reservatório hidropneumático descrito pelo lei politrópica dos gases e uma formulação para descrever as perdas de carga em regime variável. O modelo foi testado utilizando medições de pressão durante a ocorrência de regimes transitórios em laboratório. Os regimes transitórios decorreram da paragem súbita do grupo eletrobomba devido a um corte de corrente elétrica. Os dados recolhidos foram comparados com os resultados obtidos através do modelo matemático e utilizados para calibrar os respetivos parâmetros. Observou-se que o reservatório hidropneumático ligado ao circuito hidráulico induz pressões em regime transitório superiores às observadas quando este dispositivo não se encontrava ligado ao sistema.

Palavras-chave: regimes transitórios, bombas centrífugas, válvula de retenção, Método das Características.

ABSTRACT: *The current paper aims to discuss the main uncertainties associated with the hydraulic transient modelling of pumping systems with and without surge protection. A one-dimensional hydraulic transient solver was developed based on the classic water hammer theory and solved using the Method of Characteristics. This solver incorporates the pump-element described by Sutter parameters, the pressurized surge tank described by the polytropic process and a formulation to describe the unsteady-state friction losses. The model was tested using transient pressure data collected from one laboratory hydraulic circuit. Transients were generated by the sudden stoppage of the pump due to failure of the power grid. Collected data were compared with the results of the numerical modelling and used to calibrate model parameters, and a good agreement was obtained. Some tests with the hydropneumatic vessel connected lead to higher pressure surges than when there was no protection in the system.*

Keywords: hydraulic transients, centrifugal pumps, check valve, Method of Characteristics.

1. INTRODUÇÃO

O controlo de regimes transitórios hidráulicos em condutas é uma das principais preocupações de engenheiros e entidades gestoras por razões relacionadas com risco, segurança e operação eficiente. Este fenómeno é causado por perturbações nos órgãos reguladores de caudal (e.g., bombas), originando efeitos dinâmicos transitórios, que em determinadas condições, produzem variações de pressão consideráveis. Um exemplo de perturbação em sistemas elevatórios é a paragem súbita dos grupos eletrobomba decorrente de um corte de corrente elétrica, podendo originar pressões sub-atmosféricas e, conseqüentemente, a ocorrência de cavitação, ou provocar a rutura de condutas devido à ocorrência de sobrepressões excessivas. Em sistemas elevatórios são frequentemente utilizados reservatórios hidropneumáticos para proteção do sistema. No entanto, se estes dispositivos não forem corretamente dimensionados, podem ocorrer variações excessivas de pressão devido ao fechamento abrupto das válvulas de retenção instaladas a jusante dos grupos eletrobomba (Provoost, 1983). Os sistemas hidráulicos mais suscetíveis a este fenómeno são aqueles onde ocorre uma carga elevada a jusante da válvula de retenção após a paragem súbita dos grupos eletrobomba, originando assim um elevado gradiente de pressão e conseqüente desaceleração do fluido. Assim, os sistemas hidráulicos mais suscetíveis à ocorrência deste fenómeno são os sistemas protegidos com reservatórios hidropneumáticos a jusante de válvulas de retenção e grupos eletrobomba em paralelo, onde apenas ocorre a paragem de um grupo (Thorley, 1991).

O presente documento tem como principal objetivo a análise experimental e numérica do comportamento do escoamento numa conduta durante um regime transitório originado pela paragem súbita de um grupo eletrobomba devido a falha de corrente. O documento inclui a formulação do modelo matemático utilizado, a descrição das instalações experimentais e do conjunto de ensaios realizados, assim como a apresentação dos dados recolhidos. Procede-se à calibração e validação do modelo numérico com base nos dados experimentais, finalizando com uma apreciação dos principais resultados obtidos e discussão das incertezas associados aos modelos numéricos utilizados para descrever regimes transitórios hidráulicos.

2. MODELO MATEMÁTICO

As equações que descrevem o comportamento do fluido durante o regime variável são baseadas nos princípios da conservação da massa e da quantidade de movimento linear [Equações (1) e (2), respetivamente], independentemente das condições iniciais e de fronteira. Estas equações são (Almeida e Koelle, 1992; Wylie e Streeter 1993):

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gS} \frac{dQ}{dt} + h_f = 0 \quad (2)$$

em que H = cota piezométrica; a = celeridade das ondas elásticas; g = aceleração da gravidade; S = área da secção transversal da conduta; Q = caudal; h_f = perda de carga por unidade de comprimento; t = tempo; e x = coordenada espacial ao longo eixo da conduta.

Estas equações estão associadas a hipóteses simplificativas inerentes à teoria clássica do golpe de aríete, relacionadas com as características do fluido, do escoamento e da conduta (Covas, 2003), nomeadamente: (i) o escoamento é unidimensional com um perfil de velocidades uniforme; (ii) o fluido é monofásico, homogéneo, compressível e as mudanças de densidade e temperatura são desprezáveis durante o regime transitório; (iii) as perdas de carga durante o regime variável são calculadas através das formulações utilizadas em regime permanente; (iv) o material da conduta tem um comportamento reológico elástico linear; (v) a interação fluido-estrutura é desprezável; (vi) a conduta é retilínea e uniforme com secção transversal constante, e sem entradas nem saídas de escoamentos laterais.

Quando a primeira hipótese referida não se verifica, a perda de carga total deverá ser dividida em duas parcelas: uma parcela referente à perda de carga em regime permanente, h_{fs} ; e outra ao regime variável, h_{fu} , de tal modo que $h_f = h_{fs} + h_{fu}$. A parcela de perda de carga em regime permanente h_{fs} é descrita através da Equação (3) para um escoamento turbulento.

Este artigo foi apresentado no 12º Congresso da Água e selecionado para submissão e possível publicação na *Recursos Hídricos*, tendo sido aceite pela Comissão de Editores Científicos Associados em 30 de maio de 2014. Este artigo é parte integrante da Revista *Recursos Hídricos*, Vol. 35, Nº 2, 55-66, novembro de 2014.

© APRH, ISSN 0870-1741 | DOI 10.5894/rh35n2-5

A formulação utilizada para descrever as perdas de carga em regime variável [Equação (4)] tem em conta as acelerações locais e convectivas e foi formulada por Vitkovský *et al.*, (2000).

$$h_{f_s} = \frac{f_s}{2gDS^n} Q|Q| \tag{3}$$

$$h_{f_a} = \frac{k_3}{gS} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} a \frac{|Q|}{Q} \left| \frac{\partial Q}{\partial x} \right| \right) \tag{4}$$

em que f_s = fator de atrito de Darcy-Weisbach; D = diâmetro interno da conduta; ν = viscosidade cinemática do fluido; k_3 = coeficiente de decaimento da formulação de Vitkovský *et al.*, (2000).

O factor de atrito de Darcy-Weisbach depende das condições de escoamento e das características da parede da conduta. Para escoamentos turbulentos lisos, este termo depende apenas do número de Reynolds, Re , e pode ser estimado através das seguintes expressões (Delgado, 2013):

Equação de Blasius $f_s = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \tag{5}$

Equação de Nikuradse $f_s = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \tag{6}$

Equação de

Karman-Prandtl $\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f_s}} \right) \tag{7}$

O Método das Características (Wylie and Streeter, 1993) permite a transformação das Equações diferenciais parciais (1) e (2) em duas equações diferenciais ordinárias, que podem ser resolvidas através de um esquema numérico de diferenças finitas. Foi utilizado um esquema numérico de primeira e segunda ordem para integrar o termo de resistência ao escoamento em regime

permanente. Relativamente ao termo de resistência ao escoamento em regime variável, utilizou-se um esquema de primeira ordem implícito e explícito, para as parcelas de aceleração local e convectiva, respetivamente (Delgado, 2013). As equações de compatibilidade apresentam a seguinte forma (Figura 1):

$$Q_K = C_P - Ca_P H_K \tag{8}$$

$$Q_K = C_N - Ca_N H_K \tag{9}$$

em que C_P , Ca_P , C_N e Ca_N = constantes que dependem do esquema numérico utilizado, do instante e da secção da conduta, sendo as respetivas equações apresentadas no Quadro 1.

As Equações (8) e (9) descrevem o escoamento transitório através de duas linhas independentes e retíneas que propagam informação relativa a propriedades de escoamento no domínio do espaço-tempo. A descrição numérica dos coeficientes utilizados nas Equações (8) e (9) é apresentada no Quadro 2.

2.1. Condições de fronteira

2.1.1. Paragem súbita de uma bomba devido a corte de corrente elétrica

A representação matemática do elemento bomba é baseada nas relações entre o caudal, Q , a velocidade de rotação, ω , a altura de elevação, H , e o binário útil do motor, T . Estas relações na maioria dos casos de engenharia, não estão disponíveis. Devem-se então, utilizar as características de bombas com número específico de rotações, N_s , semelhantes. Contudo, devido à incerteza deste procedimento, os resultados obtidos nos modelos matemáticos devem ser analisados com parcimónia (Wylie e Streeter, 1993).

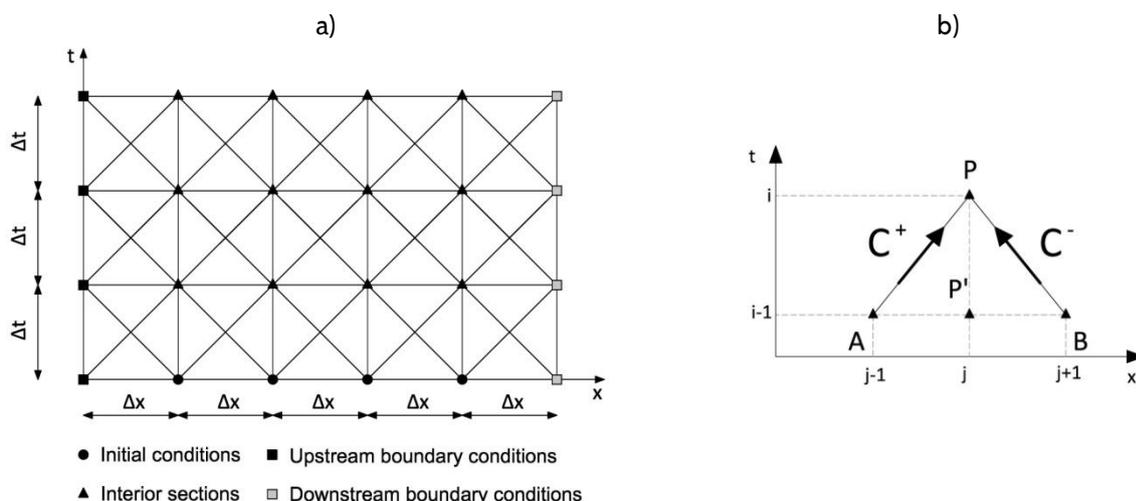


Figura 1 - Grelha do Método das Características: (a) linhas características retíneas; (b) localização das secções de cálculo.

Quadro 1 - Termos das equações de compatibilidade.

Termos das equações de compatibilidade (ver	$C_P = \frac{Q_A + CaH_A + C'_{P1} + C''_{P1}}{1 + C'_{P2} + C''_{P2}}$	$C_N = \frac{Q_B - CaH_B + C'_{N1} + C''_{N1}}{1 + C'_{N2} + C''_{N2}}$
Quadro 2)	$Ca_P = \frac{Ca}{1 + C'_{P2} + C''_{P2}}$	$Ca_N = \frac{Ca}{1 + C'_{N2} + C''_{N2}}$

Nota: Os identificadores ' e '' são referentes ao regime permanente e variável, respetivamente.

Quadro 2 - Coeficientes dos parâmetros das equações de compatibilidade - adaptado de Covas (2003) e Soares *et al.* (2013).

Resistência ao escoamento		Coeficientes	
Resistência ao escoamento em regime permanente	Precisão de primeira ordem	$C'_{P1} = -R_A \Delta t Q_A Q_A $ $C'_{P2} = 0$	$C'_{N1} = -R_B \Delta t Q_B Q_B $ $C'_{N2} = 0$
	Precisão de segunda ordem	$C'_{P1} = 0$ $C'_{P2} = R_A \Delta t Q_A Q_A $	$C'_{N1} = 0$ $C'_{N2} = R_B \Delta t Q_B Q_B $
Resistência ao escoamento em regime variável - formulação de Vítkovský <i>et al.</i> , (2000)		$C''_{P1} = k_3 \theta Q_K - k_3 (1 - \theta) (Q_A - Q_{A'}) - k_3 \frac{ Q_A }{Q_A} Q_K - Q_A $	$C''_{N1} = k_3 \theta Q_K - k_3 (1 - \theta) (Q_B - Q_{B'}) - k_3 \frac{ Q_B }{Q_B} Q_K - Q_B $
		$C''_{P2} = C''_{N2} = k_3 \theta$	

Nota: θ = coeficiente de relaxação da derivada local da velocidade local.

Para a representação matemática do grupo eletrobomba, são utilizados parâmetros adimensionais referentes às condições nominais de funcionamento (Chaudhry, 1987):

$$v = \frac{Q}{Q_R}; h = \frac{H}{H_R}; \alpha = \frac{N}{N_R}; \beta = \frac{T}{T_R} \quad (10)$$

em que v , h , α e β = parâmetros adimensionais referentes ao caudal, altura de elevação, velocidade de rotação e binário útil do motor. O índice R refere-se às condições nominais.

Chaudhry (1987) propõe um procedimento iterativo para o cálculo das variáveis adimensionais. As curvas experimentais referentes à altura de elevação e ao binário útil, expressos em termos adimensionais, F_h e F_β , respetivamente, estão representadas na Figura 2. De acordo com Marshall *et al.* (1965), estes parâmetros podem ser descritos em função de um ângulo $\theta_s = \tan^{-1}(\alpha/v)$. As formas das curvas experimentais tendem a ser semelhantes para números específicos de rotação próximos, sendo descritas por:

$$F_h = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}; F_\beta = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}; N_s = N_R \frac{Q_R}{H_R^{3/4}} \quad (11)$$

As Equações (12) e (13) descrevem, respetivamente, a altura de elevação e o binário útil do motor (admitindo que o binário resistente é nulo, uma vez que houve um corte de corrente elétrica). A primeira equação é dada pelo equilíbrio de energia a jusante da bomba e a segunda pelo princípio das massas girantes. De referir que este modelo admite que as perdas de carga na conduta de aspiração e na conduta entre o grupo eletrobomba e a válvula de retenção são desprezáveis (Figura 3).

$$H_K = H_{res_U} + H_{bomba} - C_V Q_P |Q_P| \quad (12)$$

$$T = -WR^2 \frac{2\pi}{60} \frac{dN}{dt} \quad (13)$$

em que H_{res_U} = cota do reservatório de montante;

H_{bomba} = altura de elevação da bomba no final do passo de cálculo; C_V = coeficiente de perda de carga localizada da válvula de retenção; WR^2 = inércia combinado do conjunto eletrobomba, motor, eixo e líquido no interior do impulsor da eletrobomba.

Uma vez que este elemento é considerado na fronteira de montante do sistema hidráulico, utiliza-se a equação característica negativa [Equação (9)], tal como representado na Figura 3.

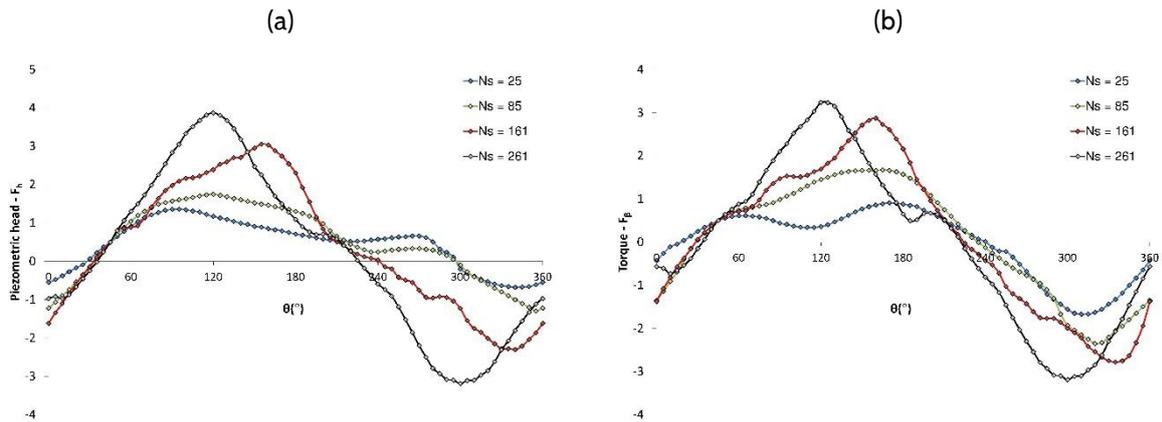


Figura 2 - Curvas características para quatro valores de velocidade específica de rotação: (a) altura de elevação; (b) binário útil - adaptado de Soares *et al.*, (2013).

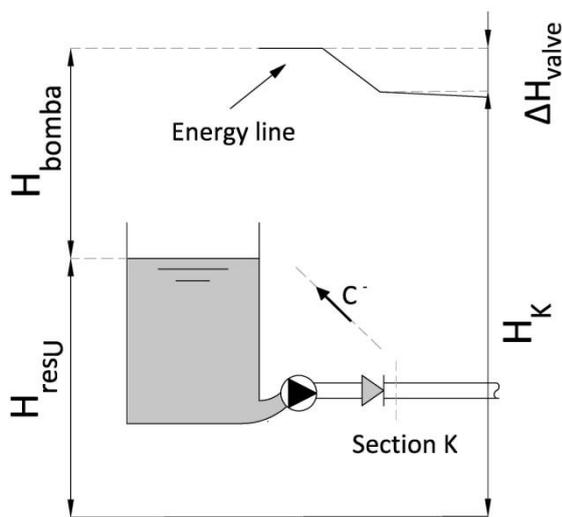


Figura 3 - Esquema utilizado na definição do elemento eletrobomba.

em que: Z_v = cota da válvula; S_v = área da secção transversal da válvula.

Uma vez que este elemento está localizado na fronteira de jusante do sistema hidráulico, considera-se a equação característica positiva [Equação(8)].

2.1.3. Reservatório hidropneumático

A modelação matemática de reservatório hidropneumático (RHP) depende da consideração ou não da inércia da massa de líquido no interior do ramal de ligação entre a conduta principal e o RHP. As Equações (15) a (19) são válidas quando o comprimento do ramal de ligação é desprezável (Figura 4) – modelo de orifício. A Equação (15) é relativa à continuidade do escoamento na ligação da conduta principal ao ramal, a Equação (16) refere-se ao equilíbrio energético entre a conduta principal e o RHP e as Equações (17) a (19) referem-se às condições no interior deste dispositivo.

O último termo da Equação (12) representa as perdas de carga localizadas na válvula de retenção. Relativamente a este elemento, foram considerados três modelos de fechamento distintos:

1. Manobra de fechamento quase-instantânea quando o escoamento inverte através da válvula (comportamento perfeito da válvula de retenção).
2. Manobra de fechamento quase-instantânea num determinado instante.
3. Manobra de fechamento calibrada com base nos dados experimentais.

2.1.2. Válvula a descarregar para a atmosfera

A seguinte equação pode ser escrita, tendo em conta uma válvula a descarregar para a atmosfera:

$$H_K - \left(Z_v + \frac{Q_K}{2gS_v^2} \right) = C_v Q_p |Q_p| \quad (14)$$

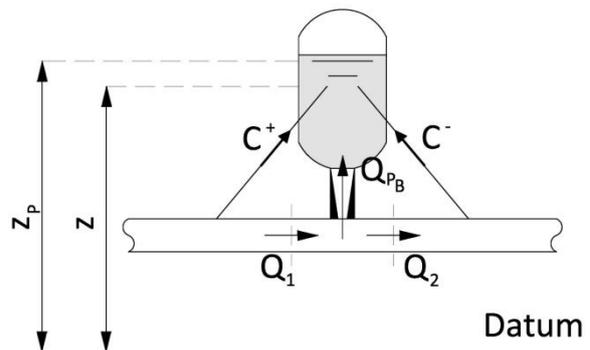


Figura 4 - Esquema utilizado na definição do elemento RHP.

$$Q_i = Q_{p_{BP}} + Q_2 \quad (15)$$

$$H_K = H_{P_{air}}^* - H_b + Z_p + C_{BP} Q_{p_{BP}} |Q_{p_{BP}}| \quad (16)$$

$$V_{P_{air}} = V_{air} - S_{HPV} (Z_p - Z) \quad (17)$$

$$Z_p = Z + 0.5(Q_{p_{BP}} - Q_{BP}) \frac{\Delta t}{S_{HPV}} \quad (18)$$

$$H_{p_{air}}^* V_{p_{air}}^m = C_0 \quad (19)$$

em que $H_{p_{air}}^*$ = pressão absoluta no RHP; H_b = pressão atmosférica; C_{BP} = coeficiente de perda de carga localizada no ramal de ligação; $Q_{p_{BP}}$ e Q_{BP} = caudal no ramal de ligação no fim e no início do passo de cálculo, respetivamente; $V_{p_{air}}$ e V_{air} = volume de ar no RHP no fim e no início do passo de cálculo, respetivamente; Z_p e Z = cota de água no RHP no fim e no início do passo de cálculo, respetivamente; Δt = passo de cálculo; S_{HPV} = área da secção transversal do RHP; m = expoente da lei politrópica dos gases; C_0 = constante da lei politrópica dos gases.

Caso o comprimento do ramal de ligação não seja desprezável e considerando um modelo rígido para a massa de água no interior do ramal de ligação, pode-se definir a Equação (20) para a relação entre o caudal e a cota piezométrica na conduta principal, e a pressão do ar no interior do RHP. Esta equação é baseada na equação da conservação da quantidade de movimento linear no ramal de ligação (Chaudhry, 1987), sendo considerada na modelação matemática em detrimento da Equação (16).

$$Q_{p_{BP}} = Q_{BP} + C_1 (H_K - H_{p_{air}}^* - Z_p + H_b - k Q_{BP} |Q_{BP}|) \quad (20)$$

$$C_1 = \frac{g \Delta t S_{BP}}{L_{BP}} \quad (21)$$

$$k = \frac{f_s L_{BP}}{2g D_{BP} S_{BP}^2} + C_{BP} \quad (22)$$

em que C_1 = constante que depende das características do ramal de ligação; k = constante que depende das perdas de carga no ramal de ligação; S_{BP} = área da secção transversal do ramal de ligação; L_{BP} = comprimento do ramal de ligação; D_{BP} = diâmetro interno do ramal de ligação.

3. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E DADOS RECOLHIDOS

O circuito experimental utilizado no âmbito desta investigação está instalado no Laboratório de Hidráulica e Recursos Hídricos, no Departamento de Engenharia Civil, Arquitetura e Georrecursos no Instituto Superior Técnico (Figura 5a). O sistema é composto por uma conduta de cobre disposta em forma de espiral com aproximadamente 103.2 m de comprimento, 20 mm de diâmetro interno e 1 mm de espessura de parede. O sistema é alimentado a partir de um tanque de armazenamento de 125 l de volume, por um grupo eletrobomba centrífuga com um caudal nominal de 1.0 m³/h, 32.0 m de altura de elevação e uma potência de 1.75 kW (Figura 5b). Imediatamente a jusante do grupo encontra-se uma válvula de retenção de agulha. A jusante da válvula de retenção encontra-se um reservatório hidropneumático com um volume de 60.0 l. Este dispositivo pode ser ligado e desligado do circuito principal através da abertura ou fechamento de uma válvula (Figura 5b). Na extremidade de jusante da conduta encontra-se instalada uma válvula esférica de DN 3/4" que permite o controlo do caudal em regime permanente (Figura 5c).

O escoamento em regime permanente é medido através de um rotâmetro (Figura 5c) e as pressões em regime permanente e variável são medidas através de três transdutores (transdutores WIKA que medem em pressões absolutas de 0 a 25 bar e com uma precisão de 0.5%) localizados em três secções da conduta (T1 - extremidade de montante; T2 - secção no meio da conduta; T3 - extremidade de jusante). A Figura 6 apresenta um esquema simplificado da instalação experimental.

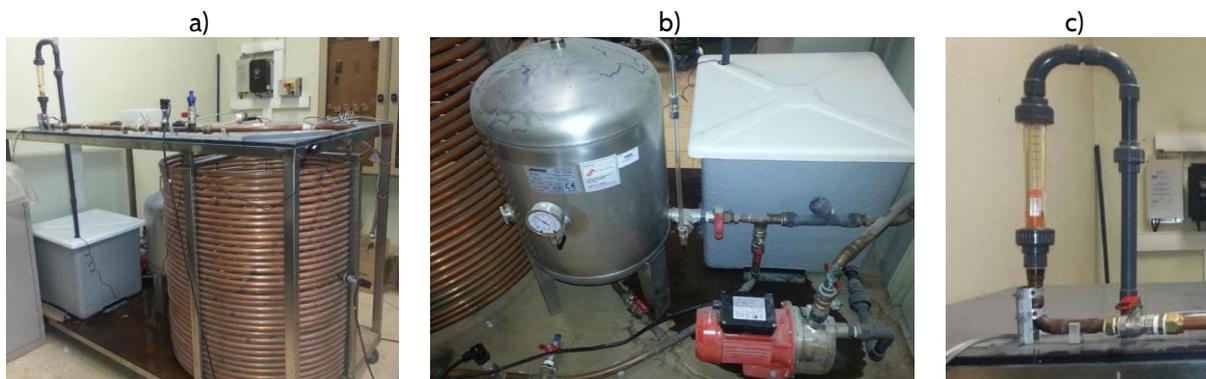


Figura 5 - Instalação experimental. Vista: (a) geral; (b) de montante; (c) de jusante.

Foram realizados vários ensaios experimentais em regime transitório provocados pela paragem súbita do grupo eletrobomba devido a um corte de corrente elétrica no instante $t = 2$ s. A Figura 7 apresenta a variação da cota piezométrica no transdutor T1 para caudais iniciais, Q_i , entre 100 e 600 l/h, com e sem o RHP ligado ao sistema. A Figura 8 a variação da cota piezométrica nos três transdutores para um $Q_i = 600$ l/h com e sem o RHP ligado ao sistema.

A Figura 8 mostra que as pressões observadas são extremamente elevadas quando o RHP está ligado ao sistema hidráulico. Quando a bomba pára, a pressão desce na conduta principal e o RHP começa a alimentar o sistema hidráulico para jusante assim como para montante, na direção da válvula de retenção. Como a válvula de retenção não tem um comportamento ideal, e a desaceleração do fluido é muito elevada, a válvula permite a inversão do escoamento e fecha apenas quando o escoamento atinge uma velocidade elevada.

Quando esta fecha, origina-se uma sobrepressão muito elevada a jusante da válvula de retenção. Estes resultados mostram que em determinadas circunstâncias, os reservatórios hidropneumáticos podem criar sobrepressões muito elevadas quando estão instalados em sistemas hidráulicos, quando estes dispositivos têm um volume de ar inicial elevado (Delgado *et al.*, 2013).. Uma vez que o reservatório hidropneumático mantém uma pressão quase constante a jusante da válvula após a paragem súbita do grupo eletrobomba, este fenómeno é idêntico à paragem súbita de apenas um grupo eletrobomba instalado em paralelo com outros grupos numa estação elevatória. Quando o RHP não está ligado, e uma vez que o desnível entre a válvula de jusante e a eletrobomba é reduzido, o fluido desacelera gradualmente, não produzindo sobrepressões quando a válvula de retenção fecha.

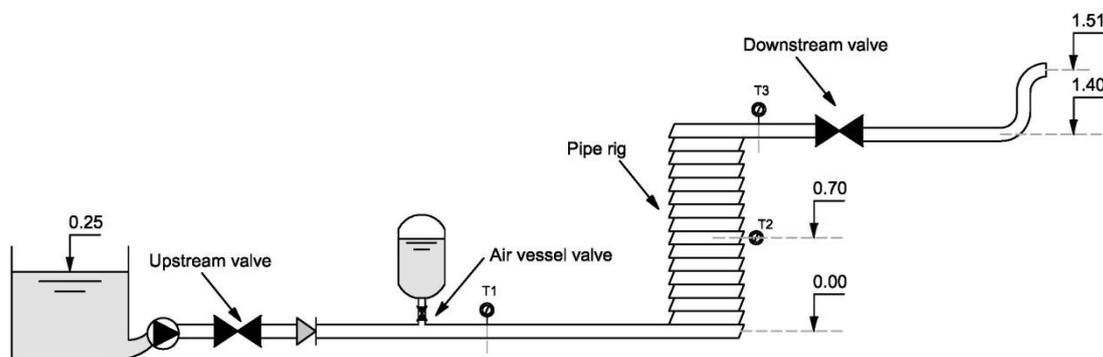


Figura 6 - Esquema da instalação experimental.

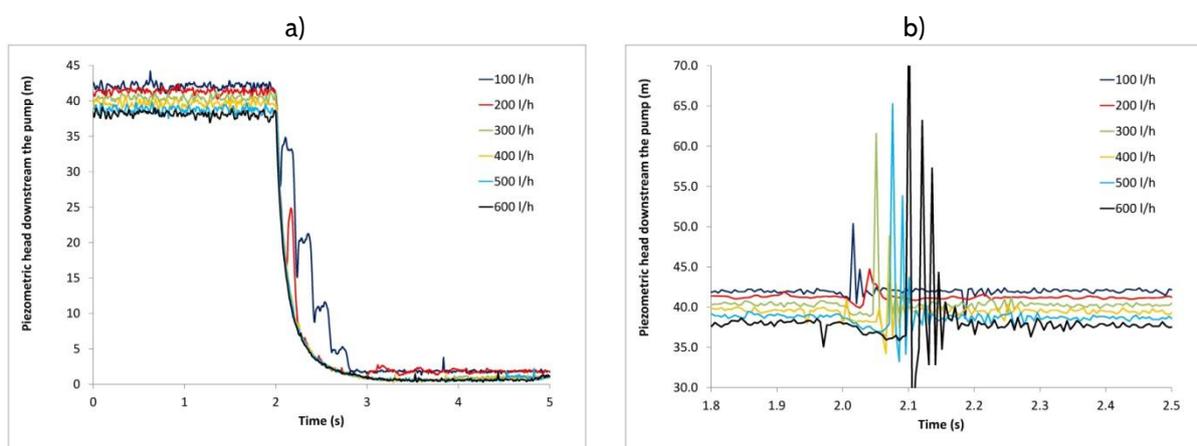


Figura 7 - Dados recolhidos em T1 com $Q_i = 100 - 600$ l/h: (a) sem RHP; (b) com RHP.

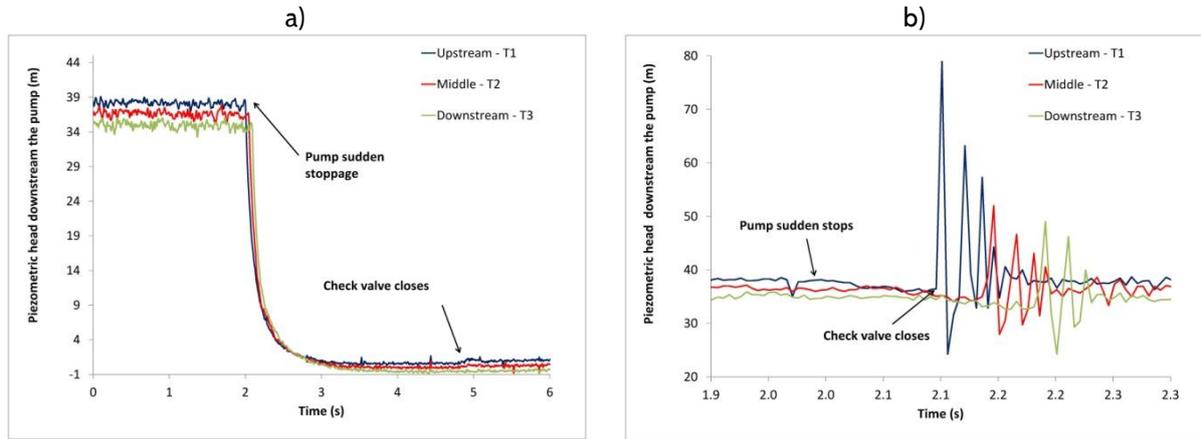


Figura 8 - Dados recolhidos em T1, T2 e T3 com $Q_i = 600$ l/h: (a) sem RHP; (b) com RHP.

4. CALIBRAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

4.1. Paragem súbita do grupo eletrobomba sem o RHP ligado ao sistema

4.1.1. Características do grupo eletrobomba

O grupo eletrobomba tem os seguintes parâmetros nominais: caudal $Q_R = 1.0$ m³/h, altura de elevação $H_R = 32.0$ m, potência $P_R = 1.75$ kW e velocidade de rotação $N_R = 2900$ rpm. A inércia do grupo, I , foi estimada pela formulação de Thorley e Faithfull (1992), na qual $I = I_1 + I_2$, onde I_1 = inércia da roda e do fluido; e I_2 = inércia do motor, dadas por:

$$I_1 = 0.038 \left(\frac{P_R}{(N_R / 1,000)^3} \right)^{0.096} \quad (23)$$

$$I_2 = 0.0043 \left(\frac{P_R}{(N_R / 1,000)} \right)^{1.48} \quad (24)$$

A inércia total do grupo foi estimada em 0.0025 kg/m².

4.1.2. Celeridade das ondas elásticas

O valor teórico da celeridade das ondas elásticas foi estimado em 1290 m/s através da fórmula clássica (Almeida e Koelle, 1992) para uma conduta de cobre (módulo de elasticidade $E = 177$ GPa) ancorada ao longo do seu comprimento com 20 mm de diâmetro interno e 1 mm de espessura da parede da conduta. No entanto, este valor foi estimado em 1150 m/s com base no tempo de propagação da perturbação entre os vários transdutores. Este valor é inferior ao valor teórico devido à presença de ar emulsionado no líquido.

4.1.3. Resistência em escoamento permanente

O factor de Darcy-Weisbach foi estimado com base nos valores de perda de carga observados entre os vários

transdutores e comparado com os resultados obtidos através das Equações (5) a (7). Os resultados obtidos apresentam-se na Figura 9. A lei de perda de carga com um melhor ajustamento é descrita pela formulação de Nikuradse [Equação (6)].

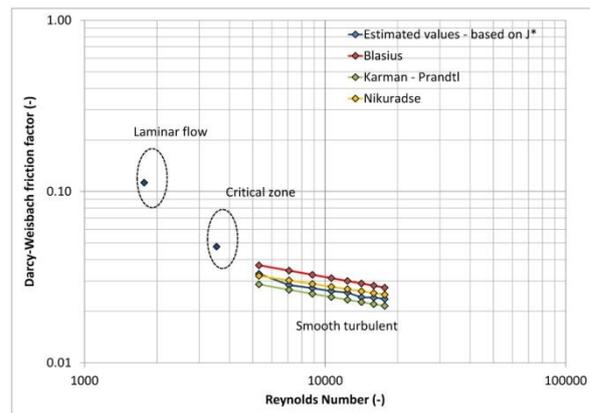


Figura 9 - Comparação dos valores do fator de Darcy-Weisbach.

4.1.4. Calibração do modelo

A calibração do modelo matemático foi realizada com o ensaio de regime transitório com $Q_i = 600$ l/h. A paragem da bomba inicia-se no instante $t = 2$ s. O nível do reservatório de montante foi fixado em 0.25 m e a cota da válvula de jusante foi fixada em 1.4 m com uma abertura constante de 7.16%. Adotou-se o valor estimado para a inércia e ajustou-se a potência em 1.50 kW. A calibração do modelo foi realizada com base na comparação das cotas piezométricas imediatamente a jusante da bomba (transdutor T1). A Figura 10 apresenta os resultados para os dois primeiros modelos da válvula de retenção (ver 2.1.1), enquanto a Figura 11 apresenta os resultados para o terceiro modelo.

Apesar dos três modelos descreverem corretamente a diminuição de pressão após o corte de corrente elétrica, o terceiro modelo é o que melhor se ajusta no instante de fechamento da válvula de retenção (aproximadamente

aos 5 s). No primeiro modelo (Figura 10a a vermelho), a válvula de retenção fecha demasiado cedo. No segundo modelo (Figura 10a a verde), o fechamento súbito produz uma sobrepressão muito superior à observada, devido à velocidade elevada no sentido inverso. Relativamente ao terceiro modelo, este ajusta-se melhor na zona do fechamento da válvula de retenção, uma vez que a manobra da válvula é calibrada e portanto, apresenta um movimento mais próximo da realidade, devido aos efeitos inerciais causados pela desaceleração do fluido. Sugere-se, assim, uma investigação futura para identificar a relação entre a aceleração e desaceleração do escoamento e a abertura da válvula, contudo isto encontra-se fora do âmbito da presente investigação.

4.1.5. Validação do modelo

Os valores calibrados anteriormente foram utilizados para realizar a validação do modelo para $Q_i = 300$ l/h. A paragem da bomba inicia-se no instante $t = 2$ s. Os parâmetros modificados foram a abertura inicial da válvula de jusante (4.92 %), a potência da bomba (2,00 kW), tendo-se também calibrado uma nova manobra para a válvula de retenção. Os resultados obtidos para a validação no modelo estão representados na Figura 12.

4.2. Paragem súbita do grupo eletrobomba com RHP

Nesta secção pretende-se simular o mesmo sistema hidráulico mas com o RHP ligado à conduta principal. O modelo é calibrado para o ensaio com $Q_i = 600$ l/h. A paragem da bomba inicia-se no instante $t = 2$ s. Consideram-se os mesmos parâmetros calibrados em

4.1.4. As características do RHP são as seguintes: distância da bomba = 0.75 m; diâmetro do ramal de ligação = 20 mm; coeficiente de perda de carga localizada = 25; cota inicial da água = 0.56 m; diâmetro do RHP = 0.35 m; volume inicial de ar = 30 l; comprimento do ramal = 0.30 m.

Na Figura 13 e Figura 14 apresentam-se os resultados considerando um modelo para o ramal de ligação descrito por um orifício e por um ramal com comprimento não desprezável, respetivamente. O modelo matemático da Figura 13 descreve a diminuição inicial de pressão após a paragem da bomba. Contudo, as sobrepressões devidas ao fechamento da válvula de retenção não são reproduzidas pelo modelo numérico, apesar de se observar uma elevada velocidade no momento de fechamento da válvula de retenção (aproximadamente -800 l/h, o que corresponde a uma velocidade de 0.71 l/s). Este resultado deve-se ao facto de o modelo matemático apenas considerar um orifício entre a conduta principal e dispositivo de proteção, desprezando a inércia no interior do ramal de ligação. Desta forma, quando a pressão começa a aumentar, o RHP atua quase imediatamente, controlando o regime variável originado pelo fechamento da válvula de retenção.

Quando o ramal de ligação é considerado (Figura 14), as sobrepressões e subpressões são satisfatoriamente estimadas, apesar de o modelo descrever uma dissipação de energia mais acentuada do que se observa nos dados recolhidos. Tal poderá estar relacionado com a consideração de um modelo de massa rígida no ramal de ligação e não um modelo elástico.

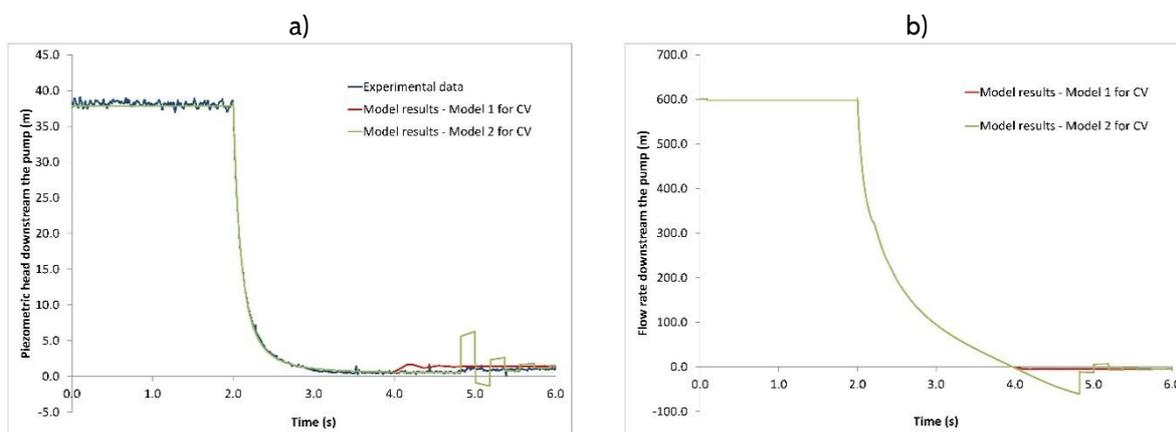


Figura 10 - Calibração do modelo para uma paragem súbita da bomba sem RHP com $Q_i = 600$ l/h – modelos 1 e 2 para a descrição da válvula de retenção: (a) cota piezométrica a jusante da bomba; (b) caudal na bomba.

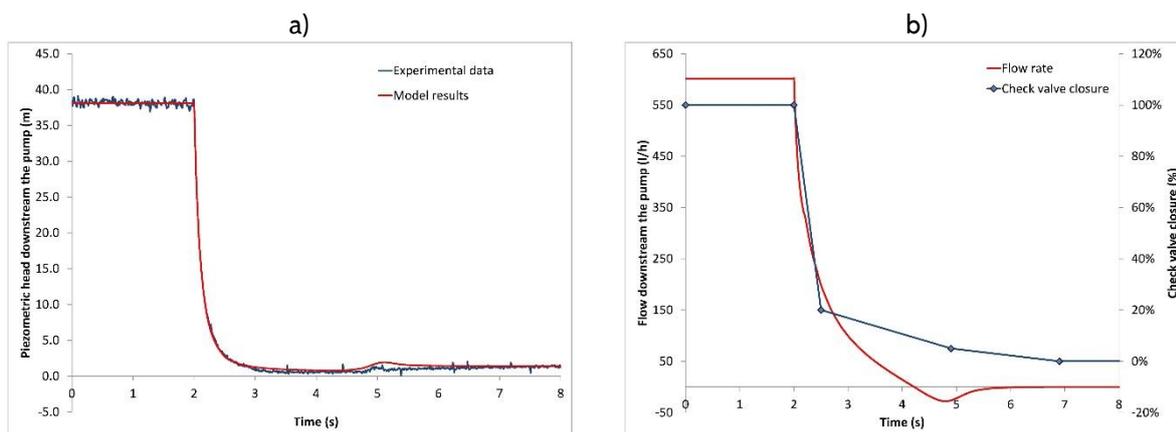


Figura 11 - Calibração do modelo para uma paragem súbita da bomba sem RHP com $Q_i = 600$ l/h – modelos 3 para a descrição da válvula de retenção: (a) cota piezométrica a jusante da bomba; (b) caudal na bomba e manobra da válvula de retenção.

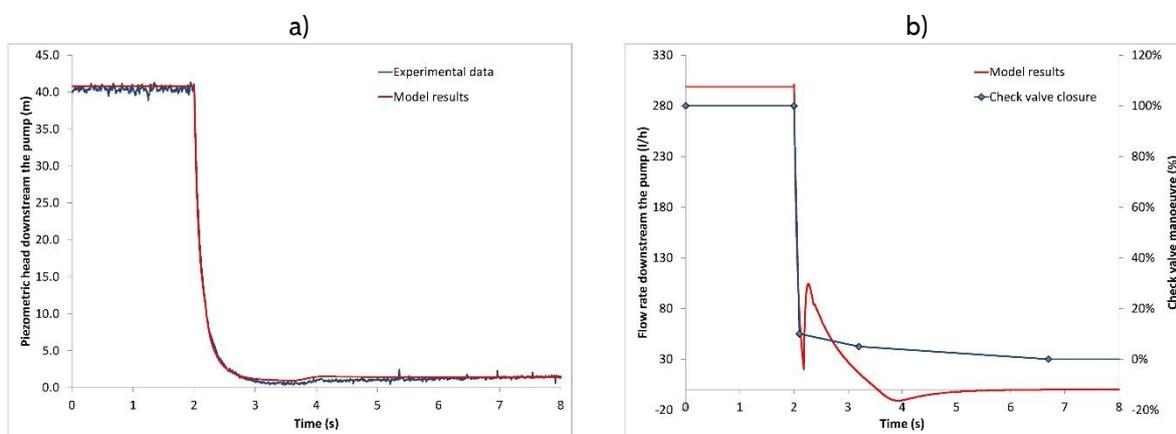


Figura 12 - Validação do modelo para uma paragem da bomba sem RHP com $Q_i = 300$ l/h – modelo 3 para a descrição da válvula de retenção: (a) cota piezométrica a jusante da bomba; (b) caudal na bomba e manobra da válvula de retenção.

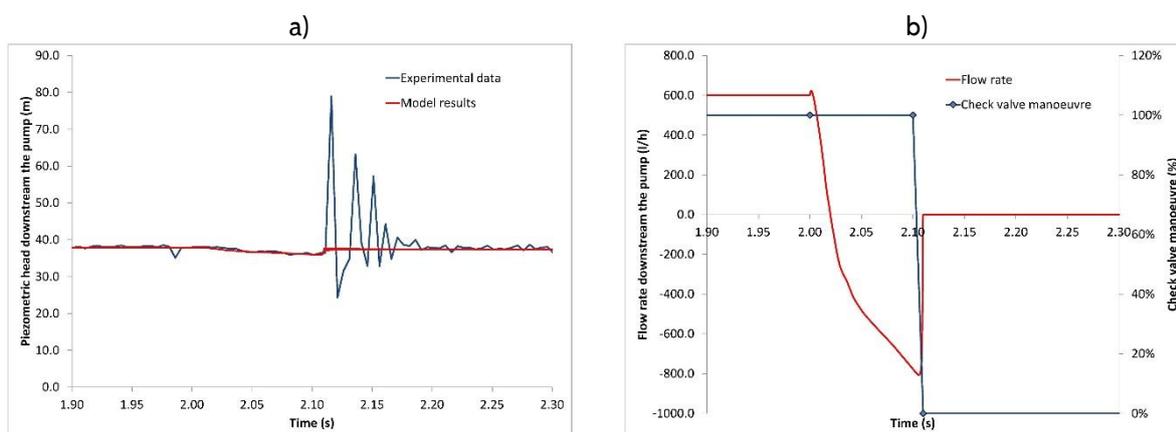


Figura 13 - Calibração do modelo para uma paragem súbita da bomba com RHP com $Q_i = 600$ l/h – modelo do RHP sem ramal de ligação: (a) cota piezométrica a jusante da bomba; (b) caudal na bomba e manobra da válvula de retenção.

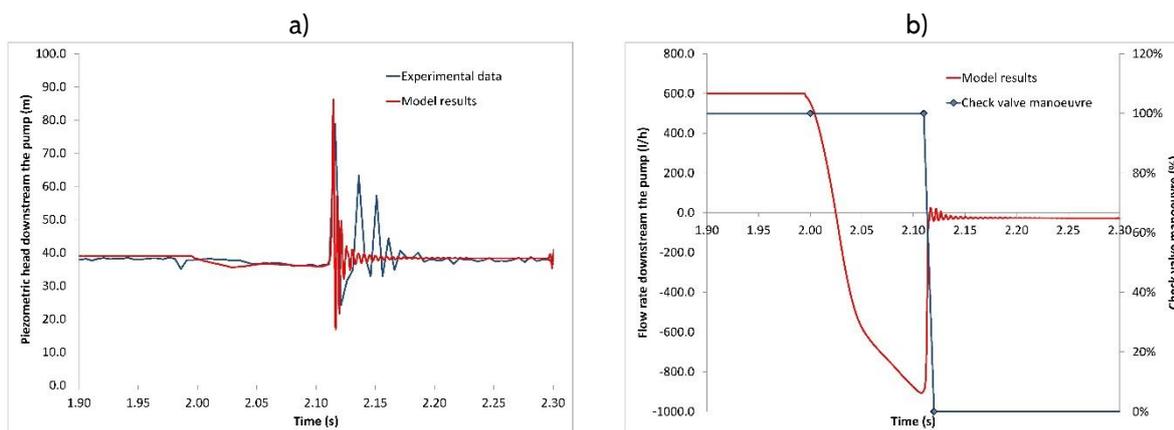


Figura 14 - Calibração do modelo para uma paragem súbita da bomba com RHP com $Q_i = 600$ l/h - modelo do RHP com ramal de ligação: (a) cota piezométrica a jusante da bomba; (b) caudal na bomba e manobra da válvula de retenção.

5. CONCLUSÕES

Foi desenvolvido um modelo matemático baseado na teoria clássica do golpe de aríete que incorpora três elementos independentes: (i) elemento eletrobomba descrito pelos parâmetros de Suter; (ii) válvula de jusante descrita por uma lei de perda de carga em função da abertura; e (iii) um reservatório hidropneumático descrito pela lei politrópica dos gases e com um ramal de ligação descrito por um orifício e por um trecho de conduta com um comprimento dignificativo.

Procedeu-se a uma campanha de recolha de dados de regimes transitórios numa instalação experimental no Laboratório de Hidráulica e Recursos Hídricos, no Departamento de Engenharia Civil, Arquitectura e Georrecursos no Instituto Superior Técnico. O regime transitório foi iniciado pela paragem súbita de um grupo eletrobomba devido a um corte de corrente elétrica com e sem RHP ligado à conduta principal. Estes ensaios permitiram observar que quando o dispositivo de proteção se encontra ligado à conduta as sobrepressões geradas pelo regime transitório eram superiores quando o referido dispositivo não se encontrava ligado ao sistema. Tal se deve à maior desaceleração do fluido na direção da válvula de retenção, que provoca um fechamento brusco deste dispositivo com uma determinada velocidade no sentido RHP-bomba.

Na calibração do modelo matemático, para um regime transitório provocado pela paragem súbita da bomba sem RHP, obteve-se um bom ajustamento dos resultados numéricos aos dados experimentais recolhidos quando se utilizou um modelo de válvula de retenção descrito por uma manobra calibrada e se ajustou devidamente os seguintes parâmetros: (i) formulação de resistência ao escoamento; (ii) celeridade das ondas elásticas; (iii) inércia do grupo eletrobomba; e (iv) potência do grupo.

Na calibração do modelo para uma paragem da bomba com o RHP ligado ao sistema hidráulico, apenas se obteve uma boa estimativa dos valores de sobrepressões e subpressões quando o RHP era descrito por um modelo matemático em que se considerava uma massa

de água rígida no interior do ramal de ligação. As diferenças entre os resultados numéricos e os dados experimentais podem estar relacionados com a não consideração de um modelo elástico naquela região, ou devido à elevada turbulência e alteração do perfil de velocidades na zona do ramal de ligação, que não é considerada no modelo unidimensional desenvolvido. Esta análise efetuada permite concluir a necessidade de desenvolvimento de simuladores de regimes transitórios hidráulicos mais robustos capazes de descrever os fenómenos de natureza mais complexa.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à Fundação para a Ciência e Tecnologia pelo financiamento desta investigação em termos de trabalho experimental e bolsas de investigação através do projeto PTDC/ECM/112868/2009 "Dissipação de energia por deformação e por atrito em regimes transitórios hidráulicos: análise conceptual e experimental".

BIBLIOGRAFIA

- Almeida, A. B. & Koelle, E. (1992) - *Fluid transients in pipe networks*. Computational Mechanics Publications, Elsevier Applied Science, Southampton, Reino Unido. ISBN 1-85166-760-1.
- Chaudhry, M. H. (1987) - *Applied hydraulic transients*. 2nd Ed., Litton Educational, Van Nostrand Reinhold, Nova Iorque. ISBN: 978-1-4614-8537-7.
- Covas, D. I. C. (2003) - *Inverse transient analysis for leak detection and calibration of water pipe systems-modelling special dynamic effects*. Tese de Doutoramento, Universidade de Londres, Londres, Inglaterra.
- Delgado, J. (2013) - *Hydraulic transients in pumping systems - numerical modelling and experimental analysis*.

Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa, Portugal.

Delgado, J., Martins, N. & Covas, D.I.C. (2013) - Uncertainties in Hydraulic Transient Modelling in Raising Pipe Systems: Laboratory Case Studies. *Proc., 12th Int. Conf. on Computing and Control for the Water Industry*, Perugia, Italia.

Provoost, G. (1983) - A critical analysis to determine dynamic characteristics of non-return valves. *Proc., 4th Int. Conf. on Pressure Surges*, Bath, BHRA, Cranfields, Inglaterra, 275-286.

Soares, A. K., Covas, D.I.C. & Ramos, H. M. (2013) - Damping analysis of hydraulic transients in pump-rising main systems. *Journal of Hydraulic Engineering*, 139(2), 233-243.

Thorley, A. R. D. (1991) - *Fluid transients in pipeline systems*. D&L George Ltd, Hadley Wood, Inglaterra. ISBN-10: 0951783009.

Thorley, A. R. D. & Faithfull, E. M. (1992) - Inertias of pumps and their driving motors. *Proc., Int. Conf. on Unsteady Flow and Fluid Transients*, R. Bettess and J. Watts, eds., Balkema, Roterdão, Holanda, 285-289.

Vítkovský, J. P., Lambert, M. F., and Simpson, A. R. (2000) - Advances in unsteady friction modelling in transient pipe flow. *Proceedings to the 8th International Conference on Pressure Surges*, Pub. BHR Group Ltd., The Hague, Holanda, 471-498.

Wylie, E. B. & Streeter, V. L. (1993) - *Fluid transients in systems*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ. ISBN-10: 0133221733.