

AVALIAÇÃO DE MODELOS DE ATRITO VARIÁVEL EM TRANSIENTES HIDRÁULICOS

EVALUATION OF UNSTEADY FRICTION MODELS IN TRANSIENT PIPE FLOW

Fábio Eduardo Franco Rodrigues Ferreira

Mestre em Engenharia Civil – Recursos Hídricos pela Universidade Federal do Ceará (2011) /// Doutorando em Engenharia Civil- Recursos Hídricos do Departamento de Engenharia Hidráulica e Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Ceará. /// Professor do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará

João Marcelo Costa Barbosa

Mestre em Engenharia Civil – Recursos Hídricos pela Universidade Federal do Ceará (2010) /// Doutorando em Engenharia Civil- Recursos Hídricos do Departamento de Engenharia Hidráulica e Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Ceará

Marco Aurélio Holanda de Castro

Ph.D. em Engenharia pela Drexel University (1994) /// Professor Titular do Departamento de Engenharia Hidráulica e Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Ceará /// Membro Associado da Associação Brasileira de Recursos Hídricos (ABRH) desde o ano de 1998

RESUMO: O objetivo deste trabalho é estabelecer um comparativo entre dois modelos de atrito transiente, os modelos de Brunone et al. (1991) e de Vardy et al. (1993), e o modelo elástico, com vistas a identificar a abordagem mais adequada para descrição do transiente hidráulico em cenários de fechamento de válvula. Para isso, foi desenvolvida uma rotina computacional para simulação dos modelos. Nesse simulador foram definidos os valores dos parâmetros dos modelos de atrito variável. Para o modelo de Brunone et al. (1991), foram utilizadas as equações de Karney e Brunone (1999) e de Vardy e Brown (1996), para o seu coeficiente de decaimento. Para o modelo de Vardy et al. (1993) foram utilizados parâmetros calibrados pelos autores. Os modelos foram avaliados através de dados experimentais extraídos dos trabalhos de Pezzinga e Scandura (1995) e de Bergant e Simpson (1994), que conduziram experimentos em sistemas do tipo reservatório-tubo-válvula, com transiente gerado por fechamento de válvula. O modelo de Brunone et al. (1991), com coeficiente de amortecimento dado por Karney e Brunone (1999), descreveu com melhor precisão os efeitos de atenuação da onda de pressão.

Palavras-chave: transiente hidráulico; atrito transiente; sistema reservatório-tubo-válvula

ABSTRACT: The purpose of this paper is establish a comparison between two unsteady friction models, the Brunone et al.'s model (1991) and the Vardy et al.'s model (1993), and the elastic model, in order to identify the most appropriate approach for description of hydraulic transient in valve closure scenarios. For this, a computational routine was developed to simulate the models. In this simulator the parameter values of the variable friction models were defined. For the Brunone et al.'s model (1991), were used the equations of Brunone and Karney (1999) and of Vardy and Brown (1996), for their decay coefficient. For the Vardy et al.'s model (1993) calibrated parameters by the authors were used. The models were evaluated by experimental data extracted of the researches of Pezzinga and Scandura (1995) and of Bergant and Simpson (1994), who conducted experiments in the Reservoir-Pipe-Valve systems with transient generated by a valve closure. The Brunone et al.'s model (1991), with a damping coefficient given by Karney and Brunone (1999) describe with better precision the effects of attenuation of the pressure wave.

Keywords: hydraulic transient; unsteady friction; reservoir-pipe-valve system

1. INTRODUÇÃO

A análise do transiente hidráulico em condutos pressurizados é, geralmente, empreendida com a finalidade de se estabelecer uma predição dos comportamentos de pressão e vazão em um sistema hidráulico. Essas estimativas de comportamento do sistema permitem um diagnóstico favorável à redução de riscos e a melhoria da eficiência em operações típicas. Em geral, utiliza-se como base matemática para as simulações transientes a abordagem clássica conhecida como modelo da coluna elástica. Entretanto, a precisão do modelo clássico na descrição dos picos de pressão diminui à medida que o passo de tempo se distancia do tempo em que foi iniciado o transiente hidráulico. Essa imprecisão pode ser uma consequência das aproximações referentes à consideração do atrito quase-permanente. Conforme Holmboe, Rouleau (1967), essa premissa produz, em simulações de transiente hidráulico, um amortecimento dos picos de pressão inferior àqueles averiguados experimentalmente. Essa discrepância torna-se mais evidente em transientes rápidos. Essas discrepâncias podem ser explicadas através da consideração dos efeitos do atrito variável. De fato, de acordo com Bergant *et al.* (2008), os efeitos do atrito variável podem ser considerados efeitos dinâmicos dominantes em relação a fenômenos como, por exemplo, os vazamentos. Em outros casos, onde estão presentes o comportamento viscoelástico do conduto ou a cavitação vaporosa, por exemplo, podem reproduzir amortecimentos adicionais da onda de pressão, proporcionando uma representação mais realista da onda de pressão (Bergant *et al.*, 2008).

Logo, para que se possa ter um modelo mais preciso em termos de perdas de energia, é necessária a introdução de um modelo de atrito transiente, para considerar essas perdas dinâmicas. Dentre os modelos de atrito variável, destacam-se os modelos unidimensionais, pela sua viabilidade na análise de sistemas de grande porte. De fato, não exigem muita memória para o armazenamento de variáveis de escoamento previamente calculadas e, em geral, não dependem de procedimentos iterativos complexos (Pothof, 2008).

Existe uma variedade de modelos unidimensionais para o atrito variável, que podem ser classificados, conforme Pothof (2008), em duas classes: (1) Métodos com base empírica ou baseados em acelerações instantâneas, como é o caso dos métodos apresentados

por Daily *et al.* (1956), Carstens e Roller (1959), Sawafat e Polder (1973) e Brunone *et al.* (1991); (2) Métodos com base física, dentre os quais destacam-se os métodos propostos por Zielke (1968) e Vardy e Brown (1993, 1995, 2003, 2004). Dentre os métodos incluídos na classe (1) destaca-se o de Brunone *et al.* (1991), que descreve com boa acurácia os escoamentos transientes turbulentos em sistemas simples. Este modelo foi desenvolvido a partir de observações de que, em um escoamento acelerado, ocorre um amortecimento complementar ao produzido pelo atrito de estado permanente. Além disso, conforme Vitkovský *et al.* (2000), o modelo de Brunone *et al.* (1991) possui a vantagem de ser facilmente implementável e produzir resultados de modo eficiente. Dos métodos classificados na categoria (2), o modelo unidimensional de Vardy *et al.* (1993) é de particular interesse pois, prediz a tensão de cisalhamento com precisão comparável a do modelo bidimensional de viscosidade turbulenta de cinco regiões. De fato, modelos bidimensionais são mais precisos, entretanto exigem um maior esforço computacional, sendo também, de difícil implementação. Logo, é desejável a utilização de modelos unidimensionais com precisão comparável a dos modelos bidimensionais.

Como não existe um consenso na utilização dos modelos de atrito variável, surge a necessidade de avaliar e comparar esses modelos para situações específicas de escoamento transiente. Algumas pesquisas foram realizadas nessa direção, a exemplo do trabalho de Soares (2007), que, dentre outras análises, comparou dois modelos de atrito transiente empíricos, os modelos de Brunone *et al.* (1991) e Vitkovsky *et al.* (2000), em condições de escoamento turbulento. Em ambos os modelos de atrito variável, utilizou duas formulações para o coeficiente de amortecimento: coeficiente constante com base em ajuste ao sistema ou em dados da literatura e coeficiente variável, dependente do número de Reynolds, conforme a equação proposta por Vardy e Brown (1996). Os modelos foram avaliados através de simulações em sistemas hipotéticos e através de ensaios em experimentos de laboratório, mas não obtiveram resultados satisfatórios na descrição da onda de pressão. Isso se deve em parte pela prevalência dos efeitos relacionados ao comportamento viscoelástico dos tubos plásticos utilizados nos experimentos e em parte pela topologia complexa dos sistemas utilizados. Para avaliar o comportamento de modelos

O texto deste artigo foi submetido para revisão e possível publicação em janeiro de 2015, tendo sido aceite pela Comissão de Editores Científicos Associados em fevereiro de 2015. Este artigo é parte integrante da *Revista Recursos Hídricos*, Vol. 36, Nº 1, 37-46, maio de 2015.
© APRH, ISSN 0870-1741 | DOI 10.5894/rh36n1-4

de atrito variável em sistemas de topologia simples e para comparar as duas classes de modelos de atrito variável unidimensionais apresentadas por Pothof (2008), é necessária a realização de outras simulações e testes.

Logo, o objetivo desse artigo é estabelecer uma comparação entre o modelo de Brunone *et al.* (1991), de base empírica e o modelo de Vardy *et al.* (1993), de base física, utilizando dados experimentais extraídos dos trabalhos de Pezzinga e Scandura (1995) e de Bergant e Simpson (1994), que realizaram testes experimentais em sistemas hidráulicos de topologia simples.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Abordagem clássica no escoamento transitório

Em geral, a análise do transiente hidráulico considera a abordagem tradicional, também conhecida como modelo da coluna elástica. Essa abordagem fundamenta-se em um conjunto de premissas simplificadoras, tais como: o escoamento é unidimensional, o conduto e o fluido possuem comportamento elástico linear e as perdas por atrito são descritas através de um modelo quase-permanente. Essas hipóteses, em conjunto com as leis de conservação de massa e momento, produzem um sistema de equações diferenciais parciais hiperbólicas, composto pelas equações (1) e (2):

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{fQ^2}{2gDA^2} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \tag{2}$$

Sendo H , a cota piezométrica; x , a distância coordenada ao longo do eixo do tubo a partir de uma origem arbitrária; A , a área da secção transversal; Q , a vazão através do conduto; t , o tempo; f , o fator de atrito de Darcy – Weisbach; D , o diâmetro do tubo; a , a celeridade da onda de pressão.

Na equação (1), a dissipação de energia é descrita de modo semelhante ao caso do escoamento permanente, através do termo de atrito $h_f = fQ|Q|/2gDA^2$, com a diferença de que a vazão é ajustada para cada passo de cálculo.

As equações (1) e (2), que regem o transiente hidráulico, raramente podem ser resolvidas analiticamente. Logo, utilizam-se técnicas numéricas para a determinação de soluções aproximadas. Dentre as técnicas numéricas, destaca-se o método das características (MOC), pelos seus atributos de eficiência numérica, precisão

e simplicidade de implementação computacional, conforme atesta Guidaoui *et al.* (2005). Esse método consiste na imposição de restrições no domínio, com a finalidade de transformar o sistema de equações diferenciais parciais (1)-(2) no sistema de equações diferenciais ordinárias composto por (3), (4), (5) e (6):

$$\frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \tag{3}$$

Para,

$$\frac{dx}{dt} = a \tag{4}$$

Para,

$$-\frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \tag{5}$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \tag{6}$$

O sistema de equações diferenciais ordinárias pode ser resolvido numericamente através de um esquema de diferenças finitas. Assim, integrando-se as equações (3) e (5) sob as linhas características AP e BP (Figura 1), e, utilizando-se uma aproximação numérica de primeira ordem, obtém-se o sistema linear dado pelas relações (7) e (8):

$$C^+ : H_p = C_p - BQ_p \tag{7}$$

$$C^- : H_p = C_N + BQ_p \tag{8}$$

Onde C_p e C_N são constantes conhecidas no passo de cálculo, dadas por (9) e (10):

$$C_p = H_A + BQ_A - RQ_A|Q_A| \tag{9}$$

$$C_N = H_B + BQ_B + RQ_B|Q_B| \tag{10}$$

Note que os valores de H e Q com índices A e B representam valores conhecidos, seja através de cálculos realizados em passos de tempo anteriores ou como condições iniciais ou de contorno fornecidas. As cargas e vazões com índice P representam valores desconhecidos a serem calculados no passo de tempo atual, ou passo de cálculo.

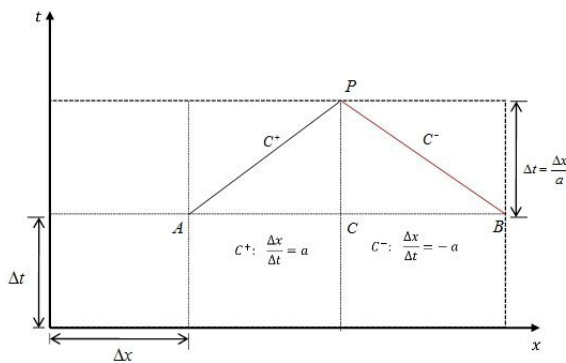


Figura 1 - Linhas características no plano xt.

2.2. Modelo de Brunone *et al.* (1991)

A mudança de algumas das hipóteses simplificadoras do modelo da coluna elástica resulta em um novo conjunto de equações diferenciais parciais. Uma das principais alterações no modelo elástico está relacionada à introdução de efeitos de atrito variável, o que se dá através do acréscimo de um termo de atrito transiente, de modo que o termo de atrito seja expresso como a composição (11):

$$h_f = h_{fs} + h_{fu} \quad (11)$$

Onde h_f indica o termo de atrito; h_{fs} é o termo de atrito associado ao regime permanente; h_{fu} representa o termo de atrito associado ao regime variável.

Um dos modelos dinâmicos de dissipação de energia é o modelo de Brunone *et al.* (1991), baseado na velocidade média, aceleração local e aceleração convectiva instantânea. Nesse modelo, a perda de carga é expressa por:

$$h_f = h_{fs} + h_{fu} = \frac{fQ|Q|}{2gDA^2} + \frac{K_3}{gA} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} - a \frac{\partial Q}{\partial x} \right) \quad (12)$$

Onde K_3 é uma constante de amortecimento.

A consolidação do modelo depende da existência de um método para obtenção do parâmetro K_3 . Existem duas formulações para a determinação desse parâmetro. Uma delas, proposta por Vardy, Brown (1996) consiste

em uma expressão para o cálculo direto de K_3 , dada por:

$$K_3 = 2\sqrt{C^*} \quad (13)$$

Com C^* dado por:

$$C^* = \frac{7.41}{\text{Re}^{\log\left(\frac{14.3}{\text{Re}^{0.05}}\right)}} \quad (14)$$

A segunda formulação, estabelecida por Karney e Brunone (1999), permite a obtenção indireta do coeficiente de amortecimento. Para isso, fazem uso da relação iterativa (15):

$$\frac{y_i}{y_{i-1}} = \left(\frac{1}{1 + K_3} \right)^2 \quad (15)$$

Onde y_i e y_{i-1} são as máximas cargas piezométricas obtidas em dois períodos consecutivos, i e $i-1$, depois do fechamento da válvula.

O termo de atrito (12), ao ser incorporado à equação do momento (1), produz um sistema de equações diferenciais que pode ser resolvido pelo MOC. A inclusão de restrições, de modo análogo ao modelo da coluna elástica, reduz o sistema de equações diferenciais parciais a um sistema constituído por (16) e (19), de equações diferenciais ordinárias válidas para um subdomínio do plano xt :

$$C^+ : \frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA(1 + K_3)} = 0 \quad (16)$$

Sob a condição (17),

$$\frac{dx}{dt} = \frac{a}{(1 + K_3)} \quad (17)$$

Para a condição (18):

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (18)$$

$$C^- : \frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a(1 + K_3)} \frac{dH}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA(1 + K_3)} = 0 \quad (19)$$

Diferentemente do modelo clássico, a linha característica positiva não possui inclinação simétrica à linha característica negativa [Figura 2].

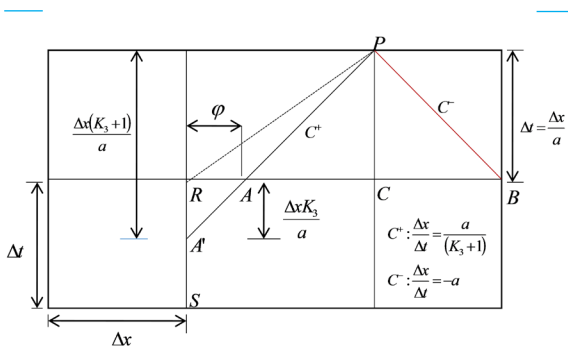


Figura 2 - linhas características para o modelo de Brunone et al. (1991).

De modo análogo ao modelo clássico, integram-se as equações (16) e (19) ao longo das linhas características e adota-se uma aproximação numérica de primeira ordem para a vazão, obtendo-se para a característica positiva a equação (20):

$$Q_P = Q_A - \frac{gA}{a} H_P + \frac{gA}{a} H_A - \frac{fQ_A|Q_A|\Delta t}{2DA(1+K_3)} \quad (20)$$

Observa-se que Q_P depende dos valores de vazão e carga em A. Como A não é um ponto da malha, então é necessária uma interpolação para a determinação de Q_A e H_A . A interpolação a ser realizada é do tipo espacial e utiliza propriedades geométricas evidenciadas pela Figura 2. As fórmulas de interpolação para vazão e carga são expressas por:

$$Q_A = Q_R + \frac{K_3}{(1+K_3)}(Q_C - Q_R) \quad (21)$$

E,

$$H_A = H_R + \frac{K_3}{(1+K_3)}(H_C - H_R) \quad (22)$$

Para a característica negativa, a integração sob a linha BP resulta na equação:

$$Q_P = Q_B + \frac{gA}{a(1+K_3)} H_P - \frac{gA}{a(1+K_3)} H_B - \frac{fQ_B|Q_B|\Delta t}{2DA(1+K_3)} \quad (23)$$

É importante perceber que para a característica negativa não é necessário fazer interpolação, já que o ponto B faz parte da malha. O procedimento de resolução do sistema linear é semelhante ao discutido na abordagem clássica.

2.3. Modelo de Vardy et al. (1993)

De acordo com este modelo, a perda de carga para o regime transitório turbulento depende da velocidade média e funções peso calculadas iterativamente, conforme a mudança de velocidade nos tempos anteriores. O termo de atrito transiente é adicionado ao termo de atrito permanente, admitindo a configuração:

$$h_f = h_{fs} + h_{fu} = \frac{fQ|Q|}{2gDA^2} + \frac{16\nu(Y_{1,t} + Y_{2,t})}{gD^2} \quad (24)$$

Onde ν é a viscosidade cinemática do fluido.

As funções $Y_{1,t}$ e $Y_{2,t}$ são dadas por:

$$Y_i = 0, \text{ se } t = 0 \quad (25)$$

$$Y_{i,t} = Y_{i,t-\Delta t} \exp(-Bi\Psi^*) + A_i(V_t - V_{t-\Delta t}), \text{ se } t > 0 \quad (26)$$

Onde A_i e B_i são constantes adimensionais, V_t e $V_{t-\Delta t}$ representam as velocidades médias na seção i nos instantes t e $t-\Delta t$.

O parâmetro Ψ^* representa o tempo adimensional, dado por:

$$\Psi^* = \frac{\nu\Delta t}{R^2} \quad (27)$$

Onde R é o raio interno do tubo.

O termo de atrito variável utiliza, através das funções $Y_{i,t}$, as velocidades do passo de tempo anterior ($t-1$) e do passo de tempo corrente (t), nas seção de cálculo. Além disso, para fins práticos, as funções de recorrência $Y_{i,t}$ podem ser reformuladas em termos das vazões médias de cada seção:

Para $t > 0$, é válida a relação:

$$Y_{i,t} = Y_{i,t-\Delta t} \exp(-Bi\Psi^*) + \frac{A_i(Q_t - Q_{t-\Delta t})}{A} \quad (28)$$

Onde Q_t e $Q_{t-\Delta t}$ representam as vazões médias na seção i nos instantes t e $t - \Delta t$, respectivamente.

Note que cada fator Y_i do passo de tempo anterior ao tempo corrente decai exponencialmente durante qualquer intervalo de tempo antes de ser incrementado pelo último termo na equação (28). Cada Y_i é obtido de forma recursiva a partir de Y_i anteriores, através da multiplicação por um fator exponencial e o acréscimo de uma parcela. Essa fórmula recursiva reduz a influência das variações de velocidades (ou vazões) incorporadas nos vários Y_i durante passos de tempo anteriores. Dessa forma, as variações de velocidade ocorridas em passos de tempo distantes do tempo de cálculo tem um peso menor do que as variações de velocidades em passos de tempo próximos ao tempo corrente.

Pode-se perceber também que a formulação de Y_i não está totalmente completa, pois os parâmetros A_i e B_i não estão definidos. Estas constantes podem ser calibradas a partir de uma função peso aproximada, dada por:

$$W_{app}(\Psi) \approx (A_1 e^{-B_1 \Psi} + A_2 e^{-B_2 \Psi}) \quad (29)$$

Onde $W_{app}(\psi)$ é uma aproximação para a função peso (adimensional); t^* é a medida para trás no tempo a partir do instante de tempo corrente de cálculo.

Para ψ dado por:

$$\Psi = \frac{\nu t^*}{R^2} \quad (30)$$

A incorporação do termo de atrito (24) à equação do momento e, posterior aplicação do MOC, produz o sistema de equações diferenciais ordinárias (31) e (33):

$$C^+ = \frac{dQ}{dt} + \frac{gA dH}{a dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} + \frac{16\nu A(Y_{1,t} + Y_{2,t})}{D^2} = 0 \quad (31)$$

Para a restrição (32):

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (32)$$

$$C^- = \frac{dQ}{dt} - \frac{gA dH}{a dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} + \frac{16\nu A(Y_{1,t} + Y_{2,t})}{D^2} = 0 \quad (33)$$

Para a restrição (34):

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (34)$$

De modo análogo aos modelos discutidos anteriormente, as equações são integradas no domínio definido pelas linhas características, gerando o sistema linear composto pelas equações (35) e (36):

$$Q_P = \frac{Q_A + \frac{gA(H_A - H_P)}{a} - \frac{fQ_A|Q_A|\Delta t}{2DA} - \frac{16\nu\Delta t}{D^2} \sum_{k=1}^2 [Y_{(k,t-\Delta t)} e^{-B_k \Psi^*} - \left(\frac{A_k}{A}\right) Q_C]}{1 + \frac{16\nu A}{D^2} \left(\frac{A_1 + A_2}{A}\right) \Delta t} \quad (35)$$

E,

$$Q_P = \frac{Q_B + \frac{gA(H_P - H_B)}{a} - \frac{fQ_B|Q_B|\Delta t}{2DA} - \frac{16\nu\Delta t}{D^2} \sum_{k=1}^2 [Y_{(k,t-\Delta t)} e^{-B_k \Psi^*} - \left(\frac{A_k}{A}\right) Q_C]}{1 + \frac{16\nu A}{D^2} \left(\frac{A_1 + A_2}{A}\right) \Delta t} \quad (36)$$

3. METODOLOGIA

O trabalho foi desenvolvido em três etapas. A primeira etapa, denominada revisão bibliográfica, teve como propósito identificar potencialidades de modelos de atrito transiente existentes. Utilizou-se como orientação para a pesquisa, a classificação proposta por Pothof [2008], onde os métodos unidimensionais de atrito variável são classificados em dois grupos: (1) Métodos com base empírica ou baseados em acelerações instantâneas, como é o caso dos métodos apresentados por Daily *et al.* (1956), Carstens e Roller (1959), Sawafat e Polder (1973) e Brunone *et al.* (1991); (2) Métodos com base física, dentre os quais destacam-se os métodos propostos por Zielke (1968) e Vardy e Brown (1993, 1995, 2003, 2004). Dessa revisão foram identificados o modelo de Brunone *et al.* (1991), de base empírica e o modelo de Vardy *et al.* (1993), com base física, com o propósito de serem comparados em etapa posterior da pesquisa. Essa comparação particular sugere uma comparação mais global entre duas classes de modelos de atrito variável.

Na segunda etapa, foi desenvolvida uma rotina computacional para automatização dos processos de simulação do transiente hidráulico com a consideração de atrito variável. Foi elaborado um algoritmo que permitisse a integração do modelo da coluna elástica aos modelos de atrito de Brunone *et al.* (1991) e Vardy *et al.* (1993). Além disso, na elaboração do simulador, foram definidos os valores dos parâmetros dos modelos de atrito transiente. Para o modelo de Vardy *et al.* (1993), foram utilizados parâmetros calibrados pelos autores, válidos para condições de escoamento típicas em sistemas hidráulicos simples. Para o parâmetro K_j , do modelo de Brunone *et al.*

(1991), foram empregadas duas formulações distintas, sujeitas a comparação: equação de Karney e Brunone (1999) e a formulação de Vardy, Brown (1996).

Em seguida, na terceira etapa da pesquisa, foi estabelecida a comparação entre os modelos de atrito variável implementados no simulador. Para verificar adequabilidade dos modelos de atrito variável na descrição do transiente hidráulico, foram utilizados resultados experimentais extraídos das publicações de Pezzinga e Scandura (1995) e Bergant e Simpson (1994). Os sistemas empregados por esses autores consistem em estruturas de topologia simples, compostas por reservatório-tubo-válvula. A partir daí, identificou-se o modelo de atrito transiente mais adequado a esse tipo de sistema.

4. SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Com a finalidade de comparar os modelos de Brunone *et al.* (1991), Vardy *et al.* (1993) e o modelo elástico, foram utilizados dados experimentais obtidos por Pezzinga e Scandura (1995), em um ensaio de dois

segundos, para um nó próximo à válvula do sistema. Outras informações relativas ao sistema são apresentadas na Tabela 1.

No Gráfico 1 são apresentados os resultados das simulações realizadas com base no sistema de Pezzinga e Scandura (1995).

Pode-se notar que o modelo de Vardy *et al.* (1993) não apresentou nenhuma diferença significativa em relação ao modelo clássico. Por outro lado, sua utilização é computacionalmente mais dispendiosa do que a do modelo clássico (coluna elástica). O que indica, pelo menos para esse sistema, que a utilização do modelo elástico é preferível em relação ao modelo de atrito variável de Vardy *et al.* (1993).

O modelo de Brunone *et al.* (1991), considerando a formulação de Karney e Brunone (1999) para o coeficiente de amortecimento, reproduziu com melhor precisão o efeito de atenuação da onda de pressão. Por outro lado, a consideração do coeficiente de amortecimento segundo Vardy, Brown (1996) apresentou uma dispersão e atenuação incompatíveis com os dados experimentais.

Tabela 1 - Dados para o sistema experimental de Pezzinga e Scandura (1995).

Vazão	Diâmetro	Celeridade	Comprimento da tubulação	Coefficiente de atrito	Carga máxima na válvula	Tempo de fechamento da válvula
0.0006 m³/s	0.0532 m	1360.00 m/s	77.80 m	0.033	52.61 m	0.04 s

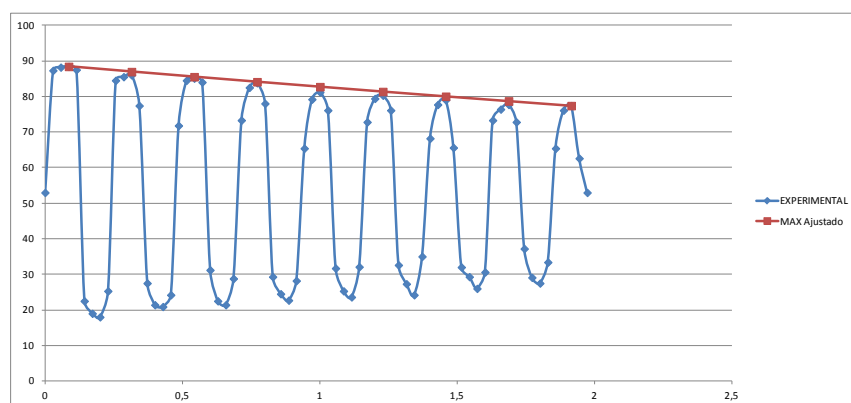


Gráfico 1 - Cota piezométrica no nó próximo à válvula: Dados experimentais e resultados numéricos resultantes da consideração de fator de atrito variável.

De modo a conferir um maior suporte às conclusões relacionadas a adequabilidade dos modelos de atrito variável, foram utilizados, também, dados experimentais obtidos em testes independentes executados por Bergant e Simpson (1994), em um sistema hidráulico similar ao de Pezzinga e Scandura (1995). As informações específicas desse sistema estão representadas na Tabela 2:

No Gráfico 2 são apresentados, em forma de gráfico, os resultados numéricos referentes às propostas de atrito variável para o sistema de Bergant e Simpson (1994): Os comportamentos observados no Gráfico 2 são semelhantes aos observados no sistema de Pezzinga

e Scandura (1995). Neste caso, a atenuação devida ao termo de atrito de Vardy *et al.* (1993) se tornou mais evidente, porém, ainda se encontra muito próxima daquela prevista pelo modelo da coluna elástica. Pode-se observar, também, que no pico inicial todos os modelos coincidem em seus valores de carga.

O modelo de Brunone *et al.* (1991), com coeficiente de amortecimento dado pela equação de Karney e Brunone (1999), confirmou sua superioridade em relação aos demais, para os casos estudados. Reproduziu com melhor precisão o efeito de atenuação da onda de pressão.

Tabela 2 - Dados para o sistema experimental de Bergant e Simpson (1994).

Vazão	Diâmetro	Celeridade	Comprimento da tubulação	Coefficiente de atrito	Carga máxima na válvula	Tempo de fechamento da válvula
0.000114 m ³ /s	0.0220 m	1319.00 m/s	37.20m	0.036	29.72 m	0.009 s

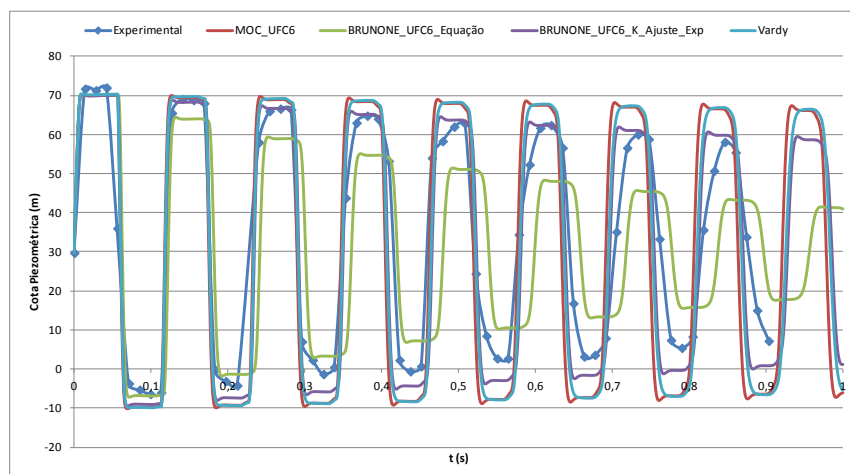


Gráfico 2 - Cota piezométrica no nó próximo à válvula: Dados experimentais e resultados numéricos resultantes da consideração do fator de atrito variável.

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste artigo foram desenvolvidos simuladores para a descrição do transiente hidráulico turbulento com a consideração de efeitos dinâmicos friccionais de dissipação de energia. Os modelos implementados consistem, basicamente, na inclusão de um termo de atrito variável ao termo de atrito quasi-permanente na equação do momento do modelo da coluna elástica. Foram elaborados simuladores considerando os modelos de atrito transiente de Brunone *et al.* (1991), baseado na aceleração instantânea e de Vardy *et al.* (1993), baseado em funções peso de velocidades, cujos resultados numéricos foram comparados aos resultados de testes experimentais em sistemas simples, apresentados por Pezzinga e Scandura (1995) e Bergant e Simpson (1994).

Das análises e comparações realizadas, foi averiguado que o modelo de Brunone *et al.* (1991), com formulação de coeficiente de amortecimento dada por Karney e Brunone (1999), mostrou-se mais adequado em relação aos demais na descrição do comportamento da onda de pressão. A sua maior precisão na descrição do transiente hidráulico, para os cenários analisados, torna-o desejável para aplicações em métodos de detecção de vazamentos baseados no transiente de pressão. Além disso, por representar de modo mais preciso os efeitos de atenuação, esse modelo fornece suporte técnico para um dimensionamento economicamente menos dispendioso, sem que haja perdas significativas na segurança do projeto.

Uma sugestão para pesquisas futuras seria a avaliação dos modelos de Vardy *et al.* (1993) e de Brunone *et al.* (1991) para diversos regimes de escoamento, considerando um intervalo amplo de números de Reynolds iniciais. Além disso, sugere-se a investigação de transientes hidráulicos em cenários de desligamento ou acionamento do conjunto moto-bomba. Outro aspecto a ser trabalhado, seria a aplicação em sistemas de topologia mais complexa, como é o caso das redes de distribuição de água.

BIBLIOGRAFIA

BERGANT, A.; SIMPSON, A. R. (1994). Estimating Unsteady Friction in Transient Cavitating Pipe flow. Proceedings of the 2nd International Conference on Water Pipeline systems. Edinburgh.

BERGANT, A.; TIJSSELING, A. S.; VÍTKOVSKÝ, J. P.; COVAS, D. I. C.; SIMPSON, A. R.; LAMBERT, M. F. (2008). Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing—Part 2: Case studies.

Journal of Hydraulic Research Vol. 46, n. 3, p. 382–391.

BRUNONE, B.; GOLIA, U. M.; GRECO, M. Modelling of Fast Transients by Numerical Methods. In: CABRERA, E. e FANELLI, M. (1991). Proceedings of the International Meeting on Hydraulic Transients and Water Column Separation, 1991. Valencia. p.273-280.

CARSTENS, M. R.; ROLLER, J. E. (1959). Boundary-shear stress in Unsteady Turbulent Pipe Flow. Journal of the Hydraulics Division, v.85 n. HY2, p. 67-81.

CHAUDHRY, M. H. (1987). Applied Hydraulic Transients. 2nd. New York: Van Nostrand Reinhold Company.

DAILY, J. W.; HANKEY, Jr., W. L.; OLIVE, R. W.; JORDAAN, Jr., J. M. (1956). Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows Through Smooth Tubes and Orifices. Journal of Basic Engineering, v. 78, n. 7, p. 1071-1077.

GHIDAOU, M. S.; ZHAO, M.; McINNIS, D. A.; AXWORTHY, D. H. (2005). A Review of Water Hammer Theory and Practice. Applied Mechanics Reviews, v.58, p.49-76.

HOLMBOE, E. L.; ROULEAU, W. T. (1967). The Effect of Viscous Shear on Transients in Liquid Lines. Journal of Basic Engineering, v.89, n.1, p.174-180.

KARNEY, B. W.; BRUNONE, B. (1999). Water Hammer in Pipe Network: Two Case Studies. In: SAVIC, D. A. e WALTERS, G. A. (Ed.). Water Industry Systems: Modelling and Optimization Applications: Research Studies Pre.

PEZZINGA, G.; SCANDURA, P. (1995). Unsteady flow in Installations with polymeric additional pipe. Journal of Hydraulic Division. V.121, n.11, 802-811.

POTHOF, I. (2008). A turbulent approach to unsteady friction. Journal of Hydraulic Research V. 46, n. 5, p. 679–690.

SAWFAT, H. H.; POLDER, J. (1973). Friction-frequency dependence for oscillatory flows in circular pipe. Journal of Hydraulic Division, V. 99 n.HY11, p. 1933–1945.

SOARES, A. K. Calibração e Detecção de Vazamentos em Modelos de Sistemas Hidráulicos no Escoamento Transitório. 2007. 336 p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

VARDY, A. E.; BROWN, J. M. B. (1995). Transient, Turbulent, Smooth-Pipe Friction. Journal of Hydraulic Research, v. 33, n.4, p.435- 456.

VARDY, A. E.; BROWN, J. M. B. On Turbulent, Unsteady, Smooth-Pipe Friction. Proceedings of the

- 7th. International Conference on Pressure Surges and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels, 1996. Harrogate. BHR Group.
- VARDY, A. E.; BROWN, J. M. B. (2003). Transient, Turbulent friction in Smooth Pipe Flows. *Journal of Sound and Vibration*, v. 259, n.5, p.1011 – 1036.
- VARDY, A. E., BROWN, J. M. B. (2004). Transient turbulent friction in fully rough pipe flows. *Journal of Sound and Vibration* v. 270(1-2), p. 233-257.
- VARDY, A. E.; HWANG, K. L.; BROWN, J. M. B. (1993). A Weighting Function Model of Transient Turbulent Pipe Friction. *Journal of Hydraulic Research*, v. 31, n. 4, p. 533-548.
- VÍTKOVSKÝ, J. P. ; LAMBERT, M. F.; SIMPSON, A. R.; BERGANT, A. (2000). Advances in Unsteady Friction Modelling in Transient Pipe Flow. In: ANDERSON, A. (ed.): VIII International Conference on Pressure Surges: Safe Design and Operation of Industrial Pipe Systems, The Hague, The Netherlands. BHR Group 2000 Pressure Surges, Publications v.1, n.39, p.471-482.
- ZIELKE, W. (1968). Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow. *Journal of Basic Engineering*, v. 90, n. 1, p. 109-115.