

## I-020 - AMORTECIMENTO DA CELERIDADE DE ONDA EM CONDUTOS FORÇADOS – MODELAGEM HIDRÁULICA PARA APLICAÇÃO PRÁTICA

### **Pedro Alves Silva**<sup>(1)</sup>

Engenheiro Civil pela Universidade Mackenzie. Engenheiro Especialista em Engenharia de Saneamento Básico pela Faculdade de Saúde Pública da USP. Mestre em Engenharia Hidráulica e Sanitária pela Escola Politécnica da USP. Engenheiro da TECNOBRAS (1990 –1992). Engenheiro da IMPERPLASTIC (1992-1996), Ex-Professor de Engenharia no CETEC da UNICSUL, Professor de Engenharia Civil da Universidade Nove de Julho UNINOVE, Engenheiro projetista da SABESP – São Paulo.

### **Francis Valter Pêpe França**<sup>(2)</sup>

Engenheiro Civil. Especialista em Saneamento Básico. Mestre em Engenharia Civil. Doutorando em Engenharia Civil pela USP – Universidade de São Paulo. Professor da UFRB – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia – Bahia - Brasil.

### **Podalyro Amaral de Souza**<sup>(3)</sup>

Engenheiro Civil. Mestre em Engenharia Civil. Doutor em Engenharia Hidráulica. Professor da USP – Universidade de São Paulo – São Paulo - Brasil.

### **Roberto José dos Santos**<sup>(4)</sup>

Graduado em Engenharia Civil pela UFAL - Universidade Federal de Alagoas em 1982  
Especialista em Planejamento e Metodologia de Ensino pela UNIGRANRIO - Universidade do Grande Rio em 1994. Mestrando em Ciências Ambientais pela UNITAU - Universidade de Taubaté desde 2011.  
Professor de Ensino Superior do IFSP - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo.

**Endereço**<sup>(1)</sup>: Rua Cravorana, 103 – Jd. Pedro José Nunes. São Paulo. SP. CEP 08061-220 BR. Tel: +55 (11) 2037.8647 - Fax: +55 (11) 2681.3750 - e-mail: [lestepas@uol.com.br](mailto:lestepas@uol.com.br), [pedro.as@uninove.br](mailto:pedro.as@uninove.br), [pedroasilva@sabesp.com.br](mailto:pedroasilva@sabesp.com.br).

## RESUMO

Os projetos de redes hidráulicas dimensionam a capacidade de vazão e pressão para atender a demanda e prever a resistência necessária à estabilidade da instalação. Esforços solicitantes inferiores à resistência estrutural trazem garantia de estabilidade até mesmo nos casos de falhas operacionais e podem ser quantificados através de simulações hidráulicas para os regimes permanente e transitório. Na fase operacional ocorrem transitórios causados por manobras intencionais ou falhas que provocam mudanças do regime permanente para o regime transitório, cuja variação de carga é diretamente proporcional à velocidade de propagação da onda de pressão; dependendo da intensidade do transitório hidráulico os esforços poderão ultrapassar a resistência estrutural, então haverá a necessidade de instalar dispositivos de proteção de redes. A concepção dos dispositivos de proteção baseia-se na dissipação do fenômeno transitório por meios de descargas, amortecimento em câmaras de ar comprimido e por reservatórios intermediários que absorvem os picos de pressão e vazão no início da perturbação, de tal forma que a onda de pressão seja controlada. A celeridade é função das características do meio fluido, do material da tubulação e da geometria. Mudanças na compressibilidade do meio fluido levam à redução ou celeridade na velocidade de propagação da onda, amortecendo o impacto da variação de carga nas instalações. Esta pesquisa aborda um dispositivo de redução de celeridade para uso como proteção de redes hidráulicas que, associado em série com outros dispositivos distribuídos ao longo da tubulação, absorva os excessos de pressão gerados pelos transitórios hidráulicos.

**PALAVRAS-CHAVE:** Redutor de celeridade, Celeridade de onda elástica, Transitórios hidráulicos, Projetos hidráulicos, Dispositivos de proteção para redes hidráulicas.

## INTRODUÇÃO

As mudanças no regime de escoamento de uma instalação são denominadas de ‘transitório’ e ocorrem por mudanças no regime permanente, tendo diferentes causas: manobras operacionais com válvulas, variações no consumo, partida ou parada de conjunto motor-bomba, entre outras causas externas. Sobre algumas situações pode haver controle: partidas e paradas de bombas, fechamentos e aberturas de válvulas; sobre outras, tais como o corte no fornecimento elétrico, rompimento de tubulações e alterações no consumo, não se tem controle; nesses casos surge a necessidade de contar com dispositivos de proteção de redes. Os transitórios são definidos pela rapidez e intensidade com que ocorrem e podem ser lentos ou rápidos.

### Transitórios lentos ou teoria do Modelo Rígido

São produzidos por variações lentas nas condições de funcionamento de uma instalação hidráulica, tais como: variações no consumo, alterações no nível do reservatório, fechamentos e aberturas lentas de válvulas, com tempo característico  $t > 2L/a$ , onde “ $t$ ” é o tempo gasto no fechamento da válvula ou duração da perturbação, “ $L$ ” é o comprimento da tubulação e “ $a$ ” a celeridade de onda elástica.

### Transitórios rápidos, teoria do modelo elástico ou Golpe de Aríete.

São produzidos por variações rápidas ( $t < 2L/a$ ) nas condições de funcionamento das instalações hidráulicas, tais como: fechamento rápido de válvulas, desligamento de conjuntos motor-bomba e rompimentos de tubulações. O Golpe de Aríete ou transitório rápido pode, de fato, modificar as condições de funcionamento, que se transmitirá com uma velocidade finita à toda instalação e as variáveis hidráulicas, altura piezométrica e velocidade, em cada ponto da instalação, passam a ser matematicamente expressas como uma função da posição “ $x$ ” e do tempo “ $t$ ”. Para uma tubulação de seção constante “ $A$ ” e comprimento “ $L$ ”, a altura piezométrica  $H(x,t)$  e a vazão  $Q(x,t)$  em um ponto da instalação estão relacionadas pelas equações da conservação da massa e da quantidade de movimento, aplicadas ao escoamento em condutos forçados:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g.A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \text{ (Equação da conservação da massa)} \quad (01)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g.A. \frac{\partial H}{\partial x} + f. \frac{Q|Q|}{2.D.A} = 0 \text{ (Equação da quantidade de movimento)} \quad (02)$$

Onde:

H - Carga hidráulica;

t - Intervalo de tempo;

a – Celeridade de onda elástica;

g – Aceleração da gravidade;

A – Área da seção transversal;

Q – Vazão;

x – posição no intervalo de tempo t;

f – fator de atrito; e

D – Diâmetro da tubulação.

A solução desse sistema de equações diferenciais não pode ser feita de forma analítica. Sua solução numérica é feita, usualmente, com base no método das características, devido a uma série de vantagens em termos de convergência e estabilidade da solução (WYLIE; STREETER, 1993).

Para visualização do fenômeno, observa-se a fórmula do pulso de pressão de (JOUKOWSKY, 1898) ocasionado por uma variação na velocidade “ $\Delta v$ ” em uma tubulação de característica “ $a$ ” resultando em:

$$\Delta H = \pm \frac{a.\Delta v}{g} \text{ (Pulso de pressão de Joukowski)} \quad (03)$$

Onde:

$\Delta H$  - Variação de carga; e

$\Delta v$  - Variação de velocidade.

A equação (03) expressa a variação de carga “ $\Delta H$ ” por consequência de uma variação brusca na velocidade do fluido. Observa-se que a variação de carga é diretamente proporcional à celeridade de onda “ $a$ ”, o que permite considerar que uma diminuição no valor da característica “ $a$ ” provocará redução imediata no valor da variação de carga “ $\Delta H$ ”. Essa conclusão tem sido objeto de pesquisas na busca de solução prática, utilizando materiais que proporcionem modificações nas características do meio fluido, tal que resulte na diminuição do valor da celeridade de onda (atenuador de celeridade) que, associada a um meio de controle, possa ser aplicada nos projetos hidráulicos como dispositivo de proteção contra os transitórios hidráulicos.

## Dispositivos de proteção de redes contra transitórios hidráulicos

O desafio é estabelecer condições seguras para a operação dos equipamentos (manobras): início e parada de operação de bombas ou turbinas, fechamento e abertura em válvulas de controle e, ainda, manter os transitórios gerados pelas variações de pressão e vazão em níveis compatíveis com a resistência estrutural da rede hidráulica. Esta pesquisa busca uma solução menos cara que as opções atuais para a construção de um dispositivo mais simples que reduza os custos de instalação e manutenção e proporcione proteção ao sistema hidráulico em níveis comparáveis com os dispositivos atuais, através da redução do coeficiente de compressibilidade elástica em trechos de tubulação “rígida”. Os dispositivos de proteção mais utilizados: Chaminé de equilíbrio, TAU - Tanque alimentador unidirecional, RHO - Reservatório hidropneumático, Volante de inércia, Válvula de controle antigolpe de Ariete, Válvula de admissão e expulsão de ar e sistemas eletrônicos de variação na rotação dos conjuntos elevatórios. Estes dispositivos são instalados isoladamente ou associados em série, levando-se em conta as características do tipo de escoamento hidráulico, a topografia do sistema e as manobras que vão existir nas fases operacionais, têm a função de transformar transitórios rápidos em transitórios lentos que possam ser absorvidos pelo sistema hidráulico; a sua concepção visa absorver ou suprir vazões e pressões ou, ainda, permitir a descarga dos excessos de vazão e pressão para o meio externo aliviando, desta forma, as cargas internas ao sistema hidráulico. Os sistemas eletrônicos de variação da rotação nos conjuntos elevatórios possibilitam partidas e paradas suaves sem provocar perturbações significativas no escoamento. Por isto são utilizados com a função de prevenir o surgimento de transitórios hidráulicos. Observa-se que não se utilizam meios de redução na celeridade de onda como mecanismo redutor de transitórios hidráulicos nos dispositivos de proteção das redes. A celeridade de onda "a" é dimensionalmente homogênea à velocidade em (m/s) e depende das características do fluido "K" e "ρ", características do material da tubulação "E" e "μ", geometria e vínculos "D", "e" e "ψ". (WYLIE; STREETER, 1993):

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + (K/E)(D/e)\psi}} \quad (04)$$

Onde:

K – Módulo de elasticidade volumétrico do fluido;

ρ - Massa específica do fluido;

E – Módulo de elasticidade do material da tubulação;

e – Espessura das paredes da tubulação;

ψ – Coeficiente de vínculo da tubulação.

Com base nos dados envolvidos na equação (04), o pesquisador (RÈMENIERAS, 1952) propôs a instalação, no interior e ao longo da tubulação, de um tubo de pequeno diâmetro e paredes flexíveis contendo ar comprimido; essa instalação proporcionou o aumento da elasticidade do meio fluido e reduziu o valor da celeridade "a" e, como consequência, foram menores os efeitos transitórios na instalação. Surgiram várias outras propostas com o uso de ar dissolvido na água como elemento redutor muito significativo, mas não se apresentou um dispositivo de controle para aplicação prática em tubulações de grande diâmetro, tendo em vista as dificuldades em manter sob controle a mistura ar-água no trecho considerado como redutor de celeridade. Esta pesquisa busca uma solução prática para aplicar a ideia do pesquisador (RÈMENIERAS, 1952) em um ou mais trechos da tubulação e nas proximidades dos dispositivos operacionais, tal que a diminuição da compressibilidade através de um dispositivo de controle com um pequeno tubo elástico com ar comprimido possa absorver os efeitos das variações no fluxo líquido e reduzir os transitórios na rede hidráulica.

## OBJETIVO

Desenvolver um modelo matemático que permita a simulação e a verificação dos efeitos do uso de elementos compostos, ar e polímeros, no cálculo da celeridade. Um dispositivo constituído por um pequeno tubo flexível com ar comprimido será introduzido em trechos preestabelecidos da tubulação “rígida”; este tubo elástico com ar comprimido provocará mudanças nas características do meio fluido, de forma que haja uma redução no

coeficiente de elasticidade volumétrica da mistura (água, ar e polímero) com efeito direto na redução da celeridade de onda.

## MODELO PROPOSTO

Em uma tubulação de diâmetro interno “D” e espessura “e”, será instalado um tubo elástico de diâmetro externo “d”, com ar comprimido, para amortecer as variações de pressão na tubulação principal. O dispositivo deve ser instalado junto à parede do tubo principal tal que possa tirar proveito do princípio da aderência, de modo que o acréscimo de perda de carga causada por ele seja o menor possível. O tubo elástico será alimentado por um reservatório externo de ar comprimido que, por sua vez, será mantido em equilíbrio com a pressão da água na tubulação principal no regime permanente. A deformação no tubo principal será desprezível se comparada com a deformação do tubo elástico, ou ainda, a tubulação principal permanecerá rígida, de tal forma que as variações de pressão se repercutirão unicamente no diâmetro “d” do tubo elástico. Segundo (RÉMENIERAS, 1952), para o meio líquido deve ocorrer uma situação equivalente a uma série de bolhas de ar formando um tubo contínuo no interior do líquido. A variação na espessura da parede do tubo elástico será muito pequena se comparada com a variação total do diâmetro “d”, e será incorporada na seção de ar comprimido. As variações no diâmetro do tubo elástico se darão pela compressão do ar e pela transferência do ar através do tubo de cobre ligado ao reservatório externo de ar comprimido, que se encontra em equilíbrio com o meio líquido e, assim, parte da energia do transitório hidráulico será transferida pelo tubo de cobre para o reservatório de ar comprimido. O conjunto tubo elástico e reservatório de ar comprimido amortecerão o transitório hidráulico.

## EQUACIONAMENTO DO MÓDULO DE ELASTICIDADE VOLUMÉTRICO DA MISTURA

O módulo de elasticidade volumétrica da mistura será desenvolvido com base na compensação dos volumes no interior da tubulação principal, conforme a Figura 01, que representa uma tubulação rígida contendo um tubo elástico submetido à deformação por consequência do acréscimo de pressão  $\Delta p$ . Como a seção transversal no tubo rígido não varia, tem-se uma mistura cujo volume também não varia, isto é, as variações internas da mistura terminam sendo compensadas entre si, resultando em um volume final invariável:

$$\Delta V = \overline{\Delta V} = f(\text{água}; \text{ar}; \text{polímero}) = 0 \quad (05)$$

Onde  $\Delta V$  é a variação total de volume no trecho considerado e  $\overline{\Delta V}$  é a variação de volume da mistura (ar, polímero e água):

$$\overline{\Delta V} = \Delta V_p + \Delta V_{ar} + \Delta V_{\text{água}} \quad (06)$$

A Figura 01 mostra a compensação dos volumes internos ao tubo principal.

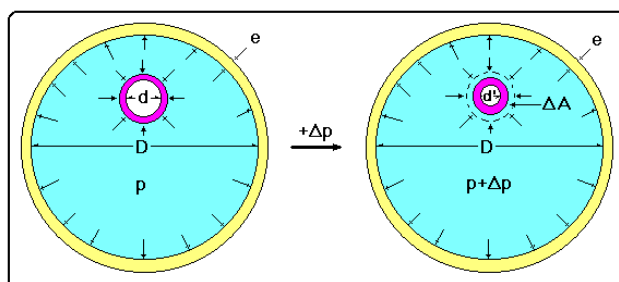


Figura 01 – Deformação do tubo elástico com o acréscimo de pressão  $\Delta p$ .

Por hipótese, quando a pressão varia em  $\Delta p$ , há uma compensação nas variações de volume dos elementos da mistura devido às diferentes compressibilidades de água, ar e polímero. Sendo um tubo rígido o volume total “V” não varia e, portanto, pela equação (06), tem-se:

$$\Delta V = \Delta V_a + \Delta V_p + \Delta V_{ar} = 0 \quad (07)$$

$$\rightarrow \Delta V_a = -\Delta V_p - \Delta V_{ar}$$

Onde:

a - água;

p - polímero; e

Ar - ar comprimido

Observa-se na Equação (07) que as variações de volume, internamente ao tubo principal, ocorrem em função do ar e do polímero, o que deixa implícito que, enquanto houver variação no ar e no polímero, a água se comporta como sendo incompressível, pois toda compressão será transmitida para o tubo elástico e, por consequência, há variação do volume interno, nos componentes, o que implica:

$$\Delta V_a = \overline{\Delta V} = -\Delta V_p - \Delta V_{ar} \quad (08)$$

O módulo de elasticidade volumétrico é representado pela equação:

$$K = \Delta p / (\Delta V / V) \quad (09)$$

que, aplicando ao ar, tem-se:

$$K_{ar} = -\frac{\Delta P}{\Delta V_{ar} / V_{ar}} \quad (10)$$

e para o polímero tem-se:

$$K_p = -\frac{\Delta P}{\Delta V_p / V_p} \quad (11)$$

Combinando as Equações 10 e 11 com a Equação 09, tem-se a Equação 12:

$$\overline{K} = \frac{1 - \frac{1}{V}(V_{ar} + V_p)}{\frac{1}{V} \left( \frac{V_{ar}}{K_{ar}} + \frac{V_p}{K_p} \right)} \quad (12)$$

Onde:

$\overline{K}$  - Módulo de elasticidade volumétrico médio da mistura (ar, água, polímero);

$V_{ar}$  - Volume de ar contido na mistura;

$V_p$  - Volume de polímero da mistura;

$K_{ar}$  - Módulo de elasticidade volumétrico do ar;

$K_p$  - Módulo de elasticidade volumétrico do polímero do tubo elástico;

$V$  - Volume total da mistura; e

$\Delta P$  - Variação de pressão.

## EQUACIONAMENTO DA MASSA ESPECÍFICA DA MISTURA

Os elementos que serão introduzidos no interior da tubulação principal: água, tubo elástico e ar, mesmo sendo uma mistura heterogênea, terão participação na formação da massa específica final da mistura (água, tubo elástico e ar). A massa específica está representada pela equação:

$$\rho = M/V \quad (13)$$

e o cálculo da massa específica da mistura (água, tubo elástico e ar) será desenvolvido com base no equilíbrio das massas envolvidas:

$$\overline{\rho} \cdot V = \rho_{H_2O} V_{H_2O} + \rho_p V_p + \rho_{ar} V_{ar} \quad (14)$$

que com algumas transformações algébricas, obtém-se:

$$\bar{\rho} = \rho_{H_2O} - \frac{V_p}{V}(\rho_{H_2O} - \rho_p) - \frac{V_{ar}}{V}(\rho_{H_2O} - \rho_{ar}) \quad (15)$$

### VERIFICAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE VÍNCULO

A equação da celeridade de onda depende das características do fluido ( $K$ ,  $\rho$ ), das características do material ( $E$ ,  $\mu$ ,  $\varepsilon$ ), da geometria (seção transversal, espessura) e dos vínculos que unem e dão estabilidade à tubulação (WYLIE ; STREETER, 1993):

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K}{A} \cdot \frac{\Delta A}{\Delta p}}} = \frac{\sqrt{\left(\frac{K}{\rho}\right)}}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \psi}} \quad (16)$$

A deformação elástica do material é dada pela Lei de Hooke (ALMEIDA; KOELLE, 1992):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (17)$$

Onde:

$\sigma$  - Tensão de deformação; e

$\varepsilon$  - Deformação elástica.

Ao submeter uma tubulação a uma variação de pressão interna “ $\Delta P$ ”, a dilatação transversal é acompanhada de uma contração longitudinal. A relação entre a dilatação transversal relativa e a contração longitudinal relativa é constante quando está no limite elástico para um determinado material. Essa constante chama-se de “Coeficiente de Poisson” e é representada pela equação  $\mu = \varepsilon_2/\varepsilon_1 = (\text{dilatação transversal relativa}) / (\text{dilatação longitudinal relativa})$ . Uma tubulação sujeita a variações de pressão, sofrerá também os efeitos das tensões de deformação longitudinais e transversais, que vão interferir na deformação da tubulação e modificar o resultado final da celeridade de onda através do coeficiente de vínculo da tubulação. A Figura 02 mostra, esquematicamente, as tensões de deformação longitudinal e transversal na tubulação.

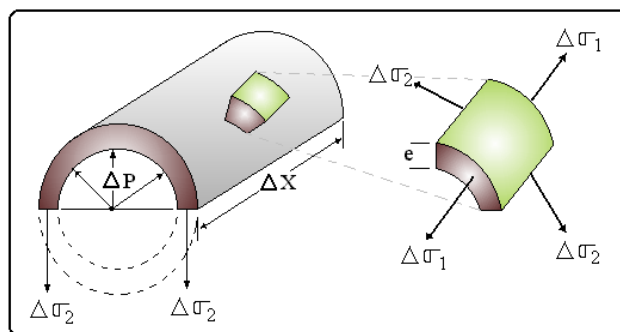


Figura 02 – Distribuição das tensões na tubulação. Fonte: KOELLE, 1998.

O alongamento parcial relativo na direção circunferencial devido a “ $\Delta\sigma_2$ ” provocado por “ $\Delta p$ ” será dado por:

$$\Delta\varepsilon_2 = \frac{\Delta p \cdot D}{2eE} \quad (18)$$

A restrição longitudinal, se houver, causa a tensão “ $\Delta\sigma_1$ ” e a contração longitudinal será dada por:

$$\Delta\varepsilon_1 = \frac{\Delta p \cdot D}{4eE} \quad (19)$$

O coeficiente de Poisson “ $\mu$ ” corresponde à razão entre as deformações e é dado por:

$$\mu = \frac{\Delta \varepsilon_2}{\Delta \varepsilon_1} \quad (20)$$

O coeficiente de vinculação da tubulação “ $\psi$ ” é função das características do material da tubulação, da geometria e da variação de pressão:

$$\frac{\Delta A.E}{A\Delta p} = \psi = \frac{D}{e} - 2\mu \frac{\Delta \sigma_1}{\Delta p} \quad (21)$$

A ancoragem tem influência direta na deformação longitudinal relativa “ $\Delta \varepsilon_1$ ” que, multiplicada pelo coeficiente de Poisson “ $\mu$ ”, tem efeito direto no cálculo da celeridade de onda “ $a$ ”, pois depende das condições da ancoragem. A quantidade  $(\Delta A.E / A\Delta p)$  será modificada em função da tensão longitudinal “ $\Delta \sigma_1$ ” e do coeficiente de Poisson “ $\mu$ ”, conforme a Equação (21). Os vínculos da tubulação têm influência direta na celeridade de onda e essa influência está representada por um coeficiente de vínculo que funciona como redutor da celeridade, uma vez que atua diretamente no amortecimento do impacto da onda de pressão sobre a tubulação, especialmente no momento em que se dá a deformação da seção transversal do tubo e, por consequência, surge uma folga que permite um grau de liberdade maior entre os tramos da tubulação. (ALMEIDA; KOELLE, 1992). Com base na Equação (21) e considerando-se o tubo “rígido”, tem-se  $\Delta A = 0$  e, por consequência, o coeficiente de vínculo  $\psi = 0$ .

Ainda pela Equação (21), observa-se que o coeficiente de vínculo “ $\psi$ ” é diretamente proporcional à variação da seção transversal  $\Delta A$  e, por hipótese, em tubo rígido não há variação das seções interna e externa da tubulação e, conseqüentemente, não há amortecimento por vínculo. De fato, na área externa do tubo não há alteração pois a espessura “ $e$ ” do tubo não sofre deformação e, portanto, não há alteração nas sollicitações dos vínculos existentes na tubulação. Para uma tubulação rígida, nessas condições, o coeficiente de vínculo “ $\psi$ ” é igual a zero e a celeridade máxima será dada por:

$$\bar{a} = \sqrt{\frac{\bar{K}}{\bar{\rho}}} \quad (22)$$

Onde:

$\bar{a}$  - Celeridade de onda média da mistura;

$\bar{K}$  - Módulo de elasticidade volumétrico da mistura; e

$\bar{\rho}$  - Massa específica da mistura.

## SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO

A velocidade de propagação da onda de pressão de um transitório hidráulico é reduzida quando bolhas de ar são adicionadas na água. (KOBORI at all, 1955; PEARSALL, 1966 apud WYLIE; STREETER, 1993) demonstraram, através da Figura 03, que uma pequena quantidade de ar em forma de bolhas distribuídas uniformemente na água e escolhendo-se duas seções do tubo como os limites de um volume de controle (o volume total “ $V$ ” do fluido) pode ser expresso pela soma dos volumes da água “ $V_a$ ” e do ar “ $V_{ar}$ ”; com base na variação de volume obteve-se as equações abaixo:

Módulo de elasticidade volumétrica da mistura ar – água.

$$K_m = \frac{K_a}{1 + \frac{V_{ar}}{V} \left( \frac{K_a}{K_{ar}} - 1 \right)} \quad (23)$$

Massa específica da mistura ar – água.

$$\rho_m = \rho_a \frac{V_a}{V} + \rho_{ar} \frac{V_{ar}}{V} \quad (24)$$

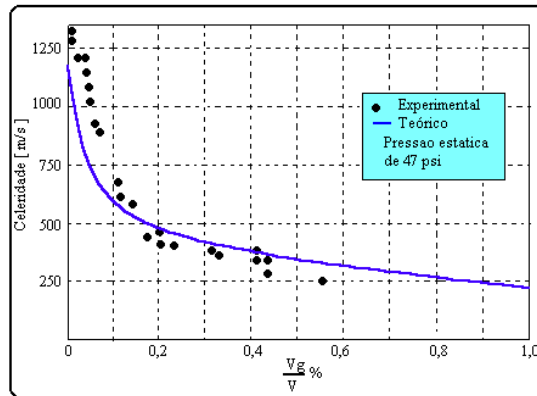
Com a substituição das Equações (23) e (24) na Equação (16), obtém-se a expressão da velocidade de onda. Como existe uma pequena quantidade de ar dissolvido na água, o efeito da elasticidade das paredes da tubulação torna-se desprezível diante do efeito redutor causado pela presença do ar na água, e pode-se escrever a equação da celeridade de onda pela Equação (25). (WYLIE; STREETER, 1993):

$$a_m = \sqrt{\frac{K_m}{\rho_m}} \quad (25)$$

Comparando-se a Equação (16) com a Equação (25), verifica-se que a deformação da tubulação acarreta uma redução na celeridade de onda que para tubulações de parede “rígida” à fração  $(\Delta A/\Delta P)$  é muito pequena e a equação da celeridade pode ser expressa como:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (26)$$

A verificação numérica da Equação (22) será apresentada por comparação com a experiência desenvolvida por (KOBORI et al, 1955; PEARSALL, 1966 apud WYLIE; STREETER, 1993), cuja variação da celeridade em função da mistura “ar e água” está representada pela Figura 03, em função da Equação (25):



**Figura 03 - Velocidade da onda de pressão pela variação percentual de ar contido na água. (WYLIE; STREETER, 1993).**

A verificação numérica do modelo foi executada por comparação entre a Equação (22) desta pesquisa e a Equação (25) desenvolvida por (WYLIE; STREETER, 1993), onde se pretende observar o comportamento das linhas de tendências, Figura 04, para qualquer valor das propriedades físicas da mistura fluida e do material da tubulação. Os dados a serem considerados serão o volume de polímero do tubo elástico “ $V_p$ ”, volume de ar contido no tubo elástico “ $V_{ar}$ ” e o volume total da tubulação principal que contém o dispositivo redutor de celeridade “ $V$ ”. As relações volumétricas percentuais consideradas nas Equações (22) e (25) são:  $(V_p/V)$  e  $(V_{ar}/V)$ . São utilizadas as equações:  $d = D\sqrt{\alpha}$  para dimensionar o diâmetro “ $d$ ” do tubo elástico em função da relação percentual “ $\alpha$ ” e do diâmetro do tubo principal “ $D$ ”,  $V_p = [d^2 - (d - 2e)^2]L\pi/4$ , sendo “ $L$ ” o comprimento e “ $e$ ” a espessura da tubulação, a equação de “ $V_p$ ” será utilizada para o cálculo do volume de polímero do tubo elástico e  $V_{ar} = (d - 2e)^2.L\pi/4$  para o cálculo do volume de ar contido do tubo elástico e as Equações (22) e (25), apresentadas anteriormente.



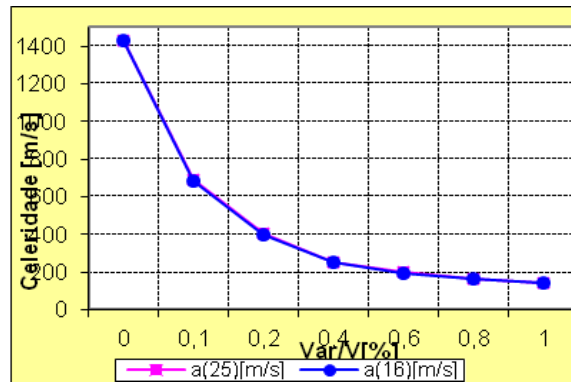


Figura 04 – Sobreposição das linhas de tendências entre as Equações: (02) (MODELO) e (03) (WYLIE; STREETER, 1993).

### VERIFICAÇÃO DA PERDA DE CARGA

A perda de carga provocada pela presença do tubo elástico no interior da tubulação principal foi calculada com base no perímetro hidráulico da parede interna da tubulação principal e da parede externa do tubo elástico. Apesar do dispositivo de proteção (tubo elástico) não estar presente em toda a tubulação principal, provocará perdas nos trechos em que estiver instalado e será calculada de maneira tal que possamos verificar o acréscimo percentual introduzido na perda de carga da tubulação principal, sem o tubo elástico. Sendo o tubo principal de diâmetro “D” e o tubo elástico de diâmetro “d”, as seções transversais dos respectivos tubos em um trecho de comprimento “L” qualquer estão representadas, esquematicamente, pela Figura 05.

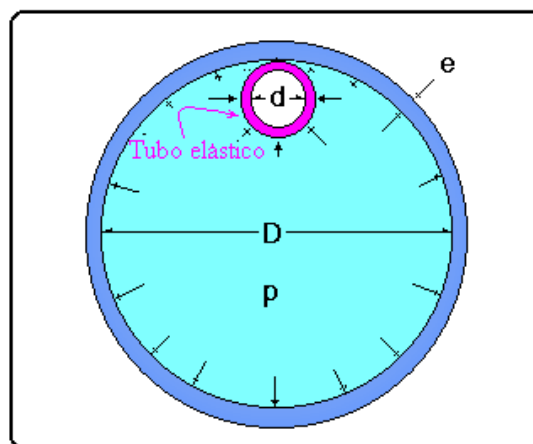


Figura 05 – Posição da ancoragem do tubo elástico na tubulação principal.

Com base na equação de perda de carga universal ou de Darcy-Weisbach (1850), a perda por fricção em função do raio hidráulico foi calculada e obteve-se a Equação 27 para o cálculo do diâmetro hidráulico:

$$D_H = \frac{D(1 - \alpha)}{(1 + \sqrt{\alpha})} \quad (27)$$

Onde “ $\alpha$ ” é a relação volumétrica do tubo elástico pelo tubo principal e foi definido como um fator que está representado pela Equação 28:

$$\alpha = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (28)$$

O fator de atrito em função do coeficiente de rugosidade relativa, composta entre o tubo elástico e a adutora ( $\bar{K}$ ), será calculado pela Equação 29:

$$f \cong \left\{ \left( \frac{64}{R_e} \right)^8 + 9,5 \left[ \ln \left( \frac{\bar{K}}{3,71 \cdot D} + \frac{5,62}{R_e^{0,9}} \right) - \left( \frac{2500}{R_e} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{\frac{1}{8}} \quad (29)$$

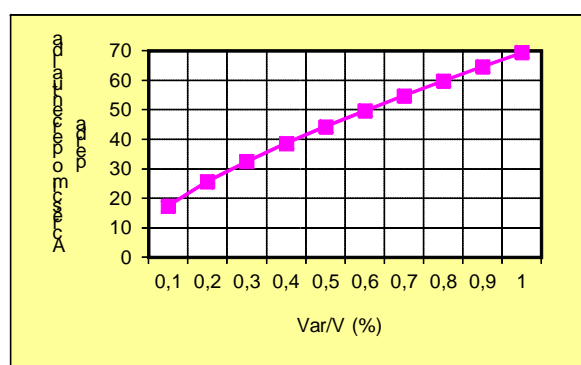
A perda de carga no trecho com tubo elástico ou atenuador de celeridade fica definida pela Equação 30:

$$\Delta H_{(D,d)} = \left( \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{1 - \alpha} \right)^5 \left( \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} \right) \quad (30)$$

E o acréscimo percentual de perda de carga devido à presença do tubo elástico no interior da tubulação principal é dado pela Equação 31:

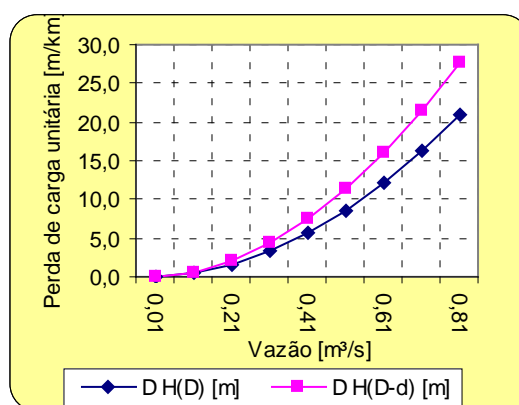
$$\Delta H\% = 100 \left( \left( \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{1 - \alpha} \right)^5 - 1 \right) \quad (31)$$

A perda de carga varia para cada relação percentual do tubo elástico com a tubulação principal. Essa variação na perda de carga está representada na Figura (06), calculada para uma relação volumétrica de 0,1 a 1%.



**Figura 06 – Variação da perda de carga em função da variação do diâmetro do tubo elástico.**

A influência da perda de carga unitária (m/km) na capacidade de adução foi verificada para um tubo principal de 500 mm com um tubo elástico de 27 mm, cuja relação volumétrica é  $\alpha = (d / D)^2 = 0,3\%$ . O resultado está representado na Figura 07.



**Figura 07 - Acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de vazão num tubo principal de 500 mm e um tubo elástico de 27 mm com relação volumétrica de 0,3%.**

A Figura 07 mostra o acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de velocidade no tubo principal de 500 mm e um tubo elástico inserido de 27 mm. Com a relação volumétrica de 0,3% implica perda de carga total inferior a 4m/km, que está na faixa operacional normalmente utilizada nos projetos de redes de água tratada.

## COMPARATIVO DO ATENUADOR COM UM RHO DE UMA INSTALAÇÃO OPERACIONAL

O teste comparativo se desenvolve levando-se em conta uma instalação hidráulica real com dispositivo de proteção RHO instalado e operando atualmente, cujo projeto e instalação foram desenvolvidos com base na simulação hidráulica do modelo topológico da instalação. Tomando-se o resultado da simulação do projeto real usado para a análise da proteção dos pontos críticos, as envoltórias de pressões máximas e mínimas serão comparadas entre si, para o projeto real e o modelo proposto nesta pesquisa.

A instalação real é a captação de água bruta do sistema produtor Guarapiranga da RMSP/SABESP que está representado esquematicamente pela Figura 8.

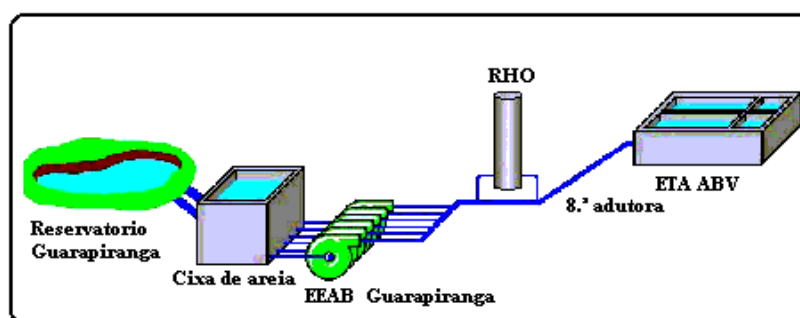


Figura 8 – Representação esquemática da captação de água bruta do Guarapiranga. (SHIROMOTO, SABESP 2005).

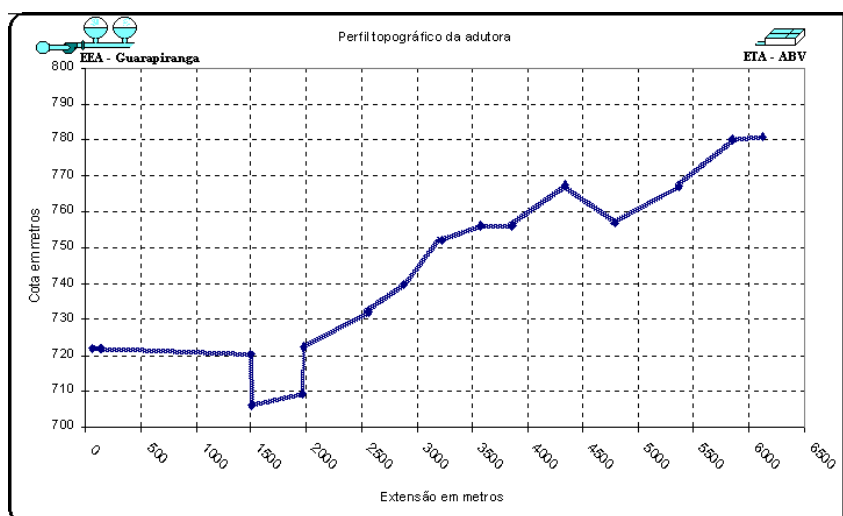
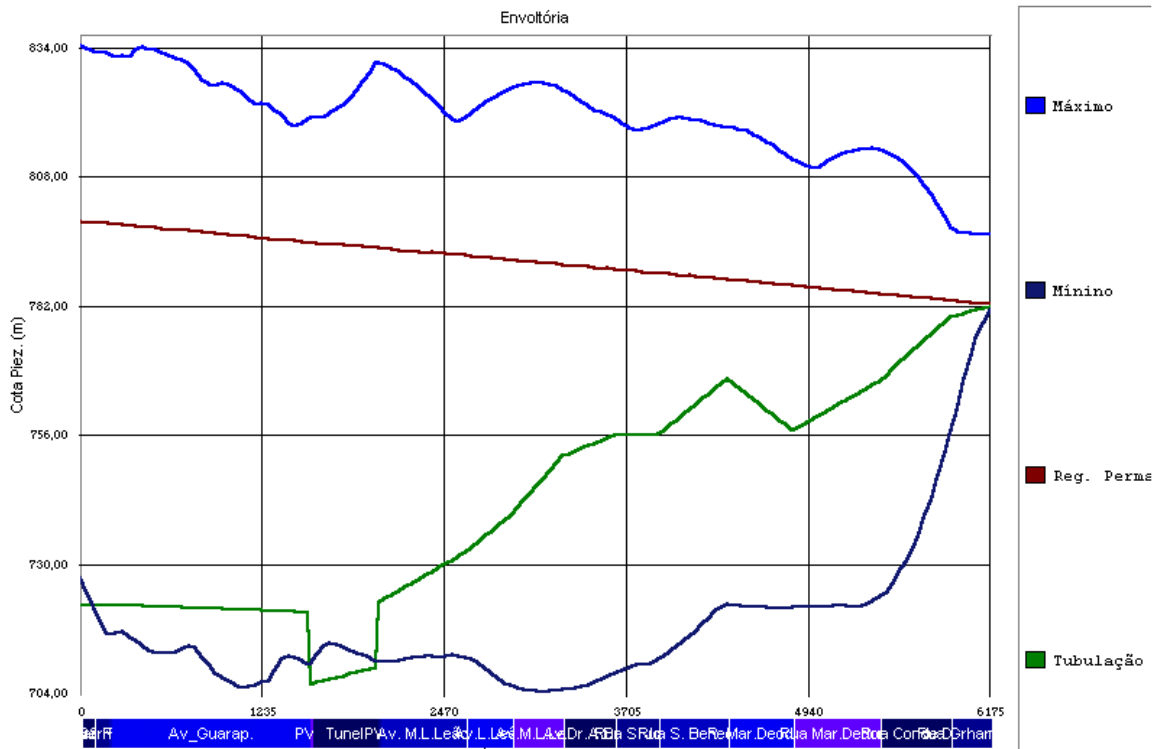


Figura 9 – Perfil topográfico da adutora de água bruta do Sistema produtor Guarapiranga com extensão de 6200m e diâmetro de 2500 mm, liga a Elevatória de água bruta à ETA - ABV.

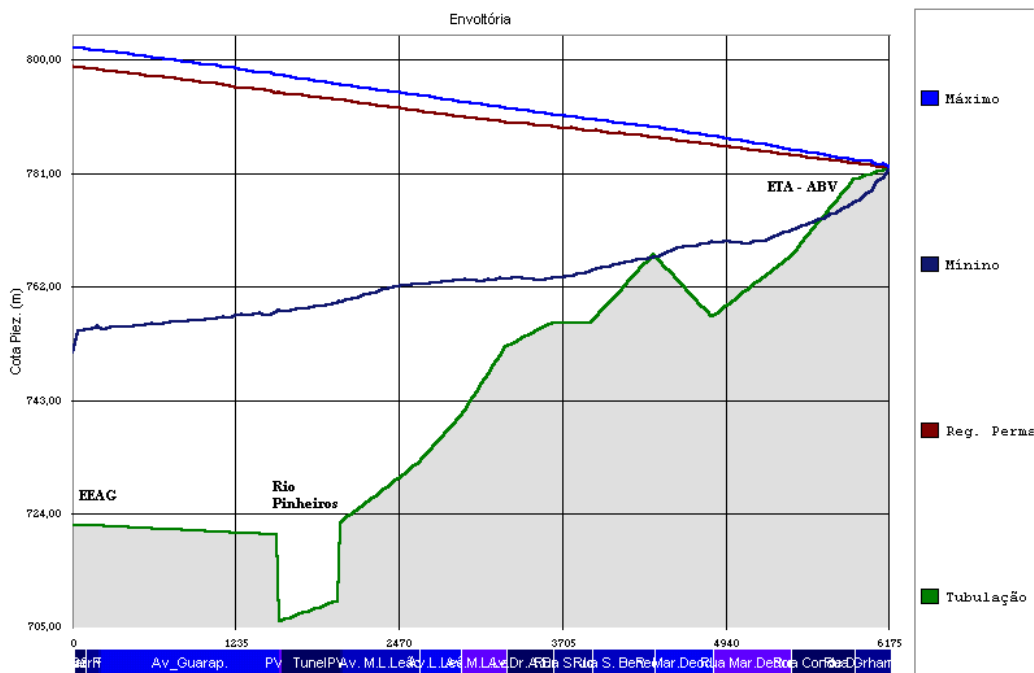
A Simulação foi desenvolvida em computador Pentium III 933 MHz, 256 MB de memória RAM e 60 GB de memória ROM em ambiente Windows 98 – Licença n.º 16500-OEM-0047584-67449. Com software para análise de transitórios em redes de abastecimento - Ctran da FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE HIDRÁULICA - FCTH. Versão 7.3. Concedido a título educacional por tempo determinado para análise desta pesquisa.

Procedeu-se nova simulação do Sistema Guarapiranga com o software Ctran do FCTH para comparação com os resultados obtidos no projeto da instalação real. O resultado está representado na Figura 10.



**Figura 10 – Envolvória de máxima pressão por ocasião da parada dos cinco conjuntos elevatórios da EEAB – Guarapiranga. Software Ctran da FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE HIDRÁULICA - FCTH/USP. Versão 7.3.**

Os resultados das simulações com RHO e ATENUADOR estão apresentados abaixo para se observar a semelhança entre os resultados obtidos. RHO Figuras 11 e 12 e ATENUADOR Figuras 13 e 14.



**Figura 11 – Simulação da parada instantânea dos cinco conjuntos elevatórios com RHO de 1000m<sup>3</sup> de volume instalado na saída do barrilete de recalque da EEAG.**

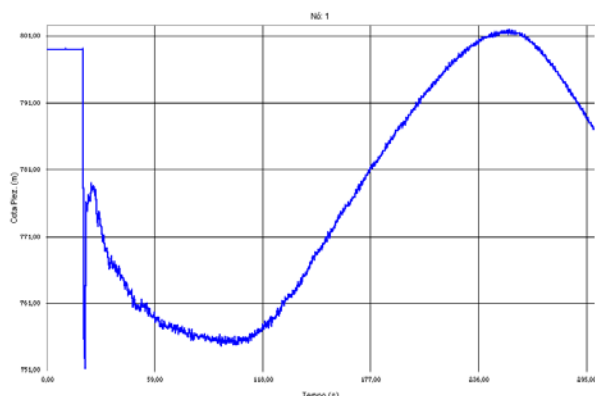


Figura 12 - Variação da pressão na válvula de retenção do barrilete de recalque da EEAG com RHO.

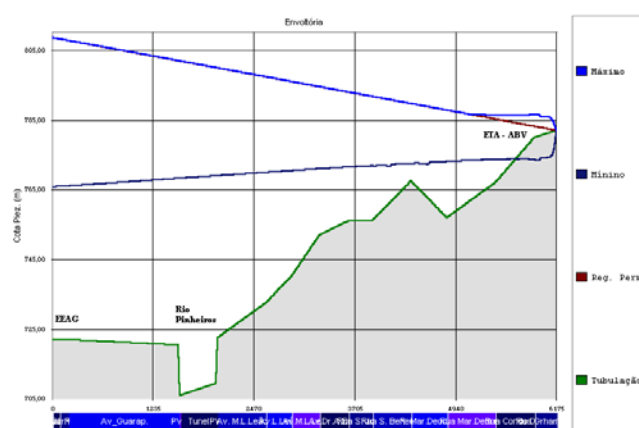


Figura 13 – Simulação da parada instantânea dos cinco conjuntos elevatórios com ATENUADOR de  $\alpha=0,8\%$ , adutora de 2500 mm e tubo atenuador de 220 mm.

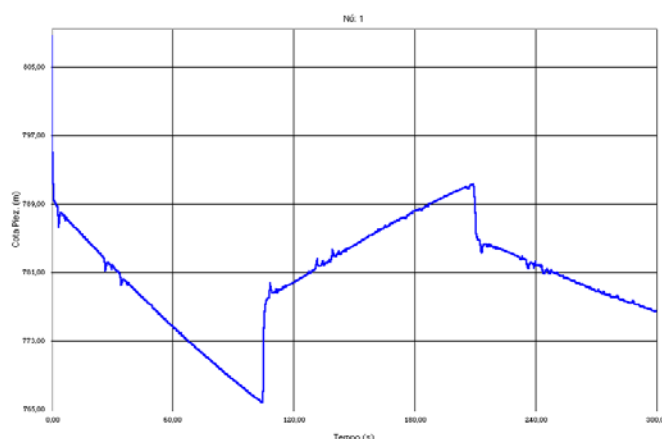
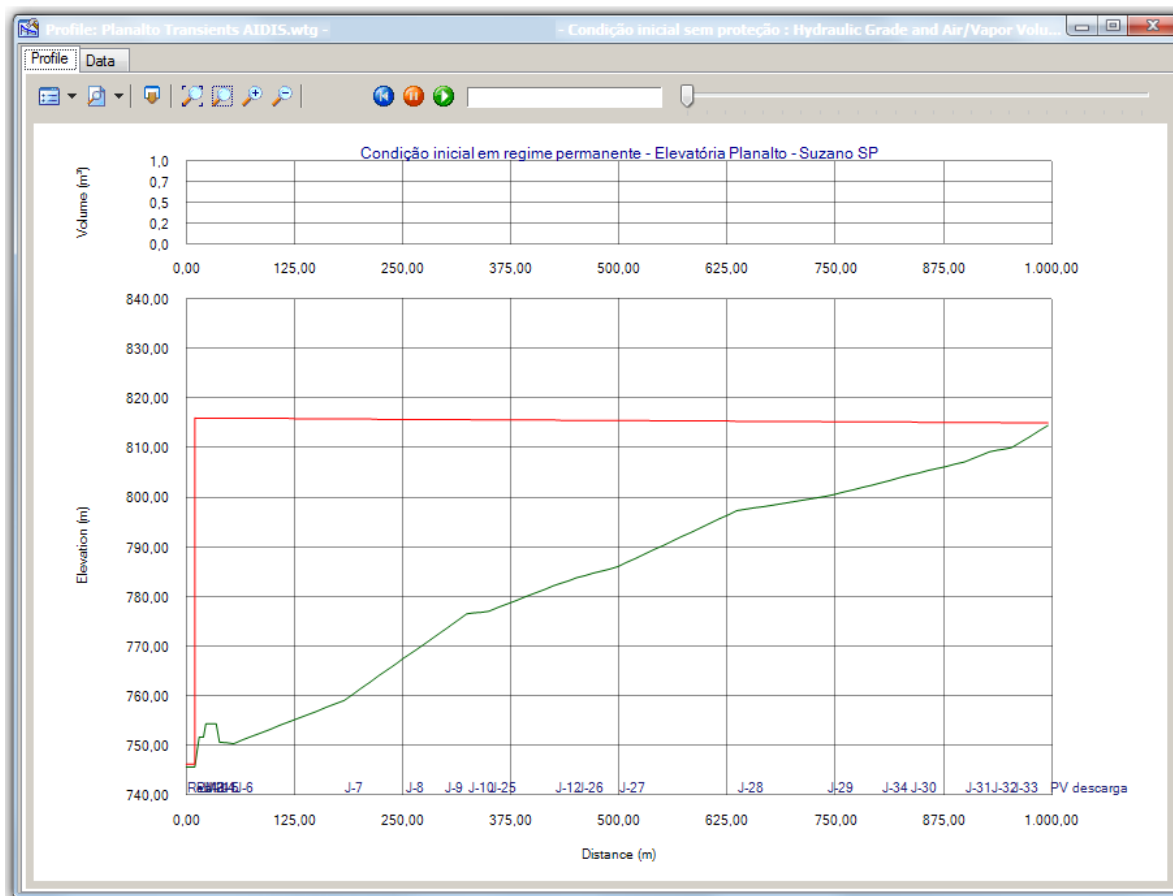


Figura 14 – Variação da pressão na válvula de retenção do barrilete de recalque da EEAG com Atenuador de  $\alpha=0,8\%$ .

### MODELAGEM HIDRÁULICA PARA APLICAÇÃO PRÁTICA COM SOFTWARE HAMMER v8i

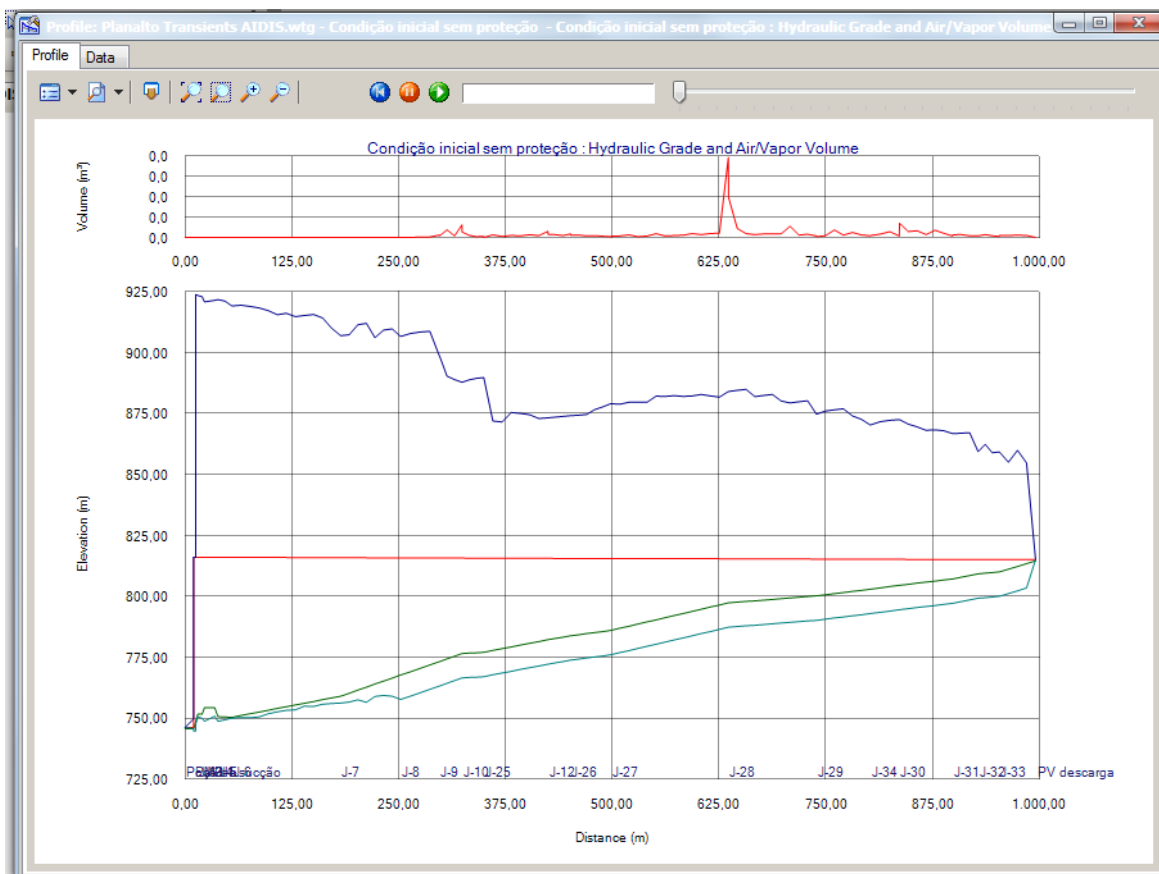
Para verificar a eficiência do atenuador de celeridade buscou-se projeto hidráulico recente, modelado hidráulicamente pelo software HAMMER v8i da Bentley, especializado em transitórios hidráulicos. O projeto executivo prevendo reservatório hidropneumático – RHO foi instalado e está em operação atualmente. A

modelagem com atenuador para comparação com a eficiência do RHO foi desenvolvida com base na topologia do recalque das Estações Elevatórias de Esgoto Planalto – Ikeda no Município de Suzano, com rede de 400 mm, extensão de 1000 metros e capacidade de vazão de 106 L/s. A Figura 15 mostra o perfil do sistema de recalque de esgoto Planalto – Ikeda.



**Figura 15 – Perfil da adutora de 500 mm com a linha piezométrica do recalque em regime permanente.**

Na fase de operação em regime permanente simulou-se uma falha no fornecimento de energia com parada instantânea dos conjuntos motor-bomba; o resultado do ensaio sem proteção de rede está representado na Figura 16, que mostra as variações de pressões transitórias positivas e negativas com cavitação e rejuntamento de colunas líquidas ao longo da adutora. Nota-se a formação de vapor em toda extensão da tubulação, representada pela linha azul clara abaixo da linha verde, que representa o perfil longitudinal da adutora. Um pequeno gráfico acima do perfil mostra os volumes de vapor gerados ao longo da adutora por cavitação na fase transitória; o objetivo da proteção é eliminar as pressões positivas excedentes (linha azul) e as subpressões (linha azul clara) de modo que não haja a cavitação e nem o risco de colapso da tubulação.



**Figura 16 – Envoltória das pressões resultantes de uma parada dos conjuntos elevatórios sem dispositivos de proteção de redes.**

### PROTEÇÃO COM TUBO ATENUADOR

A simulação do atenuador foi processada através de um tubo flexível de borracha com 250 mm de diâmetro inserido num tubo auxiliar em aço de 1000 mm de diâmetro, instalado em paralelo à adutora principal de 500 mm e interligados entre si nos dois extremos por meio de duas válvulas borboletas de 500 mm, logo após o barrilete de recalque da elevatória. Obedecendo às equações 12, 15, 22, 28 e 30 desta pesquisa, dimensionou-se o tubo atenuador com volume correspondente a 1% do volume total da adutora; este percentual corresponde ao volume de 1,96 m<sup>3</sup> de ar que será distribuído através do tubo flexível de 250 mm, instalado no tubo auxiliar de aço com diâmetro de 1000 mm, conforme a Figura 17.

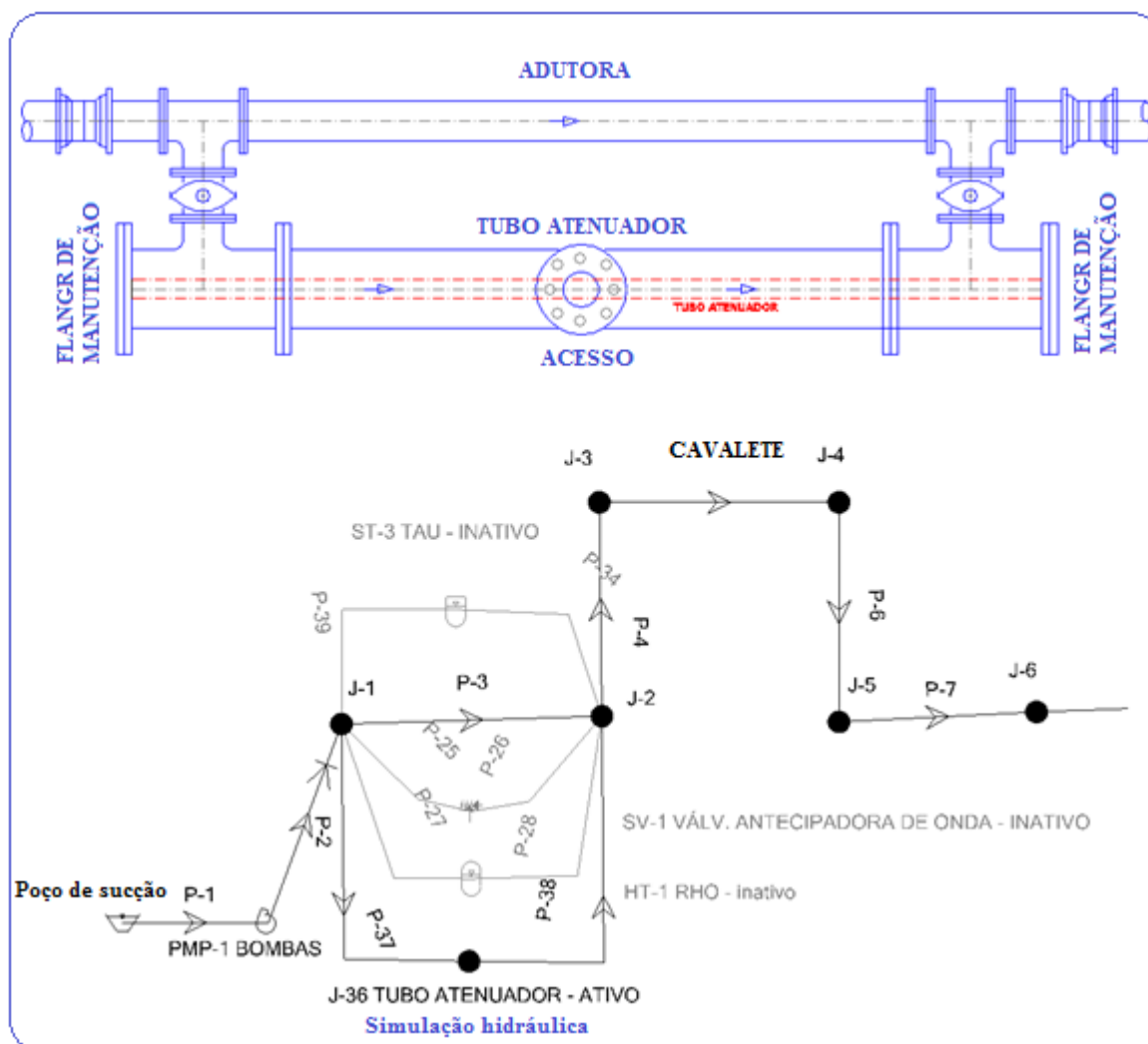
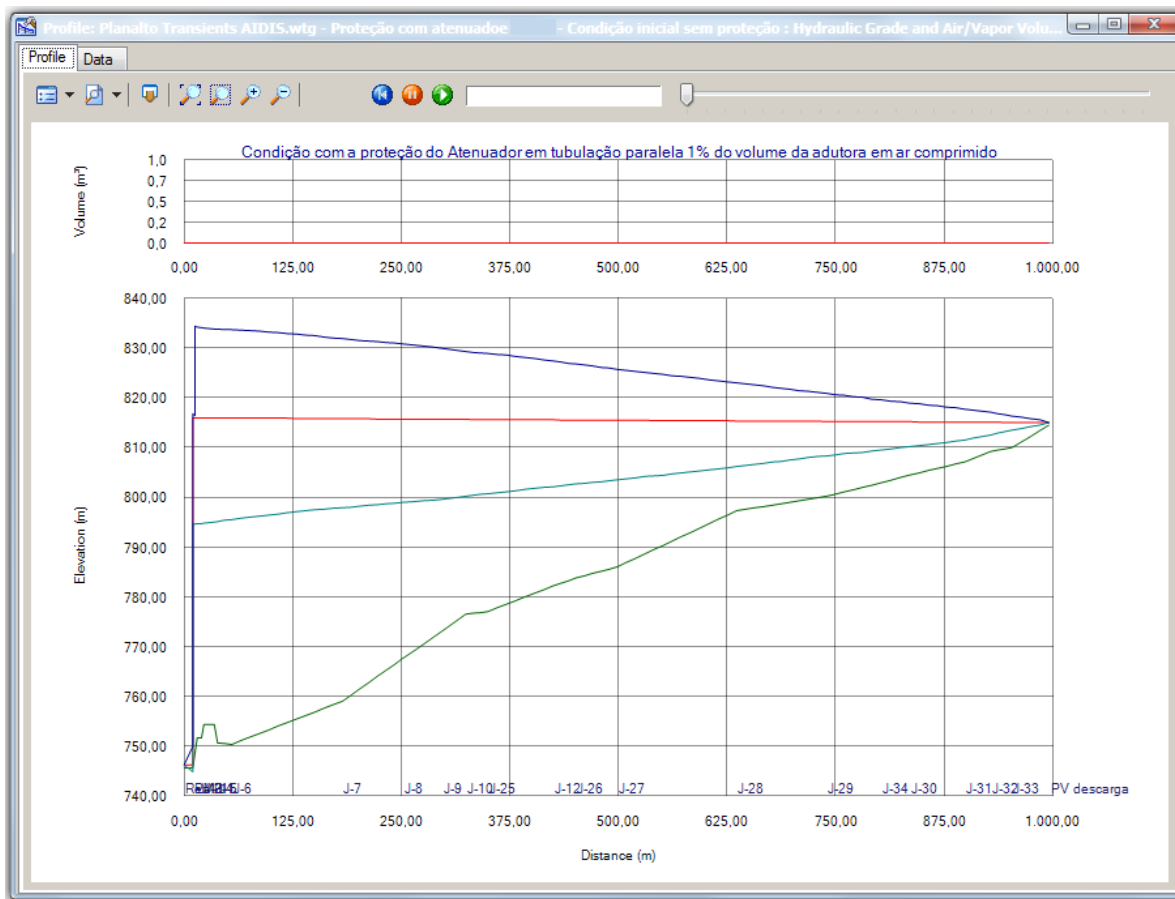


Figura 17 – Modelagem do atenuador instalado após o barrilete de recalque e antes do cavalete sobre o córrego (EEE Planalto em Suzano).

O resultado da simulação para 1% de ar incorporado no tubo flexível de 250 mm que produz a celeridade de 145 m/s resultante da mistura: ar, água e polímero gerou envoltória de máximas e mínimas pressões suficientes baixas para não cavitarem e reduzir os efeitos do transiente hidráulico para nível que pode ser absorvido pela estrutura da adutora. A Figura 18 mostra o gráfico resultante da simulação.



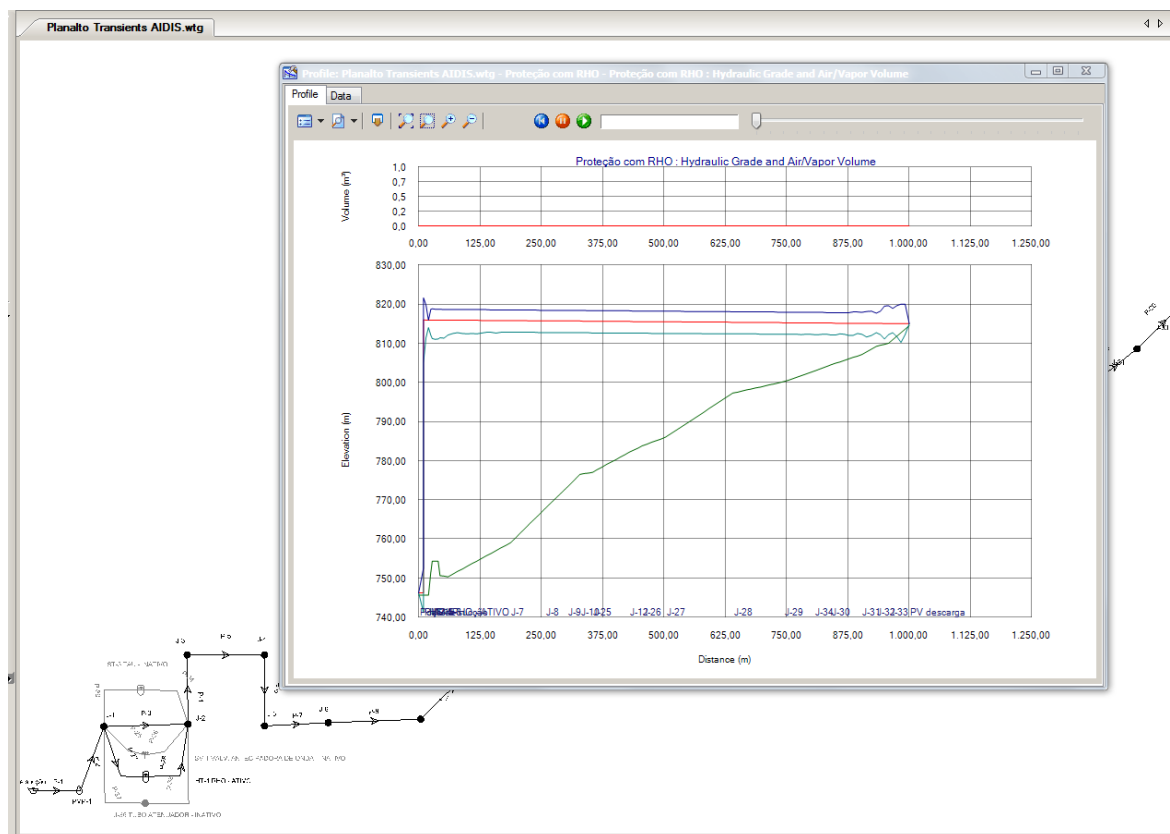


**Figura 18 – Envoltórias de pressões máximas e mínimas já reduzidas pelo tubo atenuador.**

Em comparação com o Reservatório Hidropneumático – RHO instalado e em operação atualmente, observa-se pequena diferença que pode ser eliminada aumentando a percentagem de ar incorporado no tubo atenuador. A Figura 19 mostra as envoltórias de pressões máximas e mínimas com a proteção do RHO.

Observando a Figura 18 a maior diferença está na forma de redução das envoltórias: observa-se que a envoltória resultante do atenuador forma um leque de jusante para montante aumentando a diferença de pressão entre a linha piezométrica do regime permanente em relação às linhas piezométricas de máximas e mínimas geradas pelo atenuador.

Já na Figura 19, com RHO, a envoltória se forma quase paralela à linha piezométrica do regime permanente; na medida em que aumenta o volume de água contido no reservatório hidropneumático as envoltórias de máximas e mínimas aderem totalmente à linha piezométrica e dessa forma proporcionam proteção para qualquer tipo de perfil topográfico de adutora.



**Figura 19 – Envoltórias resultantes da simulação com RHO.**

## CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Os resultados obtidos nas simulações matemáticas apresentadas nas Figuras 10 a 14 demonstram que o atenuador de celeridade funciona com a mesma precisão dos RHO. Nesta análise utilizou-se o atenuador em toda a extensão da rede, condição que gera grande dificuldade na execução da instalação, mas conseguem-se bons resultados aplicando-se o atenuador em trechos específicos da tubulação.

A nova modelagem hidráulica para aplicação prática, executada com o software HAMMER v8i, demonstra que é possível reduzir os efeitos dos transitórios hidráulicos com aplicações em trechos específicos da adutora e obter resultados satisfatórios no sentido de promover a proteção da tubulação contra os transitórios, sem grandes dificuldades de instalação.

A instalação do tubo atenuador em paralelo à adutora, em derivação e com válvulas de isolamento do atenuador e extremidades em “Tê” flangeado, permite a manutenção do tubo flexível com ar comprimido e a instalação do tubo de cobre com válvula de ar para o lado externo do tubo atenuador, possibilitando, desta forma, a calibração da pressão do ar com a pressão do regime permanente da adutora e promover a manutenção quando necessário.

As características do material utilizado na simulação do tubo elástico atenuador de celeridade são semelhantes às características físicas da borracha de fabricação de câmara de ar para automóveis. O baixo custo da instalação do dispositivo atenuador de celeridade quando comparado com a construção do RHO, pode viabilizar a construção do atenuador, com polímeros específicos que funcionem com desempenho igual ao RHO.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ALMEIDA, A.B.; KOELLE, E. Fluid transients in pipe networks. Computacional Mecahanic Publication, Southampton, 1992.
2. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT 12218/1994 Projetor de redes de distribuição de água para abastecimento público. São Paulo, 1994.
3. BERGERON, L., Water hammer in hydraulics and wave surges in electricity, 1961, (Wiley, New York).
4. BARBARÁ. Canalização sob pressão. Catálogo. Rio de Janeiro, 1987.
5. CHAUDHRY, M. H. Applied hydraulic transients, 2nd Edition, Van Nostrand Reinhold, New York. 1987.
6. SHIRIMITO, J. RHOs da EEAB Guarapiranga – Os primeiros vasos de pressão esféricos na área de saneamento. SABESP. São Paulo, 2005.
7. STREETER, V. L., Unsteady flow calculations by numerical methods, Trans. ASME J. Basic Eng., 1972.
8. \_\_\_\_\_; WYLIE, E. B, Fluid transients in systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs.N.J. USA. 1993.
9. TSUTIYA, M. T. Abastecimento de água. 1.ª edição. São Paulo, 2004.
10. WENG, C. K., Transmission of power by pulsating flow (P-F) concept in hydraulic systems, Trans. ASME, J. Basic Eng., 1966, v. 88, p. 316-322.
11. WYLIE, E. B., Resonance in pressurized piping systems, Trans. ASME, J. Basic Engine, 1965, v. 87, p. 960-966.