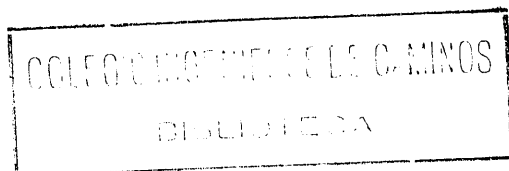


METODO SIMPLIFICADO PARA EL PREDIMENSIONAMIENTO DE RECIPIENTES DE AIRE COMPRIMIDO COMO PROTECCION ANTIARIEETE EN IMPULSIONES (*)



Por JOSE M.^a HERNANDEZ KRAHE

Doctor Ingeniero de Caminos
Profesor Adjunto de Mecánica de
Fluidos en la E.T.S.I.I. de Madrid

El presente artículo trata de analizar las condiciones de utilización de las diferentes formas de protección antiarriete con aire comprimido en los sistemas a base de agua. Posteriormente se establecen las simplificaciones que conducen a fórmulas de predimensionamiento.

Siento gran interés por el tema de la protección antiarriete con aire comprimido, al que he dedicado algo más de tres años de estudio e investigación, y cuyo resultado ha sido la publicación de una tesis doctoral en marzo de 1974. A raíz del artículo publicado en esta Revista por Mendiluce, en diciembre de 1974, sobre acumuladores vejiga de aire comprimido, mi intención fue hacer algunos comentarios, aunque la extensión de los mismos ha hecho necesario la publicación de un nuevo artículo.

Así, como la utilización de acumuladores es bastante frecuente en Oleodinámica, no ocurre lo mismo en instalaciones a base de agua, ya que las características del sistema requieren frecuentemente unas dimensiones para el acumulador normalmente no incluidas en la gama de fabricación normal y cuyo resultado es un encarecimiento indudable del mismo frente al calderín de aire tradicional.

Este último, a su vez, no tiene casi empleo práctico en el campo oleodinámico, donde se tiende cada vez más a concentrar energías elevadas en dispositivos que ocupen relativamente poco espacio.

Son evidentes las ventajas del acumulador de vejiga frente a los sistemas de protección que no utilizan ningún medio de separación entre el gas y líquido. Sin embargo, a pesar de la vigilancia y uso de un compresor junto con las irregularidades de funcionamiento (por la presencia de gas en el circuito de trabajo) a que la ausencia de dicho elemento pudiera dar lugar, considero que no es éste el problema principal en discusión.

Hay ciertos casos en los que la utilización de una cámara de aire para atenuar los efectos de condiciones transitorias no ha producido el efecto deseado. En otros, el comportamiento de la conducción ha sido menos aceptable cuando se ha utilizado una cámara de aire. Es decir, que sin una evaluación adecuada de los efectos del acumulador se pueden producir resultados inaceptables en el sistema.

Una vez que se ha decidido qué tipo de dispositivo antiarriete satisface las exigencias de diseño, la elección final se basa, por lo general, en un estudio de cos-

(*) Se admiten comentarios sobre el presente artículo, que pueden remitirse a la Redacción de esta revista hasta el 31 de agosto de 1976.

tos de los mismos. El costo de un aparato de protección neumático viene determinado en primer lugar por su tamaño.

Por consiguiente, el verdadero inconveniente radica fundamentalmente en el predimensionamiento del volumen de gas en funcionamiento, y como consecuencia del tamaño óptimo del acumulador o calderín, según se trate de uno u otro sistema de protección.

La consecuencia inmediata es que cualquier procedimiento que permita determinar rápidamente dicho volumen es muy interesante en Ingeniería siempre y cuando tengamos presente el orden de magnitud de la aproximación.

Para evaluar adecuadamente el efecto del sistema antiariete sobre el flujo transitorio de un sistema, es necesario hacer un análisis del flujo transitorio de todo el sistema, y considerar el tipo de perturbación que se espera. Un análisis exacto de todo esto puede ser difícil y llevar mucho tiempo, por lo que a menudo se efectúan numerosas simplificaciones. Estas incluyen la concentración de parámetros y la linealización de varios efectos no lineales. Estas simplificaciones pueden ocultar efectos de corta duración o inestabilidades que aparecen en el sistema, siendo necesario efectuar un análisis más profundo. Veamos esto más detenidamente.

Siguiendo el valor del gradiente de velocidad pueden observarse dos fenómenos, que aunque tengan el mismo origen se manifiestan en forma distinta:

- El primero corresponde a un valor muy pequeño de este gradiente, es decir, a una variación lenta del régimen del movimiento.

Las velocidades en el sistema, aunque varían en cada instante, son las mismas en todos los puntos en un instante dado. Estamos en presencia de una oscilación en masa, cuyo estudio técnico, basado en la integración de la ecuación de la variación de la cantidad de movimiento, convenientemente aplicada al flujo de líquido, ha sido objeto de numerosos trabajos. (Solución de parámetros concentrados.)

- El segundo corresponde a un valor más importante del gradiente de velocidad. La variación de presión que resulta se propaga en forma de una onda de presión, en razón de las elasticidades del agua y de la conducción. Las velocidades del movimiento, variables en el tiempo, varían igualmente en un instante dado a lo largo de toda la conducción. El teorema de la variación de la cantidad de movimiento conduce a una ecuación en derivadas parciales: golpe de ariete de onda. (Solución de parámetros distribuidos.)

Como la simplificación de Corbellini-Mendiluce, así como las que después trataremos en el estudio energético corresponden al primer fenómeno, es decir, a lo que en el desarrollo de la tesis llamo *solución de Parámetros concentrados*, voy a restringirme en lo que sigue únicamente al tratamiento de ésta.

Dos parámetros adimensionales se utilizan fundamentalmente en las ecuaciones que siguen:

$$\sigma = \frac{A L V_0^2}{2 g H_m \Omega_m} = \text{razón entre la energía cinética de la columna líquida y la energía potencial del antiariete en régimen estacionario.}$$

$$\rho = \frac{a V_0}{2 g H_m} = \text{característica de la tubería suministrada sin cámara de aire.}$$

ya que tanto la presión del volumen de gas como la presión a lo largo de la tubería de descarga pueden expresarse en función de ellos. Las presiones consideradas en el estudio corresponden siempre a fluctuaciones extremas en el antiarriete, las cuales siempre corresponderán a los valores extremos en la línea siempre que el sistema no se encuentre sobreestrangulado (superior al óptimo).

ESTUDIO ENERGETICO

Se pueden obtener valores aproximados de σ de los equilibrios energéticos, lo cual implica que dichos equilibrios son una expresión de la energía cinética en cualquier instante, suponiendo que la misma velocidad variable actúa en cada instante en todas las capas líquidas. Esto equivale a suponer que la elasticidad, tanto del agua como de la tubería, son nulas, y de aquí la condición $a = \infty$, que derrumba todo el edificio analítico de la teoría del flujo no estacionario.

Esta hipótesis crea un sistema mecánico irreal, cuyo único miembro elástico es la cámara de aire de tal forma que con independencia del rozamiento líquido podemos considerar tres instantes:

- a) Instante de presión mínima ($v = 0$).
- b) Instante de presión $H^*_{\text{m}} = 1$ ($v = -v_{\text{m}}$).
- c) Instante de presión máxima ($v = 0$).

Se pueden establecer equilibrios energéticos entre los instantes *a* y *b* para la determinación del $H^*_{\text{mín}}$ o entre los instantes *b* y *c* para la determinación de $H^*_{\text{máx}}$, siendo esta última la que auténticamente interesa.

Con el fin de paliar en lo posible esta situación tan irreal, vamos a tener en cuenta la elasticidad de la tubería como si estuviera concentrada en la cámara de aire, siguiendo en este caso un tratamiento similar al considerado por Allievi en sus estudios.

Las energías que vamos a considerar son, pues, las siguientes:

1. La energía cinética que se disipa durante el intervalo:

$$E_{\text{c}} = \frac{\delta L A}{2 g} V_{\text{m}}^2$$

2. La energía absorbida por el antiarriete durante la compresión isoterma:

$$\delta H_{\text{m}} \Omega_{\text{m}} L_{\text{m}} H^*_{\text{máx}}$$

3. La energía potencial del volumen de agua $\Omega_{\text{m}} - \Omega_{\text{mín}}$ que desciende del depósito superior al acumulador.

$$\delta (\Omega_{\text{m}} - \Omega_{\text{mín}}) H_{\text{m}} = \delta \left(\Omega_{\text{m}} - \Omega_{\text{m}} \frac{H_{\text{m}}}{H^*_{\text{máx}}} \right) = \delta H_{\text{m}} \Omega_{\text{m}} \left(1 - \frac{1}{H^*_{\text{máx}}} \right)$$

4. El incremento de la energía potencial elástica de la tubería al pasar de la presión H_{m} a $H^*_{\text{máx}}$.

La energía potencial elástica de la tubería en régimen estacionario E_p , está dada por:

$$E_p = \delta g \frac{L A H_m^2}{2 a^2} = E_0 \left(\frac{g H_m}{a V_0} \right)^2 = E_0 \frac{1}{(2 \rho)^2}$$

Al variar la presión en el antiariete, la nueva energía será:

$$E_{p + \Delta p} = E_0 \left(\frac{g H_{\text{máx}}}{a V_0} \right)^2 = E_0 \frac{H^{*2}_{\text{máx}}}{(2 \rho)^2}$$

El incremento de energía:

$$E_{p + \Delta p} - E_p = \Delta E_p = E_0 \frac{H^{*}_{\text{máx}} - 1}{(2 \rho)^2}$$

5. La energía potencial del volumen de agua que baja del depósito a la tubería dilatada desde VOL a VOL + Δ VOL. Pudiéndose calcular VOL expresando ΔE_p , como un producto de Δ VOL por la presión media:

$$\frac{1}{2} H_m (H^{*}_{\text{máx}} + 1)$$

Por consiguiente:

$$\delta \Delta \text{VOL} H_m = 2 E_0 \frac{H^{*}_{\text{máx}} - 1}{(2 \rho)^2}$$

Estableciendo ahora el equilibrio energético resulta:

$$E_0 = \delta H_m \Omega_m L_n H^{*}_{\text{máx}} - \delta H_m \Omega_m \left(1 - \frac{1}{H^{*}_{\text{máx}}} \right) + E_0 \frac{H^{*2}_{\text{máx}} - 1}{(2 \rho)^2} - 2 E_0 \frac{H^{*}_{\text{máx}} - 1}{(2 \rho)^2}$$

y si tenemos en cuenta que:

$$\sigma = \frac{E_0}{\delta H_m \Omega_m}$$

se obtiene, finalmente:

$$\sigma = \frac{L_n H^{*}_{\text{máx}} + \frac{1}{H^{*}_{\text{máx}}} - 1}{1 - \left(\frac{H^{*}_{\text{máx}} - 1}{2 \rho} \right)^2}$$

El numerador representa la influencia del antiariete neumático, mientras que el denominador, la influencia de la elasticidad de la tubería.

El denominador adquiere valores próximos a la unidad para valores suficientemente pequeños de la relación $(H^*_{\text{máx}} - 1)/2\rho$, y con este supuesto se puede despreciar la elasticidad de la tubería, pero disminuye rápidamente al crecer los valores de $H^*_{\text{máx}}$, anulándose para $H^*_{\text{máx}} = 1 + 2\rho c p n$, lo que se llegaría a $\sigma = \infty$, es decir, $\Omega_m = 0$.

En efecto, según se desprende de la teoría de Allievi sin antiarriete, la presión máxima o presión de contragolpe es $1 + 2\rho$, absorbiendo la dilatación elástica de la tubería la totalidad de la energía cinética E_0 .

El numerador se hace nulo para $H^*_{\text{máx}} = 1$ ($\Omega_m = \infty$), pero aumenta rápidamente al aumentar $H^*_{\text{máx}}$.

La ecuación obtenida proporciona valores aceptables de Ω_m sólo para caudales inferiores a unos 100 litros y alturas considerables (valores de ρ pequeños), mientras que para caudales mayores y alturas pequeñas crecen los valores de Ω_m , llegando a ser, finalmente, desorbitados más allá de cualquier conveniencia técnica y económica.

La teoría, por tanto, confirma el hecho de que si se desprecia el rozamiento del líquido, los antiarrietes de gas son instrumentos muy inadecuados para los fines perseguidos de hacer inocua la energía cinética de la columna líquida, por el simple medio de la acumulación neumática. Volúmenes de aire a presión que contie-

nen 30 veces dicha energía $\left(\tau = \frac{1}{30}\right)$ y precisan grandes cámaras, escasamente llegan a limitar en un 30 por 100 la sobrepresión del golpe de ariete.

Todas estas consideraciones indican que la única solución del problema es la siguiente: adoptar valores muy pequeños de Ω_m (es decir, valores grandes de σ) disponiendo resistencia adecuada de rozamiento para el flujo descendente que estén adaptadas para destruir la gran sobrepresión que sigue a la limitación de σ .

En el cuadro que se adjunta está además de esta relación correspondiente a transformación isoterma la equivalente en transformación politrópica considerando la elasticidad de la tubería.

Siendo:

$$H^*_{\text{máx}} = \frac{H_{\text{máx}}}{H_m} = \frac{P_2}{P_m} = \alpha = 1 + Z^*$$

Los numeradores de ambas expresiones coinciden con la integración de la ecuación diferencial de la oscilación en masa (despreciando rozamiento y con válvula de retención junto a la bomba).

En el supuesto de despreciar la elasticidad de la tubería, así como las acciones de peso y de la presión atmosférica que se aplican en el extremo de la canalización, se obtienen las tres aproximaciones restantes.

Con la aproximación del método de Newton he obtenido para la energía de expansión un valor $E_{exp} = \frac{5P_1}{P_m} (3P_m - P_1) \Delta \Omega_{exp}$ Kgm (P en atmósferas y Ω en litros) que da resultados aceptables siempre y cuando $\frac{2}{3}P_m < P_1$.

La aproximación de Corbellini se obtiene de la anterior sin más que hacer $\frac{2}{3}P_m = P_1$, resultando $E_{exp} = \frac{10}{3} (P_m + 2P_1) \Delta \Omega_{exp} \simeq (7P_1 + 3P_m) \Delta \Omega_{exp}$ Kgm,

pero como puede verse, los resultados son bastante parecidos entre sí, y ambos a su vez, aunque algo del lado de la seguridad a la última ecuación del cuadro (transformación politrópica. Método simplificado).

Lo más importante es que nunca hay que perder de vista que estas expresiones, como ya se ha visto, son aproximadas en cuanto al funcionamiento del antiariete, pero a mi entender no bastan para obtener el volumen Ω_m necesario para el predimensionamiento. En una palabra, que no me parece lo más idóneo el prefiar, como hace Mendiluce, la presión máxima igual a 1,2 veces la presión de servicio y seguidamente obtener el volumen Ω_m correspondiente. Lo correcto, o al menos lo más seguro, es hacer en primer lugar una evaluación de la necesidad de protección antiariete determinando previamente las presiones máximas y mínimas a que va a estar sometido el sistema, así como comprobar si el perfil de la línea es regularmente ascendente. Con arreglo a estos valores se determina el volumen de gas necesario por cualquiera de los procedimientos numéricos o gráficos ya enunciados en mi tesis doctoral. Como se trata aquí de encontrar soluciones aproximadas adjunto una de las fórmulas que con tal fin expuse entonces, así como las restricciones a su empleo en los diferentes casos prácticos.

Creo que la mejor manera de ver lo que digo es resolver de manera completa un ejemplo. Aunque me faltan algunos datos en cuanto a las características de la instalación descrita por Mendiluce, tomo su caso práctico para ver mejor las desviaciones obtenidas en uno y otro caso.

CONTROL DE TEMPERATURA

Para el control de temperatura será preciso tener en cuenta que la condición $P_m - \Delta P \geq P_1$ es tanto más difícil de satisfacer cuanto más pequeño es el volumen inicial de gas. La cantidad de gas contenida en el acumulador es menos elástica en frío que en caliente. Si la condición requerida se satisface a la temperatura mínima (Ω_m , mínimo), lo será posteriormente a la temperatura máxima (Ω_m , máxima).

En la práctica, esta condición se reduce a:

$$\frac{\Delta \Omega_{exp}}{\Omega_0} \leq \frac{P_{min}}{P_m} \left\{ \left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right\}$$

Por el contrario, el volumen de líquido contenido en el acumulador $\Omega_0 - \Omega_m$ disminuye cuando la temperatura aumenta. A la temperatura máxima será necesario que permanezca al menos igual a $\Delta \Omega$. Condición que en la práctica se convierte en:

$$\frac{\Delta \Omega_{exp}}{\Omega_0} \leq 1 - \frac{P_{min}}{P_m} \frac{T_{max}}{T_{min}}$$

Periodo y amplitud de oscilación.

Despreciando el razonamiento, la solución de parámetros concentrados conduce a unos valores del periodo y amplitud de oscilación dados por:

$$T_1 = 2 \sqrt{\frac{\Omega_m L}{n A_0 H_m}} = 2 \pi \frac{V_0 L}{g H_m} \frac{1}{\sqrt{n \sigma}}$$

$$a_1 = V_0 \sqrt{\frac{n A L H_m}{g \Omega_m}} = H_m \sqrt{2 n \sigma}$$

Con base en la condición de la relación entre el periodo de golpe de ariete $\frac{2L}{a}$ se obtiene el valor relativo del volumen de aire para la posibilidad de despreciar la elasticidad del sistema en la solución de las oscilaciones. En general, se requiere el cumplimiento de la condición:

$$\frac{T_1}{\frac{2L}{a}} > 8$$

Ejemplo.

$$\begin{array}{lll} Q_0 = 0,16 \text{ m}^3/\text{seg} & h_0 = 44 \text{ m} & L = 385 \text{ m} \\ D = 0,5 \text{ m} & V_0 = 0,815 \text{ m/seg} & k V_0^2 = 0,4 \text{ m} \end{array}$$

En primer lugar, determinamos las presiones a prever en ausencia de antiariete:

$$H_m = 44 + 10 + 0,4 = 54,4 \text{ m};$$

$$\frac{2L}{a} = \frac{2 \cdot 385}{1.200} = \frac{2.385}{1.200} = 0,6416$$

En la ausencia del valor de la celeridad y suponiendo la tubería de fundición resulta $a = 1.200 \text{ m/seg.}$:

$$\rho = \frac{a V_0}{2 g H_m} = 0,9172; \quad \frac{a V_0}{g} = 99,79$$

Tiempo de parada, $\simeq 2,45 \text{ seg.}$

Teniendo en cuenta que $T > \frac{2L}{a}$; $2,45 > 0,6416$ la impulsión es corta.

La depresión al final del primer recorrido de ida y vuelta de la onda viene dada por:

$$\frac{2 L V}{g T} = 26,13 \text{ m}$$

y la depresión máxima estimada es de 34 m.

La sobrepresión máxima a considerar:

$$\frac{a V}{g} - \text{pérdida de carga} = 99,39 \text{ m}$$

Por consiguiente:

Presión mínima a prever, $44 - 34 = 10 \text{ m}$

Presión máxima a prever, $44 + 99,39 = 143,39 \text{ m}$

La magnitud de estas presiones hace necesario instalar un amortiguador (cámara de aire, acumulador, etc.) para que se aproximen en lo posible a la altura manométrica de bombeo.

Supuesto el perfil de la conducción, regularmente ascendente, podemos aplicar la fórmula simplificada:

$$\Omega_m = \varphi \frac{Q_0^2}{P_m D^5} K$$

donde:

Ω_m = volumen de gas en funcionamiento en litros;

P_m = presión absoluta del gas en atmósferas = 5,44;

$$K = \frac{2}{5} \left\{ 8 + 2 Q_0 - \frac{3}{100} \frac{H_m}{V} \right\} = 2,526$$

De las tablas se obtiene para $2 \rho = 1,82$, $\varphi = 19,3$, por tanto:

$$\Omega_m = \frac{19,3 \times 0,16^2 \times 385}{5,44 \times 0,25} \times 2,526 = 353,3 \text{ litros}$$

El valor de σ correspondiente a dicho volumen es:

$$\sigma = \frac{6,5 Q^2 L}{\Omega_m P_m D^5} = 0,1333$$

Valor comprendido entre los límites adecuados para la acumulación neumática $0,02 < \sigma < 0,5$.

Si por comparar con el resultado de Mendiluce consideramos transformación isoterma de la tabla, se encuentra para el valor de σ :

$$Z_{\max}^* = 0,68; Z_{\max} = 0,68 \times 54,4 = 36,99 \text{ m}$$

$$Z_{\min}^* = -0,36; Z_{\min} = -0,36 \times 54,4 = 19,58 \text{ m}$$

Las presiones máxima y mínima absolutas se han reducido a:

$$H_{\max} = 54,9 + 36,99 = 91,39 \text{ m}$$

$$H_{\min} = 54,4 - 19,58 = 34,82 \text{ m} \simeq 0,64 H_m$$

Teniendo en cuenta que la presión de precarga $H_0 = 0,9$ $H_{\min} = 0,9 \cdot 34,82 = 31,33$ m, podemos calcular el volumen máximo de gas o volumen del acumulador:

$$\Omega_{\text{acumulador}} = \Omega_0 = \Omega_m \left(\frac{P_m}{P_0} \right)^{1/1,4} = 353,5 \left(\frac{5,44}{3,13} \right)^{1/1,4} = 524,16 \text{ litros}$$

en el caso más favorable, ya que para el cambio isoterma se obtienen alrededor de 614 litros. El volumen de líquido que sale del acumulador será:

$$\Delta \Omega = \Omega_{\max} - \Omega_m = \Omega_m \left(\frac{P_m}{P_{\min}} \right)^{1/1,4} - \Omega_m = 485,94 - 353,2 = 132,74 \text{ litros}$$

Por encima del valor mínimo:

$$\Omega_z = \frac{65 Q^2 L}{D^5 h_f} = 58,24 \text{ litros}$$

necesario para que la presión en la tubería no descienda por debajo de la atmosférica (riesgo de cavitación).

La pérdida de presión óptima en la unión en la fase de sobrepresión se deduce de la condición de que en la velocidad máxima del flujo inverso V_z la presión en la tubería alcance el valor de la presión correspondiente al máximo de la oscilación.

Obteniéndose:

$$\frac{H_{\max}}{H_m} = 1,032 \quad ; \quad \frac{k_z V_z^2}{H_m} = 4,12$$

de donde $H_{\max} = 54,4 \cdot 1,032 = 56,1408$ m. La sobrepresión mínima óptima es por consiguiente de $56,14 - 54,4 = 1,74$ m, aunque en este último cálculo se ha considerado transformación isoterma, puede verse en la figura que se adjunta que para:

$$K = \frac{1}{H_{\min}^*} = \frac{1}{0,64} = 1,56$$

no existe apenas diferencia en considerar un tipo cualquiera de transformación politrópica.

Este ábaco nos da la sobrepresión máxima necesaria para el dimensionamiento de la conducción:

$$\text{Como } K = 1,56 \text{ y } B = \frac{\frac{k V_z^2}{H_m} + \frac{k V_0^2}{H_m}}{\sigma} = \frac{0,0090 + 4,12}{0,133} = 31,04$$

se obtiene para J el valor asintótico 1,21, por lo que $H_{\max} = 1,21$ $H_m = 65,82$ m y la sobrepresión máxima resulta ser de 11,47 m.

El volumen de gas en el acumulador será:

$$\Omega_{\min} = \Omega_m \left(\frac{P_m}{P_{\max}} \right)^{1/1,4} = 353,3 \left(\frac{5,44}{6,58} \right)^{1/1,4} = 308,324 \text{ litros}$$

El volumen de líquido que entra en el acumulador será:

$$\Delta \Omega = \Omega_{\max} - \Omega_{\min} = 177,61 \text{ litros}$$

El valor del coeficiente de pérdida de carga a la entrada del líquido al acumulador es:

$$k_2 = \frac{4,12 H_m}{V_0^2} = 337,67$$

Por lo que esta pérdida puede conseguirse mediante una clapeta agujereada con un orificio de diámetro d tal que:

$$k_2 = \frac{1}{2g} \left\{ \left(\frac{D^2}{0,62 d^2} - 1 \right)^2 + 1/9 \right\}$$

de donde $d = 6,9 \text{ cm}$.

Si se impidiera al agua entrar en el acumulador, el valor de la sobrepresión máxima sería, aproximadamente, el doble de la depresión mínima. Es decir, en este caso sería $2 (54 - 34,82) = 38,36 \text{ m}$.

En el caso de utilizar un calderín de aire, se hubiera requerido un volumen para la misma de:

$$\Omega'_m = \Omega_m + 0,2 \left(\frac{P_m}{P_{\min}} \right)^{1/1,4} = 450,5 \text{ litros}$$

ya que como es costumbre, se supone que el volumen entre los niveles superior e inferior de emergencia es a la presión mínima el 20 por 100 de Ω_m , y, por consiguiente, al alcanzar el agua el nivel de emergencia inferior, el nuevo volumen será Ω'_m .

A este nuevo volumen le correspondería un nuevo valor de σ , dado por:

$$\sigma' = \sigma \frac{\Omega_m}{\Omega'_m} = 0,1333 \cdot \frac{353,3}{450,5} = 0,1045$$

obteniéndose un nuevo valor para la depresión:

$$Z'_{\min} = -0,33 = \frac{Z_{\min}}{H_m} \Rightarrow Z_{\min} = 17,95 \text{ m}$$

$$H'_{\min} = 54,4 - 17,95 = 36,44 \text{ m} \simeq 0,67 H_m$$

El volumen total del calderín de aire sería:

$$\Omega_p = \Omega'_m \left(\frac{P_m}{P'_{min}} \right)^{1/1,4} = 450,5 \left(\frac{5,44}{3,64} \right)^{1/1,4} = 600,23 \text{ litros}$$

luego el ahorro en volumen al utilizar un acumulador de vejiga sería de $600,23 - 524,16 = 76,07$ litros.

Por el control de temperatura comprobamos las dos relaciones dadas anteriormente.

La condición a temperatura mínima se verifica casi en el límite. De la condición a temperatura máxima se obtiene, asimismo:

$$\frac{\Delta \Omega}{\Omega_n} = 1 - \frac{P_{min}}{P_m} \frac{T_{max}}{T_{min}}$$

$$0,2533 = 1 - \frac{36,68}{54,4} \frac{T_{max}}{T_{min}} \Rightarrow \frac{T_{max}}{T_{min}} = 1,1072$$

Suponiendo una temperatura ambiente de 20°C , se obtiene que el volumen fijado para Ω_m permite una variación de temperatura de $\pm 15^\circ \text{C}$.

El período y amplitud de oscilación, si se desprecia las pérdidas, son en este caso:

$$T_1 = 2\pi \frac{L V_0}{g H_m} \frac{1}{n \sigma} = 8,55 \text{ seg}$$

$$a_1 = H_m \sqrt{2 n \sigma} = 33,23 \text{ m}$$

La velocidad con los mismos valores correspondientes al golpe de ariete de onda:

$$u = \frac{2 L}{a} \text{ y } a_2 = \frac{a V_0}{g}$$

resultan:

$$\frac{T_1}{t} = 13,3; \quad \frac{a_1}{a_2} = 0,33$$

lo que nos dice, que si no consideramos pérdidas sólo se reducirá el golpe de ariete, aproximadamente, en una tercera parte.

TABLAS PARA EL DISEÑO DEL AMORTIGUADOR

Fórmula para el predimensionamiento del volumen de gas en el antiarriete con el sistema en funcionamiento:

$$\Omega_m = \varphi \frac{Q_0^2 L}{P_m D^2} K$$

donde:

$$\varphi = \varphi(2\rho; n)$$

siendo n el exponente politrópico que varía entre $n = 1$ (caso isoterma) a $n = 1,4$ (caso adiabático):

$$K = \frac{2}{5} \left[8 + 2 Q_0 - \frac{3}{100} \frac{H_m}{V_0} \right]$$

factor de correlación entre las soluciones de oscilación en masa y golpe de ariete de onda obtenidas por el método gráfico de Bergeron.

Valor en la práctica comprendido entre $2 < K < 3,5$.

Las condiciones de validez para la utilización de esta fórmula pueden resumirse:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{L}{H_m} < 20 \\ Q_0 < 3 \text{ m}^3/\text{seg} \\ \frac{k_1 V_0^2}{H_m} < 0,1 \end{array} \right.$$

Q_0 viene dado en metros cúbicos por segundo, L y D en metros y P_m en atmósferas absolutas.

CONSIDERACIONES HIDRAULICAS A TENER EN CUENTA EN EL DISEÑO DE AMORTIGUADORES HIDRONEUMATICOS

Todas las oscilaciones de presión se han deducido suponiendo que tiene lugar un cambio isoterma de presión-volumen y comparándolo simultáneamente con la consideración de cambio politrópico, llegando a los siguientes resultados:

- Los valores del volumen de gas relativo $\frac{Q_m}{Q_2}$, suponiendo transformación politrópica, en porcentaje de sus valores en el caso de cambio isoterma aumentan:
 - Con el valor del exponente politrópico.
 - Con el incremento de la altura estática.
 - Con el aumento de la caída de presión.
- Las desviaciones porcentuales de los descensos de presión relativos en las expansiones politrópicas e isotérmicas aumentan:
 - Con el valor del exponente politrópico.
 - Con el descenso del volumen de aire relativo $\frac{Q_m}{Q_2}$, y disminuyen:
 - Al aumentar la altura estática.
 - Al crecer las pérdidas.

2ρ	φ ($n = 1$)	φ ($n = 1,4$)	2ρ	φ ($n = 1$)	φ ($n = 1,4$)	2ρ	φ ($n = 1$)	φ ($n = 1,4$)
0,03	15,025,82	20,823,25	0,35	159,13	210,45	0,67	58,23	74,03
0,04	8,561,92	11,857,38	0,36	151,94	200,66	0,68	57,08	72,38
0,05	5,550,25	7,677,92	0,37	145,29	191,62	0,69	55,82	70,81
0,06	3,903,58	5,392,81	0,38	139,12	183,23	0,70	54,68	69,29
0,07	2,904,26	4,006,43	0,39	133,39	175,45	0,71	53,59	67,83
0,08	2,251,49	3,101,24	0,40	128,05	168,21	0,72	52,53	66,43
0,09	1,801,10	2,477,01	0,41	123,08	161,46	0,73	51,52	65,07
0,10	1,476,90	2,027,95	0,42	118,43	155,16	0,74	50,54	63,77
0,11	1,235,52	1,693,82	0,43	114,08	149,27	0,75	49,60	62,51
0,12	1,050,78	1,438,27	0,44	110,00	143,74	0,76	48,69	61,30
0,13	906,12	1,238,29	0,45	106,17	138,56	0,77	47,81	60,13
0,14	790,63	1,078,74	0,46	102,57	133,69	0,78	46,96	59,00
0,15	696,88	949,33	0,47	99,18	129,11	0,79	46,14	57,91
0,16	619,69	842,85	0,48	95,98	124,79	0,80	45,34	56,85
0,17	555,33	754,12	0,49	92,96	120,71	0,81	44,57	55,83
0,18	501,07	679,38	0,50	90,11	116,86	0,82	43,83	54,85
0,19	454,88	615,79	0,51	87,41	113,22	0,83	43,11	53,89
0,20	415,20	561,21	0,52	84,85	109,77	0,84	42,41	52,97
0,21	380,85	514,00	0,53	82,42	106,49	0,85	41,73	52,07
0,22	350,91	472,87	0,54	80,11	103,39	0,86	41,08	51,20
0,23	324,63	436,80	0,55	77,92	100,44	0,87	40,44	50,36
0,24	301,44	404,98	0,56	75,83	97,63	0,88	39,83	48,54
0,25	280,85	376,76	0,57	73,84	94,96	0,89	39,23	48,75
0,26	262,49	351,61	0,58	71,95	92,42	0,90	38,65	47,98
0,27	246,03	329,09	0,59	70,14	89,99	0,91	38,08	47,23
0,28	231,23	308,83	0,60	68,41	87,67	0,92	37,53	46,51
0,29	217,85	290,55	0,61	66,76	85,46	0,93	37,00	45,80
0,30	205,72	273,98	0,62	65,18	83,34	0,94	36,48	45,12
0,31	194,69	258,91	0,63	63,67	81,32	0,95	35,98	44,45
0,32	184,61	245,17	0,64	62,22	79,38	0,96	35,49	43,81
0,33	175,39	232,60	0,65	60,84	77,52	0,97	35,01	43,18
0,34	166,93	221,06	0,66	59,50	75,74	0,98	34,54	42,56

- Con los valores de ρ y σ dados en las tablas, puede verse perfectamente cuando la influencia del cambio presión-volumen es sólo pequeña e inversamente cuando es sustancial para el diseño de la instalación.

Como intervalo adecuado de variación para la amortiguación hidro-neumática, puede considerarse:

$$0,03 \leq \sigma \leq 0,5$$

$$0,25 \leq \rho \leq 4$$

- Las desviaciones porcentuales de los incrementos de presión relativo en cambios politrópicos e isotérmicos son más pequeños que para los descensos de presión. En los casos en que no existen pérdidas son ligeramente crecientes con la altura estática y decrecientes con el volumen de aire relativo.
- En un caso general, la influencia del cambio presión-volumen politrópico en las sobrepresiones está bien reflejada en la figura dada. Es insignificante para descensos de presión pequeños (valores de K bajos). Para valores B (producto del volumen de aire relativo y alturas de pérdidas relativas), próximos a la unidad, las sobrepresiones (J) son las mismas para cada valor del exponente politrópico. Para valores de $B < 1$ el cambio isoterma, y para $B > 1$ el cambio politrópico; dan sobrepresiones más altas. Con mayores caídas de presión (K más elevado) las diferencias ya no son tan pronunciadas.
- El periodo de oscilación para el cambio politrópico es $\frac{1}{n}$ veces menor que para el cambio isoterma. El aumento del exponente politrópico tiene un efecto análogo a la disminución del volumen de aire.

Aumenta al elevarse el volumen-gas, mientras que la amplitud de oscilación descende en este caso.

- Aunque las válvulas se cierran mucho más bruscamente en las instalaciones provistas de amortiguadores neumáticos, el cierre no es instantáneo, sino del orden de $\frac{2L_1}{a}$. Por tanto, la localización de la cámara (es decir, la longitud L_2 de la válvula al acumulador) puede causar, sobre todo al aumentar, oscilaciones secundarias de corta duración, que se superponen a la oscilación de presión primaria causada por el amortiguador.

La magnitud de la onda de corta duración no depende del volumen inicial de gas, y es sólo función de la resistencia al flujo de entrada en la cámara.

Con el análisis de parámetros concentrados no se aprecia ningún fenómeno de corta duración, y, de hecho, tales fenómenos no podrán predecirse con este tipo de análisis.

- Si se requiere, como es frecuente, que las sobrepresiones toleradas al utilizar un amortiguador no pasen de un 10 a un 20 por 100 de la presión de servicios, los volúmenes de diseño resultan muy grandes, por lo que es forzoso introducir la pérdida de carga en el estrangulamiento.
- El tiempo que se tarda en alcanzar la presión máxima depende fundamentalmente del volumen de aire inicial y no de la dimensión del estrangulamiento.

DIFERENTES MODALIDADES DE LOS ANTIARIETES A BASE DE AIRE COMPRIMIDO

Para líneas relativamente largas ($3.000 \text{ m} < L < 5.000 \text{ m}$), con elevación estática pequeña $h_s < 20 \text{ m}$, es particularmente adecuado el dispositivo unidireccional. Consiste en un recipiente cerrado que durante la fase de baja presión suministra agua al circuito llenándose la cámara con aire que penetra a través de una válvula de retención de toma de aire. En el curso de la fase inversa al aire, que sólo puede escapar a través de un pequeño orificio por un efecto análogo a la cámara de aire normal, amortigua la sobrepresión.

Las ventajas e inconvenientes de el dispositivo unidireccional pueden resumirse así:

- La cámara de aire unidireccional requiere un recipiente a presión mucho más pequeño que la cámara de aire normal para una reducción equivalente de la sobrepresión instantánea.
- No es necesaria ni una fuente de aire comprimido ni controles de nivel.
- Presenta ventajas económicas, aunque la eficiencia de su funcionamiento es dudosa, ya que el flujo de salida no comienza hasta que la presión cae por debajo de la atmosférica, dando lugar a que la presión en la bomba, así como el gradiente de presión a que queda sometida toda la línea de descarga, sean inferiores que con la cámara convencional.
- El riesgo de separación de columna a lo largo de la línea es mayor en el dispositivo unidireccional.
- Puede utilizarse con ventaja para asegurar puntos elevados y terminales largas sin flujo en las redes de baja presión.

Otra modalidad son las cámaras con volumen de aire natural, es decir, que el volumen de aire del recipiente se encuentra a la presión atmosférica. Estas cámaras se dimensionan de forma que cuando la presión baja después de un fallo de la bomba hasta el valor atmosférico, el volumen de agua de la cámara es suficiente para cubrir el descenso del caudal, y el cojín de aire, en su máxima expansión posible, basta para llenar el volumen funcional total de la cámara. Sus características más importantes son:

- La onda de sobrepresión que se produce (conducciones a baja presión) no es peligrosa por lo general; sin embargo, es fundamental evitar la caída de presión.
- Son viables con alturas de presión estática de 10 a 40 m.
- Para presiones estáticas muy bajas y para proteger el sistema contra la perturbación de la columna de agua sería menos económico que la cámara unidireccional.

CONCLUSION

Para una situación particular, un análisis de parámetros concentrados (que actualmente se usa muy a menudo) puede precedir un comportamiento mejor que el real, mientras que un análisis de parámetros distribuidos predecirá exactamen-

te el peor comportamiento que se derivaría de un aumento de la resistencia de entrada a la cámara. Es, por tanto, necesario en algunas ocasiones utilizar el análisis de parámetros distribuidos del sistema de impulsión. El análisis demuestra que hay un diseño óptimo para un amortiguador, es decir, para cada volumen inicial de aire existe un tamaño óptimo para el orificio de entrada, y la eficacia de la cámara es muy sensible a este parámetro.

El volumen Ω_m , correspondiente a la teoría de la oscilación en masa, es siempre inferior al correspondiente al golpe de ariete de onda aumentando la desviación con el valor de σ .

Considero que la aproximación de Corbellini-Mendiluce no es prudente para su utilización en sistemas a base de agua como se corrobora en este estudio.

Los acumuladores de vejiga presentan muchas ventajas en el mantenimiento frente al calderín de aire, pero desde un punto de vista económico no veo posible que puedan competir ventajosamente sobre todo si los volúmenes en discusión son superiores a $0,5 \text{ m}^3$.

NOMENCLATURA

A	= sección, en metros cuadrados, de la línea de descarga.
a_1	= amplitud de la oscilación, en metros.
a_2	= amplitud de golpe de ariete $\frac{a V_0}{g}$, en metros.
$\frac{k_1 V_0^2}{H_m}$	= parámetro adimensional de pérdida de carga en la tubería.
$\frac{k_2 V_0^2}{H_m}$	= parámetro adimensional de pérdida de carga en el estrangulamiento.
B	= $\frac{\Omega_m (k_1 + k_2) V_0^2}{\Omega_c h_c}$ = parámetro adimensional característico de la fase de sobrepresión.
D	= diámetro de la línea de descarga, en metros.
d	= diámetro del orificio de la clapeta, en metros.
E_0	= energía cinética de la columna líquida, en Kgm.
H_m	= carga absoluta del amortiguador en el instante inicial, en m.c.a.
$H^* = \frac{H}{H_m}$	= relación adimensional para las presiones.
$J = \frac{H_{\text{máx}}}{H_m}$	= factor adimensional de diseño (fase de sobrepresión).
$K = \frac{H_m}{H_{\text{mín}}}$	= factor adimensional de diseño (fase de depresión).
L	= longitud de la línea de descarga, en metros.

L_n = símbolo de logaritmo neperiano.

$M = \left(\frac{V_2}{V_0} \right) \frac{(k_1 + k_2) V_0^2}{H_m} =$ relación adimensional que determina la velocidad máxima V_2 del flujo en la fase de sobrepresión.

n = exponente politrópico.

P_m = presión absoluta del amortiguador en el instante inicial, en atmósferas.

Q_0 = caudal inicial, en m³/seg.

T = temperatura absoluta del aire en el interior de la cámara, en °K.

T_1 = período de oscilación, en seg.

T_c = tiempo aproximado de cierre de la válvula

V_0 = velocidad en el instante inicial, en m/seg.

V_2 = velocidad del flujo correspondiente a la máxima sobrepresión con pérdidas despreciables, en m/seg.

Z = magnitud de las sobrepresiones o depresiones, en metros.

$Z' = \frac{Z}{H_m}$ = relación adimensional para las sobrepresiones y depresiones.

δ = peso específico, en N/m³.

$\mu = \frac{2L}{a}$ = período de golpe de ariete.

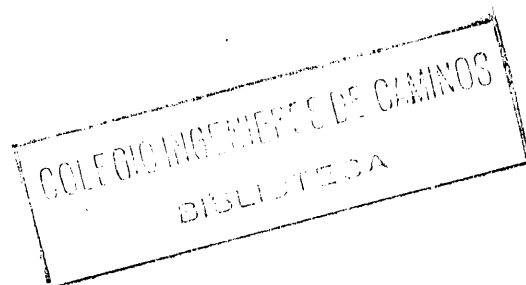
$\rho = \frac{a V_0}{2g H_m}$ = características de una tubería suministrada sin cámara de aire.

$\sigma = \frac{A L V_0^2}{H_m \Omega_m 2g}$ = razón entre la energía cinética de la columna líquida y la energía potencial de la cámara de aire en régimen estacionario.

Ω_0 = volumen del amortiguador, en litros.

Ω_m = volumen del aire o gas inicial, en litros.

$\Omega_z = \frac{A L V_0^2}{2g h_m}$ = volumen de agua que se debe suministrar a la entrada de la tubería de descarga en un corte súbito del suministro (sin considerar las pérdidas) para evitar que se produzca un descenso de presión por debajo de la atmosférica.



$\sigma = \frac{1}{(n-1)} \left\{ (1 + Z^*)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} + \frac{1}{(1 + Z^*)} \frac{1}{n} - 1$ $1 - \left(\frac{Z^*}{2\rho} \right)^2$				$\sigma = \frac{L(1 + Z^*) + \frac{1}{(1 + Z^*)} - 1}{1 - \left(\frac{Z^*}{2\rho} \right)^2}$				$\sigma = \frac{1}{12,5} \left\{ 1 - \frac{1}{1 - Z^*} \right\} \left\{ 7 + 3(Z^* + 1) \right\}$				$\sigma = \frac{1}{2,5} \left\{ 3 - \frac{1}{1 - Z^*} \right\} \left\{ 1 - \frac{1}{1 - Z^*} \right\}$				$\sigma = \frac{(1 + Z^*)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{n - 1}$			
Estudio energético. Transform. Politrópica				Estudio energético. Transformación Isoterma				Estudio energét. Aprox. Mendiluce-Corbellini				Estudio energét. Aprox. por el método Newton				Estudio energét. Transf. Politróp. Mét. Simplif.			
Sobrepres. (n = 1,4)		Depresiones (n = 1,4)		Sobrepresiones		Depresiones		Sobrepresiones		Depresiones		Sobrepresiones		Depresiones		Sobrepres. (n = 1,4)		Depresiones (n = 1,4)	
Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ	Z*	σ
0,05	0,0008	— 0,05	0,0009	0,05	0,0011	— 0,05	0,0013	0,05	0,0386	— 0,05	0,0414	0,05	0,0390	— 0,05	0,0409	0,05	0,0350	— 0,05	0,0363
0,1	0,0032	— 0,1	0,0040	0,1	0,0044	— 0,1	0,0057	0,1	0,0748	— 0,1	0,0861	0,1	0,0760	— 0,1	0,0839	0,1	0,0690	— 0,1	0,0741
0,15	0,0068	— 0,15	0,0097	0,15	0,0093	— 0,15	0,0140	0,15	0,1089	— 0,15	0,1347	0,15	0,1111	— 0,15	0,1287	0,15	0,1018	— 0,15	0,1018
0,2	0,0117	— 0,2	0,0185	0,2	0,0158	— 0,2	0,0271	0,2	0,1412	— 0,2	0,1879	0,2	0,1444	— 0,2	0,1750	0,2	0,1336	— 0,2	0,1544
0,25	0,0175	— 0,25	0,0314	0,25	0,0235	— 0,25	0,0465	0,25	0,1718	— 0,25	0,2465	0,25	0,1760	— 0,25	0,2222	0,25	0,1645	— 0,25	0,1972
0,3	0,0243	— 0,3	0,0492	0,3	0,0324	— 0,3	0,0738	0,3	0,2011	— 0,3	0,3119	0,3	0,2059	— 0,3	0,2693	0,3	0,1945	— 0,3	0,2422
0,35	0,0320	— 0,35	0,0734	0,35	0,0423	— 0,35	0,1117	0,35	0,2291	— 0,35	0,3854	0,35	0,2343	— 0,35	0,3147	0,35	0,2238	— 0,35	0,2895
0,4	0,0405	— 0,4	0,1058	0,4	0,0532	— 0,4	0,1636	0,4	0,2559	— 0,4	0,4692	0,4	0,2612	— 0,4	0,3555	0,4	0,2522	— 0,4	0,3394
0,45	0,0499	— 0,45	0,1490	0,45	0,0651	— 0,45	0,2344	0,45	0,2816	— 0,45	0,5660	0,45	0,2868	— 0,45	0,3867	0,45	0,2799	— 0,45	0,3925
0,5	0,06	— 0,5	0,2067	0,5	0,0779	— 0,5	0,3314	0,5	0,3065	— 0,5	0,6798	0,5	0,3111	— 0,5	0,4000	0,5	0,3070	— 0,5	0,4491
0,55	0,0711	— 0,55	0,2843	0,55	0,0916	— 0,55	0,4655	0,55	0,3306	— 0,55	0,8164	0,55	0,3343	— 0,55		0,55	0,3334	— 0,55	0,5099
0,6	0,0830	— 0,6	0,3899	0,6	0,1063	— 0,6	0,6536	0,6	0,3538			0,6	0,3563			0,6	0,3592	— 0,6	0,5758
0,65	0,0958	— 0,65	0,5360	0,65	0,1221	— 0,65	0,9222	0,65	0,3734			0,65	0,3772			0,65	0,3845		
0,7	0,1097	— 0,7	0,7434	0,7	0,1391	— 0,7	1,3218	0,7	0,3985			0,7	0,3973			0,7	0,4032		
0,75	0,1248	— 0,75	1,0492	0,75	0,1573			0,75	0,4198			0,75	0,4163			0,75	0,4334		
0,8	0,1411	— 0,8	1,5250	0,8	0,1770			0,8	0,4408			0,8	0,4347			0,8	0,4571		
0,85	0,1589			0,85	0,1983			0,85	0,4612			0,85	0,4520			0,85	0,4803		
0,9	0,1783			0,9	0,2214			0,9	0,4811			0,9	0,4689			0,9	0,5031		
0,95	0,1997			0,95	0,2468			0,95	0,5007			0,95	0,4847			0,95	0,5255		
1	0,2234			1	0,2748			1	0,5199			1	0,5000			1	0,5475		
1,05	0,2498			1,05	0,3058			1,05	0,5387			1,05	0,5143			1,05	0,5690		
1,10	0,2794			1,1	0,3406			1,1	0,5572			1,1	0,5287			1,1	0,5902		
1,15	0,3129			1,15	0,3798			1,15	0,5753			1,15	0,5423			1,15	0,6111		
1,20	0,3514			1,2	0,4247			1,2	0,5933			1,2	0,5553			1,2	0,6316		
1,25	0,3960			1,25	0,4767			1,25	0,6109			1,25	0,5679			1,25	0,6517		
1,30	0,4485			1,3	0,5377			1,3	0,6284			1,3	0,5799			1,3	0,6716		
1,35	0,5114			1,35	0,6107			1,35	0,6456			1,35	0,5915			1,35	0,6912		
1,40	0,5881			1,4	0,6996			1,4	0,6625			1,4	0,6027			1,4	0,7104		
1,45	0,6842			1,45	0,8109			1,45	0,6792			1,45	0,6135			1,45	0,7294		
1,50	0,8083			1,5	0,9545			1,5	0,6959			1,5	0,6240			1,5	0,7481		
1,55	0,9753			1,55	1,1475			1,55	0,7122			1,55	0,6340			1,55	0,7665		