

Capítulo 6

INFLUENCIA DE LA PRESIÓN DE TRABAJO DE LAS TUBERÍAS EN EL DIMENSIONADO ÓPTIMO. UTILIZACIÓN DE LAS VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN

6.1.- INTRODUCCIÓN

En los capítulos precedentes hemos analizado el dimensionado económico de redes ramificadas, primero desde una perspectiva general (Capítulo 4) y posteriormente desarrollando la implementación de un modelo de Programación Lineal (Capítulo 5).

En el presente capítulo, uno de los objetivos es introducir la problemática que se plantea en el dimensionado de una red al considerar el efecto económico de la presión de trabajo de las tuberías que la componen. Hasta ahora hemos podido advertir que los principales métodos de dimensionado económico de redes están basados en la relación entre el coste y la capacidad hidráulica (diámetro) de las tuberías, dejando de lado el efecto de la presión de trabajo de las mismas. Precisamente en la primera parte del capítulo (apartado 6.2) analizaremos la intervención de la presión de trabajo de las tuberías sobre el coste de una red.

En la segunda parte (apartado 6.3) se ofrece una descripción amplia del funcionamiento y caracterización de las **válvulas reductoras de presión (VRP)**. El objetivo de este apartado es presentar la VRP como elemento auxiliar en el diseño económico de redes. La denominación de este tipo especial de válvula resulta cuanto menos sorprendente, puesto que cualquier válvula, como elemento disipativo o resistente reduce la presión. Sin embargo, la propiedad fundamental de una VRP es la de mantener una presión constante a la salida en un amplio rango de caudales (incluso a caudal nulo) siempre que se cumplan determinadas condiciones. Esta cualidad la convierte en un elemento atractivo en sumo grado para varios cometidos, como son:

- Reducción de presiones excesivas, indeseables para el funcionamiento de equipos hidráulicos.
- Sectorización de zonas de presión en redes escalonadas.
- Reducción del volumen de fugas.

- Mantener una presión de alimentación constante ante variaciones amplias de la demanda.
- Limitación del caudal extraído.
- **Ahorro en la inversión en tuberías mediante la reducción de la presión de trabajo de las mismas.**

Es precisamente este último aspecto el que aquí más nos importa y en el que vamos a insistir de modo especial en el próximo capítulo.

6.2.- INFLUENCIA DE LA PRESIÓN DE TRABAJO DE LAS TUBERÍAS EN EL COSTE DE LA RED

6.2.1.- Planteamiento general.

El diseño económico de redes de distribución ha sido estudiado tradicionalmente bajo la perspectiva de la relación que existe entre variables hidráulicas y parámetros económicos. En este tipo de problemas, el elemento central de estudio son las tuberías por una razón clara: representan, con diferencia sobre el resto de componentes, la partida económica de más peso en el proyecto de una red; dependiendo del tamaño de la red a proyectar, puede representar hasta el 75% del coste de inversión.

Si fijamos nuestra atención en un determinado material de tubería, observaremos que el coste unitario (por metro) de la misma no depende tan solo del diámetro (ver Fig. 6.1), sino también de la máxima presión de trabajo que puede soportar. Para un mismo diámetro, una presión de trabajo mayor se traduce en un mayor espesor de la tubería y como consecuencia, en un mayor coste.

La presión de trabajo seleccionada para una tubería debe ser mayor o igual a la máxima presión que puede llegar a soportar en servicio dicha tubería, ya sea la presión estática (redes descendentes alimentadas por gravedad), la dinámica (redes ascendentes alimentadas por una estación de bombeo) o bien la presión máxima que pueda alcanzarse como consecuencia de un transitorio hidráulico. La presión de trabajo de una tubería es, en definitiva, una característica mecánica mientras que la máxima presión de servicio es una característica hidráulica de la red. En la práctica es habitual trabajar con coeficientes de seguridad que permitan distanciar suficientemente la presión de trabajo de la tubería de la máxima presión de servicio para garantizar un tiempo de vida de la instalación adecuado y suficiente.

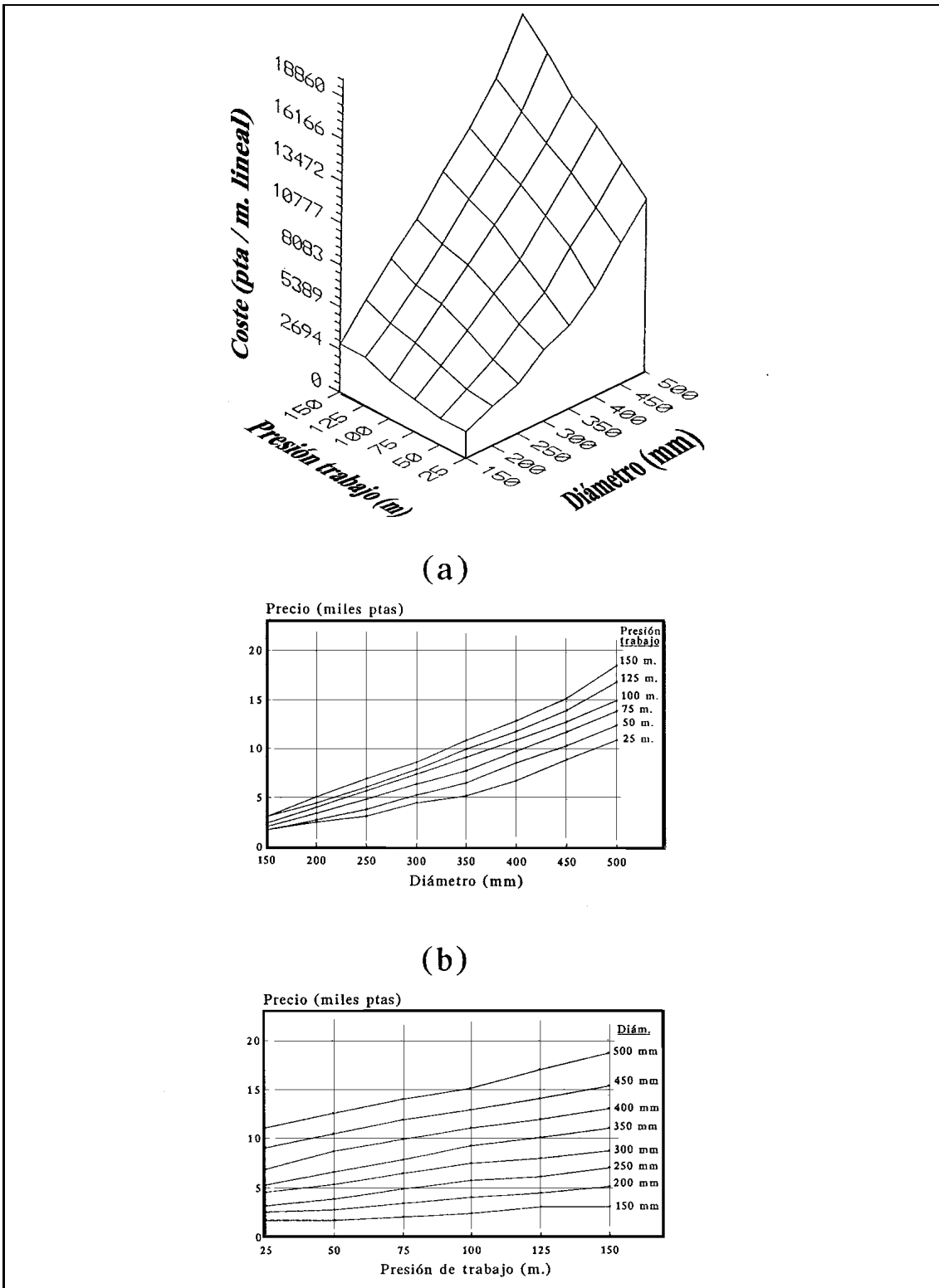


Figura 6.1 - Coste de una tubería de fibrocemento en función de (a) el diámetro y (b) la presión de trabajo.

A pesar de la dependencia del coste de la tubería con la presión de trabajo o timbraje, no deja de ser curioso que, en la mayoría de los trabajos desarrollados sobre este tema, las formulaciones se apoyan en la relación del coste de la tubería con el diámetro que posee, sin considerar explícitamente la influencia de la presión de trabajo de la tubería en el coste. Ello obedece fundamentalmente a dos razones: en primer lugar, se suele entender que la presión de trabajo de la tubería viene condicionada por una gran variedad de factores que exceden el alcance de los métodos de dimensionado (incluidas las acciones del terreno donde se entierra la tubería), y por lo tanto, la determinación de esta característica queda en cierta forma excluida del proceso. En segundo lugar, el hecho de incluir la presión de trabajo de las tuberías en la formulación del problema de forma explícita aumenta la complejidad del modelo de forma considerable, y además da lugar a un espacio de soluciones no conexo.

Una posible alternativa para obviar el problema consiste en hacer que la presión de trabajo de las tuberías aparezca en la formulación de una forma implícita mediante la introducción de restricciones de presión máxima en los nudos del sistema; este procedimiento conduce en realidad a una selección que está veladamente predeterminada por el usuario y no constituye por tanto un fruto del algoritmo de optimización.

6.2.2.- Tratamiento explícito del problema: Caso de una conducción en serie de gran longitud.

Una solución formalmente más adecuada y sin duda más elegante es la propuesta por Canales-Ruiz en [3], donde presenta una metodología para el dimensionado de una conducción simple considerando el efecto de la presión de trabajo mediante la aplicación del principio de Pontryagin.

El problema planteado por el autor consiste en el dimensionado de una tubería simple de la que se conoce el caudal que debe trasegar (únicamente se considera un estado de carga) sujeto a unas condiciones de presión en ambos extremos de la tubería. Para el dimensionado de la misma considera un conjunto discreto y finito de tuberías comerciales, con diferentes diámetros y presiones de trabajo.

A diferencia de la mayoría de los métodos de dimensionado habituales, Canales-Ruiz admite que el coste unitario de la tubería en una determinada sección de la misma, depende tanto de la pendiente hidráulica como de la presión a la que está sometida dicha sección, haciendo intervenir ambas variables en el problema de dimensionado.

El sistema considerado, como muestra la Figura 6.2, consiste en una tubería simple que conduce un caudal Q constante y de valor conocido, desde el punto 1 al punto 0, cuyas abscisas respectivas son x_1 y x_0 (la referencia de la abscisa está dada por la distancia real entre puntos según el trazado de la tubería).

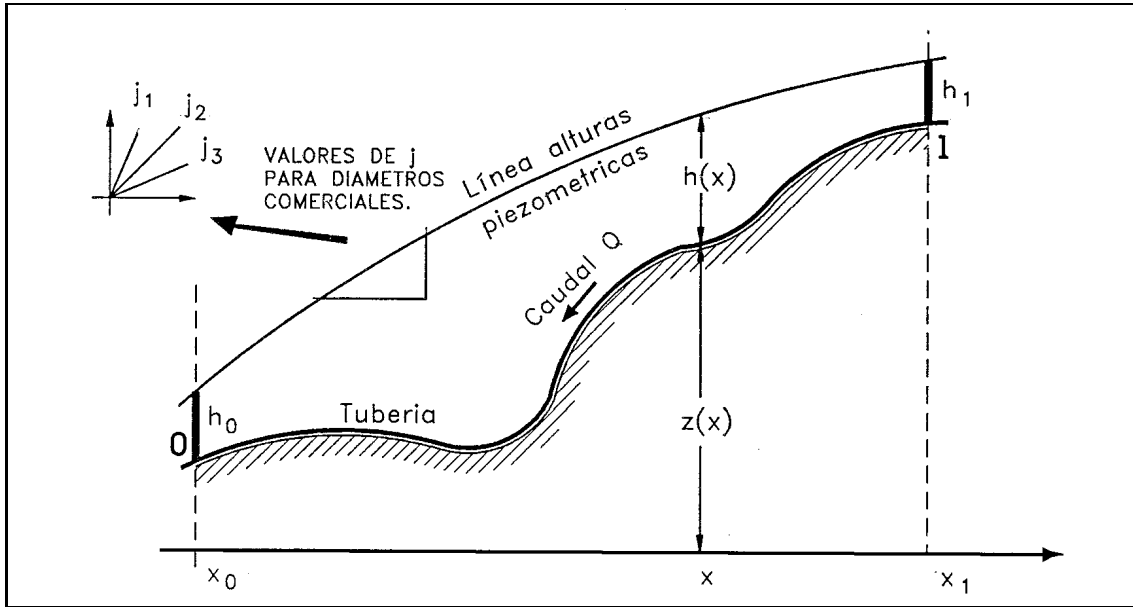


Figura 6.2.- Perfil de la conducción a dimensionar.

Se pretende dimensionar la conducción con tuberías comerciales, esto es, disponiendo de un conjunto discreto de diámetros y presiones de trabajo. Puesto que el caudal a trasegar es constante y conocido, la adopción de un determinado diámetro en una sección de la conducción equivale a seleccionar una determinada pendiente hidráulica de entre un conjunto discreto.

Si denominamos $h(x)=P(x)/\gamma$ a la altura de presión dinámica en x , y $z(x)$ a la altura geométrica o cota del terreno en x , la altura piezométrica $H(x)$ será:

$$H(x) = z(x) + h(x) \quad (6.1)$$

Derivando la expresión anterior respecto de x se obtiene:

$$\frac{dH(x)}{dx} = j(x) = \frac{dz(x)}{dx} + \frac{dh(x)}{dx} \quad (6.2)$$

donde $j(x)$ representa la pendiente hidráulica. Dado el planteamiento del problema, ésta solo podrá adoptar aquellos valores que corresponden al conjunto discreto de diámetros comerciales disponibles, esto es:

$$j(x) = j_i = \frac{k}{D_i^b} \quad i = 1, 2, \dots, n_1 \quad (6.3)$$

siendo n_1 el número de diámetros comerciales disponibles y k una constante que dependerá de la ecuación de pérdidas adoptada.

En el caso de utilizar la expresión de pérdidas de Darcy-Weisbach, tendríamos:

$$j_i = \left(\frac{8 f Q^2}{\pi^2 g} \right) \frac{1}{D_i^5} \quad (6.4)$$

Reordenemos ahora la expresión (6.2) en la forma:

$$\frac{dh(x)}{dx} = j(x) - \frac{dz(x)}{dx} = j(x) - r(x) \quad (6.5)$$

donde $r(x)$ representa la pendiente del terreno en x . Mientras que la pendiente del terreno es un dato de partida del problema de dimensionado, la pendiente hidráulica a emplear en una determinada sección va a ser una variable de decisión.

El empleo de unos determinados valores de la pendiente hidráulica (selección de diámetros de la tubería) está funcionalmente condicionado por las restricciones de presión en ambos extremos de la conducción, pero si consideramos además el objetivo económico en el dimensionado, habrá que tener presente que el coste de la tubería es función tanto de la pendiente hidráulica que provoca como de la presión dinámica que debe soportar.

En este sentido, podemos expresar el coste unitario de la tubería (ptas/metro lineal) en la sección de abcisa x como:

$$c(x) = c [h(x), j(x)] \quad (6.6)$$

Puesto que la pendiente hidráulica sólo puede adoptar valores discretos de entre los j_i disponibles, y la presión de trabajo de la tubería en una determinada sección debe de ser mayor o igual a la presión dinámica en la misma, el coste unitario de dicha sección puede ser expresado como:

$$c(x) = c(h, j_i) = c_{i,k} \quad \text{para } h_{k-1} < h \leq h_k \quad ; \quad k = 1, 2, \dots, n_2 \quad (6.7)$$

siendo $c_{i,k}$ el coste unitario de una tubería del diámetro i -ésimo, con la presión de trabajo k -ésima, y n_2 el número de presiones de trabajo disponibles. La Figura 6.3 representa el coste unitario de la tubería en función de la altura de presión dinámica.

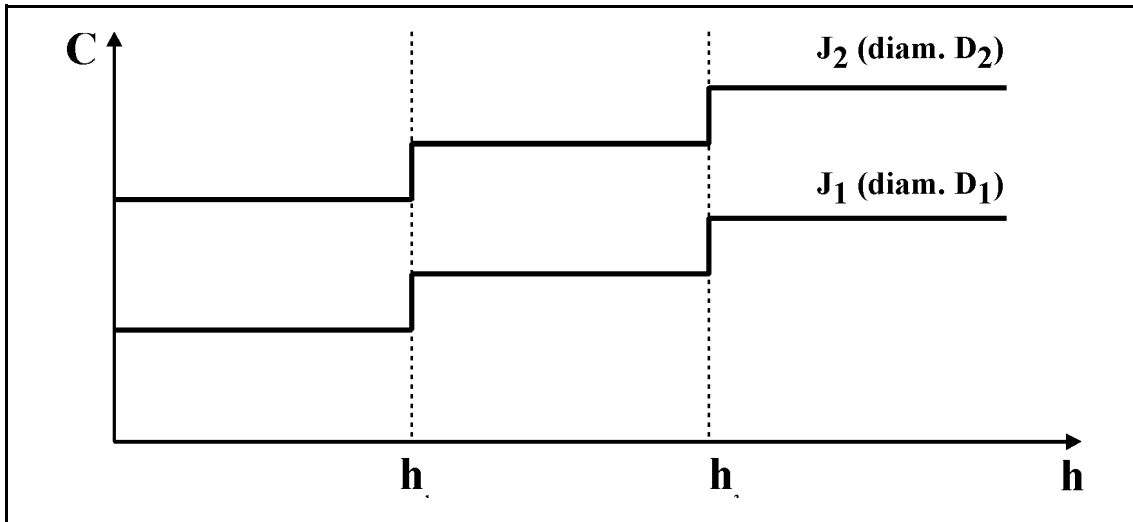


Figura 6.3.- Coste unitario de la tubería en función de la altura de presión dinámica.

En definitiva, el problema de dimensionado propuesto por Canales-Ruiz puede resumirse en:

$$\text{Minimizar } C = \int_{x_0}^{x_1} c(x) dx = \int_{x_0}^{x_1} c[h(x), j(x)] dx \quad (6.8)$$

$$\text{sujeto a } h(x_0) = h_0 \quad ; \quad h(x_1) = h_1 \quad ; \quad h(x) \geq 0 \quad x_0 \leq x \leq x_1$$

La resolución es llevada a cabo por aplicación del principio del Pontryagin con algunas modificaciones para convertir el problema de variables discretas en un problema continuo.

Ciertamente, el método propuesto resulta aplicable tan solo a problemas de dimensionado similares al presentado, pudiendo llegar a incluir en el cálculo los costes energéticos de bombeo, como el autor expone en su trabajo. El interés que presenta este trabajo se fundamenta en la consideración explícita de la presión de trabajo de las tuberías y su incidencia en el coste de las mismas.

La formulación presentada ha sido aplicada también al caso de redes ramificadas (Berthome et al. [2]) y aunque ofrece un desarrollo formal idóneo para incluir la presión de trabajo de las tuberías de forma explícita en el problema de dimensionado, puede no resultar factible cuando se considera la intervención de otros factores o cuando intervienen sistemas de topología más compleja (sistemas mallados).

Aparte de la dificultad atribuible al procedimiento, existe un inconveniente de principio que afecta a las hipótesis bajo las que ha sido formulado el problema: recordemos que la presión de trabajo de la tubería en una determinada sección se selecciona en base a la presión dinámica en dicha sección, presuponiendo que dicha presión no será excedida en ningún instante.

En las redes de distribución sin embargo, se presenta una infinidad de situaciones operativas, de forma que la determinación del timbraje de las tuberías debe hacerse en base a las presiones máximas esperadas (usualmente a caudal nulo), mientras que el dimensionado de los diámetros vendrá condicionado por el estado en el que se presentan las presiones mínimas (usualmente a caudal máximo), siendo ambas situaciones bien diferentes, como puede comprobarse.

6.2.3.- Tratamiento implícito del problema: Dimensionado de una red.

Cuando se plantea el dimensionado de redes de distribución por gravedad se considera que la máxima presión soportada por las tuberías en régimen permanente se dan cuando no hay conducción de caudal (presiones estáticas). Esta situación determina la presión de trabajo de las tuberías. Por otro lado, el diámetro de las tuberías debe de ser escogido en base a los requisitos hidráulicos exigidos a la red cuando transporta determinados caudales; estas condiciones pueden quedar plasmadas en uno o varios estados de carga.

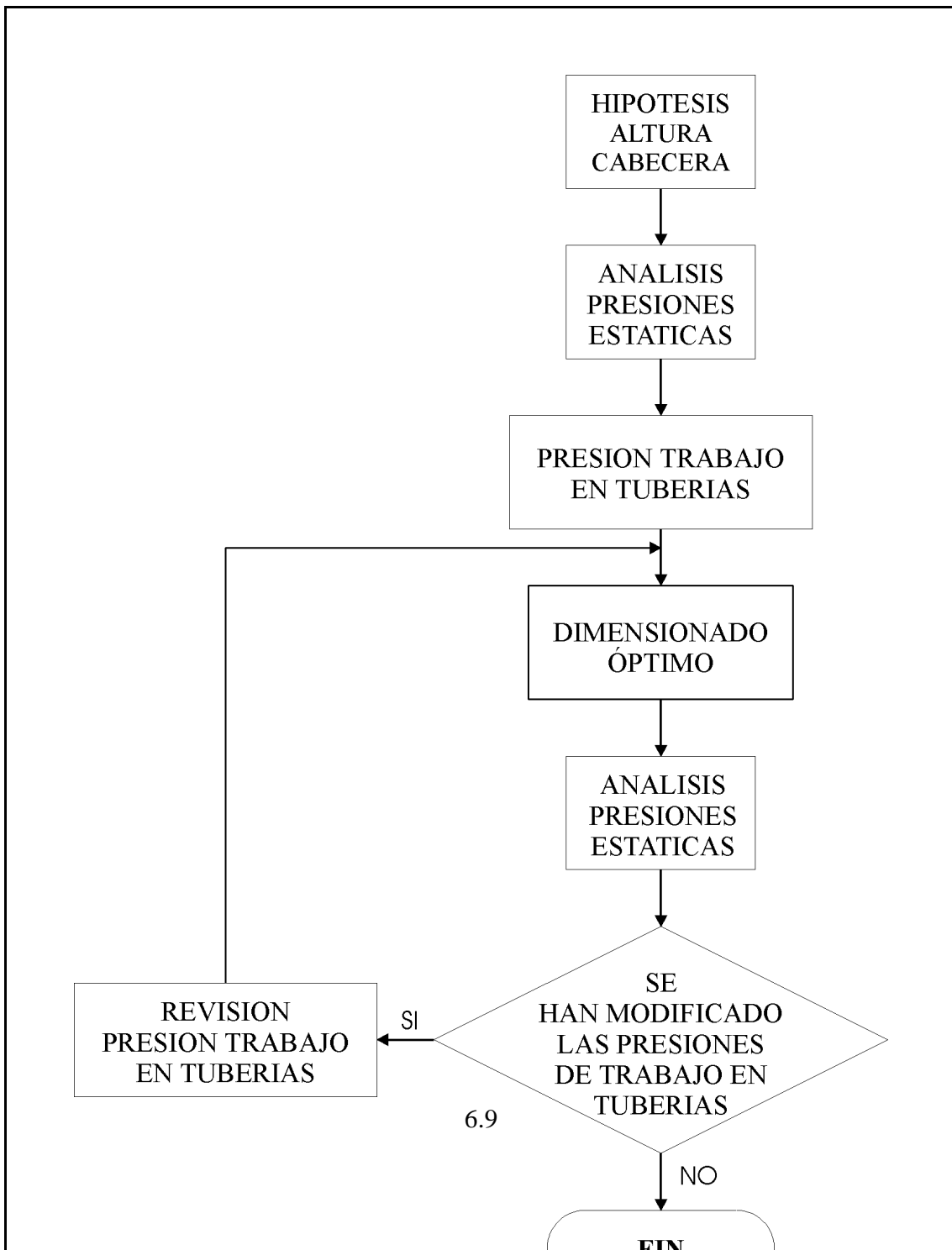
De forma implícita, el proyectista está trabajando con dos tipos de situaciones operativas completamente diferentes: una, en la que no se considera conducción de caudal, para determinar las máximas presiones que deben soportar las tuberías, y otra, en la que se considera uno o varios estados de carga para establecer la capacidad de las tuberías (diámetros).

Cuando la red a dimensionar se alimenta a presión fija (por ejemplo, mediante un depósito elevado), la presión de trabajo de las tuberías está determinada por la presión estática, de modo que las incógnitas del problema de dimensionado serán exclusivamente los diámetros a emplear. Sin embargo, cuando la presión en cabecera es una variable más de decisión, la presión de trabajo de las tuberías dependerá de dicha presión de alimentación.

Para salvar esta dificultad, el procedimiento más comúnmente empleado consiste en realizar una estimación del valor probable de la presión de alimentación, y a partir

del mismo, se establecen unas presiones de trabajo iniciales para las tuberías. A continuación se plantea el problema de dimensionado de los diámetros conjuntamente con la presión de alimentación.

Una vez obtenida la solución óptima, si la misma existe, es necesario comprobar que las presiones de trabajo escogidas inicialmente siguen siendo válidas, habida cuenta que durante la optimización puede haberse modificado el valor de la presión de alimentación. En tal caso, será necesario volver a calcular la presión de trabajo en aquellas tuberías que lo requieran y volver a realizar el proceso de optimización con los parámetros corregidos.



El proceso que acabamos de describir, cuyo diagrama de flujo muestra la Figura 6.4, consiste de hecho en la optimización de la red sobre subconjuntos de un espacio de soluciones no conexo, como ya se indicó al principio de este apartado. Aunque ello invalida el método desde un punto de vista formal, en la práctica conduce a soluciones bastante aproximadas al óptimo, por lo que merece la pena detenernos un poco en estudiar más a fondo los resultados que se pueden obtener al proceder de este modo.

Con el fin de analizar la influencia que tiene la presión de trabajo de las tuberías sobre el coste de la red, se ha realizado el dimensionado económico de una red ramificada considerando un único punto de alimentación y diferentes valores de la altura piezométrica en cabecera de la red. En la Figura 6.5 se presenta un esquema de la red considerada, donde se indican longitudes de tubería, cotas de los nudos y consumos. La red está compuesta por un total de 19 nudos, siendo 15 de ellos de consumo, con demandas de 20 litros por segundo en cada uno de ellos, y de los cuatro restantes, tres son nudos de conexión (1,2 y 4) y el nudo 0 que representa el único punto de alimentación de la red.

El nudo de consumo de cota más elevada es el 3, con 96 m. mientras que el más bajo es el 15, con una cota de 74 m. Se ha considerado que la altura de presión mínima en todos los nudos de consumo de la red debe ser de 20 mca. La tabla 6.1 muestra los precios unitarios de las tuberías empleadas.

La optimización se ha llevado a cabo mediante un modelo de Programación Lineal (programa DIOPRAM) considerando diversos valores de la altura piezométrica de alimentación en el nudo 0 desde 122'5 m. hasta 205 m.

Diámetro (mm)	Presión de trabajo (m.)					
	25	50	75	100	125	150
80				802		968
100			908	1077		1308
125		978	1185	1465		1841
150		1397	1740	2037		2553
175		1826	2294	2744		3487
200	2103	2303	2884	3376	3756	4308
250	2598	3265	4078	4685	5154	5885
300	3848	4475	5466	6239	6639	7268
350	4399	5438	6528	7606	8379	9142
400	5708	7241	8154	9016	9930	10832
450	7674	8634	9805	10550	11724	12109
500	9218	10363	11474	12252	14199	15420

Tabla 6.1.- Precio unitario de la tubería utilizada (ptas/metro).

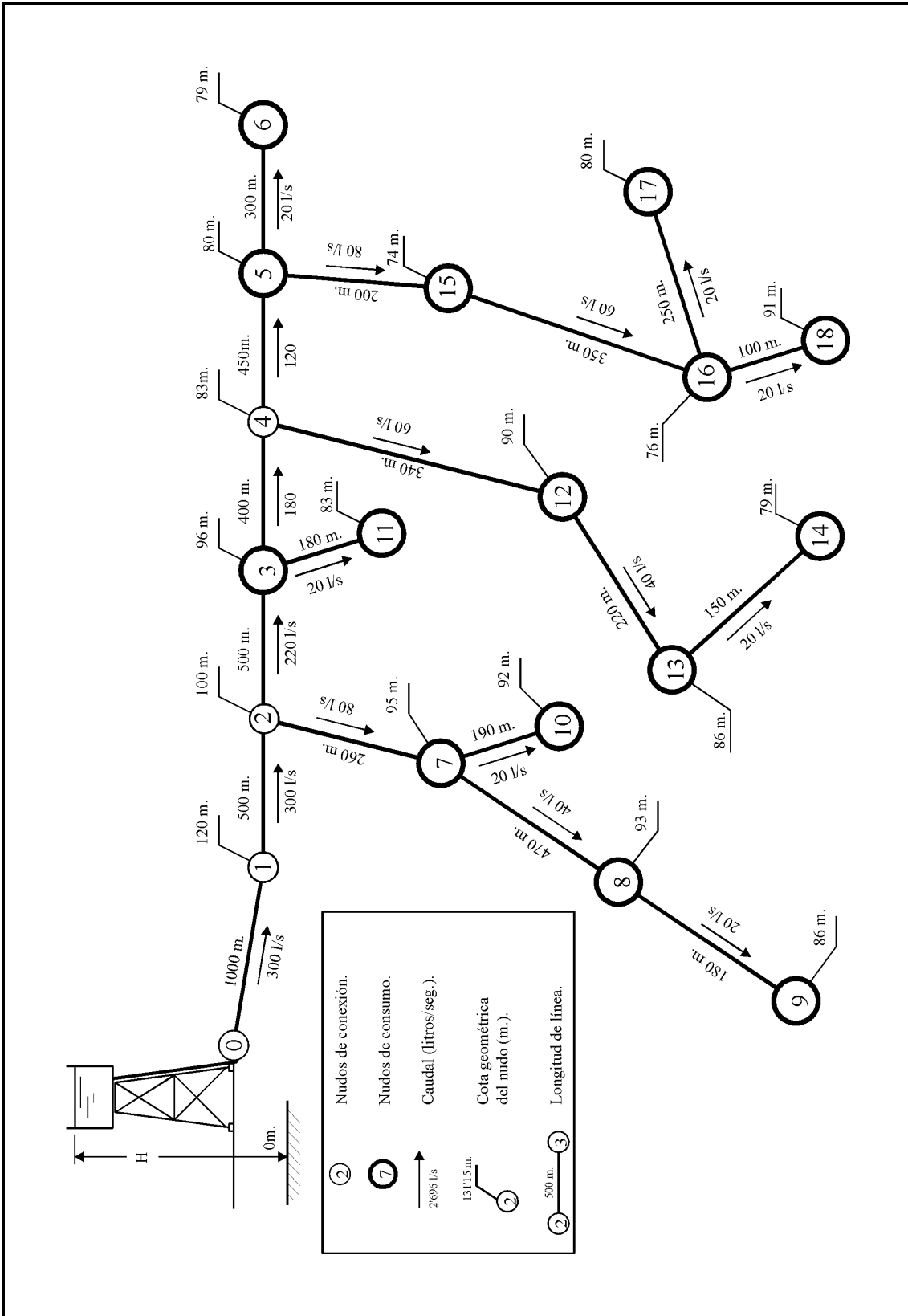


Figura 6.5.- Esquema de la red propuesta.

La Figura 6.6 recoge los resultados obtenidos, contrastando en una gráfica la variación del coste de inversión en tuberías frente a la altura piezométrica de cabecera.

La curva (1) representa el coste obtenido cuando se aplica una restricción de la velocidad de circulación del agua comprendida entre 0'5 y 2'0 m/s, mientras que la curva (2) representa el coste obtenido cuando se dimensiona la red sin imponer limitación alguna sobre las velocidades de circulación; en este último caso, el máximo valor obtenido de la velocidad es de 3'98 m/s.

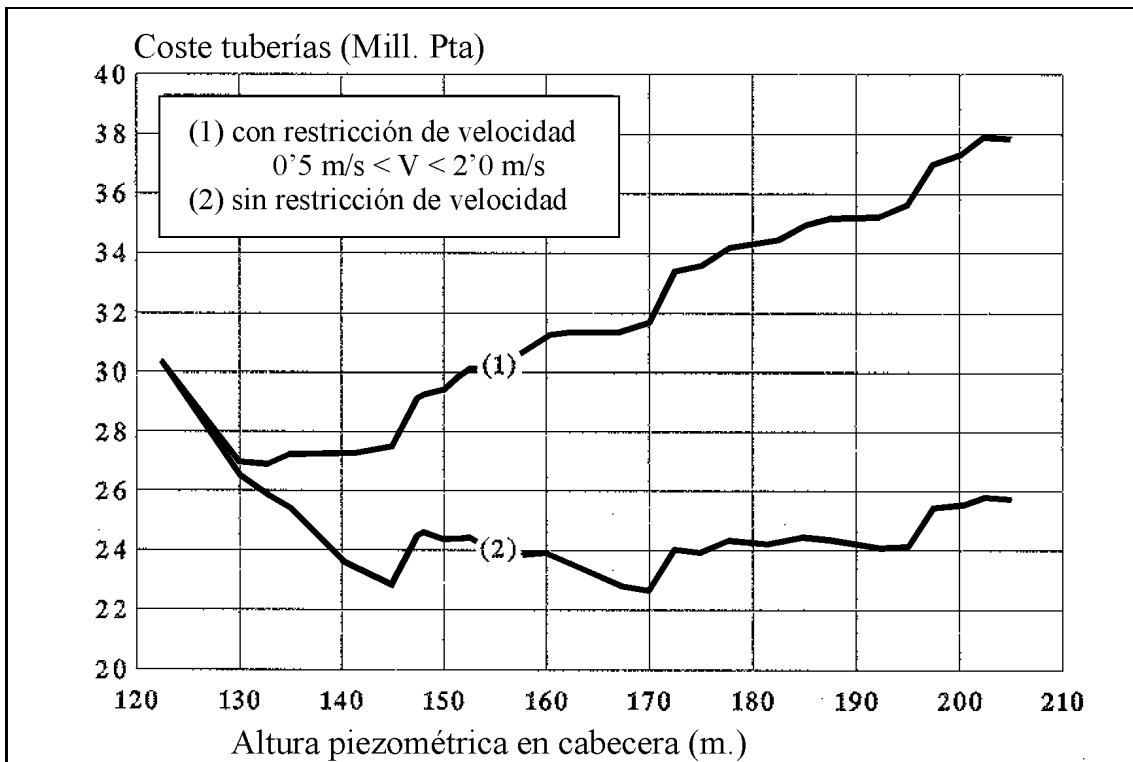


Figura 6.6.- Variación del coste de la red con la altura piezométrica de alimentación.

El establecimiento de un límite superior de la velocidad $v_{m\acute{a}x}$ se traduce en la utilización de un diámetro mínimo en cada una de las líneas de la red, relacionado con el caudal Q de diseño de la misma según:

$$D_{min}(\text{comercial}) \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{max}}} \quad (6.9)$$

donde D_{min} es el diámetro mínimo comercialmente disponible que daría lugar en la línea en cuestión a una velocidad menor del valor máximo. En el caso de no estar acotados los valores de la velocidad admisible, el diámetro mínimo en cada línea vendrá dado por el mínimo diámetro disponible en catálogo.

En el caso representado por la curva (2), la Figura 6.7 muestra por otra parte cómo evoluciona la velocidad mínima en la red y el porcentaje de la longitud total de tubería con velocidades superiores a 2 m/s, a medida que aumenta la altura piezométrica de alimentación.

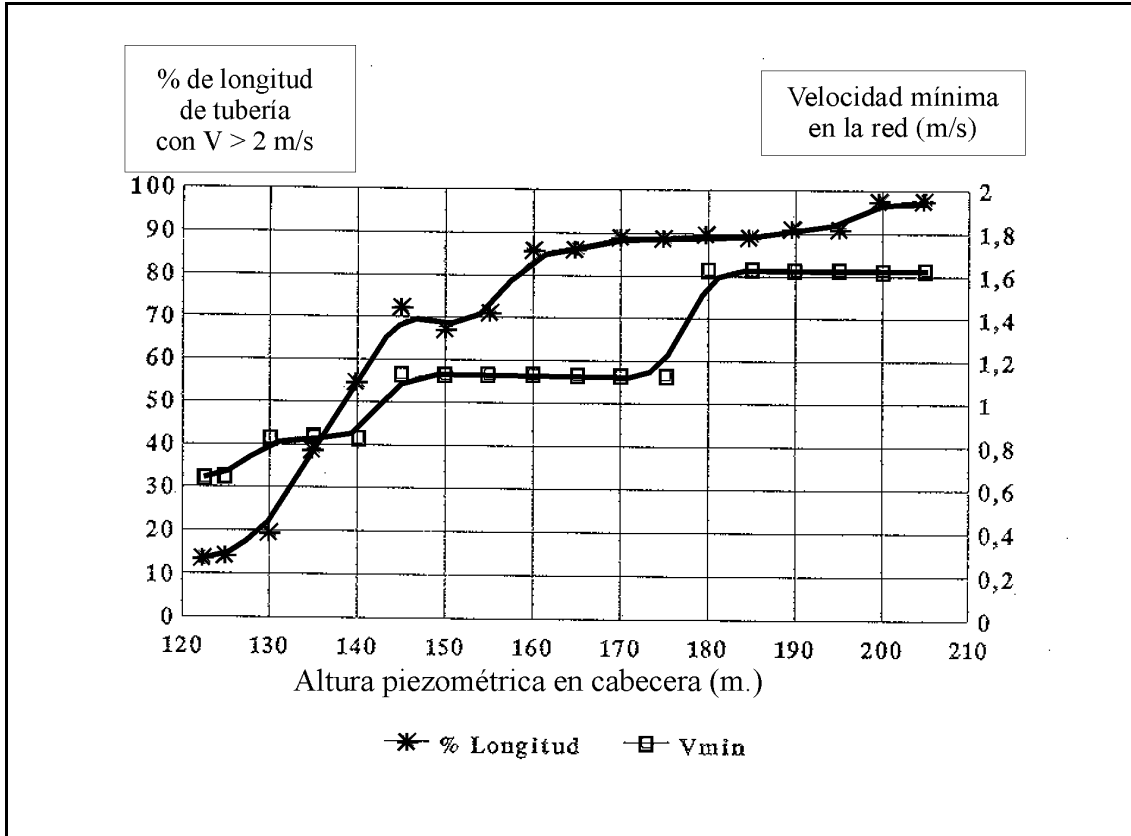


Figura 6.7.- Evolución de la velocidad mínima y del porcentaje de tubería con velocidad mayor de 2 m/s con la altura de cabecera.

Veamos la interpretación de estos resultados. Si las presiones de trabajo de las tuberías no fueran tenidas en cuenta, esto es, si trabajásemos con una única presión de trabajo, ambas curvas deberían ser monótonas decrecientes hasta un determinado valor de la altura piezométrica de cabecera, a partir del cual, el coste se mantendría constante. En el caso de la curva (1) este valor sería aquel a partir de la cual todas las tuberías estuvieran funcionando a la máxima velocidad y en el caso de la curva (2) se alcanzaría cuando todas las tuberías fuesen del mínimo diámetro disponible.

Pero dado que la presión de trabajo de las tuberías debe aumentar con la presión en cabecera, resulta en media un coste primero decreciente y después creciente al aumentar el valor de la altura. En particular, el punto más bajo de la curva (1) se alcanzaría teóricamente al llegar a la velocidad máxima permitida en todas las tuberías

ya que a partir de ese punto, con un aumento de la presión de cabecera no es posible conseguir menores diámetros, sino solamente aumentar el timbraje de las tuberías, y por lo tanto el coste de la red. En la curva (2) ocurriría exactamente lo mismo, con la salvedad de que en este caso, el mínimo coste se alcanzaría cuando todos los diámetros adoptasen el valor mínimo comercialmente disponible.

No obstante, antes de que aparezcan estas situaciones extremas se producirán cambios en la presión de trabajo de las tuberías, de modo que es probable que se alcancen mínimos relativos cuando el ahorro producido al reducir el diámetro de las tuberías sea inferior al incremento de costes debido al cambio de timbraje de las mismas, lo que puede suceder en varias ocasiones en el rango de alturas considerado.

La importancia del efecto del cambio en la presión de trabajo sobre una o varias tuberías no reside solamente en la variación cuantitativa de su coste unitario como elemento aislado, sino también en el cambio comparativo que experimenta su coste en relación al coste de aquellas tuberías cuya presión de trabajo no ha experimentado ninguna variación.

En conexión con este segundo efecto, la observación de la Figura 6.7 permite comprobar que el porcentaje de tubería funcionando con una velocidad mayor de 2 m/s, mantiene una tendencia global al aumento; sin embargo, también se observa que dicha tendencia se invierte inmediatamente a continuación de la aparición de un mínimo relativo del coste de la red (curva (2) de la Fig. 6.6).

La obtención de un mínimo relativo en el coste de la red es una consecuencia de la reducción de los diámetros, mientras que el incremento de coste que sigue a continuación al aumentar la presión de alimentación es una consecuencia del incremento de la presión de trabajo en una parte importante de las tuberías.

Este cambio supone una redefinición de cierta entidad del espacio de soluciones, que conduce a soluciones óptimas con incrementos en el diámetro en algunas tuberías de la red como consecuencia de las variaciones registradas sobre los costes unitarios, y como resultado, el porcentaje de longitud de tubería cuya velocidad es mayor de 2 m/s desciende ligeramente.

El ejemplo que acabamos de analizar, aunque reviste una gran sencillez, pone de manifiesto la complejidad que añade la intervención de la presión de trabajo de las tuberías en el problema del dimensionado de una red.

6.3.- FUNCIONAMIENTO, INSTALACIÓN Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN.

6.3.1.- Introducción.

En el apartado anterior hemos examinado la influencia de la presión de trabajo de las tuberías en el coste de la red y como consecuencia, ésta debería ser tenida en cuenta en la formulación de cualquier problema de dimensionado económico.

Ahora bien, la presión de trabajo de las tuberías depende de la máxima presión de servicio que soportan, y ésta puede ser regulada en cualquier tipo de situación operativa mediante válvulas especiales (reductoras de presión o VRPs) con el fin de abaratar el coste de las tuberías. A cambio habrá que contar con el coste de las propias válvulas y los problemas que su instalación pueda acarrear.

Antes de abordar el problema del dimensionado conjunto de válvulas reductoras y tuberías desde este nuevo enfoque, el cual será objeto fundamentalmente en el siguiente capítulo, vamos a detenernos en el estudio particular de las VRPs, cómo funcionan, cómo deben ser instaladas y en qué situaciones prácticas se utilizan de forma habitual.

6.3.2.- Característica de funcionamiento de una VRP.

Una **válvula reductora de presión (VRP)** es un dispositivo unidireccional que permite mantener la presión aguas abajo en un valor determinado, conocido como **presión de tarado**, incluso sin circulación de caudal (dependiendo del modelo), siempre que la presión aguas arriba sea mayor que este valor. Si la presión aguas arriba de la válvula es menor que la de tarado, la presión aguas abajo será igual a la existente aguas arriba menos la pérdida de carga provocada por la propia válvula (h_v), como muestra la Figura 6.8. Si por cualquier motivo la presión aguas abajo supera el valor de tarado o el valor de la presión aguas arriba, la VRP actúa como una válvula de retención impidiendo el flujo en sentido inverso.

La acción de control consistente en mantener una presión constante a la salida con independencia de las condiciones de caudal y presión a la entrada, es realizada de forma **automática**, haciendo uso de la energía del propio fluido.

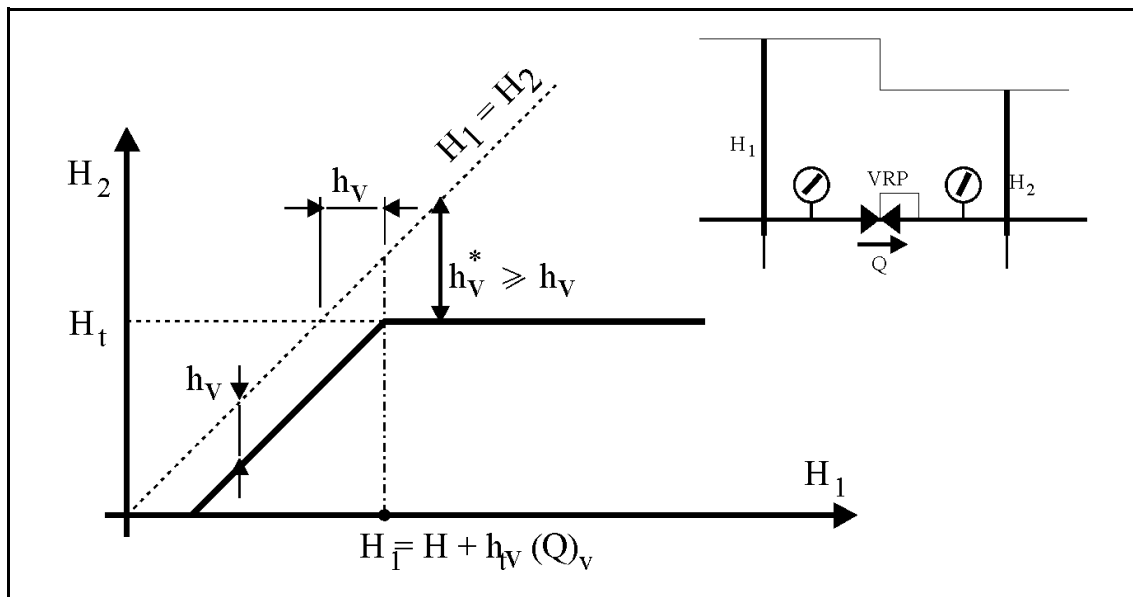


Figura 6.8.- Curva característica de funcionamiento de una VRP.

Existen otros tipos de válvulas automáticas que se emplean para mantener la presión aguas arriba (mantenedoras de presión), para limitar el caudal de paso hasta un valor máximo (limitadoras de caudal), para impedir que la presión supere un determinado valor máximo (válvulas de alivio), para controlar el llenado de depósitos (válvulas de altitud), etc. Estos tipos de válvulas afectan fundamentalmente a las condiciones de seguridad y operación del sistema, pero no afectan directamente al dimensionado del mismo, razón por la cual no serán incluidas en el problema de dimensionado que plantearemos en el siguiente capítulo.

Para realizar su acción de control, la VRP dispone en su interior de un obturador móvil cuya posición, y en definitiva, las pérdidas de carga provocadas por el paso del flujo, vendrá determinada por las condiciones de trabajo de la instalación.

Si la presión de salida no alcanza el valor de tarado, el obturador se mantiene completamente abierto y la pérdida de carga h_v depende solamente del caudal, siendo constante para el caudal de servicio; cuando la presión a la salida alcanza el valor de tarado, la pérdida en la VRP, que ahora denominaremos h_v^* deberá ser en todo momento igual a la diferencia entre la presión de entrada y la presión de tarado:

La Figura 6.9 muestra la representación esquemática de un elemento de control automático y su correspondencia con el sistema físico constituido por una VRP con piloto externo.

$$H_2 < H_t \ ; \ Q_{12} > 0 \ \rightarrow \ h_v = h_v(Q_{12}) = k \cdot \frac{v^2}{2g} = k \left(\frac{8}{\pi^2 D^4 g} \right) Q_{12}^2 \quad (6.10)$$

$$H_2 = H_t \ ; \ Q_{12} > 0 \ \rightarrow \ h_v^* = h_v^*(H_1, H_2) = H_1 - H_2$$

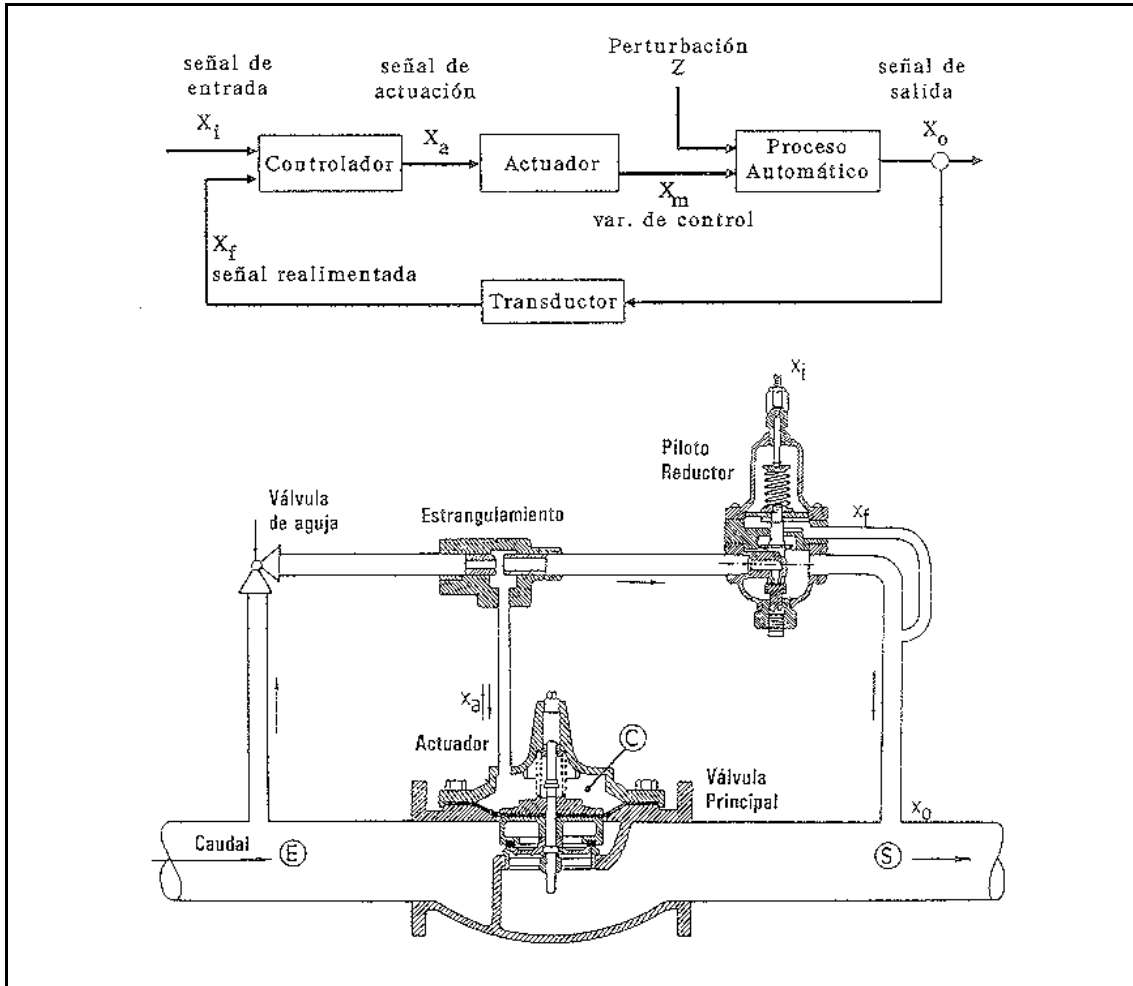


Figura 6.9.- Esquema de un sistema de control automático y su correspondencia con una válvula reductora con piloto externo (Ionel[5]).

Si la presión en S es mayor que la de tarado, el piloto reductor se cierra y la presión en la cámara C crece, cerrando la válvula principal y reduciendo la presión en S hasta el nivel de tarado. Por el contrario, si la presión en S es menor de la establecida, el piloto se abre, dando lugar a una menor presión en la cámara C y a la apertura de la válvula principal hasta que en S se restituya la presión de tarado.

En función del sistema de control empleado, podemos clasificar las VRPs en dos tipos:

- * **De acción directa:** Están controladas directamente por la presión existente a la salida de la misma que actúa sobre el obturador principal. Son compactas porque incluyen todos los mecanismos en el mismo cuerpo de válvula. Al ser de acción directa, no es posible mantener la presión a la salida con una gran precisión.

Las ventajas fundamentales de este tipo de VRP residen en su sencillez de instalación y manejo, y en su reducido coste, por lo que es la válvula reductora idónea en instalaciones de pequeña entidad, con caudales reducidos y en las que no se requiera una gran precisión en el valor de la presión de salida. La siguiente figura muestra un corte de una VRP de acción directa.

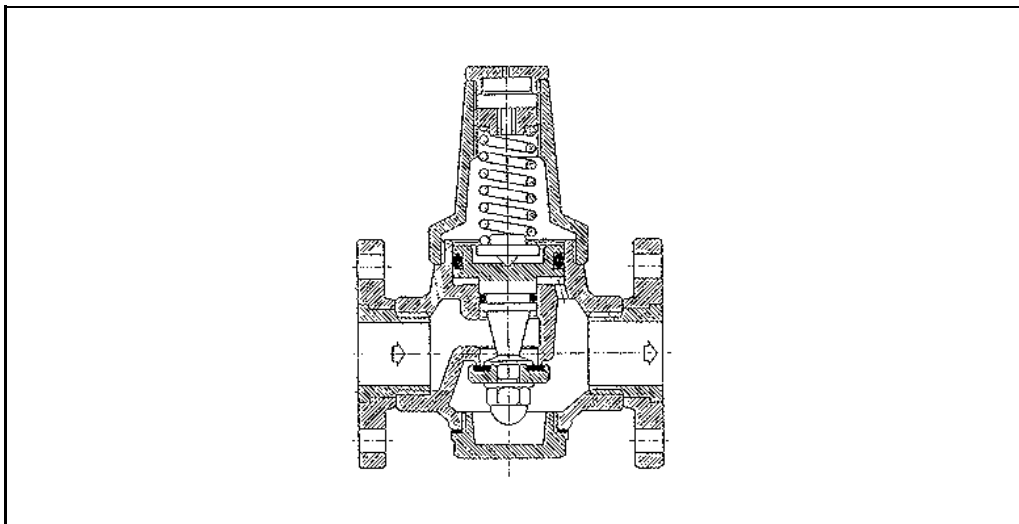


Figura 6.10.- Válvula reductora de acción directa.

- * **Pilotadas:** A diferencia de las anteriores el mecanismo de control se consigue mediante la acción de un piloto externo (que consiste simplemente en un pequeño reductor de presión auxiliar de acción directa), que se ocupa de transmitir la presión adecuada al accionador de la válvula principal. De este modo resulta sencillo mantener una presión de salida constante, pudiendo regular el valor de dicha presión solamente modificando la acción del piloto. Las ventajas de la VRP pilotada consisten en una gran estabilidad de funcionamiento, amplio margen de regulación de la presión de salida, la

posibilidad de cambiar el valor de la presión de tarado tanto manual como eléctricamente, por medio de solenoides, y finalmente, la posibilidad de hacer actuar la válvula con multitud de funciones adicionales, cambiando el pilotaje. El sistema presentado en la Figura 6.9 es un ejemplo de válvula reductora pilotada.

Podemos también establecer otro tipo de clasificación en función del tipo de actuador, a saber:

- * **De pistón:** En este caso, el mecanismo de cierre está unido mediante un vástago a un pistón guiado sobre el cual se ejerce la presión reguladora.
- * **De diafragma:** Sustituye el pistón por un diafragma elástico unido solidariamente con el vástago del actuador. El diafragma aísla una cámara (o dos, según la morfología del cuerpo de válvula), donde se ejerce la presión reguladora. La única ventaja a destacar del diafragma respecto al pistón es que se elimina el peligro de gripado del pistón por la entrada de algún cuerpo extraño en la válvula.

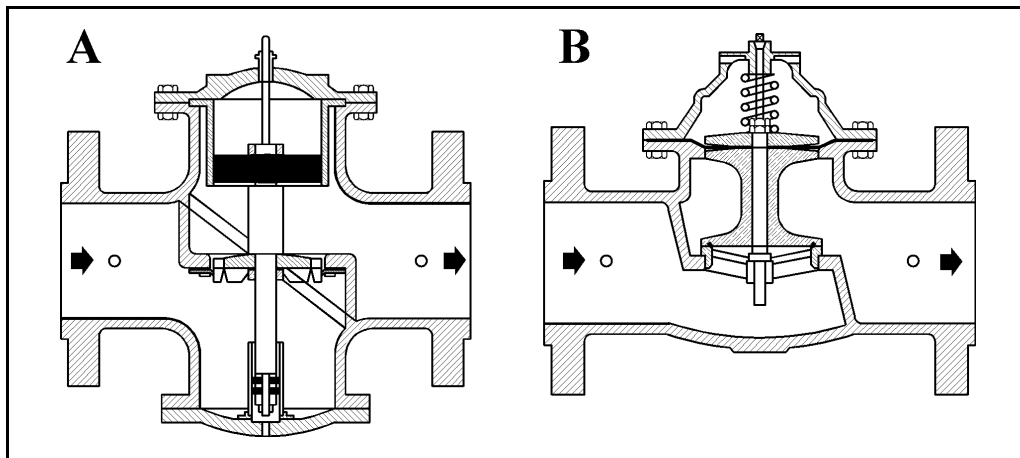


Figura 6.11.- Ejemplo de válvula de pistón (a) y de diafragma (b).

Además de las clasificaciones anteriores, existen diversas morfologías del cuerpo de válvula, como son **de globo**, **en forma de "Y"** o **en ángulo (forma de codo)**, que se diferencian entre sí por su rango de actuación, precisión de funcionamiento a pequeños caudales, y fundamentalmente por las condiciones de no cavitación.

6.3.3.- Utilización e instalación de las VRPs.

Las válvulas reductoras de presión son utilizadas con frecuencia en todas aquellas situaciones en las que se dispone de un exceso de presión que pueda resultar perjudicial para los usuarios o para la propia instalación, bien sea por peligro de roturas, por incremento de las fugas en la red de distribución, por un excesivo consumo de caudal por parte de los usuarios ubicados en las cotas bajas de la red, etc...

A continuación se presentan algunos ejemplos en los que el empleo de VRPs es aconsejable.

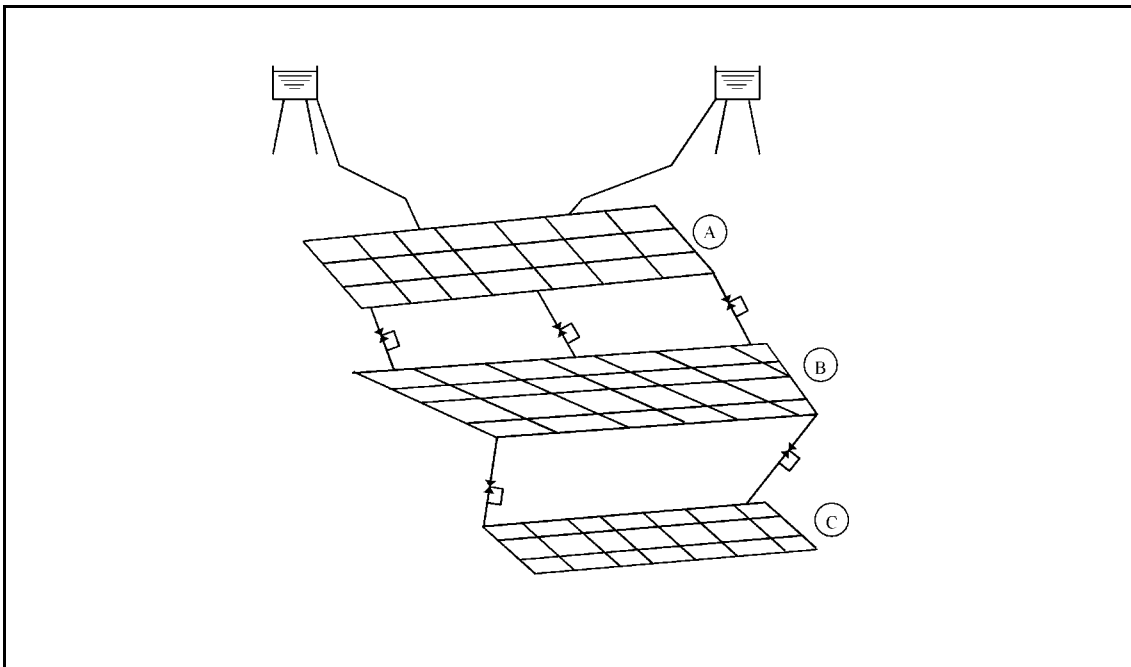


Figura 6.12.- Red de distribución urbana escalonada.

La Figura 6.12 presenta el caso de una red urbana con grandes desniveles, donde se ha establecido una configuración con tres subredes escalonadas por cotas. Para mantener las presiones máximas en cada zona dentro de un rango aceptable, se realiza la transferencia de agua desde las zonas de cota alta a las de cota baja (de A hacia B y de B hacia C) con la intervención de válvulas reductoras de presión.

La Figura 6.13 representa una red de riego ramificada que suministra agua a una zona regable con unos desniveles muy acusados. Dado que la inversión en el sistema de alimentación (equipos de bombeo y depósito) suele ser bastante elevada, es habitual proyectar este tipo de red con un único punto de alimentación. Dicha instalación debe

dimensionarse para garantizar las demandas de los puntos más desfavorables y por esta razón, en las zonas de cota más baja pueden presentarse presiones excesivas. Para reducir la presión en las citadas zonas es necesario disponer válvulas reductoras de presión.

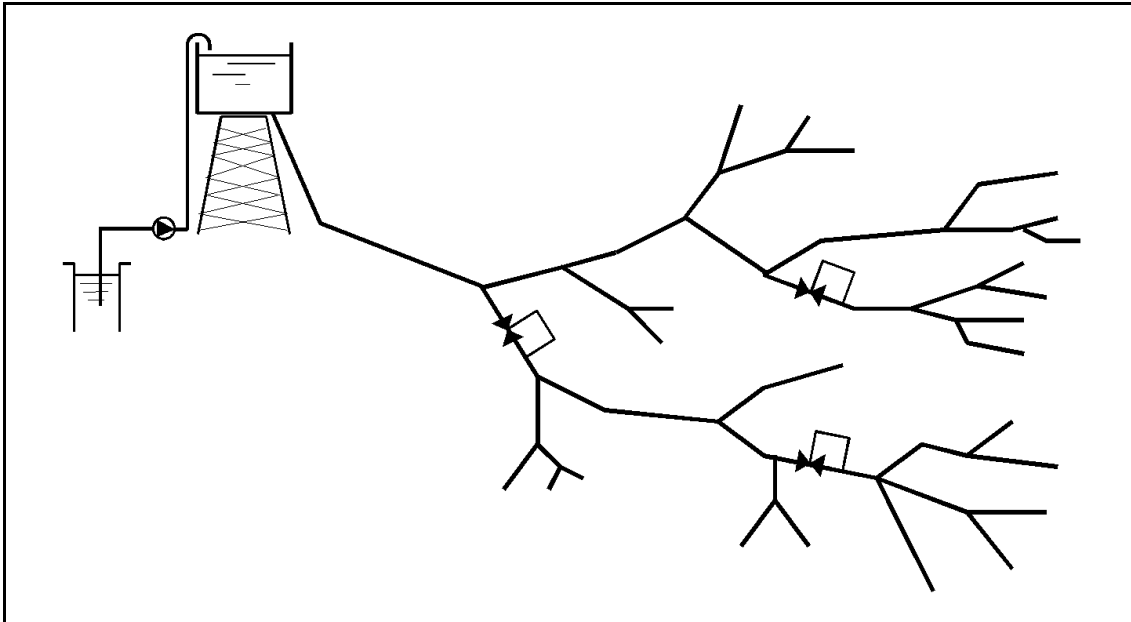


Figura 6.13.- Red de riego ramificada escalonada.

Finalmente, el sistema que presenta la Figura 6.14 consiste en una tubería de aducción por gravedad que suministra agua desde un embalse a varias poblaciones de una zona donde existen grandes desniveles.

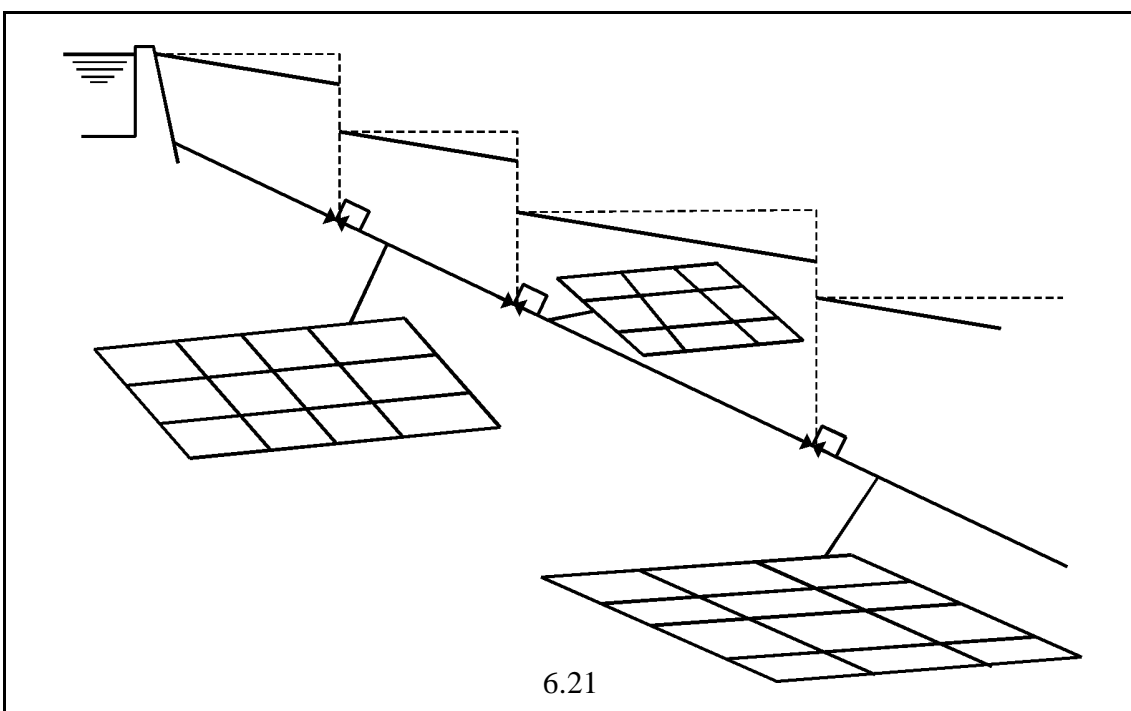


Figura 6.14.- Aducción para el suministro de varias poblaciones.

Para evitar una presión excesiva en las poblaciones, y simultáneamente disminuir la presión en la tubería de aducción, se instalan válvulas reductoras en las intersecciones de la aducción con las tuberías de suministro a las poblaciones.

En todos los casos planteados y dependiendo de las condiciones del sistema y del coste de la solución final, puede considerarse como alternativa realizar la misma función mediante depósitos intermedios de rotura de carga y estaciones elevadoras en algún caso, como veremos más adelante. No obstante, esta solución suele presentar un elevado coste y plantea un nuevo problema de regulación con respecto a la gestión de las reservas de agua.

La función de la válvula reductora consiste en reducir la presión aguas abajo en una situación de **régimen permanente** y no es en ningún caso un dispositivo apropiado para la protección frente a sobrepresiones de tipo transitorio.

Pero al igual que cualquier otro elemento de la red, una VRP puede fallar o responder con una inercia excesiva, y transmitir aguas abajo, al menos por un corto intervalo de tiempo, toda la presión que existe aguas arriba.

También puede suceder que los movimiento del mecanismo de cierre de la válvula reductora, por responder con excesiva rapidez, se conviertan en una fuente de ondas de presión. Imaginemos que ante una caída de la presión de salida, el actuador abra la válvula; si la apertura es muy rápida, la presión de salida sobrepasará el nivel de tarado, debiendo de cerrar nuevamente la válvula. Si por el contrario, la válvula cierra muy rápido, la presión de salida quedará por debajo del nivel de tarado, de modo que el actuador abrirá de nuevo la válvula. Este comportamiento inestable se soluciona en la práctica ralentizando la operación del actuador (Tullis [16]), por ejemplo simplemente controlando el tiempo de llenado o vaciado de la cámara de control.

Cuando las acciones de apertura y cierre de la válvula se realizan durante un tiempo razonablemente grande para conseguir un funcionamiento estable, encontramos un nuevo problema: si la presión de entrada a la VRP aumenta en un momento dado, durante el intervalo de tiempo en que el actuador comienza a ejecutar la orden cierre y finalmente alcanza su posición estable, el exceso de presión está siendo transmitido al otro extremo.

Por esta razón, si la magnitud de estas perturbaciones o un posible fallo de la VRP pueden producir perjuicios en la instalación, es necesario disponer algún elemento de protección aguas abajo de la VRP.

El dispositivo más comúnmente empleado para este cometido es la **válvula de alivio**, que actúa abriendo cuando la presión a la que está sometida supera un valor establecido, el cual debe ser evidentemente superior a la presión de tarado de la VRP. La salida de la válvula alivio puede actuar en descarga libre o estar conectada a una tubería de drenaje.

La Figura 6.15 presenta una instalación completa de una VRP alojada en su arqueta, junto con los elementos de protección y aislamiento requeridos. Estos son:

- A) Válvula reductora de presión
- B) Válvulas de corte: Permiten el aislamiento de la instalación para efectuar el desmontaje de sus elementos en reparaciones y operaciones de mantenimiento.
- C) Válvula de alivio: Evita la transmisión de sobrepresiones aguas abajo. En el caso mostrado en la figura anterior, la descarga es libre.
- D) Ventosa: Se instala para permitir la salida del aire que ocasionalmente puede liberarse como consecuencia de la reducción de presión del fluido en el interior de la VRP.
- E) Filtro colador: Su utilización es fundamental, especialmente cuando existen impurezas sólidas en el agua, para evitar que los elementos mecánicos de la válvula queden trabados.
- F) Válvulas para desmontaje de ventosa y válvula de alivio.
- G) Carretes de desmontaje.

Naturalmente, la instalación presentada no constituye un estándar y admite variaciones, tanto en el sentido de incrementar la seguridad añadiendo otros elementos o duplicando los ya existentes, como en el sentido contrario, dependiendo de la importancia del sistema.

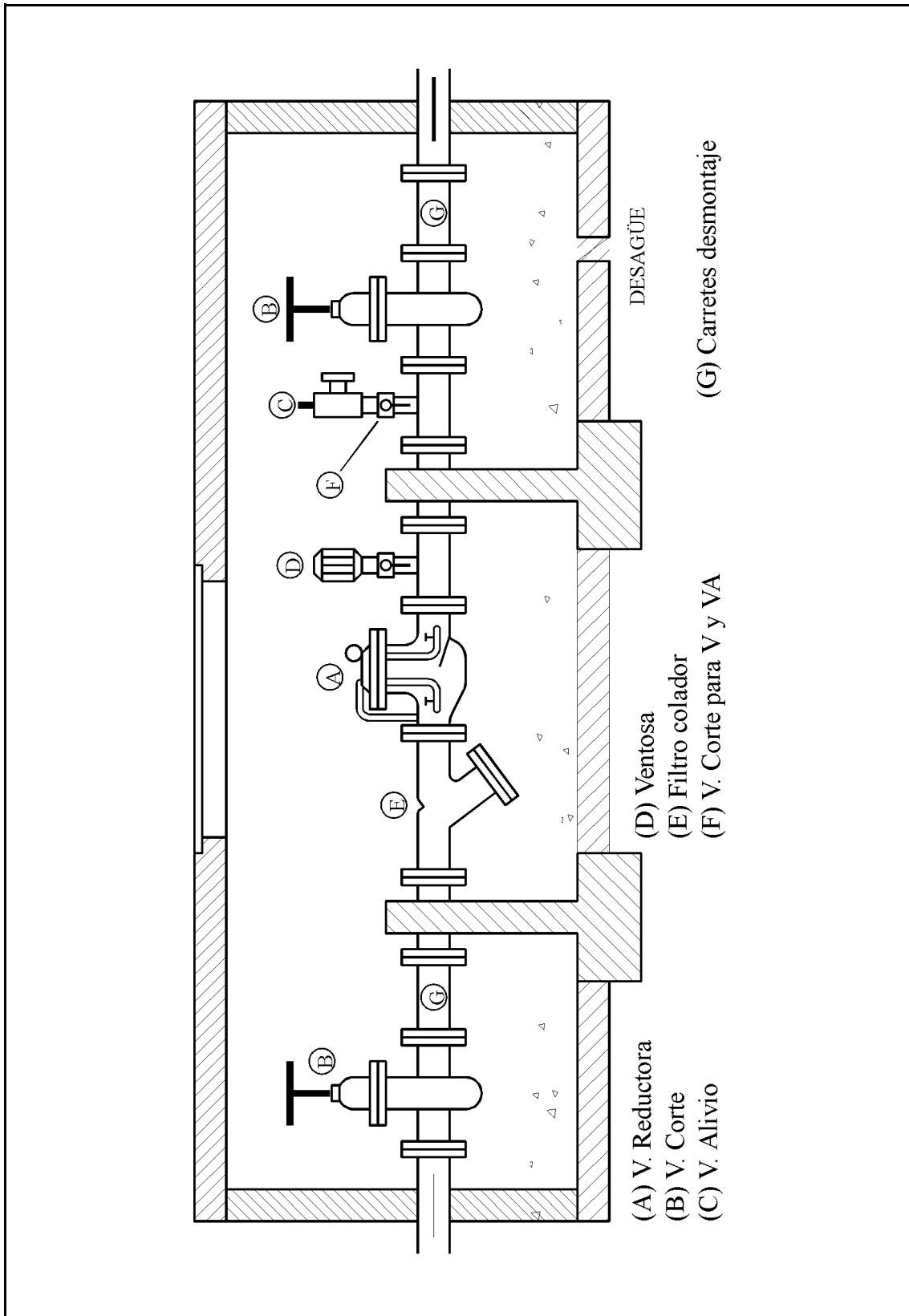


Fig. 6.15.- Esquema de la instalación completa de una VRP.

6.3.4.- Selección de una VRP.

La selección de la VRP más idónea para unas necesidades dadas es un compromiso entre la consecución de unas pérdidas de carga aceptables cuando la válvula está completamente abierta y la obtención una acción de regulación adecuada.

Cuando se requiere reducir la presión en sistemas con un amplio rango de caudales, como es el caso de una red de distribución urbana donde puede coexistir un consumo punta muy elevado con un consumo nocturno prácticamente nulo, resulta aconsejable emplear una instalación paralela con dos válvulas. Una de ellas deberá tener las dimensiones apropiadas para regular en caudales grandes y medios, mientras que la otra, de menor tamaño, se destina a la regulación de los pequeños caudales (Mateos [10]). Otra posibilidad es utilizar un elemento de cierre en forma de diente de sierra (V-port), que permita un mayor desplazamiento del actuador que el cierre de disco para pequeños caudales.

Otro factor muy importante a tener en cuenta en el dimensionado de una VRP es la presión diferencial máxima a soportar entre sus extremos. Si es muy elevada, se producirá cavitación en el interior de la válvula, con los consiguientes efectos destructivos en un corto plazo de tiempo, habida cuenta de que la instalación trabaja sin interrupciones.

La máxima diferencia de presiones que puede conseguirse con una VRP sin que aparezca cavitación destructiva depende de su morfología y de la velocidad del agua en su interior. Es posible conseguir grandes diferencias de presión ubicando dos o más VRPs en serie, de modo que cada una de ellas se encargue de reducir una porción de la presión diferencial.

6.3.5.- Comparación entre la VRP y la cámara de rotura de carga.

En la práctica se emplean en ocasiones sistemas alternativos para reducir la presión, como por ejemplo, la **cámara de rotura de carga** antes mencionada. Consiste simplemente en un pequeño depósito donde se efectúa una descarga libre del agua a presión, disipando así toda su energía mediante una primera transformación de la energía de presión en energía de velocidad y tranquilizando el flujo posteriormente, siendo la presión a la salida prácticamente nula. La Figura 6.16 muestra un modelo de cámara de

rotura de carga, cuyos elementos principales son:

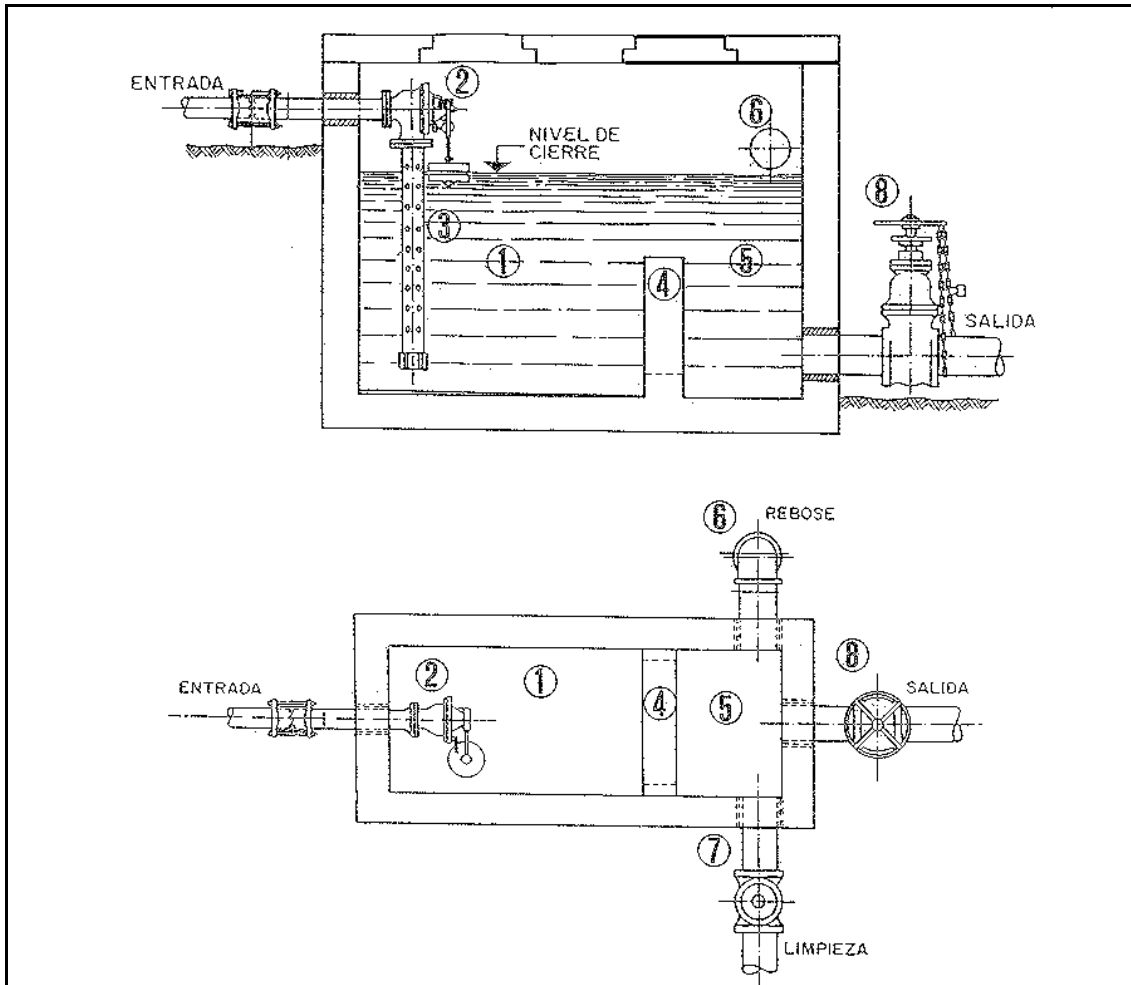


Figura 6.16.- Cámara de rotura de carga (Arocha [1]).

- (1) Cámara de entrada.
- (2) Válvula de flotador, para cerrar la entrada de agua una vez se alcance el nivel máximo en la cámara de entrada.
- (3) Difusor para tranquilizar el flujo a la entrada. Ayuda a la disipación de la energía cinética del agua.
- (4) Tabique de separación entre la cámara de entrada y de salida.
- (5) Cámara de salida.
- (6) Rebosadero. Permite el desagüe de la cámara en el caso de que la válvula de flotador esté impedida para cerrar.
- (7) Orificio de limpieza. Permite el vaciado de la cámara para operaciones de mantenimiento y limpieza de la misma.
- (8) Válvula de corte.

La cámara de rotura de carga está sujeta a una serie de restricciones constructivas, por ejemplo, en cuanto a su capacidad, que debe ser tal que permita el suministro del caudal máximo exigido durante un período de tiempo de al menos 5 a 10 minutos, y en ningún caso debe ser menor de 2 m³. Asimismo, la profundidad del agua no debe sobrepasar el valor de 1'5 metros (Pürschel [13]).

El elemento más importante en la cámara de rotura de carga es, sin duda, la válvula de flotador, que debe garantizar el cierre cuando se alcanza el nivel máximo de agua. Para establecer unos criterios cualitativos en cuanto a la selección de dicha válvula es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

- a.- Fatiga sobre los elementos mecánicos: Es previsible que la frecuencia de apertura y cierre de dicha válvula sea elevada, más que en el caso de un depósito convencional, y por esta razón, es necesario emplear una válvula de cierta calidad que garantice un funcionamiento adecuado en estas condiciones.
- b.- Golpe de ariete: Si la velocidad de cierre de la válvula de flotador es elevada, pueden transmitirse ondas de presión positivas aguas arriba de la misma. El tiempo de cierre de la válvula depende del tamaño de la cámara y del propio mecanismo de cierre. Para evitarlo, cabe la posibilidad de agrandar las dimensiones de la cámara o bien considerar algún tipo de mecanismo en la propia válvula, ya sea por un efecto mecánico sobre el flotador o bien con un piloto auxiliar que permita un cierre gradual.
- c.- Oscilaciones en el funcionamiento de la válvula: Están provocadas por el oleaje que se genera al descargar libremente el agua en el depósito.
- d.- Problemas de cavitación: El riesgo de cavitación en la válvula es mayor que en otras situaciones al no existir contrapresión a la salida de la misma.

En la Tabla 6.2 se comparan distintos aspectos del funcionamiento de la cámara de rotura de carga en relación con la válvula reductora de presión. Como resumen, podemos afirmar que la utilización de cámaras de rotura de carga puede resultar conveniente en aquellas situaciones en las que se requiere una pequeña reducción de la presión y el desbordamiento de la cámara no pueda causar grandes perjuicios.

6. Influencia de la presión de trabajo de las tuberías en el dimensionado óptimo _____

En última instancia, la conveniencia de uno u otro tipo de dispositivo se determinará como resultado de un análisis técnico y económico de ambas alternativas.

COSTE	Válvula de flotador vs. Válvula reductora.	Desde el punto de vista económico, una válvula de flotador que cumpla adecuadamente con los requisitos de calidad anteriormente citados, puede representar un coste igual o superior a una válvula reductora de dimensiones similares.
	Obra civil	La cámara de rotura de carga tiene un volumen muy superior al necesario para la arqueta de una válvula reductora, y en consecuencia, un coste más elevado. Por ejemplo, para un caudal $Q=100$ l/s y un tiempo de reserva de 10 minutos, sería necesario un volumen de la cámara de 60 m^3 , mientras que una instalación completa con válvula reductora requiere una arqueta de $6\div 9\text{ m}^3$. Por otro lado, la superficie ocupada por la cámara de rotura puede exigir la expropiación de terrenos, mientras que la arqueta de una VRP se sitúa alineada y enterrada junto con las tuberías.
	A pesar de los criterios generales expuestos, la instalación completa de una VRP puede resultar ocasionalmente más cara que una cámara de rotura de carga (por ejemplo, para pequeñas reducciones de presión).	
REGULACIÓN DE LA PRESIÓN DE SALIDA	La cámara de rotura sólo puede ser empleada en los casos en que se requiere una presión de salida nula constantemente, puesto que el coste de construcción de una cámara elevada, además de antiestético, resultaría inviable. En el caso de la VRP, mediante una sencilla acción, como por ejemplo el apriete de un tornillo, es posible regular la presión de salida. La VRP permite además, como se ha expuesto anteriormente, una gran diversidad de acciones reguladoras en función del pilotaje efectuado, mientras que la cámara de rotura de carga necesitaría la adición de válvulas extra para poder realizar las mismas funciones. Además, y esto es importante, en el caso de una cámara de rotura de carga no sería posible elevar la presión de salida en caso de necesidad en el futuro.	
ESTABILIDAD	La válvula de flotador presenta un comportamiento más inestable en comparación con la VRP a causa del oleaje provocado por el flujo de descarga en la cámara de rotura.	
CAVITACIÓN	Al actuar en una descarga libre, el riesgo de cavitación en la válvula de flotador es mayor que en el caso de una VRP.	
MANTENIMIENTO	Tanto la válvula reductora como la válvula de flotador requieren un mantenimiento periódico. Ambos tipos de válvulas están expuestos a posibles atascos y la única forma de paliarlos es interponiendo un filtro colador aguas arriba.	
CONDICIONES SANITARIAS	Al quedar expuesta a la atmósfera, el agua de la cámara de rotura de carga puede ser contaminada fácilmente por la entrada de cualquier vertido o por filtraciones, lo que no sería posible en una instalación con VRP.	
DETECCIÓN DE FUGAS	Las pérdidas de agua por agrietamientos y filtraciones en una cámara son de difícil detección, mientras que una fuga en una VRP se manifiesta de forma visible.	
RIESGO DE HELADAS	En las zonas frías, la válvula de flotador puede quedar bloqueada por congelación del agua. Para evitarlo, sería necesario emplear algún dispositivo especial o aislar térmicamente la cámara. En el caso de una VRP, puesto que la arqueta se sitúa al nivel de la tubería, bajo tierra, sufre menos los efectos de las heladas. En cualquier caso, por su tamaño, siempre será más económico su aislamiento que en el caso de una cámara de rotura de carga.	
ESTÉTICA	La instalación completa de una VRP no produce impacto estético alguno en ningún tipo de entorno, puesto que se trata de una instalación de pequeño tamaño y enterrada, mientras que una cámara de rotura de carga se hace notar, puesto que requiere una mayor extensión de terreno accesible y convenientemente señalizado.	

Tabla 6.2.- Comparación entre cámara de rotura de carga y VRP.

6.4.- MODELIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO GENERAL DE UNA VRP.

Tomando como base la curva característica de una válvula reductora de presión expuesta en la Figura 6.8, podemos considerar cuatro modos de funcionamiento de una VRP, los cuales se reflejan en la Figura 6.17.

En los casos (a) y (b), la VRP actúa como una válvula de retención, impidiendo el flujo en modo inverso; en el caso (c) la válvula se comporta como un elemento resistente estático, cuya pérdida localizada puede expresarse como $h_v = k (v^2/2g)$, mientras que en el caso (d) actúa como un elemento resistente de regulación, manteniendo constante la presión aguas abajo merced a una pérdida localizada variable.

Los cuatro modos de funcionamiento de la VRP descritos en la Figura 6.17 pueden resumirse como:

Caso	Estado VRP	Caudal	Alturas piezométricas	Función
(a)	Cerrada	$Q_{12} = 0$	$H_2 > H_t ; H_2 < H_1$	Actúa como válvula de retención , tanto si $H_2 > H_1$ como si $H_2 < H_1$.
(b)			$H_2 \geq H_1 ; H_2 < H_t$	
(c)	Totalmente abierta	$Q_{12} > 0$	$H_2 < H_t ; H_2 = H_1 - h_v$ $h_v = k \frac{v^2}{2g}$	La presión aguas abajo no ha alcanzado el valor de tarado y la VRP se comporta como un elemento resistente con una pérdida localizada.
(d)	Parcialmente abierta	$Q_{12} > 0$	$H_2 = H_t ; H_2 < H_1$ $h_v^* = H_1 - H_2 > k \frac{v^2}{2g}$	La presión aguas abajo es igual a la de tarado: se conoce como funcionamiento activo .

Tabla 6.3.- Estados de funcionamiento de una VRP.

- siendo:
- H_1, H_2 = Altura de presión en los extremos aguas arriba y aguas abajo de la VRP respectivamente.
 - H_t = Altura de presión de tarado de la VRP.
 - Q_{12} = Caudal que atraviesa la VRP.
 - v = Velocidad de circulación a la salida de la VRP.
 - k = Coeficiente de pérdidas a válvula abierta (adimensional).
 - h_v = Pérdida de carga en la VRP en posición totalmente abierta.
 - h_v^* = Pérdida de carga en la VRP en posición parcialmente abierta.

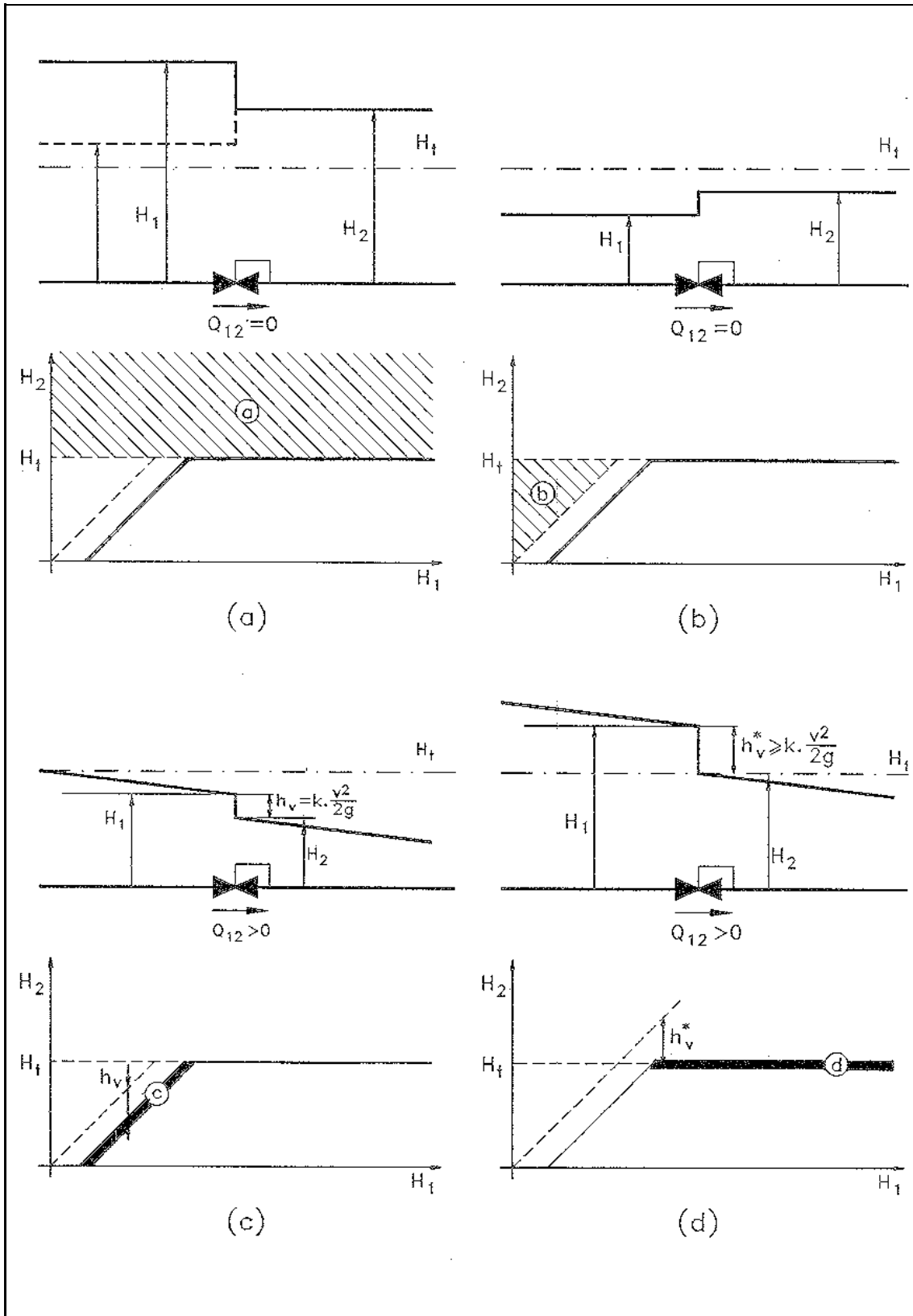


Figura 6.17.- Modos de funcionamiento de una VRP.

6.4.1.- Análisis de redes ramificadas incluyendo VRPs.

Vamos a considerar a continuación la intervención de una VRP en una línea cualquiera de una red ramificada. Puesto que el caudal que atraviesa dicha VRP es conocido e igual a q_i , podemos calcular las pérdidas localizadas a válvula abierta como:

$$h_v = k \frac{v_i^2}{2g} = k \left(\frac{8}{\pi^2 g D_v^4} \right) q_i^2 \quad (6.11)$$

donde D_v es el diámetro de la válvula reductora.

En el caso de una red ramificada se impone un sentido de circulación del fluido, en dirección desde la cabecera hacia las ramificaciones terminales, de forma que la ubicación de una VRP en la dirección adecuada impide que la misma actúe en ningún caso como válvula de retención ($q_i > 0$). Así pues, la VRP tan solo puede funcionar en modo **activo** o como **elemento resistente** (casos (d) y (c) respectivamente representados en la Figura 6.17).

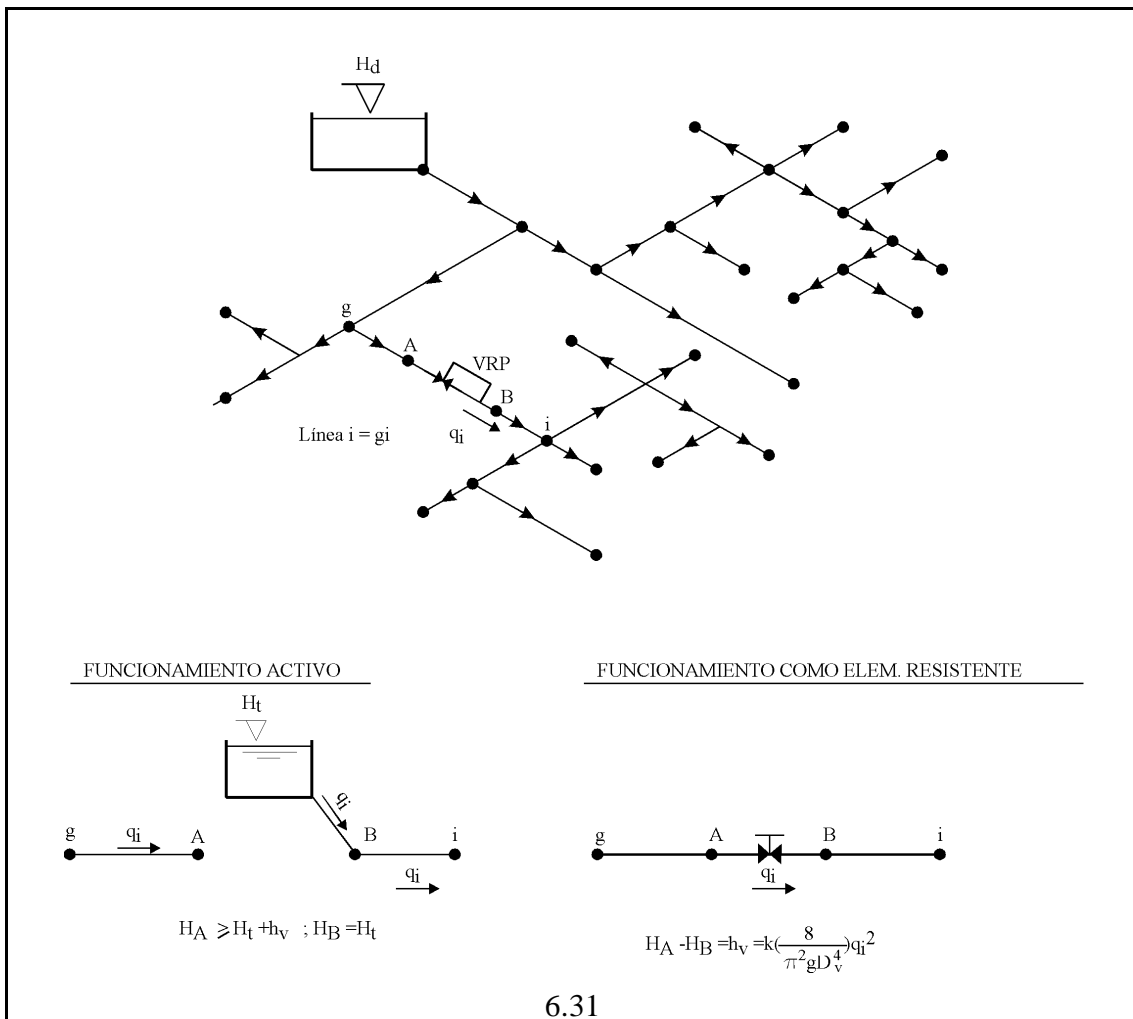


Figura 6.18.- Red ramificada con una VRP. Modos de funcionamiento y analogía.

La adición de una VRP (cuyos extremos denominaremos **A** y **B** siguiendo la nomenclatura de la Figura 6.18) sobre un punto intermedio de la línea *i* (definida entre los nudos *g* e *i*) genera tres líneas en sustitución de la línea *i*, a saber, **A** (*g*→**A**), **B** (**A**→**B**) e *i* (**B**→*i*).

Con respecto a la formulación presentada en el Capítulo 3 para el análisis general de redes ramificadas, en esta nueva situación necesitaremos cuatro ecuaciones adicionales para determinar las cuatro nuevas incógnitas del sistema, a saber q_A , q_B , H_A y H_B .

La resistencia hidráulica de las tuberías ubicadas aguas arriba y aguas abajo de la VRP puede ser fácilmente determinada según:

$$R_i' = R_i \frac{L(g \rightarrow A)}{L_i} \quad ; \quad R_i'' = R_i \frac{L(B \rightarrow i)}{L_i} \quad (6.12)$$

siendo R_i' la resistencia hidráulica entre los nudos *g* y **A**, y R_i'' la que se presenta del nudo **B** al *i*, siendo ambas proporcionales a las longitudes de los tramos respectivos. Los nuevos caudales serán los mismos que en la línea primitiva, esto es, $q_A = q_B = q_i$, lo que reduce el número de ecuaciones necesarias para resolver el problema a dos.

La altura piezométrica H_A se calcula restando de la altura de cabecera todas las pérdidas de carga acaecidas hasta el nudo **A**, mientras que para calcular H_B necesitamos conocer el estado operativo de la VRP, que dependerá del valor de H_A en relación con la altura piezométrica de tarado H_t según:

$$H_B = \begin{cases} H_t \text{ (impuesto)} & \text{si } H_A > H_t + h_v \\ H_A - h_v \text{ (calculable)} & \text{si } H_A \leq H_t + h_v \end{cases} \quad (6.13)$$

Finalmente, la altura piezométrica H_i se calculará a partir de la ecuación de pérdidas según:

$$H_i = H_B - R_i'' q_i^n \quad (6.14)$$

La única diferencia que se añade al considerar la interposición de válvulas reductoras es que debe realizarse primeramente el cálculo de la altura piezométrica aguas arriba de las mismas para conocer su modo de funcionamiento (elemento resistente o activo) y, en consecuencia, la altura piezométrica en el nudo aguas abajo.

6.4.2.- Análisis de redes malladas que incorporan VRPs.

Para el análisis de una red mallada, el procedimiento resulta lógicamente más complejo que en el caso de las redes ramificadas, puesto que no es posible establecer un procedimiento secuencial previo para averiguar al estado operativo de la VRP antes de pasar a calcular las alturas piezométricas en los nudos situados aguas abajo.

En este caso es necesario determinar por tanteos en primer lugar si la VRP está actuando en modo activo, como elemento resistente o como válvula de retención para poder establecer el estado de presiones de la red. El procedimiento a seguir depende de la técnica de análisis empleada.

Recordando las formulaciones desarrolladas en el Capítulo 3, dispondremos en general de las $(N-1)$ ecuaciones de continuidad en los nudos del sistema y de las M ecuaciones de malla, que representan la conservación de la energía a lo largo de un circuito cerrado, bien sea a través de líneas reales o ficticias. Al introducir una VRP en una determinada línea, podemos imaginar dicha línea como descompuesta en dos segmentos separados por la VRP.

Suponiendo un funcionamiento activo de la VRP, el segmento aguas abajo de la válvula puede representarse como si estuviese alimentado desde un depósito cuyo nivel se corresponde con la altura piezométrica de tarado de la VRP, es decir, el mismo esquema adoptado en el caso de una red ramificada. En dicha situación, el caudal en este segundo segmento deberá tener necesariamente una dirección saliente desde el depósito ficticio.

Si en la fase de cálculo resultara un caudal negativo, significaría que la VRP está actuando como una válvula de retención, lo que se traduciría en un caudal nulo y una altura de depósito incógnita que nos llevaría a un replanteamiento del problema (Jeppson y Davis [7]).

En un análisis completo hay que prever también el funcionamiento de la VRP como elemento puramente resistente (válvula totalmente abierta), caracterizado por un caudal positivo en el sentido de circulación de la VRP, pero con una altura piezométrica a la entrada menor que la suma H_t+h_v . Caso de llegar a esta situación, no será posible determinar si éste es el modo real de funcionamiento hasta volver a calcular el estado de presiones de la red.

Veamos cómo se aplicarían las consideraciones anteriores sobre el comportamiento de una VRP a los distintos métodos de análisis de redes malladas. Para ello utilizaremos la red esquematizada en la Figura 6.10, constituida inicialmente por 8 líneas, 7 nudos (6 de consumo y 1 de alimentación) y 2 mallas independientes. La línea i donde se ubica la VRP está definida desde los nudos m al n , y los nudos extremos de la VRP se denominan A y B.

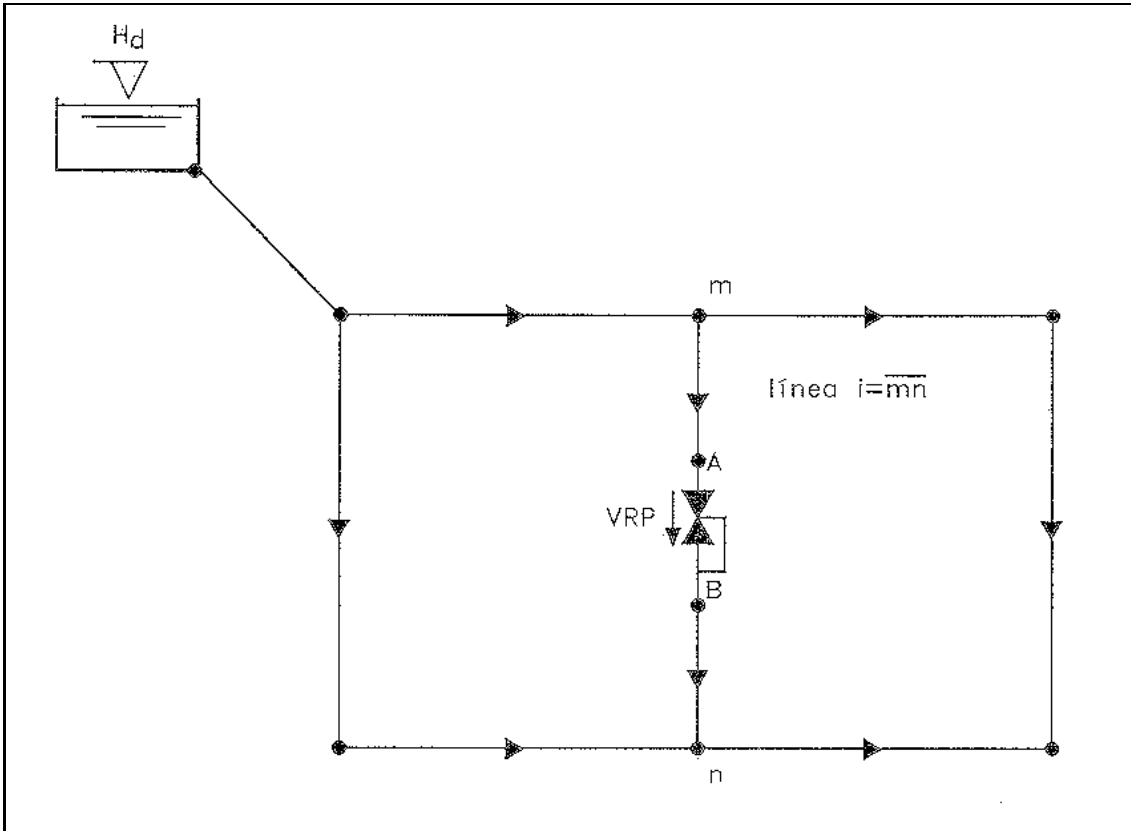


Figura 6.19.- Red mallada con una VRP.

6.4.2.1.- Aplicación del método de las líneas (ecuaciones en Q).

<i>Conjunto original de ecuaciones</i>	
a) Ecuaciones de continuidad en los nudos (N-1)	
	$\sum_{j \in A} q_{ij} = Q \quad (6.15)$
b) Ecuaciones de malla (M)	
	$\sum_{(i,j) \in B_l} (\pm)_{ij} R_{ij} q_{ij} q_{ij} ^{n-1} = 0 \quad (6.16)$

Conjunto de ecuaciones modificado (con VRP funcionando en modo activo)

a) Ecuaciones de continuidad en los nudos (N-1): Las mismas que sin VRP

b) Ecuaciones de malla (M)

$$\sum_{(i,j) \in B_l} (\pm)_{ij} R_{ij} q_{ij}^n = 0 \quad \text{para } M \text{ NV mallas sin VRP} \quad (6.17)$$

$$\sum_{(i,j) \in B'_l} (\pm)_{ij} R_{ij} q_{ij}^n = H_t - H_d \quad \text{para NV mallas ficticias con VRP}$$

- donde: A_i = Conjunto de nudos conectados directamente al i .
- B_l = Conjunto de líneas pertenecientes a la malla l .
- $(\pm)_{ij}$ = (+1) si q_{ij} toma el mismo sentido que el de la malla, (-1) si toma el sentido contrario.
- M = Número de mallas independientes.
- NV = Número de válvulas reductoras.
- B'_l = Conjunto de líneas correspondientes a las mallas ficticias asociadas con válvulas reductoras.
- H_t = Altura piezométrica de tarado de la VRP.
- H_d = Altura piezométrica en el depósito de alimentación o en cualquier otro punto de altura conocida escogido como extremo de la malla ficticia (ver Fig. 6.20)

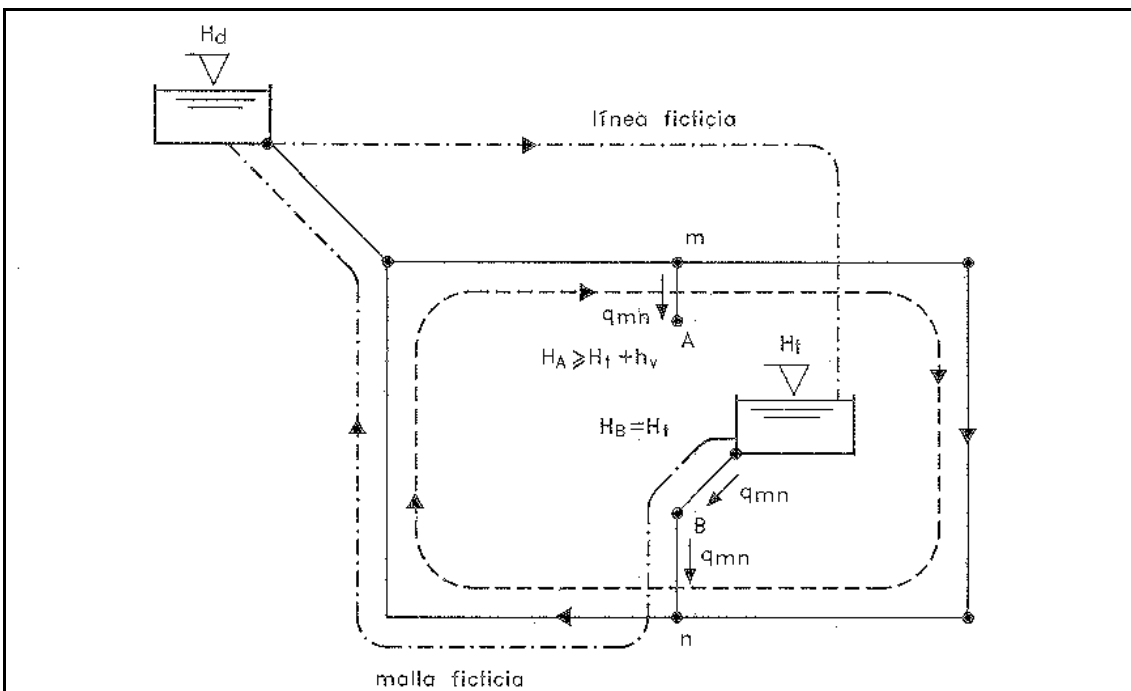


Fig.6.20.- Esquema de la red con VRP en modo activo.

<i>Conjunto de ecuaciones modificado (VRP funcionando como elemento resistente)</i>	
a) Ecuaciones de continuidad en los nudos (N-1): Las mismas que sin VRP	
b) Ecuaciones de malla (M)	
$\sum_{(i,j) \in B} (\pm)_{ij} R_{ij} q_{ij}^n = 0$	para M NV mallas sin VRP (6.19)
$\sum_{(i,j) \in B'} (\pm)_{ij} R_{ij} q_{ij}^n + (\pm)_v R_v q_{mn}^2 = 0$	para NV mallas con VRP

donde: $R_v = (8 k)/(\pi^2 g D_v^4) =$ Resistencia hidráulica de la VRP abierta.
 $q_{mn} =$ Caudal que atraviesa la VRP ubicada en la línea m-n.
 $k =$ Coeficiente adimensional de pérdidas de la VRP completamente abierta.
 $D_v =$ Diámetro de salida de la VRP.

Cuando se introduce una VRP funcionando como elemento resistente, la formulación de las ecuaciones de malla es formalmente idéntica al caso de que no exista dicha válvula; simplemente hay que añadir la pérdida localizada que comporta su presencia.

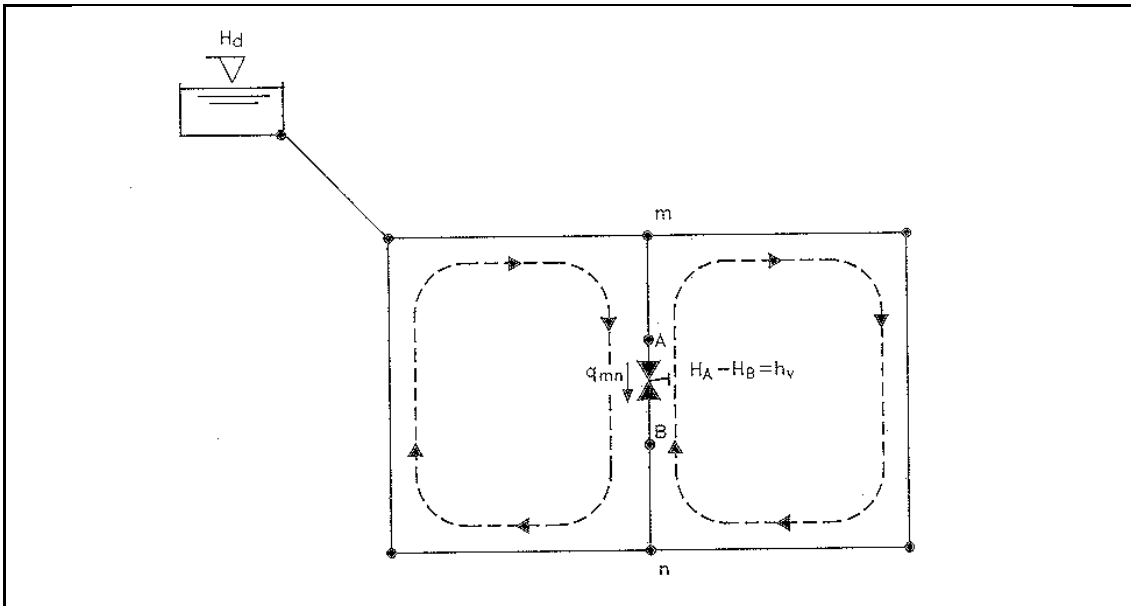


Fig.6.21.- Esquema de la red con VRP actuando como elemento resistente.

<i>Conjunto de ecuaciones modificado (VRP funcionando como válvula de retención)</i>	
a)	Ecuaciones de continuidad en los nudos (N-1): Las mismas que sin VRP
b)	Ecuaciones de malla (M-NV)
	$\sum_{(i,j) \in B_i} (\pm)_{ij} R_{ij} q_{ij}^n = 0$

Nota: El funcionamiento de una VRP como válvula de retención implica que el caudal que la atraviesa es nulo ($q_{mA} = q_{AB} = q_{Bn} = 0$). En consecuencia, la línea donde se encuentra instalada desaparece de la formulación y solamente será necesario plantear tantas ecuaciones como incógnitas existan entre los caudales de línea, esto es, $L-NV = N-1+M-NV$.

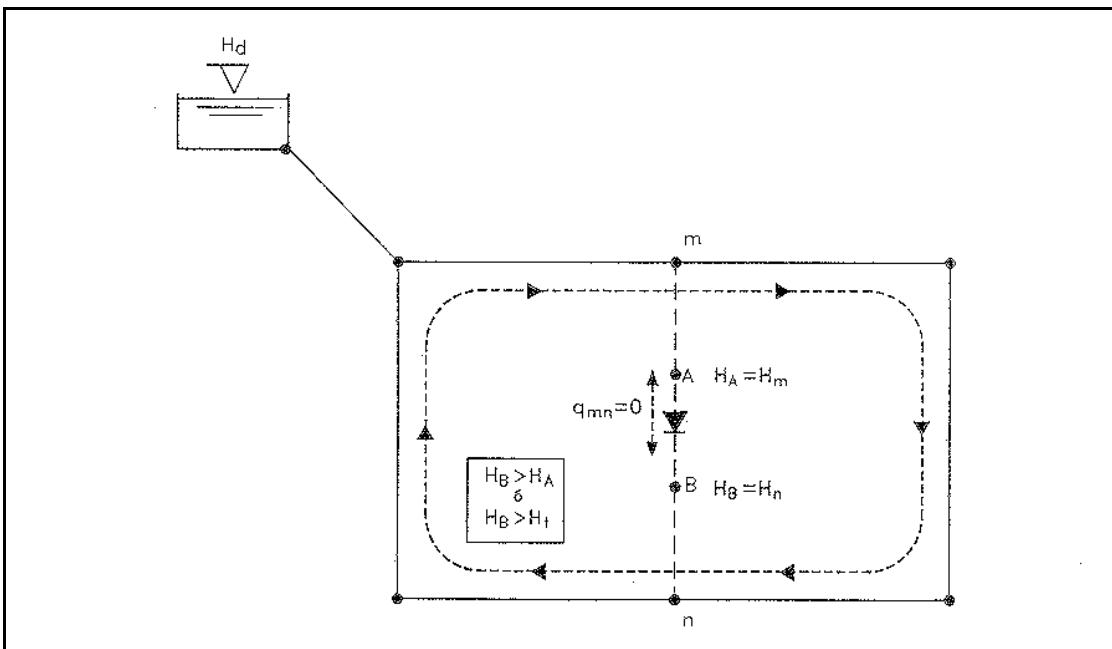


Fig.6.22.- Esquema de la red con VRP actuando como válvula de retención.

6.4.2.2.- Aplicación del método de los nudos (ecuaciones en H).

<i>Conjunto original de ecuaciones</i>	
a)	Ecuaciones de continuidad en nudos (N-1)
	$\sum_{j \in A_i} q_{ij} = \sum_{j \in A_i} \left(\frac{H_i - H_j}{R_{ij}} \right)^{\frac{1}{n}} = Q_i$

*Conjunto de ecuaciones modificado (con VRP funcionando en **modo activo**)*

a) Ecuaciones de continuidad en nudos (N-3): Las mismas que sin VRP, excepto:

1) Nudo m:

$$\sum_{j \in A_m} q_{mj} = \sum_{j \in A_m} \left(\frac{H_m - H_j}{R_{mj}} \right)^{\frac{1}{n}} + \left(\frac{H_m - H_A}{R_{mA}} \right)^{\frac{1}{n}} = Q_m \quad (6.23)$$

2) Nudo n:

$$\sum_{j \in A_n} q_{nj} = \sum_{j \in A_n} \left[\frac{H_n - H_j}{R_{nj}} \right]^{\frac{1}{n}} + \left[\frac{H_t - H_n}{R_{Bn}} \right]^{\frac{1}{n}} = Q_n \quad (6.24)$$

b) Ecuación adicional de continuidad: $q_{mA} = q_{AB} = q_{nB}$ (6.25)

Notas: Al introducir una VRP funcionando en **modo activo**, se añaden dos nuevas variables al problema, H_A y H_B ; el valor de H_B es un dato del problema y es igual a la altura piezométrica de tarado de la VRP (H_t), mientras que H_A (altura piezométrica a la entrada de la VRP) es una incógnita. No obstante también se añade una nueva relación de continuidad, que indica:

$$q_{mA} = \left(\frac{H_m - H_A}{R_{mA}} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{H_B - H_n}{R_{Bn}} \right)^{\frac{1}{n}} = q_{nB} \quad (6.26)$$

En el caso de que la VRP funcione como **elemento resistente**, la variable H_B pasa a ser una incógnita extra ($H_B < H_t$), que se resuelve haciendo intervenir la ecuación de pérdidas a válvula abierta:

$$h_v = H_B - H_A = k \left(\frac{8}{\pi^2 g D_v^4} \right) q_{AB}^2 = R_v \cdot q_{AB}^2 \quad (6.27)$$

Finalmente, cuando la VRP se comporta como una **válvula de retención** se cumple que:

$$\begin{aligned} H_A &= H_m \quad ; \quad H_B = H_n \\ q_{mA} &= q_{AB} = q_{nB} = 0 \end{aligned} \quad (6.28)$$

6.4.2.3.- Aplicación del método de las mallas (ecuaciones en dQ).

<i>Conjunto original de ecuaciones</i>
<p>a) Ecuaciones de malla (M):</p> $\sum_{(i,j) \in B} (\pm)_{ij} R_{ij} \left(q_{ij} + \sum_{r \in M_{ij}} (\pm)_{ij}^r \delta q_r \right)^n = 0$

<i>Conjunto de ecuaciones modificado (con VRP funcionando en modo activo)</i>
<p>a) Ecuaciones de malla convencional (M-NV): Las mismas que sin VRP.</p> <p>b) Ecuaciones de malla ficticia conteniendo VRP (NV):</p> $\sum_{(i,j) \in B'} (\pm)_{ij} R_{ij} \left(q_{ij} + \sum_{r \in M_{ij}} (\pm)_{ij}^r \delta q_r \right)^n = H_t - H_d$

- donde: δq_r = Caudal corrector de la malla r.
 M_{ij} = Conjunto de mallas independientes a las que pertenece la línea (i,j).
 $(\pm)_{ij}^r$ = (+1) si el caudal corrector de la malla r sigue el sentido de q_{ij} ; (-1) si es el contrario.
 H_t = Altura piezométrica de tarado de la VRP.
 H_d = Altura piezométrica en el depósito de alimentación o en cualquier otro punto de altura conocida, escogido como extremo de la malla ficticia (ver Fig. 6.20)
 (para el resto de símbolos, ver notas del método de las líneas)

Al igual que en el método de las líneas, la presencia de una VRP funcionando en **modo activo** requiere el planteamiento de una ecuación de malla ficticia entre dos nudos de altura piezométrica conocida, en este caso, el nudo de salida de la VRP y el nudo de alimentación. Las correcciones deben aplicarse sin embargo sobre la malla básica que contiene la VRP y **no** sobre la malla ficticia.

Cuando la VRP funciona como un **elemento resistente**, las ecuaciones de malla se plantean en los mismos términos que sin la presencia de ésta, pero deben incluir la resistencia hidráulica correspondiente a la pérdida de carga que provoca la VRP abierta.

Finalmente, si la VRP actúa como una **válvula de retención**, el caudal que la atraviesa es nulo y es posible eliminar una de las ecuaciones de malla.

6.4.2.4.- Conclusiones.

El esquema de cálculo propuesto presenta, en términos generales, problemas de convergencia, porque en las proximidades del valor de la presión de tarado de la VRP, los cálculos pueden estar oscilando de forma que el estado de la VRP se permuta entre activo y elemento resistente, o entre elemento resistente y válvula de retención.

En la referencia [5], Gessler explica que la consideración de VRP en la red puede hacer doblar aproximadamente el número de iteraciones necesarias para la convergencia (en el caso del método de nudos y líneas); en concreto, para alcanzar una precisión de 0'36 mca, necesita 6 iteraciones (método de los nudos), mientras que para efectuar un balance de caudales con una precisión de 0'0315 l/s requiere 12 o 13 iteraciones. El método de las mallas puede llegar a ser todavía mucho más complejo de resolver con VRP, puesto que es necesario adivinar el posible estado de funcionamiento de cada una de las VRP antes de plantear las ecuaciones del sistema.

El problema de la convergencia ha suscitado la atención de varios autores (Jeppson y Davis [7], Chandrasekar [4], Gessler [5]) como también ha motivado polémica la cuestión de la unicidad de la solución, esto es, la posibilidad de que existan varias soluciones físicamente válidas para la misma configuración de red. La experiencia demuestra que la solución es siempre única, pero esto no es una prueba fehaciente. Salgado et al. [14] propugnan que sea cual sea el estado de funcionamiento de la VRP, se trata siempre de un elemento disipativo de energía y por ello, la solución del sistema en régimen permanente debe de ser única.

Para evitar en lo posible el problema de la falta de convergencia, algunos autores se han planteado una descripción unificada del funcionamiento de la VRP como un elemento resistente cuya característica sea variable (Salgado et al. [14], Panu y Keenan [12]); al utilizar métodos de resolución iterativos, se actualiza la característica resistente de las VRPs, al tiempo que los coeficientes del resto de los elementos.

No obstante, no debe olvidarse que la utilización de VRPs en las redes de distribución de tipo mallado implica una cierta "pérdida" de la condición de redundancia de la red, por cuanto que se restringe la circulación del caudal en una sola dirección.

Por otra parte, para poder asegurar la efectividad de la reducción de presión en un sector de la red, es necesario instalar VRPs en todas las tuberías que conectan el sector con el resto de la red. En el caso de redes ramificadas, la actuación de una VRP afecta a todo el subsistema que se encuentra aguas abajo de la misma.

Las redes de riego, que serán objeto de estudio en el siguiente capítulo, presentan una morfología generalmente de tipo ramificado, y están concebidas para funcionar en unas condiciones más estrictas y menos aleatorias que las redes urbanas. Las válvulas reductoras de presión son un elemento muy común en este tipo de redes, en las que cumplen varios cometidos, como son:

a) Referidos a los puntos de consumo

Al acotar la presión de salida en una toma de consumo se limita el caudal máximo que un usuario puede llegar a extraer.

La limitación de la presión también es importante para un funcionamiento adecuado de los equipos de riego localizado (aspersores, microaspersores, goteros, cintas de exudación...) puesto que para asegurar una uniformidad en la aplicación del riego es necesario mantener la presión dentro de los límites máximo y mínimo; de otra parte, un exceso de presión provocaría averías y roturas en los equipos de riego.

b) Referidos a la propia red

La actuación de las VRPs reduce la sollicitación mecánica de las tuberías y permite emplear timbrajes menores (y por lo tanto, más económicos). Al reducir los niveles de presión, también se consigue reducir el riesgo de que se produzcan fugas.

6.5.- COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DE LA VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN COMO ELEMENTO RESISTENTE.

Cuando se ubica una VRP en una instalación se espera un comportamiento activo de la misma, manteniendo aguas abajo una presión constante. Sin embargo, determinadas condiciones de funcionamiento de la red pueden provocar que la presión a la entrada de la misma no sea suficiente para mantener la presión de tarado a la salida.

Por esta razón, el comportamiento como elemento resistente de una VRP adquiere una importancia decisiva, puesto que precisamente cuando la VRP se encuentra totalmente abierta es cuando no se ha alcanzado todavía el valor de la presión de tarado a la salida, y es en esta situación cuando la presión de salida puede resultar insuficiente.

Al igual que en el resto de elementos que provocan pérdidas singulares, en el caso de la VRP completamente abierta, éstas se computan suponiendo un régimen turbulento completamente desarrollado y en estas condiciones, el coeficiente adimensional de pérdidas k puede suponerse independiente del número de Reynolds.

Si no se dispone de información específica, se pueden estimar las pérdidas localizadas que produce una VRP completamente abierta considerando un valor teórico de k comprendido entre $k=10$ para el caso de válvulas de globo (Jeppson y Davis [8], Simon [14]), y $k=5$ (Simon [14]) en el extremo opuesto, para válvulas en ángulo.

Otro parámetro característico de la VRP es el coeficiente K_v , que se define como el caudal en $m^3/hora$ que atraviesa un determinado modelo de válvula cuando provoca una pérdida de carga de 1 Kg/cm^2 , estando totalmente abierta.

Sin embargo, a efectos de selección, los fabricantes suelen proporcionar las características y limitaciones de uso de cada modelo de válvula en forma gráfica, utilizando un diagrama de tipo logarítmico.

A continuación vamos a comparar las características resistentes a válvula abierta de cuatro de los modelos existentes en el mercado español. Estos son los siguientes:

Modelo BERMAD en ángulo : Se trata de una válvula de diafragma, en forma de codo de 90° .

Modelo BERMAD en "Y" : Al igual que el modelo anterior, es válvula de diafragma, donde no hay cambio de dirección entre el flujo de entrada y de salida, pero el eje del cierre se encuentra inclinado 45° respecto del eje de entrada-salida.

Modelo ROSS 40 WR : Es una válvula de pistón y forma de globo, con la misma dirección del flujo a la entrada y salida, y con el eje del cierre perpendicular al sentido de entrada-salida.

Modelo MUESCO 100 : Válvula de diafragma y globo de características físicas análogas al modelo anterior.

En las Figuras 6.23.a,b,c, y d se muestra un esquema de los cuatro modelos referidos, y en las siguientes páginas se presentan los diagramas de pérdidas y el coeficiente adimensional de pérdidas k de los mismos.

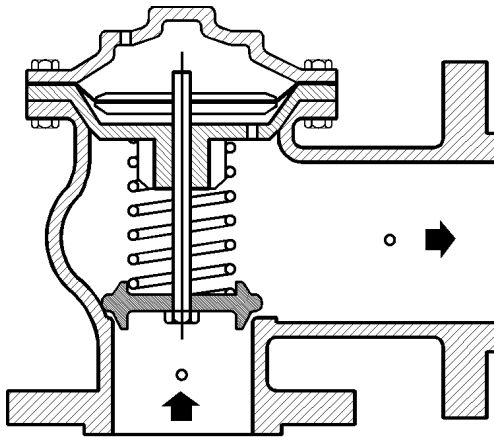


Fig. 6.23.a.- Modelo BERMAD ángulo.

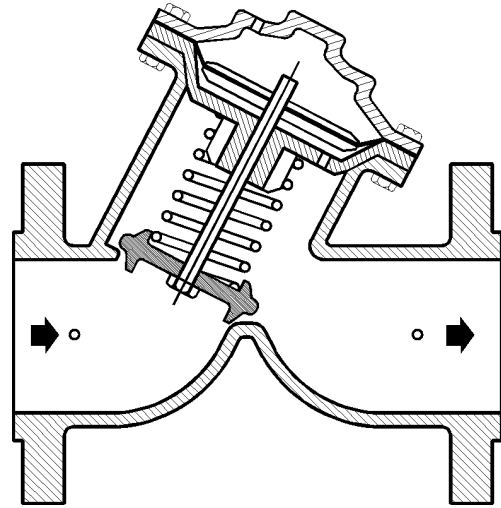


Fig. 6.23.b.- Modelo BERMAD en "Y".

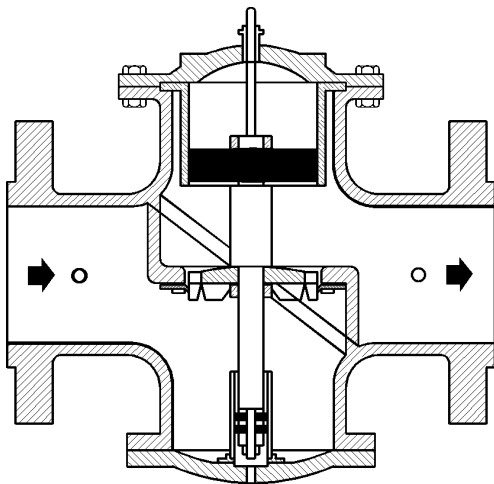


Fig. 6.23.c.- Modelo ROSS 40 WR.

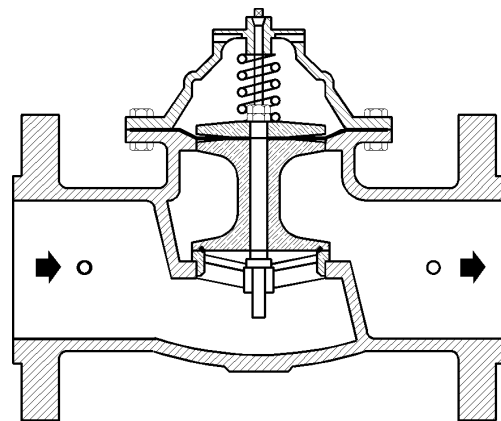


Fig. 6.23.d.- Modelo MUESCO 100.

6. Influencia de la presión de trabajo de las tuberías en el dimensionado óptimo

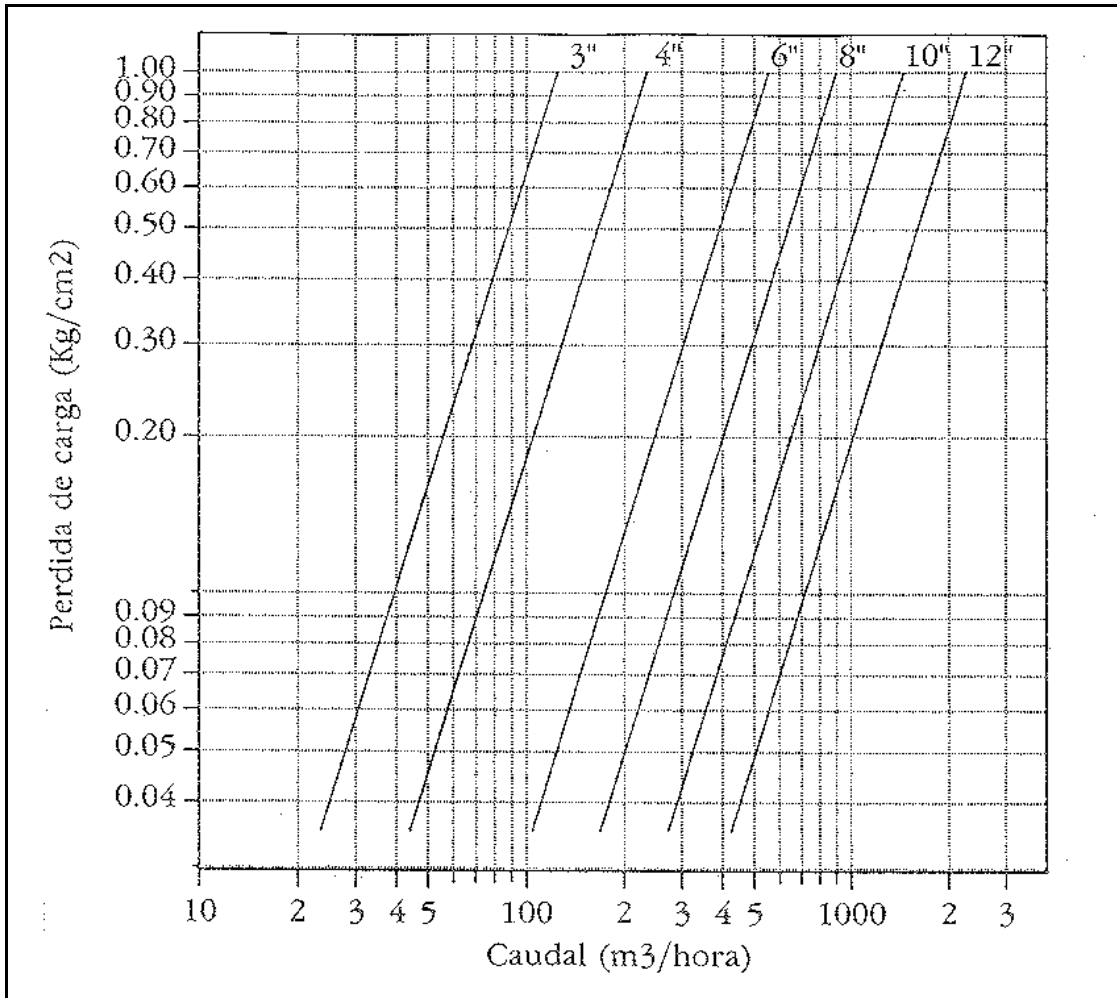


Figura 6.24.a.- Diagrama de pérdidas de carga de la válvula BERMAD en ángulo.

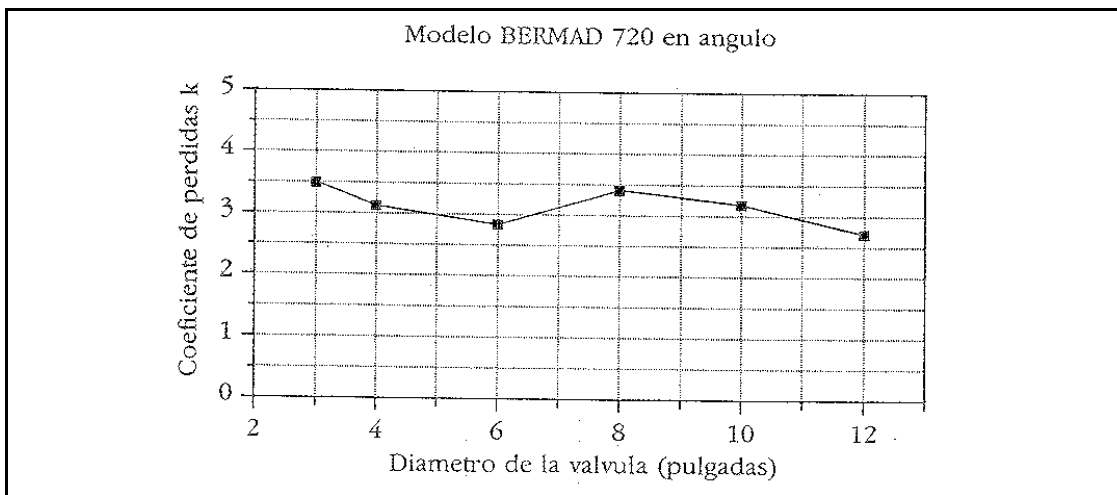


Figura 6.24.b.- Variación del coeficiente de pérdidas k .

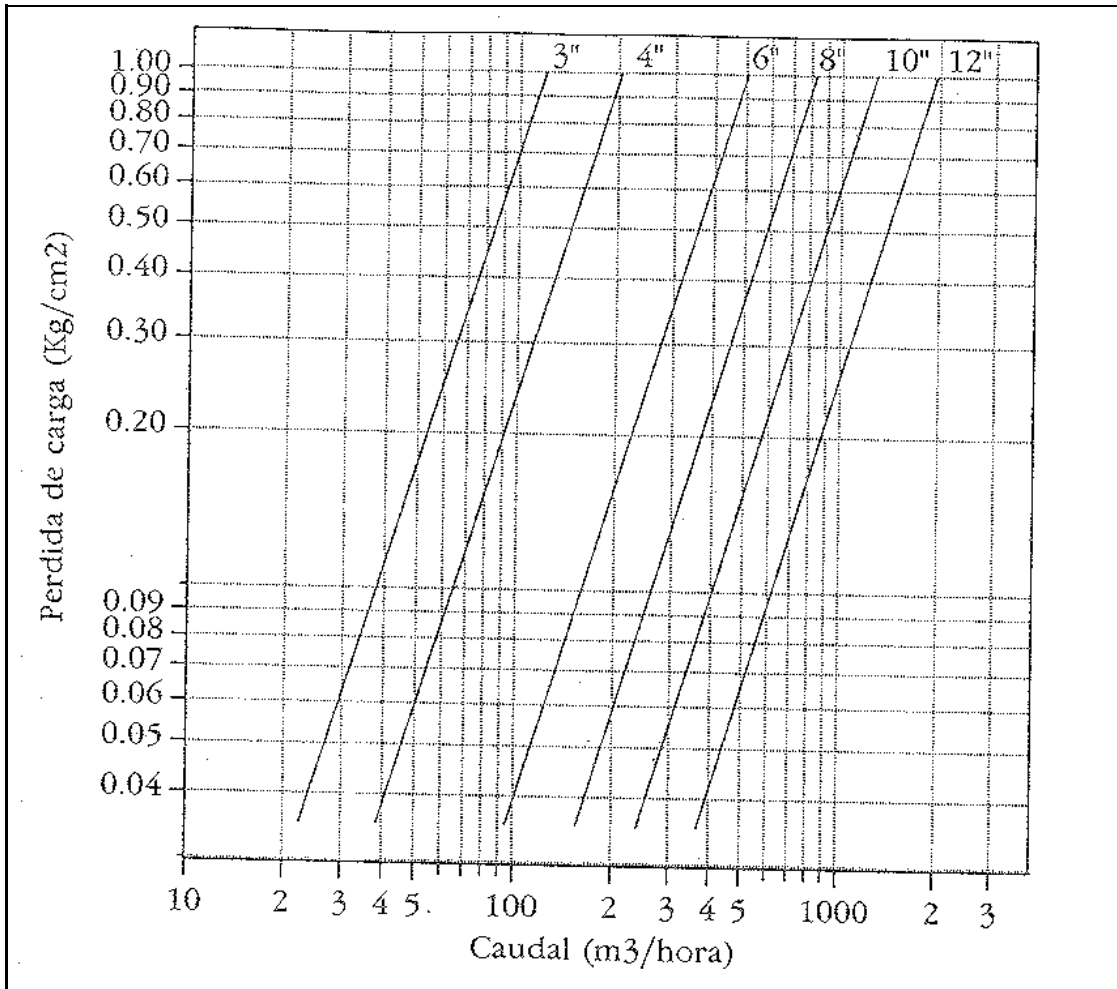


Figura 6.25.a.- Diagrama de pérdidas de carga de la válvula BERMAD en "Y".

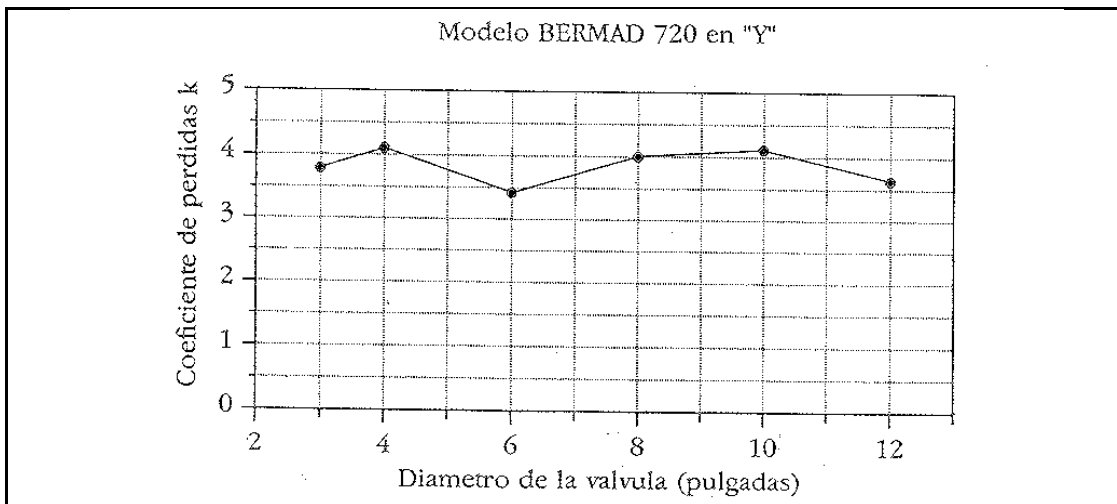


Figura 6.25.b.- Variación del coeficiente de pérdidas k.

6. Influencia de la presión de trabajo de las tuberías en el dimensionado óptimo

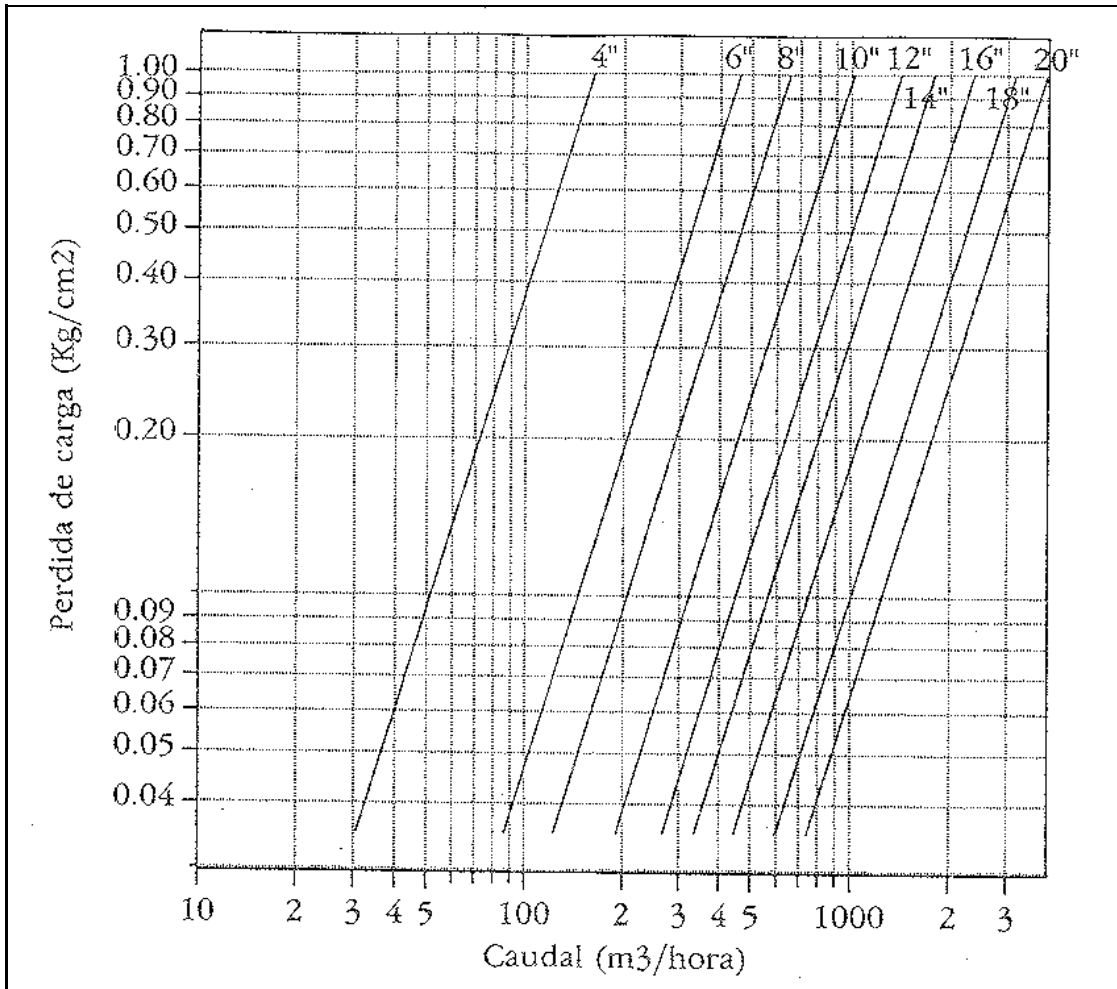


Figura 6.26.a.- Diagrama de pérdidas de carga de la válvula ROSS 40 WR.

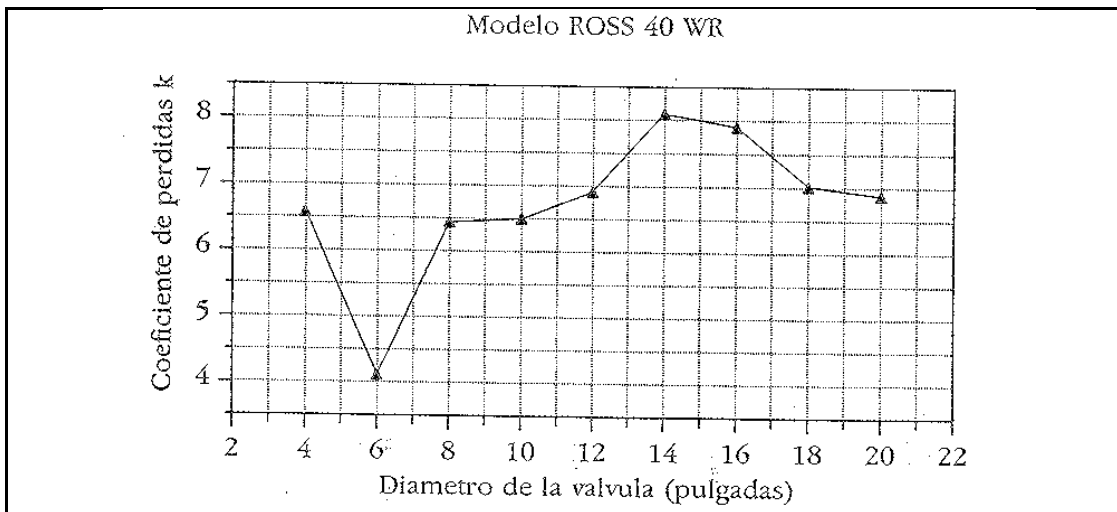


Figura 6.26.b.- Variación del coeficiente de pérdidas k.

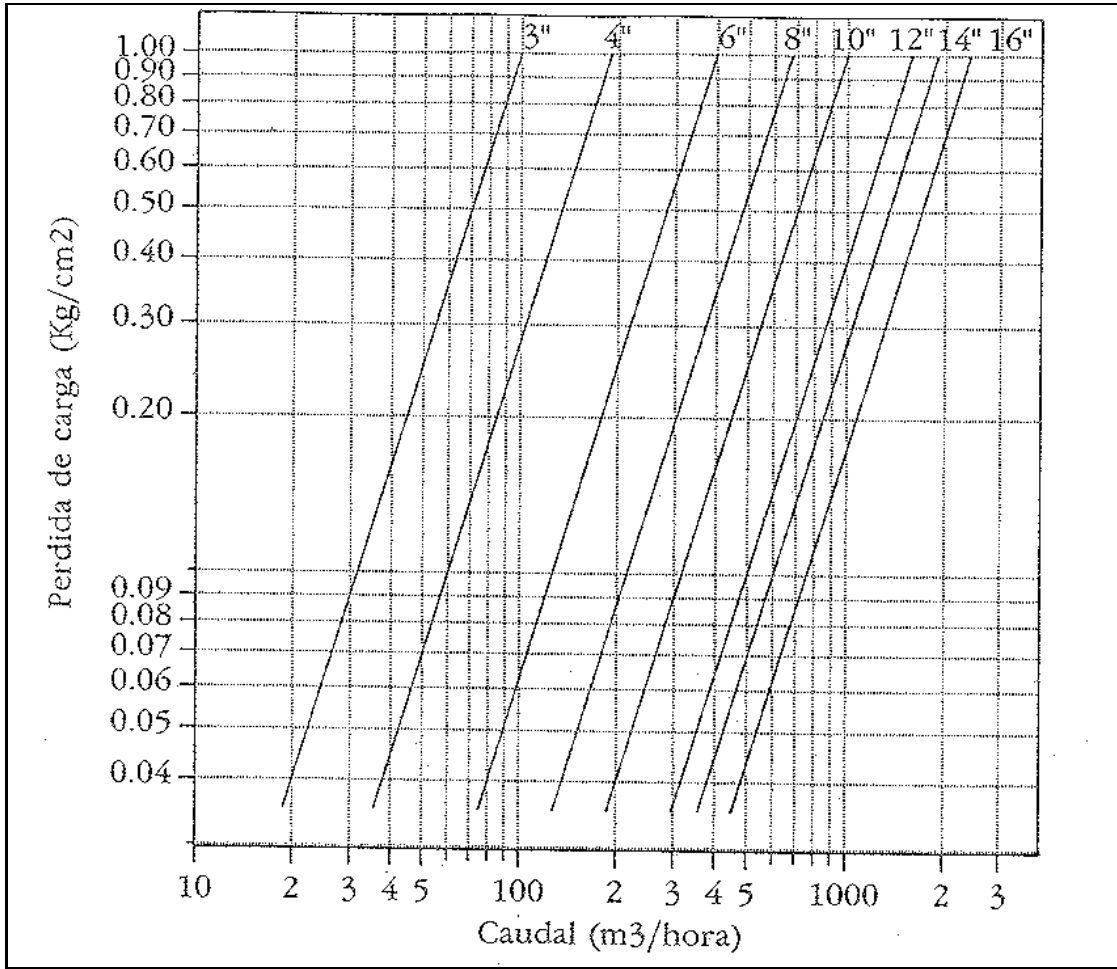


Figura 6.27.a.- Diagrama de pérdidas de carga de la válvula MUESCO 100.

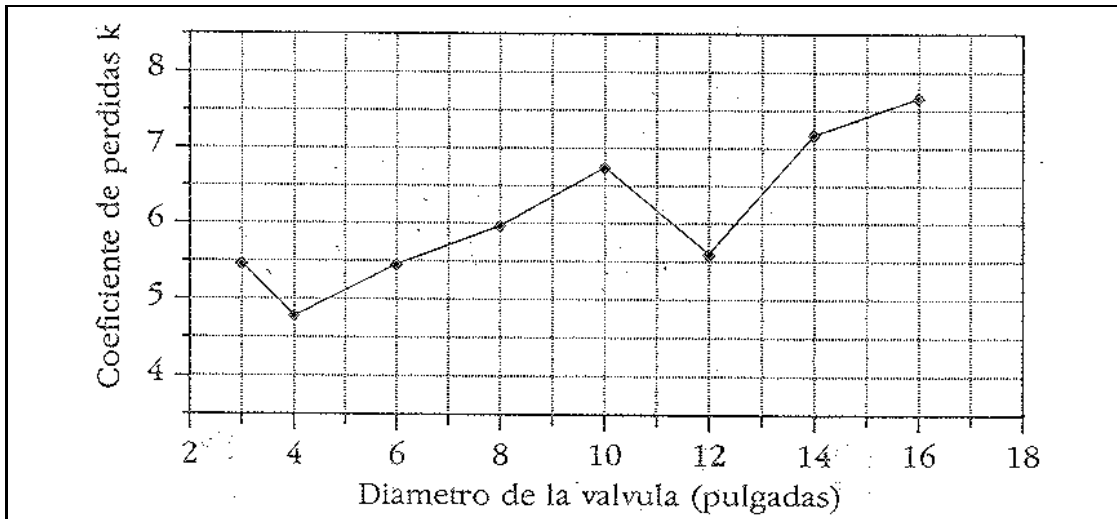


Figura 6.27.b.- Variación del coeficiente de pérdidas k.

Si representamos en conjunto los valores del coeficiente adimensional k para los cuatro modelos analizados (Figura 6.28) podemos comprobar que las mayores pérdidas de carga corresponden a los modelos en forma de globo ($k \approx 4 \div 8$) mientras que las menores pérdidas corresponden al modelo en ángulo ($k \approx 2'7 \div 3'5$) y en un término medio queda la válvula en forma de "Y" ($k \approx 3'6 \div 4'1$).

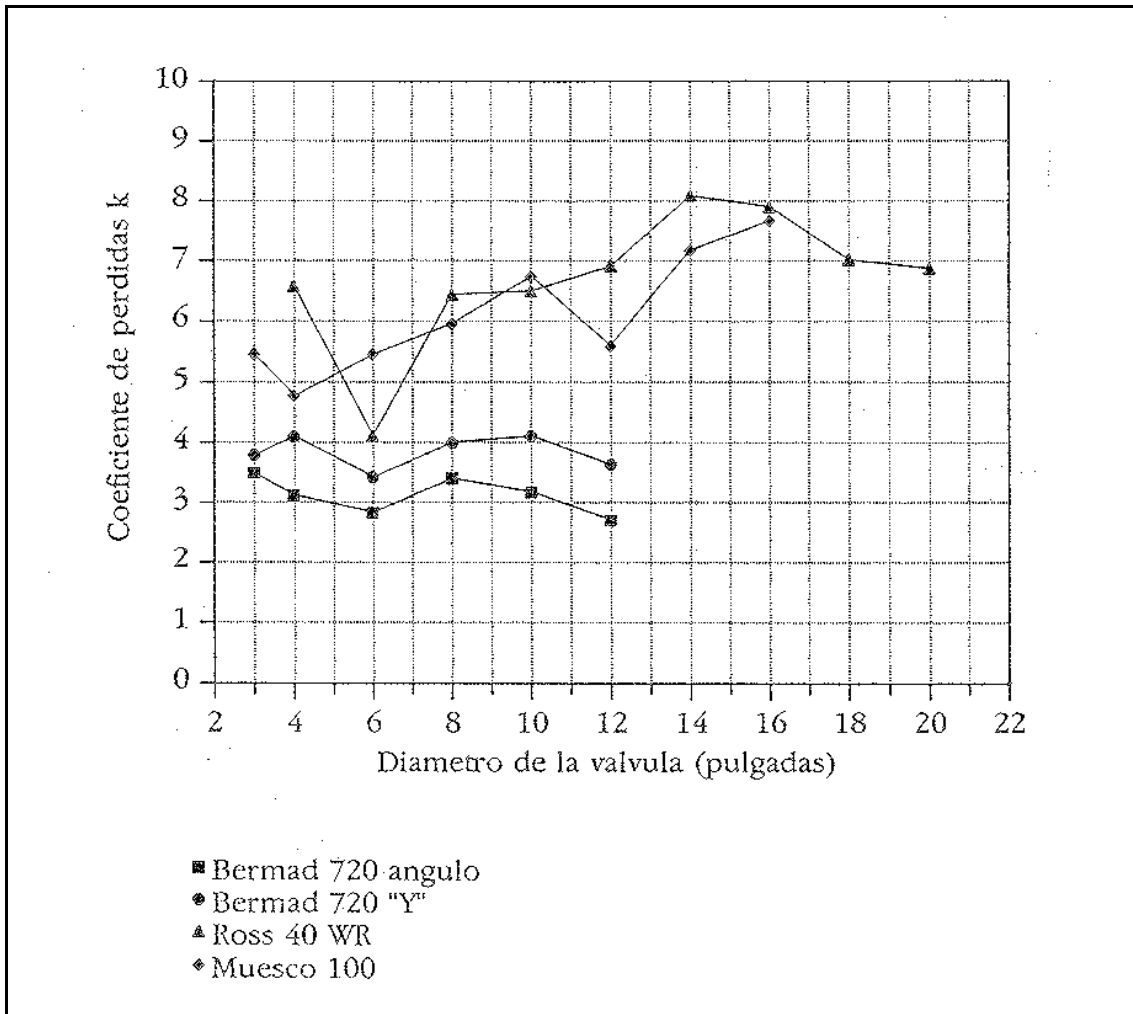


Figura 6.28.- Comparación de los valores de k en los cuatro modelos analizados.

Los valores teóricos $k=10$ para válvulas de globo y $k=5$ para válvulas en ángulo quedan del lado de la seguridad, y no hay que olvidar que la instalación de una VRP implica la adopción de otros elementos auxiliares o de seguridad que provocan pérdidas singulares adicionales, que hay que añadir a las ya provocadas por la propia VRP.

En la Figura 6.29 se presenta una comparación entre los valores del coeficiente K_v (recordemos que representa el caudal en $m^3/hora$ que atraviesa la válvula

completamente abierta, produciendo un pérdida de carga de 1 Kg/cm²) para los modelos analizados. A falta de datos sobre el coeficiente adimensional k, esta comparación puede ser también de utilidad para la selección de un modelo determinado.

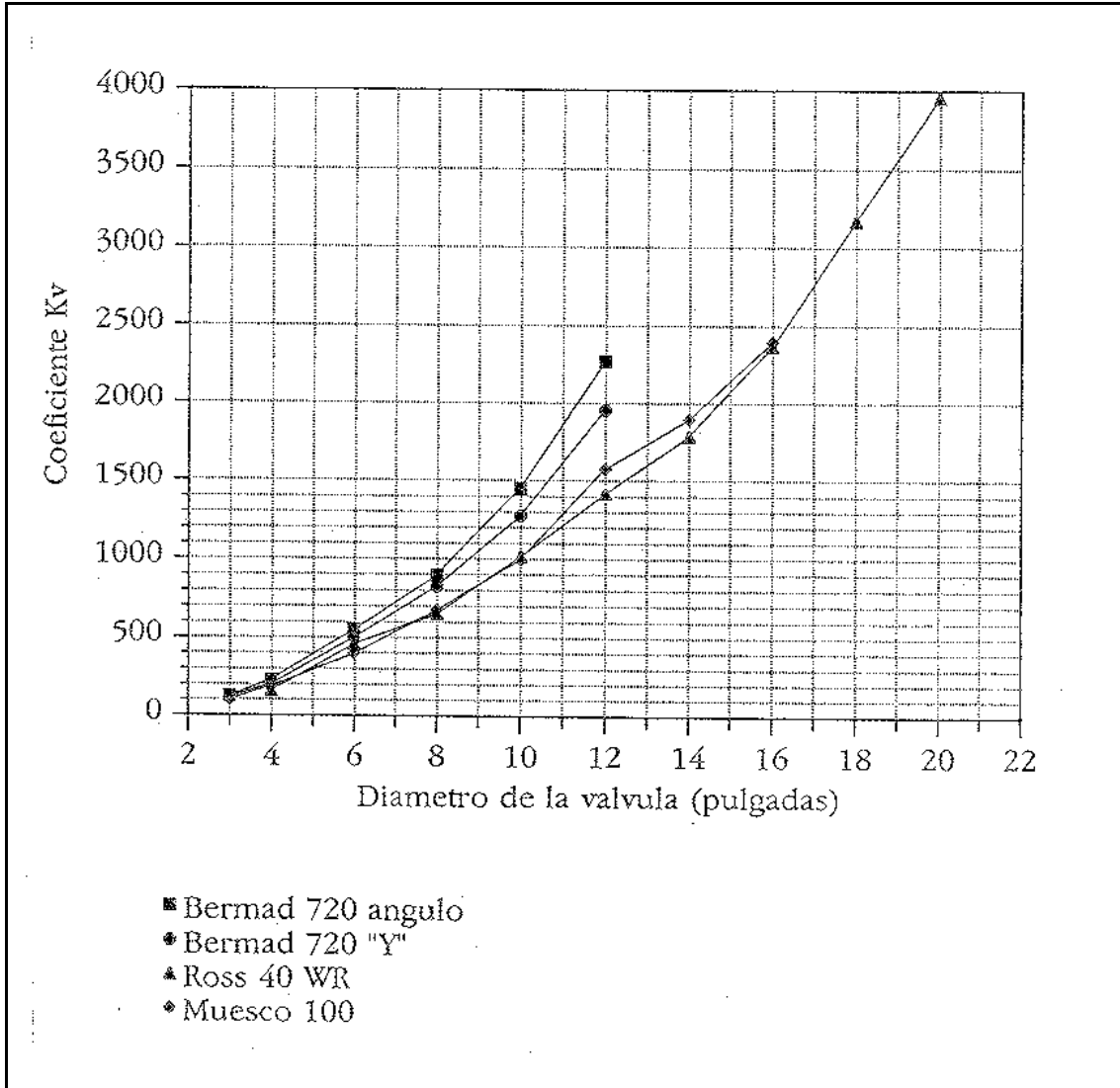


Figura 6.29.- Comparación de los valores de K_v en los modelos analizados.

6.6.- OTROS FACTORES A CONSIDERAR EN LA SELECCIÓN DE UNA VRP.

La característica resistente de una VRP es un parámetro más a considerar en la selección de una válvula de este tipo, pero no hay que olvidar otras propiedades tales como el precio, la fiabilidad y robustez, la resistencia a la aparición de cavitación en su interior y finalmente la controlabilidad.

La controlabilidad de una válvula se pone de manifiesto a través del concepto de **característica intrínseca** de la válvula, el cual es extensible a todo tipo de válvulas de control automático. Si denominamos x al desplazamiento del actuador de cierre de la válvula, de modo que en $x=0$ la válvula está cerrada y en $x=x_f$ la válvula está completamente abierta, la característica intrínseca $K_v^*(x)$ de dicha válvula se define como el caudal de paso en $m^3/hora$ que provoca una pérdida de carga de 1 Kg/cm^2 (Ionel [6]), cuando el actuador se sitúa en la posición x . Contra lo que sería deseable, este dato no suele estar disponible entre las características técnicas de las válvulas.

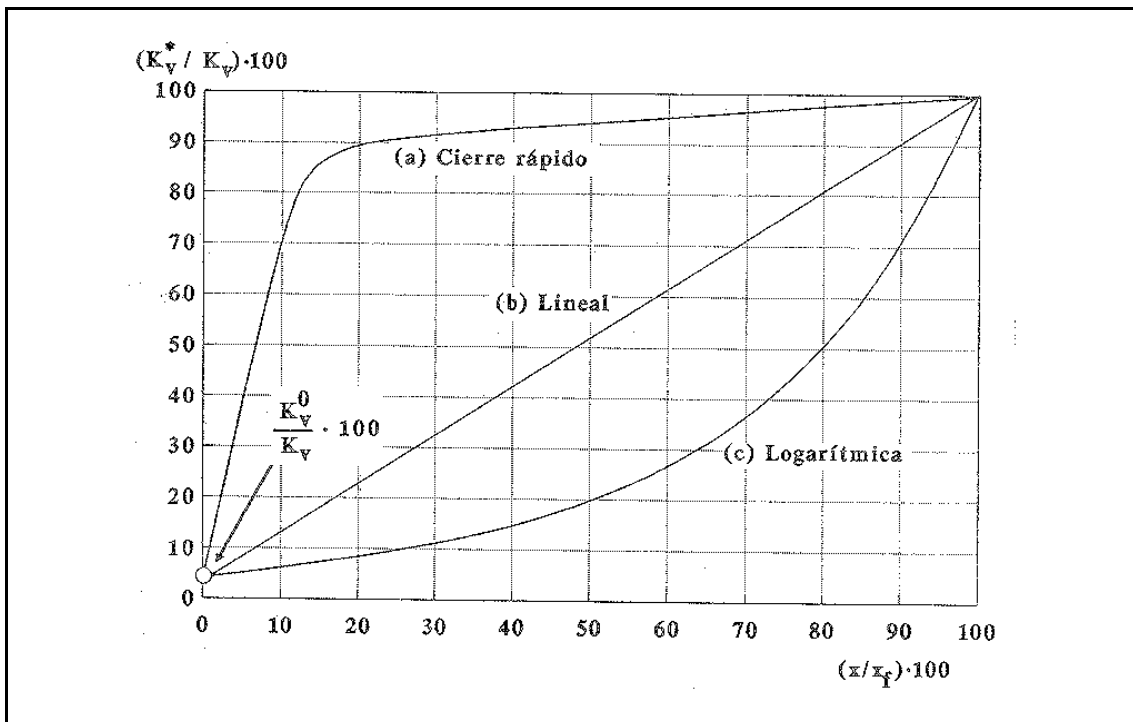


Figura 6.30.- Característica intrínseca de una válvula de control.

Usualmente $K_v^*(x)$ se representa en forma porcentual $(K_v^*(x)/K_v^0) \cdot 100$ frente al recorrido del actuador, expresado también porcentualmente $(x/x_f) \cdot 100$. El valor K_v^0/K_v corresponde al valor de la característica intrínseca teórica para un desplazamiento del actuador $x=0$ (válvula cerrada). El inverso de este valor recibe el nombre de **ratio de control** de la válvula $R_v = K_v/K_v^0$.

En la figura anterior se representan tres formas típicas de la característica intrínseca de una válvula de control: (a) con acción de cierre rápido, (b) lineal y (c) logarítmica. Como rápidamente se adivina, la característica (a) es en general indeseable para este tipo de válvulas, puesto que produciría una fuerte variación del caudal regulado con un pequeño desplazamiento del actuador.

La expresión analítica de la característica lineal corresponde a:

$$\frac{K_v^*}{K_v} = \frac{K_v^0}{K_v} + \left(1 - \frac{K_v^0}{K_v}\right) \frac{x}{x_f} \quad (6.31)$$

mientras que la característica logarítmica puede expresarse como:

$$\frac{K_v^*}{K_v} = \frac{K_v^0}{K_v} \exp \left[\left(\ln \frac{K_v}{K_v^0} \right) \frac{x}{x_f} \right] = \left(\frac{K_v}{K_v^0} \right)^{\left[\frac{x}{x_f} - 1 \right]} \quad (6.32)$$

Definimos la **ganancia** o **sensibilidad** de la válvula como el cociente entre la variación del caudal y la variación del recorrido del actuador, esto es:

$$K_c = \frac{\partial q}{\partial x} \quad (6.33)$$

que es proporcional a la pendiente de la característica intrínseca $K_v^*(x)$.

En un análisis preliminar puede parecer que la característica lineal es la más aconsejable, porque en tal caso la ganancia K_c es constante, o lo que es lo mismo, una variación en el recorrido del actuador Δx corresponde a una variación Δq constante sea cual sea la posición x del actuador, pero lo cierto es que la intervención de la válvula como una parte de un sistema a controlar nos lleva a consideraciones que aconsejan usualmente la característica logarítmica (Moore [11]).

Diferenciando la expresión (6.32) obtenemos:

$$\frac{d\left(\frac{K_v^*}{K_v}\right)}{d\left(\frac{x}{x_f}\right)} = \ln \left(\frac{K_v}{K_v^0} \right) \cdot \frac{K_v^*}{K_v} \rightarrow K_c \sim \frac{dK_v^*}{dx} = \ln \left(\frac{K_v}{K_v^0} \right) \cdot \frac{K_v^*}{x_f} = \text{cte} \cdot K_v^* \quad (6.34)$$

lo que significa que un cambio Δx provoca un cambio relativo $\Delta K_v^*/K_v^*$ constante para cualquier posición x del actuador, razón por la cual la característica logarítmica se conoce también con el nombre de "equiporcentual".

La característica intrínseca de una válvula de control está determinada por los contornos en el interior de la válvula, pero fundamentalmente por la forma del mecanismo de cierre y la sección de paso del agua en función del desplazamiento x .

Otro factor fundamental a tener en cuenta en la selección de una válvula reductora es la cavitación, que puede aparecer en el cierre de la misma en determinadas condiciones críticas de presión y velocidad. Para caracterizar un funcionamiento de la VRP con cavitación destructiva se definen el **índice de cavitación** como:

$$\sigma = \frac{P_s - P_{\text{vap}}}{P_e - P_s} = \frac{P_s - P_{\text{vap}}}{\Delta P} \quad (6.35)$$

siendo P_e y P_s las presiones absolutas a la entrada y salida respectivamente de la VRP, y P_{vap} la presión de vapor absoluta del agua (o del fluido empleado) en condiciones normales de temperatura.

Para que no se produzca cavitación destructiva, el valor de σ debe ser superior a un valor crítico σ_c que toma valores entre 0'4÷1'0 dependiendo del grado de apertura de la válvula (Koelle [9]).

Además de σ existen otro tipo de índices de cavitación, como son:

$$\sigma_2 = \frac{P_e - P_{\text{vap}}}{\Delta P} = \sigma + 1 \quad ; \quad C_c = \frac{\Delta P}{P_e - P_{\text{vap}}} = \frac{1}{\sigma_2} = \frac{1}{\sigma + 1} \quad (6.36)$$

El problema principal que conlleva la cavitación es, sin duda alguna, el desgaste y la destrucción en la válvula; un problema secundario es el ruido provocado por el colapso de las burbujas de vapor. Además de estar provocado por causas hidrodinámicas, como la cavitación, el ruido en la VRP puede tener un origen de tipo mecánico, como el clapeteo del órgano de cierre cuando se intenta regular caudales muy pequeños.

Existen diversas soluciones para evitar el ruido, como pueden ser:

a) Para la eliminación de la cavitación:

- * Concebir el sistema de control mediante varias válvulas ubicadas en serie, repartiendo entre ellas la pérdida de carga total.
- * Adoptar dispositivos de cierre anticavitación, como son los cierres tipo jaula o tipo laberíntico, con el inconveniente de que provocan mayores pérdidas de carga a válvula abierta.

b) Para suprimir el clapeteo:

- * Disponer el sistema de control con dos VRPs de diferente capacidad, una para grandes y medios caudales y otra para pequeños caudales, de forma que se evite la actuación de la VRP de mayor tamaño cuando circulan pequeños caudales.
- * Disponer un cierre cuya característica intrínseca sea de tipo equiporcentual, con gran capacidad de regulación, incluso en pequeños caudales.

Para un determinado modelo, el coste de una unidad VRP depende de su tamaño, que a su vez es función del máximo caudal que circulará a través de ella, siendo en ocasiones necesario ubicar más de una unidad en paralelo. De otro lado, la diferencia de presiones entre los extremos de la válvula está limitada en la práctica, para evitar la cavitación: si la diferencia de presiones que se busca conseguir es mayor a la admisible, puede disponerse más de una unidad en serie. En consecuencia, podemos decir que el coste de las unidades crece tanto con la diferencia de presiones de entrada y salida como con el caudal.

No hay que olvidar además que en una instalación completa, las unidades VRPs son una parte más del conjunto, el cual incluye además la arqueta de alojamiento, filtros de entrada (para evitar el paso de sólidos a través de la válvula), válvula de alivio a la salida (para impedir el paso de sobrepresiones), ventosas, válvula de corte a la entrada (para posibilitar el desmontaje), etc... Del coste total de la instalación, el correspondiente a la VRP es sólo una parte, de modo que la diferencia de coste entre dos tamaños de VRP se diluye en los costes totales de la instalación.

6.7.- CONCLUSIONES

En el presente capítulo han sido abordados de manera introductoria dos temas que constituyen la base del método de dimensionado económico de redes ramificadas incluyendo la ubicación y tarado de válvulas reductoras de presión, el cual será tratado más a fondo en el siguiente capítulo.

Primeramente, se ha estudiado la influencia de la presión de trabajo de las tuberías en el coste de inversión de una red y a continuación se han esbozado las líneas generales de un método de optimización aplicado a una serie de tuberías, el cual contempla de manera conjunta la repercusión económica tanto del diámetro como de la presión de trabajo en el coste de las tuberías tomando como base una única situación operativa o estado de carga para la determinación de ambas características.

Seguidamente se ha analizado el caso de las redes hidráulicas de distribución, en cuyo dimensionado pueden llegar a intervenir un gran número de situaciones operativas. La determinación de la presión de trabajo de las tuberías deberá realizarse para las condiciones en que aparecen las máximas presiones en la red mientras que el diámetro de las mismas se determina para la situación o conjunto de situaciones críticas en las cuales se presentan las presiones mínimas. Como se ha puesto de manifiesto en el ejemplo del apartado 6.2.3, el tratamiento conjunto de diámetro y presión de trabajo en el dimensionado de una red, aún siendo el proceder más deseable, da lugar a un espacio de soluciones no conexo, con la consiguiente dificultad que ello añade para la consecución de la solución óptima.

En la segunda parte del capítulo se ha presentado una panorámica general del funcionamiento y la posible utilidad de las válvulas reductoras de presión como elemento auxiliar en las redes de distribución. En esta parte se han abordado por un lado cuestiones prácticas referentes a la operación y selección de VRPs para el proyecto de una red, y por otro, se ha presentado una caracterización del funcionamiento estático de una VRP y su tratamiento en el análisis de redes ramificadas y malladas.

El interés fundamental de la VRP no reside solamente en su capacidad de intervenir en las condiciones de operación de una red de distribución: la VRP es un elemento susceptible de participar en el diseño inicial de la red, a diferencia de otro tipo de válvulas, debido a que posibilita la utilización de tuberías de menor timbraje y en

consecuencia más económicas, lo que representa un potencial ahorro en el coste de inversión. La repercusión económica de las válvulas reductoras de presión en el dimensionado de redes ramificadas será el objetivo del siguiente capítulo.

6.8.- BIBLIOGRAFÍA

- [1] Arocha, S. (1980), Abastecimientos de agua: Teoría y diseño, Ed. Vega, Caracas (Venezuela).
- [2] Berthome, P., Bourguine, P., Ezerzer, M. y Penadille, Y. (1987) "*Contribution a l'Optimisation Economique des Reseaux Arborescents de Transport de l'Eau. Dimensionnement d'un Organe Hydraulique*", La Houille Blanche, N° 3, pp. 205-214.
- [3] Canales-Ruiz, R. (1980), "Optimal Design of Gravity Flow Water Conduits", Journal of the Hydraulics Division (ASCE), Vol. 106, HY9 Septiembre, pp. 1489-1502.
- [4] Chandrasekar, M. (1980), "*Extended Set of Components in Pipe Networks*", Journal of the Hydraulics Division (ASCE), Vol. 106, HY1 Enero, pp. 133-149.
- [5] Gessler, J. (1988), "*Analysis of Pipe Networks*", del libro Closed-Conduit Flow, pp. 61-99, Ed. M.H. Chaudhry y V. Yevjevich, Water Resources Publications, Littleton CO (EEUU).
- [6] Ionel, I.I. (1986), "*Automated Control of Pumping Systems by Hydraulic Control Valves*" cap. del libro Pumps and Pumping del mismo autor, Ed. Elsevier, New York (EEUU).
- [7] Jeppson, R.W. y Davis, A.L. (1976), "*Pressure Reducing Valves in Pipe Network Analysis*", Journal of the Hydraulics Division (ASCE), Vol. 102, HY7 Julio, pp. 987-1001.

- [8] Jeppson, R.W. y Davis, A.L. (1977), Closure to "*Pressure Reducing Valves in Pipe Network Analysis*", Journal of the Hydraulics Division (ASCE), Vol. 103, HY11 Noviembre, p. 1362.
- [9] Koelle, E. (1992), "*Transient Behaviour of Control Valves in Hydraulic Networks*", del libro Hydraulic Transients with Water Column Separation, Ed. E. Cabrera y M. Fanelli, U.D. Mecánica de Fluidos, Universidad Politécnica de Valencia.
- [10] Mateos, M. (1990), Válvulas para abastecimientos de agua, Ed. Bellisco, Madrid.
- [11] Moore, R.L. (1976), "*Flow Characteristics of Valves*", Cap. 5 del libro ISA Handbook of Control Valves, (2ª ed.), Ed. Instrument Society of America, Pittsburgh (EEUU).
- [12] Panu, U.S. y Keenan, B. (1989), "*Technical Considerations in Numerical Modeling of Pressure Reducing Valves in Water Distribution Systems*", Proc. of the 1989 National Conference on Hydraulic Engineering, pp. 754-761, Ed. ASCE, New York (EEUU).
- [13] Pürschel, W. (1978), El Transporte y la Distribución del Agua, Ed. Urmo S.A., Bilbao.
- [14] Salgado, R., Todini, E. y O'Connell, P.E. (1988), "*Extending the Gradient Method to include Pressure Regulating Valves in Pipe Networks*", Proc. International Symposium on Computer Modelling of Water Distribution Systems, pp. 157-180, Water Resources Research Institute, University of Kentucky, (EEUU).
- [15] Simon, A.L. (1981), Practical Hydraulics, 2ª ed., Ed. John Wiley & Sons, New York (EEUU).
- [16] Tullis, J.P. (1989), Hydraulics of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients, Ed. John Wiley & Sons, New York (EEUU).