

ASPECTOS PRÁCTICOS SOBRE LAS LLAVES HIDRÁULICAS REGULADORAS DE PRESIÓN

Sánchez Calvo R.^{1(p)}, L. Juana Sirgado¹, F. Laguna Peñuelas², L. Rodríguez Sinobas¹, A. Losada Villasante¹

Resumen

Las llaves³ hidráulicas automáticas se usan en las redes de distribución a presión como elementos de control automático y maniobra. Una de sus funciones automáticas más frecuentes en redes de riego es la regulación de presión. En trabajos previos, pueden encontrarse diversas formas de modelar el funcionamiento ideal de las que tienen función de regulación de presión, para ser introducidas en el estudio de cuestiones hidráulicas relacionadas con las redes. Sin embargo, no se ha estudiado la regulación real de la presión, ni analizado la influencia de los diversos elementos anejos a la llave sobre la dicha regulación. Por esta razón, y porque la regulación de la presión está relacionada con los resultados de riego, en este trabajo se predice su funcionamiento real en régimen permanente, con base en el análisis y modelación matemática de los fenómenos físicos que se producen en los diferentes elementos que componen dichas llaves. Mediante la experimentación en laboratorio se han calibrado los parámetros del modelo presentado, así como contrastado la predicción del funcionamiento real mencionado. Estos parámetros pueden ser adoptados para caracterizar dichas llaves en su información técnica.

Mediante el modelo se analiza la influencia que tiene sobre el funcionamiento de dichas llaves el ajuste físico de algunos de los diferentes elementos que las componen. También, para propósitos de proyecto, se estudia el punto de funcionamiento para el que una llave hidráulica dotada de piloto regulador de presión presenta la abertura máxima y, además, proporciona la presión de trabajo de la unidad de riego. Para que una llave automática reguladora de presión instalada en campo proporcione el funcionamiento mencionado, se propone un procedimiento, basado en la medida de presiones in situ, para ajustar el tornillo compresor del muelle del piloto regulador de presión de la llave. El procedimiento propuesto puede aplicarse incluso si se desconocen las características técnicas de la llave y del piloto.

Abstract

Hydraulically operated valves are installed in pressurised distribution networks for carrying automatic control and opening and shutting operations. Pressure regulation is one of the most frequent functions in irrigation networks. Several ideal models for pressure regulating valves can be found in the literature, with application on network operation analysis. Nonetheless, neither real automatic valve operation has been yet studied nor the influence of the additional valve elements over the regulation has been analysed. This and the fact that irrigation results are conditioned by pressure regulation are the reasons because, in this work, steady real operation is predicted based on the analysis of the physical phenomena over the different components of these valves. So this work tries to fill these knowledge gaps taking also into consideration that pressure regulation has a clear effect on irrigation performance. The real steady state performance of such as valves is predicted through the analysis and mathematical modelling of the physical processes governing the operation of the different components of the valve. The parameters of the model have been calibrated experimentally, and the results of the model have been contrasted. The parameters of the proposed model can be used for characterising these valves in the technical information.

¹ Profesores de Ingeniería Hidráulica y Riegos. E.T.S.I. Agrónomos. Grupo de Investigación Hidráulica del Riego de la Universidad Politécnica de Madrid. Ciudad Universitaria, 28040 Madrid.

² Profesor de Ingeniería Hidráulica. E.T.S.I. Caminos Canales y Puertos. Grupo de Investigación Hidráulica del Riego de la Universidad Politécnica de Madrid. Ciudad Universitaria, 28040 Madrid.

³ Frecuentemente denominadas válvulas.

The influence of the adjustments of the different components assembled on the hydraulic valve over the pressure regulation is analysed with the calibrated model. This is also used for design purposes to assess the adjustment point of the pilot spring resulting in minimum head losses. A procedure based on *in situ* pressure measurements is proposed to adjust the pilot spring compression, that can be applied even if the technical characteristics of the targeted pressure regulating valve are unknown.

1. Introducción y Objetivos

La variación de las condiciones de servicio en una red de riego conlleva que la presión cambie y, por lo tanto, que ésta funcione en condiciones distintas a las de proyecto. Como consecuencia, los resultados del riego diferirán de los previstos. Con la intención de atenuar los efectos de posibles variaciones de presión en cabeza de la unidad de riego, que van asociadas al funcionamiento de la red de distribución que la alimenta, se instalan dispositivos de funcionamiento automático, como son los reguladores de presión de acción directa y las llaves hidráulicas reguladoras de presión. Estas últimas, además de permitir realizar la apertura y cierre, cumplen con la misión especificada.

En el caso del funcionamiento de las llaves hidráulicas automáticas, se han simulado redes de distribución con elementos de regulación automática cuyo funcionamiento en régimen permanente ha sido incluido mediante modelos que tienen un carácter más conceptual que real (Jeppson y Davies, 1976; Chandrasekar, 1980; Collins, 1981; Berghout y Kuczera, 1997). Por otro lado, Presscott y Ulanicki (2003) han simulado, en régimen variable, una llave reguladora de presión con modelos matemáticos, basados en los fenómenos físicos que se producen en cada uno de los diferentes elementos de dicha llave. Es sintomático que no se haya encontrado en las referencias el análisis y contraste experimental de los mismos en situaciones de régimen permanente, caso particular del régimen variable. En el caso de los reguladores de presión de acción directa, no se ha encontrado contraste experimental de los modelos analíticos de los mismos, si bien éstos han sido estudiados empíricamente (Bernuth y Baird, 1990).

Con la modelación de cada uno de los elementos que componen las llaves hidráulicas automáticas mediante principios físicos, se predice con generalidad el funcionamiento real de dichas llaves en sistemas de riego (Sánchez, 2006). Además, los parámetros de estos modelos, o la información que a partir de ellos se deriva, podrán ser usados como información técnica de las llaves y los pilotos que permiten automatizarlas. Puesto que estos últimos trabajan de manera conjunta con la llave hidráulica, se justifica el estudio de su funcionamiento, elección y ajuste, así como el de parámetros que permitan establecer comparaciones sobre el funcionamiento producido.

Un ajuste imperfecto de los elementos de una llave automática, a la que se ha prestado atención durante la fase proyecto, y después instalada en campo, derivará, casi con toda seguridad, en un funcionamiento imprevisto, lo que justifica que en este trabajo se le preste la atención que le corresponde.

2. Materiales y métodos

2.1. Banco de ensayo de llaves

En la figura 1 se muestra un esquema del Banco de ensayo de llaves hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica de la E.T.S.I.A de la U.P.M. Dicha instalación consiste en un circuito cerrado, con tuberías de acero galvanizado, en el que el agua es impulsada por una bomba centrífuga que dispone de variador de frecuencia que permite modificar el régimen de giro de la bomba. En esta instalación se pueden realizar ensayos como los propuestos en ASAE (1999) e ISO (1993).

El banco de ensayo consta de dos tramos de tubería en paralelo, de diámetros nominales 50 y 80 mm, en cada uno de los cuales se dispone de caudalímetros independientes y transductores de presión. Las llaves situadas en los extremos de los tramos de tubería mencionados permiten

modificar las condiciones de límite, aguas arriba y aguas abajo de las llaves hidráulicas a ensayar. Los tramos de cabecera y desagüe de la instalación tienen un diámetro nominal de 80 mm. La presión aguas arriba de ambos tramos se puede controlar bien con la tubería de retorno de 50 mm de diámetro, bien con el variador de frecuencia, bien con ambos procedimientos. El control de la presión de aguas abajo se completa con la llave situada antes del tramo de tubería de desagüe. La descarga final a la cámara de aspiración, ya en lámina libre, se produce a través de un vertedero de pared delgada, que permite el aforo.

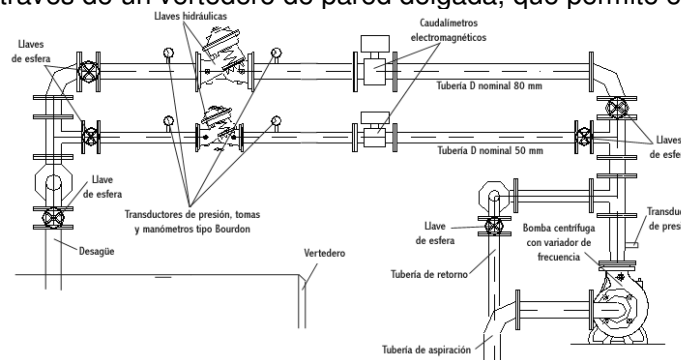


Figura 1. Esquema del banco de ensayo de llaves hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica de la E.T.S.I.A.

Dicho banco se completa con una tarjeta de adquisición de datos, para ordenador, de 12 bit de resolución, con la que se registran los datos en formato digital mediante un programa informático propio.

Para contrastar los resultados del modelo, de aplicación a las llaves hidráulicas en general, se ha ensayado una llave hidráulica con piloto regulador de presión de dos vías, en particular, una llave Bermad serie 700 de 3". Se han medido: las presiones aguas arriba p_1 , aguas abajo p_2 y en la cámara superior p_3 ; el caudal Q ; y la posición x_L del elemento de cierre de la llave hidráulica. Esta última se ha medido con un transductor de posición.

2.2. Modelación del funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión en un sistema de riego

En la figura 2(a) se ha representado un esquema con una llave hidráulica de cámara simple dotada de piloto regulador de presión. El mecanismo de cierre de la llave está compuesto por el conjunto opérculo-vástago-pistón y un resorte que contribuye a su cierre. El piloto representado es un piloto de dos vías, cuyo mecanismo de cierre puede verse en el esquema de la figura 2(b).

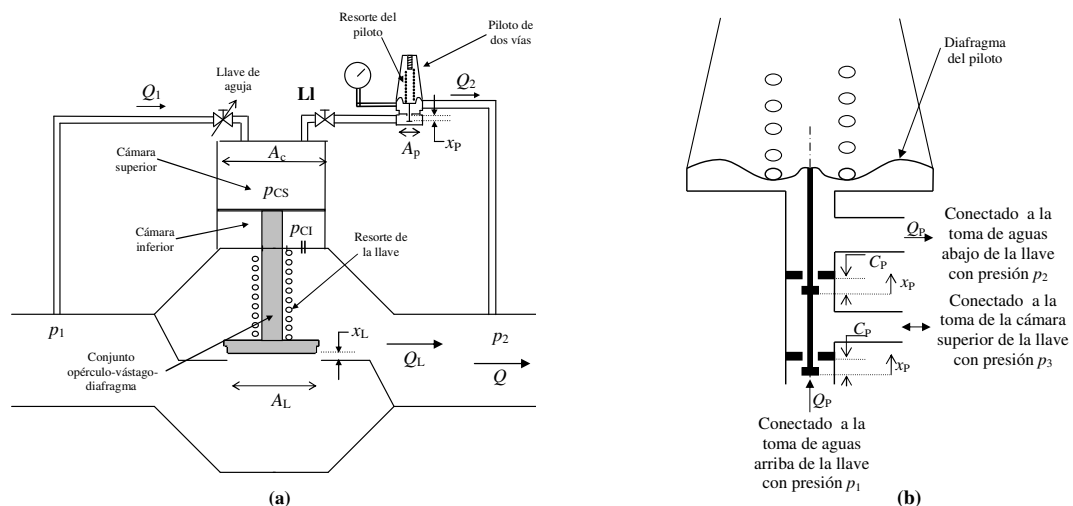


Figura 2. Esquemas (a) de llave hidráulica con piloto regulador de presión de dos vías, (b) Piloto.

La predicción del funcionamiento en régimen permanente de una llave hidráulica con piloto regulador de presión puede realizarse con el modelo que se describe a continuación. En este

caso, los principios físicos que rigen dicho funcionamiento son, por un lado, los equilibrios dinámicos del elemento de cierre de la llave y del piloto regulador de presión, y por el otro, las pérdidas de carga tanto en la llave hidráulica como en el circuito de control a través del piloto.

En régimen permanente, si se desprecia la componente axial⁴ del propio peso del mecanismo de cierre, el equilibrio dinámico del elemento de cierre de una llave hidráulica puede expresarse con:

$$\gamma \cdot (h_1 \cdot A_{1L} + h_2 \cdot A_{2L} - h_3 \cdot A_{3L}) - k_L \cdot (x_{0L} + x_L) - F_{rL} = 0, \text{ para } 0 < x_L < C_L \quad (1)$$

donde aparecen tanto la componente axial de la resultante de los empujes, considerada con los coeficientes A_{1L} , A_{2L} y A_{3L} , que permiten cuantificar la influencia de las presiones p_1 , p_2 y p_3 sobre dicho empuje, como la fuerza recuperadora del resorte, con x_L como desplazamiento del opérculo, que tiene valores comprendidos entre cero y la carrera del mismo, C_L . El propio montaje del resorte en la llave impone una compresión inicial x_{0L} sobre el mismo. F_{rL} es la fuerza de rozamiento sobre el elemento de cierre.

La operación de calibración del modelo se simplifica si se realiza la agrupación de parámetros. Si, además, no se tiene en cuenta el rozamiento, la ecuación (1) queda:

$$h_1 + h_2 \cdot \pi_{L2} - h_3 \cdot \pi_{L3} = \pi_{L1} \cdot x_L + \pi_{L1} \cdot x_{0L}, \text{ para } 0 < x_L < C_L \quad (2)$$

siendo: $\pi_{L1} = \frac{k_L}{\gamma \cdot A_{1L}}$, $\pi_{L2} = \frac{A_{2L}}{A_{1L}}$, $\pi_{L3} = \frac{A_{3L}}{A_{1L}}$

En el equilibrio dinámico del elemento de cierre de un piloto como el de la figura 2b intervienen las presiones p_2 y p_3 . Dicho equilibrio puede expresarse de manera análoga a como se ha hecho para el elemento de cierre de la llave.

$$\gamma \cdot (h_2 \cdot A_{2P} + h_1 \cdot A_{1P}) - k_P \cdot (x_{0P} + x_P) - F_{rP} = 0, \text{ para } 0 < x_P < C_P \quad (3)$$

Omitiendo la influencia de la posible fuerza de rozamiento, a partir de (3) pueden obtenerse las relaciones que deben cumplir h_1 y h_2 para que, en el primero de los casos, el opérculo comience a desplazarse (h_{20} cuando $x_P = 0$) y, en el segundo, dicho opérculo llegue al final de su carrera (h_{2F} cuando $x_P = C_P$). De esta forma se obtiene:

$$h_{20} = \frac{k_P}{\gamma \cdot A_{2P}} \cdot x_{0P} - h_1 \cdot \frac{A_{1P}}{A_{2P}} = \pi_{P1} \cdot x_{0P} - \pi_{P2} \cdot h_1 \quad (4)$$

siendo: $\pi_{P1} = \frac{k_P}{\gamma \cdot A_{2P}}$, $\pi_{P2} = \frac{A_{1P}}{A_{2P}}$

y

$$h_{2F} = h_{20} + \frac{k_P \cdot C_P}{\gamma \cdot A_{2P}} = h_{20} + \pi_{P1} \cdot C_P \quad (5)$$

A partir de (4) puede observarse cómo si A_{1P} es despreciable en relación con A_{2P} , tanto h_{20} como h_{2F} son independientes de h_1 .

El parámetro π_{P2} no debe emplearse para obtener conclusiones acerca de la forma geométrica del opérculo del piloto.

⁴ Las llaves, como norma general, no tienen porqué instalarse horizontalmente. Por otro lado, no todas las llaves tienen el eje del vástago normal al eje de la tubería (p. e. llaves en “Y”).

La altura de presión aguas abajo, en caso de que el piloto esté regulando, también puede expresarse en función de h_{20} , puesto que A_{2P} y A_{1P} tienen significado de superficies equivalentes de empuje.

$$h_2 = h_{20} + \frac{k_P \cdot x_P}{\gamma \cdot A_{2P}} = h_{20} + \pi_{P1} \cdot x_P = \pi_{P1} \cdot x_{0P} - \pi_{P2} \cdot h_1 + \pi_{P1} \cdot x_P, \text{ para } 0 < x_P < C_P \quad (6)$$

En lo que a las pérdidas de carga se refiere, hay que considerar, por un lado, la llave y, por el otro, el piloto insertado en el circuito de control. El grado de abertura $GA_L = x_L/C_L$ de la llave y $GA_P = C_P/(C_P - x_P)$ del piloto determinan los respectivos coeficientes de pérdida de carga localizada, pudiendo considerarse éstos con la expresión:

$$h_f = K \cdot \frac{U_n^2}{2g} = \left[K_0 + K_1 \left(\left(\frac{1}{GA} \right) - \frac{1}{\sqrt{K_1}} \right)^2 \right] \cdot \frac{U_n^2}{2g} \quad (7)$$

La ecuación (7) considera que las pérdidas de carga se producen en la expansión brusca desde la sección de paso que determina el opérculo hasta la nominal.

En la consideración de las pérdidas de carga en el circuito de control, en el que el piloto está insertado, hay que distinguir entre dos tramos, uno entre la toma de aguas arriba de la llave y la cámara superior, que da lugar a h_{f13} , y otro entre la cámara superior y la toma de aguas abajo de la llave, que se corresponde con h_{f32} . Para ambas pérdidas puede usarse la expresión (7).

La diferencia de alturas de presión $h_1 - h_2$ por el circuito de control queda determinada por el gasto Q_P que circula a través del mismo y que, en régimen permanente, debe ser igual a la pérdida de carga ($h_1 - h_2$) a través de la llave, por la que circula un gasto Q_L .

Los parámetros necesarios para modelar el funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión mediante las ecuaciones enunciadas son:

- K_{0L} y K_{1L} : permiten ajustar el coeficiente de pérdida de carga K_L según (7), el cual está referido a la sección nominal ω_{hL} de la llave en cuestión.
- K_{0P13} y K_{1P13} : permiten ajustar el coeficiente de pérdida de carga K_{P13} según (7), el cual puede referirse a la sección nominal ω_{hP} de los tubos de conexión del circuito de control, entre aguas arriba y la cámara superior de la llave. Para el caso de la conexión entre la cámara superior y aguas abajo han de incluirse los parámetros K_{0P32} y K_{1P32} , que permiten ajustar el coeficiente de pérdida de carga K_{P32} también según (7).
- A_{1L} , A_{2L} y A_{3L} : son las superficies equivalentes de empuje sobre los elementos de la llave de las respectivas presiones.
- A_{2P} y A_{1P} : son las superficies equivalentes de empuje para el piloto.
- x_{0L} y C_L : son, el primero, la compresión inicial del resorte, comunicada mediante el cuerpo de la propia llave, y el segundo, la carrera del elemento de cierre de la llave. k_L es la constante recuperadora del resorte de la llave.
- x_{0P} y C_P : son, el primero, la compresión inicial del muelle del piloto, comunicada mediante el tornillo de ajuste y la carcasa del propio piloto, y el segundo, la carrera del opérculo. k_P es la constante recuperadora del resorte del piloto.
- Por último, el fluido se caracteriza mediante el peso específico γ .

Una de estas llaves proporcionará una respuesta frente a unas condiciones de límite. Las condiciones de límite son relaciones del tipo $h_1(Q)$ y $h_2(Q)$, donde Q ha de ser la suma de Q_P y Q_L . Así, la ecuación de ajuste de la curva característica de una bomba, que puede usarse para aguas arriba, es:

$$h_1 = a_0 \cdot N^2 + a_1 \cdot N \cdot Q + a_2 \cdot Q^2 \quad (8)$$

y la de una descarga a la atmósfera, para aguas abajo, es:

$$Q = C_D \sqrt{h_2 - \Delta z} \quad (9)$$

La resolución de las ecuaciones anteriores proporciona el punto de funcionamiento en régimen permanente. El resultado del modelo, para un determinado valor de x_{0P} fijado en el tornillo selector de presión, consiste en el punto de funcionamiento $(h_1, h_2, h_3, Q_L, x_L, Q_P, x_P, Q)$.

Los parámetros π_{L1} , π_{L2} , π_{L3} y $\pi_{L1} \cdot x_{0L}$ de la expresión (2) se han obtenido mediante regresión lineal múltiple. El resto de los parámetros del modelo se ha obtenido haciendo mínima la diferencia entre las variables medidas y simuladas. Por este motivo principalmente, la resolución del modelo se ha basado en el Método de bisección de Bolzano, que garantiza la convergencia (Mathews y Fink, 2000).

3. Resultados y discusión

3.1. Predicción del funcionamiento

En la figura 3 se muestra la predicción proporcionada por el modelo para el caso de mantener la condición de límite de aguas abajo fija y modificar la de aguas arriba. Este es el caso de una llave hidráulica con piloto regulador de presión antepuesta a una unidad de riego a presión, caso habitual en las bocas de riego.

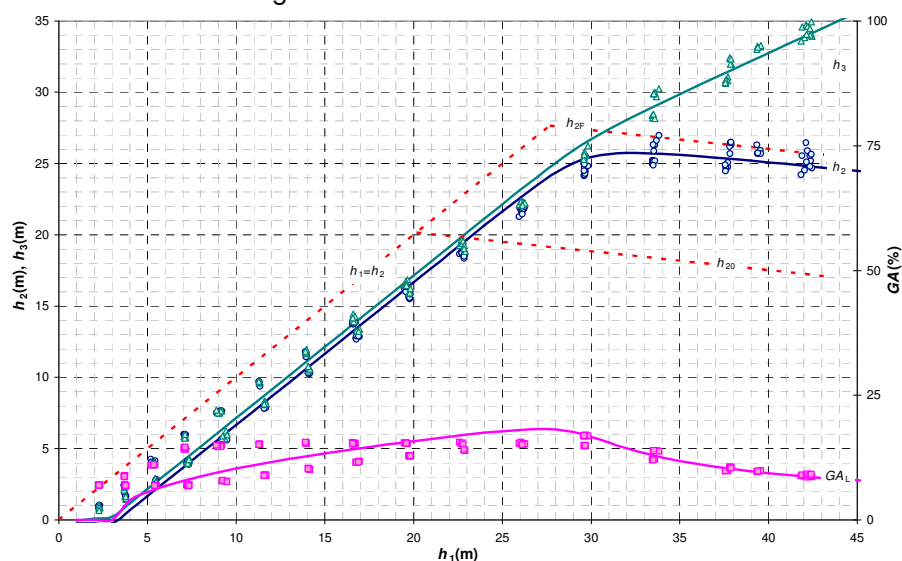


Figura 3. Observaciones experimentales (representadas con puntos) de altura de presión aguas abajo h_2 , ídem en la cámara superior h_3 y grado de apertura de la llave GA_L , junto con los resultados del modelo (en línea de trazo continuo). En ambas representaciones, la condición límite de aguas abajo se ha mantenido fija.

3.2. Selección de la compresión del resorte del piloto. Procedimiento para ajuste en campo

En el proyecto de unidades de riego a presión, el valor deseado de presión en cabeza de dicha unidad h_{2p} suele ser una variable de proyecto. Esta altura de presión h_{2p} implica un caudal Q_p que se relaciona con una ecuación de desagüe similar a (9).

Con el modelo expuesto, se ha estudiado el problema de selección de x_{0P} para una llave antepuesta a una unidad de riego a presión. En las figuras 4a, 4b y 4c se muestran las simulaciones correspondientes a diferentes valores de x_{0P} . Puede observarse que las curvas $h_2(h_1)$ correspondientes son diferentes sólo en su parte superior, precisamente donde el piloto actúa. La altura de presión h_{1p} necesaria aguas arriba para obtener $h_{2p} = 30$ m sería de 33,5 m en los casos representados en las figuras 4a y 4b, y de 35 m en el de la figura 4c. Aguas arriba de la boca de riego será necesario disponer de más energía en el caso de la tercera de las figuras que en los de las dos primeras.

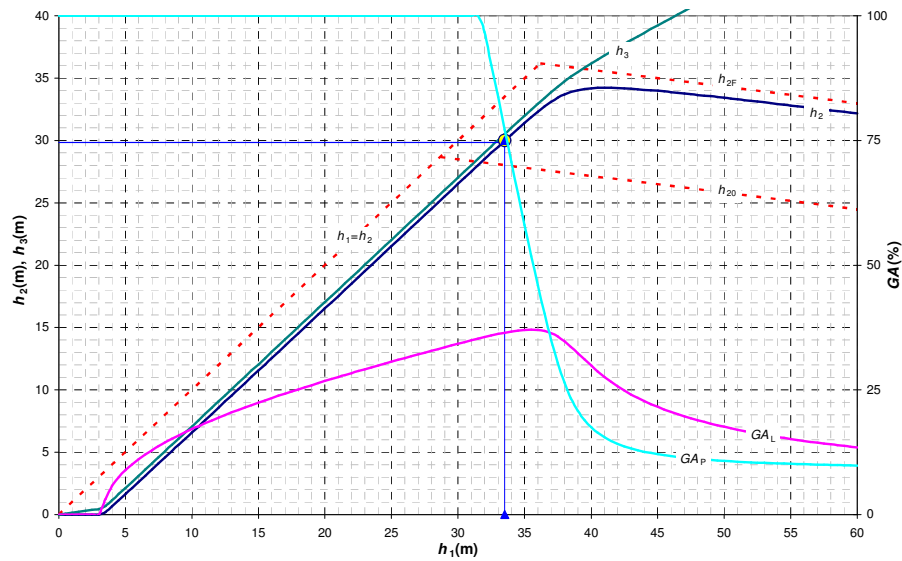


Figura 4a. Simulación de funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión con x_{0P} mayor que los correspondientes a las figuras 4b y 4c.

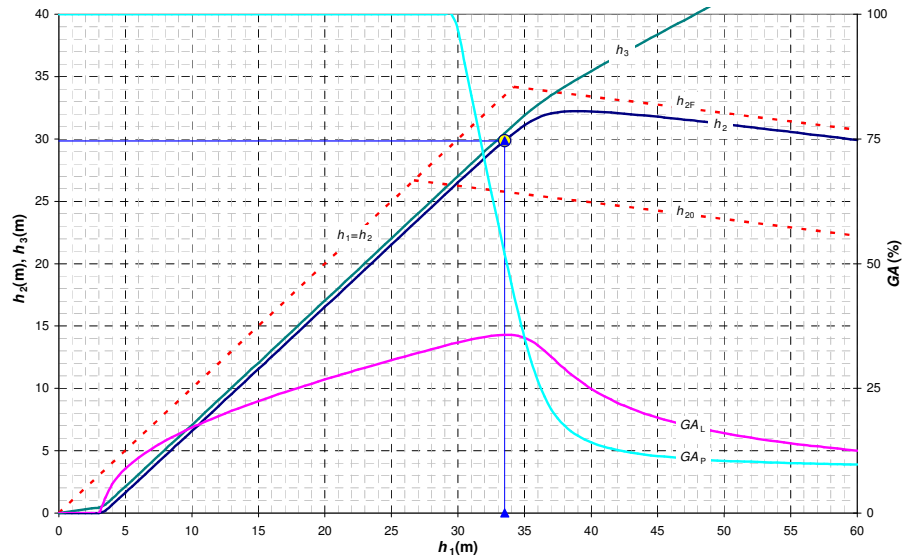


Figura 4b. Simulación de funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión con x_{0P} menor que el correspondiente a la figura 4a y mayor que el de la 4c.

A pesar que los casos correspondientes a las dos primeras figuras necesitan la misma energía aguas arriba de la llave, en lo que a regulación de la presión se refiere, hay diferencias considerables. Puede decirse que la regulación para $h_{2p} = 30$ m conseguida en la figura 4b es preferible a la de la 4a. Así, en caso de tener una $h_1 = 40$ m, la altura de presión en cabeza de la unidad de riego h_2 sería aproximadamente de 32 m en el primero de los casos mencionados, y de 34 m en el segundo.

El que en el caso mostrado en la figura 4c se requiera mayor h_1 que en el de la 4b para conseguir $h_{2p} = 30$ m es un aspecto negativo, por su implicación en la mayor dotación de presión que exigiría la boca de riego en cuestión. En lo que a calidad de regulación se refiere, puede decirse que, en principio, la curva $h_2(h_1)$ representada en la figura 4b es preferible a la de la 4c. En la figura 4b, un valor de $h_1 = 40$ m implica, de forma aproximada, un valor de $h_2 = 32$ m, mientras que en la figura 4c sería de 30 m, justo la presión deseada. No obstante, si el valor de h_1 se viese incrementado hasta alcanzar el valor de 60 m, la observación de los valores correspondientes de h_2 permite afirmar que la preferencia, en lo que a calidad de regulación se refiere, se invierte. No obstante, la decisión de si es preferible una u otra

regulación depende de los posibles valores de h_1 , así como de la probabilidad de que éstos se produzcan, lo que está relacionado con el funcionamiento de la red.

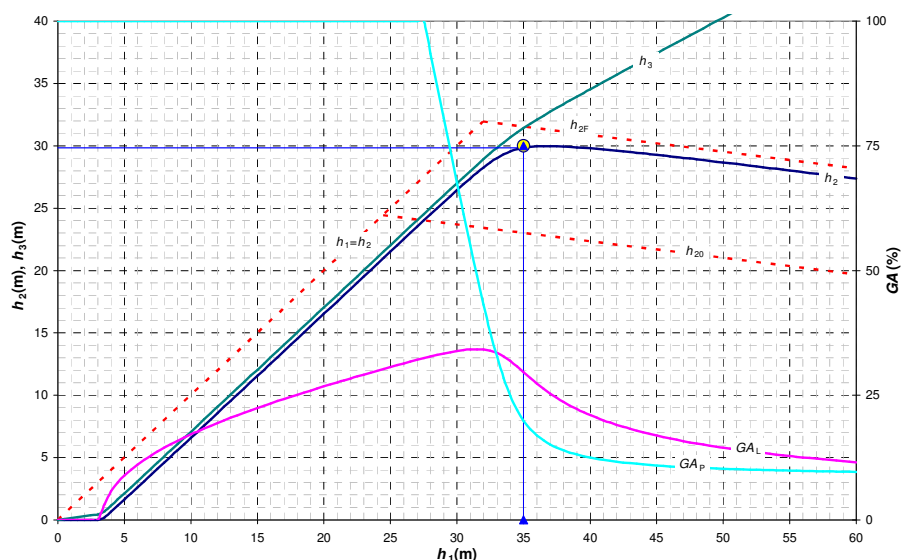


Figura 4c. Simulación de funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión con x_{0P} menor que los correspondientes a las figuras 4a y 4b.

En los ejemplos expuestos anteriormente, el valor de x_{0P} correspondiente a la figura 4b ha sido elegido de forma que $GA_L(h_1)$ presenta el máximo con el valor de h_1 para el que h_2 coincide con el valor de h_{2p} . Elegir para x_{0P} valores mayores (mayor compresión del resorte) que este máximo no tiene sentido, puesto que la regulación correspondiente es peor y las necesidades energéticas son prácticamente las mismas. Por el contrario, la elección de valores menores puede tener sentido, puesto que, a pesar de incrementarse las necesidades energéticas en la boca de riego, la regulación es preferible. Hay que tener presente que existirá un valor de x_{0P} , que carecerá de sentido práctico, por debajo del cual h_2 será siempre menor que el valor h_{2p} . De acuerdo con esto último, parece lógico elegir un valor de x_{0P} que consiga el valor de GA_L máximo cuando h_2 sea igual a h_{2p} .

Por otro lado, el tornillo selector de la compresión del muelle no es el único elemento sobre el que se puede actuar. El circuito de control está formado, además del piloto, por elementos de conducción. Por lo tanto, conviene analizar cómo influyen estos elementos en lo que se refiere a regulación y punto de funcionamiento para proyecto.

En la figura 5, se muestran las simulaciones en las que se analiza K_{32P0} , parámetro que determina las pérdidas de carga independientes de la posición del opérculo del piloto, situado en el circuito de control entre la cámara superior y aguas abajo de la llave. El valor de x_{0P} ha sido seleccionado con el criterio anteriormente expuesto. También se muestra la representación de la diferencia $h_3 - h_2(h_1)$, la cual servirá para tratar más adelante el asunto del ajuste en campo del tornillo compresor del muelle del piloto.

La disminución del coeficiente de pérdida de carga K_{32P0} trae consigo un desplazamiento hacia la izquierda de la curva $h_2(h_1)$, entre otras. Esto conlleva que el valor de h_{1p} , asociado a la altura de presión de proyecto h_{2p} de la unidad de riego, disminuye al hacerlo el coeficiente en cuestión. De esta forma, desde el punto de vista del ahorro económico, si es que esa boca de riego condiciona los diámetros de la red o la altura de elevación en la cabeza de ésta, es interesante disminuir todo lo posible la pérdida de carga en el tramo del circuito de control situado entre el piloto regulador de presión y la sección de aguas abajo de la llave.

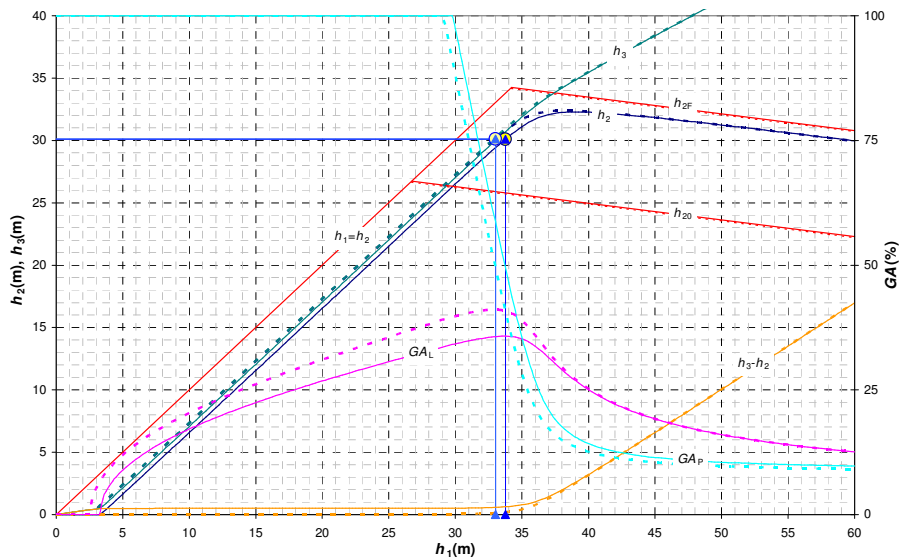


Figura 5. Simulaciones del funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión con diferente valor del coeficiente K_{32P0} , menor en el caso de la representación en trazo discontinuo que en el de trazo continuo.

Por otro lado, y con un análisis análogo al anterior, se observa que el aumento del coeficiente K_{13P0} trae consigo, por un lado, el desplazamiento de la curva $h_2(h_1)$ hacia la izquierda y, por el otro, el achatamiento de su rama superior, lo que puede verse en las simulaciones representadas en la figura 6. El desplazamiento hacia al izquierda conlleva mejoras, al menos en lo que a energía se refiere, y el achatamiento también tiene aspectos positivos, aunque ahora sobre la calidad de la regulación. No obstante, conviene tener en cuenta que el intervalo de h_1 para el que h_2 es mayor que h_{2p} ahora se reduce.

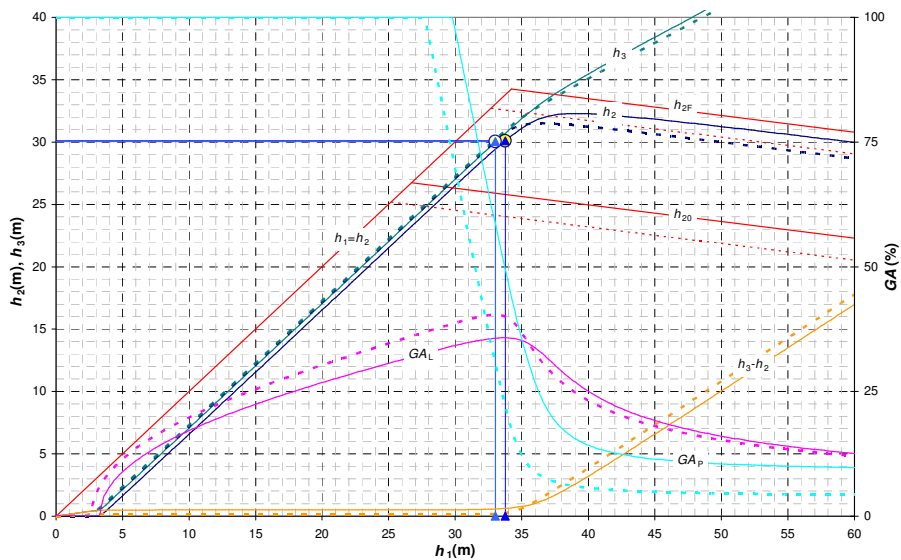


Figura 6. Simulaciones del funcionamiento de una llave hidráulica reguladora de presión con diferente valor del coeficiente K_{13P0} , mayor en el caso de la representación en trazo discontinuo que en el de trazo continuo.

Por este motivo, es lógico instalar una llave de aguja, u otro tipo de restricción, en el circuito de control, concretamente entre la toma de aguas arriba y el piloto, tal y como hacen muchos fabricantes de este tipo de elementos.

En las figuras 5 y 6 se han representado las curvas $h_3-h_2(h_1)$ y, en cada caso, puede observarse que existe una zona de transición, en la que se pasa de un tramo aproximadamente rectilíneo horizontal a otro también aproximadamente rectilíneo aunque con pendiente apreciable. Dicha zona de transición está próxima al punto h_{1p} de proyecto y, además, con la

ventaja de que el cambio que se produce en dicha curva es relativamente brusco, lo que puede detectarse en campo. Luego esta zona de transición, relativamente brusca, puede aceptarse como aproximación al punto de funcionamiento en condiciones de proyecto propuesto, con objeto de ser detectada usando manómetros. Además, esta zona de transición se repite independientemente de los valores de los parámetros K_{13P0} y K_{32P0} .

En la figura 7, se muestran los elementos necesarios para llevar a cabo el procedimiento que se propone en este trabajo, y que se explica a continuación, de ajuste del tornillo compresor del muelle del piloto de una llave reguladora de presión antepuesta a una unidad de riego. El material necesario para llevarlo a cabo se compone de: dos manómetros M_1 y M_2 , el primero de ellos diferencial; una llave de tres vías LI_4 , que es opcional; una llave de accionamiento manual LI_1 antepuesta a la llave automática; y, por último, los tubos y elementos de conexión oportunos. Es frecuente encontrar la llave LI_1 en las instalaciones de campo, puesto que permite realizar las operaciones de mantenimiento pertinentes en la unidad y en la llave hidráulica, así como la apertura y cierre en el hipotético caso de fallo de esta última.

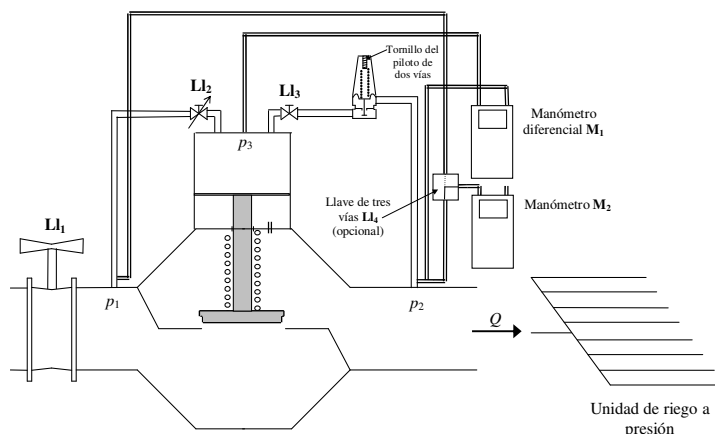


Figura 7. Esquema de elementos y montaje necesario para ajustar LLHPRP antepuesta a una unidad de riego a presión.

A continuación, se explica el procedimiento para ajustar el tornillo del piloto en campo. En la primera columna de la tabla 1 se muestra una interpretación gráfica de lo que se observa en los manómetros M_1 y M_2 . Los círculos indican el punto de funcionamiento observado, las líneas de trazos representan las curvas de funcionamiento a las que pertenece dicho punto y, por último, las líneas continuas se corresponden con las curvas de funcionamiento deseadas. A estas últimas pertenecen los puntos representados con triángulos, que son los puntos de proyecto.

El procedimiento es válido para cada posición tanto de la llave de aguja LI_2 , como de la llave LI_3 . La misión que cumple LI_2 , en régimen permanente, es la de mejorar los resultados de la regulación, como ya se ha visto en este mismo apartado. LI_3 es la encargada de ejecutar la operación de apertura y cierre de la llave hidráulica. Ya se ha analizado, también en este apartado y para régimen permanente, que es conveniente que esta llave se encuentre completamente abierta y que produzca la menor pérdida de carga posible. En el caso de emplear técnicas de telemando para realizar la operación de apertura y cierre, dicha llave suele ser una electrollave, por lo que, en condiciones normales de funcionamiento, nunca estará parcialmente abierta.

El procedimiento consiste en dirigir sucesivamente los puntos de funcionamiento observados, mediante manipulaciones de LI_1 y del tornillo del piloto, hacia converger al punto de funcionamiento de proyecto, dado por h_{1p} y h_{2p} . La última de estas variables adopta el valor fijado por el proyecto de la unidad de riego, mientras que la primera la determinará el funcionamiento de la llave. Es por ello que, salvo que se tenga un modelo calibrado para la llave reguladora de presión, h_{1p} es un valor desconocido. Sin embargo, se ha visto cómo, de forma aproximada, el punto de funcionamiento de proyecto se corresponde con la transición en el cambio de pendiente de la curva $h_3-h_2(h_1)$.

Interpretación gráfica	Se observa	Acción a realizar
	$h_2 < h_{2p}$ y $(h_3-h_2) \approx (h_3-h_2)_0$	Abrir LI ₁
	$h_2 < h_{2p}$ y $(h_3-h_2) > (h_3-h_2)_0$	Aumentar x_{0P} (comprimir el resorte)
	$h_2 > h_{2p}$ y $(h_3-h_2) \approx (h_3-h_2)_0$	Cerrar LI ₁
	$h_2 > h_{2p}$ y $(h_3-h_2) > (h_3-h_2)_0$	Disminuir x_{0P} (descomprimir el resorte)

Tabla 1. Interpretación gráfica de las acciones a realizar durante el procedimiento de ajuste del tornillo compresor del resorte del piloto de una llave hidráulica reguladora de presión.

Hay que tener presente que, una vez realizado el ajuste, la posterior manipulación de la llave de aguja **LI**₂ modificará la curva de funcionamiento. Por lo tanto, la manipulación de ésta habrá que hacerla previamente al ajuste del tornillo del piloto.

El procedimiento consiste en tomar las lecturas de h_2 y (h_3-h_2) y, mediante comparación con los valores de referencia h_{2p} y $(h_3-h_2)_0$, respectivamente, establecer las acciones a realizar sobre x_{0P} y **LI**₁. El subíndice ₀ aplicado a (h_3-h_2) hace referencia a la situación en la que el elemento de cierre del piloto no ha comenzado a cerrarse aún. En primer lugar, se ha de comprimir el muelle del piloto lo suficiente como para asegurar que éste se encuentre completamente abierto. Entonces se toma la lectura $(h_3-h_2)_0$ en el manómetro **M**₁. En caso de que una presión excesiva pueda dañar alguno de los elementos de la unidad de riego, previamente se habrá manipulado **LI**₁ hasta conseguir en **M**₂ una lectura suficientemente baja. Según los valores de h_2 y h_3-h_2 , tomados en **M**₂ y **M**₁, respectivamente, y la relación que se cumpla relativa a h_{2p} y $(h_3-h_2)_0$, se realizará alguna de las acciones recogidas en la tabla 1. La acción a realizar se dejará de aplicar cuando la condición que se observaba se invierta, en cuyo caso, ahora, la acción a realizar será otra distinta. Con objeto de detectar la inversión mencionada, las maniobras deberán realizarse de manera suficientemente suave como para que pueda apreciarse el momento en el que deja de cumplirse la misma. Una vez que pequeñas maniobras realizadas sobre x_{0P} produzcan un aumento significativo de h_3-h_2 , a la vez que se mantiene h_2 próxima a h_{2p} , el proceso de ajuste habrá terminado. Se dejará el tornillo compresor del resorte del piloto en la posición en la que se aprecie el comienzo de dicho aumento de h_3-h_2 .

En este mismo apartado se ha visto que interesa que K_{32P0} tenga el valor más pequeño posible. Como consecuencia de ello, es de prever que $(h_3-h_2)_0$ sea también relativamente pequeño, puesto que dicha diferencia es la pérdida de carga con el piloto completamente abierto. No ha sido posible cuantificar el cambio significativo en h_3-h_2 . No obstante, y con base en los resultados que proporciona el modelo, se sugieren valores orientativos para dicho incremento incluso del 100 %, cuando la lectura inicial de **M**₁ sea muy pequeña y, si esta lectura es mayor, es conveniente no llegar a tal valor, sino quedarse con un 10 o 20% de incremento.

El proceso propuesto es un proceso iterativo, en el que el realizar bruscamente una de las acciones propuestas puede obligar a tener que continuar el proceso desde un punto similar o incluso más alejado de la posición de partida. Por lo tanto, se recomienda realizar las acciones con la suficiente suavidad como para evitar esto último, así como emplear manómetros que sean capaces de detectar variaciones de presión con la rapidez y precisión necesarias.

Por último, una vez ajustada la posición del tornillo que determina x_{0P} , opcionalmente y a modo de comprobación, pueden obtenerse algunos puntos de la curva $h_2(h_1)$ mediante la manipulación de **LI**₁, junto con la alternancia de la posición de la llave **LI**₄ de tres vías, que permite tomar la lectura de h_2 o h_1 . La toma de estas lecturas podría contribuir a refinar el proceso o, en su defecto, a comprobar que el proceso de ajuste se ha realizado satisfactoriamente.

4. Conclusiones y recomendaciones

Se ha predicho el funcionamiento de una llave hidráulica con piloto regulador de presión en régimen permanente. Para ello se ha formulado su modelación mediante un sistema de ecuaciones en el que todas ellas están fundamentadas en principios físicos. El modelo permite analizar cómo influyen los elementos que componen la llave y realizar la caracterización de la misma y de sus elementos con los parámetros de dicho modelo, los cuáles son adimensionales. Mediante el modelo se estudia el intervalo de presión para el que el funcionamiento es adecuado, así como el punto de funcionamiento para condiciones de proyecto. Asimismo, dicho modelo permite analizar de manera específica casos particulares. Y, por último, se establece la manera de conseguir el ajuste de una llave reguladora de presión ya instalada en campo. Éste puede conseguirse, de manera aproximada, mediante la observación de la diferencia de presiones entre la cámara superior y aguas abajo de la llave. Con base en

esto último se propone un procedimiento de ajuste del tornillo compresor del resorte para llaves hidráulicas reguladoras de presión instaladas en campo en las que pueden no conocerse con precisión las características de sus elementos, ni las de la propia llave. Este procedimiento se basa, por un lado, en la medida de presiones y diferencia de presiones entre diferentes puntos del circuito de control de una de estas llaves y, por el otro, en la variación de las condiciones de presión aguas arriba de la llave. Esto último puede llevarse a cabo gracias a la llave de accionamiento manual que debe instalarse inmediatamente aguas arriba de toda llave hidráulica reguladora de presión para poder hacer las tareas de mantenimiento de esta última.

Con objeto de mejorar la calidad de la regulación, se recomienda interponer una llave de aguja o una restricción para producir pérdidas de carga entre aguas arriba y la cámara superior de la llave. Asimismo, conviene evitar, en la medida de lo posible y con la excepción de las que dependen de la posición del elemento de cierre del piloto, las pérdidas de carga entre la cámara superior y la sección de aguas abajo. También, es conveniente instalar, con carácter permanente, un manómetro aguas arriba de la llave automática y otro aguas abajo con los que se pueda comprobar el correcto funcionamiento de la misma.

5. Agradecimientos

Los desarrollos experimentales en particular, y los teóricos en general, han sido en gran medida favorecidos gracias a los fondos asignados por la *Comisión Interministerial de Ciencia y Tecnología (CICYT)* a los proyectos de investigación, en los que los autores han participado y participan como miembros investigadores. El primero lleva por título *Análisis y predicción de resultados en la práctica de los riegos* (AGL00-1366), y el segundo *Caracterización hidráulica y simulación de sistemas de distribución de riego a presión* (AGL2004-01689).

6. Referencias

- ASAE, 1999. *Procedure for testing and reporting pressure losses in irrigation valves*. Norma ASAE S447 DEC98. ASAE standards.
- BERGHOUT, B.L., KUCZERA G.,1997. *Network linear programming as pipe network hydraulic analysis tool*. Journal of Hydraulic Engineering,ASCE. Vol. 123, no. 6, pp. 549-559.
- BERNUTH, R. D. von, BAIRD, D.,1990. *Characterizing pressure regulator performance*. Transactions of the ASAE. Vol. 33, no. 1, pp. 145-150.
- CHANDRASHEKAR, M.,1980. *Extended set of components in pipe networks*. Journal of Hydraulics Division, ASCE. Vol. 106, no. 1, pp. 133-149.
- COLLINS, M.A.,1981. *Discussion of Extended set of components in pipe networks*. Journal of Hydraulics Division, ASCE. Vol. 107, no. 1, pp. 149-152.
- ISO, 1993. *Agricultural irrigation equipment – Direct-acting pressure-regulating valves*. ISO 10522:1993(E).
- JEPPSON, R.W., DAVIS, A.L.,1976. *Pressure reducing valves in pipe network analyses*. Journal of Hydraulics Division, ASCE. Vol. 102, no. 7, pp. 987-1001.
- MATHEWS, J.H., FINK, K.D.,2000. Métodos numéricos con Matlab. 3ª edición. Ed. Prentice-Hall, Madrid.
- PRESCOTT, S. L., ULANICKI, B.,2003. *Dynamic modeling of pressure reducing valves*. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE. Vol. 129, No. 10, pp. 804-812.
- SÁNCHEZ, R., 2006. Caracterización de llaves hidráulicas automáticas y modelación de su funcionamiento en sistemas de riego. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.

7. Lista de símbolos

Símbolo		<u>Ecuación de dimensión</u>
A	área	$[L]^2$
a_0	coeficiente de ajuste de la ecuación característica de una bomba	[L]
a_1	coeficiente de ajuste de la ecuación característica de una bomba	$[L]^2[T]$
a_2	coeficiente de ajuste de la ecuación característica de una bomba	$[L]^{-5}[T]^2$
C	carrera o desplazamiento máximo del elemento de cierre	[L]

<u>Símbolo</u>		<u>Ecuación de dimensión</u>
C_D	coeficiente de ajuste de la ecuación de desagüe	$[L]^{5/2}[T]^{-1}$
GA	grado de abertura	[-]
h	altura de presión	[L]
h_{20}	altura de presión aguas abajo de un regulador de presión a la que éste comienza a funcionar	[L]
h_{2F}	altura de presión aguas abajo de un regulador de presión a la que éste cierra completamente	[L]
h_f	pérdidas de carga	[L]
k	constante recuperadora de un resorte	$[M][T]^{-2}$
K	coeficiente de pérdidas de carga localizadas	[-]
K_0	parte de K en una llave independiente de la posición del opérculo	[-]
K_1	coeficiente de ajuste de la función de pérdidas de carga en una llave que es dependiente de la posición del opérculo	[-]
N	relación de giro de una bomba respecto de la nominal	[-]
p	presión	$[M][L]^{-1}[T]^{-2}$
Q	gasto o caudal	$[L]^3[T]^{-1}$
U	velocidad media	$[L][T]^{-1}$
x	posición o desplazamiento del elemento de cierre de una llave respecto de su posición de cierre completo	[L]

INDICES EN SIMBOLOS

0	relativo a la posición inicial o desplazamiento nulo del elemento de cierre
1	relativo a aguas arriba de la llave
13	relativo a la conducción entre la sección de aguas arriba de la llave y la cámara superior
2	relativo a aguas abajo de la llave
3	relativo a la cámara superior de la llave
32	relativo a la conducción entre la cámara superior y la sección de aguas abajo de la llave
F	relativo a la posición final o desplazamiento máximo del elemento de cierre, final
L	relativo al opérculo de la llave
n	relativo a la sección nominal, neta
p	de proyecto
P	relativo al piloto
r	de rozamiento

OTROS

<u>Símbolo</u>		<u>Ecuación de dimensión</u>
Δz	coeficiente de ajuste de la ecuación de desagüe	[L]
γ	peso específico	$[M][L]^{-2}[T]^{-2}$
π_L	parámetros de la ecuación de equilibrio de fuerzas del elemento de cierre de una llave hidráulica	[-]
π_P	parámetros de la ecuación de equilibrio de fuerzas del elemento de cierre de un piloto	[-]