ANEJO Nº1
ESTUDIO HIDRÁULICO

En el presente anejo, se adjunta el Estudio Hidráulico de la EBAR de Herrera del sistema de saneamiento de Donostialdea de Aguas del Añarbe – Añarbeko Urak (AGASA) realizado por Salaberria Ingenieritza en agosto de 2020.

ESTUDIO HIDRÁULICO DE LA EBAR DE HERRERA DEL SISTEMA DE SANEAMIENTO DE DONOSTIALDEA (AGASA)



JUNIO 2020 EKAINA

INGENIERIA
SALABERRIA
INGENIERITZA

ESTUDIO HIDRÁULICO DE LA EBAR DE HERRERA DEL SISTEMA DE SANEAMIENTO DE DONOSTIALDEA (AGASA)

INDICE

1 INTRODUCCIÓN 1
2 ANÁLISIS EN RÉGIMEN NORMAL DE EXPLOTACIÓN 4
3 ESTUDIO DEL GOLPE DE ARIETE 13
3.1 FÓRMULA DE MICHAUD 13
3.2 MEDIANTE EL EMPLEO DE PROGRAMAS INFORMÁTICOS 15
4 CONCLUSIONES 23

ANEXO Nº 1: DISEÑO Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE RETENCIÓN

ANEXO Nº 2: RESULTADOS DE LA CALIBRACIÓN

ANEXO Nº 3: CARACTERÍSTICAS DE VENTOSAS ANTIARIETE

ESTUDIO HIDRÁULICO DE LA EBAR DE HERRERA DEL SISTEMA DE SANEAMIENTO DE DONOSTIALDEA (AGASA)

1 INTRODUCCIÓN

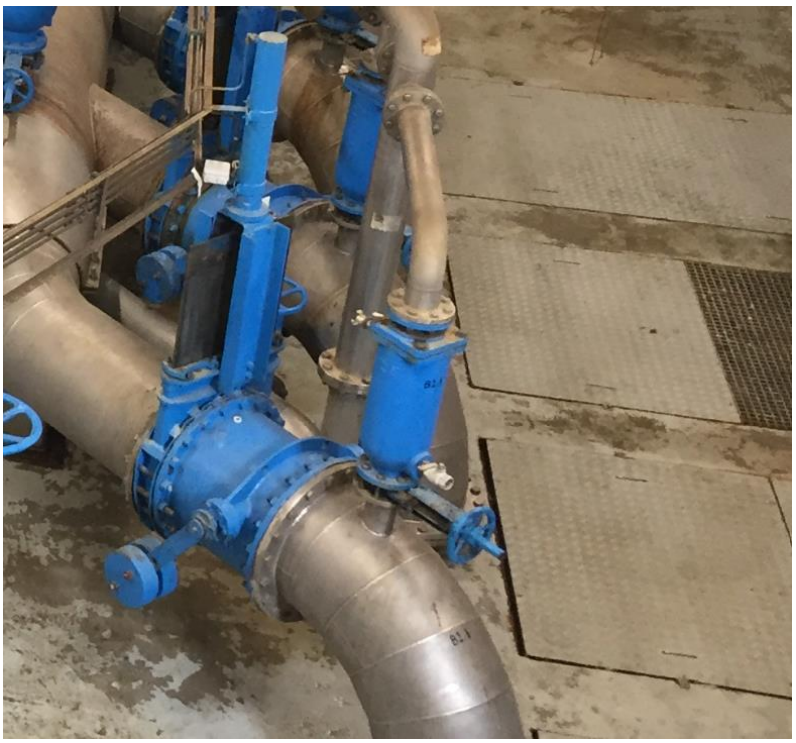
El presente estudio tiene como objeto realizar un estudio hidráulico del funcionamiento actual de la EBAR de Herrera, situada en la zona de los almacenes de La Herrera del Puerto de Pasaia, principalmente centrada en analizar las condiciones de funcionamiento bajo un golpe de ariete por parada brusca de las bombas.

Actualmente esta estación de bombeo trabaja como estación de alivios. Es decir, bombea sólo el exceso de agua que llega a ese punto de acuerdo con la regulación de caudales que se realiza en la EDAR de Loiola. Por lo tanto, es un bombeo intermitente con funcionamiento exclusivo en tiempo de lluvia de cierta entidad.

Desde la EBAR de Herrera salen dos impulsiones de 900 mm de diámetro paralelas que recorren un trazado paralelo al cantil del Puerto hasta llegar a Pasai San Pedro donde, por medio de un túnel (túnel II), la impulsión llega a un punto cercano a la zona de Ondartxo, en donde se conecta con el túnel I para verter el alivio en el mar en Cala Murgita.

Según los planos de planta y perfil longitudinal de la tubería de impulsión, junto con la planta y sección longitudinal de la EBAR proporcionado por AGASA, la EBAR de Herrera es una estación de dos líneas simétricas basada cada línea en cuatro bombas sumergibles, una de 90 KW y tres de 180 KW de la casa Flygt. Las bombas están situadas en un doble pozo húmedo con conexión entre pozos por medio de una compuerta mural. La solera del pozo húmedo se encuentra a la cota -5.88. La tubería de impulsión de cada bomba es de 500 mm de diámetro, si bien las bombas grandes tienen un diámetro de impulsión de 400 mm existiendo una ampliación de diámetro justo a la salida de la bomba. Lo mismo sucede con la bomba pequeña que pasa de 300 mm a la salida de la bomba a 500. La impulsión es vertical hasta llegar a la cámara de válvulas que está situada a la cota -0.3. En esta cámara cada tubo de impulsión tiene un codo de 90º sobre él se ha colocado una ventosa marca Irua modelo FIG 935 PN 10, de 100 mm de diámetro, que es una ventosa bifuncional con una capacidad de absorción de aire de 180 m^3/min/bar cuando en nuestra opinión en este punto conviene poner mejor un purgador sónico ya que tiene que eliminar el aire de la tubería cuando la bomba se pone en marcha, por lo que parece correcto pensar en el cambio de esta ventosa por una ventosa Irua 9270 en DN 100 con purgador de 12.5 mm que permite una expulsión de aire a presión de 2 m^3/min/bar.

Después de codo se localiza en cada impulsión una válvula retención de disco oscilante con eje centrado y contrapeso de marca desconocida, aunque puede ser Irua, tal y como indica AGASA en sus informes. Irua tiene este tipo de válvulas. En general y según documentación estudiada no parece la mejor válvula de retención para aguas cargadas. En el Anexo nº 1 se señala en inglés un artículo de Valmatic, un importante fabricante americano de válvulas, en que analiza los pros y contras de cada tipo de válvula y las de disco oscilante con eje centrado y contrapeso no son de las mejores, sobre todo si no son excéntricas. Alguna de estas válvulas está dañada, no cierra adecuadamente y es importante su restauración o reemplazo ya que consigue vaciar parte de la tubería de impulsión general lo que obliga a tener que sacar todo el aire cada vez que se arranca el bombeo.



Justo después de la válvula de retención existe una válvula tajadera de aislamiento de cada impulsión individual con actuador neumático. Las cuatro impulsiones se unen a 45 º con la impulsión general de 900 mm de diámetro en donde está situado una ventosa más importante de 150 mm de diámetro. Existen dos tipos de ventosa según se trate de la línea 1 o de la línea 2. La línea 1 está situado entrando a la izquierda y la línea 2 a la derecha. La ventosa de la línea 1 es una ventosa IRUA modelo 942 de acuerdo con la fotografía siguiente.



Esta ventosa es una ventosa trifuncional con una capacidad de admisión y expulsión de aire sin entrar en presión de 400 m^3/min/bar y un purgador sónico de 5 mm de diámetro que puede sacar aire presionado a razón de 0.35 m^3/min/bar.

La ventosa de la línea 2 es una doble ventosa formada por una ventosa bifuncional 9350 que sólo permite la admisión y expulsión de aire sin presión con una capacidad de 400 m^3/min/bar según el catálogo de IRUA y tiene una segunda ventosa acoplada a la primera de DN 50 modelo 9250 que es exclusivamente un purgador automático de aire presionado con un diámetro de purgador de 8 mm lo que permite tener una capacidad de expulsión de 0.80 m^3/min/bar.

La cota del eje de esta tubería, medida según el dibujo de autocad es la +0.57. Al final de cada impulsión existe un manómetro por línea que permite registrar la presión en cada línea que debe de vencer el bombeo para llegar hasta el punto de rotura de carga que se analiza a continuación. Es decir, el manómetro no mide las pérdidas de carga que se dan entre la bomba y el manómetro sino la presión que necesita el sistema para llegar a la rotura de carga situada en la mitad del túnel I. Para conocer las pérdidas de carga iniciales sería necesario colocar un manómetro en cada impulsión, es decir, ocho nuevos manómetros. Indudablemente esta medición daría una idea por un lado de las pérdidas de carga localizadas en la zona de la válvula de retención y tajadera, pero además podía indicar el grado de cierre que supone cada válvula de retención.

Como ya se ha indicado, desde la EBAR de Herrera salen dos impulsiones de 900 mm de diámetro paralelas que recorren un trazado paralelo al cantil del Puerto hasta llegar a Pasai San Pedro donde, gira casi 90 º para llegar a la boca de un túnel (túnel II). En este primer tramo, la tubería tiene dos ventosas situadas en los puntos I-1 y I-6 de los planos de planta y longitudinal de la impulsión, tres desagües en los puntos I-3, I-4 e I-7, aunque en el tramo I-1-I-6 sólo existe un punto bajo en el punto I-3 y otro desagüe en el punto I-7 casi entrando en el túnel II. El resto de puntos como el I-2 y el I-5 son sólo bocas de hombre para permitir registrar la tubería punto alto, en concreto. Este esquema se repite en cada una de las dos líneas.

En el comienzo del túnel II en Pasai San Pedro, existe una nueva boca de hombre de acceso al interior de la tubería y a lo largo de este túnel nº 2 las dos tuberías tienen pendiente constante hasta llegar a su salida en un punto cercano a la zona de Ondartxo, en donde se conecta con el túnel I.

En la conexión del túnel II con el túnel I se produce un punto alto, justo antes de la boquilla de entrada a este túnel y desde allí la tubería tiene una pendiente del 4 por mil descendente hacia el mar, de forma que para una pendiente hidráulica inferior al 4 por mil, la rotura de carga se realiza en el punto alto de la boquilla del comienzo del túnel I y para pendientes superiores, se realizará en la arqueta de rotura que se sitúa a 409,50 m de la entrada del túnel, por lo que la cota del eje de la rotura de carga será aproximadamente la cota 9,13. Desde la arqueta de rotura de carga parte por gravedad una tubería de 1.500 mm de hormigón con una pendiente similar de 0.004, aunque Ansareo en su informe titulado “Estudio de funcionamiento EBAR de Herrera” señala que esta pendiente es del 8.37 por mil.

El túnel I según el plano proporcionado por AGASA tiene una longitud hasta su salida en Cala Murgita de 1.494 m y partiendo desde la cota 10,77 de eje de tubería hasta la entrada en el mar a la cota 1,00, por ejemplo, la pendiente media del tubo sería 6.5 por mil. Si se acepta la pendiente del 4 por mil en la zona de la doble tubería de 900 mm en impulsión, la pendiente del segundo tramo sería de 7.5 por mil, similar a la pendiente propuesta por Ansareo.

Por otro lado, es necesario indicar que dado que el punto alto del bombeo a nivel estático se sitúa en la boquilla de entrada del túnel I en Ondartxo parece necesario resaltar que si la tubería permanece llena la medición de los manómetros de las bombas en la EBAR de Herrera, cuando las bombas están paradas, es la diferencia de cotas entre el paso del túnel II al túnel I, en lugar de medir la diferencia de cotas con la arqueta de rotura de carga.

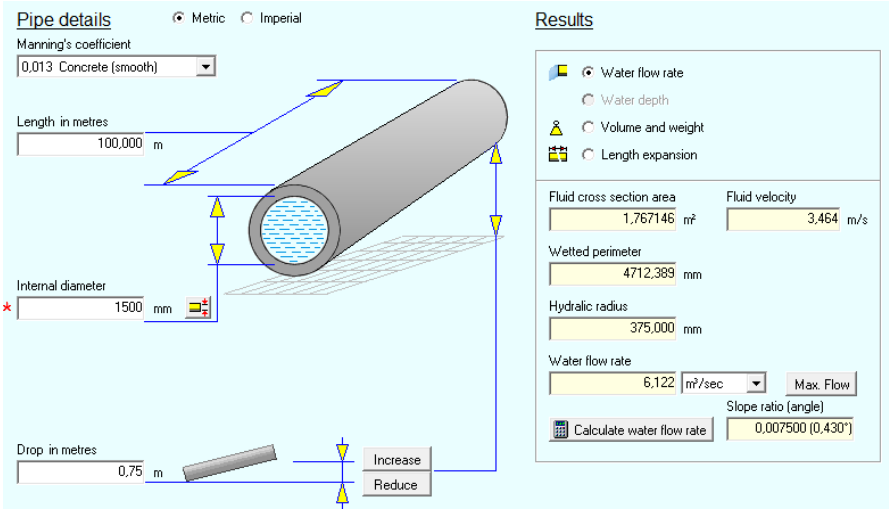
Después de esta descripción del estado actual a nivel hidráulico, no se ha entrado en el estado de las dos impulsiones que ha sido perfectamente indicado en el proyecto de "Rehabilitación de la Tubería de Impulsión de la EBAR de Herrera. Fase 1" redactado por AGASA, se analiza a continuación el comportamiento del bombeo primero en régimen normal de explotación cuando funcionan las bombas y posteriormente en régimen transitorio frente a una parada brusca de las mismas.

2 ANÁLISIS EN RÉGIMEN NORMAL DE EXPLOTACIÓN

El régimen de explotación de la EBAR de Herrera es intermitente en función de las lluvias ya que funciona como un bombeo de alivios. En tiempo seco el bombeo está parado y los manómetros existentes en cada una de las dos impulsiones deben de medir lo mismo y debe de ser la diferencia de nivel entre la cota del agua en el punto alto, cota de parte inferior de la tubería 10,32 y cota del manómetro que hemos supuesto 20 cm por encima de la cota superior de la tubería en la cámara de válvulas en la EBAR, es decir, la cota 1,22. Por lo tanto la altura estanca al comienzo del bombeo debe de ser 9,10 m, es decir, 0.91 bar.

Con los datos suministrados por AGASA, cuando el bombeo no funciona, los manómetros marcan una presión de 0.01 bar en la línea 1, lo que significa que está vacía y fuera de servicio, tal y como indicaron los técnicos de AGASA en el momento de la visita y el manómetro 2 marca una presión de 0.16 bar, es decir de 1.6 mca sobre a cota de manómetro, lo que indica que la tubería de impulsión está casi vacía con el agua a la cota 2,82 m lo que significa que todo el túnel II está casi vacío. Esto se debe según comentaron los técnicos de AGASA a una falta de estanqueidad en algunas de las válvulas de retención de la impulsión lo que provoca que al arrancar las bombas sea necesario desalojar ese aire antes de que en las bombas se establezca el régimen adecuado de bombeo. El caudal de arranque de una bomba varía si la misma es la bomba grande o la pequeña. Con la bomba pequeña el caudal de bombeo es, en teoría, de 400 l/s y el de la bomba grande de 778 l/s. La capacidad de la ventosa situada en el punto alto en el paso del túnel II al túnel I, según lo indicado anteriormente es de 400 m^3/min/bar, es decir, de 6.666 l/s/bar, por lo que el incremento de presión que se origina por las ventosas en el proceso de llenado, si este fuera instantáneo es de 0.06 bar para la bomba pequeña y de 0.12 bar para la bomba grande lo que produce un pequeño aumento de la presión de bombeo para luego descender y estabilizarse. Este aumento de presión es totalmente admisible.

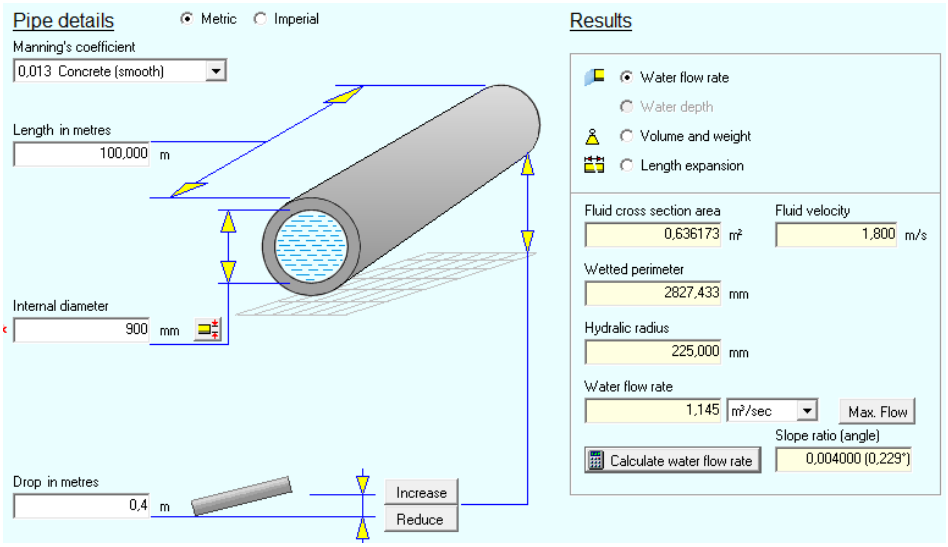
Antes de analizar el funcionamiento del bombeo parece necesario conocer la capacidad de la tubería de 1.500 situada aguas abajo de la rotura de carga a sección llena en el túnel I que descarga directamente en el mar ya sea con la pendiente de 8.37 por mil indicada en el estudio de Ansareo o del 7.5 por mil propuesta en este informe. En el primer caso y para una rugosidad baja de 0.013 la capacidad máxima de esta tubería es de 6.12 m^3/s. Con la pendiente de 8.37 por mil la capacidad es mayor y de 6.47 m^3/s.



Estas capacidades son claramente superiores a los caudales máximos bombeados por la línea 1 y 2 de la EBAR.

Por otro lado, y aunque es ilógico, la rotura de carga se produce con la tubería de impulsión descendiendo lo que implica que, para caudales pequeños, este tramo de tubería trabajará en canal siempre y cuando la ventosa natural del punto alto sea capaz de introducir el aire en la tubería para que pueda trabajar a régimen abierto. Para caudales mayores la impulsión pasará por el punto alto en presión y se producirá una verdadera rotura de carga en el punto de rotura existente. El límite entre un estado y otro lo marca la pendiente de la tubería en descenso, que según los datos suministrados por AGASA, esta pendiente es del 4 por mil.

Partiendo del mismo coeficiente de rugosidad, se ha calculado la capacidad de la tubería en funcionamiento como canal abierto y este caudal se indica en el gráfico siguiente y ha sido de 1.145 l/s. Es decir, cuando el caudal bombeado es inferior a 1.145 l/s, la tubería trabaja como un canal si la ventosa natural en el punto alto es capaz de introducir el aire necesario. Dado que el diámetro de la tubería es de 900 mm el caudal de aire a introducir sería de 1.145 l/s, es decir 68,7 m^3/minuto.



La capacidad de la ventosa natural para insertar aire en la tubería se puede calcular partiendo de una tubería de diámetro 200 mm. Una ventosa que permite la entrada de aire de 200 mm para un caudal de agua de 1145 l/s, hace que el aire pase a una velocidad de 36.5 m/s, muy inferior a la velocidad del sonido en el aire de 340 m/s y por lo tanto factible como funcionamiento de una ventosa natural.

En régimen de bombeo y con mediciones reales se obtuvieron datos de funcionamiento de las bombas en posición de una, dos y tres bombas en marcha. Las consignas de funcionamiento establecidas en función de la lámina de agua en el pozo de bombeo se indican en la siguiente fotografía. La bomba nº 1 corresponde a la bomba de menor potencia y las bombas 2, 3 y 4 a las bombas de 180 Kw de potencia.



La prueba de bombeo se realizó el día 4 de junio a partir de las 11:35 el día. Comenzó con la puesta en marcha de la bomba 2. Antes, la presión estática de la línea 2 del bombeo marcaba una presión de 0,82 bar, es decir, de 8.2 mca, lo que indica que anteriormente las bombas se habían puesto en marcha y que las pérdidas o fugas de agua en las válvulas de retención no son muy importantes y por tanto la tubería general de impulsión se vacía lentamente hacia el pozo de bombeo debido a la falta de estanqueidad de alguna válvula de retención.

Según los datos del manómetro registrado en el SCADA de AGASA, la bomba arrancó a las 11:35:18 y alcanzó su régimen permanente a las 11:36:28, es decir tardó 1 minuto y 10 segundos en coger dicho régimen. Al comienzo y hasta que la bomba desalojó todo el aire hubo un incremento de presión hasta los 2,51 bares que luego descendió 1,13 bares y estabilizarse en 1,25 bares de régimen permanente. Este incremento de presión se puede deber a la

existencia de bolsas de aire comprimido que tiene que desalojar las ventosas por sus purgadores. Además, hay que tener en cuenta que el primer tramo de impulsión de cada bomba, el de 500 mm de diámetro, no tiene purgador y la ventosa es sólo bifuncional según la información recogida, por lo que la capacidad de eliminación del aire existente en la tubería de impulsión en una ventosa de 100 mm es de 80 m^3/min, es decir de 1.33 m^3/s, que, si bien es suficiente, puede ocasionar problemas de creación de bolsas de aire comprimido. Sería interesante colocar también en estos puntos unos purgadores automáticos que garanticen la desaparición de esas posibles bolsas de aire. (ver anexo nº 4 de este informe. “Manual de aireen conducciones de agua y aplicación de las ventosas”)

En la siguiente fotografía se aprecia el funcionamiento de la bomba en este régimen y con un caudal algo menor al empleado en la calibración del modelo realizado. Existe un retraso del orden de 3 minutos entre el dato medido en la EBAR y el registrado en el SCADA.



El caudal medido a una presión de manómetro de 1,25 bar fue de 778 l/s. Este dato ha sido utilizado para calibrar el funcionamiento hidráulico de la impulsión general.

Esta prueba se realizó hasta las 11:40:52 del dato del SCADA y a partir de ahí se paró esta bomba produciéndose un pequeño golpe de ariete en el que la presión mínima bajó a 0.09 bar y la máxima se situó en 4,38 bar. La presión más baja se produjo a las 11:41:15, es decir 23 segundos después de la parada y la máxima a las 11:41:33, es decir 41 segundos después de la parada.

El siguiente paso fue el de poner en marcha la bomba grande nº 2 y una vez estabilizado su funcionamiento poner en marcha la bomba nº 1, la bomba más pequeña. En este caso el caudalímetro cuando llegó a los 1.000 l/s dejó de transmitir señal al SCADA pero se realizaron mediciones directas en la propia EBAR con el siguiente resultado:

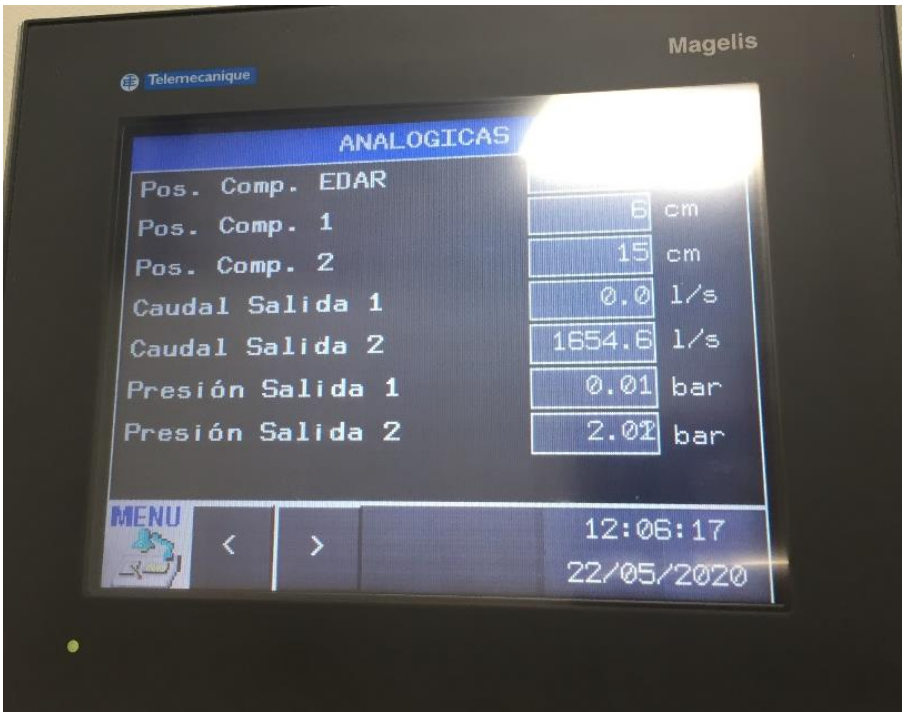


Por lo tanto, el caudal de estas dos bombas es de 1016 l/s a una presión de 1,41 bar. Alas 12:00:01 se paró la bomba pequeña y siguió funcionando la bomba grande si producir apenas golpe de ariete, sólo una pequeña disminución de la presión, por golpe de ariete negativo que alcanzó el valor de 0.55 bares.

Posteriormente, a las 12:00:46 se puso en marcha la bomba nº 3, manteniendo en funcionamiento la bomba nº 2. Una vez estabilizado el régimen se alcanzó un caudal de 1.341 l/s, ya con la rotura de carga en la arqueta de rotura de carga del túnel I y con una presión medida de 1,69 bar.



A las 12:08:41 se pone en marcha la tercera bomba de 180 KW funcionando entonces el bombeo a su máxima capacidad. El régimen tardea algo en estabilizarse y se da por estabilizado a las 12:09:50 con una caudal de 1655 l/s y una presión de 2.01 bar de acuerdo con la siguiente lectura de datos.



A las 12:21:44 se mandó parar la bomba nº2, sin apenas producir golpe de ariete con una ligera oscilación de 0.4 bar y a las 12:26:34 se pararon las otras dos bombas produciéndose un mayor golpe de ariete, aunque las paradas de las mismas se realizan siempre mediante una rampa de parada temporizada y programada, diferente a una parada brusca de las mismas. En este caso, la presión mínima medida fue de 0.02 bar y se produjo de forma casi inmediata a la parada de las bombas, es decir a los 10 segundos del comienzo de la parada. La máxima presión alcanzada fue de 4.46 bar a los 45 segundos del inicio de la parada de las bombas y al final el manómetro se estabilizó en 0,93 bar.

Con estos datos, se ha pasado en primer lugar a definir las curvas de las bombas y la curva de funcionamiento de la tubería. Las curvas de las bombas se definen mediante el programa Xylect de Xylem que permite estudiar para una misma potencia de bombeo las diferentes curvas que produce el fabricante y la curva de la tubería se tiene que definir a partir de las mediciones reales realizadas durante la visita a la EBAR de Herrera.

En principio se debe de comenzar por la curva de la tubería ya que se conoce el dato de caudal y presión en el manómetro de la salida de la impulsión en la EBAR. Estos datos han sido los que se indican en la siguiente tabla.

DATOS DE LA EBAR DE HERRERA

FUNCIONAMIENTO	CAUDAL EN L/S	PRESION DE MANOMETRO EN BAR
1 BOMBA GRANDE	778,0	1,27
1 BOMBA GRANDE + 1 BOMBA PEQUEÑA	1.016,0	1,41
2 BOMBAS GRANDES	1.341,4	1,69
3 BOMBAS GRANDES	1.607,0	1,99

El primer paso ha sido con esa curva de caudales y pérdidas de carga después de manómetro cuadrar unas pérdidas localizadas y una rugosidad que permitan más o menos adaptarse a las mediciones realizadas. Después de varios tanteos se han obtenido las siguientes conclusiones:

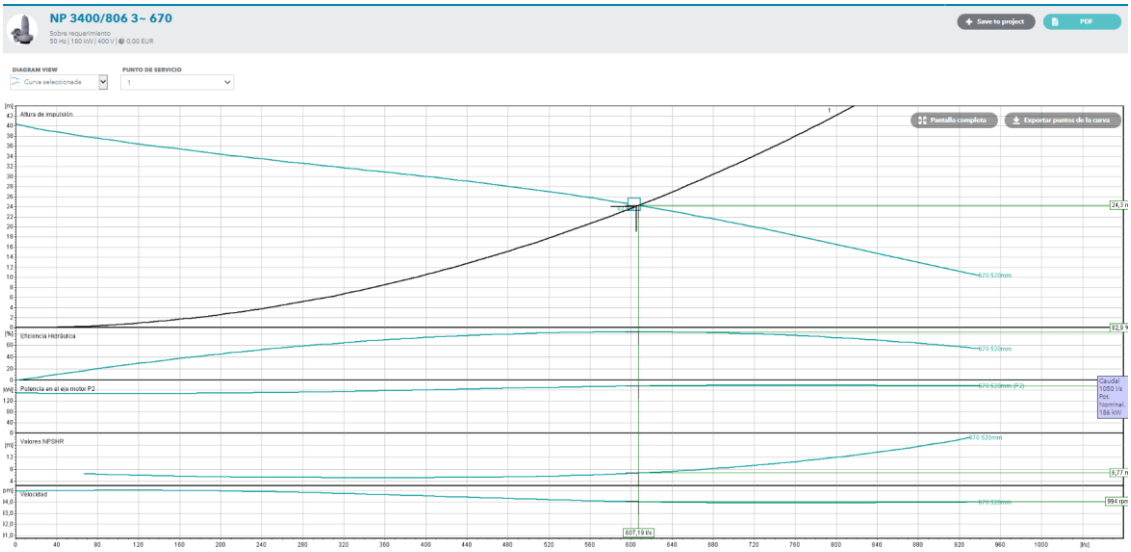
- Rugosidad en las tuberías de acero: del orden de 0.25 mm
- Rugosidad en las tuberías de fundición: del orden de 0.15 mm
- Coeficientes de pérdidas de carga localizadas de acuerdo con la siguiente tabla.

TIPO	COEFICIENTE
Válvula esférica (totalmente abierta)	10,00
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5,00
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2,50
Válvula de retención (totalmente abierta)	1,00
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,10
Válvula de compuerta (abierta 3/4)	1,15
Válvula de compuerta (abierta 1/2)	5,60
Válvula de compuerta (abierta 1/4)	24,00
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	1,00
T por salida lateral	0,60
Codo a 90º de radio corto (con bridas)	0,90
Codo a 90º de radio normal (con bridas)	0,75
Codo a 90º de radio grande (con bridas)	0,60
Codo a 45º de radio corto (con bridas)	0,45
Codo a 45º de radio normal (con bridas)	0,40
Codo a 45º de radio grande (con bridas)	0,35
Entrada a deposito	1,00
Pieza pantalón en Y	0,40
Salida de deposito	0,50
Ensanchamiento mediante cono	0,60
Estrechamiento mediante cono	0,35
T por la salida recta	0,20

Ajustado así el funcionamiento de la tubería, se ha pasado en definir una bomba que permita que el conjunto de tubería – bomba produzca unos caudales similares a los medidos con unas presiones en el manómetro también similares.

Esta parte del ajuste se ha realizado con el programa de selección de bombas de Flygt denominado Xylect. Con este programa y por supuesto por tanteos se ha ajustado una posible bomba que responde a los datos obtenidos. Esta bomba es la NP 3400/806 3~670 con la curva 670 520 mm. La bomba cuyos datos ha proporcionado AGASA es la bomba N 3400/815 de 180 KW de 990 rpm e intensidad de 330 a. Esta bomba no aparece en el programa de selección de Xylect. Nos hemos puesto en contacto con Xylem y nos ha pasado los datos de esta bomba confirmándonos que es la que está instalada en le EBAR de Herrera y cuya ficha de funcionamiento se adjunta en la página siguiente

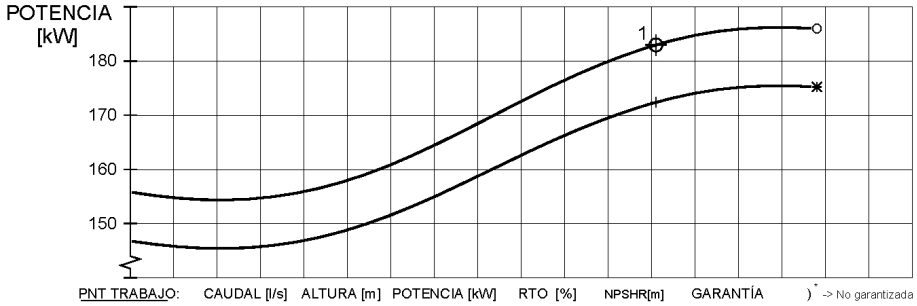
La bomba empleada es muy similar a la actual ya que para una altura del orden de 24.1 m, el caudal que da la bomba existente es de 605 l/s y la bomba escogida para el calibrado para casi la misma altura de bombeo (24.3 m) consigue bombear un caudal de 607 l/s.



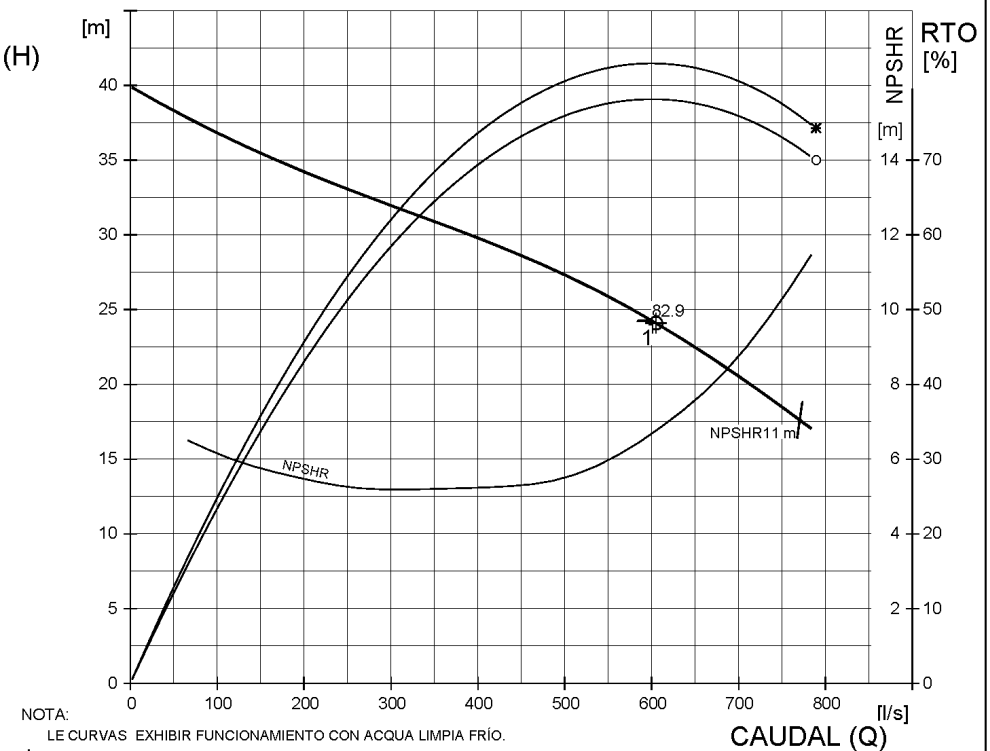
CURVA DE FUNCIONAMIENTO

FECHA 2018-06-04	PROYECTO:	REVI. 57	PRODUCTO N3400 / 815 EN
NO ÁLABES O CANALES..... 3	MOMENTO TOT. de INERCIA..... 7.80 KGM²	POLOS 6	FREC. 50 HZ
	VELOCIDAD DE ROTACIÓN..... 990 r/min	VOLTAJE..... 400 V	No DE LA CURVA 53- 670
		POTENCIA EJE..... 180 kW	DIÁMETRO IMPULSOR 520 mm
		TORQUE ARRANQUE..... 1620 NM	TIPO DE MOTOR 54-38-6AA /01 (14)
		TORQUE MAX..... 3960 NM	
		CORRIENTE MARCA..... 330 A	REDUCTOR TIPO RAPPORTO
		CORRIENTE ARRANQUE..... 1765 A	

	1/1-CARGA	3/4-CARGA	1/2-CARGA
COS PHI MOTOR	0.83	0.80	0.71
RENDIMIENTO MOTOR	94.2%	94.2%	93.3%
Rendimento REDUCTOR			



PNT TRABAJO:	CAUDAL [l/s]	ALTURA [m]	POTENCIA [kW]	RTO [%]	NPSHR[m]	GARANTÍA	) * -> No garantizada
	605	24.1	(183) (173)*	78.2 (82.9)*	6.9	ISO grade 2B rto	(ISO 9906:2012)



NOTA:
LE CURVAS EXHIBIR FUNCIONAMIENTO CON ACQUA LIMPIA FRÍO.
* : RENDIMIENTO BOMBA/ POTENCIA AL EJE
O : RENDIMIENTO GLOBAL/ POTENCIA ABSORBIDA
NPSHR = NPSH3 + margenes

SPAN unix AUTHOR: fesp018 PECU rev:21.10 /CUPC

El programa de Xylect permite, partiendo de tres bombas iguales colocadas en paralelo, modelizar el comportamiento de una, dos o tres bombas. Para la calibración se ha realizado una hoja de cálculo que permite determinar la curva conjunta de los tres tipos de impulsiones existentes, acero de 500 mm de diámetro, acero de 900 mm de diámetro y fundición de 900 mm y calcular el comportamiento de dichas tuberías en función del caudal con la variante de que, si el caudal es inferior a 1.145 l/s, la rotura de carga se produce en el punto alto entra el túnel II y el túnel I y si es superior, en la arqueta de rotura de carga existente.

En el caso de funcionamiento de la bomba pequeña con una grande, la curva de la bomba no se puede calcular directamente, pero desde el programa Xylect, se puede obtener numéricamente la curva de cada bomba, que ajustada matemáticamente mediante una función polinómica permite obtener la curva conjunta de las dos bombas de forma que se puede intersectar con la curva de la tubería para obtener el punto de funcionamiento.

Las tablas y gráficas obtenidas para el funcionamiento medido se presentan en el Anexo nº 2 de este informe y un resumen de la calibración realizada se señala a continuación.

SIMULACIÓN DE LA EBAR DE HERRERA

FUNCIONAMIENTO	CAUDAL EN L/S	PRESION DE MANOMETRO EN BAR	PRESIÓN CALCULADA EN BAR
1 BOMBA GRANDE	778,0	1,27	1,21
1 BOMBA GRANDE + 1 BOMBA PEQUEÑA	1.016,0	1,41	1,42
2 BOMBAS GRANDES	1.341,4	1,69	1,72
3 BOMBAS GRANDES	1.607,0	1,99	2,15

Como se puede apreciar el ajuste es bastante correcto.

El siguiente paso que se ha dado ha sido el estudio del golpe de ariete de la conducción por parada de las bombas. Este análisis se presenta en el apartado siguiente.

3 ESTUDIO DEL GOLPE DE ARIETE

Para conocer las sobrepresiones que se obtendrían en caso de que se produjera el fenómeno de golpe de ariete, se ha realizado un primer cálculo mediante la fórmula de Michaud y un segundo cálculo más detallado empleando el programa informático Allievi del ITA de la Universidad Politécnica de Valencia.

3.1 FÓRMULA DE MICHAUD

En función del tiempo de cierre de una instalación, éste se puede considerar como de cierre lento o de cierre rápido. Esto depende del valor que tome el parámetro T denominado “tiempo de cierre o tiempo de parada” en segundos.

Si T<2L/a: Cierre rápido. En algún punto de la tubería se alcanza la sobrepresión de Allievi.

Si T>2L/a: Cierre lento. Ningún punto alcanza la sobrepresión máxima. La primera onda positiva reflejada regresa antes de que se genere la última negativa (sistema con mayor inercia).

Según el Ingeniero Mendiluce:

$T = C + KLV/(gxHm)$

donde: C y K: Coeficientes de ajuste
L: Longitud total de la tubería
V: Velocidad de régimen del fluido
Hm: Altura manométrica

Los coeficientes C y K se obtienen de gráficos. El coeficiente C depende de la pendiente de la tubería y el coeficiente K de la longitud de impulsión. En nuestro caso C=1 y K=1,25.

La longitud de impulsión es de 1.445 metros y la velocidad de régimen de 1.15 m/s. Esto da un valor de T=8.8 s.

Para hallar el valor de 2L/a es necesario calcular primero el valor del coeficiente “a” denominado celeridad de propagación del fenómeno (sus unidades son los m/s):

a= 9.900/(48,3+K*D/e)1/2

donde D y e son respectivamente el diámetro interno de la conducción y e el espesor.

El coeficiente K depende del material que constituye la tubería. En el caso de la tubería de acero se toma el valor de 0.48.

Así se obtiene un valor de 2L/a de 2.6 segundos que es menor que la T, por lo que el cierre se puede considerar lento.

Por lo tanto, se puede aplicar la fórmula de Michaud que tiene la siguiente expresión:

Sobrepresión=2*L*V/(g*T) (en metros de columna de líquido)

Esto da una sobrepresión de 38.5 mca que sumados a los 27 mca del régimen permanente dan una presión máxima de 65 mca aproximadamente. En la siguiente tabla se señala una hoja de cálculo que permite determinar el golpe de ariete según el método de Mendiluce aquí aplicado.

Material	ε (kg/m²)
Fundición	17x10⁹
Acero	21x10⁹
Hormigón	3x10⁹
PCV-U	3x10⁸
PE	10⁸
PRFV	2x10⁹

$K = \frac{10^{10}}{\varepsilon}$

Datos de la conducción

D_{ext} (mm)	1340
Espesor (mm)	20
Material	acero
ε	2,10E+10
Longitud (m)	1445
K	0,48

Datos de la instalación

H_g =	12,03	mca
ΔH_t =	9,432	mca
Δh_i =	5,678	mca
H_m =	27,14	mca
Q =	1525	l/s
v =	1,15	m/s
i =	1,88	%

Frecuencia de propagación de la onda de presión

$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + K \cdot \frac{D}{e}}}$ a = 1112,1 m/s

T = 2,6 s

$\frac{2 \cdot L}{a}$

L (m)	K
< 500	2
≈ 500	1,75
500 < L < 1500	1,5
≈ 1500	1,25
> 1500	1

Tiempo de parada del agua

K = 1,25

C = 1

$T = C + \frac{K \cdot L \cdot v}{g \cdot H_m}$ T = 8,8 s

Cierre LENTO

i	C
< 20%	1
≈ 25%	0,8
≈ 30%	0,6
≈ 40%	0,4
> 50%	0

Longitud Crítica

$L_c = \frac{aT}{2}$ Lc = 4890,1 m

Instalación CORTA

SOBREPRESIÓN DE GOLPE DE ARIETE

Fórmula MICHAUD

ΔP = 38,5 mca

Allievi $\Delta H = \frac{a \cdot v}{g}$

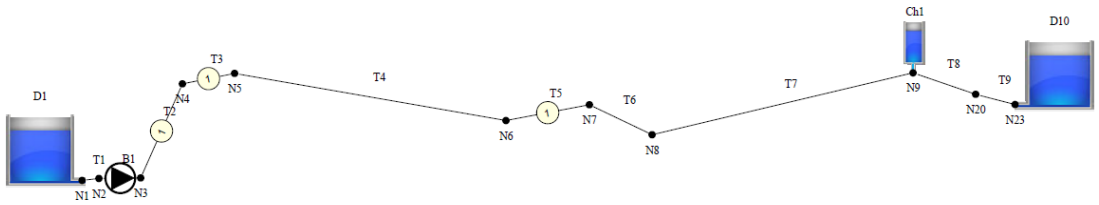
Michaud $\Delta H = \frac{2 \cdot L \cdot v}{g \cdot T}$

3.2 MEDIANTE EL EMPLEO DE PROGRAMAS INFORMÁTICOS

Dado que con el resultado de la fórmula de Michaud se establecen unas presiones negativas muy importantes ya que la presión estática la marca el punto alto, aproximadamente la cota 10.70 y la presión mínima según Michaud será entonces de -27.80, que no es posible, es necesario el cálculo del golpe de Ariete con un programa informático por medio del método de las características.

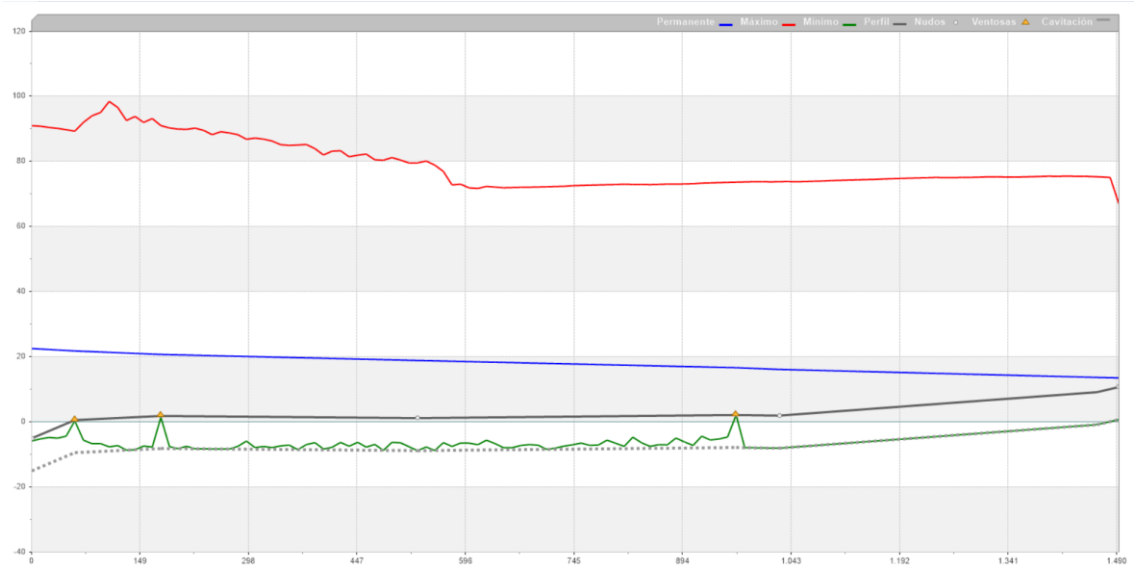
En este trabajo se ha planteado inicialmente emplear el programa Dyagats de la Universidad Politécnica de Valencia, pero dado que es un programa antiguo, ha producido problemas al introducir los datos de las bombas e inestabilidades con los datos de la conducción, se ha decidido emplear el programa Allievi, mucho más moderno, en su versión 3.0 de 2018.

Así se han estudiado varios casos o supuestos. Uno el caso actual con parada de tres bombas de forma simultánea por corte de energía. El esquema de cálculo se presenta en el siguiente gráfico.



Se ha simulado la conducción con tres ventosas, una en la propia estación de bombeo en la tubería T2, la segunda en el punto alto existente cerca de la estación de bombeo, junto al muelle de Hospitalillo, la tercera en la rotonda existente junto a la Lonja. La ventosa natural a la entrada del túnel I se ha simulado como una chimenea de equilibrio de 200 mm de diámetro.

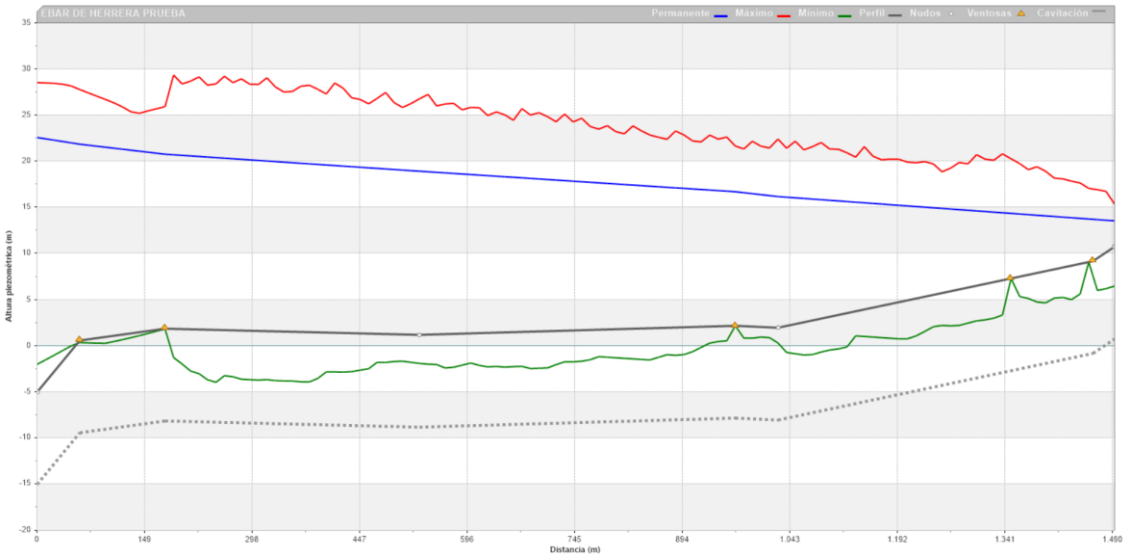
El resultado de este primer cálculo se indica en el siguiente gráfico de presiones a lo largo de la impulsión.



Como se puede apreciar, las presiones negativas en la tubería son muy importantes y llegan casi a la presión absoluta, por lo que la situación actual no se considera válida. La gráfica se ha cortado en la ventosa natural del comienzo del túnel I.

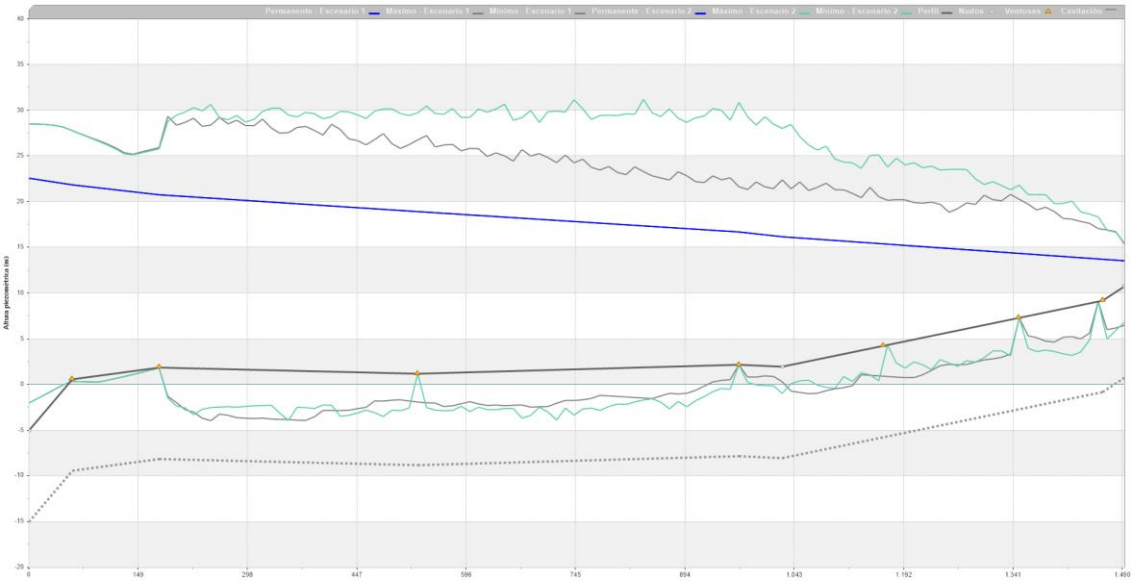
Ante esta situación, se ha analizado la posibilidad de mejorar las ventosas existentes a base de colocar ventosas antiariete que están dotadas de un purgador para que se cree un efecto calderín en la tubería y de una entrada importante de aire para el caso de presiones negativas en la misma. Además, y dado que las máximas depresiones se han obtenido en el túnel II, se ha previsto colocar otras dos ventosas en el interior del mismo para mejora de las depresiones.

El resultado de esta posibilidad se señala en el siguiente gráfico.



Como se puede ver, las presiones máximas disminuyen de forma importante siendo del orden de 30 mca y las presiones mínimas ya no alcanzan la presión de vapor y aproximadamente se crea una depresión de 5 mca.

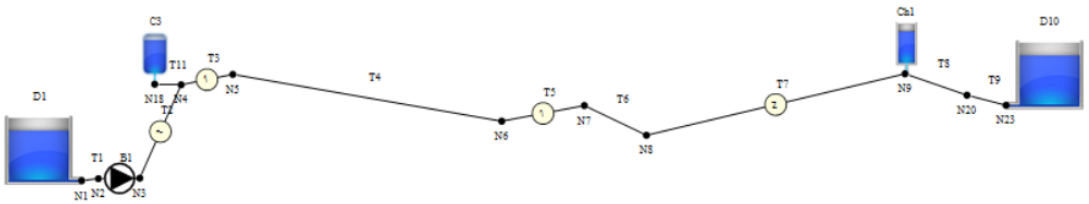
Indudablemente esta depresión es bastante importante por lo que, para disminuirla, se puede proponer dos posibles soluciones. Una sería el incremento del número de ventosas especiales antiariete en la red. Sobre todo, en el pk 0+250 y 1+200. Con esta propuesta se limitarían las depresiones a base de aumentar el número de ventosas, lo que supone un mayor mantenimiento y mayor posibilidad de un incorrecto funcionamiento lo que en teoría podría dar origen a sobrepresiones no analizadas. Hay que tener en cuenta que los propios técnicos de ITA no recomiendan utilizar de manera abusiva las ventosas como elementos antiariete. En la figura siguiente se analiza esta posibilidad comparando con la situación anterior.



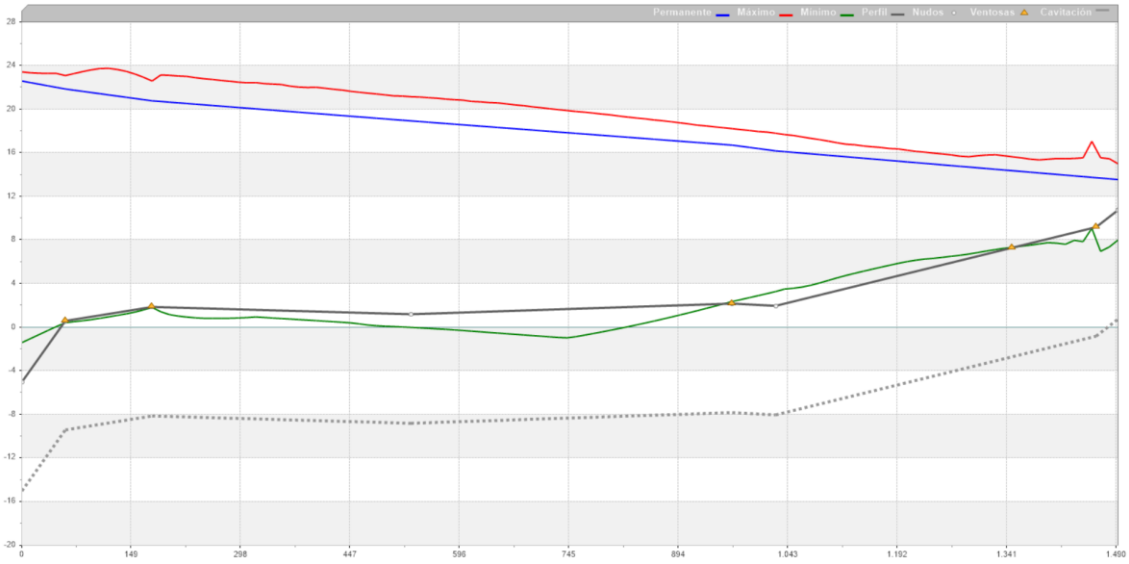
Como se puede ver en color gris claro, está la posibilidad de tener sólo cinco ventosas y la de color verde es con dos ventosas más colocadas en nodos intermedios. Como se puede apreciar, la mejora es mínima e incluso en la zona del túnel II se empeora algo más la situación.

La segunda solución podría ser colocar un calderín en la propia EBAR de pequeñas dimensiones según modelo de la marca CSA cuyas características se indican en el Anexo nº 3 de este informe.

Se ha estudiado esta posibilidad con un calderín sin membrana de 4.000 litros lo que supone un cilindro de 1.6 m de diámetro y 2 m de altura, de acuerdo con el esquema siguiente:



El resultado de esta posibilidad aparece también en el siguiente gráfico.



Como se puede apreciar tanto las presiones positivas como las negativas han disminuido de forma importante quedando una presión negativa del orden de 3 m en el pk 0+745 aproximadamente, que puede ya ser admisible.

Llegado a este punto y visto que el cálculo del calderín era sólo estimado ya que desconocemos los parámetros de diseño del calderín AVAST, nos pusimos en contacto con la empresa Comeval Valve Systems de Valencia, que es representante de la empresa italiana CSA especialista en el diseño de ventosas, especialmente para aguas residuales.

El estudio de golpe de ariete efectuado por esta empresa lo ha realizado con el programa Hyconsult introduciendo las curvas probadas de sus ventosas y calderines.

El resultado inicial de este trabajo fue que, con la situación actual, las depresiones que se producen en la impulsión son muy similares a las calculadas con el programa Allievi. Por otro lado, el calderín de 4.000 l no tenía le efecto tan positivo como calcula Allievi y a CSA planteaba la necesidad de un calderín por línea de 40.000 l para evitar las depresiones o bien uno de 20.000 litros para amortiguar las depresiones a -3 m, que se consideraba como una depresión admisible. Se solicitó tamaño de dichos calderines y se apreció que los mismos no se podían colocar en el interior de la estación de bombeo siendo necesario colocarlos fuera de la misma encima de la losa inferior del bombeo.

Se realizó una visita a dicho emplazamiento el día 03/08/2020 y existe un espacio cerca de la fachada que es un aparcamiento en donde se podría colocar los calderines. En las fotografías siguientes se aprecia la fachada del edificio del bombeo y la situación aproximada de la losa de la estación de bombeo ya que se nota en las juntas del aglomerado.



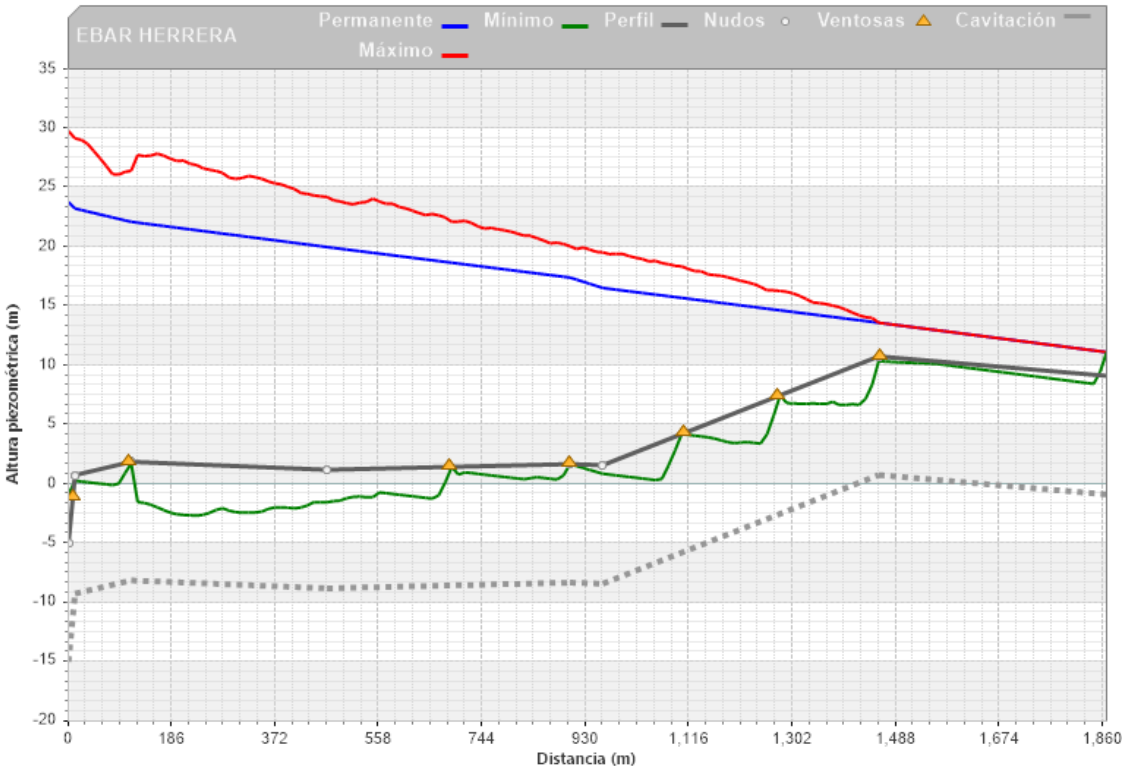


Dadas las dificultades de obtener autorizaciones por parte de la Autoridad Portuaria de Pasaia, AGASA ha considerado oportuno profundizar en la posibilidad de mejora de las depresiones a base de ventosas especiales antiariete. Esta solución, como se ha comentado, incrementa el mantenimiento de la instalación y está más abierta a posibles fallos en las ventosas, el funcionamiento normal del bombeo no produce tanto golpe de ariete ya que las bombas se paran de una en una y con una rampa de parada prefijada. El golpe de ariete importante se produce en el caso de la parada total e instantánea de las bombas por corte de suministro eléctrico, lo que no es en absoluto habitual y además hay que tener en cuenta que el funcionamiento actual de la EBAR de Herrera es de alivio del colector general de Pasaialdea por lo que podría ser permisible un control del golpe de ariete mediante ventosas.

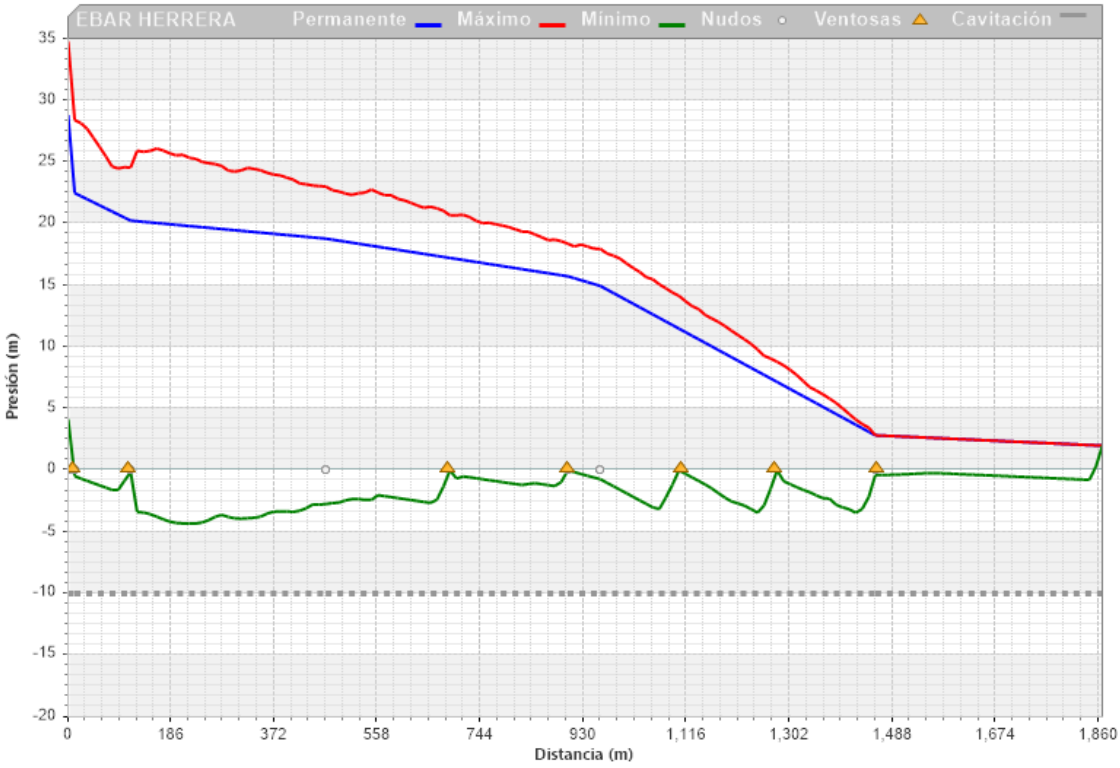
Aceptada inicialmente esta opción, se ha profundizado en su estudio fijaron los siguientes parámetros:

- Depresión máxima admisible: 4.5-5 mca
- Inercia de cada bomba: 7.8 Kg m2
- Se plantea colocar las siguientes ventosas 150 o 200 en los siguientes puntos:
  - Al comienzo de la impulsión en la estación de bombeo sustituyendo la ventosa Irua actual.
  - En los siguientes puntos del perfil longitudinal y planta de la impulsión antes del túnel II.
    - I-1, pk 100.70
    - I-5, pk 670.46
    - I-6, pk 890.44
  - A lo largo del túnel II en los siguientes pk suponiendo que empieza en la boca de San Pedro:
    - Pk 196 desde el comienzo del túnel
    - Pk 345 desde el comienzo del túnel
    - Pk 458 desde el comienzo del túnel. En este punto existe una ventosa natural de 200mm que se propone sustituir por una ventosa de CSA de 200 mm aunque igual no es necesario porque no se aprecia diferencia en el estudio del golpe de Ariete.

En base a este planteamiento se ha realizado un nuevo cálculo del golpe de ariete inicialmente con el programa Allievi con los resultados que se indican a continuación.

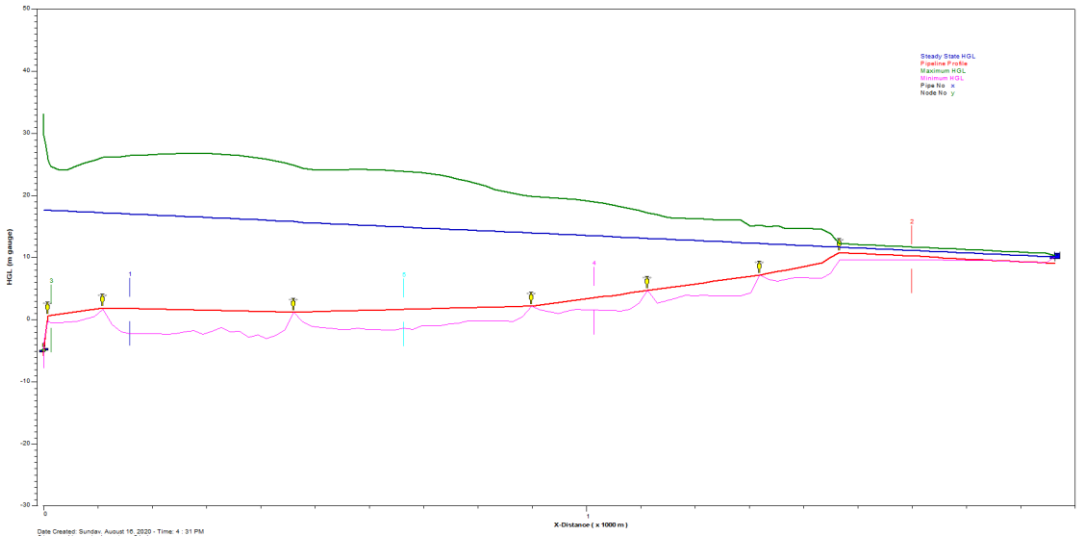


Como se puede apreciar, las depresiones máximas son del orden de 5 mca. Mejor detalle se aprecia en el siguiente gráfico en donde se señala como ordenadas las presiones obtenidas.

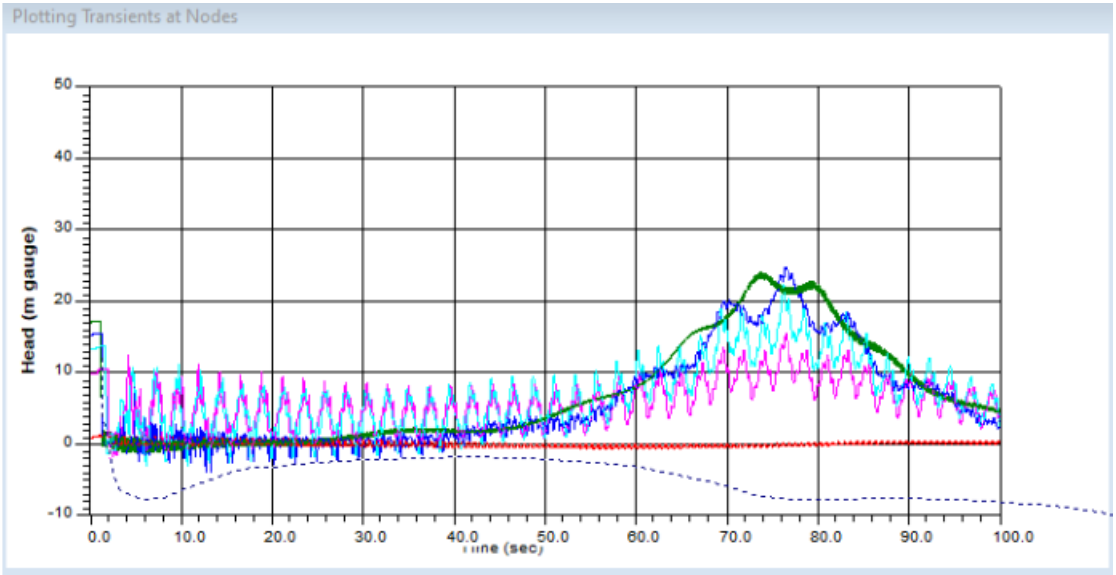


Se puede indicar que las máximas depresiones son de -4,31 mca y se localizan aguas abajo de la ventosa situada en el punto I-1, aproximadamente en el pk 230 del perfil longitudinal de la impulsión entre la EBAR y la boca de San Pedro del túnel II, junto a la boca de hombre I-2.

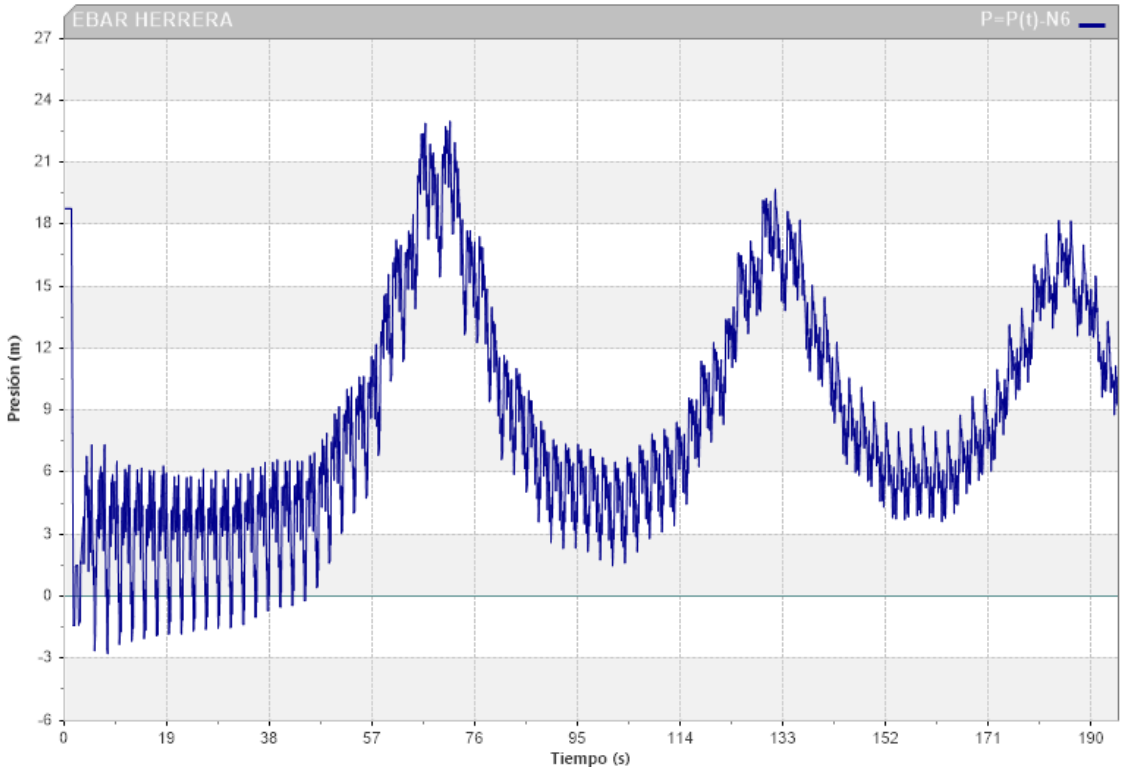
Este cálculo ha sido también comprobado por el programa de CSA con el siguiente resultado.



Este gráfico es realmente muy similar al gráfico anterior calculado con el programa Allievi. Por otro lado, en el siguiente gráfico se indica la evolución del golpe de ariete en los puntos de corte señalados en el gráfico y lo que se aprecia es que los tiempos en que se produce la depresión son realmente muy cortos (la línea azul oscura corresponde al pésimo).



Un gráfico similar realizado por Allievi en el punto I-3 que se localiza en el pk 453, es el siguiente



Se aprecia que la depresión es menor que la pésima pero que la duración de las puntas de la misma es casi instantánea, inferiores a la décima de segundo.

Por tanto, la solución planteada puede resolver la problemática de depresiones existente.

4 CONCLUSIONES

Como conclusiones de este trabajo se pueden establecer las siguientes:

- Las dos líneas de impulsión que salen de la EBAR de Herrera hacia el punto de vertido de Cala Murgita plantean problemas importantes de depresiones o presiones negativas ante paradas de las bombas sobre todo si las mismas son bruscas por caída del suministro eléctrico.

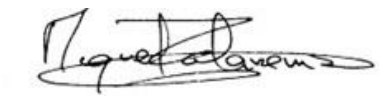
- Para reducir la influencia de estas depresiones a valores adecuados a los revestimientos previstos, es necesario colocar o bien unos calderines de 20.000 o 40.000 litros por línea en el exterior de la propia estación de bombeo o bien aumentar el número de ventosas existentes colocando unas ventosas antiariete que permiten utilizar parte de la tubería como calderín comprimiendo el aire que entra en el momento de las depresiones. Estas ventosas son especiales y sólo la suministran casas especializadas en este tipo de problemáticas.

- Del cálculo efectuado es necesario colocar por línea de impulsión 7 ventosas si bien la última, la situada al comienzo del túnel I se podría dejar como ventosa natural. Para ello es necesario reemplazar las existentes y colocar la ventosa de forma que se favorezca la posibilidad de crear pequeños colchones de aire como puede ser una boca de hombre.

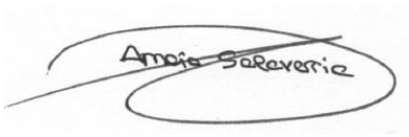
- Es conveniente colocar purgadores sónicos en las impulsiones individuales de cada bomba de acuerdo con el siguiente esquema:

- Es totalmente necesario que las válvulas de retención no pierdan agua y vacíen la tubería general de impulsión cuando no se bombea ya que ello obliga que al comienzo de cada bombeo sea necesario desalojar un importante volumen de aire y produce sin duda un incremento de la presión de bombeo hasta que se estabiliza. Sería necesario entrar en contacto con casas especializadas en válvulas de retención de gran diámetro (la tubería de 500 mm ya es un gran diámetro para las válvulas de retención). Parece que las válvulas más idóneas serían las válvulas de clapeta con eje descentrado de forma que el eje queda siempre en la parte superior y a poder ser de clapeta engomada, de acuerdo con las recomendaciones de Valmatic que se presentan en el Anexo nº 1 de este informe.

San Sebastián, 26 de Agosto de 2020



Fdo: Miguel Salaverria
Ingeniero de Caminos



Fdo: Amaia Salaverria
Ingeniera de Caminos



Fdo.: Ane Ezenarro
Ingeniera de Caminos

ANEXO Nº 1

DISEÑO Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE RETENCIÓN

White Paper

Design and Selection of Check Valves

Table of Contents

Introduction	2
Lift Check Valves	3
Swing Check Valves	4
Dashpot-Assisted Check Valves	6
Check Valve Selection Criteria	7
Initial Costs	7
Maintenance Costs	8
Headloss	10
Energy Costs	11
Total Valve Costs	12
Non Slam Characteristics	13
Fluid Compatibility	15
Selection Methodology	15
Conclusion	16
References	17

Copyright © 2018 Val-Matic Valve & Mfg. Corp.

INTRODUCTION

An essential element in the design of water and wastewater pumping systems is the proper selection of the pump discharge check valve, whose purpose is to automatically open to allow forward flow and automatically return to the closed position to prevent reverse flow when the pump is not in operation. Another function that is often overlooked is the valve's ability to minimize energy consumption. Patton estimated that water and wastewater plants in the United States consume 75 billion kW·h of energy annually and nearly 80% of that energy is consumed for high service pumping costs to overcome the static head and friction losses. But just as important, the valve should protect the pumping system and piping from pressure surges caused by sudden closure. Every pump station designer has witnessed check valve slam, which is caused by the sudden stoppage of reverse flow through a closing check valve. To prevent slam, an automatic check valve must either close very quickly or close slowly by using oil dashpot devices.



FIGURE 1. Typical Pumping System with Swing Check Valves

Three general categories of check valves will be presented in detail. First, Lift Check Valves such as the fast-closing silent and nozzle check valves, have spring-loaded discs, which move along the pipe axis over a short distance to close automatically in a fraction of a second. Because of their fast closure, these check valves rarely slam and hence have earned the name "silent". The second category of check valve is the Swing Check Valve such as the traditional swing check valve, which has a flat disc that pivots or swings about a hinge pin. Traditional swing check valves are by far the most common, can be equipped with various accessories such as a lever and weight, and unfortunately may be the most likely to slam. Lastly, Dashpot-Assisted Check Valves have controlled closure to control the changes in pipeline fluid velocity over a long period of time (i.e. 5 to 30 seconds) to help prevent surges in distribution systems. These three

categories of check valves, Lift, Swing, and Dashpot-Assisted are each designed with unique features for specific applications and each contribute differently to the system response and costs. There is no "universal" check valve for all applications.

Even when all of the various categories and types of check valves are understood, it is still difficult to make a rational decision about which type of check valve is best for a given application. Buying a check valve is similar to buying a car. There are many to choose from because every model is designed to meet different needs. The best car is not necessarily the fastest one. You may be looking for compactness, high performance, low cost, or advanced features; whatever the case, just as there is a car that best meets your requirements, there will similarly be a check valve that best meets your requirements. This paper will therefore describe the various types of check valves and discuss the common selection criteria such as cost and fluid compatibility, which can be used to narrow down the field of selection. Finally, the check valves will be rated on every criteria so that a methodical decision process can be used to identify the best valve solution to meet a given application.

LIFT CHECK VALVES

Lift Check Valves are simple, automatic, and cost effective but can result in high energy costs in the long run. Examples of lift checks include nozzle check, silent check, and ball check valves. These valves have no external moving parts and can be economical to produce and reliable in operation. Unfortunately, they do not provide indication as to whether they are open or closed, which may be an important feature in a pumping system.



Silent Check Valve

Silent Check Valves are commonly used in high-rise buildings and high head applications because of their quiet closure. They consist of a threaded, wafer, or flanged body; a corrosion resistant seat; and a disc with integral stems. When the flow is initiated, the disc is pushed to the right to allow forward flow. When the pump is stopped, the compression spring in the valve forces the valve closed before the flow reverses, which provides silent closure. They close very quickly (in about one tenth of a second) because of a short linear stroke, which is equal to one fourth of their diameter. It is interesting to note that even though the stroke is short at D/4, the cylindrical area between the open disc and the seat ($\pi \cdot D \cdot D/4$) equals the full port area ($\pi \cdot D^2/4$) where D equals the port diameter. Unfortunately, because the disc remains in the flow stream, a Silent Check Valve has high head loss and is mostly used for clean water applications with high head.



Nozzle Check Valve

Nozzle Check Valves operate similar to Silent Check Valves but have a smooth venturi-shaped flow path and annular disc with lower head loss than the Silent Check Valve, but with a longer laying length. Like the Silent Check Valve, the nozzle check has a spring-assisted, short linear stroke,

which provides the best non-slam characteristic of check valves. Nozzle Check Valves are commonly made in steel for high pressure classes to meet the rigors of industrial and power plant applications.



Ball Check Valve

Ball Check Valves are simple and compact and commonly used on small water or wastewater pumps where economy is important. A Ball Check Valve consists of a threaded or flanged body with internal features that guide a rubber-coated ball in and out of the seat as the flow goes forward and reverse. The ball rolls during operation and has a tendency to clean itself. The valve's top access port provides ease of maintenance without removal of the valve from the line. They can be used for both water and wastewater applications but have a high tendency to slam in high head applications or when there are parallel pumps because the ball has high inertia and must travel a long distance. In single pump and low head systems, Ball Check Valves may perform adequately and provide low head loss.

SWING CHECK VALVES

Swing Check Valves have historically been the most common category of check valve used in water and wastewater pumping systems. They are readily available, low cost, and have low head loss characteristics when full open. They are automatic in that they require no external power or control signal and operate strictly from the change in flow direction. However, there are many types of valves that fall into this category, and each has distinct advantages that should be understood. Swing Check Valves get their name because they generally consist of a body and a closure member or disc that pivots or "swings" about a hinge pin.



Dual Disc® Check Valve

The most compact Swing Check Valve is the Dual Disc® Check Valve as defined in American Water Works Association (AWWA) Standard C518. The body is a wafer design (fits between two pipe flanges) and has a hinge pin about which two opposing D-shaped discs rotate. There is another pin called the stop pin, which centers and stabilizes the discs in the flow stream when the valve is full open. This valve can be subject to vibration and wear in service and should include stabilization spheres at the ends of the pins to prevent pin vibration. The resilient seat is typically molded to the body and the spoke that runs across the body. Given that the spoke is in the flow stream and can collect debris, the Dual Disc® Check Valve is not used in wastewater containing solids. The valve port is about 80% of the pipe size so the headloss should be considered. The closure is assisted by a torsion spring which wraps around the hinge pin and presses against the back faces of the disc. Like lift checks, this type of valve does not provide any indication of open and close but because of the spring has good non-slam characteristics.



Swing Check Valve

The traditional Swing Check Valve is defined in AWWA Standard C508, has metal or resilient seats, and swings through a 60 to 90 degree stroke. Because of the long stroke, inertia of the disc, and friction in the packing, the valve may slam in multiple-pump and vertical-pipe installations. These valves are therefore often outfitted with a wide array of accessories, which are beyond the scope of the C508 Standard. Probably the most common accessory is a lever and weight. While it is normally assumed that the weight makes the valve close faster, it actually reduces slamming by limiting the stroke of the disc, but in return, may cause a significant increase in headloss. However, manufacturers usually publish flow coefficients for full open valves and rarely for partially open ones. The valve closure is also slowed by the inertia of the disc and weight and the friction of the stem packing. Some Swing Check Valves have slanted seats (typically about 5 degrees) to promote closure and sealing at low pressures but as long as the center of gravity of the disc and arm assembly are upstream of the seating surface and pin, there will be a closing moment to provide adequate closure and sealing at low pressures. The external lever provides good indication of valve position and the full port provides good service in both water and wastewater.



Air Cushion

In more severe high head applications, an air cushion is sometimes used to prevent slamming. Everyone has experienced the positive effect of an air cushion on a slamming storm door. But the conditions in a water pipeline are significantly different. When a door slams, its momentum is smoothly absorbed by the air cushion because as the door slows, the forces from the closing spring and outside wind become less and less. Conversely, when a check valve in a water pipeline closes, the reverse flow is quickening at a tremendous rate so that every fraction of a second that the valve closure is delayed, the forces on the disc will increase by an order of magnitude. In actual practice, the air cushion holds the disc open long enough for the reverse flow to intensify thereby slamming the disc even harder into the seat. Since air cushions use air which is compressible, they provide very little positive restraint of the closing disc and cannot counteract the enormous forces being exerted by the reverse flow. If faster closure is needed or desired, a lever and spring is a better accessory. Springs inherently have little inertia and are very effective at accelerating the disc movement and providing fast closure and better slam characteristics. Swing Check Valves can also be equipped with oil dashpots to provide effective means of slam prevention.



Resilient Hinge Check Valve

The newest type of Swing Check Valve listed in AWWA C508 and the valve having the greatest impact in the water/wastewater industry today is the Resilient Hinge Check Valve. As the name implies, the swing action occurs from flex action in the rubber molded disc instead of rotation about a hinge pin. The Resilient Hinge Check Valve is highly dependable with virtually no maintenance because the only moving part is the flexible disc. This valve has a 100% port slanted at a 45-degree angle, which provides a short 35-degree stroke, quick closure, and low head

loss. The valve is also available with a mechanical indicator and limit switches. A special model of this valve has even faster closure due to the addition of disc accelerators or springs which provide non-slam characteristics similar to that of a silent check valve.



Tilted Disc® Check Valve

On the other end of the swing check valve spectrum is the Tilted Disc® Check Valve, which has extremely low headloss because of its 140% port area and its butterfly valve-type disc design wherein the flow is allowed to pass on both sides of the disc. The Tilted Disc® Check Valve also has reliable aluminum-bronze metal seats and can be equipped with top or bottom mounted oil dashpots to provide effective means of valve control and surge control for medium length systems. Like other swing check valves, the Tilted Disc® Check Valve is fully automatic and requires no external power or electrical signal from the pump control system. It has an external position indicator and is limited to water or treated effluent because the pins extend into the flow stream and can collect debris.

DASHPOT-ASSISTED CHECK VALVES

A proven accessory for dampening swing check valve closure is an oil cushion, also referred to as a bottom-mounted oil dashpot. As shown in the figure below, when the check valve disc is near the closed position, it strikes a snubber rod, whose linear motion is controlled by a high-pressure oil hydraulic cylinder and flow control valve so that this last 10% of travel occurs over 1-5 seconds. The reverse velocity through the check valve will be dampened over a few seconds thus reducing the water hammer associated with sudden check valve closure. These dashpots can be a furnished with swing check and tilted disc check valves. While expensive, they positively prevent check valve slam.



FIGURE 2. Tilted Disc® Check Valve Bottom-Mounted Oil Dashpot

CHECK VALVE SELECTION CRITERIA

In order to match the best type of check valve with a given application, several operating parameters must be defined. These selection criteria may or may not be important for a given application, but they all play a role in the selection process. The criteria that will be discussed in detail are listed in Table 1.

SELECTION CRITERIA	SIGNIFICANCE
Initial Costs	Valve purchase costs can vary widely and should also include installation costs.
Maintenance Costs	The more complex the valve, the greater the maintenance costs.
Headloss and Energy Costs	Some valves can cost far more in energy cost than their initial cost.
Non-Slam Characteristics	It is essential to match the closing characteristic of the valve with the dynamics of the pumping system.
Fluid Compatibility	Only certain check valves can tolerate sediment and solids in the flow.

TABLE 1. Selection Criteria for Check Valve Selection

INITIAL COSTS

The purchase cost of various check valves are readily available from local distributors or manufacturers and can vary widely based on features and the level of quality. It is important to understand that the purchase cost only represents a portion of the initial cost. The installation cost may be even greater than the purchase cost. Some check valves are very compact (wafer type) with short laying lengths and may result in shorter piping runs and smaller dry wells or piping galleries. At the same time, however, many compact check valves require three to five straight diameters of straight pipe upstream to avoid vibrations and premature wear of the valve. The laying length should therefore include the additional piping recommended by the valve manufacturer. Some valves may not be suitable for vertical pipe runs and therefore may require an additional horizontal section of pipe to accommodate them. Again, extra pipe translates into larger pipe galleries.

Certain types of check valves and most large check valves will require some means of weight support. Lift Check Valves are typically supported just like a pipe fitting and are supported by the pipe itself. Large Swing Check Valves may have considerable weight and require concrete pads to support the valve weight. In summary, the initial cost of the check valve should consider its laying length and the laying length of required piping and the cost of installation and supports. Typical initial costs for 12 inch check valves are shown in Table 2.

Estimated 12 in. Check Valve Installed Costs			
TYPE OF VALVE	Purchase Cost	Mechanical Cost	Installed Cost
Ball Check Valve	$9,000	$300	$9,300
Silent Check Valve	$4,500	$300	$4,800
Nozzle Check Valve	$9,500	$500	$10,000
Dual Disc® Check Valve	$1,900	$200	$2,100
Swing Check Valve / Weight	$7,500	$500	$8,000
Resilient Hinge Check Valve	$5,500	$300	$5,800
Tilted Disc®, Bottom Dashpot	$18,000	$1500	$19,500

* Based on 2017 market pricing

TABLE 2. Estimated 12 In. Check Valve Costs

MAINTENANCE COSTS

It is usually safe to say that the more moving parts in a valve, the greater the need for maintenance. A simple Lift Check Valve can provide service for decades without maintenance because the disc stem slides through permanently lubricated bearings. Lift Check Valve springs are typically proof of design tested to at least 50,000 cycles and can last far longer. The only maintenance on Lift Check Valves would be to regularly listen to the valve when the pump is not running and try to hear for seat leakage. Leakage sounds like a hissing noise and can be easily detected with a doctor's stethoscope. Once leakage becomes steady, it will just be a matter of months before the metal seat trim begins to erode and allow excessive leakage. The leakage erodes the seat in localized areas and is often described as wire draw because it looks like a thin abrasive wire was pulled across the seating surface. Chattering should also be observed, which consists of clanking against the open stop or seat, which may be a result of swirling flow or insufficient velocity to peg the valve open. It is tempting for engineers to sometimes install a check valve that is three or more sizes larger than the pump discharge nozzle to reduce the headloss. That is admirable, but check valves require a minimum velocity for proper operation. Chattering or spinning of the disc during constant flowing conditions may reduce the bushing and spring life to less than one year. The use of variable frequency drives are sometimes dialed down to produce velocities less than 4 feet per second which can prevent full opening of the check valve and higher head loss through the valve.

Depending on the model selected, Swing Check Valves can require costly regular maintenance to adjust packing or lubricate bearings, which may drive up the cost of the valve, or on the other hand, be the best friend of the maintenance crew at the plant. Either way, the manufacturer's recommended maintenance plan should be reviewed and figured into the lifetime cost of the valve. Most manufacturers post their instruction manuals on the Web so it is a simple matter to review the applicable section on maintenance. More specifically, when a Swing Check Valve has an external lever and weight, there must be a seal around the stem where it penetrates the body. These seals tend to leak and require regular maintenance and if

the adjustment is not done correctly, the packing may be too tight, causing excess friction thereby slowing the valve closure and causing valve slam.

The Resilient Hinge Swing Check Valve benefits from the fact that the hinge pin is contained within the resilient disc, and it does not penetrate the body; hence, no packing. This valve basically has only one moving part, the flexible disc, so there is no regular maintenance needed. Both types of swing check valves have a bolted top access port so if leakage is observed, the valve can be inspected and repaired without removing it from the line.

When Swing Check Valves are equipped with air or oil dashpots, additional maintenance will be needed. As was said before, the more moving parts, the more maintenance. The cylinders and controls are subject to external corrosion and can seize up so they should be inspected at least every six months. Oil systems often have accumulator tanks with a set air pressure in them that should be maintained. The air may be needed to assist in the operation of device (i.e. extend its rod) so if the air pressure is lost, the device may become inoperable and the valve may slam. And air always tends to find a way out of a pressurized system including fittings, cylinder seals, and even pressure gauge mechanisms. Spraying the air piping with soap solution is an easy way to detect minute leakage.

Table 3 illustrates the difference between the maintenance costs of the various types of check valves in the 12-24 in. size range.

CHECK VALVE TYPE		DESCRIPTION OF MAINTENANCE	ESTIMATED ANNUAL COST (Rate = $75/hour)
LIFT	Ball Check	Simple valve requires only annual check for leakage.	$150
	Silent Check	Simple valve requires only annual check for leakage.	$150
	Nozzle Check	Simple valve requires only annual check for leakage.	$150
SWING	Dual Disc® Check	Simple valve requires only annual check for leakage.	$150
	Traditional Swing Check with Lever and Weight	Stem packing and accessories require regular maintenance.	$600
	Resilient Hinge Swing Check	Simple valve requires only annual check for leakage.	$150
	Tilted Disc® Check Valve with Oil Dashpot	Monthly lubrication and attention to the dashpot system are needed.	$1800

TABLE 3. Estimated Check Valve Maintenance Costs

HEADLOSS

The pump discharge head is needed to overcome the combination of the static head and the friction head of the distribution system. The static head represents the difference in elevation between the source and the highest point of water storage or service. The friction head is caused by roughness in the pipe and local flow disturbances such as fittings and valves. Pumping and distribution system valves come in many varieties, but they all cause some friction head.

Valve body geometry dictates the general flow area through the valve. Some valves restrict the flow area to below 80% of the pipe area. Also, the internal contours of the body and seat should be smooth to avoid creating excessive turbulence. Valve bodies and laying lengths are sometimes much greater than the pipe size to achieve a smooth flow pattern. If the port area is equal to the pipe size, then the closure member or disc needs to be somewhat larger to affect a seal. Then the body is contoured outward around the disc to achieve a full flow area through the valve such as the globe style Silent Check Valve. Other valves take advantage of an angled seat so that the pipe area can be maintained through the port without greatly increasing the size of the valve body such as the Resilient Hinge Check Valve.

The design of the closure member is also important in reducing headloss for two reasons. First, the lowest headloss will be achieved if the disc swings or rotates out of the flow path. Second, discs can also have special contours and shapes to fully open at low fluid velocities and create a smooth flow path through the valve.

There are many flow coefficients and headloss formulas in general use today for rating of various valves on the basis of headloss. Probably the most common flow coefficient for water valves is the C_v flow coefficient, which is defined as the amount of water in gallons per minute (gpm) that will pass through a valve with a 1 psi pressure drop. Hence, the more efficient the valve, the greater the valve C_v. Table 4 illustrates typical flow coefficients for 12 in. check valves in order of increasing C_v.

Typical 12 in. Valve Flow Data			
TYPE OF VALVE	**PORT SIZE**	**C_v**	**K_v**
Silent Check Valve	100%	2480	3.00
Swing Check Valve	100%	3395	1.60
Ball Check Valve	100%	3500	1.50
Dual Disc® Check Valve	80%	4100	1.10
Nozzle Check Valve	100%	4700	0.83
Resilient Hinge Check Valve	100%	4800	0.80
Tilted Disc® Check Valve	140%	5400	0.63

TABLE 4. Valve Types and Flow Coefficients

Another flow coefficient to use for evaluating valve headloss is the resistance coefficient K_v used in the general valve and fitting flow formula:

$$\Delta H = K_v v^2 / 2g$$

where:

ΔH = headloss, feet of water column
K_v = resistance coefficient (valve), dimensionless
v = fluid velocity, ft/sec
g = gravity, ft/sec^2

The flow factor K_v can also be related to the C_v by the formula:

$$K_v = 890\, d^4 / C_v^2$$

where:

d = valve diameter, in.

K_v factors for various valves are similar in magnitude and similar from size to size. For example, a geometrical similar 12 in. valve and a 72 in. valve may have nearly identical K_v's. Because of this similarity, K_v's are ideal for use in comparing valves and fittings. With the understanding that a run of 100 feet of steel pipe has a K of 1.5, and a pipe exit has a K of 1.0, an engineer can easily understand the relative impact a valve has on the total piping system pressure loss. For example, the Silent Check Valve has a K_v of 3.0 which would be equivalent to the loss produced by about 200 feet of pipe.

Comparisons can also be made between various manufacturers for the same type of valve. For example, the published K_v's for 12 in. Silent Check Valves from three prominent suppliers in the US water industry varies from 2.7 to 3.0. The magnitude of this difference is not significant when compared to the total K of a piping system which may range from 50 to 200. The lesson here is that while it is important to consider the headloss between types of valves, the headloss between various suppliers of a given valve type does not typically produce significant changes in system operation. This fact is also the reason that piping system computer simulations accurately model system behavior based on generic valve characteristic data. Given that design differences between brands are small and testing methods can vary, slight differences in published flow data among manufacturers can usually be ignored.

ENERGY COSTS

The headloss from valves can be converted into an annual energy cost related to the electrical power needed by the pump to overcome the additional headloss from the valve with the equation from AWWA M49:

$$A = (1.65\ Q\ \Delta H\ S_g\ C\ U) / E$$

where:

A = annual energy cost, $/yr
Q = flow rate, gpm
ΔH = head loss, ft. of water
S_g = specific gravity, dimensionless (water = 1.0)
C = cost of electricity, $/kW·h
U = usage, percent x 100 (1.0 equals 24 hours per day)
E = efficiency of pump and motor set (0.80 typical)

For example, the difference in headloss between a 12 in. Tilted Disc® Check Valve (K = .63) and a Silent Check Valve (K = 3.0) in a 4500 gpm (12.76 ft/sec) system can be calculated as follows:

$$\Delta H = K\ v^2 / 2\ g$$

substituting:

$$\Delta H = (3.0 - 0.63)\ (12.76)^2 / 2 \cdot 32.2$$
$$= 6.0 \text{ ft. wc}$$

This difference in headloss can then be used to calculate the difference in annual operating costs assuming an electricity cost of $.08 per kW-hr. and 50% usage.

$$A = (1.65 \times 4500 \times 6.0 \times 1.0 \times 0.08 \times 0.5) / (0.8)$$
$$= \$2230$$

The calculation shows that the use of a 12 in. Tilted Disc® Check Valve in the place of a 12 in. Silent Check Valve can save $2,230 per year in energy costs. If the pump station had four such valves operating for forty years, the total savings would be about $356,000 over the life of the plant. It is clear that the pumping costs can be more significant than the installed costs. Further, the larger the valve, the greater the impact from the energy costs. A comparison of the 40-year energy costs for the various types of check valves is shown in Table 5.

TOTAL VALVE COST

The total valve cost is simply the sum of the initial cost, maintenance costs, and energy costs over the life of the valve as shown in Table 5 and Figure 3.

12 inch Check Valve Total Cost over 40 Years					
TYPE OF CHECK VALVE		Installed Cost	Energy Cost*	Maintenance Cost	Total Cost
LIFT	Ball Check	$9,300	$56,300	$6,000	$71,600
	Silent Check	$4,800	$112,700	$6,000	$123,500
	Nozzle Check	$10,000	$31,100	$6,000	$47,100

SWING	Dual Disc®	$2,100	$41,300	$6,000	$49,400
	Swing Check & Weight	$8,000	$60,100	$24,000	$92,100
	Resilient Hinge	$5,800	$30,000	$6,000	$41,800
	Tilted Disc® with Bottom Dashpot	$19,500	$23,600	$72,000	$115,100

*For 40 Years, based on 50% usage, $.08/kW-h, 12.76 ft/sec velocity.

TABLE 5. 12 in. Check Valve Projected Costs for 40 Years

By looking at the table of 40-year costs, it is clear that energy costs are significant in the overall cost of the valve.

NON SLAM CHARACTERISTICS

Pumping systems are often plagued from day one with the problem of check valve slam and the effects of the resultant system pressure surge. Significant research has been conducted to understand the dynamic closing characteristics of various automatic check valves including Ball Check, Swing Check, Tilted Disc®, Resilient Disc, Dual Disc®, and Silent Check Valves (Ballun). Check valve slam is a two-step process. First, after pump stoppage, the flow reverses and flows backwards through the check valve before it can fully close. Second, the closure member suddenly shuts off the reverse flow. When flow velocity is suddenly changed in a piping system, the kinetic energy of the flowing fluid turns into pressure. For every 1 ft/sec change in velocity, there will be approximately a 50 psig pressure spike. It only takes about a 0.5 ft/sec change in velocity or 25 psig to produce a mild slam. A 1 ft/sec change in velocity or 50 psig may produce an audible noise that will carry across the building annoying operating personnel or even neighboring houses. When a slam is observed, it sounds like the noise is caused by the closure member hitting the seat, but in actuality, the slam noise is caused by the pressure spike which instantaneously stretches the pipe wall causing the audible water hammer sound wave. Knowing that the sudden stoppage of reverse flow and the resultant pressure spike is the cause of the slam, an ideal check valve will close before any reverse velocity occurs. Unfortunately, all check valves allow some reverse velocity depending on the dynamics of the system.

The slamming potential of various check valves and their ability to prevent reverse flow can be understood with consideration to the valve geometry. As was said earlier, the best way to prevent slam is to close the valve very fast. But what makes a valve close fast?

The disc location contributes greatly to the closure. If the disc moves or pivots out of the flow stream when open, it will be difficult for the reverse flow to rapidly close the valve. Of the three Lift Check Valves discussed, it can be seen that the Ball Check's closure member is pushed out of the flow stream up an angled channel by the flow while the Silent Check Valve's disc remains in the flow stream. Hence, when the flow reverses, the reverse flow will immediately impact the Silent Check Valve disc causing it to close faster than the Ball Check Valve. Even though a Silent Check Valve closes in about one tenth of a second, reverse flow is still flowing

through the valve, but at a negligible amount. When it comes to Swing Check Valves, they all have the closure member in the flow stream which will assist in rapid closure. A related geometric feature of the valve is the length of stroke. It only makes sense that the further the disc must travel, the longer it will take to close. Of the Lift Check Valves, the Silent and Nozzle Check Valves have the shortest stroke (one fourth of the diameter) and the Ball Check Valve has the longest (one diameter). Of the Swing Check Valves, the Resilient Hinge Check Valve has the shortest stroke (35 degrees) and the traditional Swing Check the longest (60 to 90 degrees).

If the deceleration of the forward flow can be estimated, such as with a transient analysis of the pumping system, the slamming potential of various check valves can be predicted. The non-slam characteristics of check valves are shown for various system decelerations in Figure 3. The valves whose curves are furthest to the right have the best non-slam characteristics. The reverse velocities and resultant slams may be higher for larger size valves.

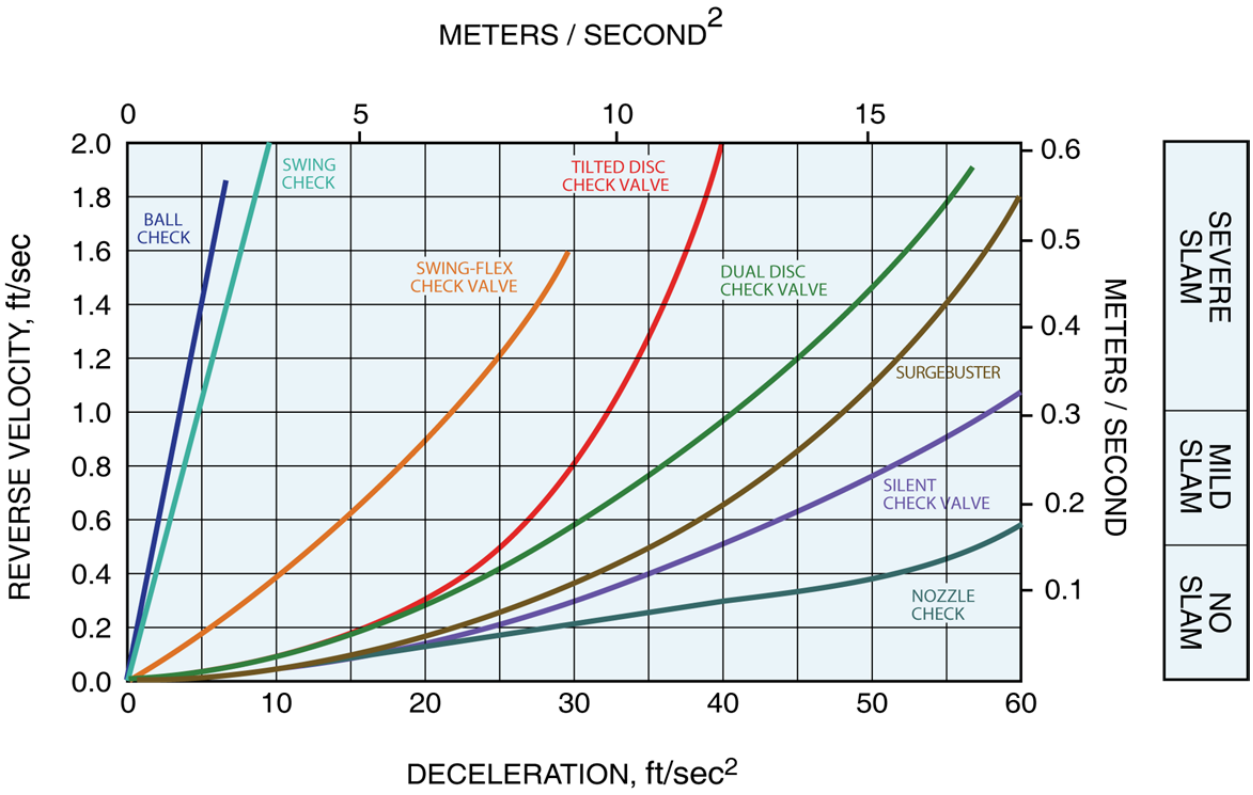


FIGURE 3. Non Slam Characteristics of Various 8 In. Check Valves

Finally, the non-slam characteristics of check valves can be affected by the orientation of their installation. Regardless of design, all check valves can be installed in the horizontal position even with a slight slope of the pipe. However, special considerations should be given to valves installed in vertical installations. In vertical flow-up applications, slamming problems can be amplified because a vertical column of water rapidly reverses. Also, in vertical pipes, the valve

disc may be in the vertical plane and will have no gravity assistance in closing. While a lever may counterbalance the disc, the added inertia may cause the rapid reverse flow to force the disc violently into the seat. The best valves for vertical pipe applications are the valves with short linear strokes or valves with angled seats.

FLUID COMPATIBILITY

Line media is critical to check valve selection. The rule of thumb regarding check valve selection and suspended solids is the higher the concentration of suspended solids, the more care required when selecting a check valve. All check valves on the market today will handle water or treated wastewater, but as we move from potable to raw water to waste water to screened sewage to raw sewage, many valves must be excluded. There are several factors to consider. Will the valve seat properly if suspended solids are present? Are there shafts, stems, spokes, or discs in the flow stream? Geometry of the body is also important because voids or areas where solids can become trapped may impede operation. The higher the solids content the more desirable a full ported design becomes to avoid clogging. If the valve has a straight, smooth flow path, the potential for clogging is greatly minimized. With these concepts in mind, Nozzle Check, Silent Check, Dual Disc® and Tilted Disc® valves should not be used for wastewater containing high solids.

	CHECK VALVE TYPE	FLUID COMPATIBILITY
LIFT	Ball Check	Water or Wastewater
	Nozzle Check	Clean service only
	Silent Check	Clean service only
SWING	Dual Disc®	Clean Service Only
	Traditional Swing Check with Lever and Weight	Water or Wastewater
	Resilient Hinge Swing Check	Water or Wastewater
	Tilted Disc® Check Valve	Clean Service Only

TABLE 6. Check Valve Application Data

SELECTION METHODOLOGY

With the understanding of the three selection criteria for various types of check valves, the

design engineer now needs a rational decision process to assist in narrowing down the field of available valves and identify the best valve for the given application.

Table 7 illustrates one possible methodology wherein each criterion is assigned a weight for the given application. The various criteria are listed across the top of the table. The types of valves under consideration are listed down the side of the table. In the example shown in the figure, the highest weight (5) was assigned to Non-Slam because the application was in a residential area where no noise can be tolerated. Next, based on valve data, a rating was given to each valve in each category. Finally, each rating is multiplied by the criteria weight and summed to the right for each valve. The engineer can then judge which valve is best for the given application.

In this example, the engineer might give the nod to the Resilient Hinge Check Valve with spring. As the weights and ratings are assigned, the results will, of course, vary.

WEIGHT:	3	5	2	TOTAL SCORE
VALVE TYPE	TOTAL COST	NON-SLAM	FLUID COMP.	
Ball Check	5	1	5	30
Silent Check	5	5	2	44
Nozzle Check	5	5	2	44
Dual Disc®	5	4	2	39
Swing Check, Weight	4	2	5	32
Resilient Hinge (RH)	5	3	5	40
RH With Spring	4	5	5	**47**
Tilted Disc®, Dashpot	3	5	2	38

TABLE 7. Check Valve Selection Table with Sample Weights and Ratings

CONCLUSION

Now that the types of check valves and their performance characteristics are better understood, a rational decision process can be applied to selecting check valves for specific applications that satisfy individual preferences and system parameters. There is no single check valve that is the best for all applications. Every installation will require the selection criteria to be given different weights, so it follows that there are applications suitable for all of the check valves available.

REFERENCES

1. American Water Works Association, AWWA M49. "Quarter-Turn Valves: Head Loss, Torque, and Cavitation Analysis", Third edition, 2017, Denver, Colo. P. 33.
2. American Water Works Association, AWWA C508. "Check Valves 2 in. through 24 in", Denver, Colo.
3. American Water Works Association, AWWA C518. "Dual Disc Check Valves", Denver, Colo.
4. Ballun, John V., (2007). "A Methodology for Predicting Check Valve Slam", *Journal AWWA*, March 2007, 60-65.
5. Patton, James L. and Michael B. Horsley, "Curbing the Distribution Energy Appetite," *Journal AWWA*, Vol. 72, No. 6., June, 1980, pp 314-320.

Disclaimer

Val-Matic White Papers are written to train and assist design engineers in the understanding of valves and fluid systems. Val-Matic offers no warranty or representation as to design information and methodologies in these papers. Use of this material should be made under the direction of trained engineers exercising independent judgement.

ANEXO Nº 2

RESULTADOS DE LA CALIBRACIÓN

TUBERIA DE IMPULSION EBAR HERRERA

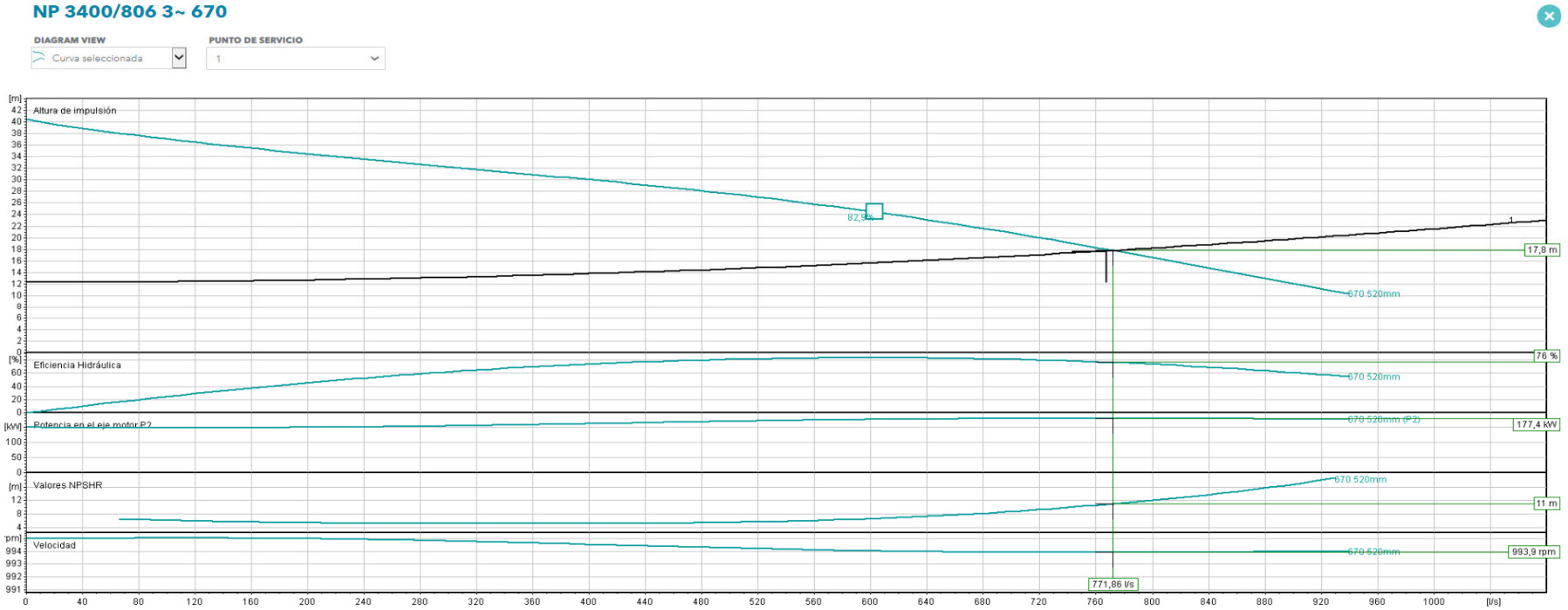
1 BOMBA EN FUNCIONAMIENTO DATOS: Q= 778 L/S; p= 12.7 M; ALTURA SOBRE SOLERA= 4.32

COTA SOLERA:	-5,88
Q=	778
COTA	-1,56

VISCOSIDAD= 0,0000013

DENOMINACION	RUGOSIDAD	CAUDAL M3/H	CAUDAL L/S	DIAMETRO mm	LONGITUD METROS	COEFICIENTE PERD.LOCAL	VELOCIDAD M/S	PENDIENTE H TUBERIA	PERDIDA TUBERIA METROS	PERDIDA LOCALIZADA METROS	PERDIDA TOT METROS
TRAMO INTERIOR EBAR	**0,25**	**2800,80**	778,00	**500**	**10,13**	3,05	3,962	0,027	0,271	2,441	2,712
TRAMO INTERIOR EBAR	**0,25**	**2800,80**	778,00	**900**	**7,74**	0,60	1,223	0,001	0,010	0,046	0,055
TRAMO EXTERIOR EN ACERO	**0,25**	**2800,80**	778,00	**900**	**547,51**	2,60	1,223	0,001	0,682	0,198	0,880
TRAMO EXTERIOR EN FUNDICIÓN	**0,15**	**2800,80**	778,00	**900**	**122,95**	0,55	1,223	0,001	0,138	0,042	0,180
TRAMO EXTERIOR EN ACERO HASTA VENTOSA	**0,25**	**2800,80**	778,00	**900**	**774,90**	4,50	1,223	0,001	0,965	0,343	1,309
TRAMO TUNEL EN ACERO VENTOSA-ROTURA CARGA	**0,25**	**2800,80**	778,00	**900**	**409,23**	0,00	1,223	0,000	0,000	0,000	0,000

	CAUDAL M3/H	CAUDAL L/S	PERDIDA TOT METROS	ALTURA ESTATICA MINIMA	TOTAL A BOMBEAR MINIMO	CÁLCULO DE PRESIÓN	MEDICIÓN DE PRESIÓN
TOTAL	**2800,80**	**778,00**	**5,136**	**12,330**	**17,466**	**12,119**	**12,700**



TUBERIA DE IMPULSION EBAR HERRERA

2 BOMBAS EN FUNCIONAMIENTO DATOS: Q= 1341 L/S; p= 16.8 M; ALTURA SOBRE SOLERA= 4.37

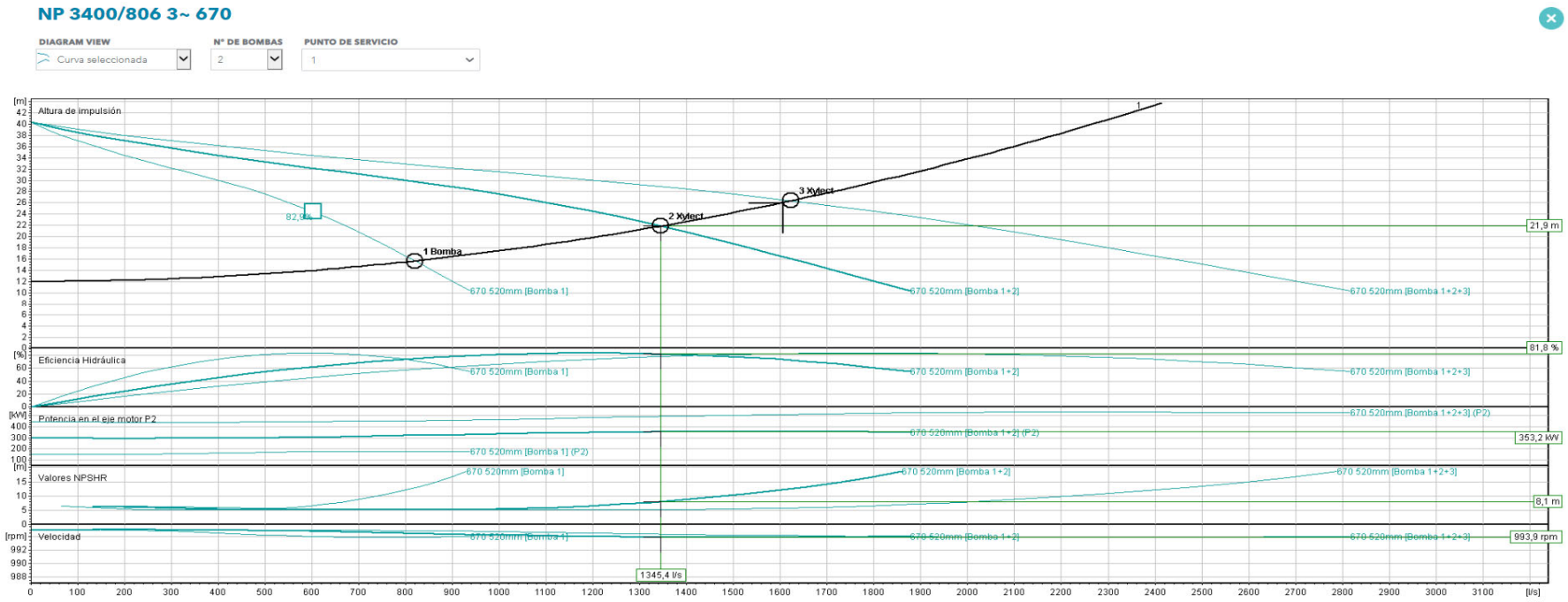
COTA SOLERA: -5,88

Q= 1341
COTA -1,51

VISCOSIDAD= 0,0000013

DENOMINACION	RUGOSIDAD	CAUDAL M3/H	CAUDAL L/S	DIAMETRO mm	LONGITUD METROS	COEFICIENTE PERD.LOCAL	VELOCIDAD M/S	PENDIENTE H TUBERIA	PERDIDA TUBERIA METROS	PERDIDA LOCALIZADA METROS	PERDIDA TOT METROS
TRAMO INTERIOR EBAR	0,25	2413,80	670,50	500	10,13	3,05	3,415	0,020	0,201	1,813	2,014
TRAMO INTERIOR EBAR	0,25	4827,60	1341,00	900	7,74	0,60	2,108	0,004	0,029	0,136	0,165
TRAMO EXTERIOR EN ACERO	0,25	4827,60	1341,00	900	547,51	2,60	2,108	0,004	2,026	0,589	2,615
TRAMO EXTERIOR EN FUNDICIÓN	0,15	4827,60	1341,00	900	122,95	0,55	2,108	0,003	0,410	0,125	0,534
TRAMO EXTERIOR EN ACERO HASTA VENTOSA	0,25	4827,60	1341,00	900	774,90	4,50	2,108	0,004	2,867	1,019	3,886
TRAMO TUNEL EN ACERO VENTOSA-ROTURA CARGA	0,25	4827,60	1341,00	900	409,23	1,00	2,108	0,004	1,514	0,226	1,741

	CAUDAL M3/H	CAUDAL L/S	PERDIDA TOT METROS	ALTURA ESTATICA MINIMA	TOTAL A BOMBEAR MINIMO	CÁLCULO DE PRESIÓN	MEDICIÓN DE PRESIÓN
TOTAL	4827,60	1341,00	10,955	10,640	21,595	16,636	16,900



TUBERIA DE IMPULSION EBAR HERRERA

3 BOMBAS EN FUNCIONAMIENTO DATOS: Q= 1607 L/S; p= 19.9 M; ALTURA SOBRE SOLERA= 2.98

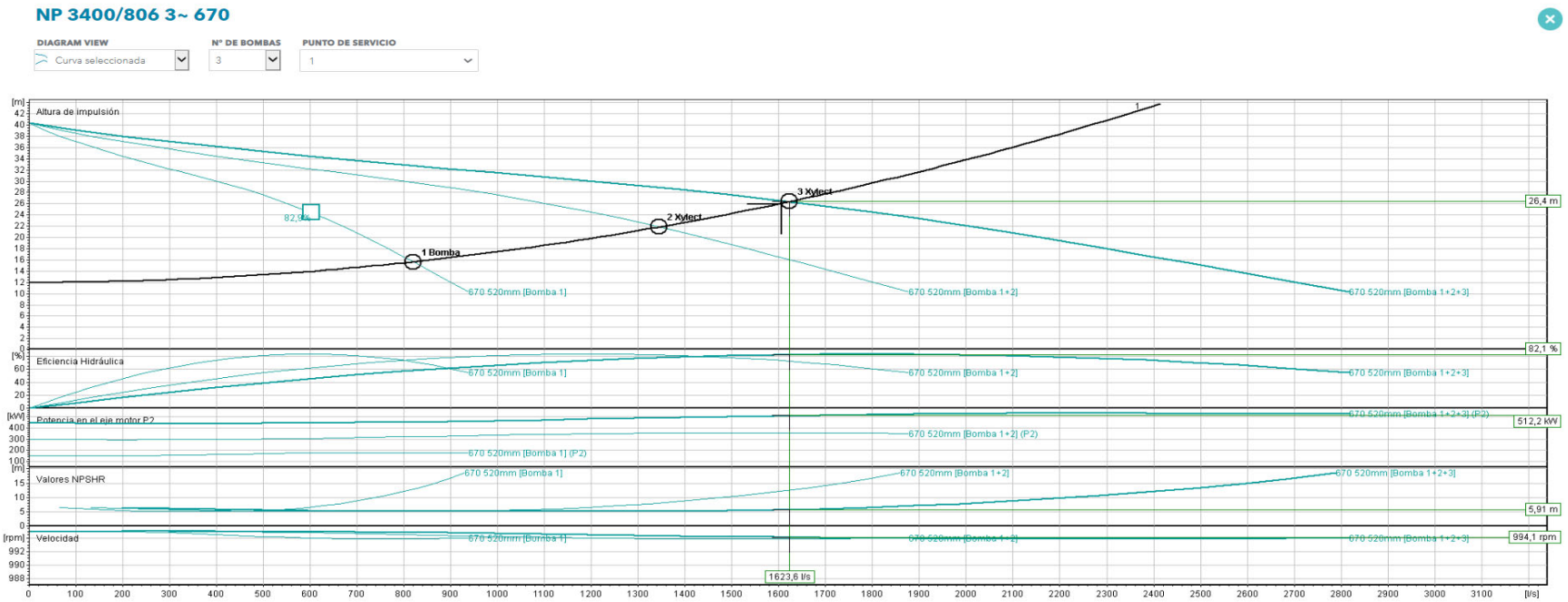
COTA SOLERA: -5,88

Q= 1607
COTA -2,9

VISCOSIDAD= 0,0000013

DENOMINACION	RUGOSIDAD	CAUDAL M3/H	CAUDAL L/S	DIAMETRO mm	LONGITUD METROS	COEFICIENTE PERD.LOCAL	VELOCIDAD M/S	PENDIENTE H TUBERIA	PERDIDA TUBERIA METROS	PERDIDA LOCALIZADA METROS	PERDIDA TOT METROS
TRAMO INTERIOR EBAR	**0,25**	**1928,40**	535,67	**500**	**6,40**	3,05	2,728	0,013	0,081	1,157	1,238
TRAMO INTERIOR EBAR	**0,25**	**5785,20**	1607,00	**900**	**5,50**	0,60	2,526	0,005	0,029	0,195	0,224
TRAMO EXTERIOR EN ACERO	**0,25**	**5785,20**	1607,00	**900**	**547,51**	2,60	2,526	0,005	2,909	0,846	3,755
TRAMO EXTERIOR EN FUNDICIÓN	**0,15**	**5785,20**	1607,00	**900**	**122,95**	0,55	2,526	0,005	0,588	0,179	0,767
TRAMO EXTERIOR EN ACERO HASTA VENTOSA	**0,25**	**5785,20**	1607,00	**900**	**774,90**	4,50	2,526	0,005	4,117	1,464	5,581
TRAMO TUNEL EN ACERO VENTOSA-ROTURA CARGA	**0,25**	**5785,20**	1607,00	**900**	**409,23**	1,00	2,526	0,005	2,174	0,325	2,500

	CAUDAL M3/H	CAUDAL L/S	PERDIDA TOT METROS	ALTURA ESTATICA MINIMA	TOTAL A BOMBEAR MINIMO	CÁLCULO DE PRESIÓN	MEDICIÓN DE PRESIÓN
TOTAL	**5785,20**	**1607,00**	**14,064**	**12,030**	**26,094**	**20,712**	**19,900**



ANEXO Nº 3

CARACTERÍSTICAS DE VENTOSAS ANTIARIETE

Figura 9421

DN50/200 **PN10-16**

Ventosa Trifuncional para Aguas Residuales

PASO TOTAL



DESCRIPCIÓN DE PROYECTO

Estas ventosas están diseñadas para evacuar grandes cantidades de aire en el llenado, evacuar bolsas de aire acumuladas durante el servicio y admitir grandes cantidades de aire impidiendo el vacío.

Para ello dispone de un solo cuerpo compacto que aloja todos los mecanismos. Las tres funciones se realizan por flotación de una única boya, construida en acero inoxidable. Asimismo todas las partes internas son también de acero inoxidable.

El asiento principal es fácilmente intercambiable construido en NBR. Cuando la deposición de sedimentos, grasas o sólidos es muy frecuente, se incorpora un sistema de limpieza opcionalmente, consistente en una válvula de aislamiento en la entrada y válvulas de interconexión con desconexión rápida para permitir un lavado rápido con agua limpia.

Cierre estanco a partir de 0,1 bar. Consultar para presiones de trabajo inferiores.

Fluido:

Aguas residuales

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN / RECUBRIMIENTO

Cuerpo: Fundición Nodular GJS-500-7
Tapa: - Hasta DN100 en fundición nodular GJS-500-7
- DN150 y DN200 en Acero al Carbono
Mecanismos internos: Acero inoxidable A304 (opc. A316)
Boya-Flotador: Acero inoxidable A316 (opc. ABS)
Disco de Cierre: Acero inoxidable A316
Junta de cierre: Elastómero NBR/EPDM
Tornillería interior y exterior: Interior en acero inoxidable A4 y exterior en acero zincado
Recubrimiento: Epoxi atóxico interior y exterior 250 micras. Con certificado de potabilidad.
Otros Materiales y recubrimientos especiales disponibles bajo demanda.

DATOS TÉCNICOS / INGENIERÍA

CAPACIDADES DE AIREACIÓN

ORIFICIO GRANDE (LLENADO/VACIADO)
Ver Tablas de capacidades de aireación y curvas en págs. 30 y 31.

PURGADOR AUTOMÁTICO / Ø ORIFICIO STANDARD					
2" x 1 ¼"	2" x 2"	DN80	DN100	DN150	DN200
Ø 2 mm	Ø 2 mm	Ø 2,5 mm	Ø 2,5 mm	Ø 4,5 mm	Ø 5,5 mm

Orificios para PN10. *Consultar para otros orificios.*

PRESIONES DE PRUEBA	CUERPO	CIERRE
PN 10	15 bar	11 bar
PN 16	24 bar	18 bar
150	28 bar	21 bar

DIMENSIONES GENERALES Y PESOS

DN	Conexión	A	ØB	Peso
DN2"	Rosca H	440	186	24,4
DN50	Brida	440	186	27
DN80	Brida	516	270	44
DN100	Brida	516	270	51
DN150	Brida	610	385	146
DN200	Brida	808	502	198

Dimensiones en mm y pesos en kgs. *Conexiones: PN10-16-25 s/EN - 150# s/ANSI*



OPCIONES DE PEDIDO

- Sistema de protección contra golpe de ariete (Ventosa cuatrifuncional).
- Salida Conducida.
- Dispositivo que evite la entrada de aire al interior de la conducción.
- Materiales internos especiales: A316, Duplex, Super Duplex, Titanio, etc.
- Recubrimientos especiales: Esmaltado, Poliurea, Rilsan, Teflonado, Halar etc.
- Toma Peterson
- Purgador con sistema de palancas de gran capacidad
- Boya en Acero Inoxidable.

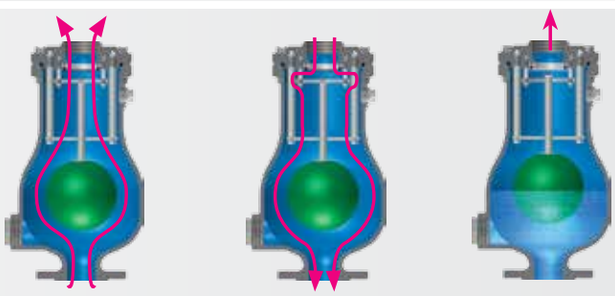
NORMAS APLICABLES

- EN 1074-1 & EN 1074-4
- AWWA C512

EFECTO CINÉTICO / SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO

La ventosa cinética está especialmente diseñada para que la corriente de aire en evacuación alcance grandes velocidades (velocidad del sonido) sin que la boya ascienda por efecto de dicha corriente y se evite un cierre prematuro de ésta, permitiendo así una evacuación completa.

1. Durante la expulsión, el caudal de aire circula alrededor de la boya provocando una resultante de fuerza que mantiene la boya en posición abierta.
2. La flotación de la boya cerrará el paso cuando el agua alcance la boya.



Evacuación de grandes cantidades de aire durante el llenado.

Purga de aire en carga.

Admisión de grandes cantidades de aire durante el vaciado.

Figura 9330

1”-2”-3”-4”-6” PN10-16-25

Válvula de Regulación de Salida de Aire



DESCRIPCIÓN DE PROYECTO

Estas válvulas de regulación de salida de aire, están diseñadas para ser instaladas a la salida de las ventosas y poder regular la evacuación aire durante el llenado de la tubería (arranque de las bombas). El cierre de esta válvula, frena o minimiza la velocidad del agua al llegar a la ventosa, protegiendo la misma de choques de agua y golpes de ariete.

Resultan también especialmente necesarias en aquellos puntos altos donde el gradiente hidráulico y las condiciones de servicio permiten presiones negativas ininterrumpidamente.

Si la velocidad del fluido es superior a 3 metros por segundo, el choque del agua y por tanto de la boya contra el asiento, podría dañar la ventosa rápidamente, lo mismo ocurre en bombas tipo turbina de pozo profundo donde las velocidades son muy altas y pueden sobrepasar fácilmente los 3 m/s.

Fluido:

Aguas limpias. Consultar funcionamiento y materiales para agua de mar, aguas brutas, de producto, etc.

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN / RECUBRIMIENTO

Cuerpo: Acero inox. A-316.
Mecanismos internos: Acero inox. A304, bronce y latón.
Cierre: Anillo de asiento de elastómero NBR/EPDM.
Tornillería: Interna en Acero inox. A2 / Externa en Acero Zincado.

Otros materiales y recubrimientos especiales disponibles bajo demanda.

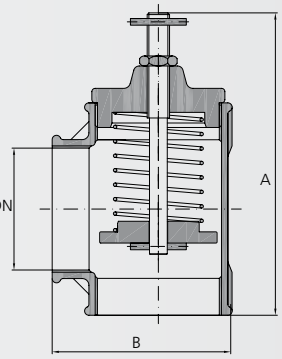
DATOS TÉCNICOS / INGENIERÍA

PRESIONES DE PRUEBA	CUERPO	CIERRE
PN 10	15 bar	11 bar
PN 16	24 bar	18 bar
PN 25	38 bar	28 bar

DIMENSIONES GENERALES Y PESOS

DN	Conexión	A	B	Peso
1”	Rosca H.	125	55	8
2”	Rosca H.	180	95	12
3”	Rosca H.	250	135	30
4”	Rosca H.	300	160	50
6”	Rosca H.	420	225	95

Dimensiones en mm y pesos en kgs.



NORMAS APLICABLES

- EN 1074-1 & EN 1074-4
- AWWA C512

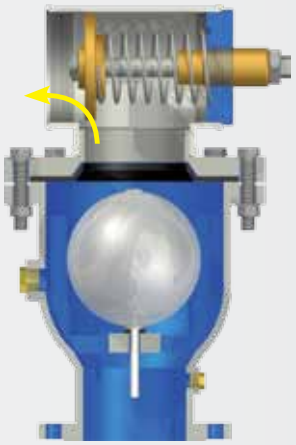
SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO

Estas ventosas con salida restringida emplearán el principio cinético para extraer de forma controlada cantidades de aire durante el arranque de la bomba y permitirán la entrada de aire durante la parada de la bomba (programada o de emergencia).

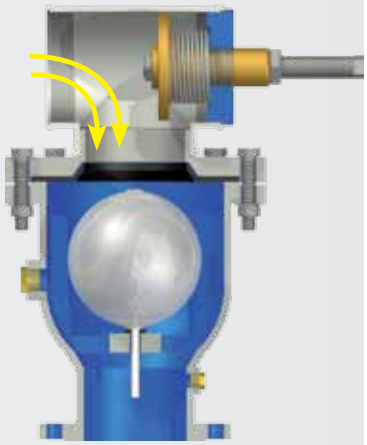
El control de la salida de aire se realiza mediante un restrictor en la salida de la ventosa dotado de un sistema de ajuste del área libre; cuanto menor sea el área libre que genere el restrictor, menor será la velocidad con que el fluido asciende la columna de la aspiración y por tanto, menor será el golpe de ariete que se generará cuando la boya de la ventosa se cierre por flotación del fluido.

Es recomendable realizar las primeras pruebas en la instalación con el restrictor lo más cerrado posible para evaluar progresivamente el posible golpe de ariete.

Cuando se produzca la parada de bombas la presión negativa permite que el disco restrictor se retire de su posición original, creándose una superficie de entrada de aire equivalente al diámetro de la ventosa (paso total).



Válvula en regulación salida de aire



Válvula de regulación abierta para facilitar la entrada de aire