



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA CIVIL – HIDRÁULICA

FLUJO AGUA-AIRE EN CONDUCTOS CERRADOS

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRA EN INGENIERÍA

PRESENTA:
CHRISTOPHER GONZÁLEZ FUENTES

TUTOR PRINCIPAL
DR. ÓSCAR POZOS ESTRADA, INSTITUTO DE INGENIERÍA

MÉXICO, D.F. NOVIEMBRE 2015



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Óscar Fuentes Mariles
Secretario: Dr. Adrián Pedrozo Acuña
1^{er} Vocal: Dr. Óscar Pozos Estrada
2^{do} Vocal: Dra. Maritza Liliana Arganis Juárez
3^{er} Vocal: Dr. José Agustín Breña Naranjo

Lugar donde se realizó la tesis: CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO D.F.

TUTOR DE TESIS:

DR. ÓSCAR POZOS ESTRADA

FIRMA

CONTENIDO

CAPÍTULO 1. Problemática del aire atrapado en conductos a presión.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Principales problemas relacionados con el aire atrapado.....	1
1.2.1 Causas por las cuales se presenta aire atrapado en conductos presión.....	2
1.2.2 Efectos causados por el aire atrapado.....	3
1.3 Patrones de flujo bifásico agua-aire...6	
1.3.1 Patrones de flujo horizontales concurrentes.....	7
1.3.2 Patrones de flujo verticales concurrentes...8	
CAPÍTULO 2. Medios para la remoción del aire atrapado en conductos a presión.....	10
2.1 Introducción.....	10
2.2 Medios hidráulicos.....	10
2.3 Medios mecánicos.....	19
2.3.1 Válvulas de aire.....	21
2.3.2 Tipos de válvulas de aire.....	21
2.3.2.1 Válvulas de admisión y expulsión de aire (VAEA).....	21
2.3.2.2 Válvulas de expulsión de aire (VEA).....	22
2.3.2.3 Válvulas de aire combinadas (VAC).....	23
2.4 Diseño convencional de las válvulas de aire.....	24
2.4.1 Válvulas de aire no cinéticas.....	24
2.4.1.1 Sellado deficiente.....	25
2.4.1.2 Deformación y atascamiento del flotador.....	25
2.4.1.3 Cierre prematuro.....	25
2.4.1.4 Limitaciones del tamaño del orificio y su efecto en el funcionamiento de la válvula.....	26
2.4.1.5 Efecto venturi.....	26
2.4.1.6 Mantenimiento.....	27
2.4.2 Válvulas de aire cinéticas.....	27
2.4.2.1 Golpe de ariete.....	27
2.4.2.2 Derrame de agua.....	28
2.4.2.3 Falla de las juntas.....	29
2.4.2.4 Limitaciones del gran orificio.....	29
2.4.2.5 Subdimensionamiento.....	29
2.4.2.6 Efecto venturi.....	29
2.5 Localización y dimensionamiento de válvulas de aire.....	30
2.6 Diseños especiales de válvulas de aire.....	32
2.6.1 Válvulas de aire de puerto reducido.....	32
2.6.2 Válvulas de aire de cierre progresivo.....	33
2.6.2.1 Válvulas de aire de cierre progresivo VENT-O-MAT.....	34
2.6.2.2 Válvulas de aire de cierre progresivo ARI.....	36
2.7 Caja de válvulas.....	38

CAPÍTULO 3. Método para localizar los posibles puntos de acumulación de bolsas de aire en acueductos.....	39
3.1 Introducción.....	39
3.2 Método para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire.....	39
3.3 Método para analizar el comportamiento del aire en acueductos.....	42
3.4 Metodología para localizar los posibles puntos de acumulación de grandes bolsas de aire en conductos a presión.....	43
CAPÍTULO 4. Bolsas de aire localizadas en los puntos altos de los acueductos.....	45
4.1 Introducción.....	45
4.2 Flujo gradualmente variado.....	46
4.3 Cálculo de los perfiles de flujo.....	47
4.4 Algoritmo de cálculo (Método del paso directo).....	48
4.5 Cálculo del volumen de las bolsas de aire.....	49
CAPÍTULO 5. Análisis del flujo agua-aire en el Acueducto Conejos - Médanos	53
5.1 Análisis del aire atrapado en el Acueducto Conejos-Médanos.....	53
5.2 Análisis de la Línea 1.....	53
5.2.1 Determinación de los posibles puntos de acumulación de aire en la Línea 1.....	54
5.2.2 Revisión del dimensionamiento de las VAEAs en la Línea 1.....	60
5.2.2.1 Dimensionamiento de las válvulas.....	67
5.2.3 Cálculo del volumen de aire acumulado en la Línea 1	71
5.4 Análisis de la Línea 3	79
5.4.3 Revisión del dimensionamiento de las VAEAs en la Línea 3.....	95
5.4.3.1 Dimensionamiento de las válvulas.....	95
6. Conclusiones y recomendaciones.....	99
Referencias.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Bolsas de Aire en un Acueducto a Gravedad.....	4
Figura 1.2. Bolsas de aire en un acueducto a bombeo.....	5
Figura 1.3. Retorno de bolsas de aire a contra flujo (blowback)	6
Figura 1.4. Patrones de flujo horizontales concurrentes (Collier, 1981).....	7
Figura 1.5. Patrones de flujo verticales concurrentes (Collier, 1981).....	8
Figura 2.1. Aire ingresado en una tubería por un salto hidráulico (Kalinske y Robertson, 1943)	12
Figura 2.2. Valores experimentales críticos del número de Froude para remover el aire de las tuberías (Kalinske y Robertson 1943).....	13
Figura 2.3. Datos experimentales obtenidos por Kalinske y Bliss (1943)	15
Figura 2.4. Relación entre la velocidad mínima y la pendiente descendente (Kent, 1952).....	16
Figura 2.5. Resultados de Gandenberger (1957)	17
Figura 2.6. Movimiento de burbujas y bolsas de aire en conductos cerrados fluyendo llenos (Falvey, 1980)	18
Figura 2.7. Venteo colocado en un acueducto para expulsar el aire atrapado.....	20
Figura 2.8. Hidrante.....	20
Figura 2.9. Válvula de admisión y expulsión de aire (VAEA)	22
Figura 2.10. Válvula de expulsión de aire (VEA)	23
Figura 2.11. Válvulas de aire combinadas (VAC)	24
Figura 2.12. Cierre dinámico de válvulas de gran orificio.....	25
Figura 2.13. Sobrepresión generada por el cierre de una válvula.....	28
Figura 2.14. Localización de las válvulas de aire en un acueducto.....	31
Figura 2.15. Balance de fuerzas sobre el flotador durante la expulsión de aire.....	32
Figura 2.16. Expulsión de aire.....	34
Figura 2.17. Deceleración de la columna de agua.....	34
Figura 2.18. Purgador.....	35
Figura 2.19. Admisión de aire.....	35
Figura 2.20. Expulsión de grandes cantidades de aire.....	36
Figura 2.21. Salida de aire por orificio de menor tamaño.....	36
Figura 2.22. Purgador.....	37
Figura 2.23. Admisión de aire.....	37
Figura 2.24. Caja de válvulas.....	38
Figura 3.1. Fuerzas que actúan sobre una bolsa de aire estacionaria.....	40
Figura 3.2. Bolsa de aire acumulada en una sección de control.....	43
Figura 4.1. Perfiles de flujo A2 y S2.....	45
Figura 4.2. Perfiles de flujo H2 y S2.....	45
Figura 4.3. Perfiles de flujo M2 y S2.....	46
Figura 4.4. Clasificación de los perfiles del flujo gradualmente variado.....	47
Figura 4.5. Variables utilizadas en el flujo gradualmente variado.....	48
Figura 4.6. Volumen de una bolsa de aire estacionaria.....	51
Figura 4.7. Perfiles de flujo A2 y S2, $Q = 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.01 \text{ m}^3$	52
Figura 4.8. Perfiles de flujo A2 y S2, $Q = 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.015 \text{ m}^3$	52
Figura 5.1. Acueducto Conejos-Médanos visto en planta.....	53
Figura 5.2. Bolsa de aire en la Línea 1 ($Q = 1075 \text{ l/s}$).....	56
Figura 5.3. Bolsa de aire en la Línea 1, $Q = 200 \text{ l/s}$ (Septiembre 2012).....	57
Figura 5.4. Bolsa de aire en la Línea 1, $Q = 447 \text{ l/s}$ (Enero 2012)	58

Figura 5.5. Bolsa de aire en la Línea 1, Q = 600 l/s (Julio 2012)	59
Figura 5.6. Bolsa de aire en la Línea 1, Q = 1000 l/s (Mayo 2012)	60
Figura 5.7. Comparación entre la curva característica de fabrica y los resultados del ensayo en el laboratorio, válvula DN 2” (50 mm) en fase de admisión (Fuertes, 2001)	62
Figura 5.8. Comparación entre la curva característica de fabrica y los resultados del ensayo en el laboratorio, válvula DN 2” (50 mm) en fase de expulsión (Fuertes, 2001)	62
Figura 5.9. Pruebas de expulsión de aire para la VAEA Vent-O-Mat de la serie RBX y para válvulas de aire cinéticas convencionales (Plessis, 1989)	64
Figura 5.10. Cierre dinámico de las válvulas de aire cinéticas convencionales (Plessis, 1989)	65
Figura 5.11. Pico de presión producido por el flujo de agua que cierra el flotador	66
Figura 5.12. Incremento de la presión al producirse el cierre dinámico de las válvulas convencionales	67
Figura 5.13. Diagrama para determinar el diámetro del orificio de una VAEA en caso de vaciar la tubería (M51 AWWA 2001)	69
Figura 5.14. VAEA en un incremento de pendiente descendente	70
Figura 5.15. Ubicación incorrecta de la VAEA 2 en la Línea 1	71
Figura 5.16. Perfiles de flujo y bolsa de aire en el cadenamiento 0+480 km (Q = 1075 l/s), V = 7.283 m³	76
Figura 5.17. Bolsa de aire en una pendiente descendente (Edmunds, 1979)	77
Figura 5.18. Pérdida de carga hidráulica igual a la componente vertical de la bolsa	77
Figura 5.19. Bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Febrero 2012)	80
Figura 5.20. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 en febrero de 2011, Gasto mínimo de febrero de 2012	81
Figura 5.21. Fractura rápida en un tubo de PVC con aire atrapado	82
Figura 5.22. Fractura rápida en un tubo de PVC con aire atrapado, cuando se genera una velocidad de impacto grande	82
Figura 5.23 Fractura rápida en un tubo de PVC sin aire atrapado	83
Figura 5.24. Fractura rápida de forma senoidal en un tubo del acueducto Conejos-Médanos, producida cuando había aire atrapado	83
Figura 5.25. Fractura rápida en forma longitudinal en un tubo del acueducto Conejos-Médanos, producida cuando había no aire atrapado	84
Figura 5.26. Bolsas de aire en la Línea 3, falla ocurrida el 19 de abril de 2012, Gasto mínimo (Abril 2012)	85
Figura 5.27. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 19 en abril de 2012, Gasto mínimo (Abril 2012)	87
Figura 5.28. Bolsas de aire en la Línea 3, falla 27 de mayo de 2011, Gasto mínimo (Mayo 2012)	88
Figura 5.29. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 el 27 de mayo de 2011, Gasto mínimo de mayo de 2012	90
Figura 5.30. Bolsas de aire en la Línea 3, falla 12 de mayo de 2012, Gasto mínimo (Mayo 2012)	90
Figura 5.31. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 el 12 de mayo de 2012, Gasto mínimo de mayo de 2012	91
Figura 5.32. Bolsas de aire en la Línea 3, falla 15 de junio de 2012, Gasto mínimo (Junio 2012)	92
Figura 5.33. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 el 15 de junio de 2012, Gasto mínimo de junio de 2012	94
Figura 5.34. Ubicación incorrecta de la VAEA 2 en la Línea 3	96
Figura 5.35. Ubicación incorrecta de la VAEA 3 en la Línea 3	96
Figura 5.36. Ubicación incorrecta de la VAEA 5 en la Línea 3	97

Figura 5.37. Ubicación incorrecta de la VAEA 11 en la Línea 3.....	98
---------------------------------------------------------------------------	-----------

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Efecto del diámetro de gran orificio.....	26
Tabla 3.1. Valores de la velocidad de remoción.....	42
Tabla 5.1. Comportamiento del aire atrapado en la Línea 1 para Q = 1075 l/s.....	54
Tabla 5.2. Gastos registrados por la JMAS en la Línea 1 durante el año 2012.....	56
Tabla 5.3. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 200 l/s (Septiembre 2012)	57
Tabla 5.4. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 447 l/s (Enero 2012)	58
Tabla 5.5. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 600 l/s (Julio 2012)	59
Tabla 5.6. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 1000 l/s (Mayo 2012)	60
Tabla 5.7. Tamaño del diámetro del orificio nominal de una VAEA (M51 AWWA 2001).....	68
Tabla 5.8. Válvulas de aire colocadas en la Línea 1.....	70
Tabla 5.9 Cálculo del perfil aguas arriba (V_1) de la sección de control de la bolsa de aire ubicada en el cadenamamiento 480 m.....	74
Tabla 5.10. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 447 l/s (Enero 2012).....	78
Tabla 5.11. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 600 l/s (Julio 2012).....	78
Tabla 5.12. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 200 l/s (Septiembre 2012).....	78
Tabla 5.13. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 1000 l/s (Mayo 2012).....	79
Tabla 5.14. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Febrero 2012).....	80
Tabla 5.15. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Abril 2012).....	86
Tabla 5.16. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Mayo 2012).....	89
Tabla 5.17. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Junio 2012).....	93
Tabla ¡Error! No hay texto con el estilo especificado en el documento..	18. Resumen de las fallas ocurridas en la Línea 3.....
Tabla 5.19. Válvulas de aire colocadas en la Línea 3.....	95

Estructura de la tesis

En el capítulo 1 se presentan las causas por las que el aire puede entrar en los acueductos y los daños que puede causar en ellos. Además, en el capítulo 2 se expone ampliamente una serie de estudios de varios investigadores, que puede aprovecharse para analizar el comportamiento del aire en las tuberías. Al mismo tiempo, se describen los dispositivos mecánicos para expulsar el aire de las conducciones. En el capítulo 3 se propone una metodología para identificar los puntos altos de los acueductos, donde el aire podría acumularse. La metodología puede ser utilizada para analizar acueductos en funcionamiento, así como sistemas que se encuentran en la etapa de diseño. En el capítulo 4 se presenta un método para calcular el volumen de las bolsas de aire utilizando algunas de las variables obtenidas al aplicar la teoría del flujo gradualmente variado. Los procedimientos de cálculo expuestos anteriormente son aplicados al acueducto Conejos-Médanos de Ciudad Juárez, Chihuahua, esto se expone en el capítulo 5. Finalmente, en el capítulo 6 se muestran las conclusiones sobre los problemas que puede causar el aire en los acueductos.

1. Problemática del aire atrapado en conductos a presión

1.1. Introducción

Las maniobras de llenado y vaciado de un acueducto generan el desplazamiento de grandes cantidades tanto de agua como de aire. Este tipo de operaciones, así como las posibles variaciones de la presión del fluido durante el funcionamiento normal y/o transitorio de la instalación, son algunas de las causas por las cuales pueden acumularse bolsas de aire en la sistema.

El aire atrapado en un conducto a presión reduce la capacidad de transporte, al mismo tiempo que puede ocasionar desperfectos en la instalación y en los diferentes elementos y accesorios, tales como, contadores de agua, válvulas, etc. Además, en los transitorios hidráulicos con cantidades pequeñas de aire atrapado se pueden llegar a generar sobrepresiones superiores a la sobrepresión de Joukowski. Por otra parte, grandes bolsas de aire atrapadas en la conducción pueden actuar como colchón y atenuar la sobrepresión que se alcanza en un transitorio hidráulico (Thorley, 2004).

Los dispositivos que comúnmente se utilizan en los acueductos para eliminar o admitir aire son las válvulas de aire. Las válvulas convencionales abren y cierran automáticamente, de tal forma que no se puede actuar externamente para modificar su funcionamiento.

Actualmente existen manuales como el de la American Water Works Association (AWWA, Air Release, Air/Vacuum and Combination Air Valves) (AWWA 2001) o los catálogos de los fabricantes que pueden servir de guía sobre cómo seleccionar el diámetro adecuado de la válvula de aire y su ubicación óptima en la instalación. Sin embargo, no existe ninguna normativa definitiva al respecto, por lo que la elección final de la válvula es del usuario, es la persona que debe tomar la decisión que considere más oportuna.

Por lo tanto, los parámetros determinantes al seleccionar la válvula de aire más adecuada para un fin determinado en un acueducto son: el diámetro nominal de la válvula y su coeficiente de descarga y admisión. Frecuentemente, los fabricantes proporcionan valores del coeficiente de descarga que no corresponden con el valor real correspondiente a la válvula tal y como ha sido comprobado en algunas investigaciones experimentales. Asimismo, existe escasa información relativa al comportamiento de las válvulas en condiciones de flujo permanente y menos aún durante flujo transitorio.

1.2. Principales problemas relacionados con el aire atrapado

La presencia de aire atrapado en conductos a presión puede reducir de forma importante el transporte de agua en las líneas. En acueductos a gravedad, bolsas de aire estacionarias pueden reducir la sección transversal del paso del agua. En acueductos a bombeo la presencia de aire se puede reflejar en un incremento en el consumo de energía eléctrica y la reducción del gasto. Estos problemas siguen ocurriendo aún hoy en día en diferentes sistemas construidos recientemente, debido a la falta de criterios de diseño que hagan que los mismos funcionen más eficientemente.

Frecuentemente, los ingenieros dedicados al diseño de acueductos no toman en cuenta o no conocen las causas que generan la entrada de aire a este tipo de sistemas, además de los efectos potenciales que puede producir el aire atrapado.

La mayoría de las veces, los acueductos contienen aire atrapado en forma de bolsas que generalmente se acumulan en los puntos altos de los mismos. Este fenómeno ocurre debido a que el aire es más ligero que el agua y por lo tanto va a migrar hacia las cimas del sistema.

Si bien el aire atrapado puede ser benéfico para prevenir la cavitación o para reducir los efectos perjudiciales causados por transitorios hidráulicos, en cantidades no controladas éste también puede ser perjudicial. Por ejemplo, existen rangos de volúmenes de aire, los cuales pueden producir un incremento indeseable de las presiones durante el arranque o el paro de las bombas en un acueducto. El efecto del aire en ambas situaciones dependerá de las causas que generan el transitorio, de la cantidad de aire acumulada, de su localización, así como de la configuración del acueducto.

1.2.1 Causas por las cuales se presenta aire atrapado en conductos a presión

El análisis detallado del comportamiento del aire atrapado en conductos a presión, así como el medio más eficiente de expulsarlo o admitirlo en el mismo son fundamentales tanto para poder predecir los efectos indeseables que dicho aire puede tener sobre el sistema, como para limitar o anular los mismos.

El agua contiene en condiciones normales aire disuelto, el nivel de saturación del aire disuelto en el agua es aproximadamente de un 2%, a presión atmosférica y a temperatura ambiente (Fox, 1977). Cuando se produce una caída de presión en el sistema, la cantidad de aire disuelto puede superar el valor de saturación de la disolución a dicha presión y temperatura por lo que se libera cierta cantidad del mismo. Los aumentos de temperatura también son una causa de descarga de aire ya que la presión de vapor del agua aumenta con la temperatura (a 15 °C esta presión es de 1,70 KN/m² mientras que a 30 °C es de 4,24 KN/m²). Esto significa que el volumen potencial de aire que puede ser desprendido es 2,5 veces mayor a 30 °C que a 15 °C, Lauchan et al. (2005). Estas consideraciones pueden ser importantes a la hora de diseñar conductos a presión en lugares con altas temperaturas.

La presencia de aire atrapado en los acueductos puede tener además otras causas. Por ejemplo, que el sistema no esté diseñado adecuadamente o un mal llenado y purgado, en este caso pueden llegar a acumularse grandes bolsas de aire en su interior. Por otro parte, el aire puede entrar a la conducción durante su funcionamiento normal. Por ejemplo, mediante los vórtices en la aspiración de las bombas (las bombas pueden succionar entre un 5% y 10% de aire por volumen de agua), así como por la operación de válvulas admitiendo aire, rupturas de los tubos y defectos en las juntas en regiones que pueden estar sometidas a presión negativa.

Asimismo, muchas veces los acueductos deben salvar desniveles importantes del terreno siendo su perfil claramente irregular, lo cual facilita la acumulación de bolsas de aire en los puntos altos de los mismos. Esto ocurre comúnmente en los sistemas de abastecimiento de agua en los cuales existe un desnivel considerable entre las fuentes de suministro hasta los depósitos de distribución situados en la cabecera de las redes de distribución.

1.2.2. Efectos causados por el aire atrapado

La presencia del aire atrapado en conductos a presión es un fenómeno común que puede agravar los efectos perjudiciales originados por los transitorios hidráulicos, generando importantes picos de presión. Las altas presiones pueden provocar rupturas en los tubos y en los accesorios, lo cual repercute de manera importante en los costos de reparación. Además, el aire puede causar otros efectos negativos en los acueductos, por ejemplo, la reducción de la capacidad de transporte de agua, disminución del rendimiento de los equipos de bombeo, dificultad en el funcionamiento de los filtros, vibraciones en tuberías, corrosión interior de los tubos, desgaste de las partes móviles de los accesorios, errores en la medida del gasto, entre otros.

Entre los posibles efectos perjudiciales asociados a la presencia de aire en una conducción se destacan los siguientes:

- Reduce la sección transversal efectiva del tubo, lo cual implica una disminución de la capacidad de conducción
- Las propiedades del fluido cambian al estar constituido por una mezcla de agua-aire, la densidad del fluido disminuye mientras que la elasticidad del mismo aumenta.
- Cambia la estructura de la turbulencia del flujo y modifica la fricción con la pared de la tubería.
- Las burbujas de aire se desplazan debido a su flotación lo cual puede modificar el campo de velocidades del flujo.
- En transitorios hidráulicos, la presencia de pequeñas bolsas de aire pueden presentar efectos adversos en las presiones transitorias.
- La acumulación de aire en acueductos puede ocasionar vibraciones y daños estructurales y causar inestabilidades en el flujo.
- El aire puede causar dificultades en las operaciones de filtrado. Los picos producidos por variaciones en la presión del aire hacen difícil mantener buenas operaciones de filtrado. Además, las burbujas de aire pueden quedar atrapadas en los filtros de arena reduciendo de esta forma su eficiencia.
- La presencia de aire puede reducir la eficiencia de bombas y turbinas. Cuando el aire se mezcla con el agua que alimenta una turbina, se produce una caída de presión en la salida.
- En tuberías de hierro la presencia de aire acelera la corrosión de las mismas.
- El aire puede producir errores en dispositivos de lectura o de medición tales como contadores de agua y caudalímetros. En casos extremos puede incluso inutilizar el equipo.

Los contadores mecánicos, bien sean de chorro único, chorro múltiple o tangencial disponen de elementos móviles. Como el aire no tiene propiedades lubricantes ni refrigera estos elementos móviles, es decir los engranajes o la turbina, se ven sometidos a elevadas velocidades. El aire provoca el desgaste de los puntos de apoyo de dichos elementos. Al mismo tiempo, en este tipo de contadores, se producen errores de medición ya que se contabiliza el paso de aire como si fuera agua.

En los contadores de agua por ultrasonidos, las bolsas de aire interfieren el paso de la señal entre los transductores. De este modo los tiempos de llegada de la señal de un transductor a otro se ven alterados. En este tipo de contadores, el caudal se considera proporcional a dichos tiempos y por tanto con bolsas

de aire, el registro del caudal es erróneo. De igual manera, los contadores de agua electromagnéticos también aportan medidas erráticas de gasto cuando aparece aire en la instalación.

La reducción del rendimiento de un acueducto como consecuencia del aire atrapado, además de incrementar las pérdidas de carga, aumenta el consumo de energía. Algunos estudios realizados por fabricantes de válvulas de aire señalan que el aire atrapado puede reducir la eficiencia de la tubería hasta en un 30% y que la mayoría de sistemas de distribución de agua funcionan con bolsas de aire que ocupan entre el 15% y el 20% del volumen total de la tubería. Las bolsas de aire comprimido representan un importante obstáculo a la hora de bombear el fluido ya que la acumulación de aire hace que las bombas tengan que suministrar más carga y trabajar durante más horas, lo cual supone un claro aumento en el consumo de energía eléctrica.

Según Thomas (2003), la pérdida de eficiencia de la instalación debido al aire atrapado puede a veces ser incluso mayor que las pérdidas por fricción y las pérdidas debidas a fugas. Thomas coincide con los fabricantes de válvulas en que bajo determinadas circunstancias, la presencia de bolsas de aire atrapado puede representar un elevado porcentaje del costo de operación de una instalación correspondiente al costo del bombeo del fluido.

El aire atrapado produce una pérdida de carga que reduce la capacidad del sistema. Aplicando la ecuación de la energía entre los extremos de una bolsa de aire se puede comprobar, que la pérdida de carga es casi igual a la longitud de la componente vertical de la bolsa (Edmunds 1979; Corcos 2003), ver Figuras 1.1 y 1.2.

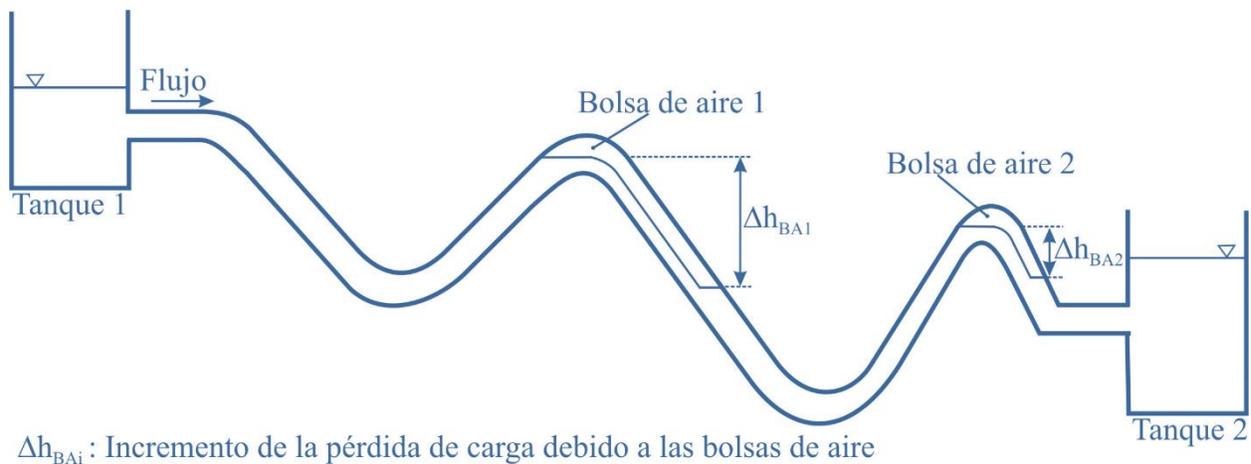


Figura 1.1. Bolsas de Aire en un Acueducto a Gravedad

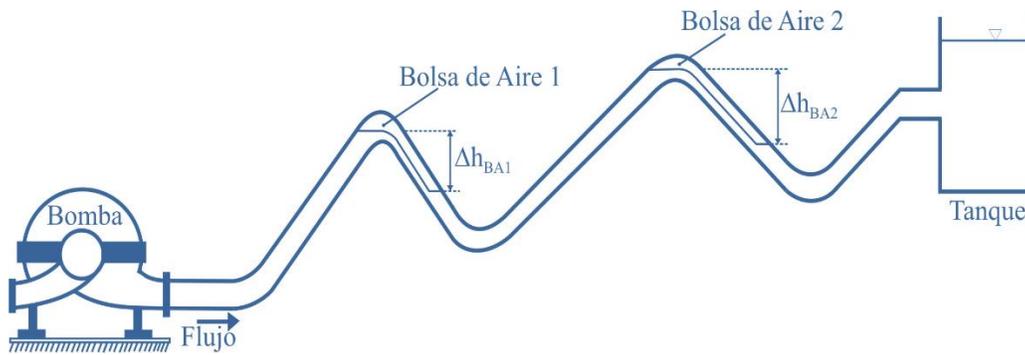


Figura 1.2. Bolsas de aire en un acueducto a bombeo

Richards (1962) comenta que la mayor pérdida de carga provocada por el aire atrapado es causada por el cambio de la pendiente de la línea piezométrica, cuando el tubo fluye lleno y posteriormente cambia a flujo a superficie libre.

Los acueductos con pendientes descendentes en la dirección del flujo pueden acumular aire. En acueductos a bombeo el aire atrapado resulta en un incremento del consumo de energía eléctrica, y en una reducción del gasto si las bolsas de aire localizadas en los puntos altos del acueducto no pueden ser removidas hacia aguas abajo. Puede ocurrir que el flujo a través de la línea se detenga por completo, debido a la pérdida de carga acumulada producida por varias bolsas de aire atrapadas. Esta pérdida puede ser mayor que la carga de la bomba.

En acueductos a gravedad la reducción de la capacidad de conducción debido al aire atrapado, puede provocar derrames a través de venteos, tanques, cajas rompedoras de presión y torres de oscilación. Esto se debe a que la carga estática disponible no es suficiente para remover las bolsas de aire.

Los problemas causados por la reducción de la sección transversal de paso del agua en la tubería debido al aire atrapado, puede que ocurran con mayor frecuencia que lo que muestran los registros. Si las pérdidas de carga fuesen un poco menores, los derrames no ocurrirían y el flujo no se detendría por completo, haciendo que estos problemas pasaran desapercibidos (Richards, 1962).

Mientras más bolsas de aire se acumulen en los puntos altos de los acueductos, mayor será la pérdida de carga. Por lo tanto, la pérdida de carga total debe evaluarse como la suma de pérdidas producidas por cada bolsa de aire.

De igual forma, cuando una bolsa de aire con una longitud de varias veces el diámetro de la tubería, se acumula en un tramo del acueducto con una pendiente descendente pronunciada, puede suceder que en el extremo aguas abajo de la bolsa se presenta un salto hidráulico, ver Figura 1.3. La acción turbulenta del salto hidráulico causa que el aire entre y se mezcle con el agua que fluye en la tubería. Aguas abajo del salto hidráulico, el aire introducido puede formar burbujas de mayor tamaño y/o bolsas de aire y si éstas son lo suficientemente grandes, la fuerza de arrastre del agua no podrá superar la fuerza de flotación. Entonces, las burbujas y/o bolsas permanecerán estacionarias en la tubería, incrementando su tamaño al tiempo que más burbujas de aire llegan a unirseles. Las bolsas de aire incrementarán su tamaño al mismo tiempo que se reduce su velocidad como resultado del aumento de la fuerza de flotación. Las bolsas de

aire pueden regresar con una enorme fuerza a través del salto hidráulico (fenómeno conocido como blowback). Esta fuerza puede ser capaz de destruir parcial o completamente la base de estructuras hidráulicas, como tanques y cajas rompedoras de presión.

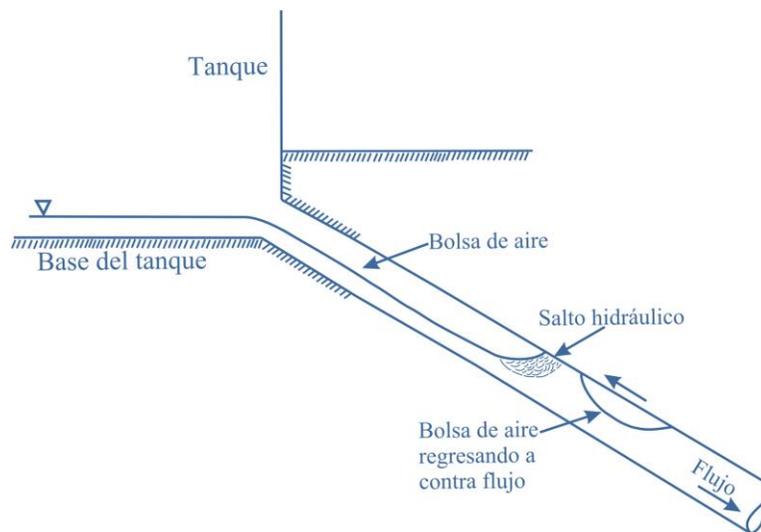


Figura 1.3. Retorno de bolsas de aire a contra flujo (blowback)

1.3 Patrones de flujo bifásico agua-aire

Hay numerosas instancias en la práctica en las cuales dos fluidos que fluyen en un conducto forman una mezcla, por ejemplo, agua-vapor o agua-aire. Una mezcla de la misma sustancia química como agua y vapor de agua se le puede llamar flujo bifásico, mientras que una mezcla de diferentes sustancias químicas como agua-aire, se le tiene que llamar, estrictamente hablando, flujo de dos componentes. Por conveniencia, el término flujo bifásico es aplicado para un flujo de dos componentes.

En la actualidad se dispone una serie de patrones de flujo en una tubería, lo cual no sería extrapolable a un sistema de tuberías interconectadas. Estos patrones dependen además de la proporción de agua y aire y de la velocidad de los fluidos, de la pendiente de la tubería. Autores como Falvey (1980) y Rouhani y Sohal (1983) proporcionan en sus trabajos revisiones de posibles patrones de flujo.

El flujo bifásico puede ocurrir en numerosos patrones, dependiendo de las velocidades y los gastos de los fluidos o componentes, así como de sus propiedades físicas entre otras variables. Varios investigadores han determinado diferentes patrones de flujo de dos fluidos circulando de forma concurrente por conductos de diferentes geometrías. En tubos transparentes y velocidades moderadas es posible clasificar los patrones de flujo de forma visual. Sin embargo, a velocidades mayores los patrones tienen un comportamiento caótico, por tanto otras técnicas deben ser utilizadas para analizar los flujos dentro de los ductos.

Las investigaciones más recientes reportan el uso de cámaras de alta velocidad, para posteriormente analizar las imágenes obtenidas cuadro por cuadro y poder clasificar los patrones de flujo.

Es importante destacar, que existen importantes diferencias entre los nombres dados a los diferentes patrones de flujo por diferentes autores. Algunas descripciones de varios patrones en dos fases de flujos concurrentes son presentadas por Hewitt y Hall-Taylor (1970). Para el propósito de este trabajo, se utilizan únicamente la clasificación de los patrones de flujo más comúnmente aceptados.

1.3.1 Patrones de flujo horizontales concurrentes

Los patrones observados en flujo horizontal concurrente y en tubos inclinados dependen de la velocidad del gas relativa a la del líquido y de la pendiente del conducto. Asimismo, la gravedad produce un efecto significativo en el los perfiles de flujo que se presentan si la inclinación del conducto es variada. La figura 1.4 ilustra algunos de los regímenes más conocidos y más estudiados.

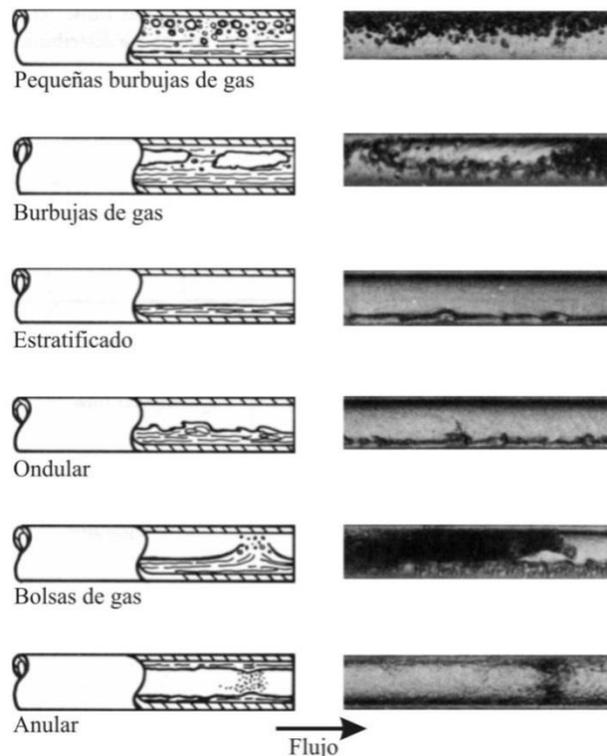


Figura 1.4. Patrones de flujo horizontales concurrentes (Collier, 1981)

Flujo con pequeñas burbujas de gas. La fase gaseosa se encuentra distribuida en forma de pequeñas burbujas esféricas dentro de una fase líquida continua, las cuales tienden a viajar en la parte superior del conducto. Para velocidades moderadas de ambos fluidos, toda la sección transversal del tubo contiene burbujas de gas.

Flujo con burbujas de gas. Cuando el gasto de gas se incrementa las pequeñas burbujas se unen formando burbujas de mayor tamaño, las cuales fluyen en la parte superior del conducto.

Flujo estratificado. En este caso la separación de ambos fluidos es completa, el líquido fluye en la parte baja del conducto y el gas en la parte alta del mismo. El flujo estratificado se desarrolla cuando los componentes o fluidos viajan a velocidades bajas.

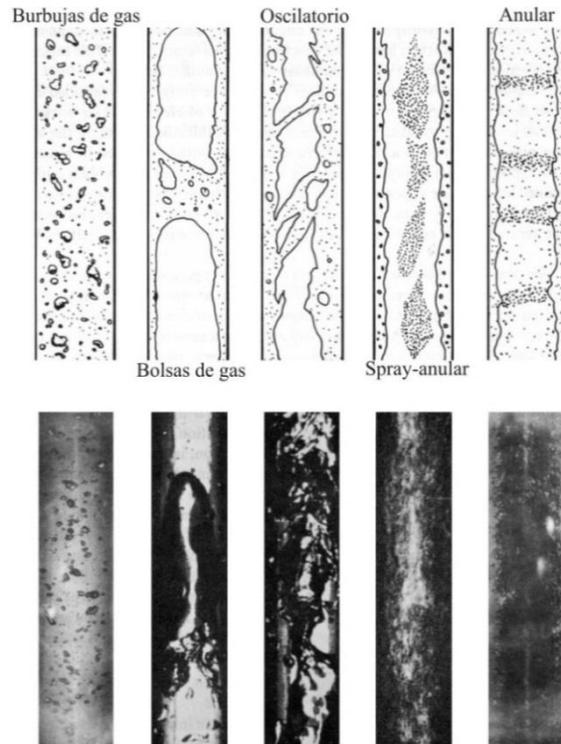


Figura 1.5. Patrones de flujo verticales concurrentes (Collier, 1981)

Flujo ondular. Al incrementarse la velocidad del gas durante un flujo estratificado, se produce una inestabilidad en la superficie del líquido, lo que provoca ondas o perturbaciones que viajan en la misma dirección del flujo.

Flujo con bolsas de gas. Un mayor incremento en la velocidad de la fase gaseosa en un flujo ondular, genera que las ondas o perturbaciones tengan una mayor altura, lo suficiente para alcanzar el techo del conducto y formar las bolsas de aire, las cuales viajan con una velocidad mayor que la del líquido.

Flujo anular. Si la velocidad del gas se incrementa aún más, esto tendrá como resultado la formación de un núcleo de gas rodeado con una delgada capa de líquido.

1.3.2 Patrones de flujo verticales concurrentes

Los patrones de flujo en conductos verticales se presentan en la figura 1.5. Es importante notar que estos patrones de flujo son más simétricos con respecto al eje del conducto, que aquellos que se presentan en tubos horizontales.

Flujo con burbujas de gas. Para pequeñas velocidades de la fase líquida, el gas se encuentra distribuido en forma de pequeñas burbujas.

Flujo con bolsas de gas. Cuando en un flujo con burbujas se incrementa el gasto del gas, éstas tenderán a unirse para formar bolsas de gas con una forma parecida a la de una bala. Las bolsas tienen un diámetro similar al del conducto, excepto por una delgada capa del líquido en la pared del tubo.

Flujo oscilatorio. Al incrementarse la velocidad durante el flujo con bolsas de gas, el patrón se vuelve inestable u oscilatorio por la ruptura de las bolsas.

Flujo spray – anular. Este patrón de flujo ha sido identificado como poco común. En el perímetro de la tubería se forma una delgada capa de líquido, mientras otra cantidad del mismo se introduce al núcleo central formado por el gas.

Flujo anular. En el flujo anular una capa de líquido fluye pegada a la pared, al mismo tiempo que un núcleo de gas es transportado a alta velocidad por el conducto. Esto causa el desprendimiento de gotas de líquido, que se unen al núcleo de gas en diferentes cantidades durante periodos variados. En este patrón las gotas están más separadas unas de otras comparadas con aquellas presentes en el flujo spray-anular.

2. Medios para la remoción del aire atrapado en conductos a presión

2.1 Introducción

Las causas por las cuales el aire entra en los acueductos ya fueron descritas, así como la variedad de problemas que pueden ocurrir por tener aire atrapado en ellos. En esta sección se presentan los dos medios para expulsar el aire de las tuberías. El primer medio es hidráulico, es decir, se utiliza la inercia del flujo de agua para remover el aire de la línea. El segundo medio utiliza dispositivos mecánicos, tales como válvulas de aire, venteos y bombas de vacío.

2.2 Medios hidráulicos

En la actualidad no existe un método universalmente aceptado para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire en acueductos. Por lo tanto, el diseño de estos sistemas se realiza usando fórmulas semiempíricas. La desventaja es que las recomendaciones de los autores varían ampliamente y quizá no sean adecuadas para el diseño de algunos acueductos. Las posibles causas de esta discrepancia son que las condiciones adoptadas por diferentes investigadores no son generales; además muchas de sus mediciones han sido realizadas en dispositivos experimentales con diámetros pequeños (50 mm) en comparación con los prototipos.

Hay una gran variedad de valores de velocidad de remoción obtenidos por varios autores. La velocidad de remoción se puede definir como la velocidad mínima del agua necesaria para remover burbujas o bolsas de aire de un acueducto. Si alguno de estos valores es utilizado para diseñar un determinado acueducto, la velocidad del agua podría no remover el aire del prototipo, lo cual generaría alguno de los problemas descritos anteriormente.

Wisner *et al.* (1975) describieron los siguientes términos, que serán utilizados en este trabajo:

- 1) *Velocidad de barrido*. Denota la velocidad mínima del agua, v_b , para transportar una bolsa y/o burbuja de aire en un acueducto.
- 2) *Generación de burbujas*. Es la acción turbulenta del salto hidráulico que se presenta en el extremo aguas abajo de una bolsa de aire, la cual genera las burbujas de aire.
- 3) *Arrastre*. Término usado para describir el movimiento en dirección del flujo de las burbujas de aire introducidas por el salto hidráulico.
- 4) *Velocidad de remoción*. Es la velocidad mínima del agua, v_r , para remover las burbujas o bolsas de aire fuera de la línea de conducción. Para ciertos acueductos la v_r va ser igual que v_b , pero para otras configuraciones de líneas de conducción v_r tendrá que ser mayor que v_b .

Los investigadores relacionados con el tema han adoptado diferentes consideraciones para obtener el valor de la velocidad de remoción. Algunos utilizan como criterio bolsas de aire estacionarias en tuberías con flujo de agua a tubo lleno; otros autores usan la velocidad de ascensión de las bolsas de aire en tubos con agua estacionaria. Las principales aportaciones de diferentes investigadores se resumen a continuación:

Veronese (1937) encontró una velocidad mínima para mantener estacionaria una burbuja de aire. Observó que hay velocidades mayores a la mínima, las cuales reducen el tamaño de las burbujas de aire por medio de generación y arrastre, hasta llegar a un tamaño estable conocido como burbuja límite. Cualquier incremento en la velocidad del agua no reduce más el tamaño de la burbuja límite sino que la remueve de la conducción. La velocidad para mantener la burbuja límite es llamada *velocidad límite*, que según Veronese tiene un valor de 0.59 m/s. El autor sugiere que esta velocidad es suficiente para remover las burbujas de aire de cualquier conducción con un diámetro mayor que 100 mm.

Kalinske y Robertson (1943) para estudiar la cantidad de aire que introduce o drena un salto hidráulico debido a los vórtices que se generan en el mismo, llevaron a cabo experimentos en un dispositivo con tubos de acrílico de 152.4 mm de diámetro y con una longitud de casi 11 metros. En el dispositivo se midieron los gastos de aire Q_{aire} y agua Q_{agua} , tirantes, así como las presiones antes y después del salto hidráulico. Estas mediciones fueron hechas para diversas pendientes (de 0° a 16.7°). Aguas arriba del salto el flujo se mantuvo a presión atmosférica. Posteriormente, se realizaron en la conducción más ensayos con presiones mayores que la atmosférica, demostrando que esto no causa efecto alguno en los resultados obtenidos.

Durante los experimentos se advirtió que el aire al ser drenado por el salto hidráulico tiende a formar una gran bolsa de aire que puede extenderse hasta el extremo aguas abajo de la tubería, permanecer estable o remontar al flujo a través del salto. También pudo verse que para gastos pequeños y pendientes suaves, no se forma una sola bolsa de aire de tamaño importante, sino una serie de bolsas relativamente largas, las cuales avanzan hacia aguas abajo.

Estos análisis indicaron que para condiciones geométricas similares, el gasto de aire drenado por un salto hidráulico Q_{aire} en un tubo circular depende del gasto de agua Q_{agua} y de la intensidad de la turbulencia del salto, la cual depende a su vez del número de Froude F_1 al inicio del salto hidráulico. La pendiente S de la tubería es otro de los parámetros que influye, aunque en menor grado. La relación adimensional entre los parámetros antes mencionados se puede escribir como:

$$\frac{Q_{aire}}{Q_{agua}} = f(F_1, y_1 / D, S) \quad (2.1)$$

No obstante, resultados posteriores revelaron que el cociente Q_{aire}/Q_{agua} no varía con respecto a y_1/D o S , en cambio varía de manera importante con respecto a F_1 , lo que se puede apreciar en la figura 2.1.

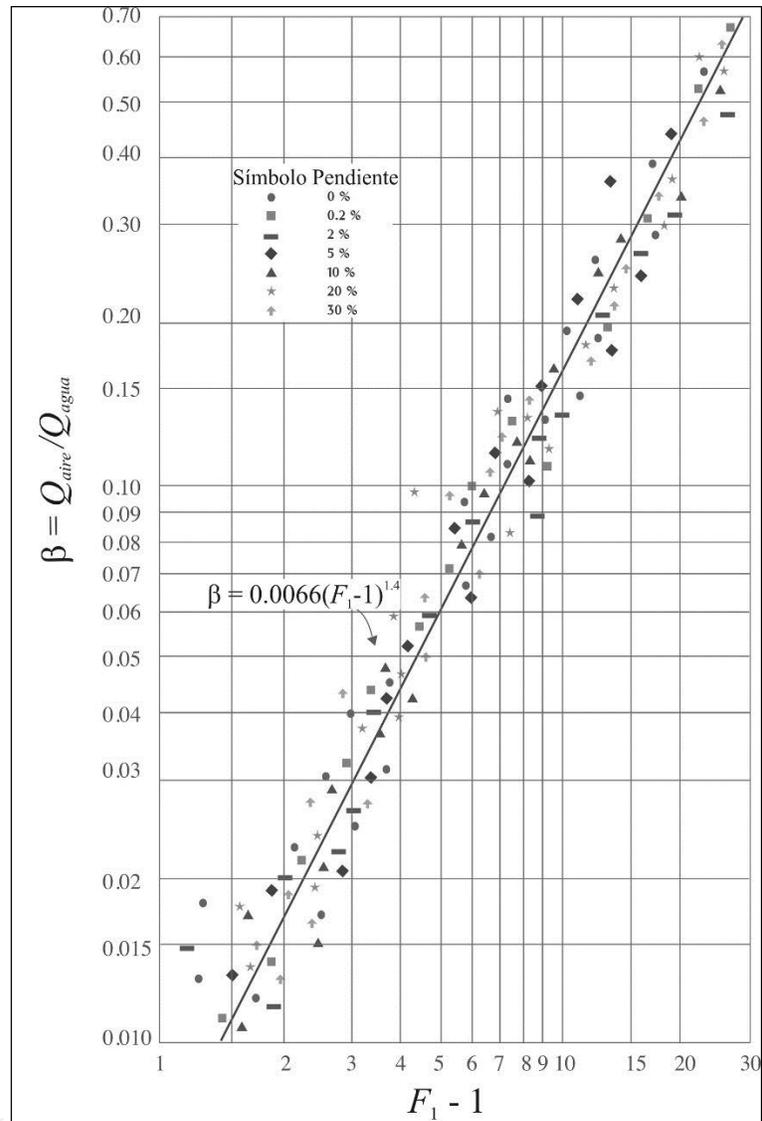


Figura 2.1. Aire ingresado en una tubería por un salto hidráulico (Kalinske y Robertson, 1943)

En esta gráfica se relaciona el cociente Q_{aire}/Q_{agua} vs $(F_1 - 1)$, puesto que el salto hidráulico ocurre para números de Froude mayores de uno.

Haciendo un análisis de regresión lineal con la información obtenida en laboratorio, Kalinske y Robertson obtuvieron la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{Q_{aire}}{Q_{agua}} = 0.0066(F_1 - 1)^{1.4} \quad (2.2)$$

Se debe enfatizar que la información de la figura 2.1 es experimental y fue obtenida para condiciones en las cuales la tubería expulsó todo el aire ingresado por el salto hidráulico.

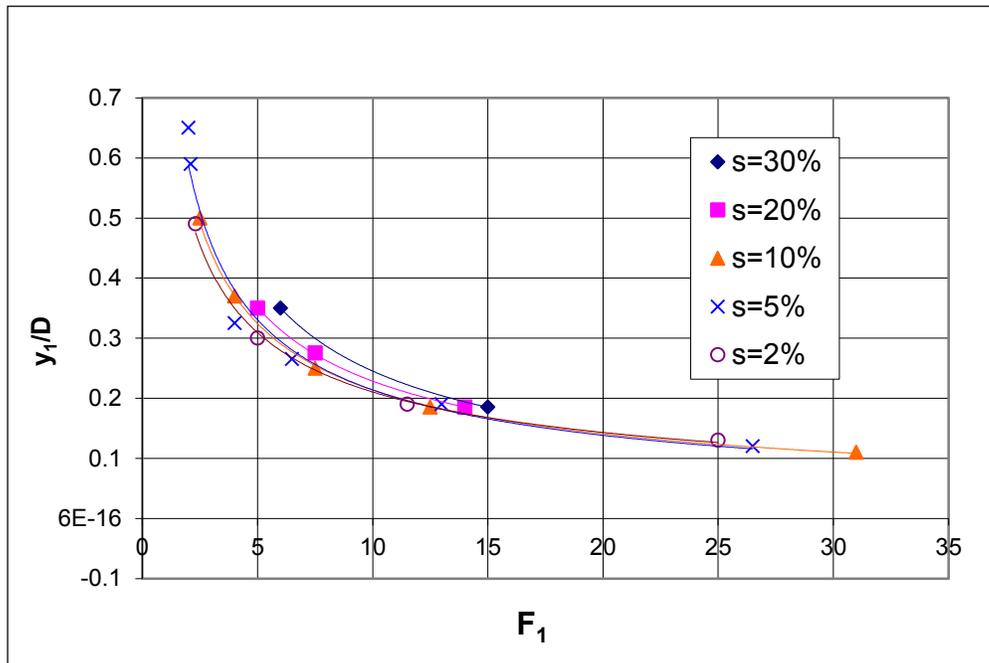


Figura 2.2. Valores experimentales críticos del número de Froude para remover el aire de las tuberías (Kalinske y Robertson 1943)

Durante sus investigaciones los autores encontraron que para un tirante relativo y_1/D dado, existen valores del número de Froude para los cuales sólo una parte del aire será drenado por el salto. Los valores críticos de F_1 para varios tirantes relativos y pendientes se muestran en la figura 2.2.

Kalinske y Bliss (1943) presentan datos experimentales que indican el gasto de agua necesario para mantener la remoción o el barrido del aire de cualquier tubería con cualquier pendiente. La investigación experimental se realizó en tuberías de acrílico con diámetros de 102 y 152 mm. La pendiente de la tubería del dispositivo experimental fue variada en un intervalo entre 0 y 17.5°.

Para todas las pendientes de tubería, excepto las descendentes suaves, las bolsas de aire terminaban en un salto hidráulico que sellaba el conducto. En algunos casos, cuando los gastos eran pequeños y las pendientes suaves, el salto no llegaba hasta el techo del tubo; en tal caso el tirante aguas abajo del salto hidráulico se incrementaba gradualmente hasta llenar la tubería. Bajo estas condiciones el fenómeno de la remoción de aire es considerablemente diferente, comparado con el caso en el que el salto hidráulico sella el tubo.

La velocidad a la cual el salto hidráulico introduce aire al tubo que fluye lleno de agua no corresponde necesariamente con la velocidad a la cual el aire es removido de la bolsa de aire. Aguas abajo del salto el tubo fluye totalmente lleno de agua, excepto por las burbujas de aire, la velocidad a la cual el aire es removido de la conducción depende de la habilidad del flujo de agua. Para gastos de agua grandes, el salto hidráulico genera e introduce aire a velocidades mayores que las que el flujo aguas abajo del salto puede evacuar. El exceso de aire regresaba periódicamente a través del salto hasta la bolsa. Kalinske y Bliss encontraron que para cualquier diámetro de tubería y cualquier pendiente hay un determinado gasto que es capaz de evacuar de la conducción todo el aire que introduce el salto hidráulico. Para un gasto pequeño, la remoción de aire dependerá de la velocidad del flujo aguas abajo del salto, y para un gasto

grande, la velocidad del agua aguas abajo del salto será suficiente para remover todo el aire introducido por el salto.

Kalinske y Bliss encontraron que para pendientes suaves las bolsas de aire serán rápidamente removidas por completo de la tubería. Sin embargo, alguna protuberancia cerca de las cimas del acueducto puede provocar que la parte final de la bolsa quede fija a ésta. Los autores consideran que en prototipo pueden existir varias protuberancias, particularmente en las juntas de la tubería.

El análisis hecho por los autores indica que la relación del gasto de aire removido y el gasto de agua Q_{aire}/Q_{agua} está en función de la pendiente de la tubería, S , y el término denominado gasto adimensional, definido como Q_{agua}^2/gD^5 , donde g es la aceleración de la gravedad y D el diámetro de la tubería. Al graficar los datos obtenidos en laboratorio se puede observar la existencia de tal relación. El valor de Q_{aire}/Q_{agua} se incrementa con Q_{agua}^2/gD^5 para cualquier pendiente S . La gráfica se muestra en la figura 2.3.

La tendencia de los datos experimentales puede ser representada por la siguiente ecuación:

$$Q_{agua}^2 / gD^5 = 0.707S \quad (2.3)$$

La ecuación anterior también puede presentarse en términos de la velocidad del agua, v , como:

$$v^2 / gD = 1.146S \quad (2.4)$$

La peculiar desviación de los datos obtenidos para pendientes suaves es totalmente diferente de lo esperado. Se encontró que, para pendientes menores de 2.5 %, los datos experimentales se desvían de la línea recta que representa la ecuación 2.3. Esto ocurre cuando el salto hidráulico no sella el conducto. Así el proceso de entrada de aire es totalmente diferente de cuando el tirante aguas abajo del salto es mayor que el diámetro del tubo. Es evidente que, para pendientes menores de 2.5 %, se requieren mayores gastos de agua para iniciar la remoción de aire.

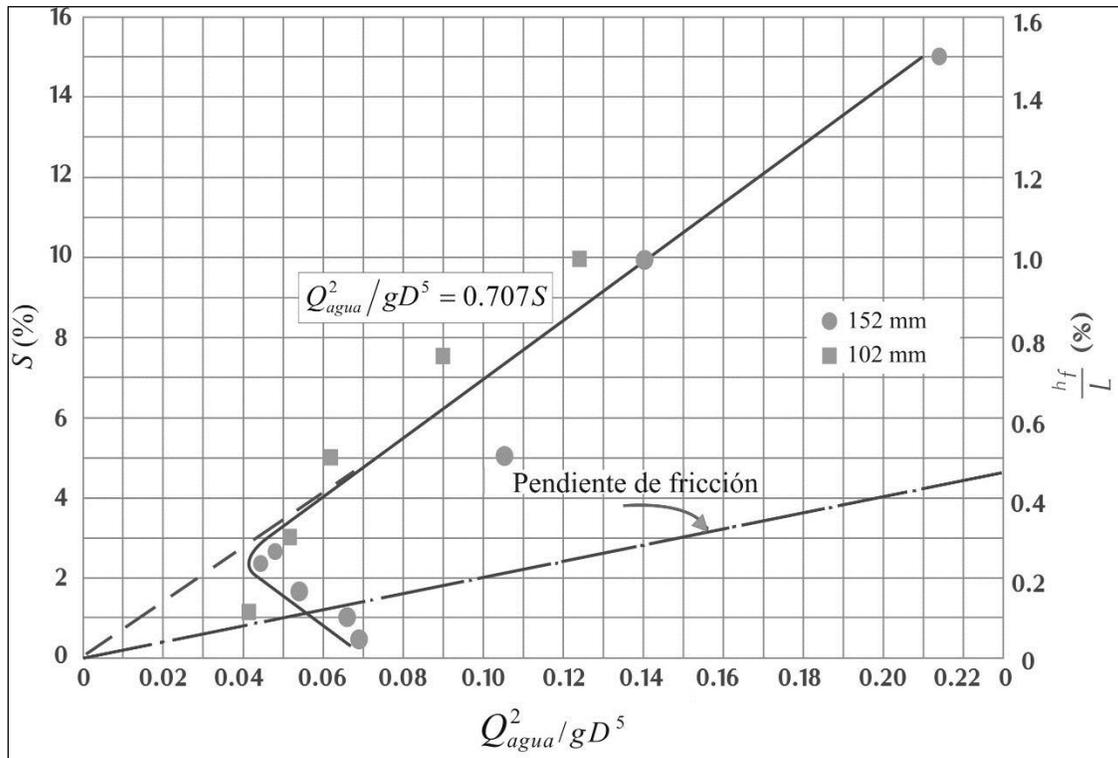


Figura 2.3. Datos experimentales obtenidos por Kalinske y Bliss (1943)

Kent (1952) encontró que la velocidad de remoción del aire mediante un salto hidráulico al final de una bolsa de aire está relacionada con la fuerza de arrastre del agua que actúa sobre la bolsa. Según este autor existe una velocidad de remoción efectiva cuando la velocidad media del agua es igual o mayor que la velocidad mínima v_{min} . Kent desarrolló una relación semiempírica para obtener el valor de v_{min} , la cual es función de la pendiente de la tubería, S , y de su diámetro, D .

$$v_{min} = C_0^{1/2} \sqrt{gDS} \quad (2.5)$$

Aquí, $C_0^{1/2}$ es una función de la forma de la bolsa de aire y, en datos experimentales, se encontró que su valor se vuelve constante cuando la longitud de la bolsa es mayor de $1.5D$. En la práctica ingenieril, la fórmula de Kent se usa comúnmente debido a su simplicidad. Sin embargo, haciendo un análisis de la ecuación 2.5, ésta muestra una desviación con respecto a los resultados experimentales (figura 2.4).

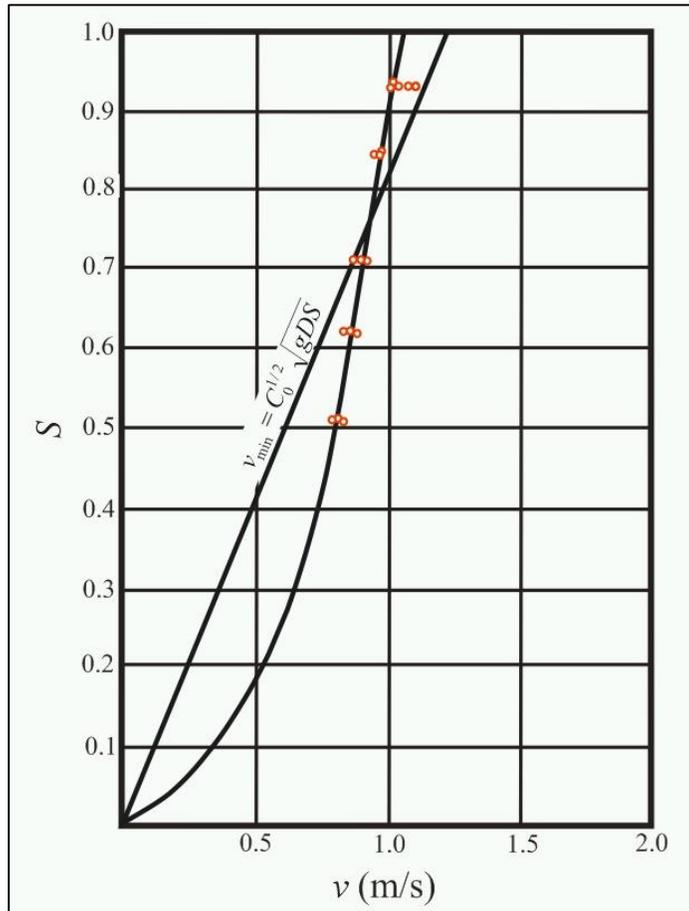


Figura 2.4. Relación entre la velocidad mínima y la pendiente descendente (Kent, 1952)

Gandenberger (1957) estudió la información estadística relacionada con fallas en líneas de fierro fundido de 900 mm de diámetro. Estas fallas ocurrieron con mayor frecuencia cerca de los puntos altos de las líneas, cuando la velocidad del agua en la tubería era menor de 0.3 m/s. Él sugiere que estas fallas se pueden atribuir a las fluctuaciones de presión causadas por la presencia de aire. En contraste, acueductos con antigüedad de más de 50 años con perfiles más susceptibles de atrapar aire, pero con velocidades mayores, no presentaban fallas relacionadas con aire atrapado. Para reconocer el efecto de aire atrapado, Gandenberger realizó experimentos para estudiar el movimiento de aire en acueductos, desarrollados en tubos de cristal con diámetros de 10.5, 26 y 45 mm, así como en tuberías de acero de 100 mm. Las pendientes podían variar entre 0 y 90°.

Los resultados aparecen en la figura 2.5, donde se lee la velocidad mínima del agua requerida para remover un determinado volumen de aire acumulado en un punto alto del perfil, con un diámetro unitario y una cierta pendiente descendente. El parámetro adimensional **BS** para caracterizar el tamaño de burbujas y bolsas de aire, se define como $BS = 4V/\pi D^3$, donde V es el volumen de la burbuja o de la bolsa de aire.

La figura 2.5 cubre el intervalo de $BS = 0.02$ a $BS > 1$. Para cualquier diámetro de tubería, la velocidad de remoción se incrementa al crecer al tamaño de la burbuja o bolsa de aire hasta un valor $BS = 1$, y posteriormente el valor del parámetro BS permanece constante. Gandenberger concluyó que la gráfica es válida para tuberías con diámetros mayores de 0.1 m y para burbujas o bolsas de aire con $BS > 1$. En una investigación posterior, realizada en una tubería de 455 m de largo, con un diámetro de 500 mm y una pendiente de 5° , Gandenberger corroboró sus conclusiones anteriores.

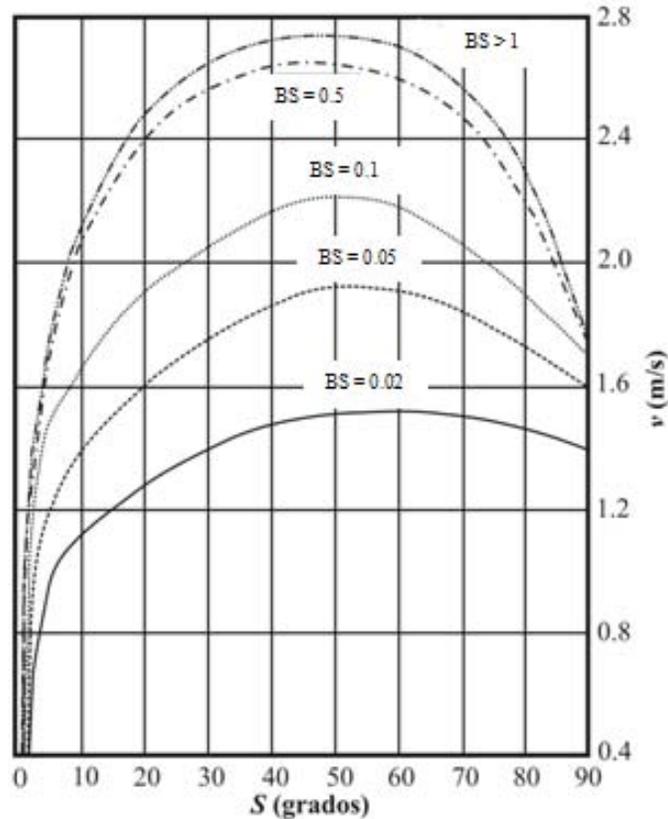


Figura 2.5. Resultados de Gandenberger (1957)

Falvey (1980) elaboró una gráfica que muestra los límites de movimiento de burbujas y bolsa de aire en conductos cerrados, con base en datos presentados por Kalinske y Bliss (1943), Runge y Wallis (1965), Colgate (1966) y Martin (1976). El autor comenta que la dirección de movimiento de las burbujas y bolsas de aire puede ser analizada tomando en cuenta las magnitudes de las fuerzas de arrastre y flotación que actúan sobre una burbuja estacionaria en el flujo. Por ejemplo, las burbujas de aire se mueven perpendicularmente al eje del tubo, cuando la componente vectorial de la fuerza de flotación en la dirección aguas arriba es igual a la componente vectorial de la fuerza de arrastre. Asimismo, Falvey incluye en su gráfica los resultados obtenidos por Sailer (1955) en prototipos, donde se presentan problemas con grandes bolsas de aire que se movieron en contra flujo, destruyendo por completo las bases de concreto reforzado de algunos tanques del acueducto San Diego. En la figura 2.6 se muestra la gráfica propuesta por Falvey.

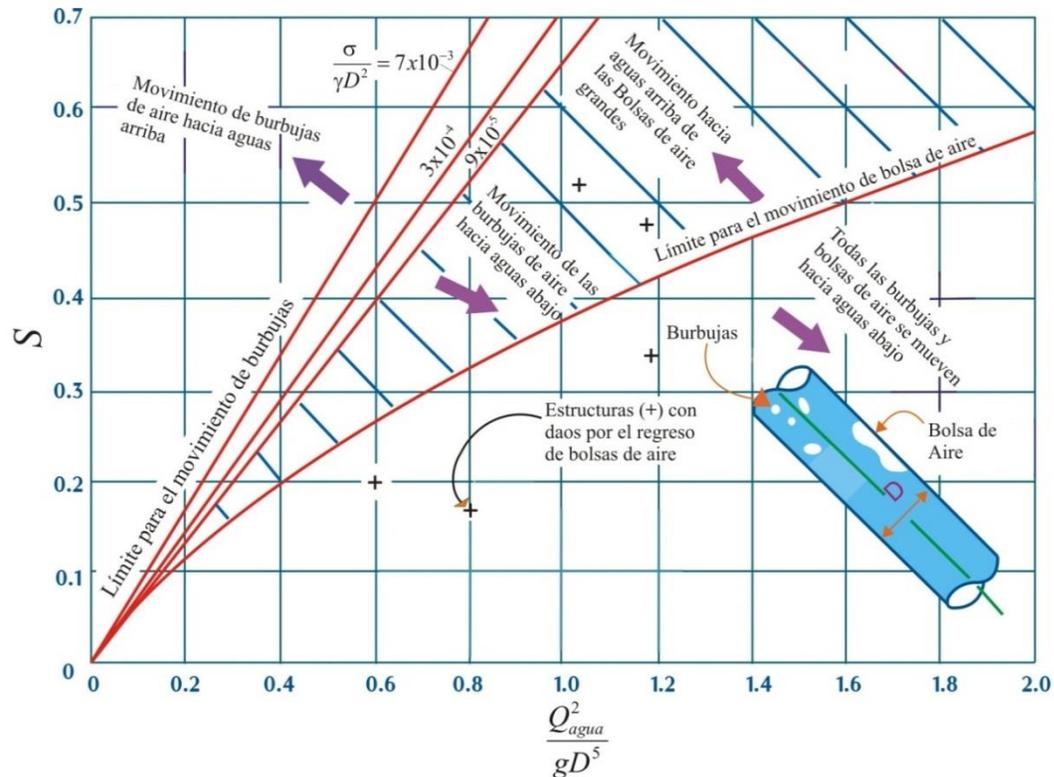


Figura 2.6. Movimiento de burbujas y bolsas de aire en conductos cerrados fluyendo llenos (Falvey, 1980)

González y Pozos (2000) propusieron una ecuación para estudiar el comportamiento de burbujas y bolsas de aire aguas abajo de un salto hidráulico localizado al final de una gran bolsa de aire. Una investigación teórica y experimental se realizó para validar el uso de dicha ecuación. La relación propuesta se desarrolló con apoyo en la investigación llevada a cabo por Kalinske y Bliss (1943), así como en investigaciones posteriores. La ecuación propuesta es

$$\frac{Q_{agua}^2}{gD^5} = S \quad (2.6)$$

El término del lado izquierdo de la ecuación es el parámetro de gasto adimensional.

Para analizar el comportamiento de las burbujas y bolsas de aire, el $\frac{Q_{agua}^2}{gD^5}$ se debe comparar con todas las pendientes descendentes del perfil del acueducto. Cuando $\frac{Q_{agua}^2}{gD^5}$ es mayor que la pendiente de la tubería, las burbujas y bolsas de aire van a ser removidas de las pendientes descendentes. Por otra parte, si el parámetro de gasto adimensional es menor a la pendiente descendente, las burbujas y bolsas de aire se moverán hacia aguas arriba. Mediciones y observaciones hechas en un dispositivo experimental permitieron corroborar que el aire se comporta tal y como predice la ecuación 2.6. La investigación experimental fue realizada en un dispositivo experimental con tubos de acrílico de 76.2 mm de diámetro interior.

Escarameia *et al.* (2005) describen estudios experimentales y numéricos efectuados para desarrollar una guía de diseño con el fin de minimizar los efectos negativos de la presencia de bolsas de aire en tuberías, particularmente para pendientes suaves.

La investigación experimental fue desarrollada en un dispositivo compuesto por tubos de 150 mm de diámetro interno, las pendientes podían ser variadas en un intervalo de 0° a 22.5°. Con base en sus resultados, los autores proponen una ecuación para analizar el comportamiento del aire en acueductos. Escarameia *et al.* (2005) consideran que la ecuación 2.7 es válida para tuberías con inclinación máxima de 40° y puede ser utilizada en tubos con diámetros menores de 1.5 m.

$$v/(gD)^{0.5} = SF(0.56(\text{sen}S)^{0.5} + a) \quad (2.7)$$

donde a tiene los siguientes valores:

$$a = 0.45 \text{ para } BS < 0.06$$

$$a = 0.50 \text{ para } 0.06 \leq BS < 0.12$$

$$a = 0.57 \text{ para } 0.12 \leq BS < 0.30$$

$$a = 0.61 \text{ para } 0.30 \leq BS < 2$$

En la ecuación 2.7, v es la velocidad mínima del flujo requerida para mover una bolsa de aire definida por el parámetro $BS = 4V/\pi D^3$ en un tubo con pendiente descendente S y diámetro, D . El volumen de la bolsa de aire es V y SF es un factor de seguridad igual a 1.1.

Pozos *et al.* (2010a) propusieron un método para encontrar los puntos altos de los acueductos donde las bolsas de aire podrían acumularse. La metodología presentada por los autores se basa en las investigaciones realizadas por González y Pozos (2000), y Pozos (2007).

2.3 Medios mecánicos

A inicios del siglo XX, los ingenieros no entendían bien el comportamiento del aire atrapado dentro de conductos por presión. Muchos de ellos proponían la colocación de venteos, compuestos de una válvula de control manual y un tubo, creyendo que el aire podía ser evacuado a través de ellos. Sin embargo, el uso de venteos para expulsar aire atrapado sólo se puede considerar cuando la línea piezométrica es cercana al nivel del terreno, entre 6 y 10 m, según Falvey (1980). La válvula de control manual localizada sobre el perfil del acueducto es usada para colocar un tubo de forma vertical, de manera que el aire pueda ser descargado a la atmósfera, tal como se muestra en la figura 2.7.

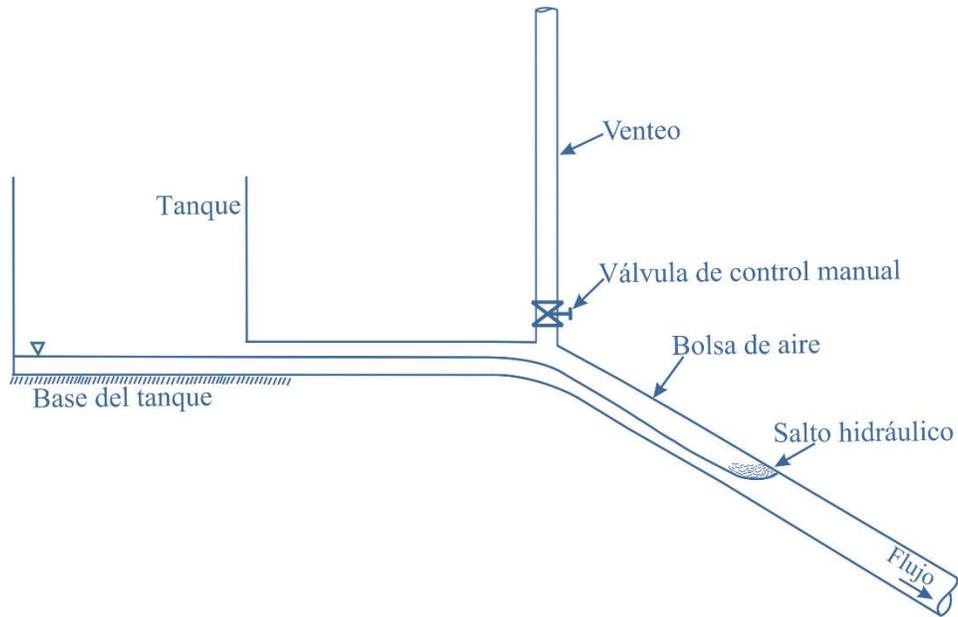


Figura 2.7. Venteo colocado en un acueducto para expulsar el aire atrapado

Landon (1994) comenta que los hidrantes para incendios son una solución adoptada por algunos ingenieros para expulsar el aire de las tuberías. El hidrante es conectado a un costado de la tubería para remover el aire, pero aun así una cantidad importante de aire queda atrapada en la parte alta de la tubería (figura 2.8).

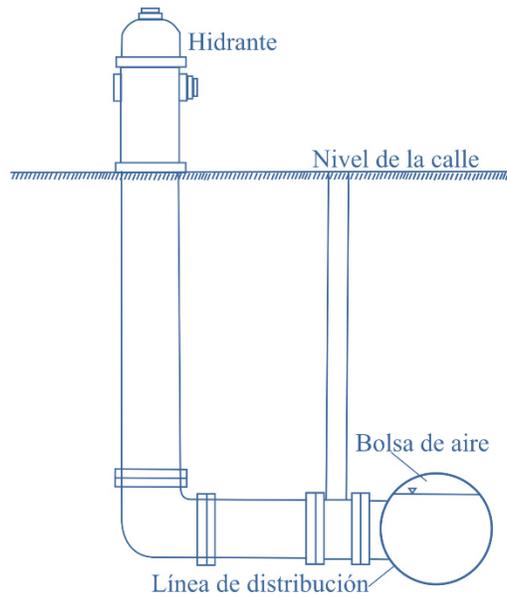


Figura 2.8. Hidrante

Otra solución es la instalación de válvulas de globo y de compuerta en los puntos altos de los acueductos, para expulsar manualmente el aire del sistema. Sin embargo, en acueductos de grandes dimensiones no es posible predecir cuándo deben ser abiertas las válvulas para remover el aire de la línea. Además, este método no asegura una evacuación continua del aire, ni tampoco una protección contra presiones menores que la atmosférica durante la operación del acueducto.

2.3.1 Válvulas de aire

Las válvulas de aire son los dispositivos más usados para expulsar el aire durante el llenado de una línea de conducción, así como para dejar entrar grandes volúmenes de aire cuando la línea está siendo drenada y para evacuar el aire acumulado al operar el sistema. Su mal funcionamiento o su falla total pueden llevar a la acumulación de aire, ya que las válvulas no serán capaces de interceptarlo y expulsarlo. Por lo tanto, es muy importante el correcto dimensionamiento y la colocación adecuada de las válvulas a todo lo largo de las líneas. Esto también permitirá que las válvulas funcionen adecuadamente durante transitorios, evitando así problemas relacionados con la separación de la columna líquida.

Balutto (1996) describe problemas relacionados con el mal funcionamiento de las válvulas expulsoras de aire en líneas de conducción. La operación ineficiente de las válvulas puede reducir 30 % la eficiencia del sistema, lo que conlleva mayor consumo de energía eléctrica para forzar a las bombas a evacuar el aire atrapado en la línea.

Existen estimaciones que indican que el costo de reparar roturas en las líneas de conducción de Canadá excede los 100 millones de dólares anuales. Basado en investigaciones, Balutto comenta que el aire atrapado y el uso de válvulas expulsoras de aire pueden ser una causa primaria o secundaria que contribuye de forma importante al fallo de las líneas.

2.3.2 Tipos de válvulas de aire

Las válvulas de aire son comúnmente usadas en líneas de conducción alrededor del mundo. Su modo de operación es expulsar y/o admitir el aire automáticamente sin asistencia del personal de operación. Existen muchos fabricantes que ofrecen una amplia gama de válvulas para un amplio intervalo de aplicaciones.

Por lo general las válvulas de aire se dividen en tres tipos:

- válvulas de admisión y expulsión de aire
- válvulas de expulsión de aire
- válvulas combinadas

2.3.2.1 Válvulas de admisión y expulsión de aire (VAEA)

Estas válvulas se usan para expulsar el aire durante la puesta en marcha de los equipos de bombeo y al llenar la conducción. La evacuación del aire se debe hacer lentamente para evitar el golpe de ariete o algún otro fenómeno destructivo. Por otra parte, las VAEA admiten grandes volúmenes de aire, para evitar posibles daños a las tuberías que pueden ocurrir por separación de columna o al drenar la línea.

Al ser removido el aire de la línea, el agua eleva el flotador de la válvula para sellar el orificio. La velocidad de expulsión del aire es función de la presión ejercida hacia el centro del orificio de la válvula. El criterio para dimensionar la válvula es muy importante, porque su tamaño definirá la presión diferencial a la cual es evacuado el aire.

Durante el paro de los equipos de bombeo, vaciado de la línea, ruptura de tubos o separación de la columna líquida, el flotador de la VAEA permitirá la entrada de aire a la tubería, para prevenir una presión de vacío y así proteger al acueducto de un colapso. Debido a que el tamaño de la válvula dicta el grado de vacío, su correcto dimensionamiento es muy importante.

Después de las situaciones antes mencionadas, el aire será removido para que el acueducto vuelva a su estado normal de funcionamiento. El flotador va a sellar el orificio de la VAEA. Sin embargo, bajo condiciones normales de operación el aire acumulado en los acueductos no va a ser expulsado. Para este propósito se necesitan las válvulas expulsoras de aire (VEA). En la figura 2.9 se muestra el esquema de una válvula de admisión y expulsión de aire.

2.3.2.2 Válvulas de expulsión de aire (VEA)

Las válvulas de expulsión de aire tienen un pequeño orificio para expulsar a la atmósfera el aire acumulado en los puntos altos de los acueductos, mientras estos operan normalmente. Las VEA tienen un flotador hidromecánico que detecta la presencia del aire en las líneas de conducción, y permite su expulsión cuando éstas trabajan a presiones mayores que la atmosférica.

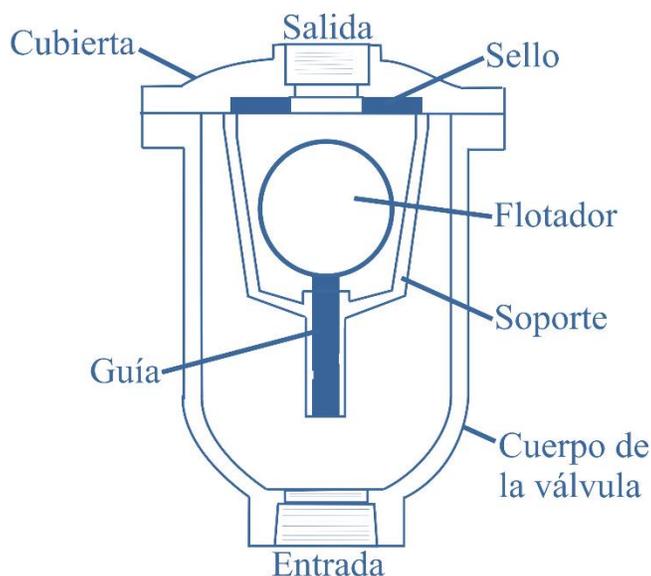


Figura 2.9. Válvula de admisión y expulsión de aire (VAEA)

Durante la operación de un acueducto, pequeñas cantidades de aire se introducen en el cuerpo de la VEA (figura 2.10). Este aire va a desplazar el mismo volumen de líquido dentro de la válvula, produciendo que el flotador se mueva hacia abajo para permitir la expulsión del aire que, cuando es removido, hace

que el flotador regrese a su posición original, moviendo el tapón para que éste selle el orificio de la válvula. Este proceso se repite si una nueva cantidad de aire se concentra en la VEA.

Las VEA tienen una capacidad limitada para expulsar y admitir aire, por lo tanto, este tipo de válvulas no es recomendable para evacuar grandes cantidades de aire durante el llenado de acueductos de grandes diámetros, ni para la protección contra presiones menores que la atmosférica, porque su orificio es muy pequeño, generalmente menor de 1.27 cm. Para este propósito es necesario utilizar una válvula combinada. La figura 2.10 presenta un esquema de válvula de expulsión de aire.

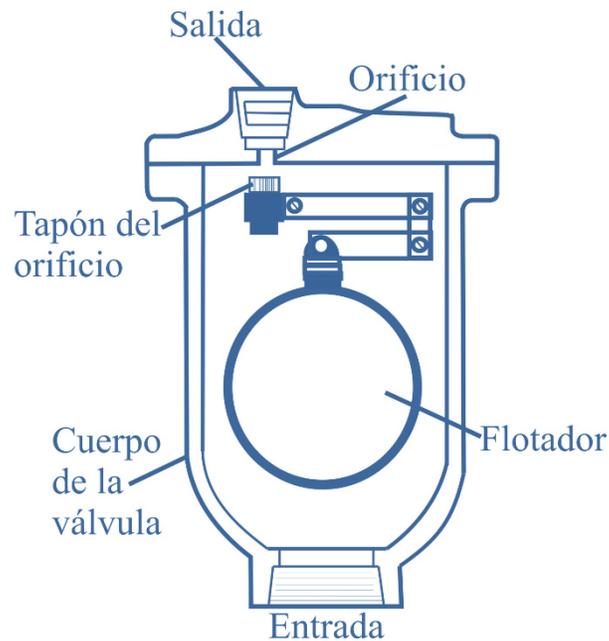


Figura 2.10. Válvula de expulsión de aire (VEA)

2.3.2.3 Válvulas de aire combinadas (VAC)

Las válvulas de aire combinadas o de doble orificio cuentan con un orificio grande y uno pequeño ensamblados en el mismo cuerpo de la válvula. Este tipo de dispositivos son instalados en todos los puntos altos a lo largo del acueducto, donde se requieren válvulas de expulsión para evacuar el aire acumulado, y válvulas de admisión y expulsión son necesarias para proteger a la tubería de fallas por aplastamiento. Generalmente hay dos tipos de diseños de VAC disponibles en el mercado: VAC de un cuerpo y VAC de doble cuerpo. Las válvulas de un cuerpo tienen las ventajas de ser más compactas y normalmente menos costosas. Las VAC de doble cuerpo cuentan con la ventaja, que se puede utilizar una variedad de VEA con un amplio rango de orificios. Además, durante el mantenimiento la VAEA se encuentra en operación mientras la VEA puede ser aislada para reparación. Algunos ingenieros prefieren la utilización de VAC en los acueductos, para no dejarlos desprotegidos por errores de instalación en campo o para protección en caso de operar incorrectamente el sistema.

Los dos tipos de válvulas de aire combinadas se muestran en la figura 2.11.

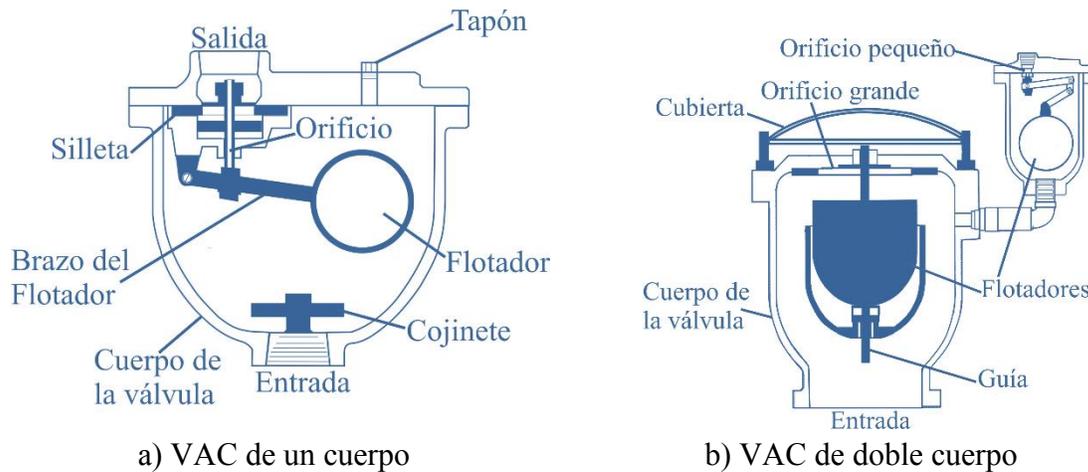


Figura 2.11. Válvulas de aire combinadas (VAC)

2.4 Diseño convencional de las válvulas de aire

La mayor parte de las válvulas instaladas en la actualidad fueron diseñadas a principios de 1900, y en general su diseño no ha sufrido cambios significativos. Las válvulas que más problemas presentan son VAEA, que pueden clasificarse, a su vez, como no cinéticas y cinéticas.

2.4.1 Válvulas de aire no cinéticas

Este tipo de dispositivos se componen de un flotador esférico hueco, el cual tiende a sellar de forma prematura el orificio de la válvula. Este fenómeno es conocido como *cierre dinámico*, el cual provoca que grandes cantidades de aire queden atrapadas en los acueductos durante su funcionamiento normal.

A continuación se presentan las limitaciones de las válvulas de aire no cinéticas enumeradas por Balutto (1996 y 1998). Toda la información presentada por este autor fue recopilada durante años de investigaciones sobre el diseño de válvulas de aire.

Es muy importante considerar la problemática que presentan este tipo de válvulas, debido a que desde hace 100 años se han instalado en una gran cantidad de acueductos alrededor del mundo, provocando daños importantes y mal funcionamiento en ellos.

Las válvulas no cinéticas y cinéticas emplean un flotador esférico para sellar su gran orificio, lo cual genera importantes problemas operativos, que se presentan a continuación:

2.4.1.1 Sellado deficiente

El flotador de la válvula debe ser perfectamente esférico con el fin de sellar adecuadamente el orificio. No obstante, en la práctica no es posible la producción en masa de flotadores perfectamente esféricos, por tanto, para compensar la no uniformidad de los flotadores se utilizan sellos de materiales blandos con el fin de lograr un sellado adecuado. Sin embargo, esto produce que el flotador se adhiera al sello impidiendo el correcto funcionamiento de la válvula.

2.4.1.2 Deformación y atascamiento del flotador

Al ser huecos los flotadores esféricos de este tipo de válvulas los hace susceptibles a sufrir deformaciones permanentes, cada vez que se presentan altas presiones en los acueductos. Un flotador que sella un orificio de 150 mm a una presión diferencial de 25 bar debe resistir una fuerza total de 4.5 toneladas, y en el caso de producirse golpe de ariete en el sistema la fuerza actuante sería todavía mayor.

En la práctica se ha observado que los flotadores se atascan dentro de los grandes orificios de las válvulas, provocando que dichos dispositivos queden fuera de servicio.

2.4.1.3 Cierre prematuro

El término cierre prematuro es también conocido como “Cierre Dinámico”, y se refiere a la tendencia que tiene el flotador esférico a sellar el orificio de la válvula a diferenciales de presión muy bajos (0.02 – 0.05 bar), esto provoca que las válvulas no puedan expulsar el aire atrapado, resultando en la acumulación de grandes volúmenes de aire en los acueductos.

El punto del cierre dinámico fue obtenido mediante investigación experimental realizada por el Consejo de Ciencia e Investigación para la Industria (CSIR siglas en inglés) de Sudáfrica en 1989. Los resultados se muestran en forma gráfica en la figura 2.12.

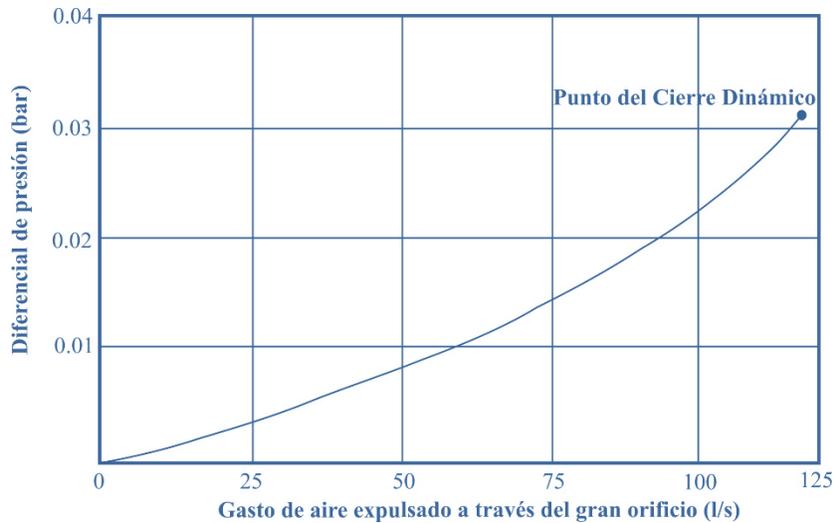


Figura 2.12. Cierre dinámico de válvulas de gran orificio

2.4.1.4 Limitaciones del tamaño del orificio y su efecto en el funcionamiento de la válvula

El diámetro del flotador no debe ser menor que tres veces el diámetro del gran orificio de la válvula, en caso contrario el flotador corre el riesgo de atascarse en el orificio.

Desde el punto de vista económico, el tamaño del gran orificio de las válvulas de aire está restringido. Por ejemplo, si se considera una válvula de aire combinada convencional de diámetro nominal de 80 mm (DN80), no cinética, con un gran orificio y flotador con medidas diametrales de 58 mm y 150 mm, respectivamente. En caso de incrementar el orificio de admisión y expulsión de aire a 80 mm, entonces el diámetro del flotador se tendría que incrementar a 240 mm. Es importante resaltar que el peso y tamaño del flotador se incrementa proporcionalmente, de lo que resulta un aumento del costo de la válvula; en este caso en particular el incremento en peso y tamaño es de 60%.

En el mercado se comercializan válvulas del mismo diámetro nominal, pero con muy diferentes diámetros del gran orificio, lo que afecta directamente a la capacidad de admisión y expulsión de aire. El CSIR probó cuatro válvulas de aire DN80 de gran orificio para verificar el volumen de expulsión de aire para una misma diferencial de presión. Los resultados se resumen en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Efecto del diámetro de gran orificio

País de manufactura	Gran Bretaña	Israel	Turquía	Sudáfrica
Tamaño nominal	DN80	DN80	DN80	DN80
Diámetro del gran orificio (mm)	65	32	65	80
Gasto de aire máximo expulsado (nl/s)	83	36	81	156

2.4.1.5 Efecto venturi

Todas las válvulas de aire con orificios grandes diseñadas con flotadores esféricos huecos tienden a sellar parcialmente el orificio durante la admisión de aire hacia el acueducto. Esto se debe a la existencia de una zona de baja presión en la parte superior del flotador comparada con la que experimenta la línea.

Este fenómeno ocurre a diferenciales de presión muy bajos (0.15 a 0.20 bar), lo cual restringe de forma importante el funcionamiento de las válvulas y ha sido causa del colapso de tuberías.

Muchos técnicos operadores de acueductos conocen el fenómeno e insertan cuñas de madera u otro material para mantener abierto el gran orificio y evitar el efecto venturi. Sin embargo, esta solución no es efectiva para acueductos con tuberías de gran diámetro.

2.4.1.6 Mantenimiento

Es muy recomendable realizar un mantenimiento regular de este tipo de válvulas, para evitar los problemas descritos anteriormente.

2.4.2 Válvulas de aire cinéticas

Las válvulas de aire cinéticas se diseñaron con el propósito de eliminar el fenómeno de cierre dinámico, problema que afecta a las válvulas de aire no cinéticas. Esto se logró al modificar la configuración interna de las válvulas, mejorando así sus características dinámicas para poder prevenir el cierre dinámico. Durante la evacuación del aire a través del orificio de gran diámetro, el flotador esférico hueco es empujado hacia el orificio de entrada de la válvula, lo que evita el cierre dinámico. Esto permite la evacuación del aire de la tubería y, cuando todo el aire es expulsado, el flotador sella el orificio de gran diámetro. La efectividad de las modificaciones internas de este tipo de válvulas difiere entre cada fabricante.

Cuando este tipo de dispositivos expulsan el aire a altas velocidades se pueden generar serios problemas durante la operación de los acueductos, algunos de los cuales son descritos por Balutto (1998):

2.4.2.1 Golpe de ariete

Una válvula de aire cinética que descarga aire a altas velocidades e importantes diferenciales de presión, induce un cierre que provoca fuertes presiones transitorias en acueductos. Esto se debe a la entrada abrupta del agua en el cuerpo de la válvula. El efecto producido por este fenómeno en los acueductos es similar al golpe de ariete producido por el cierre rápido de una válvula de compuerta.

La magnitud de la presión transitoria excede el valor de presión a la que es sometida una válvula durante las pruebas realizadas por los fabricantes. Esto puede comprobarse con las pruebas realizadas por el CSIR (1994), según la gráfica de la figura 2.13, donde se muestra la magnitud del incremento de presión en una válvula cinética convencional DN80 al cerrarse el gran orificio mientras expulsaba aire con un diferencial de presión de apenas 0.17 bar.

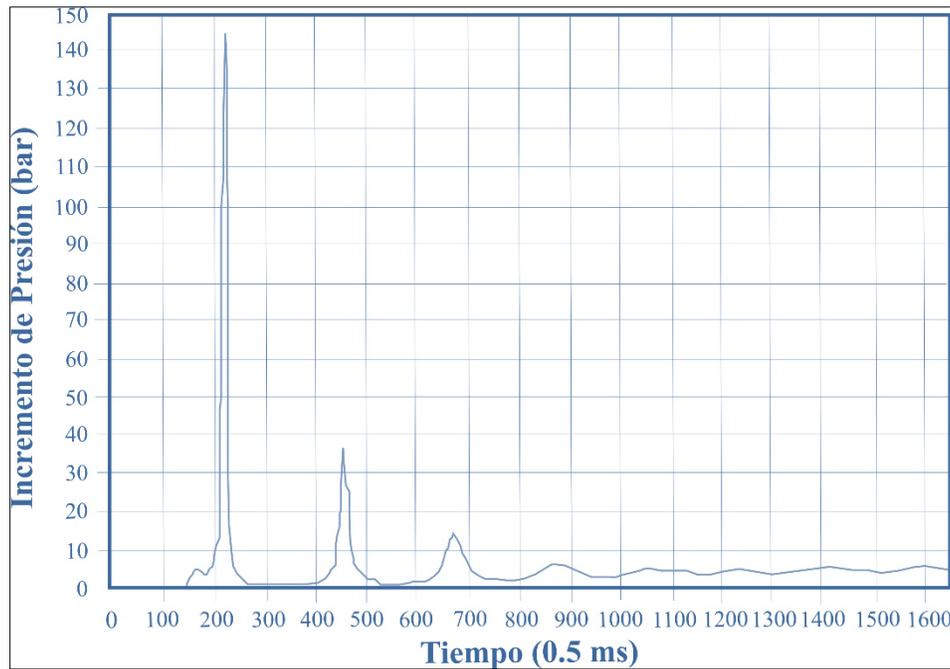


Figura 2.13. Sobrepresión generada por el cierre de una válvula

La magnitud de las sobrepresiones producidas por el cierre rápido de una válvula de aire cinética depende del tamaño de la válvula, de la longitud del acueducto, del diferencial de presión a través del gran orificio y del módulo de elasticidad del agua, entre otros factores, y se puede calcular utilizando la ecuación de Joukowski (ecuación 2.8):

$$\Delta h = -\frac{c}{g} \Delta v \quad (2.8)$$

donde

- Δh diferencia de carga hidráulica
- c celeridad
- g aceleración de la gravedad
- Δv diferencia de velocidades.

Las investigaciones sobre el tema concluyen que el daño causado por este tipo de válvulas debido a la expulsión de aire a alta velocidad no debe ser ignorado durante el diseño de acueductos. Investigadores y fabricantes recomiendan limitar el diferencial de presión a 0.05 bar, con el propósito de prevenir daños causados por este fenómeno.

2.4.2.2 Derrame de agua

Este fenómeno ocurre al fallar el flotador del orificio de gran diámetro, cuando el agua entra a gran velocidad en el cuerpo de la válvula, cubriendo el flotador, empujándolo hacia abajo e impidiendo que selle el orificio. La cantidad de agua que se derrama puede ser importante y generar la inundación de la caja de válvulas. El costo de reparación y del agua desperdiciada puede superar fácilmente el valor de la válvula.

El derrame de agua produce una sobrepresión porque el agua tiene una densidad mucho mayor que el aire, lo cual causa una repentina desaceleración de la columna de agua al alcanzar ésta el orificio de salida, con un efecto similar al causado por el cierre rápido de una válvula localizada en la descarga del acueducto. La magnitud de la presión transitoria puede ser significativa y dependerá de la velocidad a la que entre el agua al cuerpo de la válvula, así como de la longitud y el diámetro del acueducto.

2.4.2.3 Falla de las juntas

Otro fenómeno característico de las válvulas cinéticas es la falla de las juntas entre la válvula de aire y la válvula de seccionamiento, a través de la cual se produce una fuga de agua. Este problema se genera por las importantes presiones transitorias provocadas por el cierre abrupto de la válvula de gran orificio.

Una serie de pruebas indicó que este fenómeno ocurre en un intervalo de sobrepresiones de 80 a 85 bar, lo que implica que los transitorios producidos por las válvulas cinéticas al descargar a altos diferenciales de presión podrían exceder los 85 bar. Estos resultados fueron corroborados por el CSIR de Sudáfrica.

2.4.2.4 Limitaciones del gran orificio

Muchos diseños de válvulas de aire cinéticas son simples modificaciones de válvulas no cinéticas, se utilizan también flotadores esféricos huecos para cerrar el orificio de gran diámetro. Por tanto, las consideraciones económicas y de diseño tienen las mismas limitaciones que las válvulas no cinéticas (véase Limitaciones del tamaño del orificio y el efecto en el funcionamiento de la válvula).

2.4.2.5 Subdimensionamiento

Las válvulas de aire cinéticas son más susceptibles de ser subdimensionadas que cualquier otro tipo de válvulas de aire. Esto se debe a que los ingenieros se enfocan principalmente en los requerimientos de descarga, y seleccionan válvulas para expulsar aire a altos diferenciales de presión y, por otra parte, dan menos importancia a los problemas que se puedan producir por las presiones de vacío.

En muchas ocasiones la selección de las válvulas de aire se basa totalmente en la capacidad de la válvula de expulsar el aire, lo cual puede ser perjudicial para el acueducto cuando se presentan presiones de vacío. Esta situación puede ser más crítica para acueductos compuestos por tubos plásticos y para las juntas de las tuberías, debido a que estos dos elementos no pueden soportar importantes diferenciales de presión negativos.

2.4.2.6 Efecto venturi

El efecto venturi descrito para las válvulas de aire no cinéticas es aplicable también a las válvulas cinéticas.

2.5 Localización y dimensionamiento de válvulas de aire

- **Descarga de la bomba.** Una válvula de admisión y expulsión de aire debe ser instalada en el lado de descarga de la bomba y antes de la válvula *check* o de retención, para expulsar el aire durante la puesta en marcha y para permitir la entrada del mismo después del paro del equipo de bombeo. Este tipo de dispositivos no es necesario cuando la sumergencia de la bomba es positiva. El dimensionamiento de la válvula se hace utilizando el gasto de agua que descarga la bomba. Es importante que el diferencial de presión no exceda 0.05 bar durante la operación de llenado del acueducto.
- **Incremento de la pendiente descendente.** Una válvula de aire es comúnmente colocada en cambios abruptos entre pendientes descendentes, debido a la posibilidad de que se presenten la presión de vacío y la separación de columna líquida. Generalmente, el gasto de diseño es el que se debe utilizar para dimensionar este tipo de válvulas. El diferencial de presión a través del orificio de gran diámetro del dispositivo no debe ser menor de 0.35 bar. Durante la selección de la válvula se debe considerar el efecto venturi.
- **Decremento de la pendiente ascendente.** Una válvula de admisión y expulsión de aire o una válvula combinada deben colocarse en los cambios fuertes entre pendientes ascendentes, para evitar serios problemas en caso de que ocurra separación de columna o presión de vacío. Para dimensionar la válvula se debe considerar el gasto de diseño del acueducto. Las consideraciones y precauciones que hay que tomar en cuenta son las mismas que en el punto anterior.
- **Tramos horizontales largos.** Las válvulas de aire combinadas deben ser instaladas al inicio y al final de un tramo de tubería horizontal largo. A lo largo de la sección horizontal se deben colocar válvulas de expulsión de aire (VEA). Investigadores y fabricantes recomiendan colocar las VEA a intervalos de entre 380 y 760 m. Sin embargo, siempre que sea posible se deben evitar tramos horizontales largos en los acueductos. Si esto no es posible, se recomienda colocar válvulas a una distancia máxima de 600 m. El dimensionamiento de ambos dispositivos (VAC y VEA) debe realizarse considerando el gasto de aire que deben expulsar.
- **Tramos ascendentes largos.** Las válvulas de admisión y expulsión de aire o válvulas combinadas deben ser puestas a todo lo largo de tramos largos de tubería con pendiente ascendente a intervalos de 400 a 800 m. Estos dispositivos son necesarios para la adecuada expulsión del aire durante la operación de llenado y para permitir la entrada de aire durante el vaciado del sistema. Al dimensionar las válvulas, se debe comparar el gasto de aire expulsado por el orificio de gran diámetro con el gasto de aire que se introduce a través del mismo, calculado para la ruptura del tubo y para el fallo de los equipos de bombeo. Si el gasto de aire expulsado es mayor que el introducido, se diseña con base en el primero.
- **Tramos descendentes largos.** Las válvulas de expulsión de aire o válvulas combinadas deben ser instaladas a cada 400 u 800 m, a lo largo de todas las secciones de acueductos con pendientes descendentes.
- **Puntos altos.** Las válvulas de aire combinadas se deben colocar en los puntos altos de los acueductos para evitar la presión de vacío, la separación de columna, y para evacuar el aire de la línea durante la maniobra de llenado, así como para expulsar el aire que se introduce en la conducción durante la operación normal del sistema y para permitir la entrada de aire durante el vaciado del acueducto.

La localización de las válvulas de aire en el acueducto se muestra en la figura 2.14.

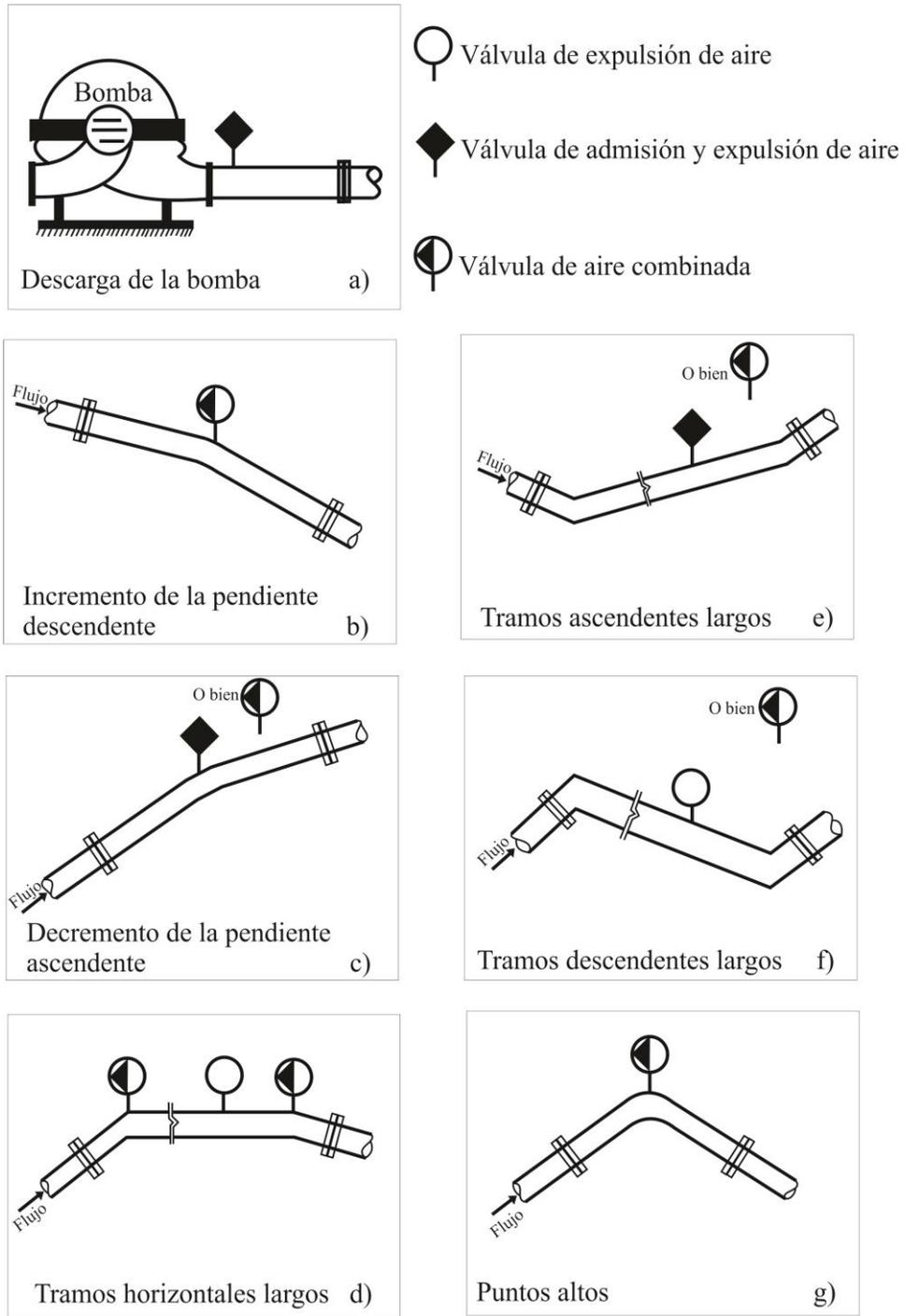


Figura 2.14. Localización de las válvulas de aire en un acueducto

2.6 Diseños especiales de válvulas de aire

2.6.1 Válvulas de aire de puerto reducido

El flotador de una válvula de aire se ve sometido a una serie de fuerzas mientras se producen la expulsión o admisión de aire en un acueducto. En el caso de las válvulas de aire de puerto reducido el flotador tiene un tamaño proporcional a la cámara interior de la válvula, por lo tanto se podría producir un cierre dinámico, lo que puede provocar que bolsas de aire queden atrapadas en el interior de la tubería.

En el entendido de que la válvula de aire se encuentre expulsando aire del acueducto, las fuerzas que actúan sobre el flotador de la misma son el peso del flotador (W), el empuje (E) debido al aire que desaloja y la fuerza de arrastre (F_A) del aire sobre el flotador. Estas fuerzas se observan en la figura 2.15.

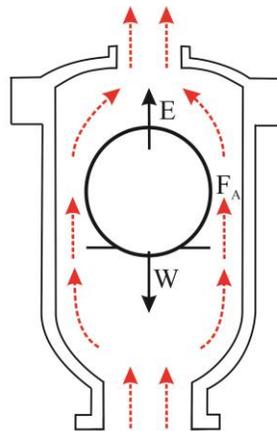


Figura 2.15. Balance de fuerzas sobre el flotador durante la expulsión de aire

El balance de fuerzas correspondiente a la expulsión de aire a través de una válvula de aire es el siguiente:

$$\sum F = m \frac{dv}{dt} \quad (2.9)$$

Donde

$$\sum F = E - W + F_A \quad (2.10)$$

La fuerza de arrastre F_A se expresa como:

$$F_A = \frac{1}{2} C_A \rho_A A v^2 \quad (2.11)$$

Donde C_A es el coeficiente de arrastre, ρ_A es la densidad del aire, A es la sección transversal al movimiento, en el caso de un flotador esférico o cilíndrico $A = \pi r^2$ y v es la velocidad del fluido.

El balance de fuerzas de la ecuación (2.10) se puede escribir como:

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{4}{3} g \rho_A \pi r^3 - \frac{4}{3} g \rho_F \pi r^3 + \frac{1}{2} C_A \rho_A A v^2 \quad (2.12)$$

ρ_F es la densidad del flotador de la válvula.

En principio se supone que el flotador se encuentra asentado sobre el soporte inferior de la cámara de la válvula, lo cual implica que el flotador no está en movimiento. Por tanto, el primer término de la ecuación (2.12) es nulo, y el balance de fuerzas final sobre el flotador cuando se produce salida de aire es:

$$0 = \frac{4}{3} g \pi r^3 (\rho_A - \rho_F) + \frac{1}{2} C_A \rho_A A v^2 \quad (2.13)$$

El coeficiente de arrastre límite para que el flotador se mueva y cierre el orificio de la válvula se obtiene despejando C_A de la ecuación anterior:

$$C_A = \frac{8g\pi r^3}{3Av^2} \left(\frac{\rho_F}{\rho_A} - 1 \right) \quad (2.14)$$

Si el coeficiente de arrastre real C_A es mayor que el coeficiente de arrastre límite obtenido mediante la ecuación (2.14) entonces se dice que la válvula cerrará prematuramente y se producirá el cierre dinámico.

El coeficiente de arrastre C_A , depende tanto de las características del flotador como de la geometría interna de la cámara de la válvula. Por tanto, se deben tener en cuenta ambas piezas ya que existen interacciones entre éstas y el fluido circulante. Por este motivo, no existe una fórmula general para expresar el valor del C_A . El modo más correcto para determinar su valor es mediante ensayos experimentales o bien mediante métodos numéricos. En general, el valor del C_A es menor cuanto menor sea la resistencia al paso del aire del conjunto. De esta forma, en el caso de las válvulas de aire de puerto reducido, el valor del coeficiente de arrastra sería mayor al reducirse la cámara interior de la válvula.

2.6.2 Válvulas de aire de cierre progresivo

La finalidad de las válvulas de cierre progresivo es ralentizar el cierre de manera que se minimice el efecto negativo de las elevadas presiones producidas por cambios bruscos y rápidos en la velocidad del agua en el momento de cierre de la válvula. De entre los modelos de válvulas de aire de cierre progresivo que se encuentran disponibles en el mercado, se pueden destacar un par de modelos específicos de válvulas diseñadas con la finalidad de establecer cierres más lentos. Es el caso de las válvulas de las marcas VENT-O-MAT y ARI.

2.6.2.1 Válvulas de aire de cierre progresivo VENT-O-MAT

La empresa VENT-O-MAT propone un diseño característico de sus válvulas de cierre progresivo con hasta tres flotadores cilíndricos superpuestos en un mismo cuerpo. Con este peculiar diseño se pretende evitar el golpe de ariete producido por el cierre de la válvula haciendo que dicho cierre sea más lento.

El aire atrapado en el interior de la conducción entra a la válvula a través del orificio (3). Pasa entre el espacio disponible entre los flotadores cilíndricos (4), (5) y (6) y el cuerpo de la válvula (2). Finalmente sale a la atmósfera por el orificio de mayor tamaño (1) tal y como se puede apreciar en la Figura 2.16.

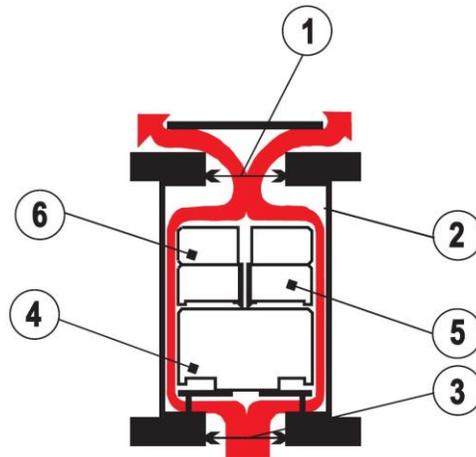


Figura 2.16. Expulsión de aire

Al aumentar el flujo de aire el flotador (6) asciende y cierra parcialmente el orificio de gran tamaño de la válvula (1). De este modo, se obliga al aire a circular por el orificio anti-golpe (8) obteniendo como resultado la deceleración de la columna de agua debido a la resistencia que supone el aumento de la presión de aire en la válvula (ver Figura 2.17).

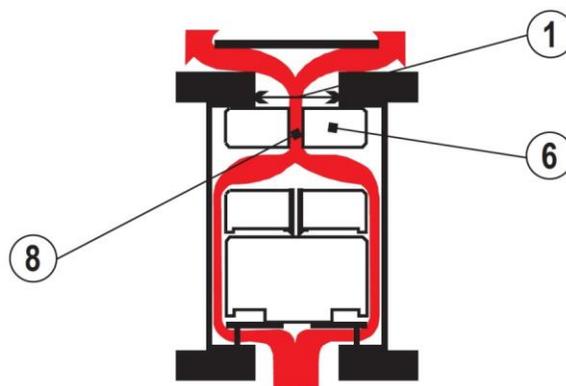


Figura 2.17. Deceleración de la columna de agua

Como consecuencia del llenado de la tubería, el líquido entra en la cámara de la válvula (2). Al ponerse en contacto con el agua, los flotadores (4), (5) y (6) ascienden de manera que el flotador (6) tapona el orificio (1) de tal forma que la válvula queda internamente bajo presión. Una ligera presión deja a los flotadores (5) y (6) en posición de cierre sobre el orificio (1). El aire disuelto en el agua se acumula poco

a poco en la cámara de la válvula de manera que cuando el volumen de aire es suficiente para desplazar el líquido, el flotador (4) descenderá ligeramente. Así pues, el orificio (7) quedará abierto permitiendo que escape el aire acumulado a modo de purgador convencional. Una vez eliminado todo el aire, el líquido llegará al flotador (4) el cual cerrará por completo de nuevo el orificio (7). El proceso antes descrito se muestra en la Figura 2.18.

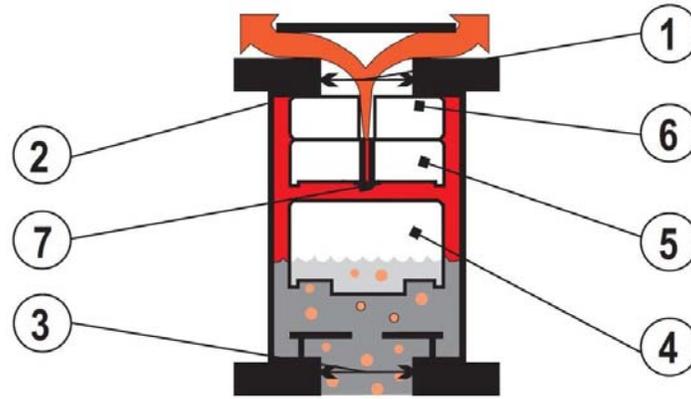


Figura 2.18. Purgador

En el caso que la válvula se utilice en operaciones de desagüe de la tubería el funcionamiento de esta válvula seguiría el proceso inverso, es decir, de apertura del orificio de entrada. El líquido en la cámara (2) de la válvula hace que los flotadores (4), (5) y (6) bajen y se sitúen sobre la plataforma (9) de manera que se permita la entrada de aire desde la atmósfera a la válvula. La entrada de aire desplaza el líquido hacia la tubería evitando de este modo los daños que podrían producirse debido a las presiones negativas (ver Figura 2.19).

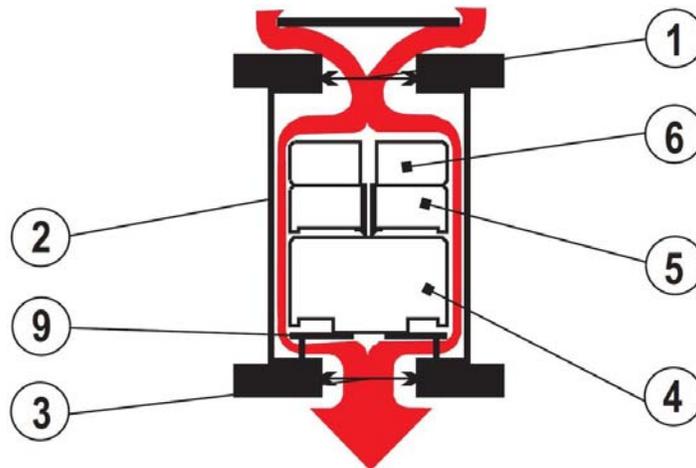


Figura 2.19. Admisión de aire

2.6.2.2 Válvulas de aire de cierre progresivo ARI

El cierre de estas válvulas se lleva a cabo en dos fases, de manera que se frena la extracción de aire en la segunda. Así pues en la fase final se elimina la bolsa de aire lentamente. El esquema de funcionamiento de dicha válvula se explica en las siguientes figuras:

Cuando se pone en funcionamiento la bomba, el agua desaloja el aire de la tubería con gran rapidez. El aire es expulsando por el orificio de gran tamaño (2) que posee la válvula. Se elimina de este modo grandes cantidades de aire (ver figura 2.20).

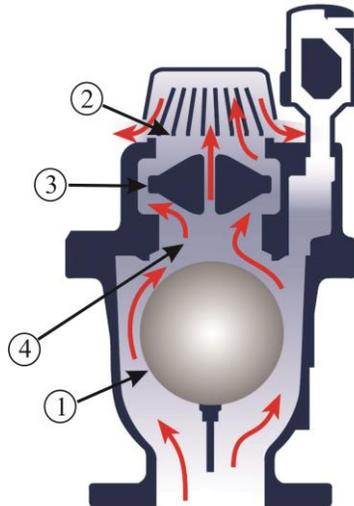


Figura 2.20. Expulsión de grandes cantidades de aire

Si la presión que ejerce el aire alcanza un determinado valor puede ser capaz de mover el flotador de menor tamaño (3) de manera que se cierra parcialmente el orificio (2). El aire sigue saliendo por el orificio pequeño que atraviesa el flotador hasta que es expulsado por completo (ver figura 2.21).

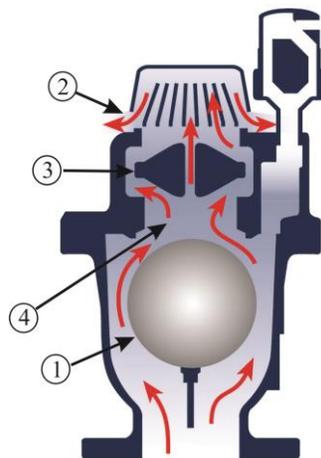


Figura 2.21. Salida de aire por orificio de menor tamaño

Cuando el agua alcanza la cámara de la válvula, mueve el flotador (1) hacia la parte superior de la misma taponando el orificio (4). El flotador (3) vuelve a la posición abierta. El aire disuelto que se acumula en la válvula puede ser eliminado a través del purgador (5), (ver figura 2.22).

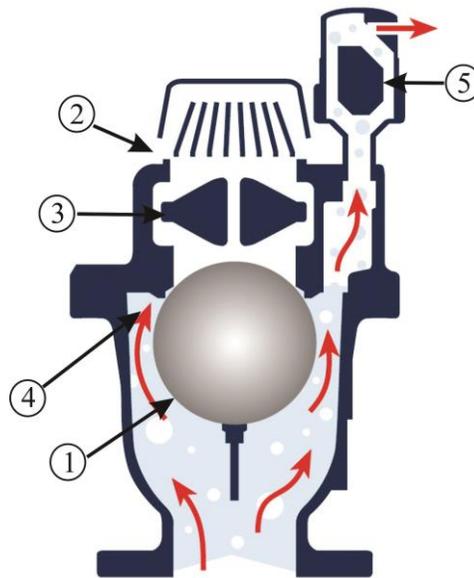


Figura 2.22. Purgador

Por el contrario, cuando se requiere drenar la tubería, la disminución de la presión que se crea desde la tubería da lugar a un descenso del flotador (1), de modo que el orificio de gran tamaño queda totalmente abierto. Con la válvula abierta, y bajo estas circunstancias, se admiten grandes cantidades de aire en la tubería (ver figura 2.23).

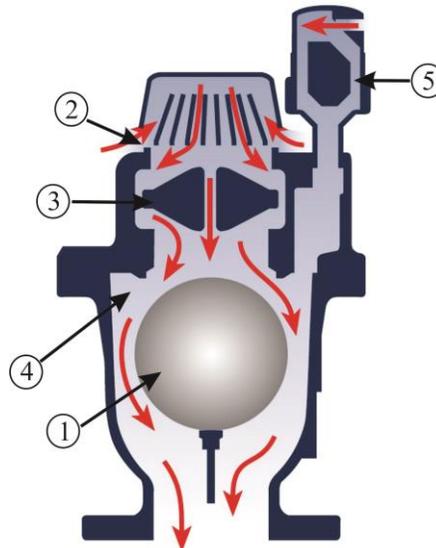


Figura 2.23. Admisión de aire

2.7 Caja de válvulas

Las cajas de válvulas deben tener una ventilación apropiada para satisfacer los requerimientos de aire necesario para las válvulas de aire, y para permitir la correcta ventilación de la estructura. Generalmente, se colocan dos venteos para la adecuada circulación del aire. Asimismo, esta estructura debe contar con un drenaje para prevenir la inundación de la misma. Las cajas de válvulas deben ser lo suficientemente grandes para poder dar mantenimiento a los dispositivos instalados dentro de éstas. Se recomienda una distancia mínima de 0.6 metros (2 pies) medidos desde las válvulas hacia las paredes y el techo. En la figura 2.24 se muestra un esquema de una caja de válvulas estándar.

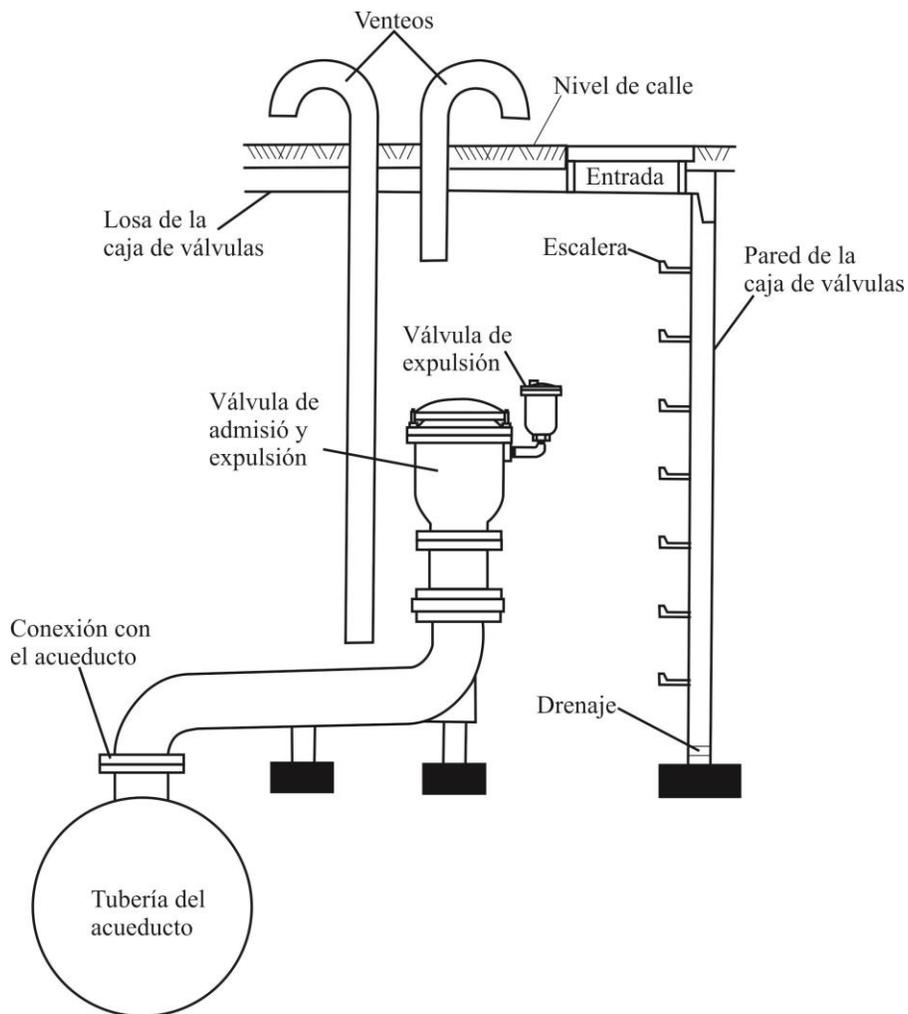


Figura 2.24 Caja de válvulas

3. Método para localizar los posibles puntos de acumulación de bolsas de aire en acueductos

3.1 Introducción

Como ya se mencionó anteriormente, las bolsas de aire atrapadas en acueductos reducen la sección efectiva del paso del agua, causando un incremento en la pérdida de carga, e incluso pueden llegar a bloquear por completo el flujo. Aunque varios investigadores han estudiado el fenómeno del aire atrapado en acueductos, no existe una expresión analítica universalmente aceptada para analizar el comportamiento del aire en acueductos. Por lo tanto, en el presente capítulo se describe una metodología para localizar los puntos altos de los acueductos, donde el aire podría acumularse. Para validar el método propuesto se realizó una investigación teórica-experimental. La metodología aquí presentada puede ser aplicada para analizar acueductos ya construidos, así como aquellos que se encuentran en la fase de diseño. Este método ha sido utilizado para estudiar problemas de aire atrapado en acueductos de México, y las soluciones propuestas han permitido un mejor funcionamiento de estos sistemas.

La presencia de aire atrapado en conductos a presión puede afectar gravemente la capacidad de conducción. El aire atrapado puede formar bolsas de aire que reducen la sección efectiva del paso del agua, lo cual resulta en un incremento de la pérdida de carga. Esto continúa ocurriendo hoy en día, incluso en acueductos construidos recientemente, debido a la falta de un criterio adecuado que permita un mejor funcionamiento de los mismos, cuando hay aire atrapado dentro de éstos. Por lo tanto, es una práctica común diseñar los acueductos sin considerar que el aire puede quedar atrapado en algunos puntos altos del sistema.

3.2 Método para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire

Hoy en día no existe un método analítico completamente aceptado para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire en acueductos. Por lo tanto, el diseño de líneas de conducción de agua potable continúa haciéndose usando fórmulas semiempíricas. La desventaja es que las recomendaciones hechas por varios investigadores varía ampliamente y pueden no ser adecuadas para el análisis o diseño de algunas líneas de conducción. Las causas posibles de estas discrepancias quizá se deban a que las condiciones adoptadas por diferentes autores no son generales, además de que sus investigaciones fueron realizadas en modelos con tuberías de diámetros pequeños comparados con prototipos.

Diversos investigadores han adoptado criterios que definen la velocidad de remoción o de barrido, también conocida como velocidad mínima o crítica del agua para remover burbujas y bolsas de aire de las tuberías. Algunos de ellos utilizaron bolsas de aire estacionarias en una tubería, mientras el flujo de agua llenaba por completo el tubo (Kalinske y Bliss, 1943; Kent, 1952; Wisner et. al., 1975; Bendiksen, 1983). Mientras otros consideraron la velocidad de ascenso de bolsas de aire en una tubería llena de agua estática (Zukoski, 1966; Gandenberger, 1966; Alves et. al., 1993). Es por eso que se reportan varias velocidades de remoción en la literatura. Si alguno de estos valores es usado para un diseño específico, la velocidad del agua puede no ser suficiente para remover el aire del prototipo, lo cual puede generar una variedad de problemas como los antes mencionados.

González y Pozos (2000) y Pozos (2007) propusieron una relación analítica para estudiar el comportamiento de burbujas y bolsas de aire aguas abajo de un salto hidráulico, localizado al final de una gran bolsa de aire instalada en el cambio de una pendiente adversa, horizontal o descendente suave a una pendiente descendente pronunciada. Una investigación teórica-experimental fue desarrollada para validar el uso práctico de dicha ecuación. Los autores analizaron el movimiento de una bolsa de aire en una tubería fluyendo a tubo lleno, al balancear la fuerza de arrastre del flujo de agua y la componente de la fuerza de flotación en dirección contraria al flujo, Figura 3.1.

El balance de las dos fuerzas se puede escribir como:

$$C_a L_b^2 \rho \frac{v^2}{2} = L_b^3 \rho g S \quad (3.1)$$

Donde C_a es el coeficiente de arrastre, L_b es la dimensión lineal de la bolsa de aire, ρ es la densidad del agua, v es velocidad media del agua que actúa sobre la burbuja de aire estacionaria, g es la aceleración de la gravedad, y S la pendiente del tubo. La densidad del aire no es tomada en cuenta, debido a que su valor es muy pequeño comparado con la densidad del agua.

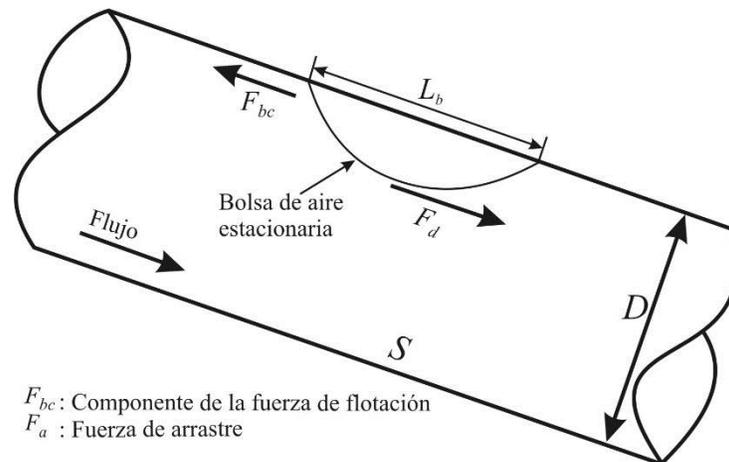


Figura 3.1. Fuerzas que actúan sobre una bolsa de aire estacionaria

Reacomodando términos, la ecuación (3.1) se puede presentar como:

$$v^2 / 2gL_b = (S / C_a) \quad (3.2)$$

Nada se puede obtener de este análisis a menos que se haga una consideración con respecto a la dimensión lineal de la burbuja, si L_b depende del diámetro de la tubería D , entonces L_b/D se vuelve constante. Por lo tanto L_b se puede remplazar por D en la ecuación (3.2).

$$v^2 / 2gD = (S / C_a) \quad (3.3)$$

Se sabe que en conductos circulares $Q = v(\pi D^2/4)$, entonces la ecuación (3.3) también se puede escribir como:

$$Q^2 / gD^5 = \frac{\pi^2}{8} (S / C_a) \quad (3.4)$$

El término del lado izquierdo de la ecuación (3.4) se conoce como parámetro de gasto adimensional (PGA).

La ecuación (3.4) es muy similar a la expresión obtenida por Kalinske y Bliss (1943). Sin embargo, ellos no especifican el valor del coeficiente de arrastre C_a . Asimismo, Walski et al. (1994) realizaron experimentos en un modelo físico para determinar el valor de C_a para bolsas de gas, pero los resultados no fueron satisfactorios, debido a que los valores del número de Reynolds (Re) obtenidos estaban dentro del orden 1×10^3 , valor para el cual el coeficiente de arrastre es independiente a Re . Por otra parte, Kent (1952) propone una ecuación para obtener el valor del coeficiente de arrastre C_a , la expresión puede escribirse como:

$$C_a = 0.76 \left(\frac{L_b}{D} \right)^{1.11} \quad (3.5)$$

De la ecuación (3.5) se puede deducir, que el C_a es únicamente función de la relación L_b/D , además Kent encontró un valor límite ($L_b/D = 1.5$) para el cual el coeficiente de arrastre permanece constante y las burbujas y bolsas de aire se mantienen estacionarias en una tubería con pendiente descendente. Este valor límite es el que se utiliza para calcular el coeficiente de arrastre, obteniéndose $C_a = 1.2$.

El resultado del cociente $\frac{\pi^2}{8C_a}$ se puede redondear a la unidad de lo cual se obtiene

$$Q^2 / gD^5 = S \quad (3.6)$$

Es importante mencionar, que la ecuación (3.6) ha sido utilizada para estudiar problemas de aire atrapado en acueductos de México, y las soluciones propuestas han permitido un mejor funcionamiento de estos sistemas (Pozos, 2007; Pozos et al., 2010a; Pozos et al., 2012; Pozos et al., 2015).

Reescribiendo la ecuación (3.6) en términos de la velocidad media del agua, se obtiene:

$$\frac{v}{\sqrt{gD}} = \frac{4\sqrt{S}}{\pi} \quad (3.7)$$

Las ecuaciones de Kalinske y Bliss (1943) y Kent (1952) son las más usadas para calcular la velocidad de remoción en acueductos. Kalinske y Bliss (ecuación 3.8) encontraron una buena correlación entre el movimiento inicial de las burbujas de aire, utilizando la pendiente de la tubería y el número Eötvös $\gamma D^2 / \sigma$, el cual relaciona la fuerza de flotación con la tensión superficial. Por otra parte, Zukoski (1966) y Viana et al. (2003) plantearon que para condiciones de flujo turbulento, los efectos viscosos y de tensión superficial son mínimos para tubos con diámetros de 175 mm o mayores. Por lo tanto, el número de Eötvös puede no ser considerado. Asimismo, la relación propuesta por Kent (ecuación 3.9) es

comúnmente utilizada en la práctica debido a su simplicidad. No obstante, la ecuación 3.9 muestra una desviación sistemática con respecto a los resultados experimentales.

$$\frac{v_c}{\sqrt{gD}} = 1.07\sqrt{S} \quad (3.8)$$

v_c es la velocidad crítica del agua actuando sobre la burbuja de aire.

$$\frac{v_{\min}}{\sqrt{gD}} = 1.62\sqrt{\xi S} \quad (3.9)$$

v_{\min} es la velocidad mínima para la cual la burbuja está en equilibrio y $\xi = 0.58$ es un factor de forma obtenido experimentalmente.

Las velocidades de remoción calculadas con las ecuaciones antes presentadas se enlistan en la Tabla 3.1. Los resultados son comparados con la velocidad de remoción obtenida por Babb y Johnson (1968) ($v = 3.3$ m/s) en un sifón con diámetro de 3.66 m, un gasto $Q = 34.33$ m³/s, y pendiente descendente $S = 0.42$.

Tabla 3.1. Valores de la velocidad de remoción

Ecuación	Valor adimensional de la velocidad de remoción	Velocidad de remoción (m/s)
Kalinske y Bliss (1943)	4.16	0.69
Kent (1952)	4.65	0.77
Pozos et al. (2010)	4.93	0.82

Analizando los resultados, se puede ver fácilmente que el mayor valor de la velocidad de remoción es el calculado con la ecuación propuesta por Pozos et al. (2010a). Los valores obtenidos muestran que la ecuación (3.6) es conservadora y está del lado de la seguridad. Por lo tanto, se recomienda su uso para el diseño de nuevos acueductos, o bien para analizar el movimiento del aire en acueductos en funcionamiento.

3.3 Método para analizar el comportamiento del aire en acueductos

Investigaciones llevadas a cabo en dispositivos experimentales indicaron que grandes burbujas de aire pueden acumularse hacia ambos lados de una sección de control, que se localiza en el cambio de pendiente subcrítica a supercrítica (Mosvell 1976; Walski et al. 1994; Pozos 2007; Pozos et al. 2010b), tal como se muestra en la Figura 3.2.

Rodal et al. (2000) encontraron que el tirante crítico Y_c necesario para remover una gran bolsa de aire de una sección de control, debe ser igual o mayor que el 90% del diámetro del tubo. Mediciones realizadas

en modelos físicos han permitido concluir que el gasto de diseño puede no ser suficiente para remover la bolsa de aire.

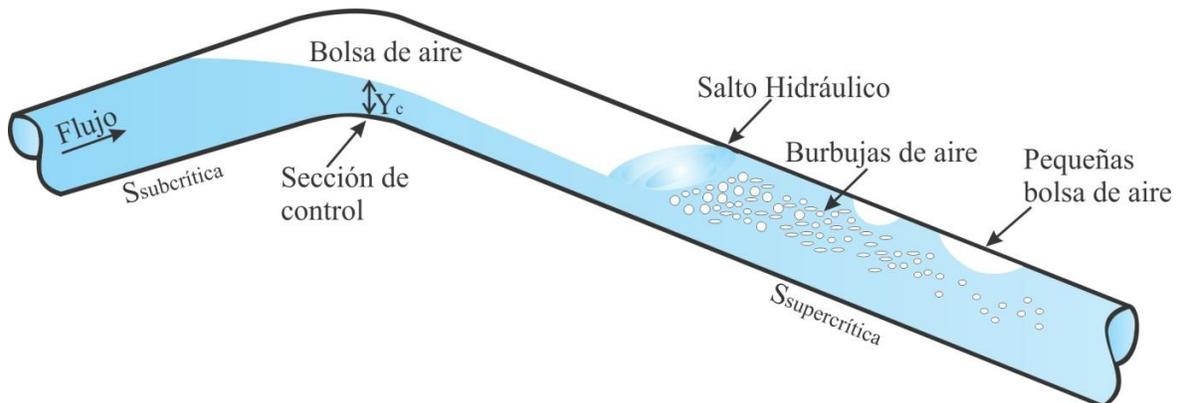


Figura 3.2. Bolsa de aire acumulada en una sección de control

El salto hidráulico al final de una bolsa de aire introduce aire en forma de burbujas. La velocidad a la cual el aire es removido de la línea depende de la habilidad del agua que fluye aguas abajo del salto. La ecuación (3.6) es usada para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire en tubos con pendiente descendente que fluyen completamente llenos. Las burbujas bombeadas por el salto hidráulico se mueven hacia el techo de la tubería formando burbujas de mayor tamaño y bolsas de aire. Las burbujas y las bolsas de aire pueden regresar a contra flujo, permaneciendo la misma cantidad de aire en la línea. Este fenómeno depende de la magnitud de la fuerza de flotación, de la pendiente de la tubería S , del diámetro del tubo D , y del gasto de agua Q . Por otra parte, si la pendiente de la tubería es ascendente en la dirección del flujo, el aire se va a mover hacia aguas abajo. De la misma manera, en tubos horizontales la componente vertical de la fuerza de flotación no influye en el movimiento de las burbujas y bolsas de aire, por lo tanto se espera que éstas sean removidas.

Para determinar si las grandes bolsas de aire podrían permanecer en cambios de pendiente en líneas de conducción, el PGA es calculado para el rango completo de gastos de agua, y comparado con todas las pendientes que componen el acueducto. Cuando PGA es mayor que S , las burbujas y bolsas de aire se mueven con el flujo. Sin embargo, si PGA es menor que S , el aire va a regresar a contra flujo. En este caso los puntos altos e intermedios, serán identificados como posibles puntos de acumulación de aire. Por lo tanto, la colocación de válvulas y venteos tiene que ser considerada para remover mecánicamente el aire atrapado.

3.4 Metodología para localizar los posibles puntos de acumulación de grandes bolsas de aire en conductos a presión

En esta sección se presenta la metodología para localizar los puntos altos e intermedios, donde las bolsas de aire pueden acumularse. El análisis se puede hacer utilizando una hoja de cálculo.

Lo primero que se requiere para llevar a cabo el análisis es el perfil del acueducto que se pretende revisar, es decir, el cadenamiento y elevación de la línea de conducción. El acueducto puede estar ya construido o en proceso de diseño.

Con los datos antes mencionados, se prosigue a calcular la pendiente del tubo entre cada dos puntos topográficos $P_n(x_n, y_n)$ y $P_{n+1}(x_{n+1}, y_{n+1})$. Debido a que en hidráulica la pendiente descendente se considera positiva, y por convenir al análisis, la ecuación (3.10) puede escribirse como:

$$S = \frac{y_n - y_{n+1}}{x_{n+1} - x_n} \quad (3.10)$$

Adicionalmente al perfil del acueducto se deben conocer los gastos Q con los que se opera o pretende operar el sistema. Otro dato necesario es el diámetro D o los diámetros de la tubería. En el caso de la aceleración de la gravedad g se ocupa el valor estándar de 9.81 m/s^2 .

Posteriormente, se calculan los parámetros de gasto adimensional PGA y las pendientes del perfil S , con las ecuaciones (3.6) y (3.10), respectivamente. Una vez obtenidos estos valores, se comparan mediante la función lógica **IF** ó **SI** de las utilerías de una hoja de cálculo, la función condicional se puede expresar como:

$$\mathbf{IF} (Q^2 / gD^5 > S; \text{“avanza”} ; (\mathbf{IF} (Q^2 / gD^5 < S; \text{“regresa”} ; \text{“estacionaria”}))) \quad (3.11)$$

La función condicional indica que el aire avanzará cuando el PGA sea mayor que el valor de la pendiente S , y en caso contrario, cuando la pendiente tenga un valor mayor que el PGA el aire regresará. En caso de que el PGA y S tengan el mismo valor las bolsas de aire permanecerán estacionarias.

4. Bolsas de aire localizadas en los puntos altos de los acueductos

4.1 Introducción

Como se ha descrito anteriormente, las bolsas de aire pueden acumularse en los puntos altos de los acueductos causando una serie de problemas. Con el propósito de estudiar y observar las bolsas de aire que se localizan en los puntos altos de los acueductos, Pozos et al. (2010b) realizaron una investigación experimental en un dispositivo experimental con el propósito de calcular el volumen de las bolsas de aire.

Las observaciones hechas por Pozos et al. (2010b) en el dispositivo experimental confirmaron que las bolsas de aire permanecieron en el cambio de pendiente de la sección de medición para el rango de gastos ensayados. Por lo tanto, la hipótesis formulada fue que el flujo de agua bajo las bolsas de aire se comporta como flujo gradualmente variado en canales. La sección de medición es equivalente a un par de canales prismáticos interconectados, ambos tienen la misma geometría, pero pendientes diferentes. En la sección de medición aguas arriba de la transición de pendientes los perfiles de flujo eran muy similares a los perfiles que se presentan en canales con pendiente adversa, horizontal y descendente suave. De la misma manera aguas abajo del cambio de pendiente se presenta flujo supercrítico, es decir, un perfil S2. En este caso el tirante que se presenta en la sección de control es el crítico ($Fr = 1$), ver Figuras 4.1 a 4.3.

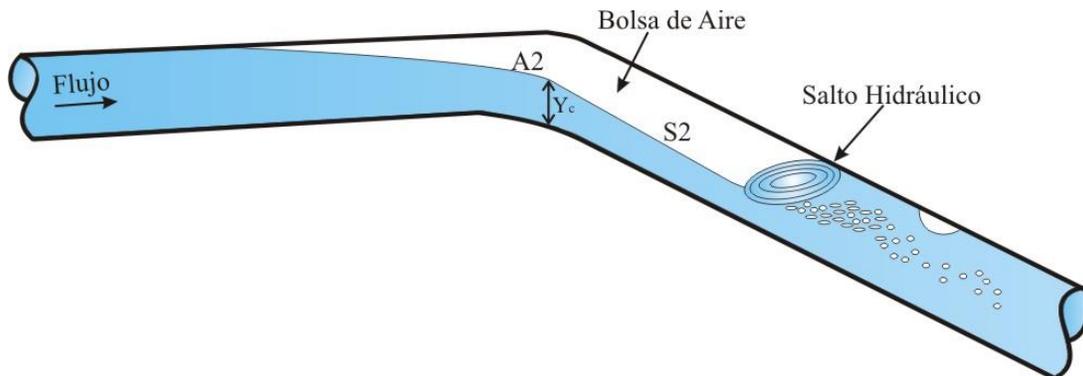


Figura 4.1. Perfiles de flujo A2 y S2

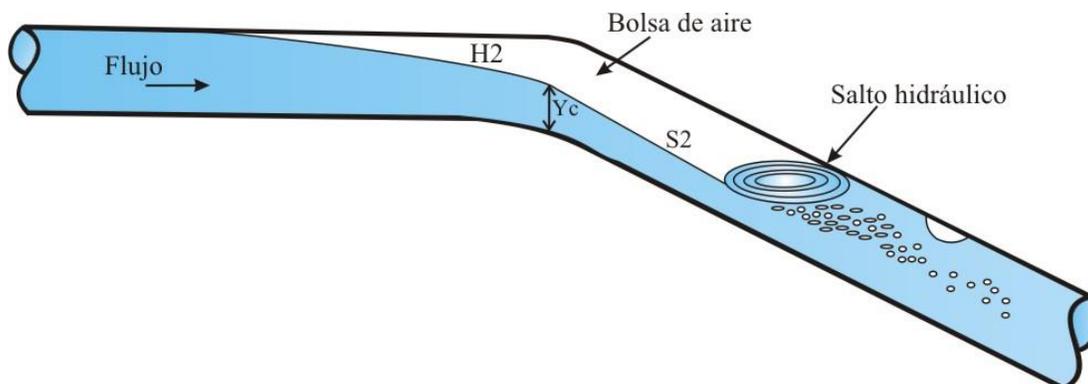


Figura 4.2. Perfiles de flujo H2 y S2

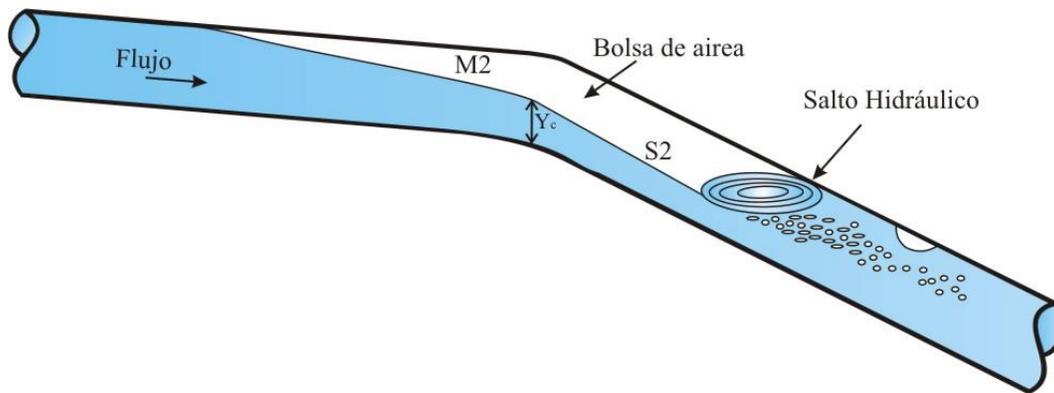


Figura 4.3. Perfiles de flujo M2 y S2

Durante las pruebas se observó que al inyectar el aire, la bolsa de aire se extendía primero hacia aguas arriba de la sección de control, cuando ésta alcanzaba su longitud total la bolsa continuaba creciendo, pero ahora únicamente hacia aguas abajo y siempre terminaba en un salto hidráulico, que sellaba el tubo.

Al incrementar el gasto de agua sin variar el volumen de aire, la bolsa de aire sufría un corrimiento hacia aguas abajo sin alterar su forma. De la misma manera, cuando el gasto permanecía constante y parte del aire era expulsado, el tamaño de la burbuja se reducía únicamente en la sección con pendiente descendente pronunciada y al mismo tiempo el salto hidráulico se movía hacia aguas arriba. Asimismo, al inyectar más aire la bolsa sólo crecía hacia aguas abajo en la sección del tubo con pendiente descendente. Por lo tanto, se pudo concluir que el perfil de flujo de la parte de la bolsa localizada aguas arriba de la sección de control no cambia su forma, cuando el gasto permanecía constante y el volumen de aire es variado. Es decir, esta parte de la bolsa de aire depende únicamente del gasto transportado y del tirante crítico correspondiente.

4.2 Flujo gradualmente variado

El flujo gradualmente variado es un flujo establecido no uniforme de una clase especial. El tirante, la rugosidad, la pendiente del canal, el área y el radio hidráulico varían lentamente a lo largo del canal. La consideración básica requerida es que la pérdida de carga en una sección determinada del canal sea dada por la fórmula de Manning, Ec. (4.1), Streeter y Wylie (1985).

$$S_f = \left(\frac{n v}{R^{2/3}} \right)^2 \quad (4.1)$$

Para un determinado gasto, los tirantes Y_n (tirante normal) y Y_c (tirante crítico) dividen el canal en tres zonas.

Zona 1: el espacio encima de la línea superior

Zona 2: el espacio entre las dos líneas

Zona 3: el espacio debajo de la línea inferior

Los perfiles de flujo se clasifican de acuerdo con la pendiente del canal y dependiendo en que zona se encuentre el perfil de flujo. Los tipos de los perfiles de flujo se designan como: **A2, A3; H2, H3; M1, M2, M3; C1, C2, C3; S1, S2, S3**. Donde la letra describe la pendiente, A para adversa, H para horizontal, M para suave (subcrítica), C para crítica, S para pronunciada (supercrítica); y el número representa la zona. Los perfiles de flujo se presentan en la Figura 4.4.

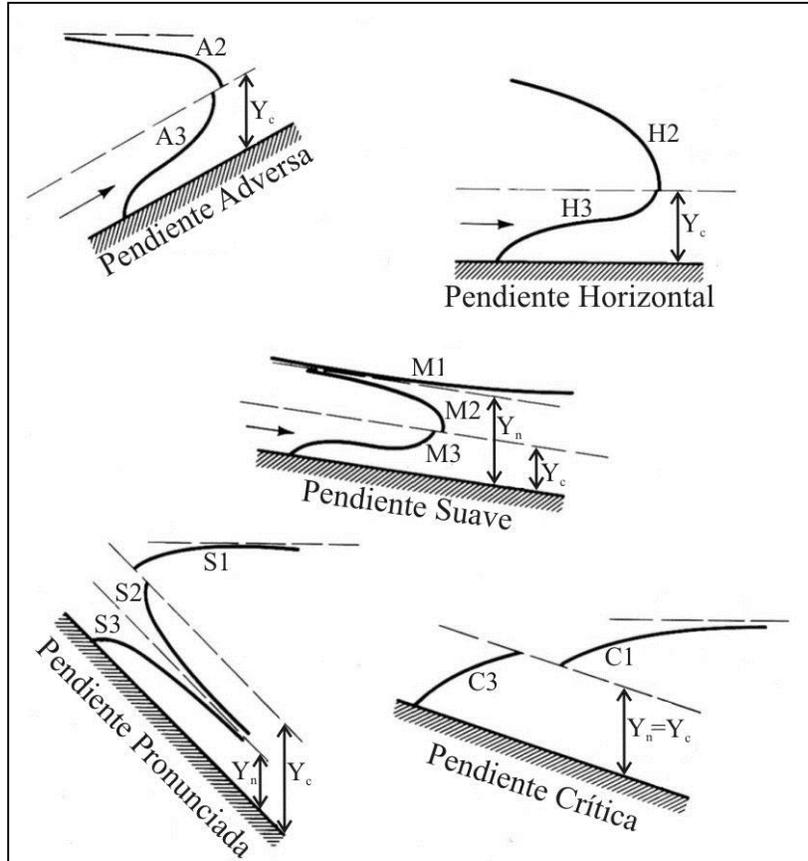


Figura 4.4. Clasificación de los perfiles del flujo gradualmente variado

4.3 Cálculo de los perfiles de flujo

La ecuación dinámica del flujo gradualmente variado en forma de diferencias finitas (ecuación 4.2) fue usada para obtener los diferentes perfiles de flujo observados durante la investigación experimental.

$$\Delta x_{i,i+1} = \frac{E_i - E_{i+1}}{S - S_{fm}} = \frac{E_i - E_{i+1}}{S - 0.5(S_{fi} + S_{fi+1})} = \frac{(Y_i + v_i^2 / 2g) - (Y_{i+1} + v_{i+1}^2 / 2g)}{S - 0.5n^2 (v_i^2 / R_i^{4/3} + v_{i+1}^2 / R_{i+1}^{4/3})} \quad (4.2)$$

Donde $\Delta x_{i,i+1}$ es la longitud del tramo de tubería, E_i y E_{i+1} son la energía específica aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente; S es la pendiente de la tubería; S_{fi} y S_{fi+1} son la pendiente de fricción aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente, que se obtiene de la fórmula de Manning (ecuación 4.1). v_i y v_{i+1} son las velocidades del agua en la tubería aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente; R_i y R_{i+1} son el radio hidráulico aguas abajo y aguas arriba del

tramo de tubería, respectivamente; y n es el coeficiente de fricción de Manning, cuyo valor obtenido experimentalmente fue de $0.009 \text{ s/m}^{1/3}$.

En el esquema de la Figura 4.5 se muestra a detalle la terminología antes descrita.

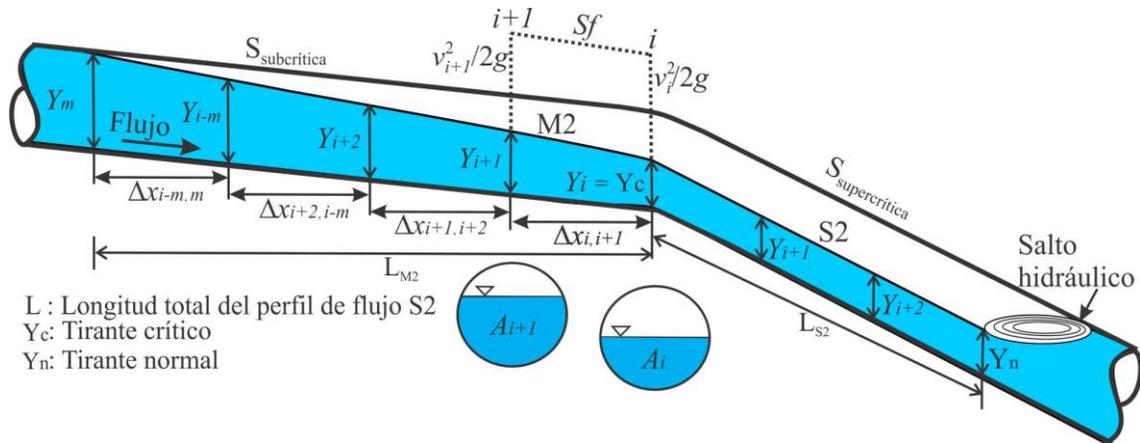


Figura 4.5. Variables utilizadas en el flujo gradualmente variado

Pozos et al. (2010b) utilizaron la teoría del flujo gradualmente variado para comprobar que los perfiles de flujo que se presentan bajo las bolsas de aire con una presión mayor a la atmosférica son muy similares a los perfiles de flujo en canales.

4.4 Algoritmo de cálculo (Método del paso directo)

En este caso se decidió usar el Método del Paso Directo (MPD) para calcular los perfiles de flujo, debido a su fácil aplicación en canales prismáticos. El MPD se caracteriza por dividir el canal en tramos y realizar el cálculo paso a paso desde un lado al otro de cada tramo.

Con los datos obtenidos durante la investigación experimental fueron calculados los perfiles de flujo utilizando el MPD. En todo momento el tirante que se presentó en la transición entre las dos pendientes de la sección de medición fue considerado como el crítico. Los tirantes críticos asociados a cada gasto resultaron ser menores a los tirantes medidos en la tubería aguas arriba de la sección de control, por lo tanto el régimen de flujo que se presentó fue subcrítico ($Fr < 1$). Asimismo, los tirantes normales en la sección de tubería con pendiente descendente pronunciada fueron menores a los tirantes críticos correspondientes para los gastos ensayados, por lo tanto siempre ocurrió un perfil supercrítico S2 en esta parte de la sección de medición.

Los perfiles de flujo en la tubería aguas arriba de la sección de control se calcularon en la dirección contraria al flujo hasta que el tirante fuese igual al diámetro interno de la tubería. De la misma manera, los perfiles S2 se evaluaron en la dirección del flujo, el cálculo se detuvo al encontrar la distancia a la cual se presenta el tirante normal.

4.5 Cálculo del volumen de las bolsas de aire

Como se describió anteriormente las bolsas de aire tienden a acumularse en los puntos altos e intermedios de los acueductos. Los volúmenes de aire contenidos en las bolsas se calcularon mediante una relación que ocupa algunas de las variables obtenidas al aplicar el MPD, tales como las áreas hidráulicas y la longitud de los tramos de tubería. La ecuación propuesta para determinar el volumen de aire contenido en una bolsa es (Pozos et al 2010c):

$$V = \left\{ \left[A - \frac{A_i + A_{i+1}}{2} \right] \Delta x_{i,i+1} + \left[A - \frac{A_{i+1} + A_{i+2}}{2} \right] \Delta x_{i+1,i+2} + \dots + \left[A - \frac{A_{i-m} + A_m}{2} \right] \Delta x_{i-m,m} \right\} \quad (4.3)$$

Donde V es el volumen de aire en la bolsa de aire ya sea aguas arriba o aguas bajo de la sección de control, A es la sección transversal total del tubo, A_i, A_{i+1}, \dots, A_m son las áreas de la sección transversal del flujo en secciones específicas a lo largo de la tubería, y $\Delta x_{i,i+1}, \Delta x_{i+1,i+2}, \dots, \Delta x_{i-m,m}$ denotan las longitudes de los tramos en los que fue dividido el tubo. El esquema de la figura 4.5 muestra en detalle la terminología usada en la ecuación (4.3).

Para un acueducto dado, el algoritmo de solución para calcular el volumen de las bolsas de aire puede resumirse de la siguiente manera:

Determinar los perfiles de flujo aguas arriba y aguas abajo de la sección de control, localizada en la transición de pendiente subcrítica a supercrítica.

- i) Calcular los tirantes normales Y_n aguas arriba y aguas abajo de la sección de control
- ii) Calcular el tirante crítico o tirante de control $Y_c = Y_i$

Si $Y_n > Y_c$ el flujo va a ser subcrítico, por otra parte si $Y_n < Y_c$ el perfil de flujo es supercrítico. Para un flujo subcrítico, los cálculos inician desde la sección aguas abajo del tubo y continúan hacia la sección aguas arriba, hasta que el tirante Y_m coincida con el diámetro interno del conducto. En este caso la sección i del primer tramo de tubo considerado coincide con el extremo aguas abajo del tubo, donde $Y_c = Y_i$ es conocido y utilizado como condición de frontera para iniciar el cálculo del perfil subcrítico. De la misma manera, para obtener el perfil de flujo supercrítico se procede desde aguas arriba hacia aguas abajo, hasta que el tirante se aproxime al tirante normal Y_n . Para comenzar con el cálculo del perfil el tirante $Y_c = Y_i$ es conocido, pues es el tirante que se presenta en el extremo aguas arriba del tramo del tubo.

Una vez conocidos todos los tirantes o condiciones de frontera y por convenir a los cálculos, se puede adoptar un incremento o decremento para evaluar los perfiles de flujo subcrítico y supercrítico utilizando las ecuaciones (4.4) y (4.5), respectivamente.

$$\Delta Y = \frac{Y_m - Y_i}{k} \quad (4.4)$$

$$\Delta Y = \frac{Y_i - Y_n}{k} \quad (4.5)$$

Donde ΔY puede ser el incremento o decremento, Y_m es la condición de frontera aguas arriba para el perfil subcrítico, $Y_c = Y_i$ es la condición de frontera aguas abajo y aguas arriba para el perfil subcrítico y supercrítico, respectivamente; k es el número de pasos para llegar al tirante deseado, que es comúnmente de 10 a 35.

Para cada Y_i , calcular el área hidráulica A_i , la velocidad media del agua v_i , el perímetro mojado P_i y el radio hidráulico R_i utilizando las ecuaciones (4.6) a (4.9):

$$A_i = D^2/4(\theta - \text{sen}\theta\text{cos}\theta) \quad (4.6)$$

$$v_i = Q_{wi}/A_i \quad (4.7)$$

$$P_i = \theta D \quad (4.8)$$

$$R_i = A_i/P_i \quad (4.9)$$

donde θ se define como $\theta = \cos^{-1}(1-2Y_i/D)$.

Calcular la pendiente de fricción para la sección correspondiente, utilizando la ecuación de Manning, ecuación (4.1).

Obtener la longitud de los tramos de la tubería $\Delta x_{i,i+1}$ entre las secciones consecutivas i e $i+1$ con la ecuación (4.2). Los tramos de tubería se consideran siempre positivos.

Repetir los pasos 2) a 4) para las siguientes secciones consideradas hasta obtener la longitud total del perfil.

Calcular el volumen de aire aguas arriba y aguas abajo de la sección de control con la ecuación (4.3), la cual también puede ser expresada como:

$$V = \sum_i^m \left[A - \frac{A_i + A_{i+1}}{2} \right] \Delta x_{i,i+1} \quad (4.10)$$

Para una aplicación práctica de la ecuación. 4.10, es recomendable iniciar con el cálculo del volumen de aire V_1 de la porción de la bolsa que se extiende hacia aguas arriba de la sección de control. Basados en la investigación experimental, se puede afirmar que este volumen de aire permanecerá constante, al llegar la porción de la bolsa de aire a su longitud total, posteriormente la bolsa continuará creciendo únicamente en la dirección del flujo. Aguas abajo del tirante crítico pueden calcularse diferentes volúmenes de aire V_2 , debido a que en algunos acueductos la entrada de aire puede ser continua. Por lo tanto, la suma acumulada de la longitud del perfil entre pasos consecutivos puede ser considerada para calcular el volumen de aire de varias bolsas de aire. El mayor volumen de aire se obtiene cuando el tirante de agua aguas abajo de la sección de control se aproxima al normal. Finalmente, el volumen de aire total será la suma de V_1 y V_2 (Figura 4.6). En todo momento se considera que al final de la bolsa de aire ocurre un salto hidráulico.

Para comparar la efectividad de la Ec. (4.10) se usó la ley de Boyle, la cual permite calcular el cambio en el volumen de aire debido a la variación de presión en la sección de medición del dispositivo experimental, esta relación se puede escribir como:

$$V_1 P_1 = V_2 P_2 \quad (4.11)$$

Donde V_1 es el volumen de aire inyectado a la sección de medición, V_2 es el volumen de aire en la sección de medición durante el experimento 1, P_1 es la presión atmosférica en la Ciudad de México, 8.03 (mca), y P_2 es la presión absoluta de la bolsa de aire durante el experimento 2.

La Figura 4.6 muestra los volúmenes de las bolsas de aire estacionarias que podrían presentarse en un acueducto.

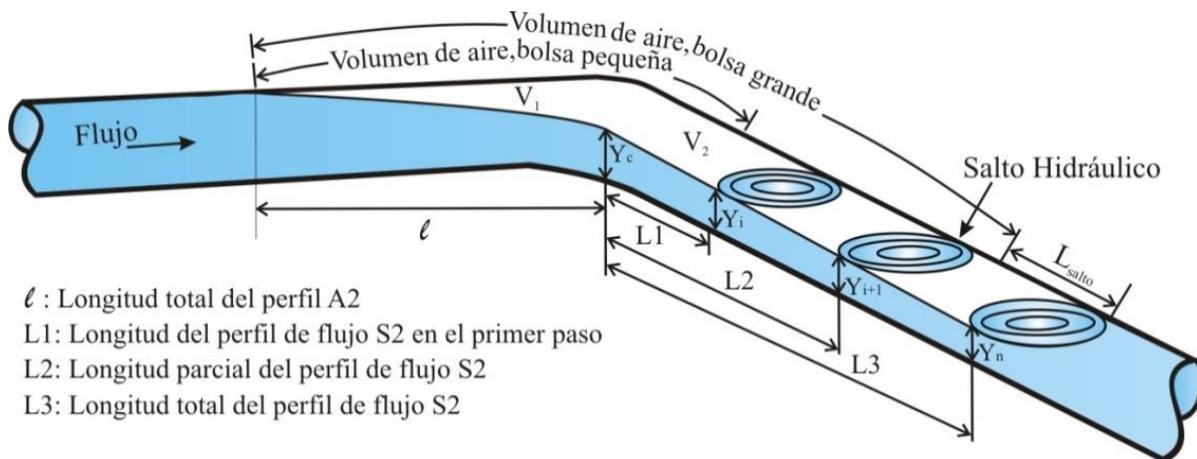


Figura 4.6. Volumen de una bolsa de aire estacionaria

Después de analizar los resultados teóricos y experimentales, se encontró que los volúmenes de aire obtenidos usando la ecuación (4.10) son menores que los evaluados con la ley de Boyle ecuación (4.11). Esto se debe a que el volumen de aire sobre la superficie del salto hidráulico no es considerado, además los tramos de la tubería considerados al aplicar el método directo de pasos sucesivos no son lo suficientemente pequeños para obtener una mejor aproximación del volumen de aire.

En cuanto a la forma de los perfiles de flujo, se puede observar que los perfiles obtenidos experimentalmente coinciden muy bien con los perfiles calculados con el método directo de pasos sucesivos. Lo cual se puede corroborar analizando los valores de los tirantes que se presentan en las figuras 4.7 y 4.8.

Es importante mencionar que en los experimentos realizados la presión en la sección de medición era ligeramente mayor a la presión atmosférica. Por lo tanto, los perfiles de flujo y los volúmenes de aire medidos y calculados fueron muy similares.

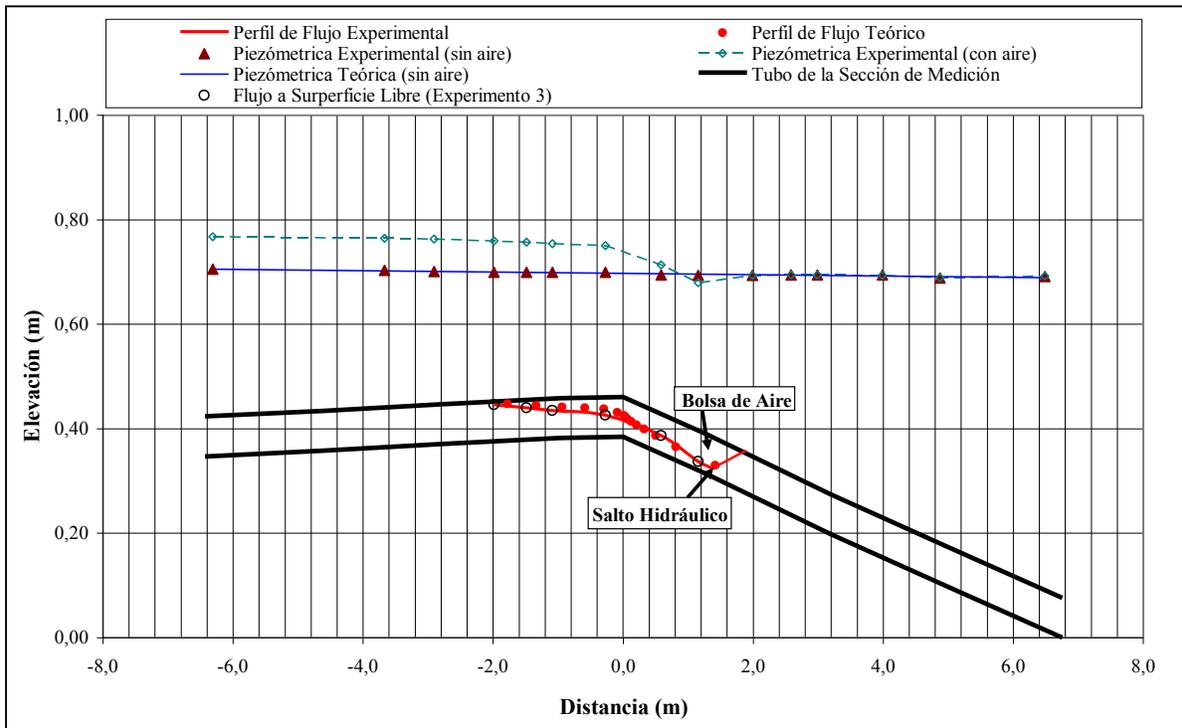


Figura 4.7. Perfiles de flujo A2 y S2, $Q = 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.01 \text{ m}^3$

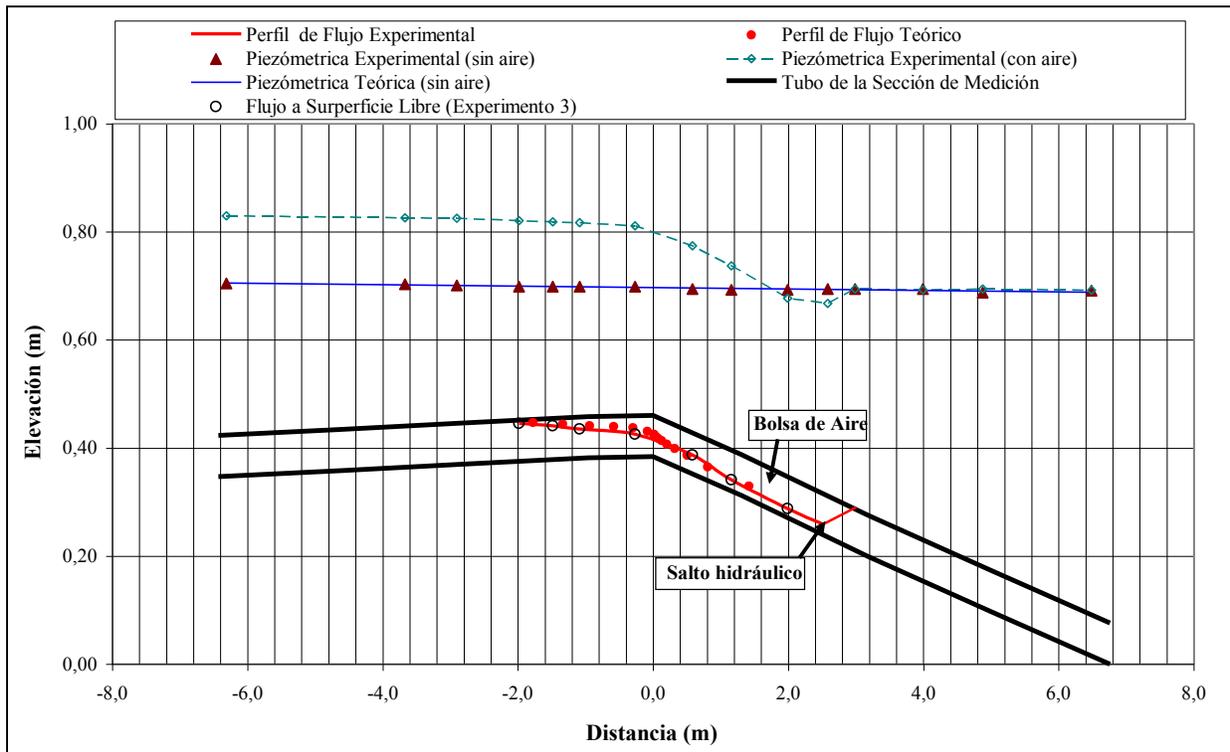


Figura 4.8. Perfiles de flujo A2 y S2, $Q = 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.015 \text{ m}^3$

5. Análisis del flujo agua-aire en el Acueducto Conejos - Médanos

5.1 Análisis del aire atrapado en el Acueducto Conejos-Médanos

A continuación se presenta el análisis del aire atrapado en el acueducto Conejos-Médanos, con base en la metodología propuesta por Pozos et al. (2010a), descrita en el capítulo 3. En la Figura 5.1 se muestra el esquema en planta del sistema.

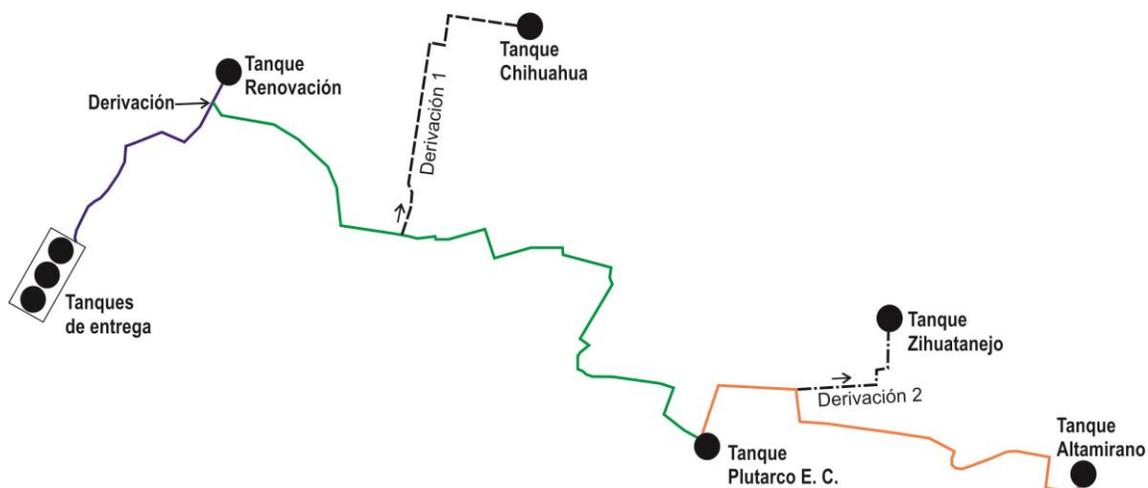


Figura 5.1. Acueducto Conejos-Médanos visto en planta

Es importante mencionar que en el presente trabajo sólo se analizan los tramos marcados con línea continua, es decir, las derivaciones 1 y 2 no serán objeto de este estudio.

El acueducto se considerará formado por 3 líneas conformadas de la siguiente manera:

Línea 1, que va de los Tanques de entrega al Tanque Renovación. La línea 2 inicia en la derivación y llega al Tanque Plutarco Elías Calles. Finalmente, la línea 3 une los tanques Plutarco Elías Calles y Altamirano. En esta tesis se presentan sólo los análisis del aire atrapado de las líneas 1 y 3.

5.2 Análisis de la Línea 1

La tubería del acueducto Conejos-Médanos es de PVC y tiene un diámetro de 36 pulgadas ($D = 0.914$ m). El cálculo del parámetro de gasto adimensional se evaluó para los gastos proporcionados por la Junta Municipal de Agua y Saneamiento (JMAS) de Ciudad Juárez, Chihuahua. Es importante resaltar que por cada línea fluyen dos gastos distintos, debido a las derivaciones que se hacen hacia los Tanques Plutarco Elías Calles, Chihuahua y Zihuatanejo.

A continuación se muestra el cálculo del Parámetro de Gasto Adimensional (PGA) correspondiente al gasto de diseño ($Q = 1075$ l/s).

$$PGA = \frac{Q^2}{gD^5}$$

$$PGA_{1075} = \frac{1.075^2}{9.81 * 0.9144^5} = 0.1842$$

5.2.1 Determinación de los posibles puntos de acumulación de aire en la Línea 1

Al comparar el PGA correspondiente con todas las pendientes de los tramos de tubería de la Línea 1, se puede determinar si la fuerza de arrastre del flujo es capaz de vencer la fuerza de flotación de la bolsa de aire, y de esta forma se puede determinar en que cadenamamiento y elevación se puede acumular un bolsa de aire.

En la tabla 5.1 se muestra el comportamiento del aire atrapado en la Línea 1 para un gasto de 1075 l/s, que es el caudal que se consideró para el diseño del sistema.

Tabla 5.1. Comportamiento del aire atrapado en la Línea 1 para Q = 1075 l/s

	Cadenamiento (m)	Elevación Sub-Rasante	S	Comportamiento del aire
Tanques de entrega	0	1316.66		
	20	1316.66	0	Avanza
	40	1316.40	0.013	Avanza
	60	1314.99	0.0705	Avanza
	80	1314.20	0.0395	Avanza
	100	1313.13	0.0535	Avanza
	120	1311.36	0.0885	Avanza
	140	1309.17	0.1095	Avanza
	160	1306.71	0.123	Avanza
	180	1306.01	0.035	Avanza
	200	1306.88	-0.0435	Avanza
	220	1307.51	-0.0315	Avanza
	240	1308.50	-0.0495	Avanza
	260	1308.39	0.0055	Avanza
	280	1307.58	0.0405	Avanza
	300	1306.15	0.0715	Avanza
	320	1305.39	0.038	Avanza
	380	1303.16	-0.008	Avanza
	400	1303.84	-0.034	Avanza
	420	1304.33	-0.0245	Avanza
440	1302.24	0.1045	Avanza	
460	1300.41	0.0915	Avanza	
480	1296.88	0.1765	Avanza	
500	1292.20	0.234	Regresa	
520	1286.90	0.265	Regresa	
540	1282.97	0.1965	Regresa	
560	1281.19	0.089	Avanza	

	580	1277.96	0.1615	Avanza
	600	1274.61	0.1675	Avanza
	620	1273.81	0.04	Avanza
	640	1273.10	0.0355	Avanza
	660	1271.41	0.0845	Avanza
	680	1269.18	0.1115	Avanza
	700	1267.78	0.07	Avanza
	720	1266.39	0.0695	Avanza
	740	1264.99	0.07	Avanza
	760	1263.02	0.0985	Avanza
	780	1260.21	0.1405	Avanza
	800	1257.39	0.141	Avanza
	820	1255.44	0.0975	Avanza
	840	1253.19	0.1125	Avanza
	860	1252.48	0.0355	Avanza
	880	1251.77	0.0355	Avanza
	900	1251.46	0.0155	Avanza
	920	1251.27	0.0095	Avanza
	940	1251.05	0.011	Avanza
	960	1250.43	0.031	Avanza
	980	1250.61	-0.009	Avanza
	1000	1251.67	-0.053	Avanza
	1020	1252.72	-0.0525	Avanza
	1040	1253.88	-0.058	Avanza
	1060	1252.23	0.0825	Avanza
	1080	1251.48	0.0375	Avanza
Derivación	1100	1251.84	-0.018	Avanza
	1120	1254.31	-0.1235	Avanza
	1140	1259.26	-0.2475	Avanza
	1160	1259.65	-0.0195	Avanza
	1180	1260.04	-0.0195	Avanza
	1200	1260.43	-0.0195	Avanza
Tanque Renovación	1210	1260.62	-0.019	Avanza

Con base en el análisis se determina que en el cambio de pendiente, donde el comportamiento del aire cambia de “Avanza” a “Regresa” se ubica un punto donde se podría acumular una bolsa de aire. En la Línea 1, se encontró que en el cadenamiento 0 + 480 km y elevación 1296.88 msnm, podría presentarse la acumulación de una sola bolsa de aire, cuando el gasto es de 1075 l/s. En la figura 5.2 se muestra el perfil de la Línea 1, así como las Válvulas de Admisión y Expulsión de Aire (VAEAs) y la bolsa de aire.

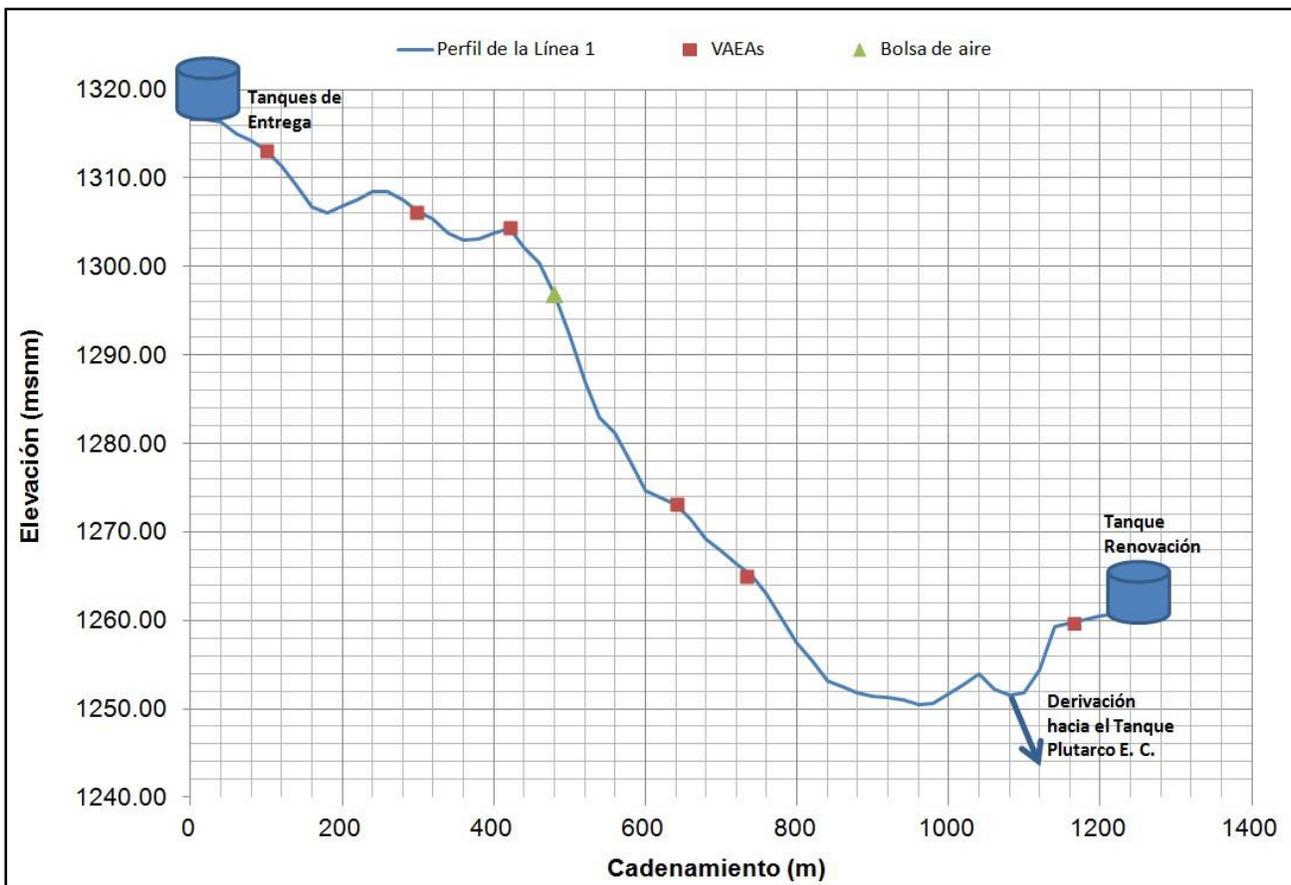


Figura 5.2. Bolsa de aire en la Línea 1 ($Q = 1075 \text{ l/s}$)

Asimismo, se hizo el análisis del comportamiento del aire atrapado en la Línea 1, para todos los gastos máximos y mínimos mensuales registrados por la JMAS durante 2012 (ver Tabla 5.2), pero por razones de espacio sólo se presentan parte de éstos.

Tabla 5.2. Gastos registrados por la JMAS en la Línea 1 durante el año 2012

Mes	Gasto mínimo (m^3/s)	Gasto máximo (m^3/s)
Enero	0.447	1.150
Febrero	0.390	1.142
Marzo	0.542	1.620
Abril	0.560	1.141
Mayo	0.446	1.000
Junio	0.570	1.099
Julio	0.600	1.050
Agosto	0.300	1.095
Septiembre	0.200	1.075
Octubre	0.275	1.100
Noviembre	0.461	1.120
Diciembre	0.395	1.060

En la figura 5.3 se muestran las cuatro bolsas de aire que podrían quedar atrapadas en la tubería, en caso de que el gasto transportado sea de 200 l/s, que corresponde al caudal registrado en septiembre de 2012. Se puede observar desde aguas arriba hacia aguas abajo, que dos bolsas de aire se acumulan en puntos donde no hay VAEAs. Lo que disminuiría la eficiencia del sistema, al reducir las bolsas la sección efectiva del paso del agua. Por otra parte, la tercera bolsa coincide con la ubicación de una de las válvulas y de esta forma el aire podría ser expulsado. Finalmente, la cuarta bolsa de aire se ubica en el cadenamiento 1+040 km, cercana a la derivación hacia el Tanque Plutarco Elías Calles, donde tampoco hay instalada una VAEA.

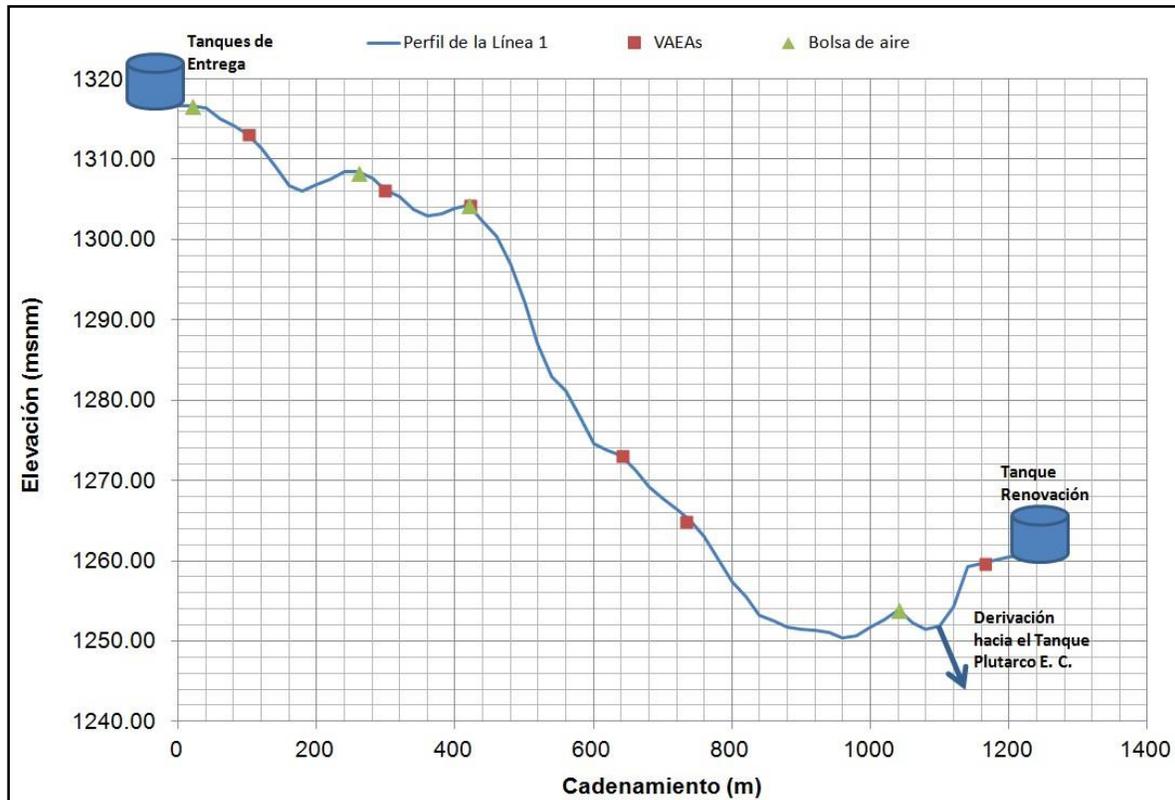


Figura 5.3. Bolsa de aire en la Línea 1, Q = 200 l/s (Septiembre 2012)

En la tabla 5.3 se resume la ubicación de las cuatro bolsas de aire en la Línea 1, para el gasto de 200 l/s. Además, se indica si en estos mismos puntos existe una VAEA.

Tabla 5.3. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 200 l/s (Septiembre 2012)

Puntos de acumulación		
Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D _{VAEA} (in)
20.0	1316.66	No existe válvula
260.0	1308.39	No existe válvula
420.0	1304.33	12
1040.0	1253.88	No existe válvula
Total	4 bolsas de aire	

De igual forma que en el caso anterior son cuatro las bolsas de aire las que se acumulan en la Línea 1, al fluir por ésta un gasto de 447 l/s (Caudal de enero de 2012). En la figura 5.4 se muestra la ubicación de las bolsas de aire. Desde los Tanques de Entrega hacia aguas abajo, se ubican dos bolsas de aire estacionarias que quedan alejadas de las VAEAs. Asimismo, en el cadenamamiento 0 + 420 km se localiza una bolsa de aire que podría ser expulsada por la válvula de aire ubicada en el mismo punto. Por último, en el cadenamamiento 1 + 040 km y elevación 1253.88 msnm se sitúa la cuarta bolsa de aire.

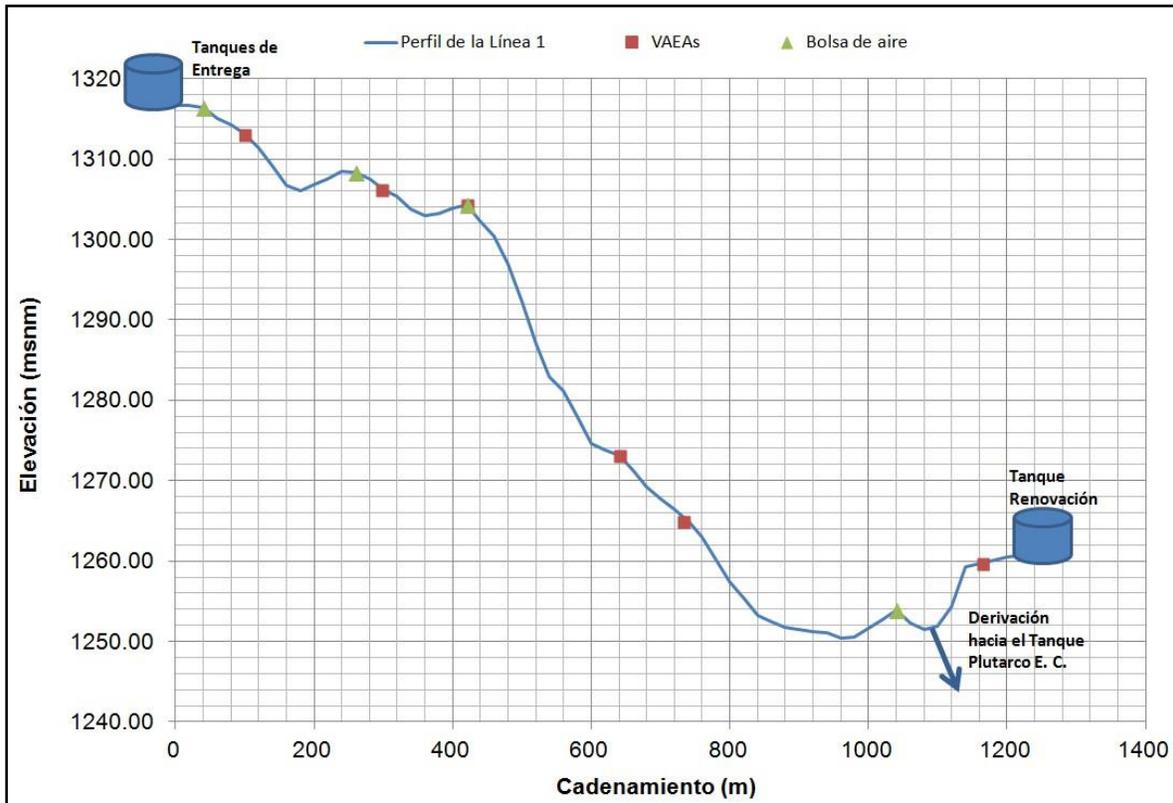


Figura 5.4. Bolsa de aire en la Línea 1, Q = 447 l/s (Enero 2012)

En la tabla 5.4 se presenta la ubicación de las bolsas de aire, para el gasto correspondiente. También, se señala si en los puntos donde se acumula el aire hay VAEAs

Tabla 5.4. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 447 l/s (Enero 2012)

Puntos de acumulación		
Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D _{VAEA} (in)
40.0	1316.40	No existe válvula
260.0	1308.39	No existe válvula
420.0	1304.33	12
1040.0	1253.88	No existe válvula
Total	4 bolsas de aire	

Cuando la Línea 1 opera con un gasto de 600 l/s (Julio 2012), siete bolsas de aire se podrían acumular a lo largo de ésta. Sólo tres bolsas coincidirían con la ubicación de las válvulas de aire y las cuatro restantes quedarían estacionarias en puntos donde no fueron colocadas VAEAs, ver tabla 5.5.

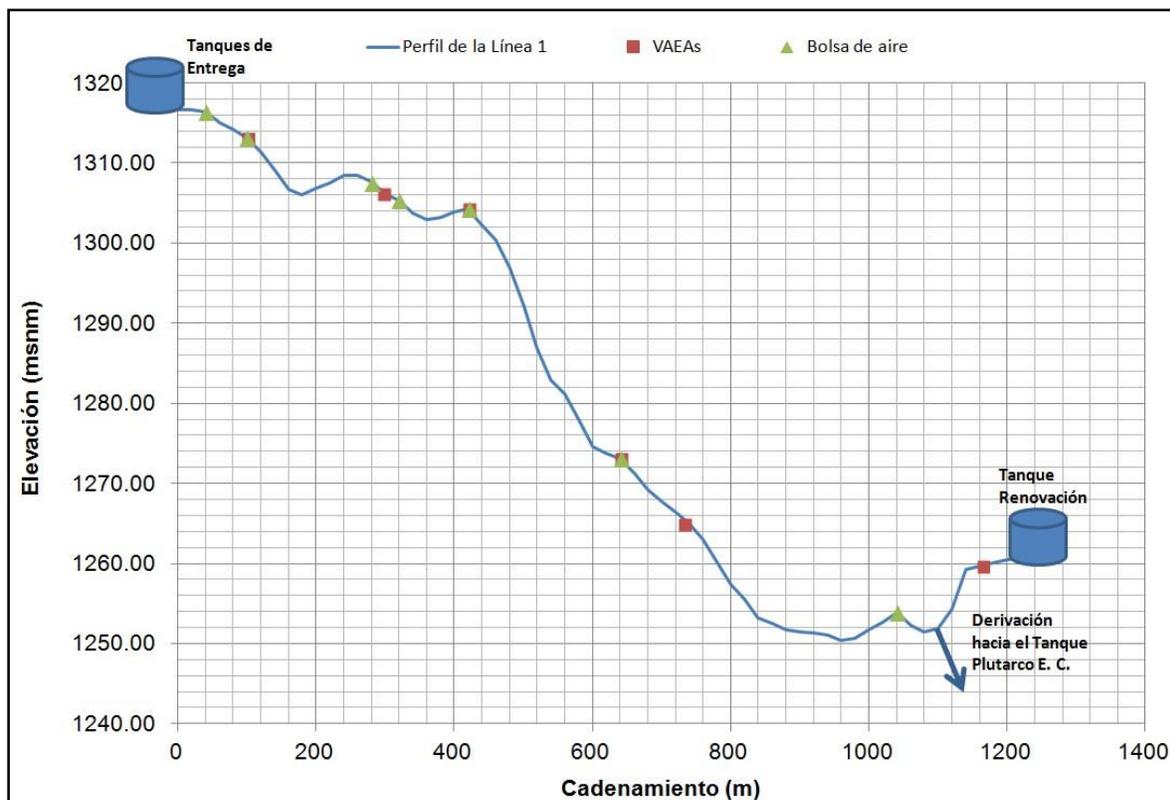


Figura 5.5. Bolsa de aire en la Línea 1, Q = 600 l/s (Julio 2012)

Tabla 5.5. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 600 l/s (Julio 2012)

Puntos de acumulación		
Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D _{VAEA} (in)
40.0	1316.40	No existe válvula
100.0	1313.13	6
280.0	1307.58	No existe válvula
320.0	1305.39	No existe válvula
420.0	1304.33	12
640.0	1273.10	8
1040.0	1253.88	No existe válvula
Total	7 bolsas de aire	

Es importante señalar que en el caso de los gastos máximos reportados por la JMAS (ver tabla 5.2), sólo se acumula una bolsa de aire en el cadenamiento 0 + 480 km y elevación 1296.88 msnm. Excepto para el gasto de 1.63 m³/s, para el cual no se acumula aire en la Línea 1. Por otra parte, al operar el sistema con un gasto de 1.0 m³/s (Mayo 2012) se acumulan dos bolsas de aire, las cuales se ubican entre las válvulas de aire 3 y 4, tal como se muestra en la figura 5.6. Asimismo, la ubicación de las dos bolsas de aire se resume en la tabla 5.6.

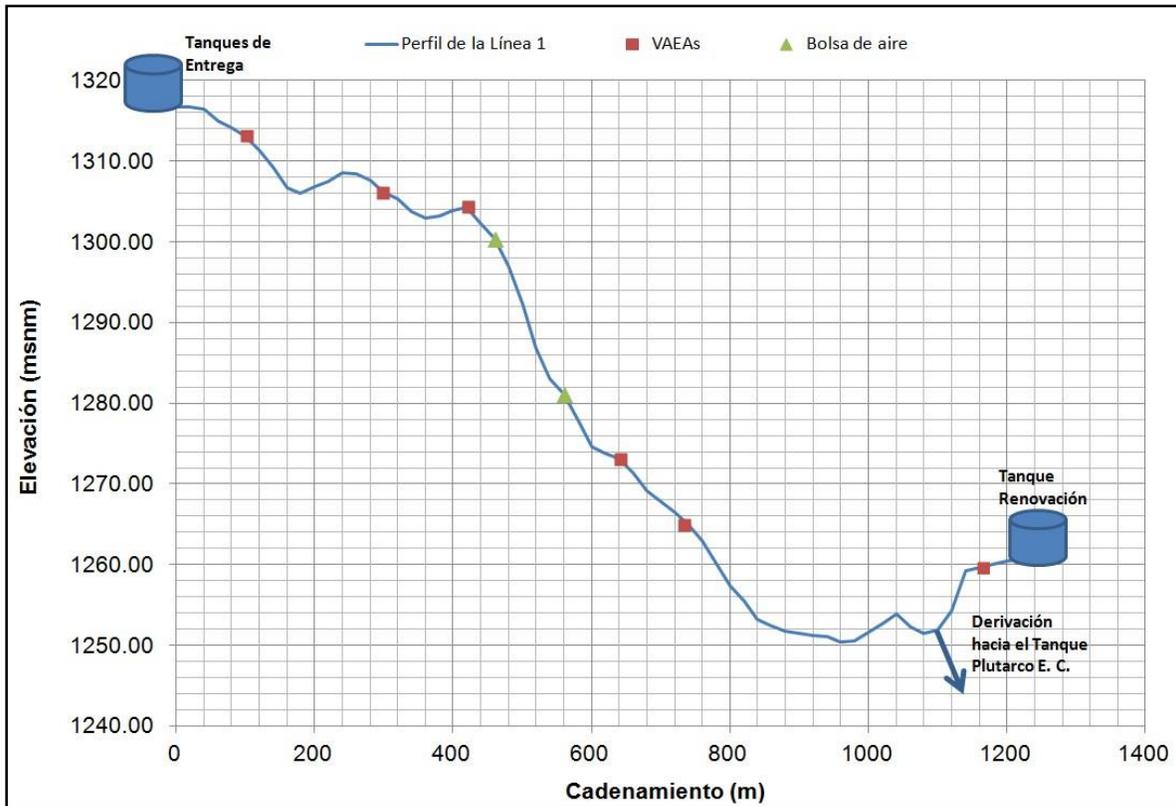


Figura 5.6. Bolsa de aire en la Línea 1, Q = 1000 l/s (Mayo 2012)

Tabla 5.6. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 1, Q = 1000 l/s (Mayo 2012)

Puntos de acumulación		
Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D _{VAEA} (in)
460.0	1300.41	No existe válvula
560.0	1281.19	No existe válvula
Total	2 bolsas de aire	

5.2.2 Revisión del dimensionamiento de las VAEAs en la Línea 1

El diámetro del orificio de gran tamaño de una válvula de admisión y expulsión de aire VAEA no se debe confundir con el diámetro nominal de dicha válvula. El diámetro nominal de la válvula hace referencia al diámetro de conexión de ésta con la tubería sobre la cual se instala, mientras que el orificio de gran tamaño condiciona la forma en la que el aire escapa directamente a la atmósfera o entra en la instalación. Estas dos dimensiones no son necesariamente iguales. El área del orificio de gran tamaño y las características dinámicas de la ventosa son las variables que determinan la capacidad de descarga y/o admisión de aire. Por tanto, puede ser que dos VAEAs con el mismo diámetro nominal no presenten un mismo comportamiento actuando bajo las mismas condiciones de operación.

Los fabricantes de válvulas de aire aportan recomendaciones para conseguir un mejor funcionamiento de los acueductos, pero es el usuario final quien conoce el funcionamiento de todos los elementos de la instalación, y es él quien debe elegir el tamaño óptimo de las válvulas en cuestión, así como su ubicación.

Actualmente, existen pocos trabajos experimentales en los cuales basarse para seleccionar y ubicar ventosas en conductos a presión. Además, los fabricantes suelen presentar pocos datos sobre sus válvulas que faciliten la selección y ubicación de las mismas, como por ejemplo la evolución del coeficiente de descarga y/o admisión de la válvula con la presión máxima producida en la instalación.

Existen en el mercado una gran cantidad de tipos y formas constructivas de válvulas de aire, todas éstas muy diferentes entre sí. Es muy importante conocer las diferencias que hay entre unas y otras, así como también las especificaciones técnicas (curva característica, diámetro del orificio de salida, diámetro de conexión, presión de trabajo, etc.), ya que la selección inadecuada de una válvula de aire puede generar problemas más graves que los que pretendía resolver.

Los fabricantes de válvulas generalmente presentan la relación entre el gasto de aire admitido o expulsado y la diferencia de presiones entre el interior y el exterior en forma gráfica. Es lo que se conoce como la curva característica de la válvula, la cual modela su funcionamiento. Esta curva se obtiene mediante un ensayo de la misma en todas las posibles regiones de funcionamiento.

Las condiciones en las que se realizan estos ensayos no suelen estar incluidas en los catálogos, lo cual hace que sea imposible reproducir los mismos en un laboratorio. De hecho, algunos ensayos realizados por el Council for Scientific and Industrial Research – South Africa en 1989 y por Leslie J. Blum para el U.S. Bureau of Reclamation en 1994, entre otros, presentan discrepancias (en algunos casos muy importantes) entre los datos que facilitan los fabricantes y los resultados obtenidos en los citados ensayos.

En la Universidad Politécnica de Valencia en 1998, se realizaron ensayos de un gran número de válvulas de gran orificio o admisión y expulsión de aire (Fuertes, 2001), obteniendo resultados similares a los de otros laboratorios, es decir, observando importantes discrepancias entre las medidas realizadas y los datos de catálogo.

Además, el fabricante no suele aclarar casi nunca las condiciones para las cuales el flujo de aire expulsado puede llegar a cerrar la válvula antes de tiempo, lo que se conoce como “cierre dinámico”. Efectivamente, la propia velocidad de circulación del aire puede crear un “efecto sustentador” sobre el flotador que será proporcional a la velocidad al cuadrado. Ello puede acarrear que esta fuerza de ascenso venza el peso del flotador y cierre la válvula de manera indeseada cuando la velocidad de expulsión es elevada, dejando una peligrosa bolsa de aire en el interior de la conducción que podría comprimirse y originar presiones elevadas.

En el año de 1998 se realizaron una serie de ensayos estáticos de diferentes válvulas de aire (Fuertes, 2001). Concretamente, se ensayaron gran parte de las válvulas de gran orificio (VAEAs) disponibles en el mercado español con diámetro nominal de 2” ó 50 mm. Dichos ensayos fueron llevados a cabo en el banco de flujo estacionario del Departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia. En las figuras 5.7 y 5.8 se presentan los resultados obtenidos para la válvula que tuvo mayor discrepancia entre los datos registrados en el laboratorio y los proporcionados por el fabricante, tanto en la fase de admisión como de expulsión.

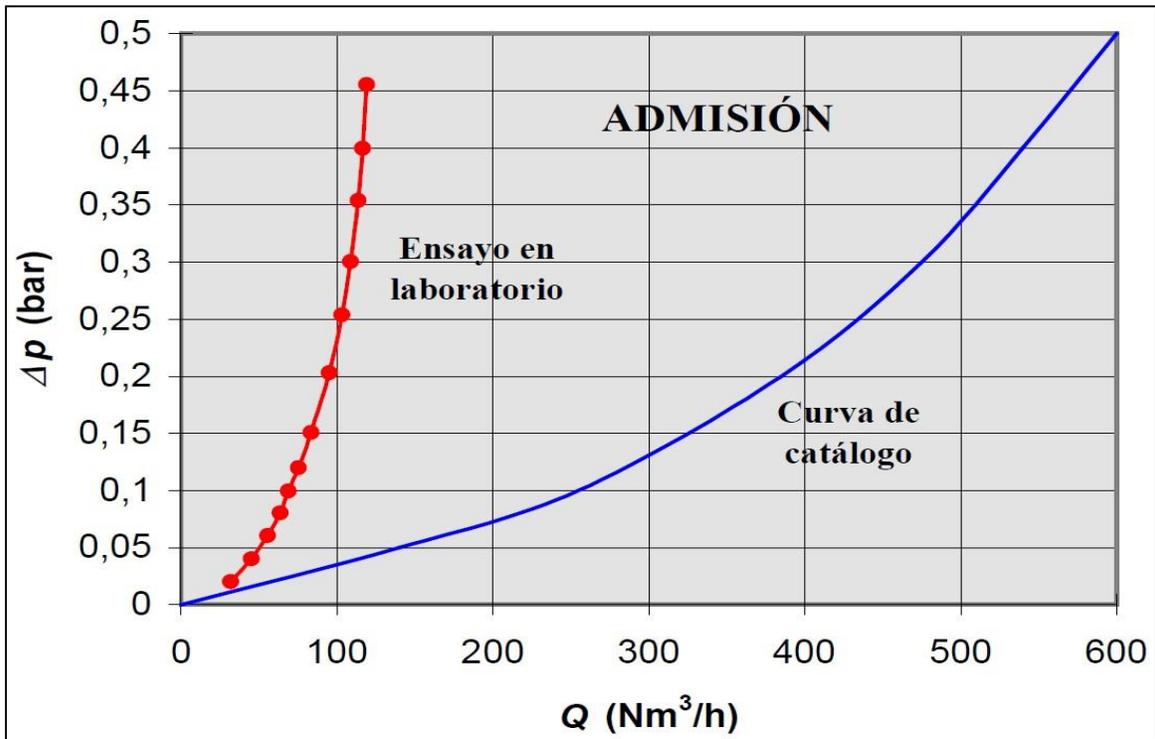


Figura 5.7. Comparación entre la curva característica de fabrica y los resultados del ensayo en el laboratorio, válvula DN 2" (50 mm) en fase de admisión (Fuentes, 2001)

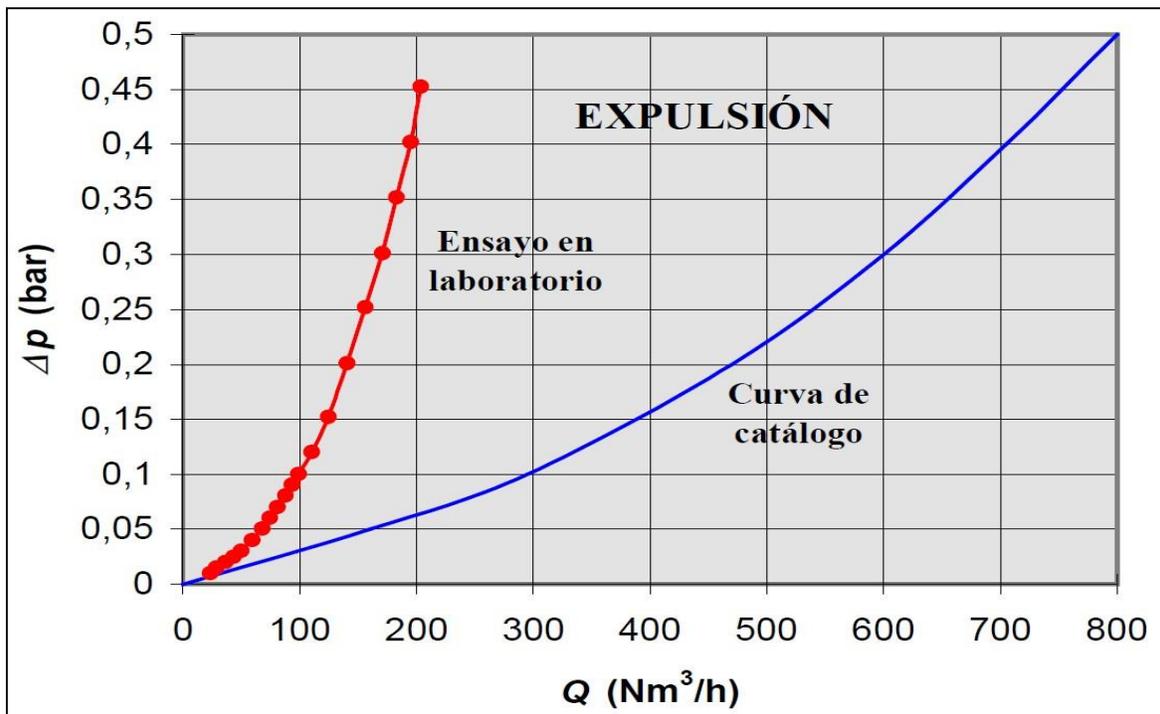


Figura 5.8. Comparación entre la curva característica de fabrica y los resultados del ensayo en el laboratorio, válvula DN 2" (50 mm) en fase de expulsión (Fuentes, 2001)

Los resultados obtenidos experimentalmente fueron comparados con los datos que proporciona el fabricante. Analizando estas gráficas comparativas se comprueba que existen importantes discrepancias entre los resultados obtenidos en el ensayo y los datos facilitados por el fabricante. Al menos este fabricante proporciona la curva característica de sus válvulas, porque hay algunos que ni siquiera lo hacen, siendo así materialmente imposible determinar la cantidad de aire que puede admitir o expulsar la válvula y en definitiva impidiendo su correcta selección.

En cualquier caso, hay que constatar que las divergencias observadas entre datos de catálogo y curvas experimentales no son exclusivas de la válvula aquí presentada, sino que son generalizables para todas las válvulas ensayadas. Absolutamente, todos los ensayos realizados en mayor o menor medida conducen a gastos de aire expulsado o admitido por la válvula, menores que los indicados por el fabricante (en el supuesto de que éste proporcione los datos).

Es importante mencionar, que el diámetro nominal de la válvula hace referencia al diámetro de conexión con la tubería, y no a la sección del orificio por el que entra o sale el aire. Como consecuencia de esto y también a causa de los diferentes coeficientes característicos C_{adm} y C_{exp} , los cuales dependen de las características constructivas propias de cada válvula, sucede que dos válvulas con igual diámetro nominal no tienen necesariamente curvas características iguales. Así pues, queda perfectamente claro que seleccionar una válvula simplemente en función de su diámetro nominal y no teniendo en cuenta su curva característica, es una práctica poco recomendable que puede traer como consecuencia importantes problemas.

Asimismo, en el caso de que el gasto de agua que transporta un acueducto aumente o disminuya, las bolsas de aire que se encuentran atrapadas pueden avanzar o regresar y aunque en ciertos puntos estén instaladas válvulas de aire, las bolsas pueden pasar de largo y sólo una cantidad mínima de aire sería expulsada. Colgate (1968) encontró que para poder expulsar las bolsas de aire en movimiento en un conducto a presión es necesario que el venteo tenga el mismo diámetro que el de la tubería.

En 1989 el Council for Scientific and Industrial Research (Plessis, 1989) realizó un estudio a solicitud de la empresa Vent-O-Mat para probar sus válvulas de admisión y expulsión de aire de cierre progresivo de la serie RBX con diámetros que iban de los 50 mm (DN50) a 200 mm (DN200). Estos dispositivos fueron comparados con válvulas cinéticas convencionales de otras marcas con orificios de diámetros de 36 mm, 63 mm, 73 mm, 120 mm y 160 mm.

El propósito de las pruebas fue obtener la representación gráfica del gasto de aire que expulsan las válvulas según el diferencial de presión, para poder establecer el punto exacto para el cual ocurre el cierre dinámico, y también determinar los efectos del tamaño del orificio en la capacidad de expulsión de aire de la válvula.

En la figura 5.9 se puede observar que para todas las válvulas de Vent-O-Mat el aire expulsado es mayor que el desalojado por las válvulas cinéticas convencionales (VCC). Esto podría ser un problema cuando el acueducto se está llenando, debido a que las VCC no serían capaces de expulsar todo el aire de la línea, dejando en el interior bolsas de aire. Una vez que el sistema está en operación, las bolsas de aire atrapadas en la tubería reducen el paso del agua e incrementan la pérdida de carga hidráulica, reduciendo así la

eficiencia del sistema. En algunos casos las bolsas de aire pueden generar la ruptura de la tubería debido a su baja densidad ($\rho_{\text{aire}} = 1.23 \text{ kg/m}^3$), y alta compresibilidad. Asimismo, bajo ciertas circunstancias la presencia de aire puede generar la propagación rápida de fallas en los tubos de la conducción. Este tema se toca de forma detallada más adelante en este capítulo.

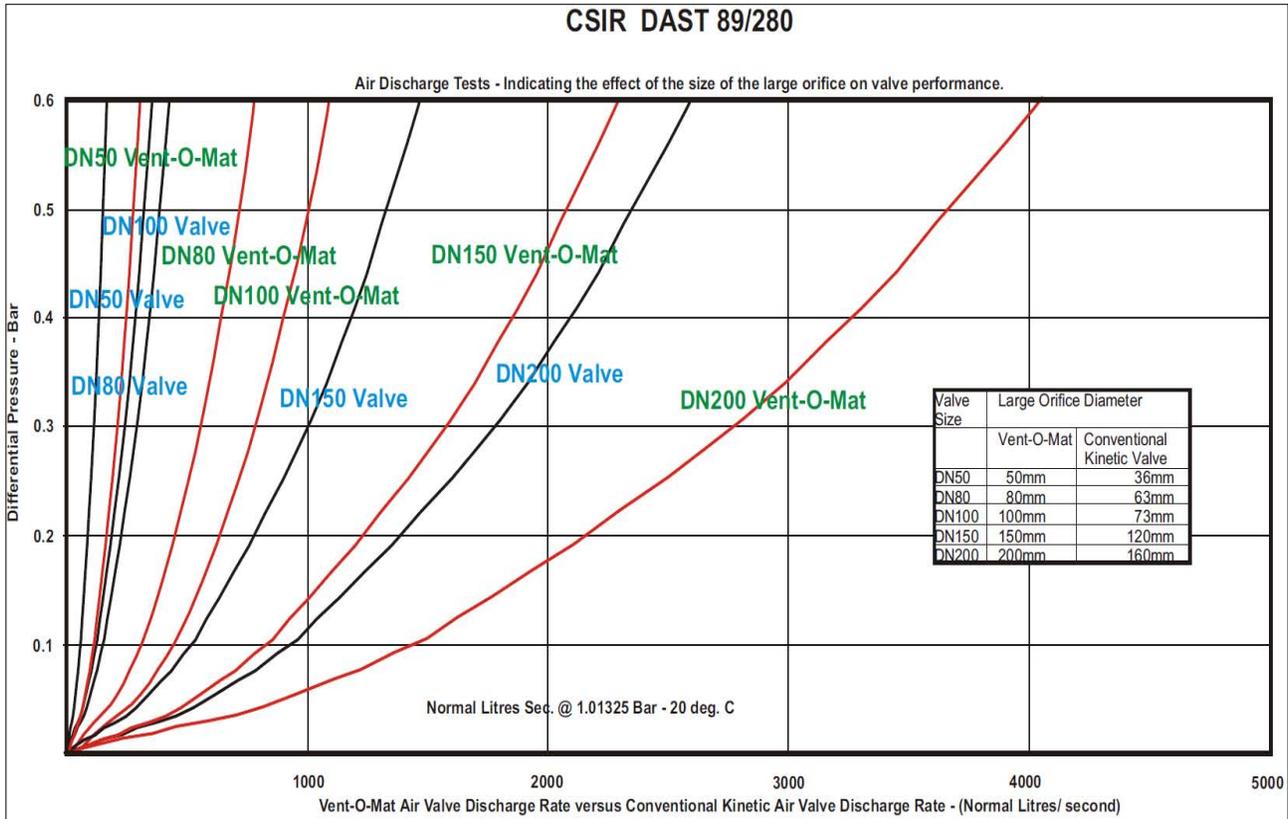


Figura 5.9. Pruebas de expulsión de aire para la VAEA Vent-O-Mat de la serie RBX y para válvulas de aire cinéticas convencionales (Plessis, 1989)

En la figura 5.10 se ve claramente que las válvulas de aire cinéticas convencionales experimentan un cierre dinámico, para un diferencial de presión menor que 0.1 bar. Por otra parte, en el caso de las válvulas de Vent-O-Mat éstas continúan expulsando aire, lo que es benéfico para el acueducto.

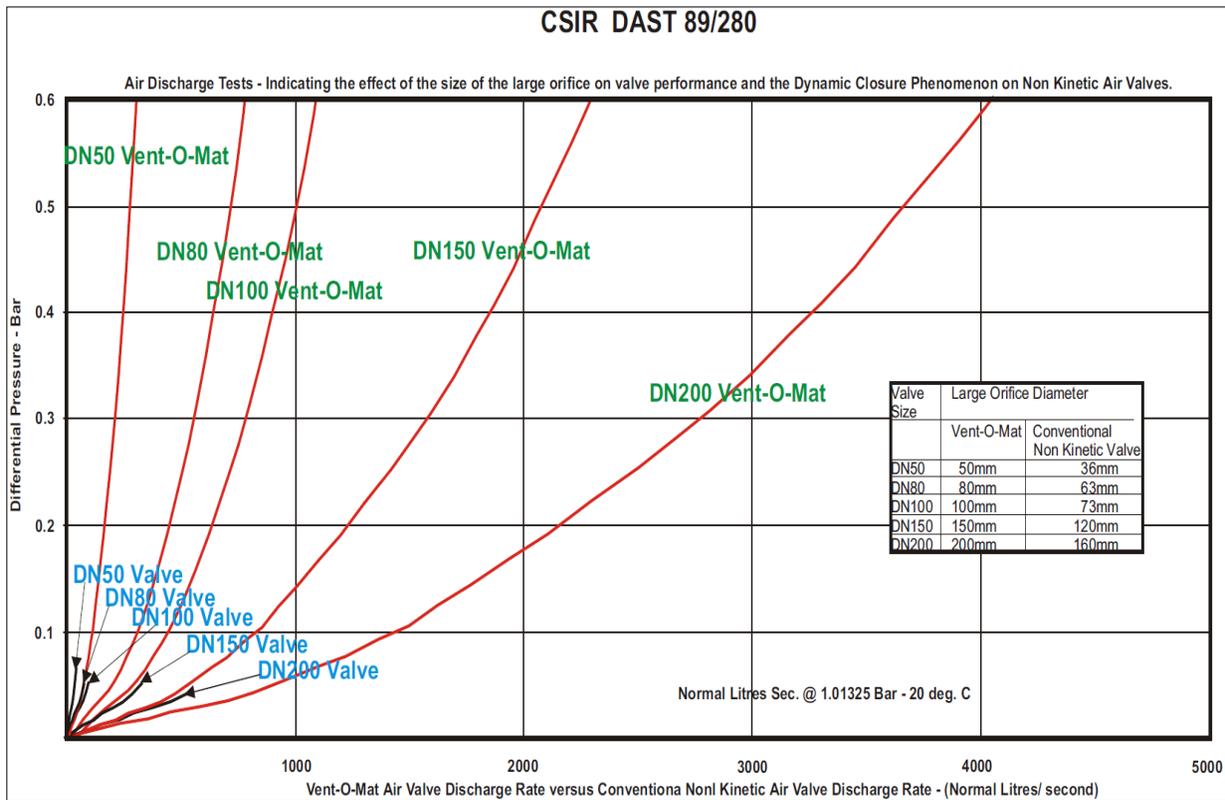


Figura 5.10. Cierre dinámico de las válvulas de aire cinéticas convencionales (Plessis, 1989)

En el mismo sentido, en 1994 el Council for Scientific and Industrial Research (Buisson, 1994) realizó un estudio experimental para comparar el cierre dinámico y el golpe de ariete asociado, para las válvulas de aire Vent-O-Mat de cierre progresivo de la serie RBX, y algunas válvulas de aire cinéticas convencionales.

En la figura 5.11 se observa el pico de presión inducido por el flujo de agua al cerrar las válvulas de aire de forma repentina. En el caso de las válvulas de aire cinéticas convencionales, el pico de presión es proporcional a la velocidad del flujo de agua que entra al dispositivo, en el caso de la válvula de Vent-O-Mat, la presión se mantiene casi constante, su sistema de flotadores contrarresta la fuerza del agua y evita el cierre dinámico. Es importante mencionar, que las válvulas convencionales tienen un diseño a base de un flotador esférico hueco, el cual suele quedar atascado en el orificio de la válvula si se le aplica una fuerza ascendente excesiva, evitando la posterior salida del aire acumulado en el acueducto y provocando la acumulación de bolsas de aire.

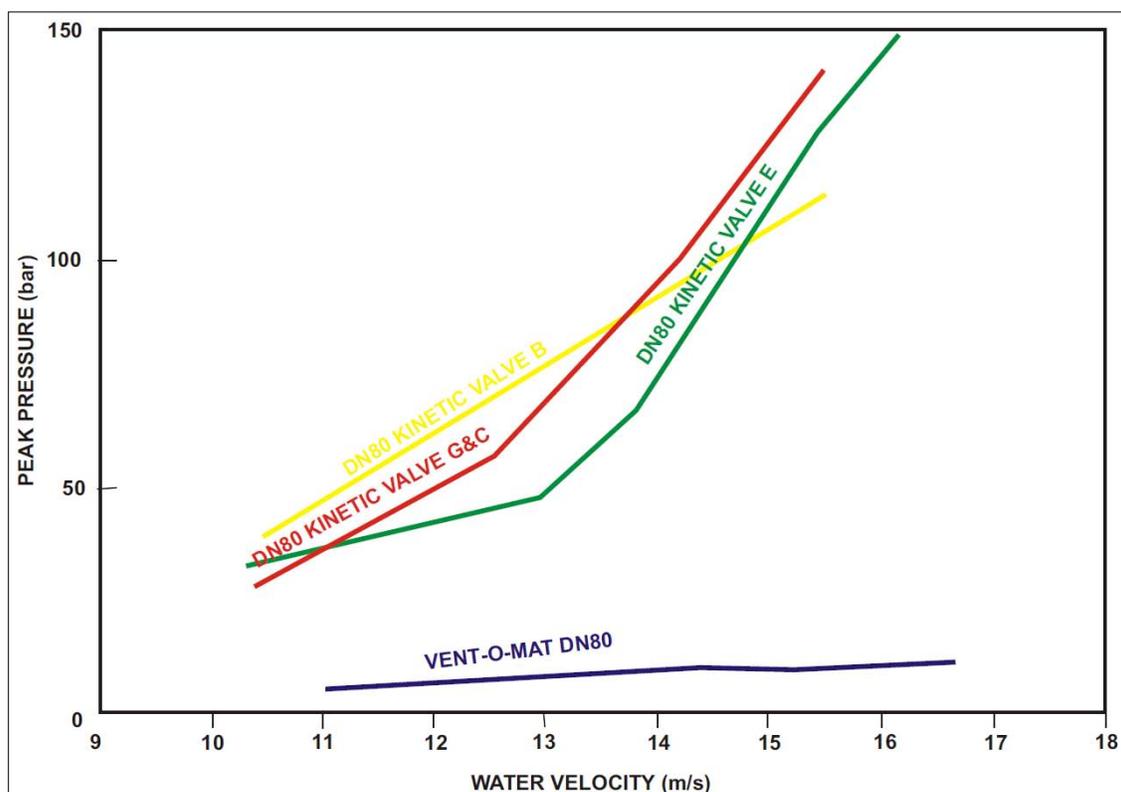


Figura 5.11. Pico de presión producido por el flujo de agua que cierra el flotador

En la figura 5.12 se observa el pico de presión generado por el cierre dinámico de las válvulas de aire cinéticas convencionales contra la presión experimentada por la válvula de Vent-O-Mat, al cerrarse de forma progresiva y controlada sus flotadores cilíndricos. Las válvulas E y G&C experimentan un presión súbita 12 veces mayor que la que experimenta la válvula de Vent-O-Mat al cerrarse, además un instante después los dispositivos E y G&C experimentan un nuevo pico de presión, que podría provocar la falla de la válvula y de la tubería por las sobrepresiones producidas.

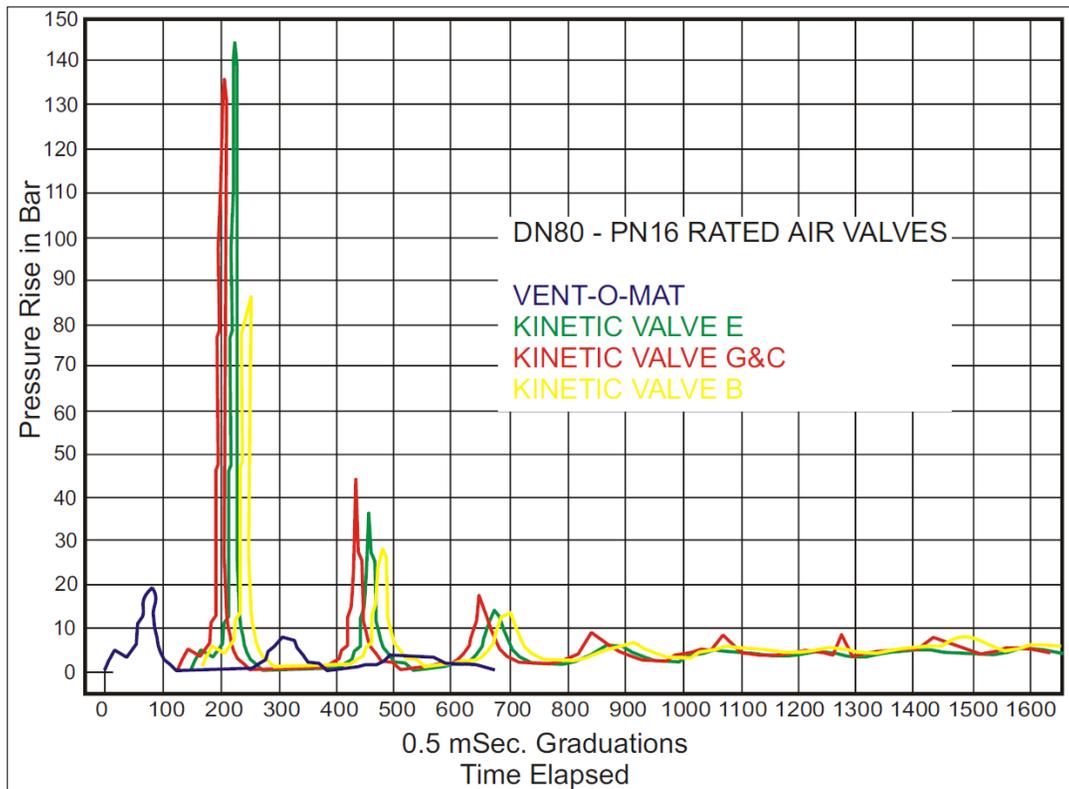


Figura 5.12. Incremento de la presión al producirse el cierre dinámico de las válvulas convencionales

5.2.2.1 Dimensionamiento de las válvulas

La American Water Works Association (AWWA) presenta una guía para seleccionar, dimensionar e instalar válvulas de aire en instalaciones hidráulicas en su manual M51 de 2001 que tiene como título “Air release, air/vacuum, and combination air valves”. El manual es una revisión de prácticas recomendadas por los fabricantes de válvulas y no un estándar de uso, es decir, que la decisión última recae en el encargado de diseñar el acueducto. La AWWA, en su manual, proporciona una amplia información sobre los métodos generales disponibles.

En este estudio se utilizó el procedimiento descrito por la AWWA, para revisar las dimensiones de las VAEAs instaladas en la Línea 1.

Un factor determinante en el dimensionamiento de una VAEA es la cantidad de aire que se necesita introducir a la tubería, para que el sistema no experimente daños durante un vaciado accidental o programado. Los pasos a seguir para calcular el diámetro de la válvula son los siguientes:

Paso 1: Se utiliza un diferencial de presión de 5.0 psi (34.0 kPa), debido a que la tubería se encuentra enterrada. Además, se considera que se hizo una buena compactación del suelo y que los tubos no son proclives a fallar debido a la presión de vacío.

Paso 2: Es necesario calcular las pendientes S de los diferentes tramos de la tubería.

Paso 3: Determinar el gasto de aire que se necesita introducir en pies cúbicos por minuto (cfm en inglés), con ayuda de la ecuación 5.1, basada en la fórmula de Chezy. En el caso de que se presente un incremento de la pendiente descendente o un decremento de la pendiente ascendente (ver figura 2.14), se tiene que calcular el gasto de aire para ambos tramos de tubería, para posteriormente realizar la diferencia de los dos caudales y poder utilizar la tabla 5.16 o el diagrama de la figura 5.13 para seleccionar la VAEA.

$$Q_{\text{aire}} = 0.0472C\sqrt{SD^5} \quad (5.1)$$

Donde:

Q_{aire} = gasto de aire (cfm)

$C = 190$ (Coeficiente de Chezy para PVC)

S = Pendiente del tramo de tubería (-)

D = Diámetro interior de la tubería (in)

Paso 4: De la tabla 5.7 o de la figura 5.13 se selecciona la VAEA con el diámetro necesario, para introducir a la tubería el gasto de aire antes calculado.

Tabla 5.7. Tamaño del diámetro del orificio nominal de una VAEA (M51 AWWA 2001)

Differential Pressure (psig)	Orifice Diameter, In.											
	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20
1.0	76	306	688	1,220	2,750	4,890	7,650	11,000	15,000	19,600	24,800	30,600
1.5	92	366	824	1,470	3,300	5,860	9,160	13,200	17,900	23,500	29,700	36,700
2.0	103	414	931	1,660	3,720	6,620	10,300	14,900	20,300	26,500	33,500	41,400
2.5	113	452	1,020	1,810	4,070	7,230	11,300	16,300	22,100	28,900	36,600	45,200
3.0	121	484	1,090	1,930	4,350	7,740	12,100	17,400	23,700	31,000	39,200	48,300
3.5	127	510	1,150	2,040	4,590	8,160	12,700	18,400	25,000	32,600	41,300	51,000
4.0	133	532	1,200	2,130	4,780	8,510	13,300	19,100	26,100	34,000	43,000	53,200
4.5	137	550	1,240	2,200	4,950	8,800	13,700	19,800	26,900	35,200	44,500	55,000
5.0	141	565	1,270	2,260	5,080	9,030	14,100	20,300	27,700	36,100	45,700	56,500

NOTE: Metric conversions—in. \times 25.4 = mm, cfm \times 0.4719 = L/sec, psi \times 6.89476 = kPa.

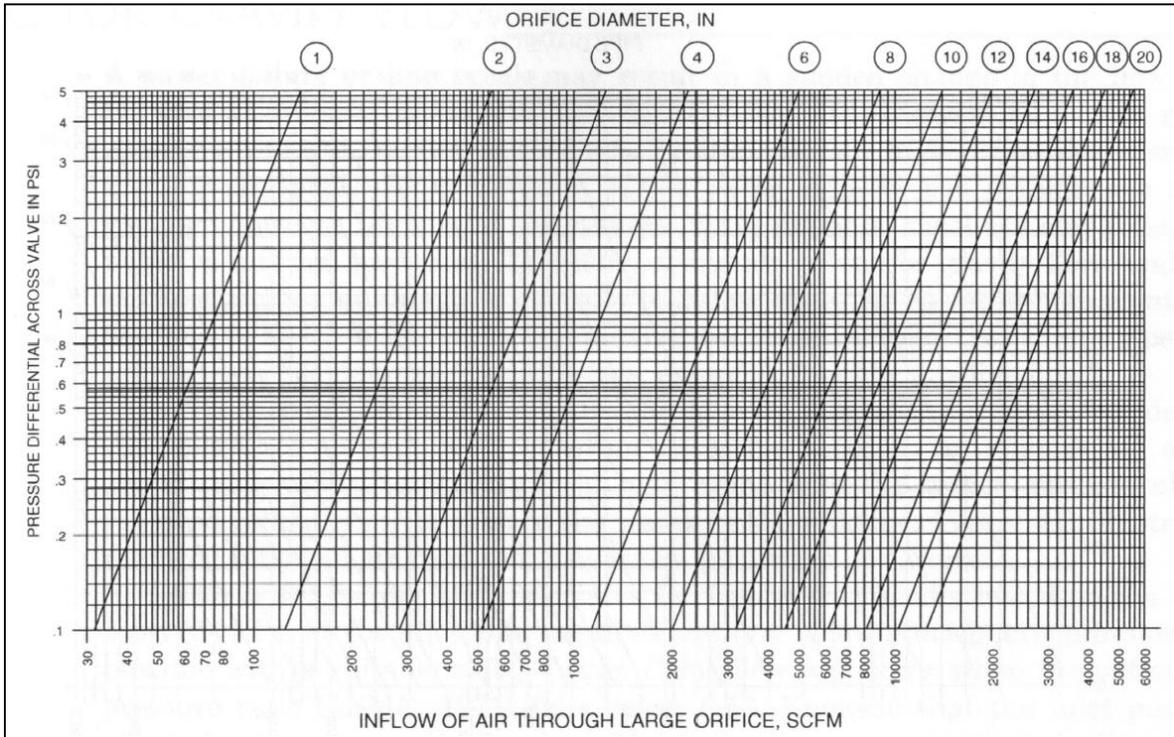


Figura 5.13. Diagrama para determinar el diámetro del orificio de una VAEA en caso de vaciar la tubería (M51 AWWA 2001)

Para mostrar la forma en que se dimensionan las VAEAs en base al manual M51 de la AWWA, a continuación se presenta el cálculo para determinar el diámetro nominal de la VAEA correspondiente al cadenamamiento 0 + 100 km y elevación 1313.13 msnm.

Paso 1: Se utiliza un diferencial de presión de 5.0 psi (34.0 kPa).

Paso 2: La VAEA se ubica al final de una pendiente $S_1 = 0.0535$ y al inicio de $S_2 = 0.0885$. La VAEA y las pendientes se observan en la figura 5.14.

Paso 3: Determinar el gasto de aire en (cfm), para ambos tramos.

$$Q_{\text{aire1}} = 0.0472(190)\sqrt{0.0535(36^5)} = 16129.791 \text{ (cfm)}$$

$$Q_{\text{aire2}} = 0.0472(190)\sqrt{0.0885(36^5)} = 20745.48 \text{ (cfm)}$$

$$|Q_{\text{aire1}} - Q_{\text{aire2}}| = 4615.689 \text{ (cfm)}$$

Paso 4: De la tabla 5.7 entramos con un diferencial de 5 psi y buscamos el valor de 4615.689 cfm o el más cercano. En este caso 5080 cfm, por lo tanto elegimos la válvula con diámetro nominal de 6 pulgadas. La cual coincide con la VAEA instalada en la Línea 1.

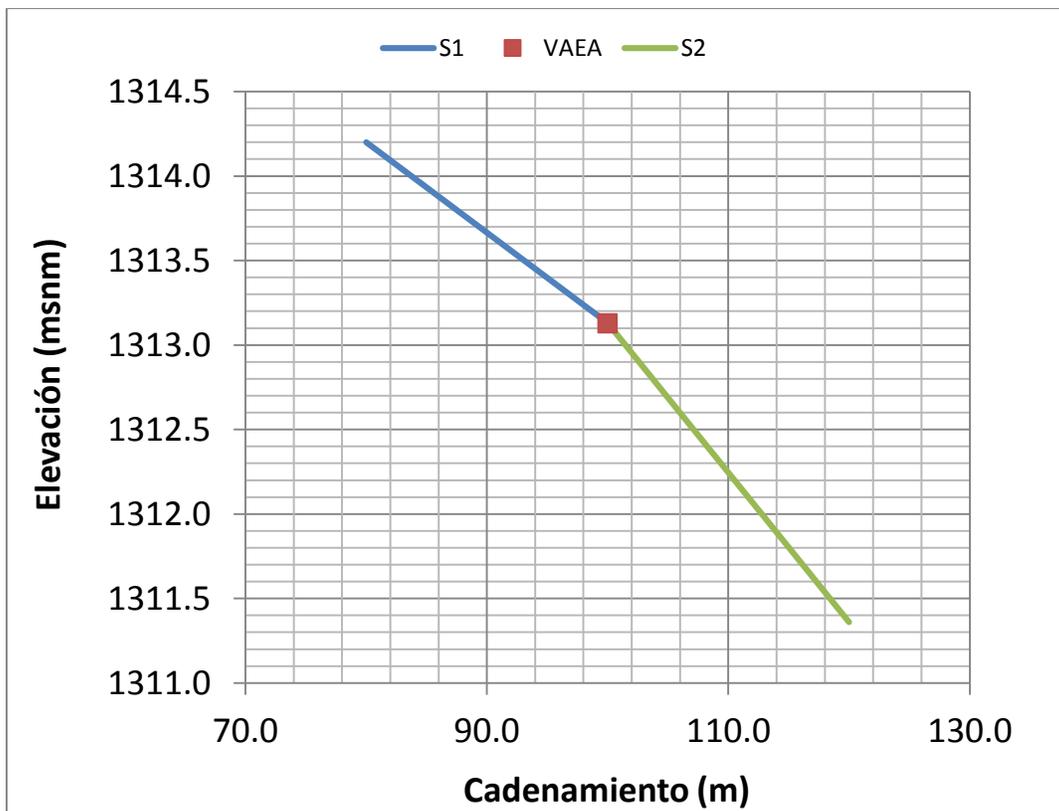


Figura 5.14. VAEA en un incremento de pendiente descendente

En la tabla 5.8 se presentan los diámetros de las VAEAs ($D_{original}$) instaladas en la Línea 1, así como su ubicación. Además, se muestran los gastos de aire que debe introducir cada una de las VAEAs durante el vaciado de la línea, y los diámetros de las VAEAs (D_{AWWA}) obtenidos utilizando el procedimiento descrito por la AWWA en el Manual M51.

Tabla 5.8. Válvulas de aire colocadas en la Línea 1

VAEAs	$D_{original}$ (in)	Cadenamiento (km)	Elevación (msnm)	Q_{aire1} (cfm)	Q_{aire2} (cfm)	$IQ_{aire1} - Q_{aire2}I$ (cfm)	D_{AWWA} (in)
1	6	0+100	1313.13	16129.79	207450.48	4615.69	6
2	8	0+297	1306.15	18646.82	-	18646.82	12
3	12	0+420	1304.33	10915.28	-	10915.28	10
4	8	0+640	1273.10	13139.11	20271.24	7132.12	8
5	3	0+732	1264.99	18450.19	21886.18	3435.99	6
6	10	1+164.53	1259.65	9737.99	-	9737.99	10

Según el manual M51 de la AWWA la VAEA 1 tiene el mismo diámetro que la válvula actualmente instalada. Por otra parte, la VAEA 2 debería ser de 12 pulgadas de diámetro. Sin embargo, ésta está colocada cerca de un punto donde termina un tramo de tubería con pendiente descendente ($S = 0.0715$),

y donde inicia una pendiente descendente aún menor ($S = 0.038$). No es común colocar VAEAs en este tipo de configuración. En el caso de una maniobra de llenado del acueducto, el funcionamiento de la válvula sería ineficiente debido a que el aire, por su propia densidad se movería a contra flujo quedando atrapado en el extremo aguas arriba del primer tramo de tubería. La VAEA 2 debió haber sido colocada entre la transición de las pendientes $S = 0.0405$ (cadenamiento 0 + 280 km y elevación 1307.58 msnm) y $S = 0.0715$. En la figura 5.15 se muestra la ubicación de la VAEA 2 y donde debió haber sido instalada.

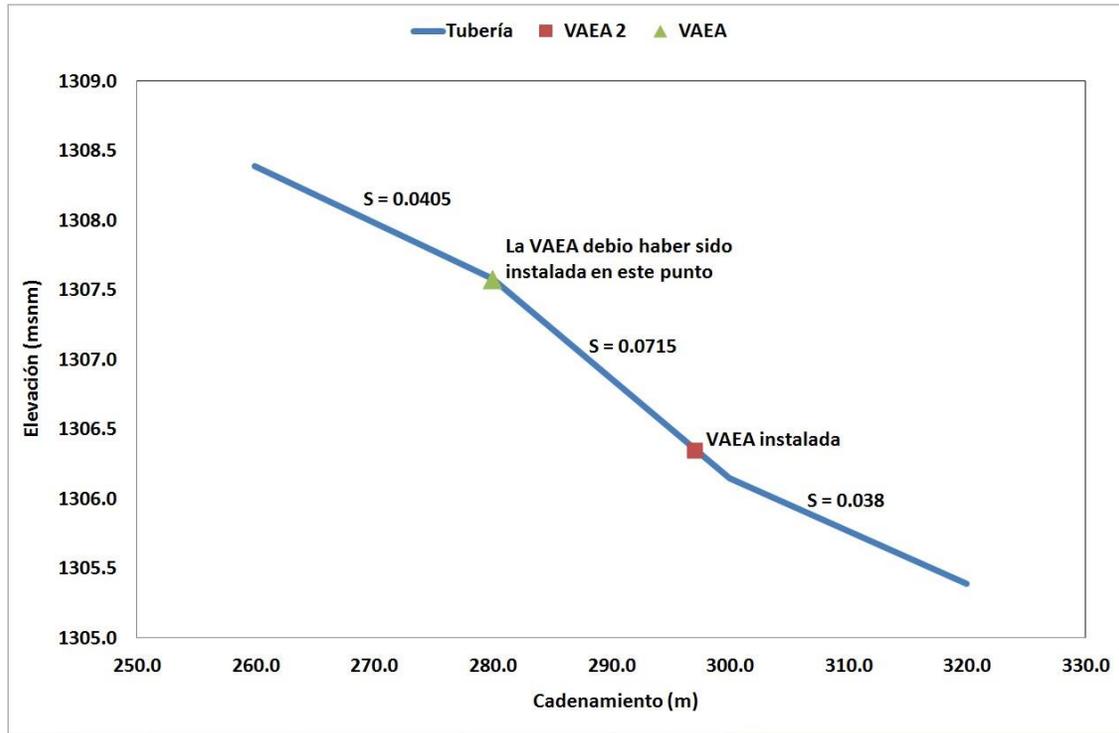


Figura 5.15. Ubicación incorrecta de la VAEA 2 en la Línea 1

Asimismo, en el caso de que exista una válvula expulsora de aire conectada a la VAEA 2, la primera podría expulsar aire sólo para ciertos gastos, volviéndola también ineficiente.

En el caso de la VAEA 3, ésta debió haber sido de 10 pulgadas de diámetro. La válvula que actualmente se encuentra colocada es de 12 pulgadas, lo que podría causar una salida más rápida del aire, que a su vez produciría una sobrepresión no deseada, causando daño a la tubería.

Los diámetros obtenidos de las VAEAs 4 y 6 coinciden con las instaladas. La VAEA 5, resultó ser de un diámetro mayor (6 pulgadas) lo que haría más eficiente el llenado y vaciado de la Línea 1.

5.2.3 Cálculo del volumen de aire acumulado en la Línea 1

Uno de los objetivos principales de este estudio es cuantificar el volumen de las bolsas de aire, que podrían acumularse en los puntos antes determinados. Para este fin se utilizó el Método del Paso Directo (MPD), con este método se determinaron los perfiles de flujo que se presentan debajo de las bolsas de aire.

En este caso se decidió usar el MPD para calcular los perfiles de flujo, debido a su fácil aplicación en canales prismáticos. Este método se caracteriza por dividir el conducto en tramos y realizar el cálculo paso a paso desde un lado al otro de cada sección de tubería analizada. En todo momento, se consideró que se presenta el tirante crítico en el cambio de pendiente entre los tramos correspondientes.

Los perfiles de flujo en la tubería aguas arriba de la sección de control se evaluaron en la dirección contraria al flujo hasta que el tirante fuese igual al diámetro interior de la tubería. De la misma manera, los perfiles en la dirección aguas abajo se evaluaron cuidando de no sobrepasar la longitud de cada tramo de la tubería, que oscila entre 10 m y 20 m según la topografía del acueducto.

Para cada gasto se determinó el tirante crítico con la ecuación de Straub (1982).

$$y_c = \frac{\sqrt{Q}}{(g D)^{0.25}} \quad (5.2)$$

Donde y_c es el tirante crítico en m, Q es el gasto en m^3/s , g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 y D es el diámetro del tubo en metros.

El cálculo de los tirantes normales se realizó de manera similar a la forma en la que se calcularon los tirantes críticos. En este caso se tomó en cuenta que se debe cumplir la siguiente igualdad, la cual se deriva de la fórmula de Manning.

$$AR^{2/3} = \frac{Qn}{\sqrt{S}} \quad (5.3)$$

Al calcular los perfiles de flujo se determinó que en ningún caso se alcanza el tirante normal debido a que el tramo analizado es muy corto.

El cálculo de los perfiles de flujo para el gasto de diseño de 1075 l/s, en los tramos de tubería con pendientes $S = 0.1765$ (0+480 km y 1296.88 msnm) y $S = 0.234$ (0 + 500 km y 1292.2 msnm) en las cuales se acumula una bolsa de aire, se presenta en la tabla 5.9. Para ilustrar el procedimiento a seguir, a continuación se desarrollan algunos cálculos para la obtención del perfil.

Para el perfil aguas arriba:

$$\Delta Y = \frac{Y_m - Y_i}{k} = \frac{0.9144 - 0.613}{20} = 0.01507 \text{ m}$$

$$Y_2 = Y_{n-1} + \Delta Y = 0.613 + 0.01507 = 0.6281 \text{ m}$$

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2Y_2}{D} \right) = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 * 0.6281}{0.9144} \right) = 1.9538 \text{ rad}$$

$$A_2 = \frac{D^2}{4(\theta - \text{sen}\theta\text{cos}\theta)} = \frac{0.9144^2}{4(1.9538 - \text{sen}(1.9538)\text{cos}(1.9538))} = 0.4809 \text{ m}^2$$

$$P_2 = \theta D = 1.9538 * 0.9144 = 1.7865 \text{ m}$$

$$R_2 = \frac{A_2}{P_2} = \frac{0.4809}{1.7865} = 0.2692$$

$$R_2^{2/3} = 0.2692^{2/3} = 0.4169$$

$$V_2 = \frac{Q_i}{A_2} = \frac{1.075}{0.4809} = 2.2355 \text{ m/s}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{2.2355^2}{2 * 9081} = 0.2547 \text{ m}$$

$$E_2 = Y_2 + \frac{V_2^2}{2g} = 0.6281 + 0.2547 = 0.8828 \text{ m}$$

$$\Delta E_2 = E_2 - E_1 = 0.8828 - 0.8819 = 0.0009 \text{ m}$$

$$S_{f2} = \left(\frac{nV}{R^{2/3}} \right)^2 = \left(\frac{0.009 * 2.2355}{0.4169} \right)^2 = 0.0023$$

$$S_{fi2} = \frac{S_{f2} + S_{f1}}{2} = \frac{0.0023 + 0.0025}{2} = 0.0024$$

$$S_0 - S_{fi2} = 0.1765 - 0.0024 = 0.1741$$

$$\Delta x_2 = \frac{\Delta E_2}{S_0 - S_{fi2}} = \frac{0.0009}{0.1741} = 0.005 \text{ m}$$

$$\sum \Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2 = 0 + 0.005 = 0.005 \text{ m}$$

Con el cálculo anterior se determina a qué distancia se presenta el tirante correspondiente, en cuanto se presenta el tirante igual al diámetro de la tubería el cálculo termina.

Tabla 5.9 Cálculo del perfil aguas arriba (V_1) de la sección de control de la bolsa de aire ubicada en el cadenamiento 480 m

Y_i [m]	θ [rad]	A [m ²]	R [m]	$R^{2/3}$ [m ^{2/3}]	V [m/s]	$V^2/2g$ [m]	E [m]	ΔE [m]	S_f	S_{fi}	$S_o - S_{fi}$	Δx [m]	$\Sigma \Delta x$ [m]
0.6130	1.9185	0.4680	0.2668	0.4144	2.2970	0.2689	0.8819		0.0025			0.0000	0.0000
0.6281	1.9538	0.4809	0.2692	0.4169	2.2355	0.2547	0.8828	0.0009	0.0023	0.0024	0.1741	0.0050	0.0050
0.6431	1.9896	0.4936	0.2713	0.4191	2.1781	0.2418	0.8849	0.0021	0.0022	0.0023	0.1742	0.0123	0.0173
0.6582	2.0260	0.5060	0.2732	0.4210	2.1243	0.2300	0.8882	0.0033	0.0021	0.0021	0.1744	0.0188	0.0361
0.6733	2.0631	0.5183	0.2748	0.4226	2.0741	0.2193	0.8925	0.0043	0.0020	0.0020	0.1745	0.0247	0.0609
0.6884	2.1008	0.5303	0.2761	0.4240	2.0271	0.2094	0.8978	0.0052	0.0019	0.0019	0.1746	0.0300	0.0909
0.7034	2.1395	0.5421	0.2771	0.4250	1.9831	0.2004	0.9039	0.0061	0.0018	0.0018	0.1747	0.0348	0.1258
0.7185	2.1791	0.5535	0.2778	0.4257	1.9421	0.1922	0.9107	0.0069	0.0017	0.0017	0.1748	0.0392	0.1650
0.7336	2.2199	0.5647	0.2782	0.4261	1.9037	0.1847	0.9183	0.0076	0.0016	0.0017	0.1748	0.0432	0.2082
0.7486	2.2619	0.5755	0.2782	0.4262	1.8680	0.1778	0.9265	0.0082	0.0016	0.0016	0.1749	0.0469	0.2551
0.7637	2.3055	0.5859	0.2779	0.4259	1.8348	0.1716	0.9353	0.0088	0.0015	0.0015	0.1750	0.0503	0.3054
0.7788	2.3509	0.5959	0.2772	0.4252	1.8039	0.1659	0.9446	0.0094	0.0015	0.0015	0.1750	0.0534	0.3588
0.7938	2.3984	0.6055	0.2761	0.4240	1.7754	0.1607	0.9545	0.0099	0.0014	0.0014	0.1751	0.0564	0.4152
0.8089	2.4485	0.6146	0.2745	0.4224	1.7492	0.1560	0.9649	0.0104	0.0014	0.0014	0.1751	0.0592	0.4744
0.8240	2.5018	0.6231	0.2724	0.4202	1.7253	0.1517	0.9757	0.0108	0.0014	0.0014	0.1751	0.0619	0.5362
0.8391	2.5593	0.6310	0.2696	0.4174	1.7037	0.1479	0.9870	0.0113	0.0013	0.0014	0.1751	0.0645	0.6007
0.8541	2.6223	0.6382	0.2662	0.4138	1.6844	0.1446	0.9987	0.0117	0.0013	0.0013	0.1752	0.0670	0.6678
0.8692	2.6931	0.6446	0.2618	0.4092	1.6676	0.1417	1.0109	0.0122	0.0013	0.0013	0.1752	0.0697	0.7374
0.8843	2.7765	0.6501	0.2561	0.4032	1.6536	0.1394	1.0236	0.0127	0.0014	0.0014	0.1751	0.0725	0.8099
0.8993	2.8841	0.6543	0.2481	0.3949	1.6429	0.1376	1.0369	0.0133	0.0014	0.0014	0.1751	0.0757	0.8857
0.9144	3.1416	0.6567	0.2286	0.3739	1.6370	0.1366	1.0510	0.0141	0.0016	0.0015	0.1750	0.0805	0.9661

Tabla 5.9. Cálculo del perfil aguas abajo (V_2) de la sección de control de la bolsa de aire ubicada en el cadenamamiento 480 m

Y_n [m]	0.20905484	Δy [m]	0.02019726	S_o	0.234
-----------	------------	----------------	------------	-------	-------

Y_i [m]	θ [rad]	A [m ²]	R [m]	$R^{2/3}$ [m ^{2/3}]	V [m/s]	$V^2/2g$ [m]	E [m]	ΔE [m]	S_f	S_{fi}	$S_o - S_{fi}$	Δx [m]	$\Sigma \Delta x$ [m]
0.6130	1.9185	0.4680	0.2668	0.4144	2.2970	0.2689	0.8819		0.0025			0.0000	0.0000
0.5928	1.8719	0.4505	0.2632	0.4107	2.3862	0.2902	0.8830	0.0011	0.0027	0.0026	0.2314	0.0048	0.0048
0.5726	1.8260	0.4327	0.2592	0.4065	2.4842	0.3145	0.8871	0.0041	0.0030	0.0029	0.2311	0.0178	0.0226
0.5524	1.7806	0.4148	0.2547	0.4019	2.5918	0.3424	0.8948	0.0076	0.0034	0.0032	0.2308	0.0331	0.0557
0.5322	1.7356	0.3966	0.2499	0.3968	2.7104	0.3744	0.9066	0.0118	0.0038	0.0036	0.2304	0.0514	0.1071
0.5120	1.6910	0.3783	0.2447	0.3912	2.8413	0.4115	0.9235	0.0169	0.0043	0.0040	0.2300	0.0733	0.1804
0.4918	1.6466	0.3600	0.2391	0.3852	2.9864	0.4546	0.9464	0.0229	0.0049	0.0046	0.2294	0.0998	0.2802
0.4716	1.6023	0.3415	0.2331	0.3788	3.1476	0.5050	0.9766	0.0302	0.0056	0.0052	0.2288	0.1321	0.4122
0.4514	1.5582	0.3231	0.2267	0.3718	3.3275	0.5643	1.0158	0.0392	0.0065	0.0060	0.2280	0.1719	0.5841
0.4312	1.5140	0.3046	0.2200	0.3645	3.5291	0.6348	1.0660	0.0503	0.0076	0.0070	0.2270	0.2214	0.8055
0.4110	1.4696	0.2862	0.2130	0.3566	3.7561	0.7191	1.1301	0.0641	0.0090	0.0083	0.2257	0.2840	1.0895
0.3908	1.4251	0.2679	0.2056	0.3483	4.0131	0.8209	1.2117	0.0816	0.0108	0.0099	0.2241	0.3639	1.4534
0.3706	1.3803	0.2497	0.1978	0.3395	4.3058	0.9449	1.3156	0.1039	0.0130	0.0119	0.2221	0.4677	1.9212
0.3504	1.3351	0.2316	0.1897	0.3302	4.6413	1.0979	1.4484	0.1328	0.0160	0.0145	0.2195	0.6051	2.5263
0.3302	1.2894	0.2138	0.1813	0.3203	5.0289	1.2890	1.6192	0.1709	0.0200	0.0180	0.2160	0.7910	3.3172
0.3100	1.2431	0.1961	0.1726	0.3100	5.4806	1.5310	1.8410	0.2218	0.0253	0.0226	0.2114	1.0492	4.3664
0.2898	1.1960	0.1788	0.1635	0.2990	6.0121	1.8423	2.1321	0.2911	0.0327	0.0290	0.2050	1.4204	5.7868
0.2696	1.1481	0.1618	0.1541	0.2874	6.6445	2.2502	2.5199	0.3878	0.0433	0.0380	0.1960	1.9786	7.7654
0.2494	1.0991	0.1451	0.1444	0.2753	7.4069	2.7962	3.0457	0.5258	0.0587	0.0510	0.1830	2.8725	10.6379
0.2293	1.0488	0.1289	0.1344	0.2624	8.3397	3.5449	3.7742	0.7285	0.0818	0.0702	0.1638	4.4487	15.0866
0.2150	1.0125	0.1177	0.1272	0.2529	9.1315	4.2500	4.4650	0.6908	0.1056	0.0937	0.1403	4.9249	20.0115

En este caso se observa que la longitud del tramo (20 m) no es suficiente para que se presente el tirante normal, que es de 0.209 m, por lo que el perfil alcanzaría su longitud total con un tirante de 0.215 m en su extremo aguas abajo.

Para ilustrar los perfiles de flujo y la bolsa de aire, se muestra un esquema en la figura 5.16. La bolsa de aire se localiza en el cadenamamiento 0 + 480 km, ésta se presenta para el gasto de 1075 l/s y tiene un volumen de 7.283 m³.

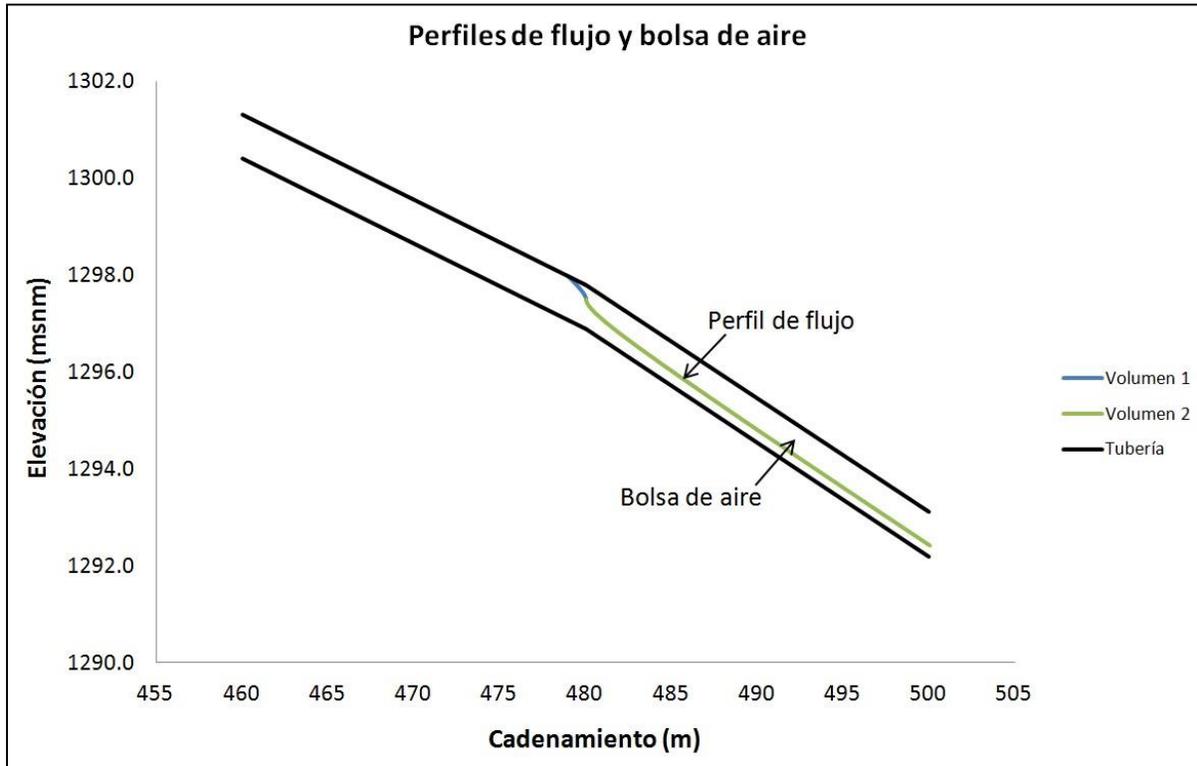


Figura 5.16. Perfiles de flujo y bolsa de aire en el cadenamamiento 0+480 km (Q = 1075 l/s), V = 7.283 m³

Con el cálculo del perfil de flujo se puede determinar el volumen de aire acumulado con ayuda de la ecuación (4.10) presentada en el capítulo 4 de esta tesis.

$$V = \sum_1^m \left[A - \frac{A_i + A_{i+1}}{2} \right] \Delta x_{i,i+1}$$

Asociado al volumen de aire atrapado en los acueductos, está la pérdida de energía debido a la reducción de la sección transversal del paso del agua, presentándose un flujo como canal debajo de la bolsa de aire, provocando que la línea piezométrica sea paralela a la pendiente de la tubería, tal como se muestra en la Figura 5.17.

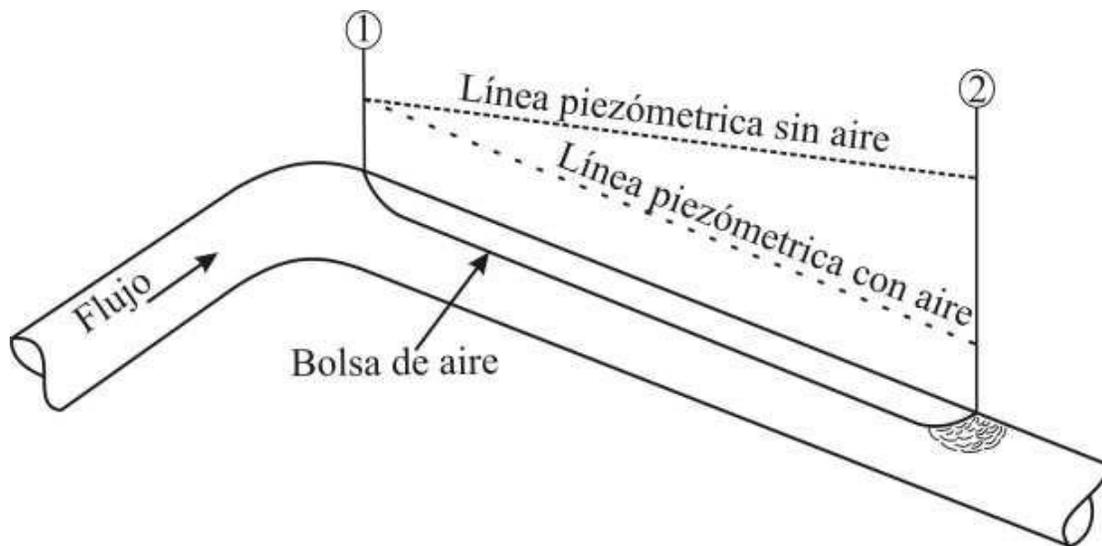


Figura 5.17. Bolsa de aire en una pendiente descendente (Edmunds, 1979)

El aire atrapado produce una pérdida de carga que reduce la capacidad del sistema. Aplicando la ecuación de la energía entre los extremos de una bolsa de aire se puede comprobar, que la pérdida de carga es casi igual a la longitud de la componente vertical de la bolsa (Edmunds 1979; Corcos 2003; Corcos 2005), tal como se muestra en la figura 5.18.

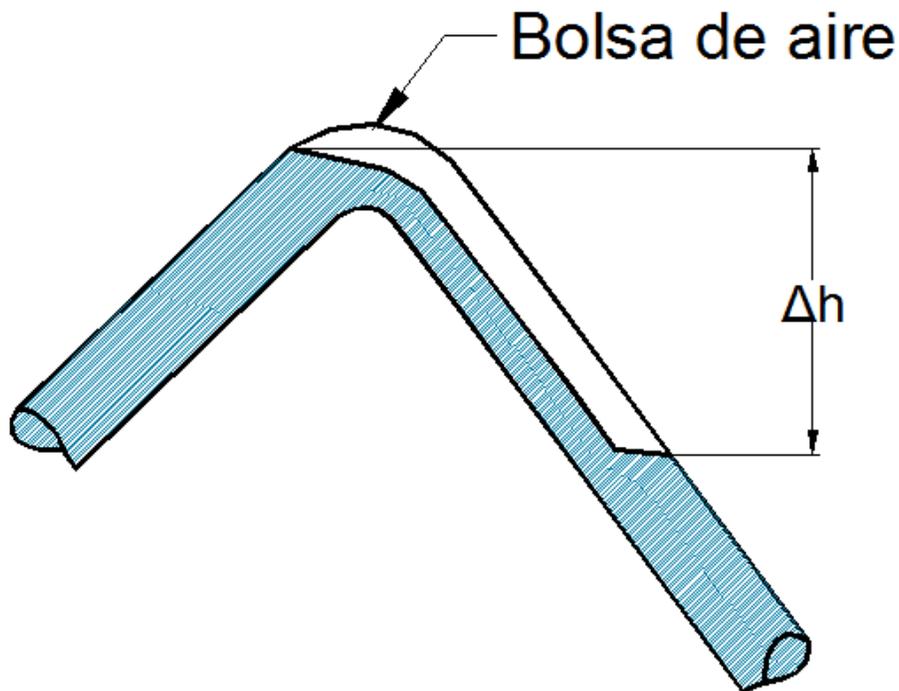


Figura 5.18. Pérdida de carga hidráulica igual a la componente vertical de la bolsa

En las tablas 5.10 a 5.13, se resumen los volúmenes máximos de las bolsas de aire que podrían quedar atrapadas en la Línea 1, así como su respectiva pérdida de carga hidráulica para los gastos mínimos registrados por la JMAS durante enero, julio y septiembre del año 2012 y para el gasto máximo de mayo del mismo año, que son los meses que también se presentan en el análisis de la localización de los puntos altos donde las bolsas de aire podrían acumularse, ver apartado 5.2.1.

La pérdida total mostrada en las tablas 5.10 a 5.13 debe ser sumada a las pérdidas por fricción, por accesorios y por singularidades. De esta forma se puede afirmar que la Línea 1 es ineficiente para los gastos con los que operó durante el año 2012.

Tabla 5.10. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 447 l/s (Enero 2012)

Bolsa	Cadenamiento (km)	Elevación (msnm)	Volumen de aire (m ³)	Pérdida de carga (m)
1	0+040	1316.40	9.766	1.410
2	0+260	1308.39	9.611	0.810
3	0+420	1304.33	9.859	2.090
4	1+040	1253.88	9.806	1.650
Pérdida total (m)				5.960

Tabla 5.11. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 600 l/s (Julio 2012)

Bolsa	Cadenamiento (km)	Elevación (msnm)	Volumen de aire (m ³)	Pérdida de carga (m)
1	0+040	1316.40	9.039	1.410
2	0+100	1313.13	9.110	1.770
3	0+280	1307.58	9.046	1.430
4	0+320	1305.39	9.082	1.630
5	0+420	1304.33	9.153	2.090
6	0+640	1273.10	9.096	1.690
7	1+040	1253.88	9.089	1.650
Pérdida total (m)				11.670

Tabla 5.12. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 200 l/s (Septiembre 2012)

Bolsa	Cadenamiento (km)	Elevación (msnm)	Volumen de aire (m ³)	Pérdida de carga (m)
1	0+020	1316.66	10.858	0.260
2	0+260	1308.39	11.100	0.810
3	0+420	1304.33	11.248	2.090
4	1+040	1253.88	11.219	1.650
Pérdida total (m)				4.810

Tabla 5.13. Volúmenes de aire y su pérdida de carga, Q = 1000 l/s (Mayo 2012)

Bolsa	Cadenamiento (km)	Elevación (msnm)	Volumen de aire (m³)	Pérdida de carga (m)
1	0+460	1300.41	7.206	3.53
2	0+560	1281.19	7.795	3.23
			Pérdida total (m)	6.76

5.4 Análisis de la Línea 3

La Línea 3 inicia en el Tanque Plutarco Elías Calles, en el cadenamiento 0 + 670 km existe una derivación hacia el Tanque Zihuatanejo, y después de ésta continúa la tubería hasta el Tanque Altamirano. La tubería de la Línea 3 es de PVC con diámetro de 36 pulgadas (D = 0.914 m).

Nuevamente, la expresión analítica utilizada para determinar todos los parámetros de gasto adimensional para la Línea 3, es la propuesta por Pozos et al. (2010a) (ecuación 3.6), con ésta se realizó el análisis del comportamiento del aire atrapado en la Línea 3, para todos los gastos máximos y mínimos mensuales registrados por la JMAS, durante 2012.

Es importante señalar, que en el sistema a gravedad del acueducto Conejos-Médanos, se han presentado 20 roturas de la tubería de PVC de 36 pulgadas de diámetro entre junio de 2011 y enero de 2013, varias de las cuales han ocurrido en la Línea 3.

En la Figura 5.19 se presenta el perfil de la Línea 3, así como las Válvulas de Admisión y Expulsión de Aire (VAEAs) y las bolsas de aire que pueden quedar atrapadas al operar la conducción con los gastos mínimos registrados en febrero de 2012. En la gráfica, se observa también la ubicación (cadenamiento 1+520 km y elevación 1228.89 msnm) de la falla ocurrida el 01 de febrero de 2011.

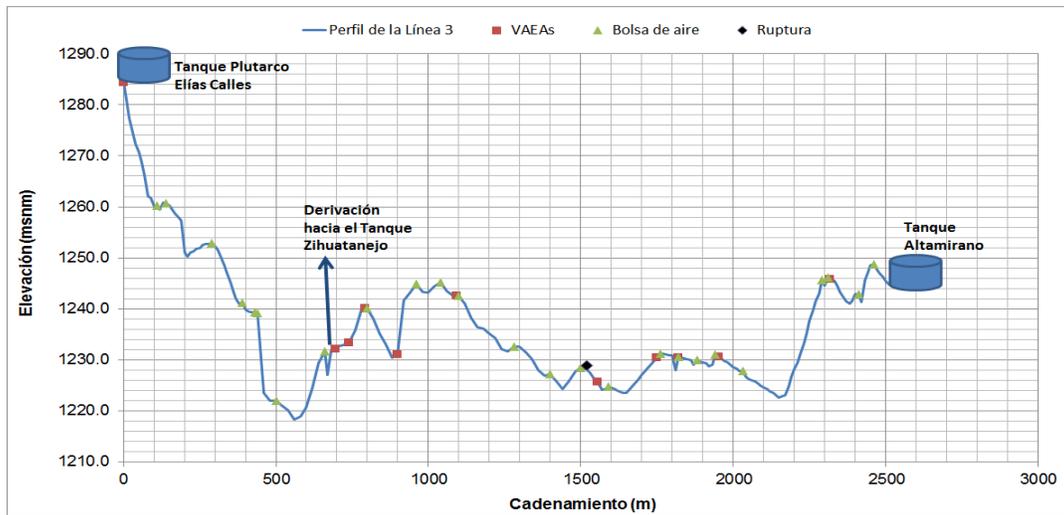


Figura 5.19. Bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Febrero 2012)

Asimismo, en la tabla 5.14 se observa que en todos los puntos donde se acumula aire no hay VAEAs. Lo que hace muy ineficiente al sistema.

Tabla 5.14. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Febrero 2012)

Puntos de acumulación de aire				
	Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D _{VAEA} (in)	
Q = 223 l/s	110.0	1260.28	No existe válvula	
	140.0	1260.77	No existe válvula	
	290.0	1252.80	No existe válvula	
	390.0	1241.18	No existe válvula	
	430.0	1239.34	No existe válvula	
	500.0	1221.97	No existe válvula	
	660.0	1231.65	No existe válvula	Aguas arriba de la derivación al tanque
Q = 97 l/s	800.0	1240.06	No existe válvula	Aguas abajo de la derivación al tanque
	960.0	1244.90	No existe válvula	
	1040.0	1245.21	No existe válvula	
	1100.0	1242.57	No existe válvula	
	1280.0	1232.63	No existe válvula	
	1400.0	1227.22	No existe válvula	
	1500.0	1228.49	No existe válvula	
	1590.0	1224.80	No existe válvula	
	1760.0	1231.24	No existe válvula	
	1820.0	1230.55	No existe válvula	
	1880.0	1229.97	No existe válvula	
	1940.0	1231.04	No existe válvula	
	2030.0	1227.81	No existe válvula	
	2290.0	1245.63	No existe válvula	
	2310.0	1246.11	No existe válvula	
	2410.0	1242.82	No existe válvula	
	2460.0	1248.75	No existe válvula	
		24 bolsas de aire		

Es bien sabido que el aire atrapado puede tener efectos perjudiciales en los acueductos, causando sobrepresiones importantes al ser comprimidas las bolsas de aire acumuladas en algunos puntos de la conducción, pudiendo esto causar efectos catastróficos como la ruptura de la tubería (Burrows y Qiu, 1996; Burrows, 2003; Burrows y Qiu, 1995; Qiu y Burrows, 1996; Larsen y Burrows, 1992; Jönsson, 1985; Jönsson, 1992).

La falla ocurrida el 03 de febrero de 2011 (ver figura 5.20), pudo haberse generado debido a la compresión de la bolsa de aire ubicada en el cadenamiento 1+500 km. La sobrepresión fue lo suficientemente alta para provocar la ruptura de la tubería. También, la onda de presión pudo haber viajado hacia aguas abajo y se reflejo en la bolsa de aire ubicada en el kilómetro 1+590 de la Línea 3, amplificándose y provocando la falla. Este fenómeno de reflexión y amplificación de la presión debido a la presencia de bolsas de aire ha sido descrito por los investigadores arriba mencionados.

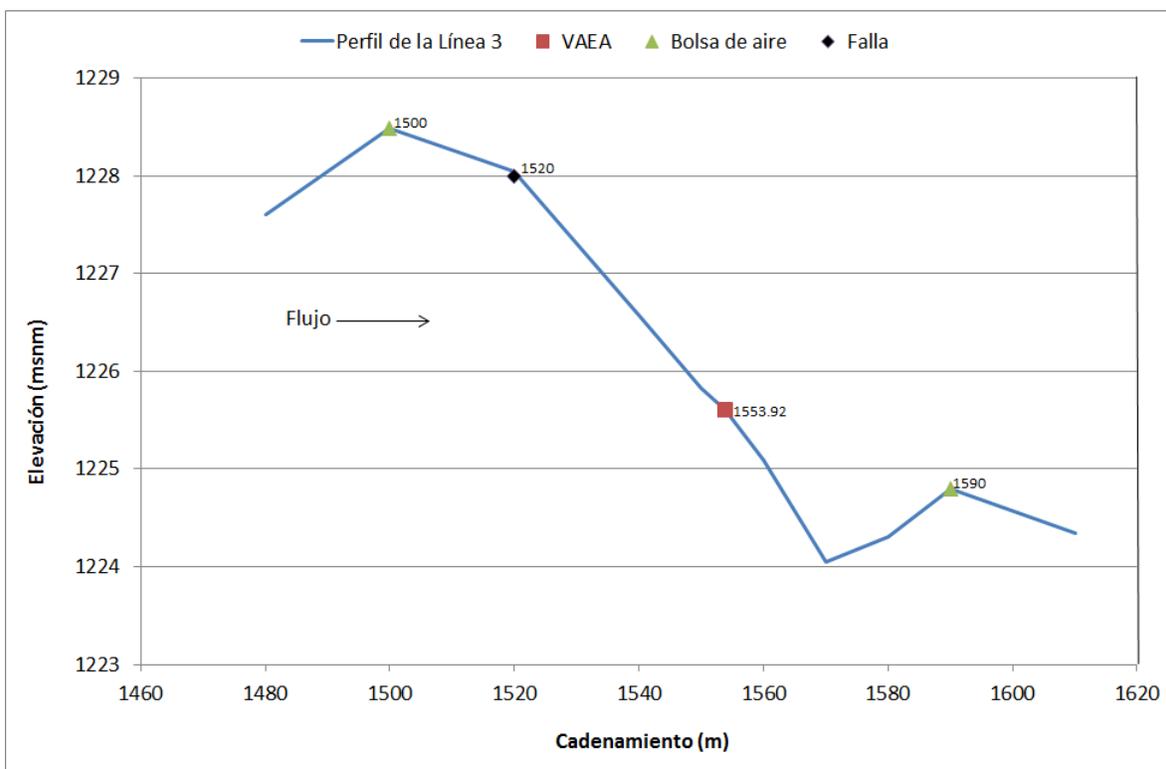


Figura 5.20. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 en febrero de 2011, Gasto mínimo de febrero de 2012

Al observar en campo los tubos de PVC de 36 pulgadas (0.9144 m) que han sufrido rupturas, se puede deducir que el patrón de falla es muy similar a la llamada fractura rápida. Este tipo de falla se caracteriza por la propagación inestable de una fisura en un tubo, en otras palabras, una vez que la fisura comienza a crecer el sistema de cargas de por sí produce una propagación acelerada de ésta. Este tipo de fractura rápida puede o no estar precedida por una extensión lenta de la fisura. La extensión lenta de una fisura, en cambio, es una propagación estable y que requiere para su mantenimiento un incremento continuo de las cargas aplicadas.

La fractura rápida constituye el modo de falla más catastrófico y letal de todos los conocidos. La misma se produce en general bajo cargas normales de servicio, muchas veces inferiores a las de diseño. Por tal motivo, la fractura rápida no es precedida por deformaciones macroscópicas que permitan tomar medidas para evitarla o para reducir la gravedad de sus consecuencias. Una vez iniciada, pocas veces se detiene antes de producir la rotura completa de la tubería.

Las características que adopta en general la falla por fractura rápida, y que explican en parte el alto costo en vidas y bienes frecuentemente asociados se debe principalmente a que, la falla se produce de manera totalmente sorpresiva y progresa a muy alta velocidad, típicamente entre algunos centenares y algunos miles de metros por segundo. La falla suele ocurrir cuando el componente está sometido a tensiones compatibles con las de diseño, y muchas veces inferiores a la máxima prevista. El origen de la fractura rápida se debe muchas veces a factores ajenos al diseño que son introducidos durante la fabricación de los tubos, no siendo detectados como factores potenciales de riesgo por los fabricantes, ni por los responsables de la construcción de un acueducto.

Greenshields y Leveers (1995) y Greenshields, Leveers y Morris (1997) han reportado que la forma de la falla cuando dentro de una tubería plástica hay aire atrapado es senoidal, tal como se muestra en la figura 5.21. Asimismo, Kottman (1994) afirma que la iniciación de una fractura rápida se presenta más frecuentemente en regiones o tramos de tubería, donde se acumulan grandes bolsas de aire.

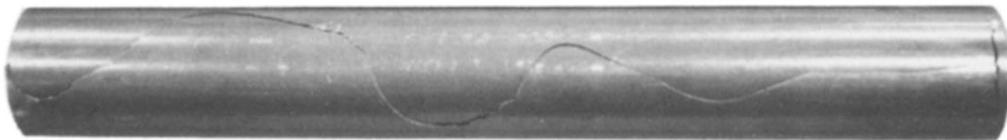


Figura 5.21. Fractura rápida en un tubo de PVC con aire atrapado

Cuando se genera una velocidad de impacto más grande sobre una tubería con aire atrapado, la fractura rápida tiene la forma mostrada en la figura 5.22. En el caso del acueducto Conejos-Médanos este tipo de fenómeno se pudo generar a causa de un transitorio hidráulico por alguna maniobra de cierre o apertura.

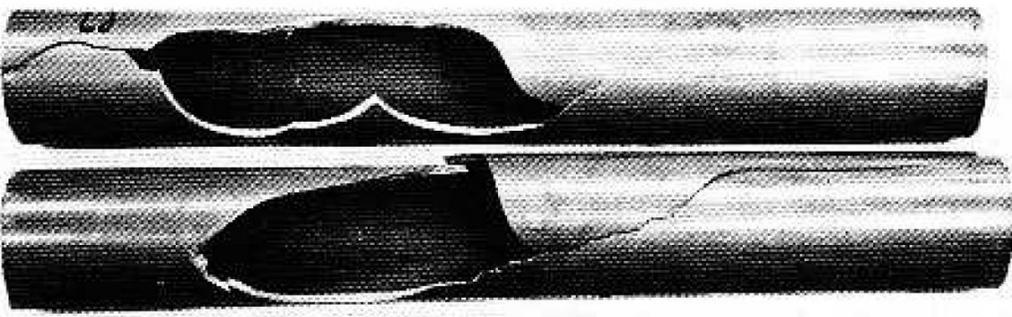


Figura 5.22. Fractura rápida en un tubo de PVC con aire atrapado, cuando se genera una velocidad de impacto grande

Por otra parte, cuando la tubería está completamente llena de agua la fractura rápida se propaga longitudinalmente, tal como se observa en la figura 5.23.

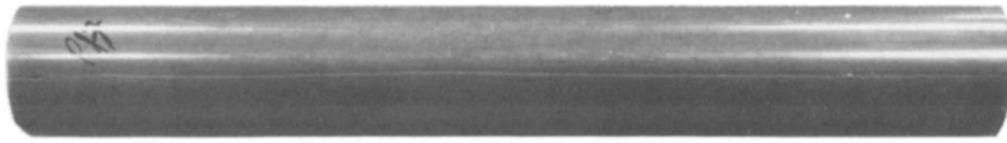


Figura 5.23 Fractura rápida en un tubo de PVC sin aire atrapado

Los patrones de falla mostrados en las tres figuras anteriores se presentaron en los tubos del acueducto Conejos-Médanos, tal como se muestra en las figuras 5.24 y 5.25.



Figura 5.24. Fractura rápida de forma senoidal en un tubo del acueducto Conejos-Médanos, producida cuando había aire atrapado



Figura 5.25. Fractura rápida en forma longitudinal en un tubo del acueducto Conejos-Médanos, producida cuando había no aire atrapado

En la figura 5.26 se muestra el perfil de la Línea 3, las VAEAs, y las bolsas de aire que quedaron atrapadas al operar la conducción con los gastos mínimos registrados en abril de 2012. Se puede observar también la ubicación de la falla ocurrida el 19 de abril de 2012.

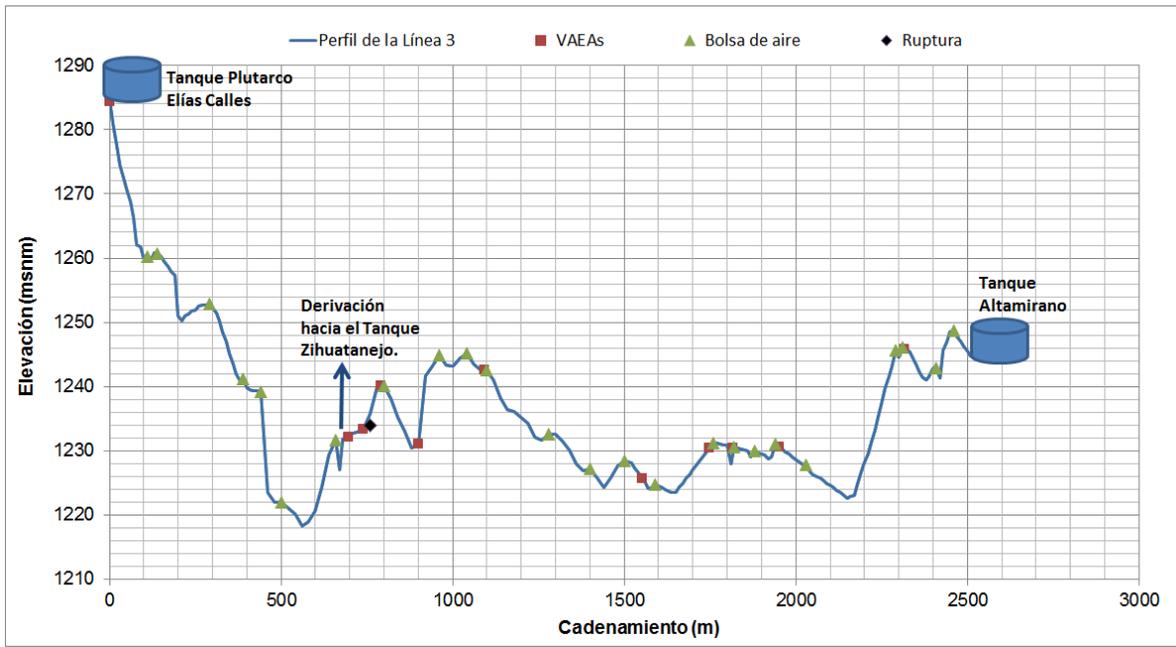


Figura 5.26. Bolsas de aire en la Línea 3, falla ocurrida el 19 de abril de 2012, Gasto mínimo (Abril 2012)

En la tabla 5.15 se resume la ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, para los gastos mínimos de abril de 2012.

Tabla 5.15. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Abril 2012)

Puntos de acumulación de aire				
	Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D_{V_{AEA}} (in)	
Q = 300 l/s	110.0	1260.28	No existe válvula	
	140.0	1260.77	No existe válvula	
	290.0	1252.80	No existe válvula	
	390.0	1241.18	No existe válvula	
	440.0	1239.20	No existe válvula	
	500.0	1221.97	No existe válvula	
	660.0	1231.65	No existe válvula	
			Aguas arriba de la derivación al tanque Zihuatanejo	
Q = 137 l/s	800.0	1240.06	No existe válvula	
	960.0	1244.90	No existe válvula	
	1040.0	1245.21	No existe válvula	
	1100.0	1242.57	No existe válvula	
	1280.0	1232.63	No existe válvula	
	1400.0	1227.22	No existe válvula	
	1500.0	1228.49	No existe válvula	
	1590.0	1224.80	No existe válvula	
	1760.0	1231.24	No existe válvula	
	1820.0	1230.55	No existe válvula	
	1880.0	1229.97	No existe válvula	
	1940.0	1231.04	No existe válvula	
	2030.0	1227.81	No existe válvula	
	2290.0	1245.63	No existe válvula	
	2310.0	1246.11	No existe válvula	
	2410.0	1242.82	No existe válvula	
	2460.0	1248.75	No existe válvula	
		24 bolsas de aire		
				Aguas abajo de la derivación al tanque Zihuatanejo

En el caso de la falla ocurrida el 19 de abril (ver figura 5.27), ésta pudo haber ocurrido debido a la compresión de la bolsa de aire ubicada en el cadenamiento 0+660 km. Esta sobrepresión pudo haber sido suficiente para provocar la ruptura de la tubería. O bien, cuando la onda de presión viajó hacia aguas abajo, ésta pudo haberse reflejado en la bolsa de aire ubicada en el kilómetro 0+800 de la Línea 3, amplificándose y generando la falla.

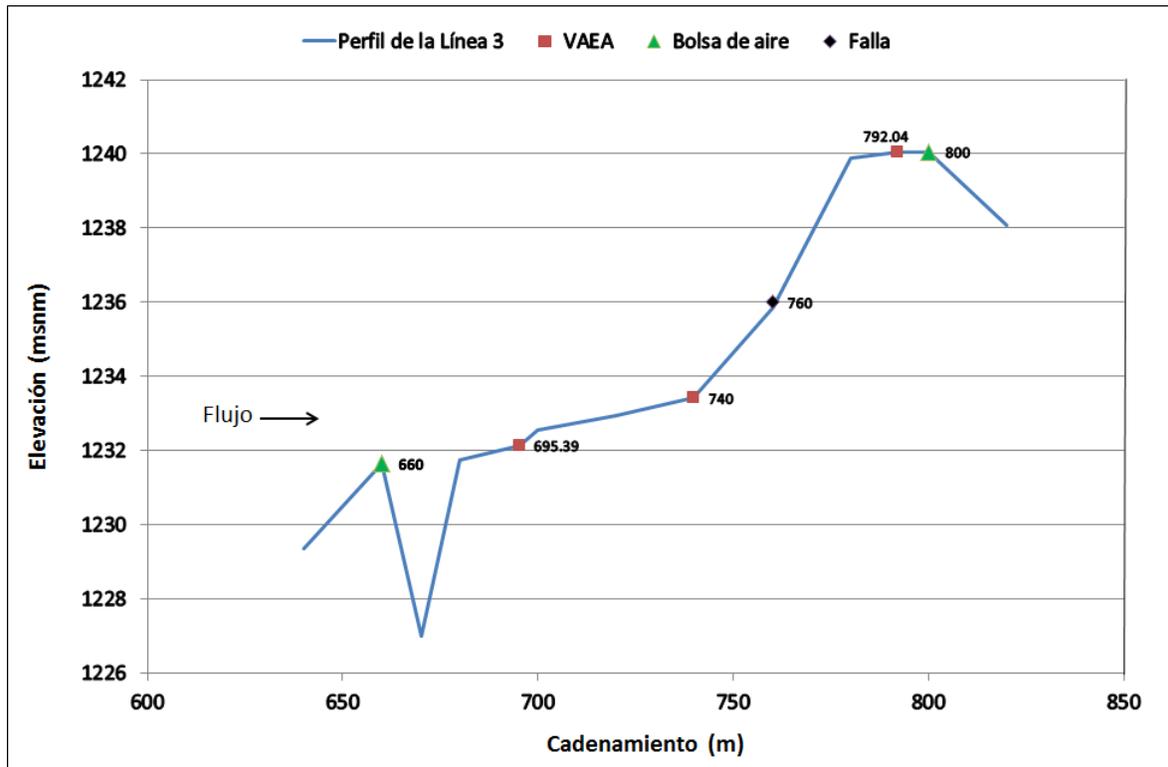


Figura 5.27. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 19 en abril de 2012, Gasto mínimo (Abril 2012)

En la Figura 5.28 se muestra el perfil de la Línea 3, las VAEAs y las bolsas de aire que quedaron atrapadas al operar la conducción con los gastos mínimos registrados en mayo de 2012. Se puede observar también la ubicación de la falla ocurrida el 27 de mayo de 2011.

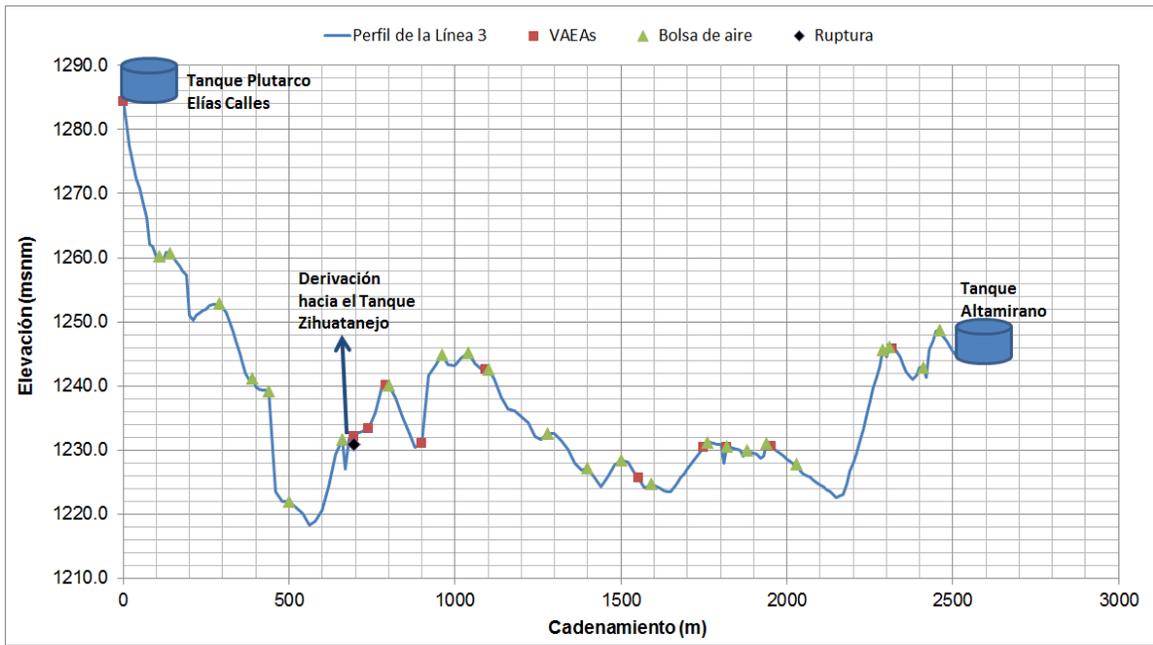


Figura 5.28. Bolsas de aire en la Línea 3, falla 27 de mayo de 2011, Gasto mínimo (Mayo 2012)

En la tabla 5.16 se muestra el resumen de la ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, para los gastos mínimos de mayo de 2012.

Tabla 5.16. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Mayo 2012)

Puntos de acumulación de aire				
	Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D _{VAEA} (in)	
Q = 315 l/s	110.0	1260.28	No existe válvula	
	140.0	1260.77	No existe válvula	
	290.0	1252.80	No existe válvula	
	390.0	1241.18	No existe válvula	
	440.0	1239.20	No existe válvula	
	500.0	1221.97	No existe válvula	
	660.0	1231.65	No existe válvula	
Q = 53 l/s	800.0	1240.06	No existe válvula	Aguas arriba de la derivación al tanque Zihuatanejo
	960.0	1244.90	No existe válvula	Aguas abajo de la derivación al tanque Zihuatanejo
	1040.0	1245.21	No existe válvula	
	1100.0	1242.57	No existe válvula	
	1280.0	1232.63	No existe válvula	
	1400.0	1227.22	No existe válvula	
	1500.0	1228.49	No existe válvula	
	1590.0	1224.80	No existe válvula	
	1760.0	1231.24	No existe válvula	
	1820.0	1230.55	No existe válvula	
	1880.0	1229.97	No existe válvula	
	1940.0	1231.04	No existe válvula	
	2030.0	1227.81	No existe válvula	
	2290.0	1245.63	No existe válvula	
	2310.0	1246.11	No existe válvula	
	2410.0	1242.82	No existe válvula	
	2460.0	1248.75	No existe válvula	
		24 bolsas de aire		

En la figura 5.29 se muestra la falla ocurrida el 27 de mayo de 2011. Debido a que ésta se presenta prácticamente en el mismo cadenamiento que el de la VAEA, es muy probable que la ruptura del tubo se haya debido a la sobrepresión generada por el cierre dinámico de la válvula de aire.

Es importante mencionar, que a lo largo de la Línea 3 se colocaron válvulas de aire convencionales, que tienen un diseño a base de un flotador esférico hueco, el cual suele quedar atascado en el orificio de la válvula si se le aplica una fuerza ascendente excesiva, evitando la posterior salida del aire acumulado en el acueducto.

Es probable que la VAEA pudiera haber quedado obstruida al atascarse su flotador en el orificio de la misma en una fecha anterior a la falla. Entonces, otra posible causa de la falla se pudo deber a la reflexión y amplificación de la presión al incrementarse el gasto en la línea y posteriormente ser comprimidas las bolsas de aire ubicadas en los cadenamientos 0+660 km y 0+800 km, respectivamente.

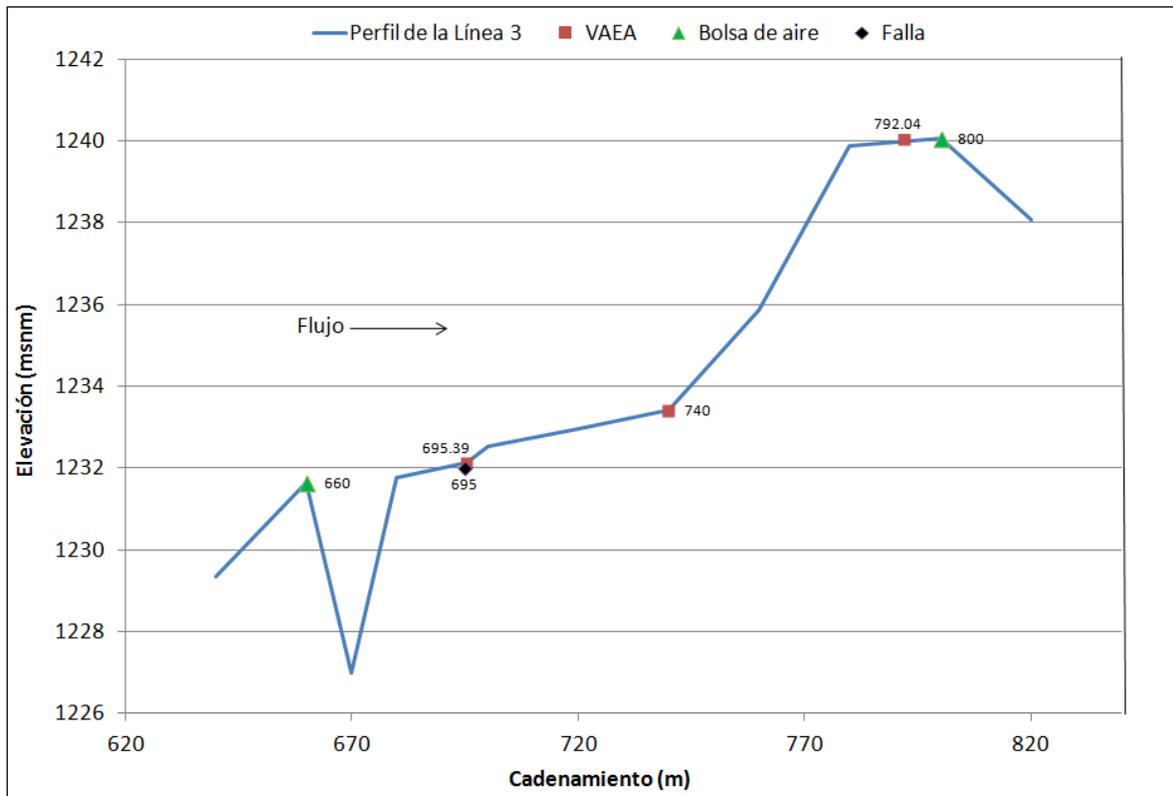


Figura 5.29. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 el 27 de mayo de 2011, Gasto mínimo de mayo de 2012

En la Figura 5.30 se observa el perfil de la Línea 3, las VAEAs, así como las bolsas de aire que pudieron quedar atrapadas al operar la conducción con los gastos mínimos registrados en mayo de 2012. En la figura se muestra también la ubicación de la fallas ocurrida el 12 de mayo de 2012.

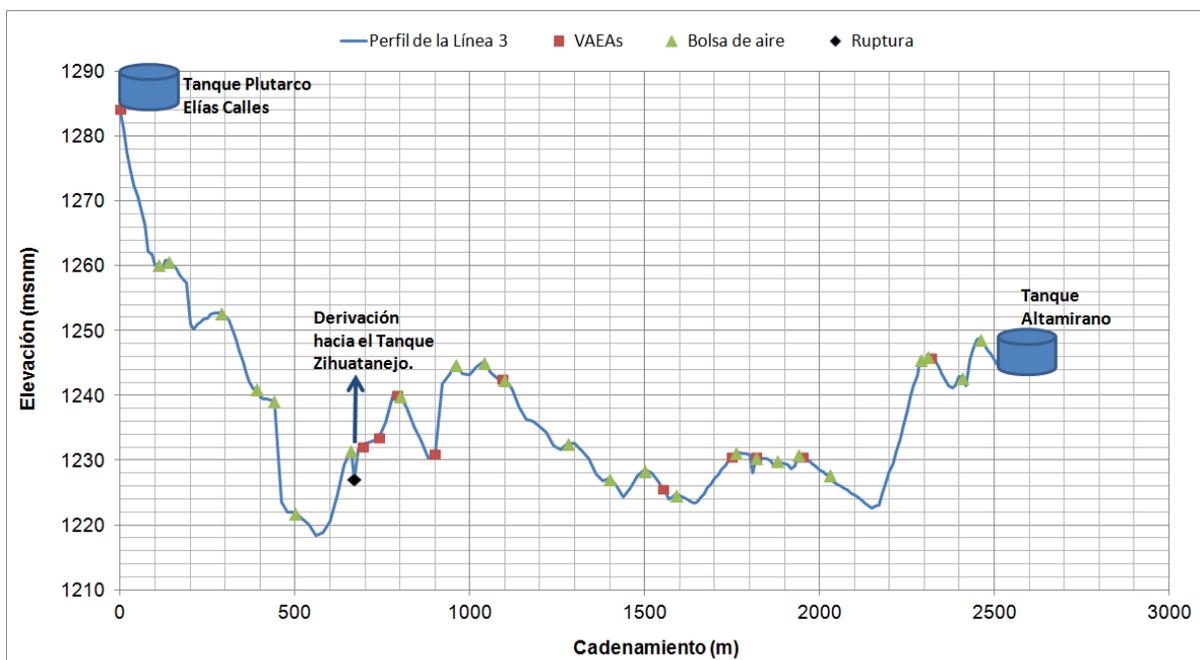


Figura 5.30. Bolsas de aire en la Línea 3, falla 12 de mayo de 2012, Gasto mínimo (Mayo 2012)

En la figura 5.31 se presenta la ubicación de la falla ocurrida el 12 de mayo de 2012, ésta pudo haber ocurrido debido a la compresión de la bolsa de aire ubicada en el cadenamiento 0+660 km. Esta sobrepresión pudo haber sido suficiente para provocar la ruptura de la tubería. Otra posible causa de la ruptura, es que la onda de presión pudo haber viajado hacia aguas abajo, ésta pudo haberse reflejado en la bolsa de aire ubicada en el kilómetro 0+800 de la Línea 3, amplificándose y generando la falla.

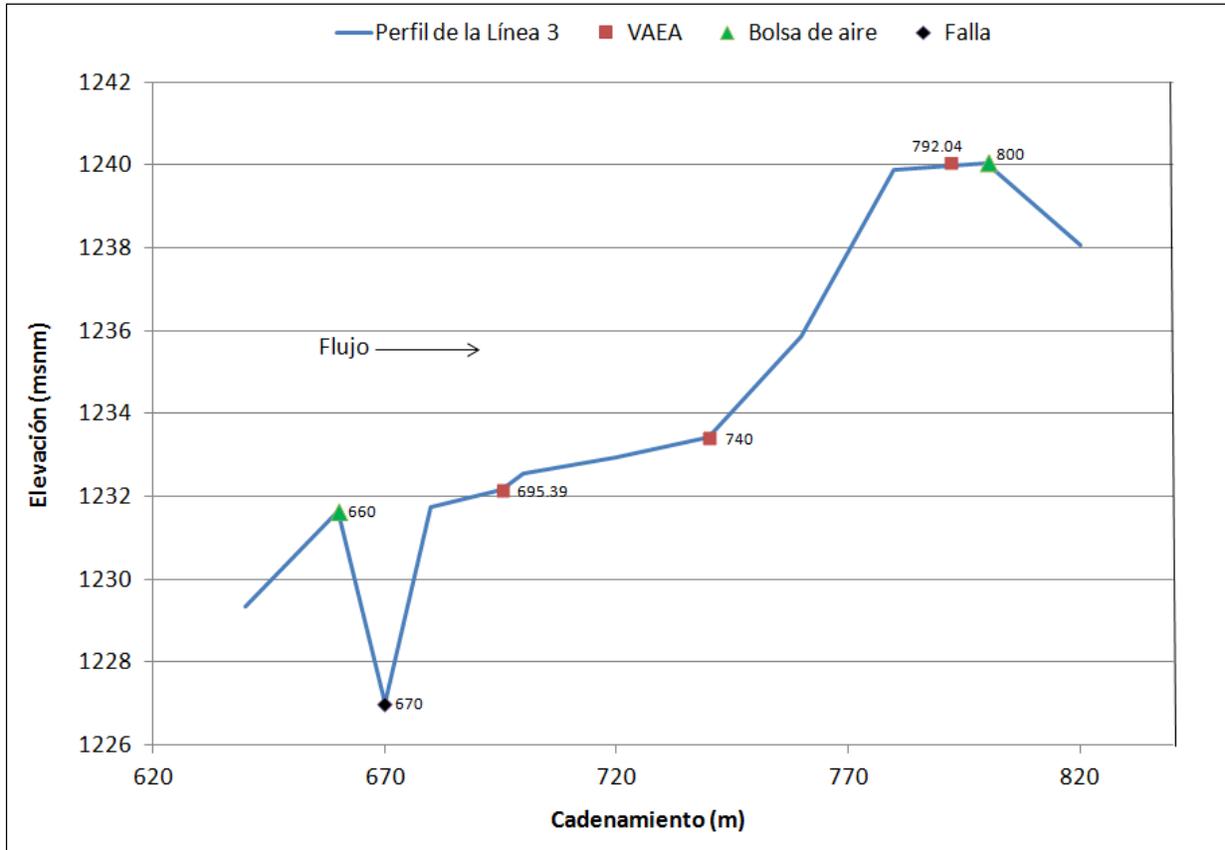


Figura 5.31. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 el 12 de mayo de 2012, Gasto mínimo de mayo de 2012

La Figura 5.32 presenta el perfil de la Línea 3, las VAEAs, y las bolsas de aire que quedaron atrapadas al operar la conducción con los gastos mínimos registrados en junio de 2012. Se puede observar también la ubicación de la falla ocurrida el 15 de junio de 2012.

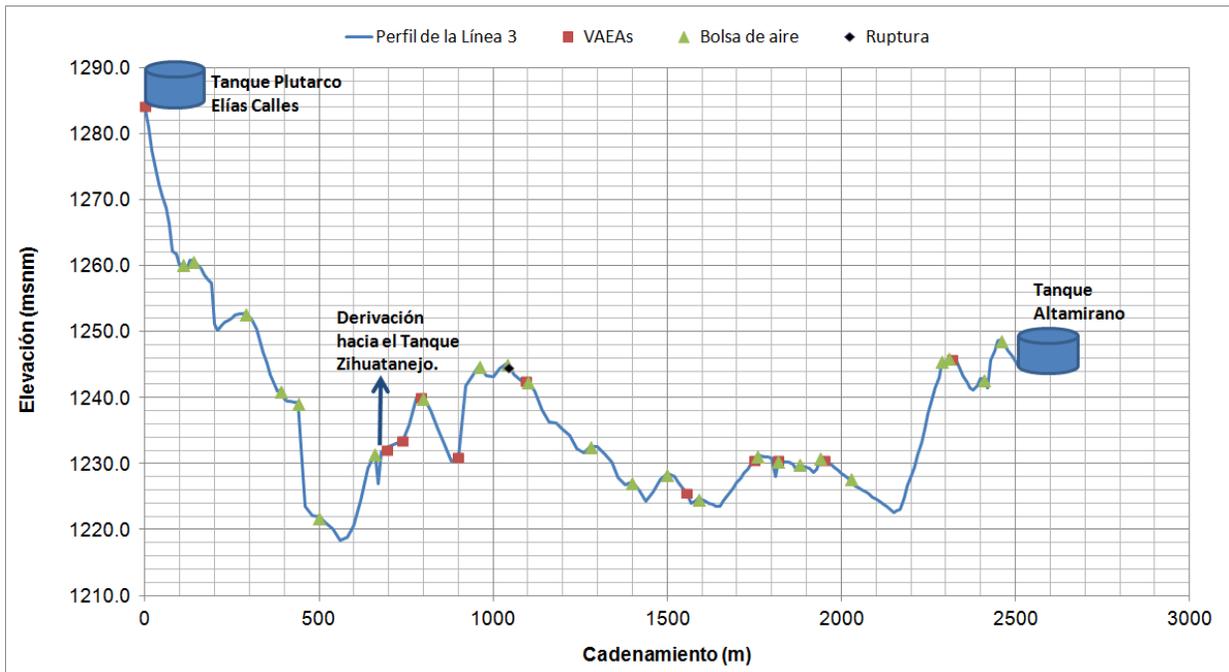


Figura 5.32. Bolsas de aire en la Línea 3, falla 15 de junio de 2012, Gasto mínimo (Junio 2012)

En la tabla 5.17 se muestra el resumen de la ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, para los gastos mínimos de junio de 2012.

Tabla 5.17. Ubicación de las bolsas de aire en la Línea 3, Gasto mínimo (Junio 2012)

Puntos de acumulación de aire				
	Cadenamiento (m)	Elevación (msnm)	D_VVAEA (in)	
Q = 445 l/s	110.0	1260.28	No existe válvula	
	140.0	1260.77	No existe válvula	
	290.0	1252.80	No existe válvula	
	390.0	1241.18	No existe válvula	
	440.0	1239.20	No existe válvula	
	500.0	1221.97	No existe válvula	
	660.0	1231.65	No existe válvula	
Q = 142 l/s	800.0	1240.06	No existe válvula	Aguas arriba de la derivación al tanque Zihuatanejo
	960.0	1244.90	No existe válvula	Aguas abajo de la derivación al tanque Zihuatanejo
	1040.0	1245.21	No existe válvula	
	1100.0	1242.57	No existe válvula	
	1300.0	1232.57	No existe válvula	
	1400.0	1227.22	No existe válvula	
	1500.0	1228.49	No existe válvula	
	1590.0	1224.80	No existe válvula	
	1760.0	1231.24	No existe válvula	
	1820.0	1230.55	No existe válvula	
	1880.0	1229.97	No existe válvula	
	1940.0	1231.04	No existe válvula	
	2030.0	1227.81	No existe válvula	
	2290.0	1245.63	No existe válvula	
	2310.0	1246.11	No existe válvula	
	2410.0	1242.82	No existe válvula	
	2460.0	1248.75	No existe válvula	
		24 bolsas de aire		

Debido a que la falla del 15 de junio de 2012 se ubica entre dos bolsas de aire atrapadas en los cadenamientos 1+040 km y 1+100 km de la Línea 3 (ver figura 5.33), se puede deducir que la falla también pudo haber ocurrido por el fenómeno de amplificación-reflexión de presión, por la presencia del aire.

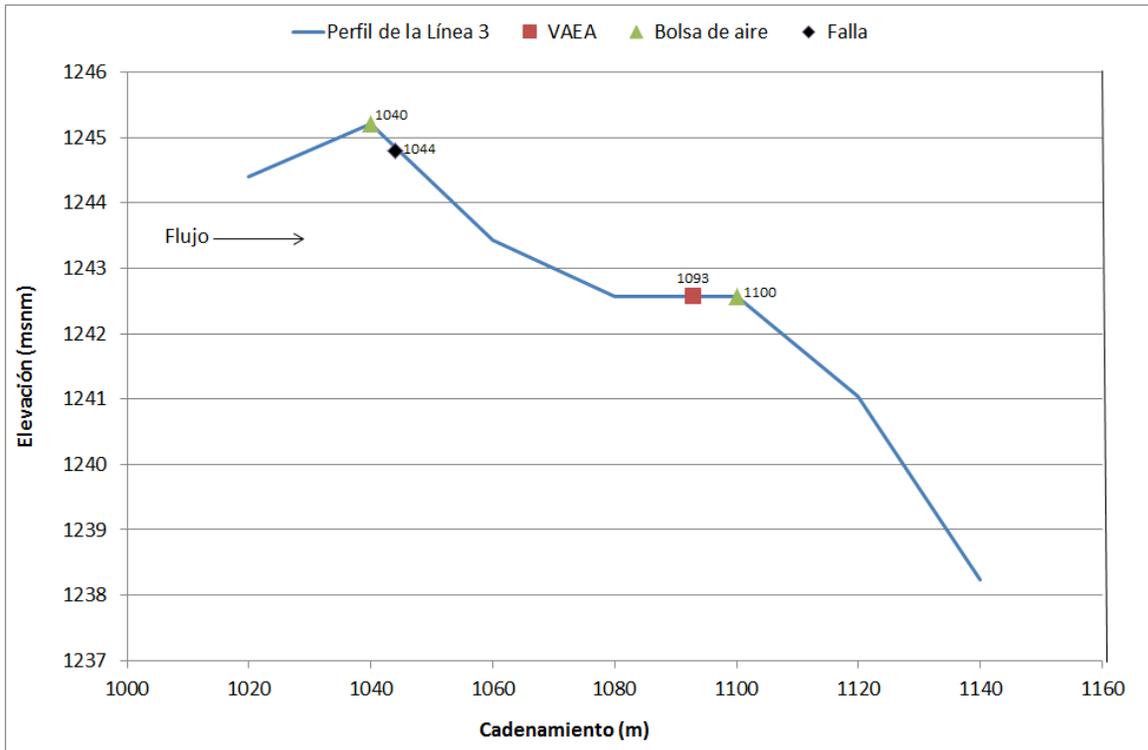


Figura 5.33. Detalle del tramo donde ocurrió la falla de la Línea 3 el 15 de junio de 2012, Gasto mínimo de junio de 2012

En la Tabla *¡Error! No hay texto con el estilo especificado en el documento..2* se resume la ubicación y la fecha de todas las roturas que ocurrieron en la Línea 3.

Tabla *¡Error! No hay texto con el estilo especificado en el documento..28. Resumen de las fallas ocurridas en la Línea 3*

Línea 3			
	Cadenamiento	Elevación	Fecha de la falla
1	6+560	1228.89	01-feb-11
2	5+745	1230.86	27-may-11
3	5+842	1240.06	17-jul-11
4	6+312	1232.5	04-oct-11
5	5+810	1234	19-abr-12
6	5+710	1227	12-may-12
7	6+094	1244.6	15-jun-12
8	6+010	1244.9	25-jun-12
9	6+262	1235.38	14-jul-12
10	6+494	1224.31	19-sep-12

5.4.3 Revisión del dimensionamiento de las VAEAs en la Línea 3

Para la revisión del dimensionamiento de las VAEAs de la Línea 3, se utilizó al igual que en la línea 1 el manual M51 de la AWWA (Air release, air/vacuum, and combination air valves).

5.4.3.1 Dimensionamiento de las válvulas

En la tabla 5.19 se presentan los diámetros de las VAEAs ($D_{original}$) de la Línea 3, así como su ubicación. Además, se muestran los gastos de aire que debe introducir cada una de las VAEAs durante el vaciado de la línea, y los diámetros de las VAEAs (D_{AWWA}) obtenidos con el procedimiento propuesto por la AWWA.

Tabla 5.19. Válvulas de aire colocadas en la Línea 3

VAEAs	$D_{original}$ (in)	Cadenamiento (km)	Elevación (msnm)	Q_{aire1} (cfm)	Q_{aire2} (cfm)	$IQ_{aire1} - Q_{aire2I}$ (cfm)	D_{AWWA} (in)
1	10	0+000	1284.29	40362.14	-	-	3
2	4	0+695.39	1232.14	11172.00	20412.67	11172.00	10
3	4	0+740	1233.42	10690.19	24357.44	10690.19	10
4	8	0+792.04	1240.06	8286.34	-	8286.34	12
5	8	0+900	1231.00	12376.76	51030.70	12376.76	10
6	10	1+093	1242.57	-	-	-	6
7	8	1+553.92	1225.60	16891.67	20196.92	3305.24	8
8	8	1+748.97	1230.50	18915.92	13742.42	5173.50	6
9	6	1+818.15	1230.50	38776.92	11464.39	27312.52	12
10	6	1+952.5	1230.60	8820.87	15278.20	6457.33	6
11	6	2+317.9	1245.80	13813.99	-	13813.99	2

Es interesante observar en la Tabla 5.19, que sólo los diámetros de las VAEAs 7 y 10 encontrados con base en el manual M51 de la AWWA coinciden con los diámetros de las VAEAs instaladas originalmente.

En el caso de las VAEAs 1, 6, 8 y 11, éstas debieron haber sido de un diámetro menor según las recomendaciones de la AWWA. Las válvulas de aire que actualmente se encuentran instaladas podrían causar una salida más rápida del aire, que a su vez produciría un golpe de ariete no deseado, que dañaría la tubería.

Los diámetros del resto de las VAEAs obtenidos mediante las sugerencias de selección del manual M51 de la AWWA, resultaron ser mayores, esto ayudaría a que la Línea 3 trabajara más eficientemente durante las maniobras de llenado y vaciado.

Por otra parte, las VAEAs 2, 3, 5 y 11 fueron colocadas en puntos no adecuados de la Línea 3. Lo que puede generar problemas, que irían desde la acumulación de aire hasta situaciones graves como la ruptura de la tubería, debido a la compresión de las bolsas de aire estacionarias al aumentar el gasto en la conducción.

En el caso de la VAEA 2, ésta debió haber sido colocada entre la transición de las pendientes $S = - 0.1155$ (cadenamiento 0 + 660 km y elevación 1231.65 msnm) y $S = 0.465$. En la figura 5.34 se muestra la ubicación de la VAEA 2 y donde debió haber sido instalada. Asimismo, es importante señalar que para la mayoría de los gastos

mínimos y máximos con los que opera la Línea 3 hay acumulación de una bolsa de aire en el cadenamiento 0 + 660 km. Por lo tanto, es muy necesaria una VAEA en este punto.

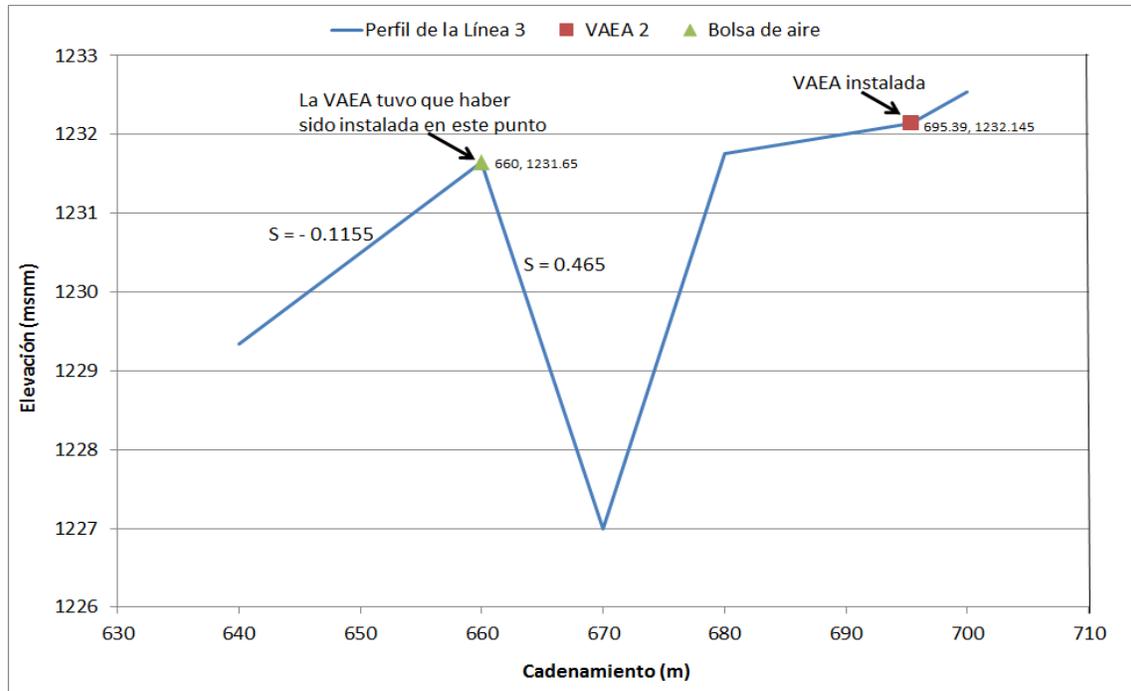


Figura 5.34. Ubicación incorrecta de la VAEA 2 en la Línea 3

Por otra parte, la VAEA 3 fue instalada en el punto con cadenamiento 0 + 740 km y elevación 1233.42 msnm. Sin embargo, ésta debió haber sido colocada en el cadenamiento 0+780 km y elevación 1239.89 msnm. En la figura 5.35 se muestra donde debió haber sido instalada la VAEA 3 y su ubicación actual. Igual que en el caso anterior, para algunos gastos hay acumulación de una bolsa de aire en el cadenamiento 0+800 km. De tal forma sería recomendable la colocación de una VAEA en el punto (0+780 km, 1239.89 msnm).

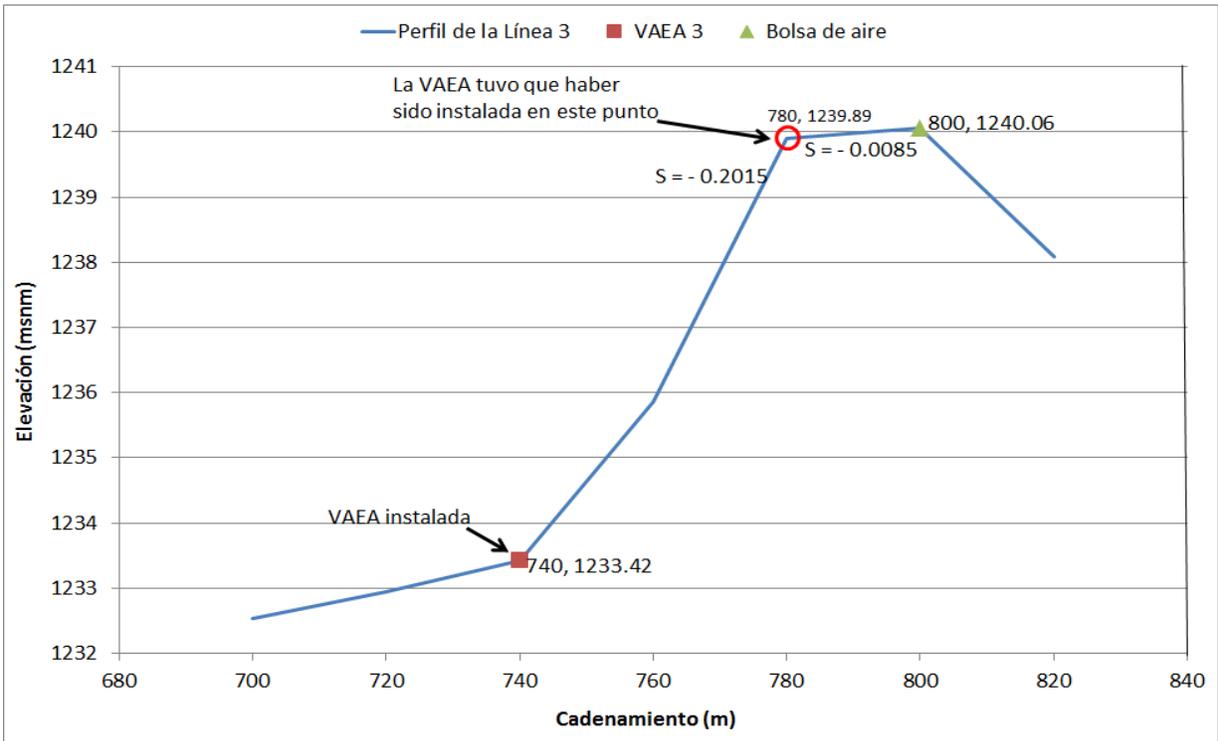


Figura 5.35. Ubicación incorrecta de la VAEA 3 en la Línea 3

De igual forma, la VAEA 5 debió haber sido instalada entre la transición de las pendientes $S = - 0.5355$ (cadenamiento 0 + 920 km y elevación 1241.71 msnm) y $S = - 0.0745$. En la figura 5.36 se muestra la ubicación de la VAEA 5 y donde debió haber sido instalada. Es importante señalar que para varios de los gastos mínimos y máximos con los que opera la Línea 3 hay acumulación de una bolsa de aire en el cadenamiento 0+960 km. Por lo tanto es muy necesaria una VAEA en el punto (0 + 920 km, 1241.71 msnm), para evitar problemas por aire atrapado.

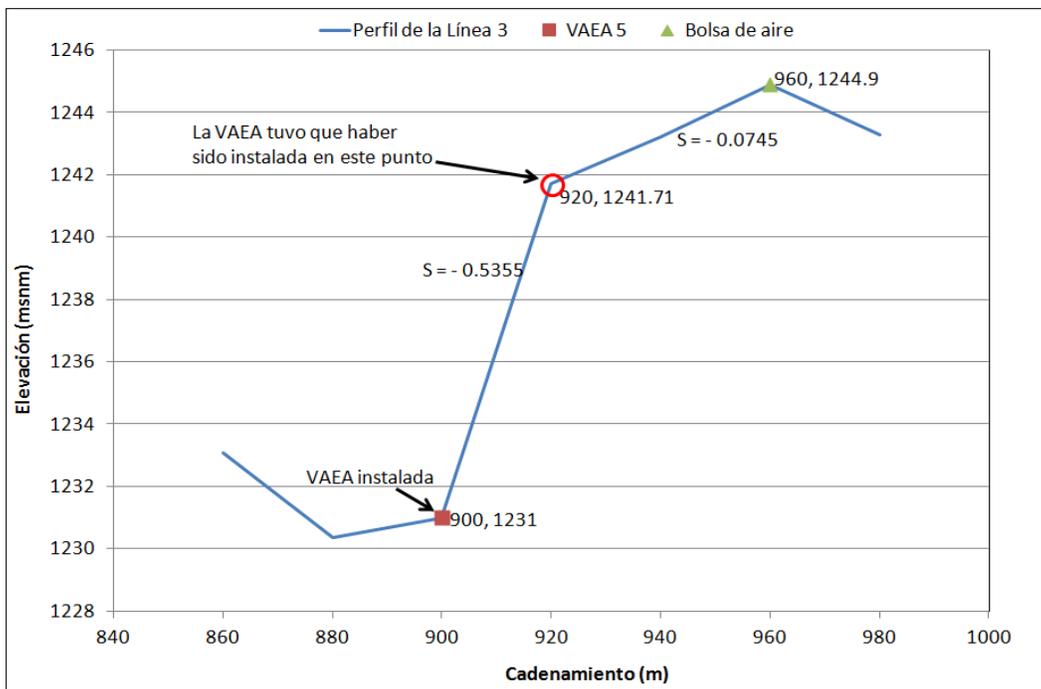


Figura 5.36. Ubicación incorrecta de la VAEA 5 en la Línea 3

Finalmente, la VAEA 11 fue instalada en el punto con cadenamiento 2+317.9 km y elevación 1245.8 msnm. Sin embargo, ésta debió haber sido colocada en el cadenamiento 2+310 km y elevación 1246.11 msnm. En la figura 5.37 se muestra donde debió haber sido instalada la VAEA 11 y su ubicación actual. Igualmente que en los caso anteriores, para algunos gastos hay acumulación de una bolsa de aire en el cadenamiento 2+310 km. Por lo tanto, sería recomendable la colocación de una VAEA en este punto.

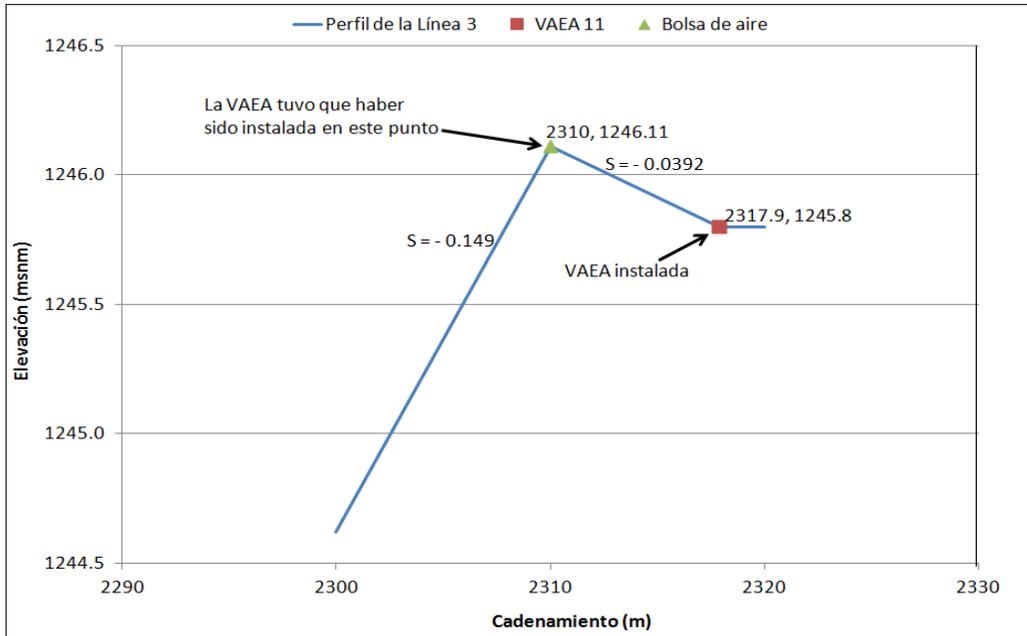


Figura 5.37. Ubicación incorrecta de la VAEA 11 en la Línea 3

6. Conclusiones y recomendaciones

En esta tesis se presenta el análisis de aire atrapado en el Acueducto Conejos – Médanos de Ciudad Juárez, Chihuahua. Entre los años 2011 y 2013, en este sistema han ocurrido 20 roturas de la tubería de PVC de 36 pulgadas (0.9144 m) y RD 25 (AWWA C905 PVC), que forma la conducción.

Para el análisis el sistema se dividió en tres líneas. La Línea 1, que va de los Tanques de entrega al Tanque Renovación. La línea 2 que inicia en la derivación o interconexión y llega al Tanque Plutarco Elías Calles. Finalmente, la Línea 3 que une los tanques Plutarco Elías Calles y Altamirano.

Es importante mencionar que en la Línea 1 no se han presentado fallas en la tubería. Sin embargo, a lo largo de las Líneas 2 y 3 es donde se han presentado las rupturas de los tubos de PVC.

El análisis del aire atrapado reveló que en todo el sistema hay puntos susceptibles a acumular bolsas de aire. Estas bolsas al ser comprimidas después de una maniobra en el acueducto, generaron sobrepresiones que fueron amplificadas y reflejadas hacia ambas fronteras de las líneas. Este fenómeno ha sido descrito por varios investigadores, entre ellos Burrows y Qiu, 1996; Burrows, 2003; Burrows y Qiu, 1995; Qiu y Burrows, 1996; Pozos 2007.

La amplificación y reflexión de las sobrepresiones producidas al comprimir las bolsas de aire, pudo haber acelerado la ruptura de los tubos en varios puntos del acueducto, provocando las 20 fallas que hasta la fecha han ocurrido.

Si bien hay válvulas de admisión y expulsión de aire VAEAs colocadas a lo largo de las tres líneas, la mayoría de éstas son válvulas convencionales diseñadas con un flotador hueco que puede quedar atascado en el orificio de salida/entrada de las mismas. Asimismo, es importante mencionar que varias válvulas del sistema fueron subdimensionadas, otras fueron sobredimensionadas y varias fueron colocadas en puntos de la conducción poco adecuados.

En el caso de las VAEAs subdimensionadas, éstas trabajarían de forma ineficiente durante las maniobras de llenado y vaciado, además podrían dejar bolsas de aire atrapadas en la conducción. Por otra parte, las válvulas sobredimensionadas podrían causar una salida más rápida del aire, que a su vez produciría un golpe de ariete no deseado, que dañaría la tubería. Asimismo, las VAEAs colocadas en puntos no adecuados de las líneas pueden generar problemas desde acumulación de aire, así como situaciones graves como la ruptura de la tubería, debido a la compresión de las bolsas de aire estacionarias al aumentar el gasto que transporta la conducción.

En el mismo sentido, se debe mencionar que varias de las cajas de válvulas a lo largo de las líneas 2 y 3 estaban cubiertas de una capa de tierra y no tenían ventilación o la que tenían no era la adecuada. Además, se observó que en algunas de las vialidades por donde pasa el trazo del acueducto, existían tapas del tipo rejilla que eran aplastadas por los vehículos. Todo esto impedía el correcto funcionamiento de las válvulas de aire.

Sería muy recomendable sustituir las válvulas de aire actualmente instaladas en el acueducto, y colocar válvulas de aire de cierre progresivo de las dimensiones correctas en los puntos recomendados, según el análisis presentado en el capítulo 5. La empresa Vent - O – Mat produce VAEAs de cierre progresivo basada en investigaciones sobre

el comportamiento del aire, además estas válvulas han sido probadas por laboratorios independientes, obteniéndose un buen funcionamiento de dichos dispositivos.

En el mismo sentido, las cajas de válvulas deben tener una ventilación adecuada para permitir el funcionamiento adecuado de las válvulas de aire. Los venteos deben ser por lo menos del mismo diámetro que el de las VAEAs.

El 15 de enero de 2013 se realizó una visita de campo al acueducto Conejos – Médanos y se pudieron observar algunos de los tubos que han fallado. Al observar los tubos de PVC de 36 pulgadas (0.9144 m), se puede deducir que el patrón de falla es muy similar a la llamada por fractura rápida. Falla que se caracteriza por la propagación inestable de una fisura en un tubo, es decir, una vez que la fisura comienza a crecer el sistema de cargas produce una propagación acelerada de ésta. Este tipo de fractura rápida puede o no estar precedida por una extensión lenta de la fisura. La extensión lenta de una fisura, en cambio, es una propagación estable y que requiere para su mantenimiento un incremento continuo de las cargas aplicadas, como puede ser la sobrepresión generada por las bolsas de aire atrapadas en la conducción, al ser comprimidas al realizarse maniobras en el sistema.

La fractura rápida constituye el modo de falla más catastrófico y letal de todos los conocidos. Ésta se produce en general bajo cargas normales de servicio, muchas veces inferiores a las de diseño. Por tal motivo, la fractura rápida no es precedida por deformaciones macroscópicas que permitan tomar medidas para evitarla o para reducir la gravedad de sus consecuencias. Una vez iniciada, pocas veces se detiene antes de producir la rotura completa de la tubería.

Las características que adopta en general la falla por fractura rápida, y que explican en parte el alto costo en vidas y bienes frecuentemente asociados se debe principalmente a que, la falla se produce de manera totalmente sorpresiva y progresa a muy alta velocidad, típicamente entre algunos centenares y algunos miles de metros por segundo. La falla suele ocurrir cuando el componente está sometido a tensiones compatibles con las de diseño, y muchas veces inferiores a la máxima prevista. El origen de la fractura rápida se debe muchas veces a factores ajenos al diseño que son introducidos durante la fabricación de los tubos, no siendo detectados como factores potenciales de riesgo por los fabricantes, ni por los responsables de la construcción de un acueducto.

Greenshields y Leveers (1995) y Greenshields, Leveers y Morris (1997) han reportado que la forma de la falla por fractura rápida, cuando dentro de una tubería plástica hay aire atrapado es senoidal, tal como se muestra en la figura 5.21. Asimismo, Kottman (1994) afirma que la iniciación de una fractura rápida se presenta más frecuentemente en regiones o tramos de tubería, donde se acumulan grandes bolsas de aire. Por otra parte, cuando la tubería está completamente llena de agua (sin aire en su interior) la fractura rápida se propaga longitudinalmente.

Los patrones de falla mostrados en el capítulo 5 se presentaron en los tubos del acueducto Conejos-Médanos. Esto se debe a que en varios tramos del sistema la tubería fluye completamente llena de agua, y en un importante número de puntos de las tres líneas hay acumulación de aire.

Es recomendable, que se realicen simulaciones de transitorios hidráulicos con aire atrapado en el acueductos Conejos-Médanos, para poder comprobar las hipótesis que se plantean en el capítulo 5 con respecto de las fallas ocurridas en la tubería.

Referencias

- Alves, G.E., 1954. Chemical Engineering Progress, Vol. 50 (9), pp. 449-456.
- American Water Works Association, AWWA, Air release, air/vacuum, and combination air valves, Manual of water supply practices M51, 2001.
- Babb, A.F., Johnson, W.K., Performance characteristics of siphons outlets, Journal of the Hydraulics Division, ASCE, November 1968, pp. 1421-1437.
- Balutto, A., 1996. Air valve technology reviewed, Introducing controlled air transferred technology, VENT-O-MAT, <http://internationalvalve.com>.
- Balutto, A., 1998. The application of controlled air transfer technology to new and existing pipeline systems, <http://www.ventomat.com>.
- Bendiksen, K.H., 1984. An experimental investigation of the motion of long bubbles in inclined tubes, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 10, No. 4, pp. 467-483.
- Buisson, 1994 Council for Scientific and Industrial Research
- Burrows, R., 2003. A cautionary note on the operation of pumping mains without appropriate surge control and the potentially detrimental impact of small air pockets, Paper submission for IAHR / IWA International Conference - PEDS-2003 - Valencia, Spain, April 22nd-25th.
- Burrows, R. and Qiu, D.Q., 1995. Effect of air pockets on pipeline surge pressure, Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Journal of Water, Maritime and Energy, Volume 112, December, Paper 10859, pp. 349-361.
- Colgate, D. 1966. Hydraulic model studies of the flow characteristics and air entrainment in the check towers of the main aqueduct, Canadian river project Texas. Department of the Interior Bureau of Reclamation, Report N° Hyd-555, USA.
- Collier, J.G. (1981). Convective boiling and condensation, 2nd Edition, McGraw Hill.
- Corcos G. (2003). *Air in water pipes: A manual for designers of spring-supplied gravity-driven drinking water rural delivery systems*. Agua para la vida, 2nd ed, www.aplv.org.
- Corcos G. (2005). Aire en tuberías de agua. Manual para Diseñadores de Sistemas de Distribución Rural de Agua Potable Abastecidos por un Manantial e Impulsados por la Gravedad, segunda edición, www.aplv.org.
- Edmunds, R. C, 1979. Air binding in pipes, Journal AWWA, Water Technology/Distribution, pp. 273-277.
- Escameia, M., Dabrowski, C., Gahan, C. and Lauchlan, C., 2005. Experimental and numerical studies on movement of air in water pipelines. HR Wallingford Report SR661.
- Falvey, H.T., 1980. Air-water flow in hydraulic systems, Bureau of Reclamation, Engineering monograph No. 41.
- Fox, J.A. (1977) Hydraulic analysis of unsteady flow in pipe networks. MacMillan, London UK.
- Fuertes, V.S., 2001. Hydraulic transients with entrapped air, PhD Thesis, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, España (in spanish)
- Gandenberger, W., 1957. *Über die wirtschaftliche und betriebssichere Gestaltung von Fernwasserleitungen*, R. Oldenbourg Verlag, Munich, Germany Design of overland water supply pipelines for economy and operational reliability (rough translation by W.A. Mechler, discussion of "Factors influencing flow in large conduits.", Report of the Task Force on Flow in Large Conduits of the Committee on Hydraulic Structures, ASCE, Vol. 92, No. HY4, 1966.
- Gonzalez, C.A., Pozos, O., 2000. Análisis experimental del ingreso de aire en un acueducto, Tesis, Univesidad Nacional Autónoma de México, México.

- Greenshields C.J. and Leveers P.S. (1995). The effect of air pockets on rapid crack propagation in PVC and polyethylene water pipe. *Plastics, rubber and composites processing and applications*, 24, 7-12
- Greenshields C.J. and Leveers P.S. and Morris P.N. (1997). Rapid crack propagation in plastic water pipes: Measurement of dynamic fracture resistance, *International journal of fracture*, 79, 411-421.
- Hewitt, G.F. and Hall-Taylor, N.S., 1970. *Annular two-phase flow*, 1st Edition, Pergamon Press Ltd.
- Jönsson, L., 1985. Maximum transient pressures in a conduit with check valve and air entrainment, *Proceeding of the International Conference on the Hydraulics of Pumping Stations*, British Hydromechanics Research Association, Manchester, pp. 55-76.
- Jönsson, L., 1992. Anomalous pressure transients in sewage lines, *Proceedings of the International Conference on Unsteady Flow and Transients*, Durham, UK, pp. 251-258.
- Kalinske, A.A. and Bliss, P.H., 1943. Removal of air from pipelines by flowing water, *ASCE Vol. 13, No. 10*, pp. 480-482.
- Kalinske, A.A, Robertson, J.M., 1943. Closed conduit flow, *ASCE Vol. 108*, pp. 1453-1516.
- Kent, J.C., 1952. The entrainment of air by water flowing in circular conduits with downgrade slopes. Doctoral thesis, University of California, Berkley, California, USA.
- Kottman A. (1994). Pipe damage due to air pockets in low pressure piping. *Proc. 2nd int. conf. water pipeline systems*, Edinburgh, UK, 43-52.
- Landon, P.O. Air in Pipe? Time to review air valve basics, *Opflow AWWA*, March 1994, pp. 1-5.
- Larsen, T., Burrows, R., 1992. Measurements and computations of transients in pumped sewer plastic mains, *Proceedings of the BHR Group / IAHR International Conference on Pipeline Systems*, Manchester, pp. 117-123.
- Martin, C.S., 1976. Entrapped air in pipelines, *Proceedings of the Second International Conference on Pressure Surges*, British Hydromechanics Research Association, The City University, London, September 22nd - 24th, Paper F2, F2-15 - F2-28.
- Mosvell, G., 1976. Luft i utslippsledninger (Air at outfalls), Prosjektkomiteen for rensing av avkrpsvann (Project committee on sewage), PRA report 8, NIVA (Norwegian Water Institute), Oslo, 1976 (in norwegian).
- Plessis, 1989 Council for Scientific and Industrial Research
- Pozos Estrada, O., 2002. Desarrollo de un programa de cómputo para detectar las posibles zonas de acumulación de aire en acueductos, y ejemplos de su aplicación. Tesis para obtener el grado de Maestro en Ingeniería, DEPIFI, Universidad Nacional Autónoma de México, México. (in spanish)
- Pozos, O. (2007). Investigation on the effects of entrained air in pipelines. *Ph.D. Thesis*. Universität Stuttgart, Germany.
- Pozos O., Gonzalez C.A., Giesecke J., Marx W. and Rodal E.A. (2010a) Air entrapped in gravity pipeline systems. *Journal of Hydraulic Research*, 48(3), 338-347.
- Pozos O., Giesecke J., Marx W. and Rodal E.A., Sanchez A (2010b) Experimental investigation of air pockets in pumping pipeline systems *Journal of Hydraulic Research*, 48(2), 269-263.
- Pozos O., Sanchez A., Rodal E. A., Fairuzov Y. V. (2010c). Effects of Water-air Mixtures on Hydraulic Transients. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 37(9), 1189-1200.
- Pozos-Estrada O., Fuentes-Mariles O.A. and Pozos-Estrada A.(2012). Gas pockets in a wastewater rising main: a case study. *Water Science & Technology*. 66(10) 2265-2274.
- Pozos-Estrada, O., Fuentes O.A., Sánchez A., Rodal E.A., De Luna, F. (2015). Análisis de los efectos del aire atrapado en transitorios hidráulicos en acueductos a bombeo. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, (En Impresión).

- Qiu, D.Q., Borrows, R., 1996. Prediction of pressure transients with entrapped air in a pipeline, Proceedings of the 7th International Conference on Pressure Surge and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels, BHRA, Harrogate, UK, pp. 251-263.
- Richards, R.T., Air binding in water pipelines, AWWA, June 1962, pp. 719-730.
- Rodal E.A., Carmona, R., Gonzalez, C.A., Pozos, O., 2000. Aumento de la pérdida de carga en conducciones debido a aire atrapado, XIX Congreso Latinoamericano de Hidráulica, IAHR, Cordoba, Argentina, pp. 583-592. (in spanish)
- Rouhani S.Z. and Sohal M.S.(1983). Two-phase flow patterns: A review of research results. Progress in nuclear energy, 11(3), 219-259.
- Runge, D.E. and Wallis, G.B., 1965. AEC Rept. NYO-3114-8 (EURAE-1416).
- Sailer, R. E. 1955. San Diego aqueduct, Journal of civil engineering, ASCE, Vol. 25, N° 5, pp. 38-40.
- Streeter, V.L., Wylie, E.B., 1985. Fluid mechanics, 8th Edition, McGraw-Hill International Book Company, New York, USA.
- Thomas, S., 2003. Air management in water distribution systems, A new understanding of air transfer, Clear water legacy, Ontario, Canada.
- Thorley, A.R.D., 2004. Fluid transients in pipeline systems, 2nd Edition, Ed. D. & L. George Ltd., London, UK.
- Viana, F., Pardo, R, Yanez, R, Trallero, J.L., Joseph, D.D., 2003. Universal Correlation for the rise velocity of long gas bubbles in round pipes, Journal of Fluid Mechanics, vol. 494, pp. 379-398.
- Walski, T.M., Barnhart T., Driscoll J. and Yencha R., 1994. Hydraulics of corrosive gas pockets in force mains. Water Environment Research, Vol. 66, No. 6, Sept/Oct, pp. 772-778.
- Wisner, P.E., Mohsen, F.N. and Kouwen, N., 1975. Removal of air from water lines by hydraulic means. ASCE, Journal of the Hydraulics Division, Vol. 101, HY2, pp. 243-25.
- Zukoski, E.E., 1966. Influence of viscosity, surface tension and inclination on motion of long bubbles in closed tubes, J. of Fluid Mechanics, 25(4), pp. 821-837.