



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

División de Ingeniería Civil, Topográfica y Geodésica

170

**“Método Simplificado para
el predimensionamiento de
cámaras de aire”**

TESIS

Que para obtener el Título de Ingeniero Civil

Presenta:

José Angel Zarco Hernández

Director: M. I. Alejandro Sánchez Huerta

Enero del 2000

279428



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

División de Ingeniería Civil, Topográfica y Geodésica

**“Método Simplificado para
el predimensionamiento de
cámaras de aire”**

TESIS

Que para obtener el Título de Ingeniero Civil

Presenta:

José Angel Zarco Hernández

Director: M. I. Alejandro Sánchez Huerta

Enero del 2000



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
FING/DCTG/SEAC/UTIT/040/99

Señor
JOSE ANGEL ZARCO HERNANDEZ
Presente

En atención a su solicitud me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor M.I. ALEJANDRO SANCHEZ HUERTA, que aprobó esta Dirección, para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de INGENIERO CIVIL.

"METODO SIMPLIFICADO PARA EL PREDIMENSIONAMIENTO DE CAMARAS DE AIRE"

- INTRODUCCION
- I. ANTECEDENTES
- II. DISPOSITIVOS PARA EL CONTROL DE TRANSITORIOS
- III. METODOS CONVENCIONALES PARA EL PREDIMENSIONAMIENTO DE CAMARAS DE AIRE.
- IV. METODO SIMPLIFICADO PARA EL PREDIMENSIONAMIENTO DE CAMARAS DE AIRE.
- V. APLICACION A UN CASO REAL
- VI. RECOMENDACIONES DE DISEÑO ESTRUCTURAL PARA CAMARAS DE AIRE
- VII. RECOMENDACIONES DE CIMENTACION PARA CAMARAS DE AIRE
- VIII. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el Título de ésta.

Asimismo le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria a 1 de marzo de 1999
EL DIRECTOR

ING. GERARDO FERRANDO BRAVO
GFB/GMP/mstg.

“ Método simplificado para el predimensionamiento de cámaras de aire ”

Dedicatoria	I
Agradecimientos	II
Resumen	III
Notación	IV
Introducción	VI
I. Antecedentes	
I.1 Transitorios hidráulicos	1
I.2 Tubería rígida y fluido incompresible	3
I.2.1 Distribución de velocidades en el interior de una tubería en flujo no estacionario	3
I.2.2 Distribución de presiones en el interior de una tubería en Flujo no estacionario	3
I.2.3 Esfuerzo cortante ejercido por la pared sobre el fluido	3
I.2.4 Conservación de la masa	4
I.2.5 Velocidades y aceleraciones	4
I.2.6 Expresión de Bernoulli generalizada	5
I.3 Modelo para tubería elástica y fluido compresible	5
I.3.1 Distribución de velocidades en el interior de una tubería	5
I.3.2 Distribución de presiones	6
I.3.3 Conservación de la masa para un fluido compresible en una tubería de pared elástica	6
I.3.4 Velocidades y aceleraciones	6
I.3.5 Expresión de Bernoulli generalizada	7
I.3.6 Ecuaciones constitutivas	7
I.3.7 Ecuaciones, condiciones iniciales y de frontera	8
I.4 Criterio para determinar el modelo a emplear	10
I.5 Problemas que producen	11
I.5.1 Problemas de sobrepresión	11
I.5.2 Problemas de depresión	12
I.5.3 Problemas de sobrevelocidad	14
I.6 Piezométricas máximas y mínimas	14
I.6.1 Cargas piezométricas máximas y mínimas	14
I.6.2 Lugar geométrico de las cargas piezométricas	14
I.7 Evaluación de sobrepresiones y depresiones	15
I.7.1 Evaluación de las sobrepresiones	15
I.7.2 Evaluación de las depresiones	15
I.7.3 Acueducto bien diseñado en relación a las depresiones y sobrepresiones	16

II.	Dispositivos para el control de transitorios	17
II.1	Dispositivos de acción directa	18
II.1.1	Volantes de inercia	18
II.1.2	Válvulas de retención	19
II.1.3	Válvulas de cierre programado	19
II.2	Dispositivos de protección indirecta	20
II.2.1	Torres de oscilación	20
II.2.2	Tanques unidireccionales	21
II.2.3	Cámaras de aire	22
II.2.4	Válvulas de admisión y expulsión de aire	27
II.2.5	Válvulas de alivio	27
II.3	Relación entre la topografía y los dispositivos para el control de los transitorios hidráulicos	28
II.3.1	Fundamentos del criterio	28
II.3.2	Ubicación de la Torre de Oscilación y del Tanque Unidireccional	28
II.3.3	Ubicación de la cámara de aire	30
II.3.4	Criterio del diseño	30
II.3.5	Comentarios al criterio	32
III.	Métodos convencionales para el predimensionamiento de cámaras de aire	33
III.1	Método de Parmakian	34
III.2	Método de Graze y Horcher para cámaras sin estrangulamiento	35
III.3	Método de Graze y Horcher son estrangulamiento	36
III.4	Método de Guarga	38
IV.	Método simplificado para el predimensionamiento de cámaras de aire	40
IV.1	Fundamentos teóricos	40
IV.2	Comparación del método simplificado contra la solución numérica	45
IV.3	Procedimiento para la aplicación del método simplificado	53
IV.4	Comparación de los métodos expuestos	55
IV.5	Determinación aproximada de t^*	57
V.	Aplicación a un caso real. Acueducto Papagayo II	59
V.1	Información general del municipio de Acapulco de Juárez	59
V.2	Acueducto Papagayo II	61
V.3	Campaña de mediciones	65
V.4	Método Simplificado	68
VI.	Recomendaciones de diseño estructural para las cámaras de aire	71
VI.1	Eficiencia de soldaduras	71
VI.2	Presión de diseño y esfuerzos permisibles	72
VI.3	Diseño de la cámara (espesor de recipiente y tapas)	72
VI.4	Apoyos	74

VII. Recomendaciones para la cimentación de las cámaras de aire	75
VII.1 Factores que determinan el tipo de cimentación	75
VII.2 Estudio de mecánica de suelos	75
VII.3 Teoría recomendable	77
VII. Conclusiones y comentarios	78
Apéndices	80
Bibliografía	94

Dedicatoria

Quiero dedicar este trabajo a mis padres que me han dado la vida y una educación. Me dieron la oportunidad de tener una carrera universitaria. Por el consuelo que me brindaron en esos momentos difíciles, por compartir conmigo las tristezas y alegrías, esto es para ustedes.

A todos aquellos que me ofrecieron su ayuda y apoyo incondicional.

Agradecimientos

Deseo agradecer al Instituto de Ingeniería de la UNAM, a través de la Coordinación de Mecánica, Fluidos y Térmica, por el apoyo recibido durante el desarrollo de este trabajo.

Al Dr. Rafael Carmona P. y al M.I. Alejandro Sánchez H. por sus enseñanzas, comentarios y consejos. Al Ing. Eduardo Rodal C. la oportunidad de formar parte del equipo de trabajo de Hidromecánica.

A mis amigos del Instituto de Ingeniería y de la Facultad, por haberme brindado su amistad y conocimientos.

A los profesores de los que aprendí más allá de todo, a pensar como ingeniero.

Resumen

Un dispositivo eficaz para el control de las depresiones y/o sobrepresiones generadas durante un transitorio hidráulico en un acueducto es la cámara de aire. La cámara de aire es un dispositivo de acción directa, esto es, que ejerce una acción inmediata desde el instante en que inicia el fenómeno. Para el diseño y/o revisión de las cámaras de aire una de las variables que juegan un papel importante es el volumen inicial de aire dentro de éstas. El método simplificado permite estimar dicho volumen inicial en función de variables conocidas del acueducto (el gasto, la longitud, el diámetro de la línea, etc).

Se propone una ecuación que sea solución del sistema de ecuaciones diferenciales que modelan al fenómeno de columna rígida. Esta función, del tipo periódica amortiguada, representa la variación del gasto en el tiempo; a partir de ésta se deducen ecuaciones que representen al resto de las variables. Para validar el método simplificado se comparan los resultados con los obtenidos mediante los métodos tradicionales (Parmakian, Graze - Horlacher y Guarga). A fin de ejemplificar el método se aplica a un caso real. Se seleccionó el acueducto Papagayo II para comparar los resultados del método simplificado contra los registrados en la prueba de campo y los recomendados por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la operación normal de éstas cámaras

Abstract

An effective device for the control of the depressions and overpressures generated during a hydraulic transitory phenomenon in an aqueduct is the air vessel. The air vessel is a device of direct action that is to say, that exerts an immediate action from the moment at which initiates the phenomenon. For the design and overhaul of the air camera one of the variables that play an important role is the initial volume of air within these. The simplified method allows considering this initial volume based on known variables of the aqueduct (as the flow rate, the length, the diameter of the line, etc).

An equation sets out that is solution of the equation differentials system of that model the phenomenon of rigid column. This function, of the cushioned periodic type, represents the variation of the flow rate in time; from this equation is deduced that represent the rest of the variables. In order to validate the simplified method the results with the obtained ones by means of the traditional methods are compared (Parmakian, Graze - Horlacher and Guarga). In order to exemplify the method it is applied to a real case. The aqueduct Papagayo II was selected to compare the results of the method simplified against the field test registers and recommended by the Engineering Institute of UNAM for a normal operation of these vessel.

Resumen

Un dispositivo eficaz para el control de las depresiones y/o sobrepresiones generadas durante un transitorio hidráulico en un acueducto es la cámara de aire. La cámara de aire es un dispositivo de acción directa, esto es, que ejerce una acción inmediata desde el instante en que inicia el fenómeno. Para el diseño y/o revisión de las cámaras de aire una de las variables que juegan un papel importante es el volumen inicial de aire dentro de éstas. El método simplificado permite estimar dicho volumen inicial en función de variables conocidas del acueducto (el gasto, la longitud, el diámetro de la línea, etc).

Se propone una ecuación que sea solución del sistema de ecuaciones diferenciales que modelan al fenómeno de columna rígida. Esta función, del tipo periódica amortiguada, representa la variación del gasto en el tiempo; a partir de ésta se deducen ecuaciones que representen al resto de las variables. Para validar el método simplificado se comparan los resultados con los obtenidos mediante los métodos tradicionales (Parmakian, Graze - Horlacher y Guarga). A fin de ejemplificar el método se aplica a un caso real. Se seleccionó el acueducto Papagayo II para comparar los resultados del método simplificado contra los registrados en la prueba de campo y los recomendados por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la operación normal de éstas cámaras

Abstract

An effective device for the control of the depressions and overpressures generated during a hydraulic transitory phenomenon in an aqueduct is the air vessel. The air vessel is a device of direct action that is to say, that exerts an immediate action from the moment at which initiates the phenomenon. For the design and overhaul of the air camera one of the variables that play an important role is the initial volume of air within these. The simplified method allows considering this initial volume based on known variables of the aqueduct (as the flow rate, the length, the diameter of the line, etc).

An equation sets out that is solution of the equation differentials system of that model the phenomenon of rigid column. This function, of the cushioned periodic type, represents the variation of the flow rate in time; from this equation is deduced that represent the rest of the variables. In order to validate the simplified method the results with the obtained ones by means of the traditional methods are compared (Parmakian, Graze - Horlacher and Guarga). In order to exemplify the method it is applied to a real case. The aqueduct Papagayo II was selected to compare the results of the method simplified against the field test registers and recommended by the Engineering Institute of UNAM for a normal operation of these vessel.

Notación

A	área, m^2
D	diámetro, m
H	carga total, m
I	momento de inercia, ton – m
K	parámetro empleado en el método de Parmakian
L	longitud del acueducto, m
M	momento aplicado a la masa giratoria, ton – m
N	velocidad angular instantánea, 1/s
P	presión manométrica, kg/cm^2
PHR	plano horizontal de referencia
R	radio, m
Q	gasto, m^3/s
V	velocidad media, m/s
V	volumen, m^3
Z	nivel del agua dentro de la cámara, m
A_T	área de la torre de oscilación, m^2
K_V	coeficiente de pérdida de vaciado
K_{LL}	coeficiente de pérdida de llenado
P_0	presión absoluta de operación, kg/cm^2
$P_{máx}$	presión absoluta máxima, kg/cm^2
$P_{mín}$	presión absoluta mínima, kg/cm^2
Q_0	gasto de operación, m^3/s
T_b	tiempo en que la bomba pasa a la velocidad angular de régimen, s
T_1	tiempo en que se produce el transitorio, s
T_2	tiempo en que una onda recorre la tubería, s
V_0	volumen inicial, m^3
V_e	volumen entregado, m^3
V_{tot}	volumen total, m^3
W_0	velocidad angular, 1/s

Notación

a	celeridad, m/s
b	altura de torre de oscilación, m
f	factor de fricción
g	aceleración de la gravedad, m/s^2
h	carga piezométrica, m
k	módulo de compresibilidad volumétrica
m	número de bombas
n	coeficiente politrópico
t	tiempo, s
s	coordenada axial, m
z	cota con relación al plano horizontal de referencia. m
e_v	escala vertical
e_H	escala horizontal
h_M	piezométricas máximas, m
h_J	sobrepresión de Joukowsky, m
h_a	presión atmosférica, m
h_m	piezométricas mínimas, m
$h_{máx}$	carga máxima manométrica, m
$h_{mín}$	carga mínima manométrica, m
$h^*_{máx}$	carga máxima manométrica en términos de presión absoluta, m
$h^*_{mín}$	carga mínima manométrica en términos de presión absoluta, m
$h_{1,0}$	carga manométrica, m
$h'_{1,0}$	carga manométrica en términos de presión absoluta. m
$h''_{1,0}$	carga adimensional absoluta
h_f	pérdidas por fricción, m
$h_{by\ pass}$	pérdidas por fricción en el by pass, m
h_1	carga en el punto donde se localiza la cámara, m
h_2	carga en el punto de entrega, m
t	tiempo en el cual la cámara ha dejado de entregar gasto a la línea, s
$\Delta h_{l\ máx}$	sobrepresión máxima, m
$\Delta h_{l\ mín}$	depresión máxima, m
Δh_f	parámetro de fricción. m
α	ángulo de inclinación, grados
β	coeficiente de amortiguación, 1/s
γ	peso específico, kg/m^3
ρ	densidad, m^3/kg
η	eficiencia, %
τ	esfuerzo cortante, kg/cm^2
ν	coeficiente de Poisson
ω	velocidad angular de la onda, 1/s
$2\rho^*$	pendiente de la ecuación de propagación

Introducción

En las últimas décadas, la migración de la población de zonas rurales a las grandes ciudades ha originado las acumulaciones masivas. Ello acarrea problemas a las autoridades como satisfacer necesidades básicas: luz, agua, teléfono, alimentos, transportes, etc. Para solventar la demanda de agua potable, por ejemplo, se deben ampliar las líneas de abastecimiento o bien construir nuevas. El problema no es sólo construir o adecuar un acueducto, sino dotarlo de dispositivos de protección para su correcta operación.

Un dispositivo eficaz para controlar un transitorio hidráulico en un acueducto es la cámara de aire. Este trabajo presenta una alternativa para predecir algunas características de las cámaras que ayudarán al diseño final. Para diseñar las cámaras se requiere principalmente de un volumen inicial de aire dentro de la cámara. El método simplificado propuesto permite estimar un volumen inicial. El diseño final de las cámaras de aire implica, necesariamente, el uso de un programa numérico basado en el método de las características.

En el capítulo I se define qué es un transitorio hidráulico, así mismo, se hace una clasificación de los fenómenos transitorios en cuanto a su tiempo de evolución (rápidos y lentos). Se formulan las ecuaciones que modelan el fenómeno, ya sea lento o rápido. Se incluye un criterio para determinar que tipo de transitorio se podría presentar y bajo que esquema debe analizarse. Los problemas que acarrearán los transitorios se abordan en esta sección tales como las presiones máximas y mínimas; a su vez se busca que éstas no introduzcan problemas en el acueducto.

En el capítulo II se hace una descripción de los dispositivos hidráulicos para el control de los transitorios. Se dividen en dispositivos de acción directa (aquellos que ejercen una acción inmediata desde el instante en que inicia el transitorio) y de acción indirecta (aquellos que llevan a cabo su acción en un momento oportuno, cuando la presión aumenta demasiado o disminuye peligrosamente). Al final del capítulo se presenta un criterio de selección del método de acción directa más conveniente de acuerdo a la topografía del lugar.

El capítulo III es una recopilación de algunos métodos tradicionales empleados en el dimensionamiento de cámaras de aire para el control de transitorios hidráulicos. Se hace una descripción de los métodos de Parmakian, Graze – Horlacher y Guarga.

En el capítulo IV se presenta el desarrollo del método que se ha llamado simplificado. Se propone una ecuación que sea solución de las ecuaciones diferenciales que modela al fenómeno de columna rígida. Esta función, del tipo periódica amortiguada, representa la variación en el tiempo del gasto; a partir de esta ecuación se deducen ecuaciones que modelen al resto de las variables involucradas en el fenómeno. Se plantean seis casos de estudio. Se propone una metodología de cálculo. Y, por último, se hace una comparación de resultados con los métodos tradicionales.

Para ejemplificar el método simplificado, en el capítulo V, se desarrolla dicha metodología para un caso real. Se seleccionó el acueducto "Papagayo II" ubicado en el Sur del estado de Guerrero, México. El acueducto toma al agua del río "Papagayo" para conducirla por bombeo a un tanque elevado y de ahí dejarla escurrir a una planta potabilizadora a las afueras de la Ciudad de Acapulco. El Instituto de Ingeniería de la UNAM participó en la puesta en servicio de los dispositivos de control del acueducto. Para evaluar los resultados del método simplificado, se compararon con las conclusiones del estudio presentado por parte de Instituto de Ingeniería y con los valores medidos en campo.

En el capítulo VI se mencionan algunas recomendaciones para el diseño estructural de las cámaras de aire. Se presentan expresiones para calcular los espesores mínimos de tapas y del recipiente. Se presentan algunas de las geometrías más comunes para las tapas. Se destaca la importancia de la eficiencia de la soldadura. Y de los apoyos para soportar las cargas impuestas por la cámara.

Las recomendaciones para la cimentación se encuentran en el capítulo VII. Este capítulo incluye un criterio para seleccionar, de entre las diferentes teorías de carga, la más adecuada según el tipo de suelo.

En el capítulo VIII se presentan las conclusiones y recomendaciones del presente trabajo.

Finalmente, el anexo A se muestran las gráficas usadas por Parmakian y Graze – Horlacher para el dimensionamiento de las cámaras de aire. El anexo B se encuentran tablas de esfuerzos permisibles para el acero, y de eficiencias de la soldadura.

I. Antecedentes

I.1 TRANSITORIOS HIDRÁULICOS

Los fenómenos no estacionarios o transitorios en conducciones de agua constituyen un aspecto que no se puede ignorar en el diseño y operación de un acueducto. La magnitud de las sobrepresiones que se generan puede destruir la conducción y las depresiones pueden reducir la presión interior al valor de la presión de vapor del agua a la temperatura ambiente (0.25 mca de presión absoluta a 20° C). Una reducción en la presión interior de este orden puede producir el colapso de la tubería. Todo ello obliga a que se tenga un buen conocimiento de estos fenómenos. El carácter ondulatorio que presentan, tan diferente a los fenómenos estacionarios con los cuales el ingeniero hidráulico está habituado a trabajar, le ha conferido a este tema cierta fama de inabordable.

El movimiento de un fluido es usualmente muy complejo. Un flujo es estacionario si velocidad, presión y sección de la corriente, aún si pueden variar de un punto a otro, no varían con el tiempo. Pero si en algún punto las condiciones cambian con el tiempo se dice que *el flujo es no estacionario*.

Se denomina flujo transitorio a aquel que se produce entre dos estados de flujo estacionario.

Un planteamiento tan general de los transitorios en sistemas hidráulicos a presión es susceptible, sin duda, de importantes matizaciones derivadas básicamente de la rapidez con que se produce en el tiempo los cambios en las variables más significativas del flujo. Así por ejemplo, se pueden presentar transitorios muy rápidos en donde los cambios que se generan en el flujo son ciertamente violentos (como por ejemplo el cierre instantáneo de una válvula en una conducción), o bien extremadamente lentos, como es el caso de la operación normal a lo largo de las 24 horas del día de una red de distribución de agua.

Este último supuesto implica una variación lenta de los caudales circulantes en las tuberías, así como una imperceptible modificación en los niveles de los tanques de la red cuando se analiza la variación de los mismos en intervalos temporales cortos (digamos, por ejemplo, de media hora).

La reflexión anterior permite clasificar un transitorio hidráulico como:

- a) **Transitorio muy lento o cuasi-estático**, en el que las variables significativas del flujo, fundamentalmente caudales y presiones, varían de manera muy lenta en el tiempo. Como ejemplo más significativo se tiene el comportamiento normal de las redes hidráulicas a presión. La aplicación sucesiva del modelo estático permite su análisis.
- b) **Transitorio lento** denominado *oscilación en masa*, en el que los cambios temporales de las variables más significativas son importantes pero no tanto como para tomar en consideración los efectos elásticos en fluido y tuberías. De hecho las variaciones de presión no llegan a modificar de manera significativa la energía elástica almacenada por el fluido y/o el material de la conducción. El modelo que lo analiza se conoce con el nombre de modelo rígido o de columna rígida.
- c) **Transitorio rápido o golpe de ariete**, en el que debido a la violencia de las perturbaciones introducidas en el sistema, los cambios de presión son muy importantes, varía de manera significativa la energía elástica almacenada en fluido y tubería. El modelo a utilizar considera la compresibilidad del fluido y la elasticidad de las paredes de la conducción, y se llama modelo elástico o de columna elástica.

En resumen, se puede considerar tres grandes tipos de transitorios hidráulicos. En primer lugar, los de muy lenta evolución y que se agrupan con el nombre genérico de cuasi-estáticos. Su estudio tiene interés en el análisis de la operación hidráulica de redes de distribución, por lo que queda fuera del alcance del presente trabajo. El trío se completa con los transitorios lentos y rápidos, que se analizan a través de sus modelos de cálculo: el rígido y el elástico respectivamente.¹

¹ Rafael Guarga, Transitorios y oscilaciones, p 3

I.2 TUBERÍA RÍGIDA Y FLUIDO INCOMPRESIBLE

En esta sección se formulan las ecuaciones dinámica y de conservación de la masa aplicadas a los transitorios hidráulicos en los que la tubería puede ser considerada rígida y el fluido incompresible. Esta hipótesis es "natural" para quien esta habituado a trabajar con fenómenos hidráulicos, sin embargo, se trata de una simplificación extrema al tratar fenómenos transitorios. Su posible aplicación está limitada a casos muy particulares y en general no debe ser aplicada a todos los casos

I.2.1 Distribución de velocidades en el interior de una tubería recta en flujo no estacionario

En flujo estacionario se formula la hipótesis de que la distribución de velocidades en la sección transversal de una tubería recta debe considerarse uniforme con un valor igual a la velocidad media:

$$V_m = \frac{Q}{A}$$

donde Q – el gasto por la tubería
 A – el área de la sección transversal

Esta hipótesis será mantenida para el flujo no estacionario donde $Q = Q(t)$ y $A = A(s)$. El área A es independiente del tiempo por la hipótesis de rigidez de las paredes de la tubería, puede en cambio depender de la ordenada axial (s).

I.2.2 Distribución de presiones en el interior de una tubería en flujo no estacionario

Si el flujo no es estacionario todos los puntos de la sección recta poseen la misma carga piezométrica

$$h = \frac{P}{\gamma} + z$$

Por lo tanto, en la sección de coordenada axial s se tendrá para el instante t ,

$$h = h(s, t) \quad \dots (I.1)$$

I.2.3 Esfuerzo cortante ejercido por la pared sobre el fluido

Existen numerosas evidencias que indican que el coeficiente de fricción f no expresa correctamente la relación entre τ y $\rho V^2 / 8$ cuando el flujo no es estacionario. Sin embargo, hoy en día no se dispone de una relación para éste flujo. Por ello se aplica la expresión:

$$\tau(s, t) = f \frac{\rho V V}{8} \quad \dots (I.2)$$

donde f se obtiene del ábaco de Moody, se toma la velocidad $V(s)$ del sistema en régimen estacionario para calcular el número de Reynolds. Estas observaciones respecto a la inexactitud de la relación anterior deben tenerse presentes puesto que algunas discrepancias significativas entre el cálculo y la experiencia se explican precisamente a partir de dicha inexactitud.

1.2.4 Conservación de la masa

Se considera invariabilidad de la densidad ρ y a la no acumulación de fluido entre dos secciones por distantes que ellas estén entre sí. Por lo tanto, vale para flujo no estacionario la ecuación:

$$Q_1(t) = Q_2(t) \quad \dots (I.3)$$

entre los gastos que en el mismo instante t pasan por las secciones 1 y 2. Debe señalarse que esta ecuación tan sencilla se modificará para el modelo elástico con velocidad finita para la propagación de las perturbaciones, que es equivalente, a admitir que la tubería no es rígida y/o el fluido es incompresible.

1.2.5 Velocidades y aceleraciones

De acuerdo con la ecuación (I.3), el gasto en una tubería rígida con un fluido incompresible solo depende de t . Sin embargo, puede considerarse el área A de la sección transversal como una función de s sin que las consideraciones realizadas hasta el momento pierdan validez, de manera que:

$$V(s,t) = \frac{Q(t)}{A(s)} \quad \dots (I.4)$$

La aceleración a es la tasa de variación de la velocidad respecto al tiempo para un elemento de fluido que se desplaza con una velocidad V , donde V es función de s y de t , la derivada total respecto a t puede calcularse si se aplican las reglas de derivación para una función de función. De donde se tiene:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial s} \frac{ds}{dt} \quad \dots (I.5)$$

Aparece el término $\partial V/\partial t$ que corresponde a la tasa de variación de la velocidad respecto al tiempo en la sección de la tubería. Esta la derivada parcial respecto a t de la función $V(s,t)$ calculada en el instante t y para la sección de coordenada axial s , se denomina aceleración local. Se procede matemáticamente y se concluye que:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial V^2}{\partial s} \quad \dots (I.6)$$

El hecho que aquí el término $\partial V/\partial t$ no sea siempre nulo es la única diferencia que existe entre las ecuaciones para flujo estacionario y las planteadas para flujo no estacionario.

1.2.6 Expresión de Bernoulli generalizada

Al aplicar la segunda ley de Newton a un volumen de control, se puede llegar a determinar, para el flujo no estacionario una expresión como la siguiente:

$$\frac{1}{g} \frac{dV}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{4\tau}{\gamma D} - \text{sen } \alpha \quad \dots (I.7)$$

Ahora, se sustituye la expresión (I.6) de la aceleración en la ecuación (I.7), se tiene:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right) = -\frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} - \frac{4\tau}{\gamma D} \quad \dots (I.8)$$

Expresión que se denomina de Bernoulli generalizada pues su validez no se limita a los flujos estacionarios sino que incluye los flujos no estacionarios. Para el empleo de la ecuación (I.8) es habitual sustituir $P/\gamma + z$ por h (carga piezométrica) y el esfuerzo cortante de la pared τ por la expresión (I.2). En consecuencia la ecuación (I.8) se transforma en:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(h + \frac{V^2}{2g} \right) = -\frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} - f \frac{VV}{2gD} \quad \dots (I.9)$$

Diversas simplificaciones (como la utilización de la variable Q en lugar de la velocidad V , y sustituir $h + V^2/2g$ por la carga total H) llevan a:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial s} + f \frac{QQ}{2DA} = 0 \quad \dots (I.10)$$

que se conoce también como la ecuación de Euler, que caracteriza el modelo rígido.

1.3 TUBERÍA CON PARED ELÁSTICA Y FLUIDO COMPRESIBLE

1.3.1 Distribución de velocidades en el interior de una tubería

La hipótesis que se efectúa en cuanto a la distribución de velocidad es la misma que se admitió para flujo estacionario y para flujo transitorio. Se admitirá entonces, una distribución uniforme con un valor igual a la velocidad media:

$$V_m = \frac{Q}{A}$$

donde Q – el gasto por la tubería
 A – el área de la sección transversal

1.3.2 Distribución de presiones

Se considera que aunque la sección varíe su área con el tiempo, siempre que dicha variación sea suficientemente pequeña como para que las trayectorias mantengan radios de curvatura muy grandes, puede concluirse que todos los puntos de la sección recta poseen la misma carga piezométrica:

$$h = \frac{P}{\gamma} + z$$

En consecuencia, para la sección de coordenada axial s en el instante t se tendrá:

$$h = h(s, t). \quad \dots (I.11)$$

1.3.3 Conservación de la masa para un fluido compresible en una tubería de pared elástica

El hecho que la pared sea elástica supone que $A(s, t)$. En consecuencia este hecho debe introducirse en el balance que implica la ecuación de conservación de masa. La ecuación es la siguiente:

$$\underbrace{\rho V A \Delta t}_{\text{masa entrante en Vol. durante } \Delta t} - \underbrace{\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial s} \Delta s \right) \left(V + \frac{\partial V}{\partial s} \Delta s \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial s} \Delta s \right) \Delta t}_{\text{masa saliente de Vol. durante } \Delta t} = \text{masa acumulada en Vol. durante } \Delta t$$

Se divide entre A , Δs , y Δt y se hace tender $\Delta t \rightarrow 0$ y $\Delta s \rightarrow 0$, se opera y se concluye en la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial s} + V \frac{\partial \rho}{\partial s} + \frac{\rho}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\rho}{A} V \frac{\partial A}{\partial s} = 0 \quad \dots (I.12)$$

Esta ecuación representa la conservación de masa para un fluido compresible y tubería de pared elástica. Como las variaciones de ρ se producen como consecuencia de las variaciones de presión en el interior de la tubería, pueden escribirse las siguientes relaciones:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} \quad \frac{\partial \rho}{\partial s} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \cdot \frac{\partial P}{\partial s} \quad \dots (I.13)$$

Se sustituyen estas relaciones en (I.12) y resulta:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho}{A} \frac{\partial V}{\partial P} \right) \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial P}{\partial s} \right) + \rho \frac{\partial A}{\partial s} = 0 \quad \dots (I.14)$$

1.3.4 Velocidades y aceleraciones

Si se admite una distribución uniforme de velocidades (como en el caso anterior), la expresión de las aceleraciones será la misma que para el modelo con pared rígida y fluido incompresible, es decir:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial s} \quad \dots (I.15)$$

1.3.5 Expresión de Bernoulli generalizada

Para simplificar el análisis de los fenómenos aquí presentados, se trabaja con una tubería que al estar equilibradas las presiones exterior e interior, su diámetro es constante ($D_o = \text{cte}$). Asimismo, se admite que las constantes elásticas (espesor e , módulo de Young E , coeficiente de Poisson ν y condiciones de amarre) son uniformes a lo largo de la tubería. Respecto a la variación del diámetro D_o con la fluctuación de la presión interior se admitirá que dichas variaciones ΔD son despreciables frente al valor de D_o .

$$\text{Primera hipótesis} \quad \frac{\Delta D}{D_o} \ll 1$$

Bajo esta condición, todos los razonamientos que se emplearon en el caso anterior mantienen su validez. En consecuencia, se obtendrá una ecuación dinámica igual a (I.7), esto es:

$$\frac{1}{g} \frac{dV}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{4\tau}{\gamma D} - \text{sen } \alpha \quad \dots \text{ (I.16)}$$

donde $\gamma = \rho g$ es el peso específico del fluido. A continuación se formula una segunda hipótesis de simplificación. Esta hipótesis establece que:

$$\text{Segunda hipótesis} \quad \frac{\partial V}{\partial t} \gg V \frac{\partial V}{\partial s} \quad \dots \text{ (I.17)}$$

para todo punto s y todo instante t de la región de integración de la ecuación (I.16) en el plano s, t .

De la expresión (I.15) de la aceleración, si se aplica la segunda hipótesis y se introduce en (I.16) la carga piezométrica calculada con el peso específico del fluido $\gamma_0 = \rho_0 g$ donde ρ_0 es la densidad de referencia $h = P / \gamma_0 + z$, se tiene:

$$\frac{\partial h}{\partial s} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V V}{2gD} = 0 \quad \dots \text{ (I.18)}$$

donde el esfuerzo cortante fue sustituido por su expresión (I.2). La ecuación (I.18) es la expresión de Bernoulli generalizada correspondiente a este modelo conocida como la ecuación dinámica.

1.3.6 Ecuaciones constitutivas

Para la formulación de las ecuaciones de conservación de la masa (I.14) y la ecuación dinámica (I.18) no fue necesario establecer las ecuaciones constitutivas de la compresibilidad del fluido y de la elasticidad de la tubería. Sin embargo, si se examinan las funciones desconocidas que aparecen en estas dos ecuaciones encontramos que $P(s,t)$, $V(s,t)$, $\rho(s,t)$ y $A(s,t)$; son cuatro funciones incógnitas. Por lo tanto, para que el problema resulte en principio determinado, faltan dos ecuaciones más. Estas dos ecuaciones son precisamente las llamadas ecuaciones constitutivas.

Ecuación constitutiva del fluido

El comportamiento del fluido se describe mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{\rho_0}{k} \quad \dots (I.19)$$

donde ρ_0 es una densidad de referencia a partir de la cual se consideran las variaciones de ρ , y k es el módulo de compresibilidad volumétrica del fluido.

Ecuación constitutiva de la tubería

La ecuación constitutiva de la tubería, que describe el comportamiento elástico de la misma es:

$$\frac{\partial R}{\partial P} = C \quad \dots (I.20)$$

donde C es una constante que depende del espesor de la pared del tubo, de su radio interior R , del módulo de Young E y del coeficiente de Poisson ν , que a su vez depende del material de la tubería y del amarre que ésta tenga.

I.3.7 Ecuaciones, condiciones iniciales y condiciones de frontera

De acuerdo a lo visto, el modelo se caracteriza por las siguientes cuatro ecuaciones diferenciales.

- Conservación de la masa

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho}{A} \frac{\partial V}{\partial P} \right) \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial P}{\partial s} \right) + \rho \frac{\partial A}{\partial s} = 0 \quad \dots (I.14)$$

- Ecuación dinámica

$$\frac{\partial h}{\partial s} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V V}{2gD} = 0 \quad \dots (I.18)$$

- Ecuación constitutiva del fluido

$$\frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{\rho_0}{k} \quad \dots (I.19)$$

- Ecuación constitutiva de la tubería

$$\frac{\partial R}{\partial P} = C \quad \dots (I.20)$$

Es sencillo reducir el sistema de cuatro ecuaciones a un sistema de dos ecuaciones si se sustituyen las ecuaciones constitutivas en la ecuación de la conservación de la masa.

El primer factor del primer término de (I.14) puede escribirse como:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho}{A} \frac{\partial V}{\partial P} \right) = \frac{\rho_0}{k} + \frac{2\rho C}{R} = \rho_0 \left(\frac{1}{k} + \frac{2C}{R} \right) \quad \dots (I.21)$$

Finalmente, se plantea una nueva hipótesis que permite simplificar la ecuación anterior. Esta tercera hipótesis es la siguiente:

$$\text{Tercera hipótesis} \quad \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \ll 1 \quad \dots (I.22)$$

para todo s y t de la región de integración, salvo quizá para un número finito de puntos s, t dentro de la región. De la ecuación (I.22) se tiene que:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{\rho_0 + \Delta \rho}{\rho_0} \cong 1 \quad \dots (I.23)$$

Por lo tanto si se aplica este resultado puede escribirse que:

$$\rho_0 \left(\frac{1}{k} + \frac{2\rho C}{R\rho_0} \right) \cong \rho_0 \left(\frac{1}{k} + \frac{2C}{R} \right) \quad \dots (I.24)$$

Se definirá ahora el siguiente parámetro:

$$a = \frac{1}{\rho_0 \left(\frac{1}{k} + \frac{2C}{R} \right)} \quad \dots (I.25)$$

El parámetro a tiene las dimensiones de una velocidad y se denominará celeridad. Para escribir en forma definitiva la ecuación de conservación de la masa (I.14) conviene realizar una cuarta hipótesis:

$$\text{Cuarta hipótesis} \quad \frac{\partial P}{\partial t} \gg V \frac{\partial P}{\partial s} \quad \dots (I.26)$$

Se sustituyen (I.23), (I.25) y (I.26) en la ecuación (I.14) y se tiene la siguiente expresión de la ecuación de conservación de la masa para este modelo:

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial V}{\partial s} = 0 \quad \dots (I.27)$$

En conclusión, luego de incorporar las ecuaciones constitutivas a la ecuación de la masa, el sistema de cuatro ecuaciones se reduce a dos, la ecuación dinámica y la de conservación de la masa. Para finalizar, se harán algunas transformaciones en las dos ecuaciones para llevarlas a la forma más común.

$$\frac{\partial Q}{\partial s} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad \dots(I.28) \text{ Conservación de la masa + constitutivas}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial h}{\partial s} + \frac{fQ^2}{2DA} = 0 \quad \dots (I.29) \text{ Dinámica}$$

Las ecuaciones (I.28) y (I.29) constituyen un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales de primer orden cuyas funciones incógnitas son $Q(s,t)$ y $h(s,t)$. Para hallarlas se requiere conocer las condiciones de frontera. Las condiciones iniciales en este problema son:

$$\left. \begin{array}{l} Q = Q(s,0) \\ h = h(s,0) \end{array} \right\} \text{condiciones iniciales} \quad \dots (I.30)$$

Las anteriores ecuaciones indican que en el instante inicial $t = 0$ debe conocerse el valor del gasto Q y de la carga piezométrica h en todos los puntos del sistema.

Nótese que la ecuación de conservación de la masa más las constitutivas (I.28) es lineal en las derivadas parciales y los coeficientes son constantes. La ecuación (I.29) no es lineal debido a la fricción; en dicho término aparece el gasto al cuadrado.

I.4 CRITERIO PARA DETERMINAR EL MODELO A EMPLEAR

Hasta el momento se han desarrollado dos modelos para el estudio del flujo no estacionario. El primero admite que la celeridad en la propagación de las perturbaciones es infinita ($a \rightarrow \infty$), el segundo se basa en la existencia de una celeridad a finita. Ahora se presentará un criterio para tener elementos a fin de decidir respecto al empleo de uno u otro modelo en cada caso particular.

El criterio consiste en la comparación entre el tiempo T_I en el cual se produce el fenómeno que motiva el transitorio hidráulico (cierre o apertura de una válvula, paro o arranque de una bomba, etc.) y el tiempo que una onda tarda en recorrer la tubería y regresar al punto donde se generó la perturbación.

El tiempo T_I se medirá a partir de la derivada del gasto cuya variación produce el golpe de ariete. Sea Q_0 el gasto de régimen del sistema hidráulico, T_I se definirá como:

$$T_I = Q_0 \frac{1}{\frac{\partial Q}{\partial t}} \quad \dots (I.31)$$

Donde $|\partial Q/\partial t|$ debe ser el valor máximo que toma $|\partial Q/\partial t|$ en el fenómeno real. Por otro lado el valor de T_1 debe ser comparado con el tiempo T_2 en que una onda tarda en ir y volver por la tubería hasta el punto de partida. Dicho tiempo se calcula como se indica a continuación:

$$T_2 = \frac{2L}{a} \quad \dots (I.32)$$

donde L es la longitud de la conducción.

El criterio que se propone se basa en la evaluación del parámetro T_2/T_1 . De acuerdo con el valor que tomé el cociente T_2/T_1 podrá afirmarse si es razonable emplear el modelo con ondas o por el contrario trabajar con el modelo con $a \rightarrow \infty$ (oscilación en masa). En la siguiente tabla se resume el criterio.

<i>Relación T_2/T_1</i>	<i>Modelo a emplear</i>
a) $T_2/T_1 \ll 1$	Modelo rígido (a infinita)
b) Si no se verifica a)	Modelo elástico (a finita)

Naturalmente no es fácil precisar en general el significado de $T_2/T_1 \ll 1$. En principio debe entenderse que cuanto menor sea dicho cociente más representativo del fenómeno será el modelo de oscilación de masa.²

El modelo de ondas (a finita) considera también la inercia de la columna líquida. Es pues un modelo más completo ya que cuando $T_2/T_1 \ll 1$ el modelo de ondas tiende al de oscilación de masa, sin embargo, cuando existe seguridad de que el modelo de oscilación de masa (a infinita) da buenos resultados, su simplicidad, comparado con el de ondas hace deseable su empleo.

I.5 PROBLEMAS CREADOS POR LOS TRANSITORIOS HIDRÁULICOS

Los problemas que se producen en las conducciones de agua debido a los transitorios hidráulicos son de tres tipos, a saber:

- Problemas de sobrepresiones,
- Problemas de depresiones y
- Problemas de sobre velocidad de las máquinas.

I.5.1 Problemas de sobrepresión

Se denomina sobrepresión en un punto de una conducción a toda presión superior a la presión de trabajo. Los problemas que origina son los más sencillos de comprender puesto que la existencia de una presión superior a la de trabajo, aunque sea una

² Instituto de Ingeniería UNAM, Diseño y operación hidráulicos de conducciones de agua a presión, Fascículo III, p 44

sobrepresión transitoria, supone un incremento en las tensiones del material de la tubería. Si dicho aumento tiene tal magnitud que provoque deformaciones plásticas en la tubería o produce su rotura, es evidente que desde la etapa de proyecto deberá evitarse. Cuando el proyectista calcula la tubería debe establecer una cota de presiones máxima admisibles en todo punto de la misma. Esta cota determinará la "clase" de la tubería en cada tramo de la misma. Cuando se determina la clase, o lo que es lo mismo, la presión manométrica que la tubería es capaz de resistir sin daño, no se establecen diferencias entre presiones estacionarias y transitorias.

Por lo tanto, en el diseño se tratará siempre de que la clase de cada tramo de la tubería este por encima de la presión manométrica máxima (estacionaria o transitoria), que el tramo deberá soportar cuando forme parte de la conducción. La elección de la clase de la tubería debe decidirse en función del costo de la misma. Cuanto más resistente sea ésta mayor será su costo, pero en compensación habrá menores problemas con las sobrepresiones transitorias y por lo tanto será menos costoso el sistema de control de transitorios hidráulicos. A la inversa, una tubería con menos margen para soportar sobrepresiones costará menos, pero el sistema de control de los transitorios hidráulicos aumentará su costo. En consecuencia, el proyectista con una visión de conjunto de la conducción que está diseñando, será el que deberá tomar las decisiones que lleven a la solución de menos costo.

1.5.2 Problemas de depresiones

Se denomina depresión a toda presión absoluta menor que la atmosférica. Si la tubería está enterrada la presión media exterior que la tubería soporta es mayor que la atmosférica, depende del tipo de suelo y la profundidad. Ello debe tenerse en cuenta al diseñar estructuralmente las tuberías enterradas pues debe resistir la presión exterior con la atmosférica en el interior.

Los problemas de las depresiones en la conducción son los más frecuentes cuando se trata de transitorios creados por el paro accidental de una planta de bombeo. En un orden de gravedad, estos problemas pueden clasificarse en tres clases.

Colapso de tubería

Al reducirse la presión interior y tomar valores por debajo de la presión media exterior, el tramo de tubería afectado trabajará a la compresión en el sentido de las tensiones según la circunferencia. Si estas tensiones son lo suficientemente altas se puede producir un fenómeno de pandeo en la pared de la tubería que lleve a su colapso (fig. I.1). Determinar cuál es la presión mínima que puede producir el colapso no es fácil, puesto que, una vez colocada la tubería la forma del perímetro puede modificarse respecto a la circunferencia original y de acuerdo a la forma resultante ésta será más o menos sensible al colapso.

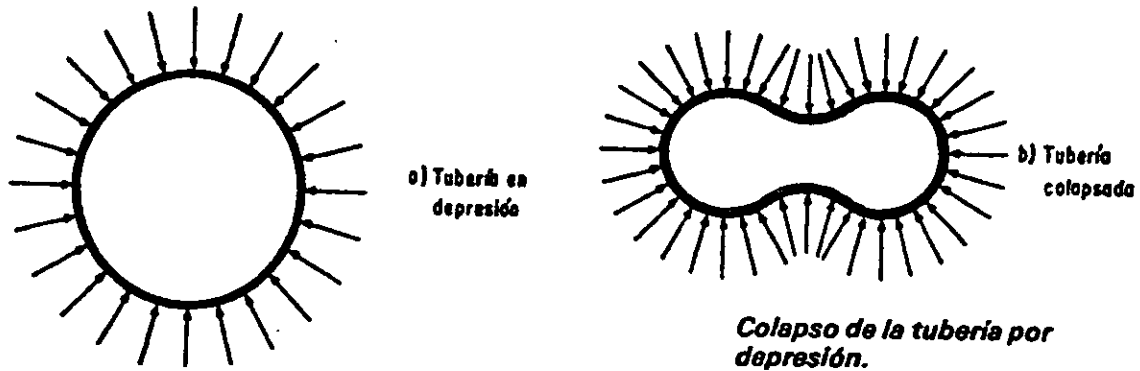


Fig. I.1

Separación de la columna rígida

Si la tubería no se colapsa, el descenso de la presión en el interior de la misma puede dar origen a la vaporización de agua a temperatura ambiente. En efecto, si la presión absoluta se aproximase a 0.25 mca para una temperatura ambiente de 20° C, la fase líquida se transforma en fase gaseosa y se forman burbujas de tamaños diversos en el seno del líquido. Este fenómeno en sí no es peligroso, pero sí es peligroso el fenómeno subsecuente en el tiempo. Según algunos autores, si la burbuja inicialmente creada por una onda de depresión, es sometida a una presión levemente superior a la presión de vaporización, reducirá velozmente su volumen. Esta veloz reducción de volumen puede llevar a que las columnas líquidas separadas por la burbuja choquen violentamente. Por ello, este fenómeno de la reintegración de la columna líquida debe ser evitado en las conducciones que no se diseñen para soportarlo. Otros estudios muestran que las sobrepresiones debidas a la separación de la columna rígida están más bien asociadas a la superposición de ondas reflejadas en la condición de frontera impuesta por la presión de vaporización del agua.³

Entrada de aire en la tubería

En virtud de las conexiones con la atmósfera que la tubería debe tener a través de válvulas de admisión y expulsión de aire, se justifica la entrada de aire. La entrada de aire a la tubería es en principio un hecho que debe evitarse pues puede dar lugar a dos tipos de fenómenos peligrosos por las sobrepresiones que puede generar. Uno de estos fenómenos consiste en el aumento de presión que puede sobrevenir en un orificio cuando el peso específico del fluido cambia de 1.2 kg/m³ (aire) a 1000 kg/m³ (agua) sin que se modifique el gasto. En consecuencia, para evitar la expulsión de aire por lugares no previstos de la conducción deberá evitarse su entrada. En el otro fenómeno, pequeñas cantidades de aire en la conducción pueden aumentar las sobrepresiones esperadas para un golpe de ariete sin aire.

³ Alejandro Sanchez, Análisis Teórico-Experimental de las presiones causadas por separación de columna líquida, Tesis de Maestría, DEPMI, UNAM, Noviembre de 1987.

1.5.3 Problemas de sobrevelocidad

Al sufrir un paro accidental debido al cese del suministro eléctrico, las bombas hidráulicas quedan liberadas a la acción combinada del flujo que (en un acueducto ascendente) tiende a invertirse, y de la inercia de las masas en rotación. De esta acción combinada resulta, en general, una inversión en la velocidad de la máquina que comienza al cabo de pocos segundos a girar al revés. Si esta velocidad en reversa aumenta por sobre la velocidad de régimen de las máquinas, las partes que giran serán sometidas esfuerzos debidos a la fuerza centrífuga. Se tendrán en las partes rotantes esfuerzos del orden del doble que en rotación normal. Ello puede desbaratar las piezas rápidamente sobre todo si el fenómeno persiste en el tiempo, como puede ocurrir cuando una válvula de descarga queda abierta y el flujo se regresa de la línea de conducción al tanque de succión, a través de la máquina.

1.6 CARGAS PIEZOMÉTRICAS MÁXIMAS Y MÍNIMAS

Una herramienta que se emplea comúnmente para determinar la existencia de sobrepresiones o depresiones en algunos puntos de una tubería, durante el fenómeno transitorio hidráulico, es el lugar geométrico de las cargas piezométricas máximas y mínimas.

1.6.1 Cargas piezométricas máximas y mínimas

La carga piezométrica máxima $h = P / \gamma + z$ medida desde un nivel de referencia z_0 depende del punto de la tubería considerado s y del tiempo t .

$$h = h(s, t)$$

Si se considera un transitorio hidráulico, para un punto determinado (s fijo) h evoluciona con el tiempo durante dicho transitorio. Se denominará $h_M(s)$ al valor máximo que h toma en dicha evolución en el punto s y $h_m(s)$ al valor mínimo, esto es:

$h_M(s)$ - valor máximo de h en s durante el transitorio hidráulico.

$h_m(s)$ - valor mínimo de h en s durante el transitorio hidráulico.

1.6.2 Lugar geométrico de las cargas piezométricas

Se denomina lugar geométrico de las cargas piezométricas máximas a la función:

$$h = h_M(s) \quad \text{para } 0 \leq s \leq L$$

donde L es la longitud de la tubería.

Análogamente, se denomina lugar geométrico de las cargas piezométricas mínimas, a la función:

$$h = h_m(s) \quad \text{para } 0 \leq s \leq L$$

I.7 EVALUACIÓN DE SOBREPRESIONES Y DEPRESIONES

I.7.1 Evaluación de las sobrepresiones

A partir de definir la posición de las cargas piezométricas en cada punto de la tubería, queda establecida la resistencia mínima de la tubería para soportar dichas cargas piezométricas. Se dibuja por sobre el perfil una línea que diste de la tubería, en forma vertical y a la escala del dibujo, a una distancia igual al valor de la carga piezométrica manométrica que la tubería soporta, expresada en mca, la posición de las cargas piezométricas máximas debe localizarse dentro de la franja comprendida entre el perfil de la tubería y la "línea de resistencia" de la tubería (fig. I.2). Si la posición de las cargas piezométricas máximas escapara fuera de la franja indicada, en los tramos donde ello ocurra la tubería corre peligro de rotura en un transitorio hidráulico.

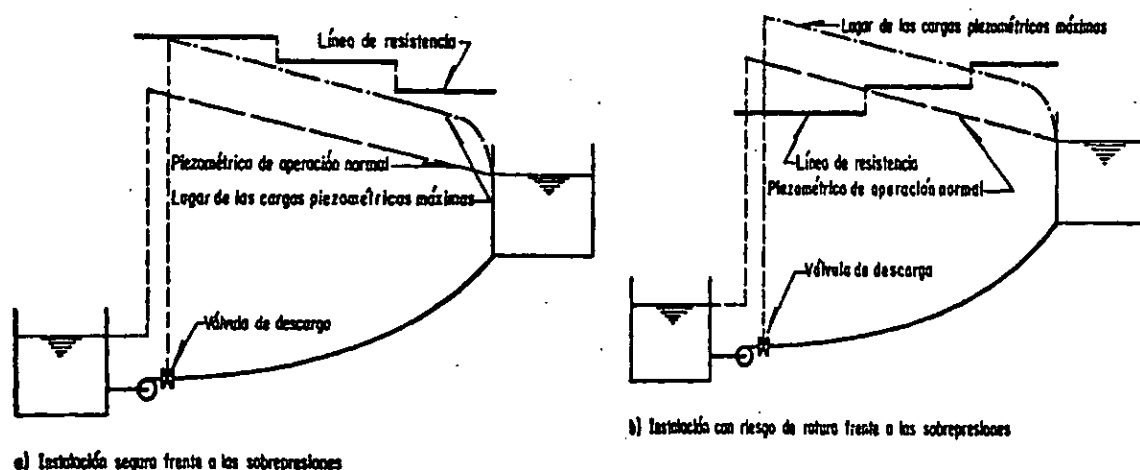


Fig. I.2 Evaluación de las sobrepresiones

I.7.2 Evaluación de las depresiones

La evaluación de la seguridad del acueducto frente a las depresiones se realiza de igual manera que como se hizo con las sobrepresiones, pero ahora se considera el lugar de las cargas piezométricas mínimas y se examina su ubicación en relación con el propio perfil de la tubería, con una curva paralela al acueducto y trazada por debajo de éste a $(P_a - P_v) / \gamma$ mca a la escala del dibujo. P_a es la presión atmosférica absoluta del lugar y P_v es la presión de vapor absoluta a la temperatura ambiente más alta que se prevea posible, para el lugar de construcción del acueducto.

En la figura I.3 a), la línea que indica el lugar de cargas piezométricas mínimas corta el perfil del acueducto pero no la "línea de presiones de vaporización". Ello indica que el tramo en que la línea de piezométricas mínimas está por debajo del perfil del acueducto, hay riesgo de entrada de aire a la instalación. En esta figura, sin embargo, no hay riesgo de separación de columna puesto que la línea de piezométricas mínimas no corta la línea de presiones de vaporización.

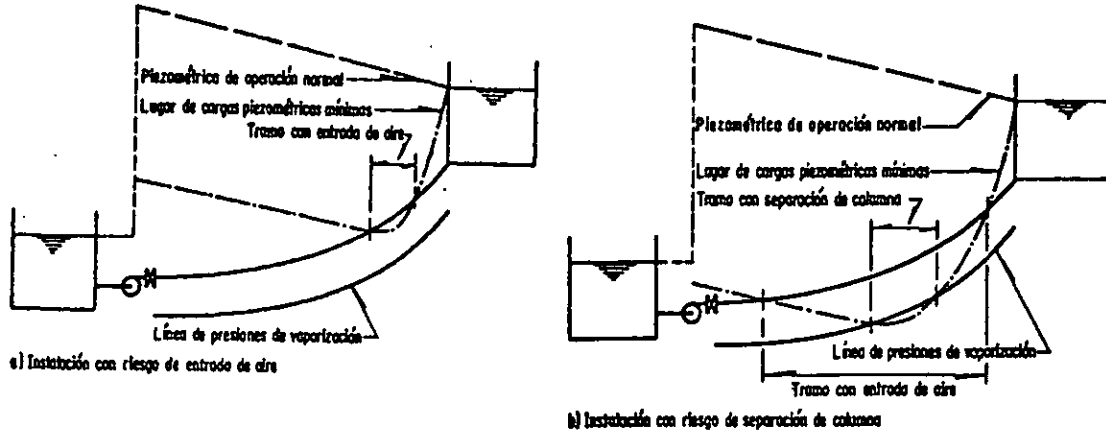


Fig. I.3 Evaluación de las depresiones

En la figura I.3 b), se presenta una instalación con riesgo de separación de columna en el tramo que se indica y, asimismo, con riesgo de entrada de aire en un tramo más extendido.

I.7.3 Acueducto bien diseñado en relación con depresiones y sobrepresiones

De lo expuesto anteriormente se deduce inmediatamente que un acueducto bien diseñado tiene que presentar el siguiente comportamiento:

- La línea de cargas piezométricas máxima se ubica por debajo de “la línea de resistencia” de la conducción.
- La línea de cargas piezométricas mínima se ubica por encima del perfil del acueducto y obviamente también por encima de la “línea de presiones de vaporización”(fig. I.4).

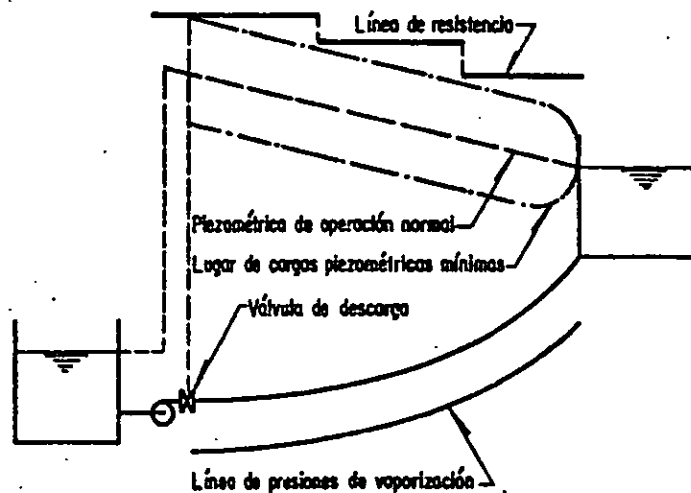


Fig. I.4 Acueducto bien diseñado

II. Dispositivos para el control de transitorios

En este capítulo se exponen el funcionamiento de los dispositivos para el control de fenómenos transitorios y se habla con mas detalle de la cámara de aire por ser el tema central de este trabajo.

Para controlar los efectos del transitorio hidráulico se tienen dispositivos de acción directa y dispositivos de acción indirecta.⁴ Los primeros se instalan en serie con la conducción a proteger, ejercen una acción inmediata desde el instante en que inicia el transitorio. Su objetivo es disminuir la velocidad de la onda, lo que a la postre se manifestará en menores oscilaciones de presión y en una menor exigencia en la resistencia mecánica de los materiales que conforman la conducción. Tratan de actuar directamente sobre la causa que genera la perturbación, alargan el transitorio, porque de este modo se disminuyen sus efectos.

Los segundos se disponen en paralelo y llevan a cabo su acción en el momento oportuno (cuando la presión aumenta demasiado o disminuye peligrosamente), salvo algunos casos donde la acción es inmediata. En los casos en que no se pueda alargar el transitorio, existe la posibilidad de actuar indirectamente sobre el sistema, es decir, una vez que se ha originado la perturbación hay que tratar de minimizar sus efectos.

⁴ Rafael Guarga, *Transitorios y oscilaciones*, p 429

Así, los dispositivos de protección contra los efectos del transitorio hidráulico se pueden agrupar de la siguiente manera:

- | | | |
|----------------------------------|---|---|
| Dispositivos de acción directa | { | <ul style="list-style-type: none">• Volantes de inercia• Válvulas de retención• Válvulas de cierre programado |
| Dispositivos de acción indirecta | { | <ul style="list-style-type: none">• Torres de oscilación• Tanques unidireccionales• Cámaras de aire• Válvulas de admisión y expulsión de aire• Válvulas de alivio |

II.1 DISPOSITIVOS DE ACCIÓN DIRECTA

II.1.1 VOLANTES DE INERCIA

La falta de energía eléctrica en el motor de un equipo de bombeo ocasiona que el rodete continúe su giro por inercia a velocidades de rotación decrecientes, hasta su paro total. Durante este proceso, el gasto a la salida de la bomba desciende por debajo del valor de régimen, lo cual da origen a un transitorio en la tubería de impulsión y al correspondiente efecto de golpe de ariete por paro de bombas, se efectúa el cierre de la válvula de retención en un momento determinado (en caso que la hubiere). Los sucesivos valores de rotación que adopta la bomba en los instantes posteriores a la desconexión del motor, que condicionan el efecto de golpe de ariete en la tubería de impulsión, están directamente relacionados con el momento de inercia de las masas rodantes donde éstas son principalmente las que corresponden al rotor del motor y al rodete de la bomba.

Cuanto mayor sea el momento de inercia de las masas giratorias del grupo motor – bomba, más lento será el paro del grupo y, en consecuencia, más suaves serán los cambios de velocidad, lo que a la postre se traduce en sobrepresiones y depresiones más discretas en el sistema hidráulico. Por lo tanto, la solución de aumentar la inercia contribuirá de manera notable a disminuir los efectos no deseados de un transitorio hidráulico.

Una mayor inercia de las masas rodantes da como resultado un alargamiento del proceso de caída de velocidades de rotación del grupo y por ello menores valores de ΔQ y de ΔH para el mismo Δt . Ello implica que el paro del grupo se pueda convertir de un fenómeno rápido en un fenómeno lento, o bien de uno lento a otro más lento todavía, para igualdad del resto de las características de la instalación. Así, el aumento del momento de inercia reduce las oscilaciones de la carga de presión que aparece en la instalación por paro de bombas. Sin embargo, el tiempo de duración del transitorio será más largo pero ello no ocasiona ningún efecto perjudicial en la instalación.

II.1.2 VALVULAS DE RETENCION

Desde el punto de vista del transitorio hidráulico, la utilización de las válvulas de retención como dispositivo anti - ariete no es recomendable, ya que su cierre introduce perturbaciones en vez de reducirlas. Sin embargo, su uso es general y correcto en estaciones de bombeo, se instalan a la salida la bomba, con ello se trata de evitar que el flujo de retorno provoque velocidades de giro inversas que puedan ser causa de un deterioro serio del conjunto motor – bomba. A su vez, frente al paro del bombeo, su cierre automático evitará que el tanque de entrega se pueda vaciar con el tiempo

Existen otras razones que pueden aconsejar el uso de válvulas de retención, como por ejemplo la instalación de un by – pass donde sólo interese que el flujo circule en un determinado sentido. También en las estaciones de bombeo con varios grupos en paralelo, a la salida de cada uno de ellos se instala una válvula de retención; cuando alguna bomba está fuera de servicio, su válvula de retención permanece cerrada e impide el flujo de retorno al cárcamo de bombeo desde los grupos que están en marcha a través de la bomba parada. Es por tanto, un elemento ampliamente utilizado en hidráulica.

II.1.3 VALVULAS DE CIERRE PROGRAMADO

Sea una instalación con una tubería que trabaja a una presión nominal y que además es capaz de soportar una presión máxima determinada. El problema que se plantea es diseñar la maniobra de cierre de modo que la máxima presión que se alcance en la conducción no llegue a rebasar un valor inicialmente previsto. Con este planteamiento, el tiempo de maniobra de la válvula T_C , sería una variable a determinar, deben calcularse las distintas leyes de cierre con que debería accionarse la válvula a fin de alcanzar el objetivo previsto.

El análisis consiste en resolver y averiguar qué ocurre en una instalación totalmente definida durante un transitorio, y el diseño se referirá exclusivamente a la maniobra de la válvula, se resuelven dos cuestiones básicas:

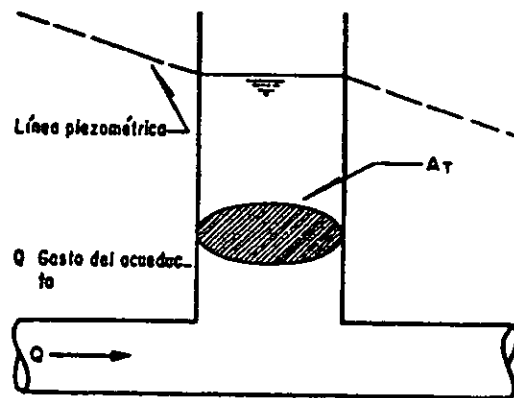
- a) ¿Cuál es su tiempo de accionamiento T_C ?
- b) ¿Cómo debe ser accionada durante este tiempo?

II.2 DISPOSITIVOS DE PROTECCIÓN INDIRECTA

II.2.1 TORRES DE OSCILACIÓN

En la figura II.1 se presenta el esquema de una torre de oscilación. Se trata de una torre cuya sección recta tiene un área A_T sustancialmente mayor que el área A de la tubería. La relación A_T / A debe ser suficientemente grande como para que los movimientos verticales del agua en la torre, durante el fenómeno transitorio, tengan aceleraciones despreciables frente al gradiente hidrostático que es la aceleración de la gravedad. Se trata de que la torre de oscilación trabaje como un tanque de carga constante durante el transitorio hidráulico. Ello implica que la onda incidente se refleje completamente y que la tubería que sale del tanque, en la cual no se produce perturbación, se mantenga como una zona no perturbada.

La acción de la torre de oscilación consiste en confinar la perturbación en el tramo de tubería comprendido entre la bomba y la torre. El resto de la tubería no es afectado por la onda de depresión así como tampoco por las fases subsiguientes del fenómeno que se producirá en el tramo comprendido entre la bomba y la torre.



Esquema de una torre de oscilación

Fig. II.1

Ventajas y problemas de la torre de oscilación

La torre de oscilación es un dispositivo del cual habitualmente el proyectista conoce las ventajas y desconoce los problemas que trae a la instalación. Respecto a la torre de oscilación, sus ventajas más notables son dos, a saber:

- No requiere mantenimiento mecánico.
- El fenómeno de golpe de ariete no afecta el tramo de aguas abajo, no se requiere por lo tanto de otros dispositivos (dispositivos secundarios).

Los problemas que la torre de oscilación introduce pueden resumirse en:

- Su coronamiento debe estar por encima del nivel de la piezométrica para gasto máximo en el punto donde se coloque el tanque.
- Su desplante debe estar por debajo de la piezométrica correspondiente al gasto nulo, para que no se vacíe.
- Castiga el tramo entre la planta de bombeo y la torre, se requiere en dicho tramo analizar la resistencia de la tubería a las sobrepresiones.

II.1.2 TANQUE UNIDIRECCIONAL

En la figura II.2 se presenta el esquema de un tanque unidireccional. Se observa que el tanque unidireccional se conecta al acueducto mediante una línea que tiene una válvula de retención (o varias en paralelo). Dicha válvula impide el flujo desde el acueducto al tanque aún cuando la piezométrica en la línea está por encima del nivel del agua en el tanque. La operación del tanque se produce cuando la piezométrica en el acueducto baja más allá del nivel de la superficie libre del agua. En dicha situación la válvula de retención se abre y fluye el agua desde el tanque a la línea. Si la comunicación entre el tanque y la línea es suficientemente franca (pocas pérdidas y poca inercia) al comunicarse, la piezométrica del acueducto se mantendrá sensiblemente próxima al nivel de la superficie libre del tanque. Ello impedirá que se produzcan depresiones indeseables en las proximidades del tanque. Su funcionamiento es sencillo, al incidir la onda de depresión el tanque está cerrado y la onda no percibe la presencia del tanque, cuando la piezométrica ha descendido lo necesario para que se abra la conexión entre el tanque y el acueducto, el tanque actúa como un reflector tal como la hacía la torre de oscilación.

El tanque unidireccional no evita la propagación de parte de la onda incidente hacia el tramo de acueducto aguas abajo del tanque. A diferencia de la torre de oscilación, el nivel de la superficie libre del tanque puede ubicarse por debajo de la piezométrica normal de operación. Una vez que el tanque opera, debe llenarse nuevamente para estar disponible para la próxima operación.

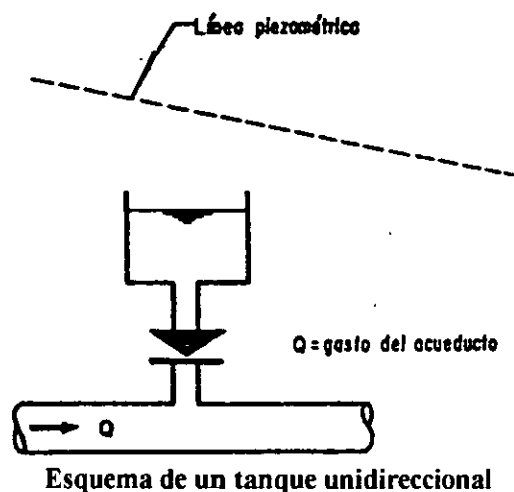


Fig. II.2

Ventajas y problemas del tanque unidireccional

Las ventajas más notables de este dispositivo son:

- Su coronamiento está por debajo de la piezométrica para gasto máximo. Por lo tanto se adecua a topografías en que el carácter de las elevaciones implicarían tanques de oscilación muy altos.
- Al reflejar parcialmente las ondas de depresión no induce sobre la máquina grandes sobrevelocidades en reversa.

El tanque unidireccional incorpora los siguientes problemas a la instalación:

- Requiere mantenimiento mecánico periódico para asegurar un buen funcionamiento de las válvulas de retención y llenado.
- Al reflejar la onda de depresión, la parte de la onda transmitida puede producir depresiones indeseables aguas abajo. Ello implica que pueden requerirse otros tanques unidireccionales (dispositivos secundarios) para controlar el transitorio en todo el acueducto.

II.2.3 CÁMARAS DE AIRE.

En la figura II.3 se muestra el esquema de una cámara de aire y cómo ésta se ubica habitualmente en el sistema de bombeo. Se aprecia que la carga piezométrica de trabajo normalmente se halla por arriba de la cámara, se observa también que el aire comprimido se introduce mediante un compresor y, finalmente, que la cámara se conecta en ocasiones por medio de un orificio diferencial cuya pérdida de carga crece para gastos de la línea a la cámara y decrece para gastos de la cámara a la línea (orificio diferencial).

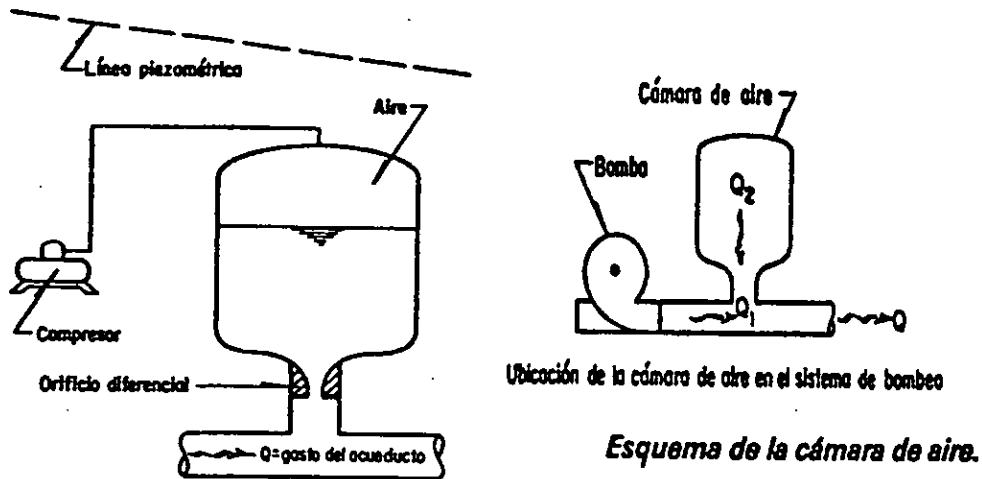
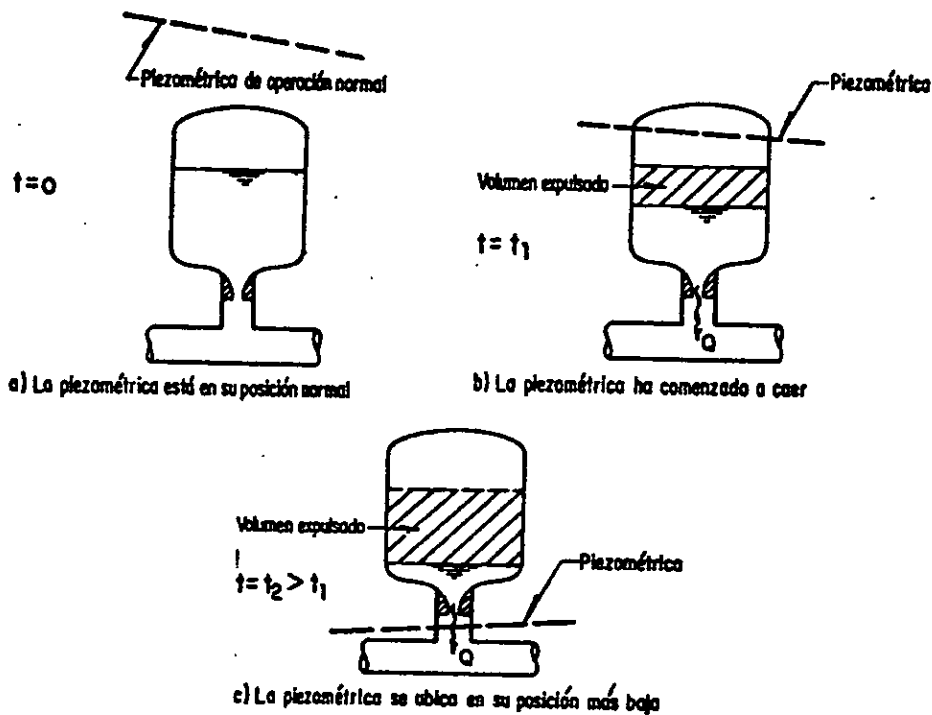


Fig. II.3

La operación de la cámara se ilustra en la figura II.4 (a) donde se tiene la condición previa al paro accidental, en (b) la piezométrica en la planta de bombeo ha caído hasta una posición intermedia y por consiguiente también ha caído la presión en el interior de la cámara y el aire se ha expandido expulsando el volumen marcado hacia la línea. En la figura (c) la piezométrica ha descendido a su nivel más bajo, el volumen de aire se ha expandido al máximo y el volumen de agua marcado ha sido expulsado durante el intervalo de operación de la cámara.



Operación de la cámara de aire.

Fig. II.4

Cómo controla las sobrepresiones y depresiones la cámara de aire

La cámara de aire controla el transitorio producido por el paro de la planta de bombeo reduce la variación del gasto después del paro accidental. En efecto, antes del paro accidental el gasto Q que entra a la tubería es igual a Q_1 gasto entregado por la bomba. Luego del paro accidental, cuando cae la piezométrica y la cámara expulsa el gasto $Q_2(t)$ entonces el gasto que entra a la tubería es:

$$Q(t) = Q_1(t) + Q_2(t) \quad \dots \text{(II.1)}$$

Se toman derivadas respecto al tiempo y se tiene:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} \quad \dots \text{(II.2)}$$

donde $dQ_1/dt < 0$ (Q_1 decreciente) y $dQ_2/dt > 0$ (Q_2 creciente) se tiene que:

$$\left| \frac{dQ}{dt} \right| < \left| \frac{dQ_1}{dt} \right| \quad \dots \text{(II.3)}$$

Ello indica que la variación absoluta por unidad de tiempo del gasto que entra a la tubería es menor que la variación absoluta por unidad de tiempo del gasto que sale de la bomba. En consecuencia y se recuerdan las relaciones entre las perturbaciones rápidas de gasto y de carga por unidad de tiempo (fórmula de Joukowsky), se tiene que:

$$|\Delta h| = \frac{a}{gA} |\Delta Q| \quad \dots \text{(II.4)}$$

Se concluye que la acción de la cámara de aire, al reducir dQ/dt respecto al que produce la bomba, reduce la amplitud de la perturbación de presión correspondiente.

Ventajas y problemas de la cámara de aire

Las ventajas más significativas que presenta una cámara de aire como dispositivo principal o secundario para el control del golpe de ariete, son los siguientes:

- Reduce, a voluntad la magnitud de la onda de depresión que se produce luego del paro accidental de las bombas.
- Su efecto sobre la onda no depende de la cota inicial de la superficie libre del agua dentro de la cámara. Esta diferencia esencial con la torre de oscilación y con el tanque unidireccional permite que con la cámara se controle el golpe de ariete en topografías en las cuales no es conveniente colocar los dispositivos mencionados.

- El volumen de agua estática existente dentro de la cámara de oscilación es sustancialmente menor que en una torre de oscilación o tanque unidireccional. Por lo tanto en zonas con clima frío es más fácil evitar la congelación mediante calentamiento.
- La cámara de aire puede colocarse siempre cerca de la planta de bombeo puesto que su efecto no depende de la cota inicial de la superficie libre del agua dentro de la cámara. Ello facilita su mantenimiento, la alimentación del aire comprimido y calentamiento si fuese necesario.

Por otra parte, los problemas más importantes que presenta la cámara de aire son:

- Requiere disponer de compresores para mantener el colchón de aire que, de otra manera, se disolvería en el agua y finalmente desaparecería. Ello implica agregar, en la planta de bombeo, nuevos equipos para darle alimentación.
- El orificio diferencial habitualmente se construye mediante un by – pass con válvulas de retención. Ello implica que estas válvulas deben recibir mantenimiento para asegurar su operación correcta.
- Como la cámara reduce, pero no suprime la onda de depresión, ésta viaja en la dirección aguas abajo. En función de la topografía, pueden requerirse otros dispositivos de control secundarios como pueden ser otras cámaras de menor volumen que la principal, tanques unidireccionales o torres de oscilación.

Orificio diferencial

En algunos casos la comunicación entre la cámara y el acueducto debe realizarse a través de un orificio diferencial, esto es, un orificio cuyo coeficiente de pérdida de carga $K(\Delta H = K Q^2)$ depende del sentido del flujo (K_V – vaciado y K_{LL} – llenado). Para la cámara de aire interesa que la comunicación entre la cámara y el acueducto introduzca las menores pérdidas posibles cuando el flujo es de la cámara al acueducto. Sin embargo, conviene que K_{LL} sea más alto y uno de los aspectos de diseño de la cámara es precisamente determinar K_{LL} .

Las razones que llevan a que K_{LL} sea sustancialmente mayor que K_V surgen de la figura II.5. Si se observa los dos instantes que se presentan en la figura, vemos que en (a) se tiene la máxima expansión del aire y $Q = 0$; ocurrió el paro accidental y el flujo va a invertirse, la válvula de descarga ya cerró. En (b) se presenta el sistema unos cuantos segundos más tarde. La columna líquida descendió comprimiendo el aire en la cámara hasta que se detuvo nuevamente ($Q = 0$) en la situación de máxima compresión. Si se observan ambos esquemas, se percibe que al pasar de (a) a (b), una masa de agua cuyo volumen V se ha marcado, ha descendido Δz .

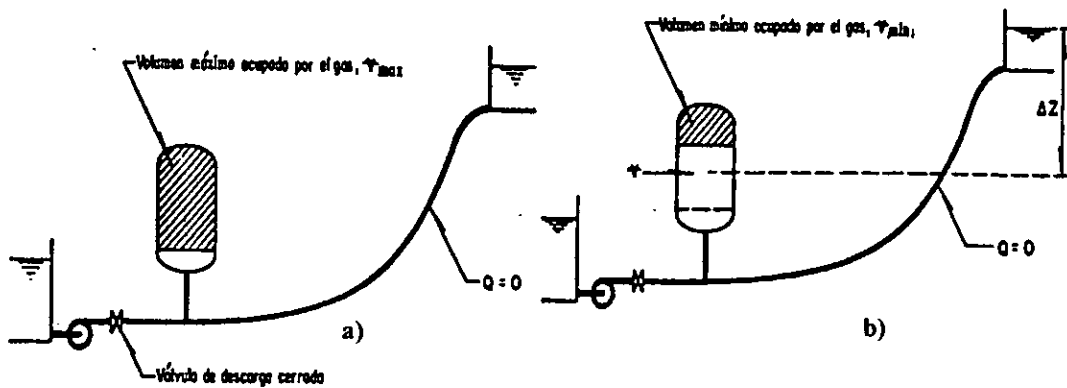


Fig. II. 5 K_{LL} y K_V

La energía potencial correspondiente a la gravedad $E_p = (V_{m\acute{a}x} - V_{m\acute{i}n})\gamma\Delta z$ liberada ha sido transferida a energía elástica en el aire comprimido. Esta energía puede calcularse para una compresión isotérmica, según Rafael Guarga,⁵ en virtud de la lentitud del fenómeno y resulta:

$$E_p = P_{min} V_{m\acute{a}x} L n \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}} \quad \dots (II.5)$$

Al calcular (II.5) se admite una evolución isotérmica por la lentitud con que se produce la oscilación de masa. Se aplica el valor de E_p calculado en el campo gravitatorio en (II.5) y se tiene que la relación entre las presiones máximas y mínimas es:

$$\frac{P_{m\acute{a}x}}{P_{m\acute{i}n}} = e^{\frac{\gamma}{P_{min}} \left(1 - \frac{V_{m\acute{i}n}}{V_{m\acute{a}x}} \right) \Delta z} \quad \dots (II.6)$$

La expresión anterior puede tomar valores muy elevados sobre todo si:

$$\frac{V_{m\acute{i}n}}{V_{m\acute{a}x}} \ll 1 \quad \text{y} \\ \gamma\Delta z / P_{min} \gg 1.$$

Una manera de evitar que la energía potencial gravitatoria perdida por el fluido se transforme íntegramente en energía potencial elástica en el aire comprimido, es disiparla en calor mediante un orificio con grande K_{LL} a fin de reducir la energía potencial a almacenar en el aire comprimido.

⁵ Instituto de Ingeniería UNAM, Diseño y operación hidráulicos de conducciones de agua a presión, Fascículo IV, p 43

II.2.4 VÁLVULA DE ADMISIÓN Y EXPULSIÓN DE AIRE

Un dispositivo eficaz y sencillo para tratar de controlar sobrepresiones y las depresiones generadas durante los fenómenos transitorios es la válvula de admisión y expulsión de aire (VAEA), que permite la admisión de aire atmosférico en la conducción en el punto de la tubería en que se encuentra instalada cuando la presión en la línea se sitúa por debajo de la presión atmosférica, se rompe con ello el vacío parcial que se tenía. Posteriormente y si la presión aumenta hasta superar la presión exterior, el aire es expulsado, de manera que las columnas de líquido separadas, vuelven a juntarse de nuevo.

Las válvulas de admisión y expulsión de aire se instalan en los puntos altos de las tuberías de perfil irregular, que es donde pueden presentarse problemas por bajas presiones. Si su funcionamiento es correcto son un elemento sumamente eficaz para la prevención de depresiones; pero una deficiente admisión puede dar lugar a la aparición del fenómeno de separación de columna líquida discutido en el capítulo I.

La correcta modelización de las válvulas de admisión y expulsión de aire resulta imprescindible para una adecuada simulación matemática del transitorio y un conocimiento final exacto de las depresiones – sobrepresiones que a la postre se alcanzan en los distintos puntos de la tubería.

Las dos razones por las que una VAEA debe introducir aire dentro de una conducción son:

- la ventilación
- el control de depresiones originadas durante un transitorio.

La principal desventaja de utilizar VAEAS como dispositivo de control de transitorios radica precisamente en la introducción de aire en la línea. Si éste no es evacuado antes de poner en servicio nuevamente el acueducto, puede generar problemas tales como fluctuaciones de gasto y/o reducción de la capacidad de conducción.

II.2.5 VÁLVULAS DE ALIVIO

Son válvulas para las cuales varía su operación mecánica de un fabricante a otro, pero su función es abrir una conexión entre el interior del acueducto y atmósfera cuando la presión interior sobrepasa un límite $P_{\text{máx}}$ previamente establecido.

La apertura también puede ser ordenada por medio de una válvula solenoide que, al cesar el suministro de energía eléctrica, habilita un circuito hidráulico o neumático que abre la válvula instantes antes de que ocurra el ascenso de presión.

Son dispositivos comúnmente utilizados en las descargas de las bombas verticales, pero su acción puede ser tardía ya que operan hasta que se presente la sobrepresión en el punto de conexión, lo que puede suceder después de que ya se ha conformado la sobrepresión en todo el acueducto.

II.3 RELACIÓN ENTRE LA TOPOGRAFÍA Y LOS DISPOSITIVOS PARA EL CONTROL DE LOS TRANSITORIOS HIDRAULICOS

En el diseño de acueductos el proyectista posee habitualmente como información de diseño la ubicación de la planta de bombeo y la posición del punto de entrega. La topografía de la zona determina un perfil del acueducto al definirse la ruta que seguirá la tubería. La ruta del acueducto usualmente no está definida pero, por razones económicas, sociales, etc, no es en general, posible considerar trazos alternativos muy diferentes entre si.

La geometría del acueducto y el tipo de dispositivo a utilizar para el control de los fenómenos transitorios están estrechamente vinculados. Por ello, la estrategia más prudente es fijar la ruta más conveniente, elegir el tipo de dispositivo de control y finalmente realizar las pequeñas modificaciones posibles del perfil con el fin de adoptar mejor éste al tipo de dispositivo de control ya elegido.

Se hace latente la necesidad de contar con un criterio de diseño que indique cuál es el dispositivo de control que más se adapta al perfil del acueducto en cuestión. En este apartado se expone un criterio de diseño desarrollado en el Instituto de Ingeniería para determinar este tipo de dispositivos primarios.⁶ Dicho criterio involucra a tres dispositivos: torre de oscilación, tanque unidireccional y cámaras de aire. A continuación se presenta mencionado trabajo.

II.3.1 FUNDAMENTOS DEL CRITERIO

Los dispositivos de control de acción indirecta (torre de oscilación y tanque unidireccional) reflejan la onda de depresión como onda de sobrepresión que se ha generado por el fenómeno transitorio. Si el dispositivo se encuentra a una distancia tal que la onda reflejada llega a la planta de bombeo, mientras la presión todavía baja, la onda reflejada detiene la caída, así se disminuye, en consecuencia, la magnitud de la onda de depresión generada por el transitorio.

En el caso de las cámaras de aire, para controlar la caída de presión se inyecta agua desde la cámara ubicada en las proximidades de la planta de bombeo a la línea.

II.3.2 UBICACIÓN DE LA TORRE DE OSCILACIÓN O DEL TANQUE UNIDIRECCIONAL

Sea T_b el tiempo que tarda la bomba en pasar de la velocidad angular de régimen ω_0 a velocidad nula y sea T_2 el tiempo que tarda la onda de depresión reflejada en el dispositivo de control, en regresar a la planta de bombeo como una onda de sobrepresión. Para que el dispositivo se efectivo, se debe de cumplir que:

$$\frac{T_2}{T_b} < 1 \quad \dots \text{(II.7)}$$

⁶ Instituto de Ingeniería UNAM, Diseño y operación hidráulicos de conducciones de agua a presión, Fascículo IV, p 59

La ecuación dinámica que describe el fenómeno de una bomba es:

$$I \frac{dN}{dT} = M \quad \dots \text{(II.8)}$$

donde N - la velocidad angular instantánea de la máquina,
M - el momento exterior aplicado a la masa giratoria e
I - el momento de inercia de dicha masa giratoria.

Sea T_b el tiempo empleado en la caída a cero de la velocidad angular de la máquina. Se calcula (II.8) en diferencias finitas y se tiene aproximadamente que:

$$I \frac{(-N_0)}{T_b} = \frac{(-M_0)}{2} \quad \dots \text{(II.9)}$$

donde $(-M_0)$ es el momento que el fluido aplica al rotor de la bomba en las condiciones de régimen.

Por otra parte, si la planta de bombeo tiene m bombas, el gasto por bomba es Q_0/m donde Q_0 es el gasto de régimen en el acueducto. Puede escribirse, si se iguala la potencia en el eje de la bomba con la potencia hidráulica afectada por el rendimiento de la bomba (η_0), que:

$$N_0 M_0 = \frac{\gamma Q_0 h_0}{m \eta_0} \quad \dots \text{(II.10)}$$

donde h_0 - la carga total de bombeo y
 γ - el peso específico del agua.

En consecuencia de (II.9) y (II.10) resulta:

$$T_b = \frac{2I N_0^2 \eta_0 m}{\gamma Q_0 h_0} \quad \dots \text{(II.11)}$$

Por otro lado, el tiempo empleado por la onda de depresión en ir hasta el dispositivo de control primario (torre de oscilación o tanque unidireccional) y regresar, reflejada como onda de depresión es:

$$T_2 = \frac{2L}{a} \quad \dots \text{(II.12)}$$

donde L - la distancia entre la planta de bombeo y el dispositivo,
a - la celeridad de la onda en la tubería.

De (II.11) y (II.12) se concluye que:

$$\frac{T_2}{T_b} = \frac{\gamma Q_0 h_0 L}{IN_0^2 a \eta_0 m} \quad \dots \text{(II.13)}$$

Se recuerda (II.7), y resulta de (II.13) que para que la torre de oscilación o la cámara de aire sean efectivos es necesario que:

$$\frac{\gamma Q_0 h_0 L}{IN_0^2 a \eta_0 m} < 1 \quad \dots (II.14)$$

La ecuación (II.14) puede escribirse como el producto de una escala $e_H = \gamma Q_0 H_0 / IN_0^2 a \eta_0 m$ que afecta a L resultando en consecuencia:

$$L' = e_H L \quad \dots (II.15)$$

Donde L' es adimensional y resulta de transformar la distancia L mediante la escala e_H .

II.3.3 UBICACIÓN DE LA CÁMARA DE AIRE

La cámara de aire, en cuanto a dispositivo primario, en un perfil ascendente, conviene que se ubique en el punto de mayor presión, esto es en la proximidad de la planta de bombeo.

II.3.4 CRITERIO DE DISEÑO

El criterio de diseño que se propone es:

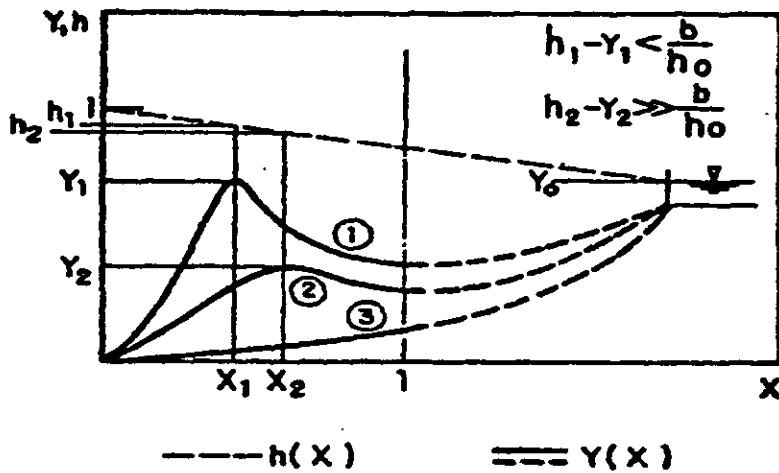
- a) Se dibuja el perfil del acueducto $Y = y(x)$ y la línea de carga piezométrica $h' = h(x)$, donde y es la ordenada geométrica con origen en la cota de la planta de bombeo, en el plano X, Y y X, h , de acuerdo con las transformaciones

$$X = e_H x, \quad Y = e_V y, \quad h = e_v h' \quad \dots (II.16)$$

donde la escala vertical $e_v = 1/h_0$

- b) Se compara la curva $Y = y(x)$ comprendida en el intervalo $0 < X < l$ con las curvas 1, 2 y 3 de la figura II.6, comprendida también en dicho intervalo. Se establecerá cual de las curvas 1, 2 ó 3 (en el intervalo) se asemeja más al perfil transformado $Y = y(x)$

Se toma b/h_0 como parámetro de selección donde b , en m, es la altura de la torre de oscilación que puede ser construido sin dificultades con la tecnología y medios disponibles. En México actualmente $b \cong 30$ m.



Perfiles y línea piezométrica adimensionados.

Fig. II.6

c) De acuerdo con la comparación realizada se establecen las siguientes orientaciones.

- c.1) El perfil se asemeja a la curva N° 1. Se emplea una torre de oscilación para controlar el transitorio, se ubica en X_1, Y_1 . Conviene además que $Y_1 < Y_0$ para que al detener el bombeo no se vacíe el tanque.
- c.2) El perfil se asemeja a la curva N° 2. Se emplea un tanque unidireccional, se ubica en X_2, Y_2 . Este tanque puede resolver el control de fenómenos transitorios en todo el acueducto, o no. En este último caso, deberán colocarse como dispositivos secundarios más tanques aguas abajo del anterior.
- c.3) El perfil se asemeja a la curva N° 3. En consecuencia el perfil carece de máximos en el intervalo $0 < X < 1$. En este caso debe emplearse una cámara de aire. La cámara de aire debe ubicarse en las proximidades de la planta de bombeo. Es posible controlar la presión en todo el acueducto o no. En este último caso pueden emplearse como dispositivos secundarios uno o más tanques unidireccionales a partir del punto en que la envolvente de las piezométricas mínimas (calculada con la cámara como único control) corte al perfil o también una o más cámaras más pequeñas, cuya carga de aire no podrá mantenerse en forma continua mediante compresores pues, en general, no será posible la alimentación eléctrica de las mismas. En estas cámaras colocadas a lo largo de la línea la recarga se realiza periódicamente (días) o se emplean cámaras con membrana cuya carga se conserva por periodos más largos (varios meses).

II.3.5 COMENTARIOS AL CRITERIO

Los comentarios siguientes ayudan a la aplicación ponderada del criterio planteado.

- La elección del momento de inercia de las unidades motor y bomba (I) es previa a la aplicación del criterio.
- La determinación de b está estrictamente vinculada a condiciones locales (técnicas y económicas)
- Es obvio que si $h_0 < b$, sea cual sea la forma del perfil, la solución recomendable en general, es el tanque de oscilación para acueductos grandes.
- El intervalo de aplicación puede extenderse para valores en donde $X > I$, a sabiendas de que el fenómeno de la caída de velocidad por paro de la planta de bombeo, por ejemplo, será relativamente más “rápido” y por lo tanto más peligroso el alejarse el dispositivo de la planta de bombeo.
- Una vez que se ha seleccionado el dispositivo apropiado, su dimensionamiento debe realizarse mediante un modelo numérico donde se reproduzca adecuadamente el comportamiento transitorio de las bombas, el fenómeno de ondas en el acueducto, y la operación del dispositivo.

III. Métodos convencionales para el predimensionamiento de cámaras de aire

Existen varios de métodos para el predimensionamiento de las cámaras de aire, fruto de innumerables experiencias, que apuntan a un valor inicial de volumen de la cámara a partir de la función que deba de realizar; pero no se excluye la revisión completa posterior del transitorio con ayuda de un método de análisis numérico adecuado.

A lo largo de los últimos 40 años se han desarrollado diversos métodos para la obtención de las dimensiones adecuadas para las cámaras de aire. Entre ellos los ábacos de Parmakian (1963) y los de Graze y Horlacher (1986 y 1989). En el Instituto de Ingeniería de la UNAM, el doctor Rafael Guarga desarrolló otro método.

Las hipótesis de trabajo básicamente son dos:

- a) La válvula de retención cierra instantáneamente una vez que se ha producido el fallo de energía.
- b) Las expresiones y compresiones del aire, relativamente lentas, tienen lugar en un recipiente metálico con notable conductividad térmica (proceso pilotrópico).

Las cámaras son diseñadas con y sin estrangulamiento (orificio diferencial). Ello depende de la necesidad de cada acueducto, en particular de evitar que se presenten grandes sobrepresiones.

III.1 MÉTODO DE PARMAKIAN

Se aborda a continuación el cálculo del tamaño de la cámara de aire por el método de Parmakian⁷, basado en las gráficas 1, 2, 3 y 4 del apéndice A, que permiten estimarlo en función de la máxima sobrepresión o depresión a la salida del sistema de bombeo, o bien en el punto medio de la tubería. Los datos de partida son los siguientes:

- Sobrepresión máxima que se admite en la salida del sistema de bombeo $\Delta h_{1\text{máx}}$
- Altura manométrica de régimen (en términos de presión absoluta) $h_{1,0}^*$
- Pendiente característica de la ecuación de propagación:

$$2\rho^* = \frac{aV_0}{g h_{1,0}^*}$$

donde a es la celeridad y V_0 la velocidad del régimen.

- Coeficiente de pérdidas en el by - pass para flujo inverso, se calcula a partir de la suma de las pérdidas en la tubería de impulsión, más las correspondientes al flujo inverso en el by - pass para el gasto nominal divididas por $h_{1,0}^*$

$$K = \frac{h_f + h_{by\text{ pass}}}{h_{1,0}^*}$$

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- a) A partir del valor de K obtenido de la expresión anterior, se selecciona uno de los gráficos 1, 2, 3 ó 4 del apéndice A.
- b) Sobre el gráfico, se selecciona la curva que corresponde al parámetro $2\rho^*$, según el tipo de limitación y el punto fijado.
- c) Buscar la sobrepresión máxima relativa $\Delta h_{1\text{máx}} / h_{1,0}^*$ sobre el eje de ordenadas y trazar una horizontal hasta encontrar la curva seleccionada.
- d) La abscisa del punto de corte determina el valor de $K = 2V_0a/Q_0L$, que permite evaluar V_0 , volumen que ocupa el aire en las condiciones de régimen. En el caso de imponer varias de ellas simultáneamente, se escoge el mayor V_0 de los calculados a partir de dichas restricciones.
- e) El volumen mínimo de la cámara vendrá determinado por el volumen máximo a que se expandirá el aire, lo que ocurrirá cuando aparezca la presión mínima. Dicho volumen mínimo se obtiene de la relación:

$$V_{\text{min}} = V_0 \left(\frac{h_{1,0}^*}{h_{\text{min}}^*} \right)^{1.2}$$

⁷ John Parmakian, Waterhammer Analysis, p 131

en donde h_{min}^* se estima a partir de la propia gráfica de Parmakian según:

$$h_{min}^* = h_{1.0}^* - \Delta h_{min}$$

Una vez obtenido Δh_{min} a partir de la abscisa $2V_0a/Q_0L$, al trazar una vertical hacia abajo hasta la curva correspondiente: salida de bomba para el valor de $2\rho^*$.

- f) Finalmente, se adopta un coeficiente de seguridad de 1.2 por lo que se toma $V_{tot} = 1.2 V_{min}$, es usual adoptar una relación entre sus dimensiones aproximadas de $hc = 2.5 Dc$ (hc es la altura de la cámara y Dc el diámetro)

III.2 METODO DE GRAZE Y HORLACHER PARA CÁMARAS SIN ESTRANGULAMIENTO.

El método de Graze y Horlacher⁸ para cámaras de aire sin estrangulamiento se basa en las gráficas 5, 6 y 7 del apéndice A. Estas gráficas son adimensionales y utilizan los siguientes parámetros:

- Alturas máxima y mínima que se admiten a la salida de la bomba: h_{max} y h_{min}
- Sobrepresión de Joukowsky: $h_J = aV_0/g$, donde a es la celeridad y V_0 la velocidad del régimen.
- Altura adimensional absoluta de régimen $h'_1 = h_{1.0}/h_J = (h_2 + h_f + h_{atm})/h_J$, donde h_2 es la altura estática, h_f las pérdidas por fricción y h_{atm} la presión atmosférica.
- Parámetro de fricción $\Delta h_f = h_f/h_J$
- Parámetro mixto cámara – tubería $K = (aV_0)/(nAV_0L)$, V_0 es el volumen inicial de aire en la cámara (a determinar), n el exponente politrópico ($n = 1.2$), A la sección de la tubería y L la longitud de la misma.

El procedimiento para el predimensionamiento es, a saber:

- 1) Se determina h_{max} y h_{min} . Estas alturas pueden venir determinadas por requerimientos en las proximidades de la planta de bombeo o pueden ser impuestas por la necesidad de no sobrepasar en los puntos de la tubería ni los máximos ni los mínimos aceptados. Para esto, si es preciso, se utilizarán los gráficos adimensionales 8 y 9 del anexo A que representan una selección de las envolventes máximas y mínimas a lo largo de la tubería, basadas en los parámetros definidos.
- 2) Se selecciona, a partir de los parámetros de fricción Δh_f la gráfica más adecuada de entre 5, 6 y 7 (apéndice A)
- 3) Sobre el gráfico, se seleccionan las curvas correspondientes al parámetro h'_1 .
- 4) Se localiza sobre el eje de ordenadas los valores de las relaciones de máxima y mínima dadas por $Rh_{max} = (h_{max} - h_2)/h_J$ y $Rh_{min} = (h_{min} - h_2)/h_J$ y se trazan horizontales hasta cortar a las curvas seleccionadas.

⁸ A.R.D. Thorley, Fluid transients in pipeline systems, p 131

- 5) Se trazan verticales por los puntos de corte determinados en 4) hasta el eje de abscisas, donde pueden leerse los valores de K correspondientes. Se toma el mayor de los valores de K , que dará origen a una cámara que satisfaga ambos requerimientos. Con el valor de K obtenido se calcula V_0 que el aire ocupará en las condiciones de régimen.
- 6) El volumen mínimo de la cámara vendrá, nuevamente, impuesto por el volumen máximo a que se expandirá el aire cuando se alcance la altura absoluta mínima $h_{\min}^* = h_{\min} + h_{\text{atm}}$.
- 7) Como en el caso del dimensionamiento de Parmakian, se considera un factor de seguridad del alrededor del 20% en el volumen.

III.3 METODOD DE GRACE HORLACHER CON ESTRANGULAMIENTO (MEDIANTE BY - PASS)

Graze y Horlacher han construido gráficas que permiten la obtención del valor óptimo de pérdidas que debe proporcionar el by - pass⁹. Este valor h_{by} está relacionado con el factor adimensional h_{in} definido por $h_{in} = h_{by}/h_j$, que puede obtenerse a partir de la gráfica 10. El resto de los parámetros a utilizar ya han sido definidos anteriormente.

El objetivo del proceso es determinar un valor de K , el cual permita calcular el valor V_0 , y un valor de h_{in} , lo cual permitirá diseñar el by - pass. El procedimiento es el siguiente:

- 1) Se obtienen los valores de h_j , Δh_f , h_1 , Rh_{\max} y Rh_{\min} .
- 2) Sobre la gráfica para h_f se escoge de entre las figuras 5, 6 y 7, las curvas relativas a h_1 , y a partir de Rh_{\max} y Rh_{\min} se determinan los valores de K , K_{\max} y K_{\min} , y se toma el máximo el cual corresponde a la situación crítica de depresión o sobrepresión.
 - 3) a) Si el caso crítico es el de presiones bajas, es decir, $K = K_{\min}$, la cámara obtenida resolverá y, al mismo tiempo, solucionará el caso de las presiones altas. La cámara estará diseñada con esta K y no será necesario el estrangulamiento.
 - b) Pero si la situación crítica es la sobrepresión, quizá sea posible controlarla con un cámara de volumen menor con estrangulamiento. En tal caso el proceso continúa de la siguiente manera.
- 4) Para cada uno de los cuatro valores de $K = 2.5, 5, 10$ y 20 , para los que existen gráficas (figura 10 del apéndice A), se seleccionan o interpolan las curvas adecuadas al parámetro h_j . Sobre cada curva seleccionada o interpolada se localiza el valor del parámetro de fricción Δh_f y se leen:
 - a) Sobre el eje x , el valor de h_{in} .
 - b) Sobre el eje y , el valor de Rh_{\max} .

Con estos datos se construyen tablas de valores de h_{in} y de Rh_{\max} en función de K . A continuación, se llevan los puntos (K, h_{in}) y (K, Rh_{\max}) a un gráfico conjunto y se obtiene una representación gráfica de $h_{in}(K)$ y de $Rh_{\max}(K)$.

⁹ Idem, p 136

- 5) Se lleva sobre la escala de $Rh_{máx}$ el valor obtenido en 1) a partir de los datos y se obtiene el valor de K correspondiente, se ha trazado hacia la derecha hasta la curva de $Rh_{máx}(K)$ y luego hacia abajo hasta el eje x .
- 6) a) Si el valor de K obtenido en 5) proporciona un volumen de la cámara mayor o igual que el se obtiene del valor de $K_{mín}$ obtenido en 2) para $Rh_{mín}$, entonces, el volumen de la cámara será el correspondiente a este valor de K , y el valor de h_{in} obtenido en 5) permitirá obtener el valor óptimo de las pérdidas h_{by} , como se explica en 7a y 7b
 - b) De lo contrario, la reducción de volumen dejaría en desamparo a la instalación ante las presiones bajas. Entonces, el valor de $K = K_{mín}$, correspondiente a $Rh_{mín}$ obtenido en 2) determinará el volumen de la cámara, y para este valor de K se obtendrá el valor de $h_{in}(K)$ que permitirá obtener el valor de las pérdidas h_{by} en el by – pass. Ahora se pasa a 7a y 7b.
- 7) a) A partir del valor de K obtenido se determina V_0 , a continuación el volumen mínimo de la cámara $V_{mín}$ (correspondiente a la máxima expansión del aire durante la fase depresiva) y, finalmente, se hace uso de un factor de seguridad del 20%, se determina $V_{tot} = 1.2V_{mín}$.
 - b) El valor h_{by} que se obtiene de $h_{by} = h_{in} h_J$ corresponde al valor óptimo de las pérdidas que el by – pass debería producir si circulase por él el gasto de régimen. Es decir, h_{by} verifica:

$$h_{by} = \varepsilon \frac{V_{by\ pass}^2}{2g}$$

Esta expresión permite calcular el coeficiente de pérdidas adimensional ε que resulta ser la suma de los coeficientes de pérdida de los elementos del by – pass: una derivación con estrechamiento, con dos codos y una derivación con ensanchamiento, por ejemplo, además del propio by – pass y de una válvula de estrangulamiento que éste debería incorporar y que se utiliza para un ajuste preciso de las pérdidas.

El coeficiente ε es semejante al K_{LL} que emplea el Dr. Guarga:

$$h_{by} = k_{LL} Q^2$$

en donde

$$K_{LL} = \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{A_{by}} \right)^2$$

III.4 MÉTODO DE GUARGA

Se considera un acueducto cuyo gasto de régimen es Q_0 y que tiene como dispositivo de protección una cámara de aire. Para la presión absoluta de operación en régimen P_0 la cámara tiene un volumen V_0 de aire. Al ocurrir el paro accidental cae la piezométrica, el aire se expande y la cámara expulsa agua hasta llegar a la condición de $V_{m\acute{a}x}$. En consecuencia, el volumen de agua entregado (V_e) por la cámara en el acueducto es $V_{m\acute{a}x} - V_0 = V_e$.

Por otra parte, se admite la siguiente evolución politrópica de la masa de aire dentro de la cámara:

$$V_0^{1.2} P_0 = V_{m\acute{a}x}^{1.2} P_{m\acute{i}n} \quad \dots \text{(III.1)}$$

donde $P_{m\acute{i}n}$ es la presión mínima absoluta del aire.

En consecuencia, se tiene que el volumen entregado puede evaluarse en función de V_0 y $P_0/P_{m\acute{i}n}$. En efecto:

$$V_e = V_0 \left[\left(\frac{P_0}{P_{m\acute{i}n}} \right)^{1/1.2} - 1 \right] \quad \dots \text{(III.2)}$$

Dicho volumen entregado puede ser estimado en una primera aproximación como:

$$V_e = Q_0 T_2 \quad \dots \text{(III.3)}$$

siendo $T_2 = 2L/a$. Ello implica que la cámara se diseña para que alimente el acueducto con un gasto de agua igual al gasto de régimen Q_0 durante el tiempo T_2 que la onda tarda en ir hasta el tanque de descarga del acueducto y regresar. De esta forma se logra transformar todo el fenómeno rápido (tiempo de ocurrencia menor que T_2), si se sustituye (III.3) en (III.2) se obtiene:

$$V_0 = \frac{2LQ_0}{a \left[\left(\frac{P_0}{P_{m\acute{i}n}} \right)^{1/1.2} - 1 \right]} \quad \dots \text{(III.4)}$$

En (III.4) el valor que debe de definirse es $P_{m\acute{i}n}$. Dicho valor debe decidirse a partir de la forma del perfil del acueducto y de la manera que la piezométrica estimada no corte dicho perfil. Definido el valor de $P_{m\acute{i}n}$ se aplica (III.4) y se obtiene V_0 , esto es, el volumen de aire que se requiere dentro de la cámara cuando el acueducto opera en régimen. Nótese que $P_{m\acute{i}n}$ y P_0 son presiones absolutas y no manométricas.

Definido V_0 y conocidas $P_{m\acute{i}n}$ y P_0 , se aplica (III.1) y se calcula $V_{m\acute{a}x}$. El volumen total de la cámara V_{tot} se define como:

$$V_{tot} = 1.2 V_{m\acute{a}x} \quad \dots \text{(III.5)}$$

Resta por determinar un valor aproximado del coeficiente de llenado K_{LL} . Guarga¹⁰ propone la siguiente relación para obtenerlo.

$$K_{LL} = \left(\Delta z + \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_{\min}}{\gamma} \right)^3 \left[\frac{T_c}{2\Delta z \left[\left(\frac{P_0}{P_{\min}} \right)^{K_{LL}} - 1 \right]} \right]^2 \quad \dots(\text{III.6})$$

De donde T_c se define como:

$$T_c = 2\pi \left\{ \frac{gA}{LAc} \left[1 + \frac{P_0}{\gamma} \frac{Ac}{V_0} \right] \right\}^{-1/2} \quad \dots(\text{III.7})$$

donde P_0 , P_{\min} y Δz son datos, V_0 se estima con (III.4) y T_c se calcula a partir de (III.7). El procedimiento que se propone consiste en determinar en forma preliminar V_0 y K_{LL} mediante un esquema muy simplificado de los fenómenos físicos fundamentales que acontecen en la cámara. A partir de dos valores estimados mediante el procedimiento expuesto se aplica el modelo teórico. Con el modelo teórico podrán entonces precisarse los valores V_0 y K_{LL} más adecuados.

La geometría de la cámara puede ser construida de la forma más conveniente siempre que se respete el volumen V_0 . La cámara puede estar compuesta por varios tanques que operen en paralelo.

Cuando el modelo teórico presentado se incorpora como parte del modelo de una instalación de bombeo, para cada pareja V_0 , K_{LL} , puede estudiarse la respuesta global de la instalación, esto es, el lugar de las cargas piezométricas máximas y mínimas y la velocidad de rotación inversa de la máquina. Los valores V_0 , K_{LL} que se determinan son preliminares.

A partir de ellos debe iniciarse una exploración paramétrica en la cual se procede de la siguiente forma. Se fija V_0 , en el valor dado por (III.4), se varía K_{LL} y se determina el K_{LL} que da presiones máximas más bajas en la descarga de la bomba. Se fija ahora ese valor de K_{LL} , se varía V_0 , y se determina el mínimo V_0 que dé depresiones compatibles con el perfil del acueducto puesto que a menor V_0 menor será el costo de la cámara.

¹⁰ Instituto de Ingeniería UNAM, Diseño y operación hidráulicos de conducciones de agua a presión. Fascículo IV, p 48

IV. Método simplificado para el predimensionamiento de cámaras de aire

En este capítulo se presenta el planteamiento y validación de un método simplificado que se propone para el dimensionamiento preliminar de cámaras de aire.

IV. 1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Sean las ecuaciones de columna rígida (IV.1), de estado de gas (IV.2), de conservación de la masa (IV.3) y la relación entre la carga manométrica y la presión absoluta (IV.4) las que representan el transitorio hidráulico en un acueducto con una cámara de aire como dispositivo de control (ver del arreglo de la figura IV.1).

$$\frac{L}{gA} \frac{dQ}{dt} = h_1 - h_2 - \frac{fL}{2gdA^2} Q^2 \quad \dots (IV.1)$$

$$P \nabla^n = P_0 \nabla_0^n \quad \dots (IV.2)$$

$$\frac{d\nabla}{dt} = Q \quad \dots (IV.3)$$

$$h_1 = \frac{P}{\gamma} - \frac{P_{atm}}{\gamma} + z \quad \dots (IV.4)$$

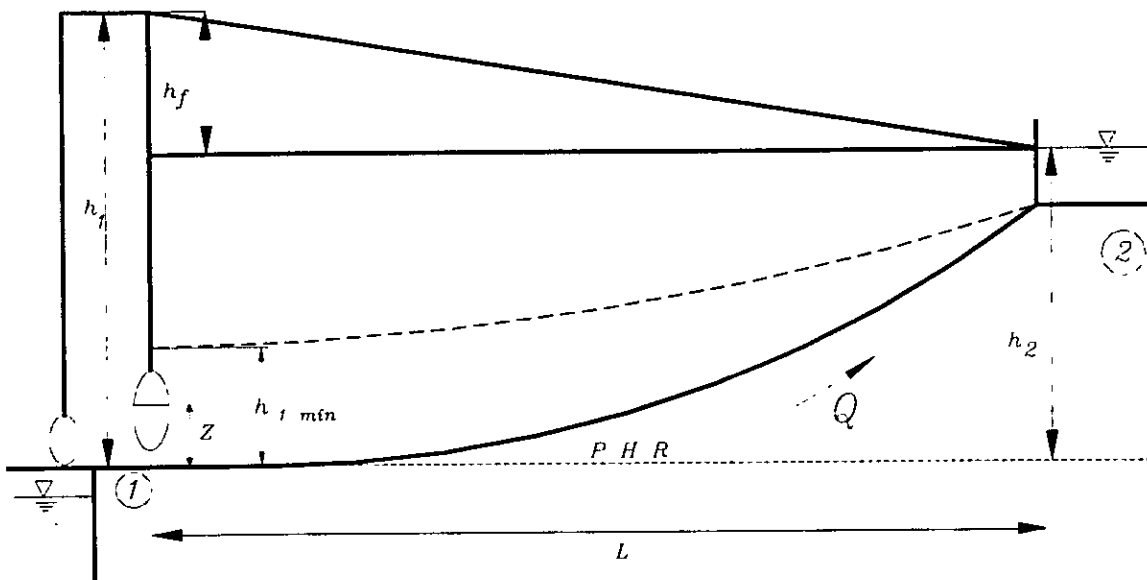


Figura IV.1 Arreglo general de un acueducto con cámaras de aire

En donde:

- h_1 – es la carga piezométrica con respecto al plano de referencia en 1, en m,
- $h_{1\text{mín}}$ – es la carga mínima 1 para un $\nabla_{\text{máx}}$ de aire, en m,
- h_2 – es el nivel del espejo del agua en el tanque aguas abajo (2), en m.
- h_f – es la pérdida de carga por fricción entre los puntos 1 y 2, en m,
- L – es la longitud, en m,
- PHR – es el plano horizontal de referencia, y
- Z – es el nivel del espejo de agua en la cámara

Se propone que la ecuación (IV.5) sea una solución del sistema de ecuaciones planteado para la variación del gasto a lo largo del tiempo t , se tiene:

$$Q(t) = Q_0 e^{\beta t} \cos(\omega t) \quad \dots \text{(IV.5)}$$

de donde
$$\beta = -\frac{f Q_0}{2DA}$$

Si se sustituye (IV.5) en (IV.3) resulta:

$$\frac{dV}{dt} = Q_0 e^{\beta t} \cos(\omega t)$$

Ahora, se integra de 0 a t y:

$$\int_{V_0}^V dV = \int_0^t Q_0 e^{\beta t} \cos(\omega t) dt$$

$$V - V_0 = Q_0 \left[\frac{e^{\beta t} (\beta \cos(\omega t) + \omega \operatorname{sen}(\omega t))}{\omega^2 + \beta^2} - \frac{\beta}{\omega^2 + \beta^2} \right]$$

$$V = V_0 + \frac{Q_0}{\omega^2 + \beta^2} [e^{\beta t} (\beta \cos(\omega t) + \omega \operatorname{sen}(\omega t)) - \beta] \quad \dots \text{(IV.6)}$$

A partir de la expresión anterior se puede obtener el volumen de aire en el interior de la cámara para cualquier instante del tiempo t .

Por otro lado, de la ecuación (IV.5) la cámara deja de aportar gasto cuando:

$$\cos(\omega t^*) = 0$$

Por lo tanto
$$t^* = \frac{\pi}{2\omega} \quad \dots \text{(IV.7)}$$

Para este instante de tiempo, el volumen de aire dentro de la cámara es máximo y la presión ha descendido a su valor mínimo; si se sustituye el valor de t^* en la ecuación (IV.6):

$$V_{\text{máx}} = V_0 + \frac{Q_0 [e^{\beta t^*} \omega \operatorname{sen}(\pi/2) - \beta]}{\omega^2 + \beta^2}$$

$$V_{\text{máx}} = V_0 + \frac{Q_0 [e^{\beta t^*} (\pi/2t^*) - \beta]}{\omega^2 + \beta^2} \quad \dots \text{(IV.8)}$$

De la ecuación de estado del gas (IV.2) se tiene que:

$$V_{\text{máx}} = V_0 \left(\frac{P_0}{P_{\text{min}}} \right)^{1/n} \quad \dots \text{(IV.9)}$$

Si se igualan las ecuaciones (IV.8) y (IV.9) resulta:

$$\frac{\pi}{2t^*} e^{\beta t^*} = \beta + V_0 \left[\frac{\beta^2 + \omega^2}{Q_0} \right] \left[\left(\frac{P_0}{P_{\text{min}}} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad \dots \text{(IV.10)}$$

Por otro lado, de la ecuación (IV.5), la derivada del gasto con respecto al tiempo es:

$$\frac{dQ}{dt} = Q_0 e^{\beta t} [\beta \cos(\omega t) - \omega \sin(\omega t)] \quad \dots \text{(IV.11)}$$

Se sustituye el valor de t^* en la ecuación (IV.11):

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{dt} &= Q_0 e^{\beta t^*} [-\omega \sin(\pi/2)] \\ \frac{dQ}{dt} &= Q_0 e^{\beta t^*} \left[-\frac{\pi}{2t^*} \right] \quad \dots \text{(IV.12)} \end{aligned}$$

Se sustituye la ecuación (IV.10) en (IV.12):

$$\frac{dQ}{dt} = -Q_0 \left\{ \beta + V_0 \left[\frac{\beta^2 + \omega^2}{Q_0} \right] \left[\left(\frac{P_0}{P_{\text{min}}} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad \dots \text{(IV.13)}$$

Al sustituir el resultado anterior en la ecuación (IV.1) y si se desprecian las pérdidas se tiene:

$$-\frac{L}{gA} Q_0 \left\{ \beta + V_0 \left[\frac{\beta^2 + \omega^2}{Q_0} \right] \left[\left(\frac{P_0}{P_{\text{min}}} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} = h_{1\text{min}} - h_2$$

de donde:

$$V_0 = \frac{\frac{gA}{L} [h_2 - h_{1\text{min}}] - \beta Q_0}{\left[\beta^2 + \omega^2 \right] \left[\left(\frac{P_0}{P_{\text{min}}} \right)^{1/n} - 1 \right]}$$

o bien:

$$V_0 = \frac{\frac{gA}{L} [h_2 - h_{1min}] - \beta Q_0}{\left[\beta^2 + \left(\frac{\pi}{2t^*} \right)^2 \right] \left[\left(\frac{P_0}{P_{min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]} \quad \dots(\text{IV.14})$$

Ahora, se despeja el dividendo de la ecuación (IV.14) y se sustituye en (IV.10):

$$\frac{\pi}{2t^*} e^{\beta t^*} = \frac{gA(h_2 - h_{1min})}{Q_0 L}$$

$$\beta t^* e^{-\beta t^*} = \frac{\pi Q_0 \beta L}{2gA(h_2 - h_{1min})} \quad \dots (\text{IV.15})$$

A partir de la ecuación (IV.15) se puede calcular el valor de t^* , ya que sólo esta en función de datos conocidos del arreglo como son el diámetro, el gasto, la longitud, las cargas, el factor β , etc.

En resumen, una vez que se ha calculado el valor de t^* con la ecuación (IV.15) se prosigue a calcular el valor de ω con (IV.7), y finalmente, auxiliándose de la expresión (IV.14) se puede estimar el volumen inicial de la cámara de aire conocidas las presiones inicial y mínima.

IV.2 COMPARACIÓN DEL MÉTODO SIMPLIFICADO CONTRA LA SOLUCIÓN NUMÉRICA

El método antes propuesto permite obtener un valor aproximado del volumen inicial en la cámara de aire. Sin embargo, para validarlo es necesario comparar sus resultados con los obtenidos de la solución numérica de las ecuaciones (IV.1) a (IV.4) mediante un esquema de diferencias finitas.

Para lo anterior se proponen seis casos de estudio, cada uno con datos y características diferentes. En la tabla IV.1 se presenta dicha información.

Caso	Gasto (m ³ /s)	Diámetro (pulg)	Longitud (m)	Factor "f"	h ₁ mín (m)	h ₁ (m)
1	1.0	36	5,000	0.015	30	80
2	0.5	24	2,000	0.012	10	30
3	5.0	72	10,000	0.014	80	180
4	0.1	16	3,000	0.016	100	130
5	0.096	17.7697	3,800	0.051786	100	138
6	1.5	42	7,000	0.02	30	105

Tabla IV. 1 Casos de estudio

En todos los casos se tomó un valor de presión atmosférica de 10 mca y un coeficiente politrópico de 1.2.

En la tabla IV.2 se presentan los resultados de aplicar el método simplificado para cada caso.

Caso	h _f (m)	h ₂ (m)	β	t* (seg)	ω (rad/seg)	V ₀ (m ³)
1	9.694	70.306	-0.0125	22.784	0.0689	13.591
2	5.889	24.111	-0.0168	25.356	0.0619	8.885
3	14.137	165.863	-0.0073	28.779	0.0546	98.3668
4	3.577	126.423	-0.0152	11.733	0.1339	3.149
5	8.000	130.000	-0.0344	8.949	0.1755	1.749
6	18.837	86.163	-0.0157	23.240	0.0676	13.826

Tabla IV. 2 Resultados del método simplificado

A partir de los resultados de la tabla IV.2 se calculan los valores de gasto, volumen y carga mediante la solución numérica de las ecuaciones (IV.1) a (IV.4) por medio de un algoritmo de diferencias finitas, con intervalo de tiempo igual a 0.1 t*.

La tabla IV.3 muestra los valores máximos y mínimos de gasto, volumen y carga correspondientes al método simplificado.

Caso	Gasto (m ³ /s)		Volumen (m ³)		Carga (m)	
	máx	mín	máx	mín	máx	mín
1	1.000	-0.5752	26.7014	10.1553	117.68	30.00
2	0.500	-0.2203	15.830	8.846	30.20	10.00
3	5.000	-3.3157	183.359	62.401	318.05	80.00
4	0.100	-0.0704	3.850	2.800	151.17	100.00
5	0.096	-0.0528	2.239	1.643	149.50	100.00
6	1.500	-0.7397	33.331	11.695	130.58	30.00

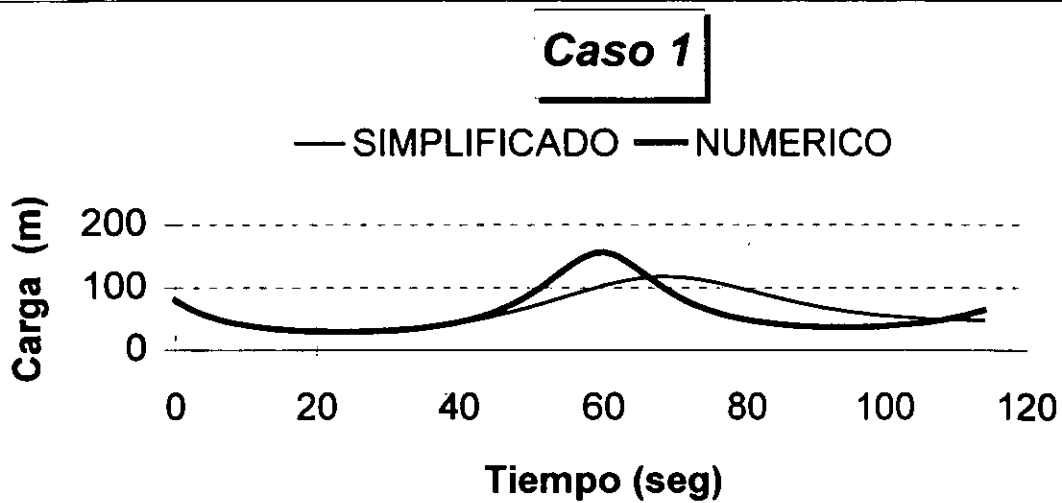
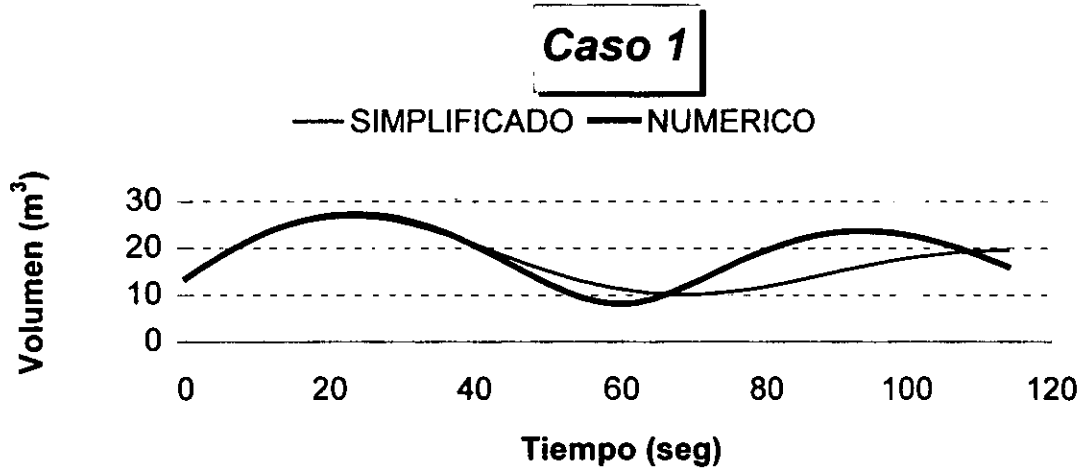
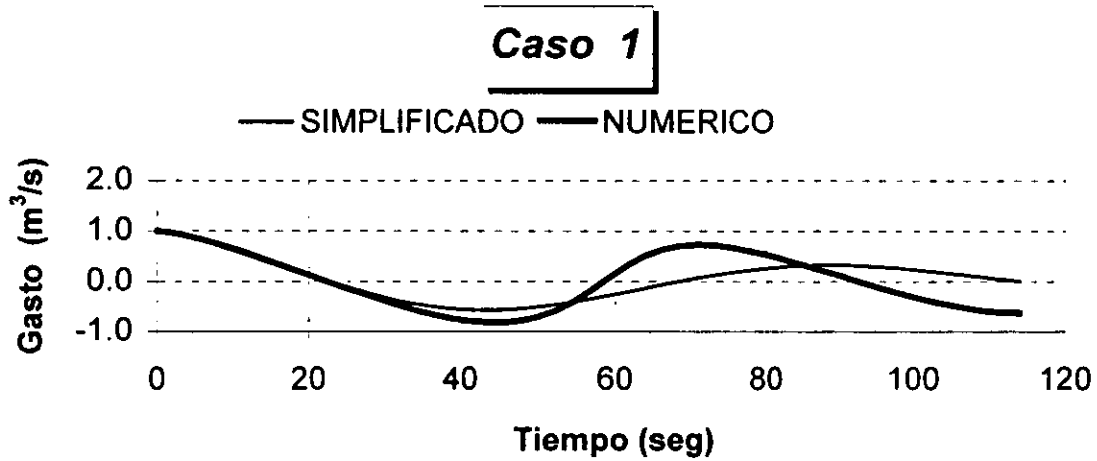
Tabla IV.3 Método simplificado

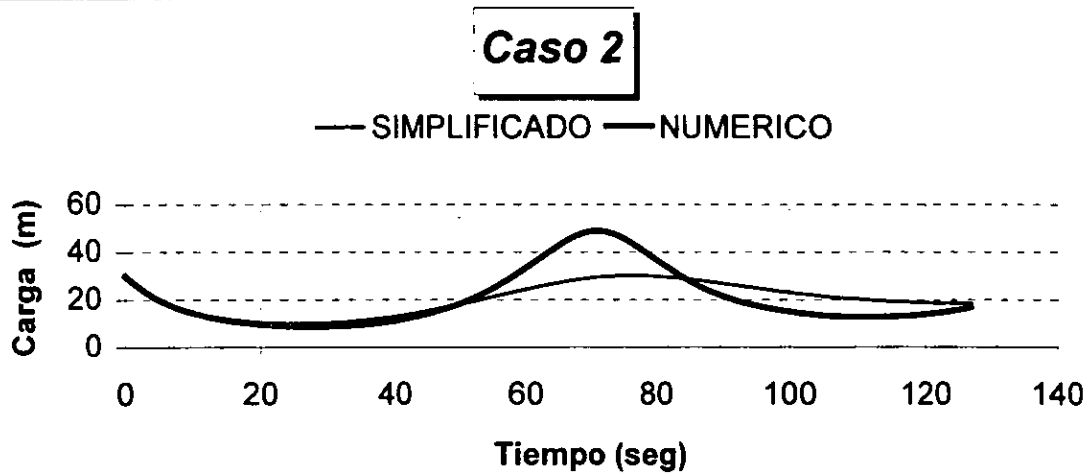
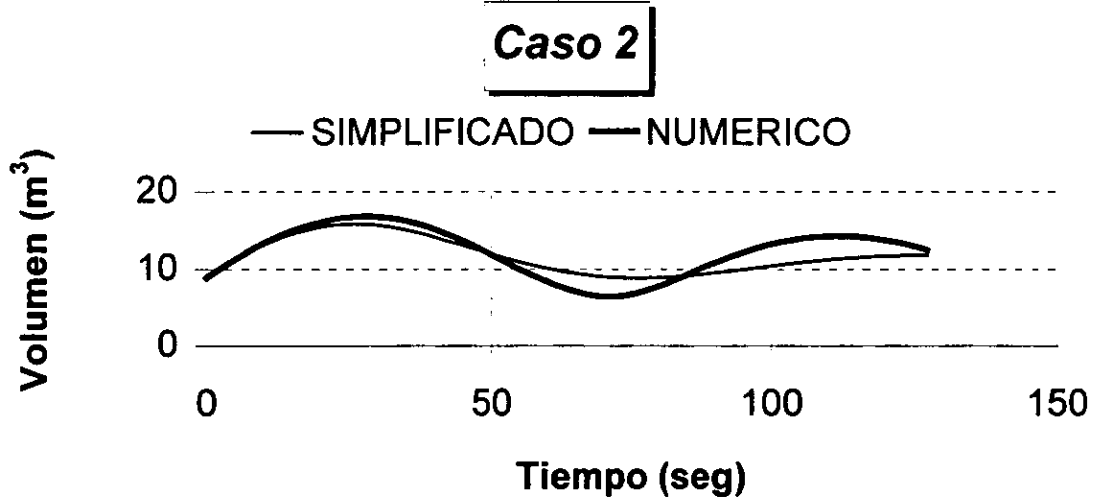
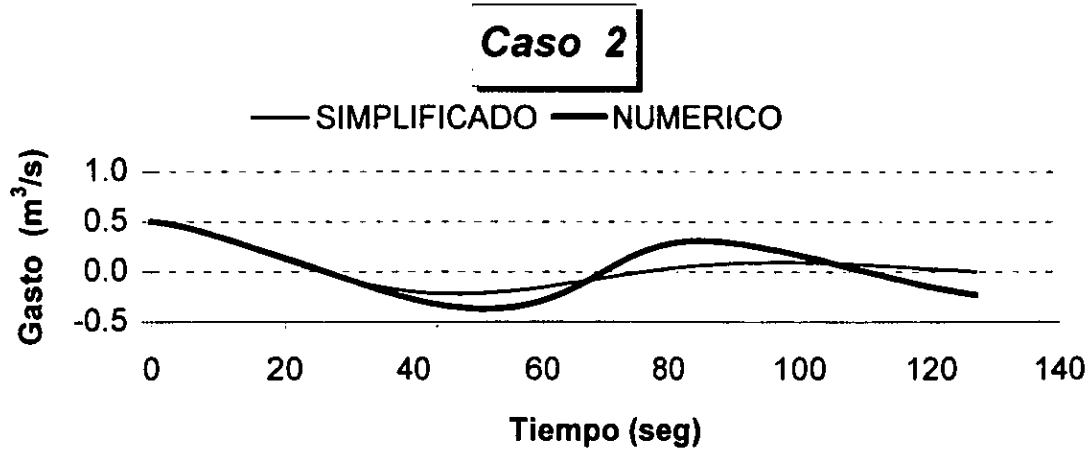
Por su parte, la tabla IV.4 presenta los valores correspondientes a la solución numérica.

Caso	Gasto (m ³ /s)		Volumen (m ³)		Carga (m)	
	máx	mín	máx	mín	máx	mín
1	1.000	-0.8196	27.250	8.168	155.80	29.05
2	0.500	-0.3712	16.783	6.435	48.91	8.646
3	5.000	-4.3249	184.162	58.615	343.64	79.52
4	0.100	-0.0873	3.894	2.695	158.76	98.51
5	0.096	-0.0764	2.299	1.501	167.82	96.55
6	1.500	-1.1762	34.380	7.342	235.76	28.54

Tabla IV. 4 Método numérico

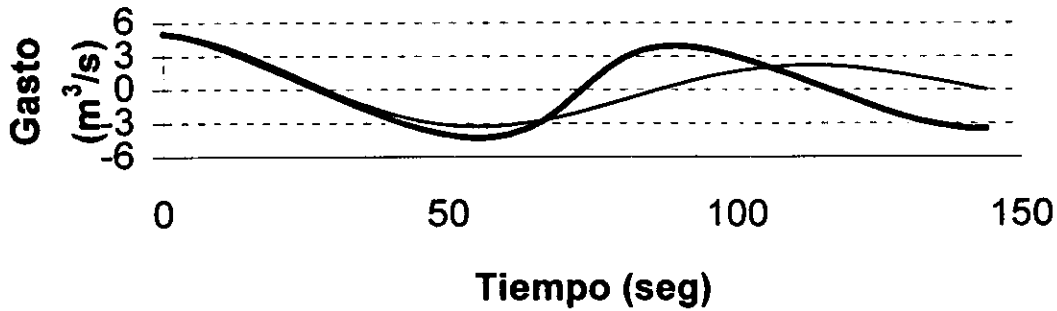
Adicionalmente, las siguientes gráficas muestran la comparación de resultados a lo largo del tiempo.





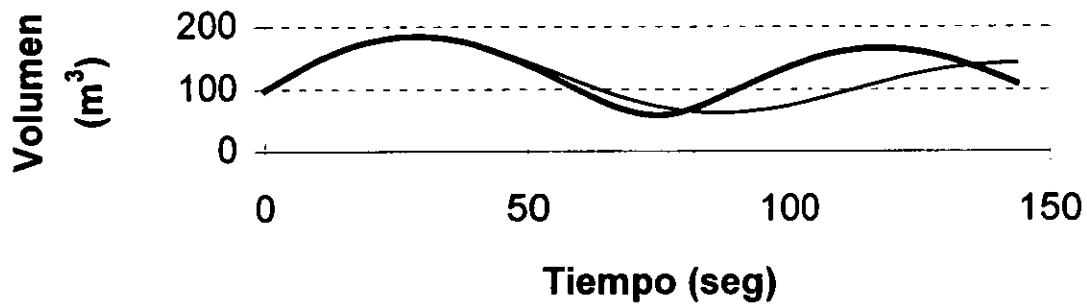
Caso 3

— SIMPLIFICADO — NUMERICO



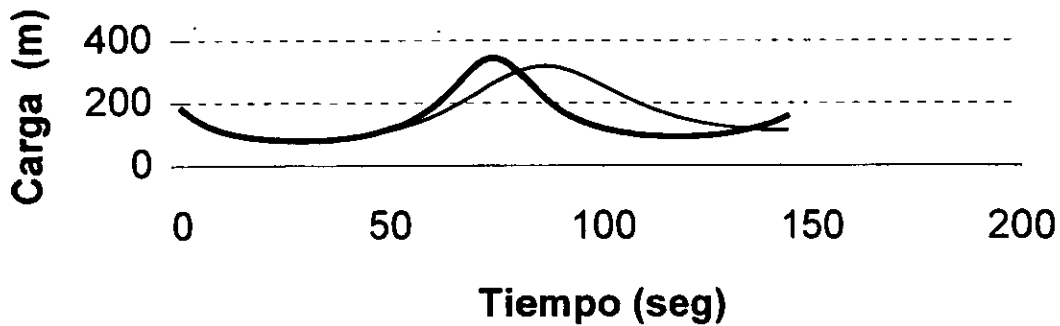
Caso 3

— SIMPLIFICADO — NUMERICO

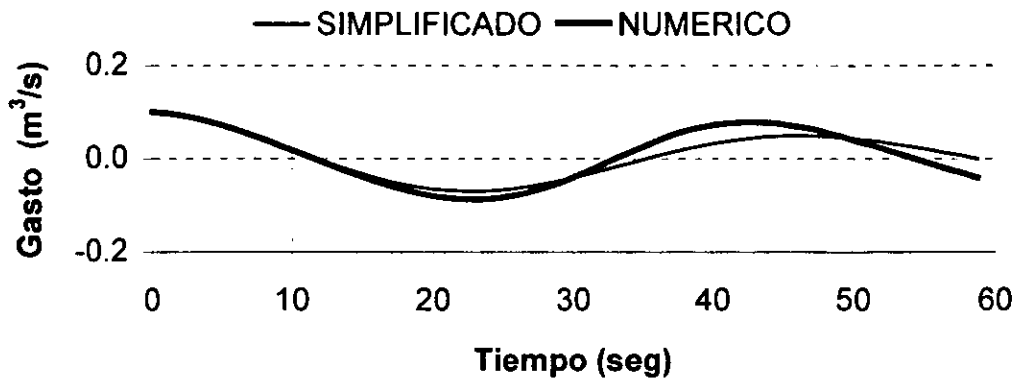


Caso 3

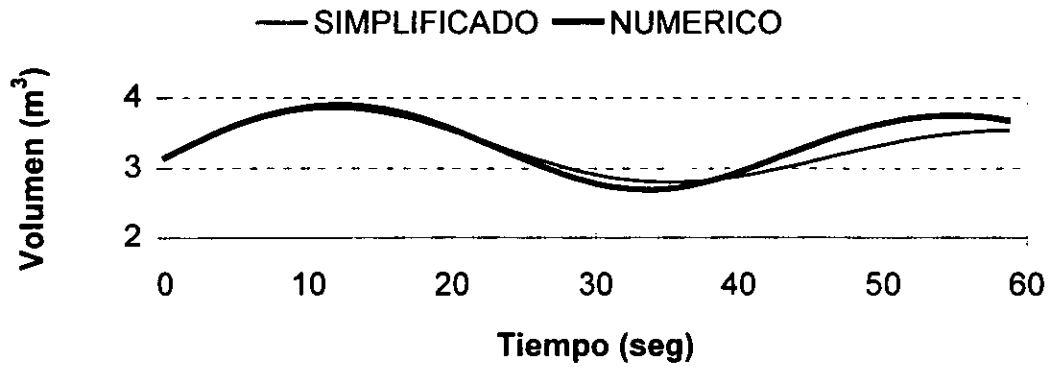
— SIMPLIFICADO — NUMERICO



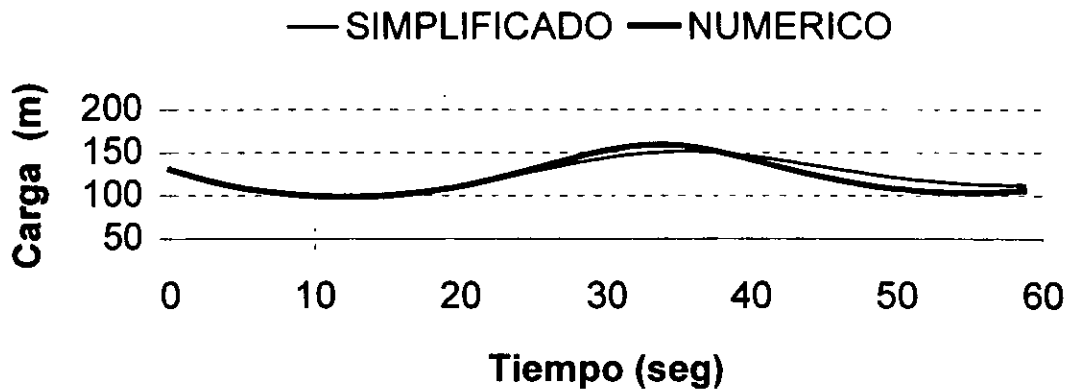
Caso 4



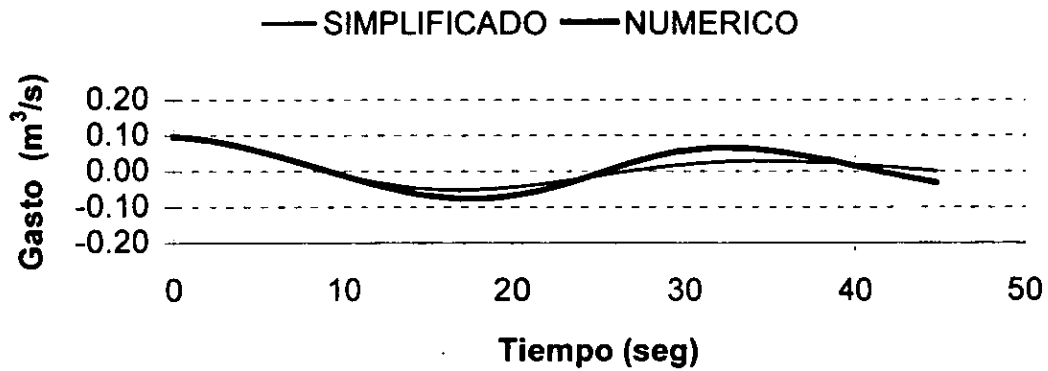
Caso 4



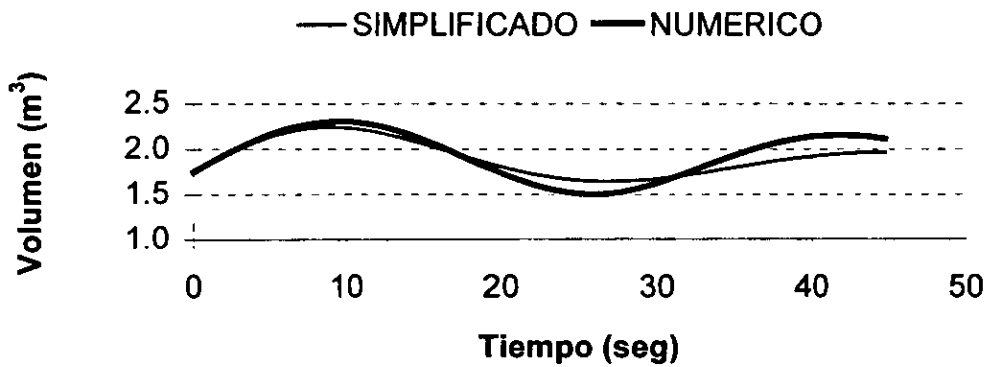
Caso 4



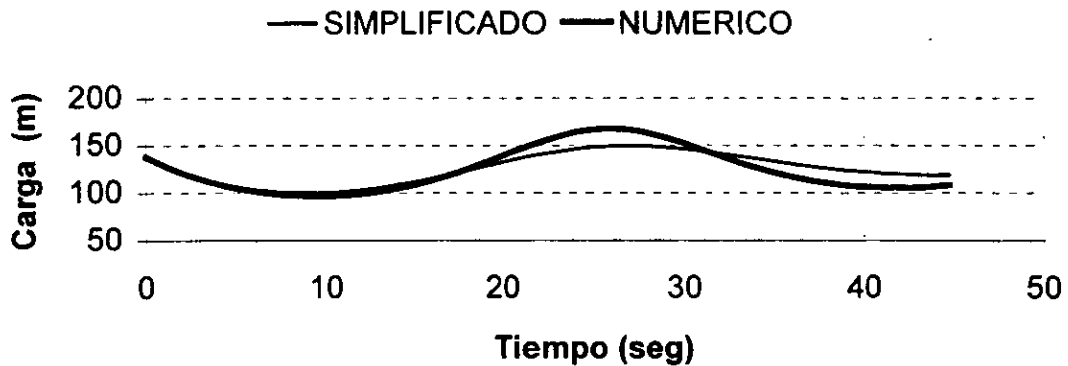
Caso 5



Caso 5

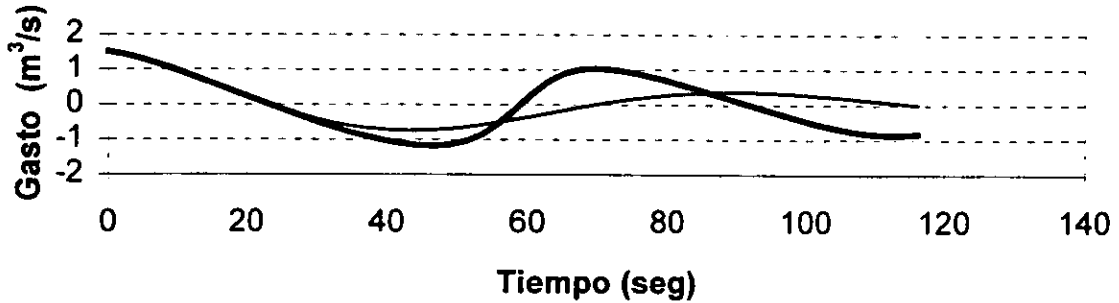


Caso 5



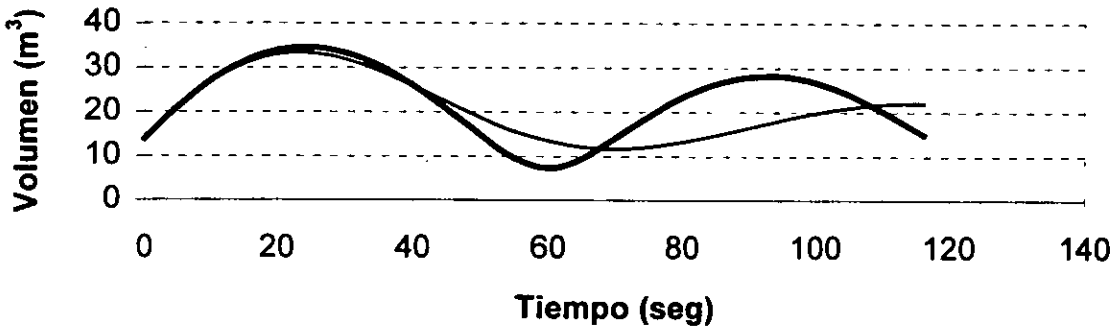
Caso 6

— SIMPLIFICADO — NUMERICO



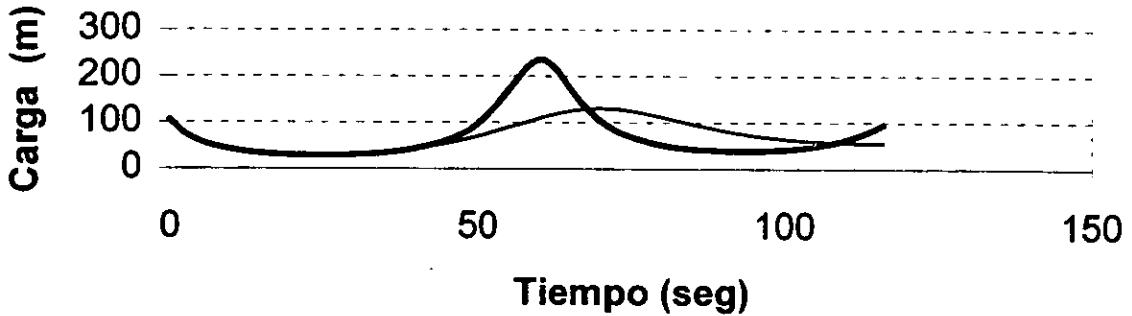
Caso 6

— SIMPLIFICADO — NUMERICO



Caso 6

— SIMPLIFICADO — NUMERICO



Como era de esperarse, los resultados son semejantes pero no iguales dado que el método simplificado supone que la ecuación (IV.5) es una solución aproximada del sistema de ecuaciones (IV.1) a (IV.4), lo que no necesariamente se habrá de cumplir para el gasto, el volumen y la carga simultáneamente

En las gráficas se observa que la solución simplificada esta sobreamortiguada, es decir, la amplitud de las oscilaciones es menor y tiende a amortiguarse más rápido que la solución numérica. Los valores mínimos de las cargas son casi los mismos en ambos casos, pero para los valores máximos se presentan diferencias.

IV. 3 PROCEDIMIENTO PARA APLICACIÓN DEL MÉTODO SIMPLIFICADO

La información requerida para aplicar el método simplificado es:

- El gasto de diseño Q_0 , en m^3/s ,
- La longitud de la conducción L , en m ,
- El diámetro de la línea D , en m ,
- El coeficiente de fricción " f ",
- La energía total en la cámara h_1 , en m ,
- La energía en el tanque aguas abajo h_2 , en m .
- El nivel del espejo de agua dentro de la cámara Z_{10} , en m ,
- La pérdida de energía por fricción h_f , en m ,
- El valor del coeficiente politrópico n ,
- El valor de la presión atmosférica P_a

La secuencia de cálculo es la siguiente:

- 1) Se selecciona un valor de h_{1min} en función de la topografía.
- 2) Se calcula el valor del coeficiente β :

$$\beta = - \frac{f Q_0}{2DA}$$

- 3) De la ecuación (IV.15) se obtiene el valor de t^*

$$\beta t^* e^{-\beta t^*} = \frac{\pi Q_0 \beta L}{2gA(h_2 - h_{1min})}$$

- 4) Con el valor de t^* , se calcula ω de la ecuación (IV.7)

$$t^* = \frac{\pi}{2\omega}$$

- 5) Se evalúa la presión inicial como:

$$P_0 = \gamma (h_{10} - Z_{10}) + P_{atm}$$

En donde h_{10} – es la carga en la cámara en $t = 0$.

Z_{10} – es el nivel del espejo de agua dentro de la cámara en $t = 0$.

- 6) Se calcula la presión mínima; en una primera aproximación se considera que el área de la sección transversal de la cámara (A_c) es muy grande, por lo que:

$$P_{mín} = \gamma (h_{1mín} - Z_{10}) + P_{atm}$$

- 7) Se calcula el volumen inicial de aire dentro de la cámara con (IV.14)

$$V_0 = \frac{\frac{gA}{L} [h_2 - h_{1min}] - \beta Q_0}{[\beta^2 + \omega^2] \left[\left(\frac{P_0}{P_{mín}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]}$$

- 8) Se estima el volumen máximo de la ecuación (IV.9)

$$V_{máx} = V_0 \left(\frac{P_0}{P_{mín}} \right)^{\frac{1}{n}}$$

- 9) Se calcula el volumen total como:

$$V_T = 1.25 V_{máx}$$

IV. 4 COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS EXPUESTOS

La tabla IV. 5 muestra los volúmenes iniciales, en m³, obtenidos mediante la aplicación de los métodos de cálculo expuestos para los casos de estudio. En los casos en que fue necesario se tomó un valor de celeridad de 1000 m/s.

CASO	SIMPLIFICADO (m ³)	GUARGA (m ³)	PARMAKIAN (m ³)	GRAZE (m ³)	PROMEDIO (m ³)
1	14.68	10.356	9.275	15.0	12.055
2	10.92	2.558	11.7	9.0	8.036
3	100.174	115.75	86.0	100	100.03
4	3.347	2.695	3.286	4.2	3.333
5	2.022	2.60	2.16	1.824	2.083
6	15.762	14.883	11.3	21	15.252

Tabla IV. 5 Volúmenes iniciales

La tabla IV.6 presenta una diferencia porcentual. Dicha diferencia se calculó como:

$$\delta = \frac{V_i - V_{Prom}}{V_i} \times 100 \quad \dots (IV.16)$$

en donde V_i - es el volumen en cada caso
 V_{prom} - es el volumen promedio

CASO	SIMPLIFICADO (%)	GUARGA (%)	PARMAKIAN (%)	GRAZE (%)
1	11.29	-16.41	- 29.98	19.63
2	9.56	- 61.65	41.24	10.85
3	- 1.691	13.58	- 16.31	- 0.03
4	- 5.83	- 23.65	1.42	20.65
5	- 19.11	19.88	3.55	- 14.21
6	- 10.32	- 2.48	- 34.98	27.37
Promedio	9.63	22.94	21.25	15.46

Tabla IV.6 Diferencia porcentual

Como se observa en la tabla anterior, el método que presenta menores diferencias, con respecto al valor promedio de todos los métodos, es el simplificado, le sigue el de Graze, Parmakian y finalmente el de Guarga.

El método más sencillo es el de Guarga ya que para el cálculo del volumen inicial se sustituye en una sencilla fórmula que involucra al gasto, la longitud, las presiones máximas y mínimas, y el valor de celeridad; sin embargo ofrece poca precisión.

El método de Parmakian tiene el inconveniente de ser un método gráfico en el que se pueden cometer errores en las lecturas de los coeficientes. Además, se tiene que seleccionar una de las tablas mediante el valor del parámetro K , sin embargo, solo hay valores de K para 0, 0.3, 0.5, y 0.7, no existen gráficos para valores intermedios. Es difícil leer los valores para los cuales no se tenga una línea en el gráfico. Por ejemplo, solo se tienen valores de $2\rho^*$ para 1, 2 y 4; para valores dentro del rango $1 < 2\rho^* < 4$ se tiene que interpolar, y para valores fuera de él se debe extrapolar. La relación entre la máxima depresión y la carga normal de operación sólo proporciona información hasta para valores de - 0.6, pero para cocientes inferiores no se cuenta con más información. Finalmente, el valor máximo del coeficiente ($2 V_0 a / Q_0 L$) es de 80 .

El método Graze y Horlacher también es un método gráfico y presenta una problemática similar a la del método de Parmakian. Para el parámetro Δh_f sólo hay valores de 0, 0.05, 0.1, 0.2 y 0.5, para valores intermedios se debe aproximar a una de estas. El coeficiente h'_f está sólo graficado para algunos casos y en caso de que el valor calculado analíticamente no coincida con ellos se debe interpolar o bien extrapolar según sea el caso. La relación entre la depresión máxima y la sobrepresión de Joukousky proporciona información hasta valores de - 0.6. A pesar de todo, se pueden lograr muy buenas aproximaciones.

El Método Simplificado es un método analítico que presenta una mayor sencillez en comparación con el resto de los métodos y podemos decir que es el que tiene una mejor aproximación al valor promedio del volumen estimado. Este método no presenta tantas dificultades como en los mencionados con anterioridad dado que se sustituyen directamente en fórmulas los parámetros como la fricción, por ejemplo, y no se hacen redondeos o ajustes que puedan influir en la obtención del volumen inicial. Además, podemos obtener información de cargas mínimas y máximas a lo largo del tiempo, aunque, como ya se mostró, no tiene buena precisión en la estimación de estas últimas.

IV.5 DETERMINACIÓN APROXIMADA DE t^*

El principal inconveniente del método simplificado es que se requiere resolver la ecuación (IV.15) para t^* , lo que no es posible de manera explícita.

$$\beta t^* e^{-\beta t^*} = \frac{\pi Q_0 \beta L}{2gA(h_2 - h_{1min})} \quad \dots (IV.15)$$

Como alternativa, se propone una solución explícita que conducirá a resultados semejantes a la solución exacta.

Si de la ecuación (IV.15), se elimina a β de ambos lados de la expresión y se iguala a una constante C:

$$t^* e^{-\beta t^*} = \frac{\pi Q_0 L}{2gA(h_2 - h_{1min})} = C \quad \dots (IV.17)$$

Se puede obtener una aproximación explícita al valor de t^* con la siguiente formula:

$$t^* = \frac{1}{\left[\frac{1}{C} + 0.22(-\beta)^{0.7} \right]} \quad \dots (IV.18)$$

Se hizo una comparación de t^* con ambas metodologías y se obtuvieron los siguientes resultados (tabla IV.7):

CASO	t^* (seg)	$t^{* '}$ (seg)	$t^{* '}/t^*$ (%)
1	22.78	23.1	1.0140
2	25.36	26.08	1.0283
3	28.78	28.42	0.9874
4	11.73	12.04	1.0264
5	8.95	9.71	1.0849
6	23.24	23.87	1.0271

Tabla IV.7 Comparación de t^*

En donde se ha llamado

t^* - calculado implícitamente, ecuación (IV.15)

$t^{* '}$ - calculado explícitamente, ecuación (IV.18)

Como se puede observar, las diferencias entre los tiempos no son significativas, ha excepción del caso cinco. Las variaciones son del orden de un segundo. En el caso cinco, la diferencia porcentual es mayor porque el tiempo es pequeño (8 - 9 seg), a diferencia, por ejemplo, del caso dos donde la diferencia es más pequeña, ya que el tiempo es mucho mayor (25 - 26 seg).

Pese a las diferencias en el cálculo de t^* , las diferencias al calcular el volumen inicial, no son importantes según se observa en la tabla IV.8.

VOLUMEN (m ³)			
CASO	t^* (seg)	$t^{* '}$ (seg)	$t^{* '}/t^*$ (%)
1	13.591	13.956	1.0268
2	8.884	9.361	1.0536
3	98.368	95.962	0.9755
4	3.419	3.312	0.9687
5	1.749	2.045	1.1692
6	13.826	14.55	1.0523

Tabla IV.8 Variación del volumen inicial

Podemos concluir que el cálculo de t^* se deberá hacer con la ecuación implícita (IV.15), que conduce a un valor exacto, sin embargo, se puede lograr una buena aproximación con la fórmula explícita (IV.18). La variación en el cálculo del volumen inicial, en general, no es significativa. Se pueden presentar algunas diferencias (del orden de 15%) en el volumen inicial para valores de t^* pequeños ($t^* < 10$ seg).

V. Aplicación a un caso real Acueducto Papagayo II

Como ejemplo de aplicación del método aproximado para predimensionamiento de las cámaras de aire se seleccionó el acueducto Papagayo II, que se localiza en el estado de Guerrero, México. Este acueducto proporciona agua a la Ciudad de Acapulco procedente del río Papagayo.

V.1 INFORMACIÓN GENERAL DEL MUNICIPIO DE ACAPULCO DE JUAREZ

La palabra Acapulco, proviene de los vocablos náhuatl *scatl*-"carrizo", *poloa*, "destruir, arrastrar" y *co* "lugar", que quiere decir "lugar donde fueron destruidos o arrastrados los carrizos". El agregado de Juárez se le dio en honor a Benito Juárez.

Acapulco es considerado uno de los más bellos lugares del mundo, con su espectacular y enorme bahía natural rodeada de hermosas montañas. Su situación geográfica lo ha favorecido con un clima privilegiado durante todo el año. Sus playas están consideradas entre las mejores del mundo.



Fig V.1 Ubicación

Aspectos generales

Acapulco es el centro turístico de playa más grande y deslumbrante de México. Ofrece más variedad, más emoción, más diversión y más sabor mexicano. Es un destino turístico privilegiado por la naturaleza en forma abundante. Presenta en su frente al océano Pacífico con dos espléndidas bahías, poseedoras de ensenadas naturales, escarpados acantilados y hermosas y variadas playas.

A sus costados hay dos exóticas lagunas y esta resguardado en su parte posterior por verdes montañas de la Sierra Madre del Sur. Comunicado por vías aéreas, terrestres y marítimas, provenientes de todas las partes del mundo, cuenta también con ágil transporte interno. Su infraestructura hotelera soporta la gradual y ascendente demanda, con un crecimiento integral planificado, a la altura de los mejores del mundo.

En el renglón gastronómico presenta una gran variedad de cocinas y especialidades, que van desde los clásicos antojitos hasta el gourmet más exigente. Su vibrante y agitada vida nocturna gira en torno a sus excitantes discotecas y clubes nocturnos de renombre mundial.

Escenario de todas las actividades imaginables, tanto culturales como recreativas, sociales, deportivas, financieras y artísticas.

Información general del municipio

CABECERA MUNICIPAL: Acapulco de Juárez

SUPERFICIE DEL MUNICIPIO: 1,882.6 Km²

SUPERFICIE ESTATAL: 63,794 Km²

LOCALIZACION: El municipio se localiza al sur de la capital del estado a 133 kilómetros de Chilpancingo.

Límites

Limita al Norte con los municipios de Chilpancingo y Juan R. Escudero (Tierra Colorada), al Sur con el océano Pacífico, al Oriente con San. Marcos y al poniente con Coyuca de Benítez.

Clima

Acapulco tiene el clima más benigno de América: 28° centígrados como promedio anual por su atmósfera que contiene en su 75% de humedad ambiental.

V.2 ACUEDUCTO PAPAGAYO II

En octubre de 1997 el Huracán Paulina que azotó las costas de los Estados de Oaxaca y Guerrero, provocó serios daños a la infraestructura hidráulica para abastecimiento de agua potable de la Ciudad y Puerto de Acapulco, Gro. Como parte de las actividades para garantizar la permanencia de los servicios de agua potable a esta localidad, la Comisión Nacional del Agua solicitó al Instituto de Ingeniería la revisión del transitorio hidráulico en la Planta de Bombeo Papagayo II. La figura V.2 muestra un esquema con las principales características de la planta de bombeo y línea de conducción.

A finales de 1997, el Instituto de Ingeniería efectuó los análisis numéricos correspondientes y concluyó que era necesario instalar un sistema de control de transitorios hidráulicos consistente en dos cámaras de aire conectadas a la descarga de la Planta de Bombeo. Durante el primer semestre de 1998 este Instituto elaboró el proyecto ejecutivo de las cámaras de aire mencionadas. En la figura V.3 se presenta un esquema de los dispositivos de control con sus principales características.

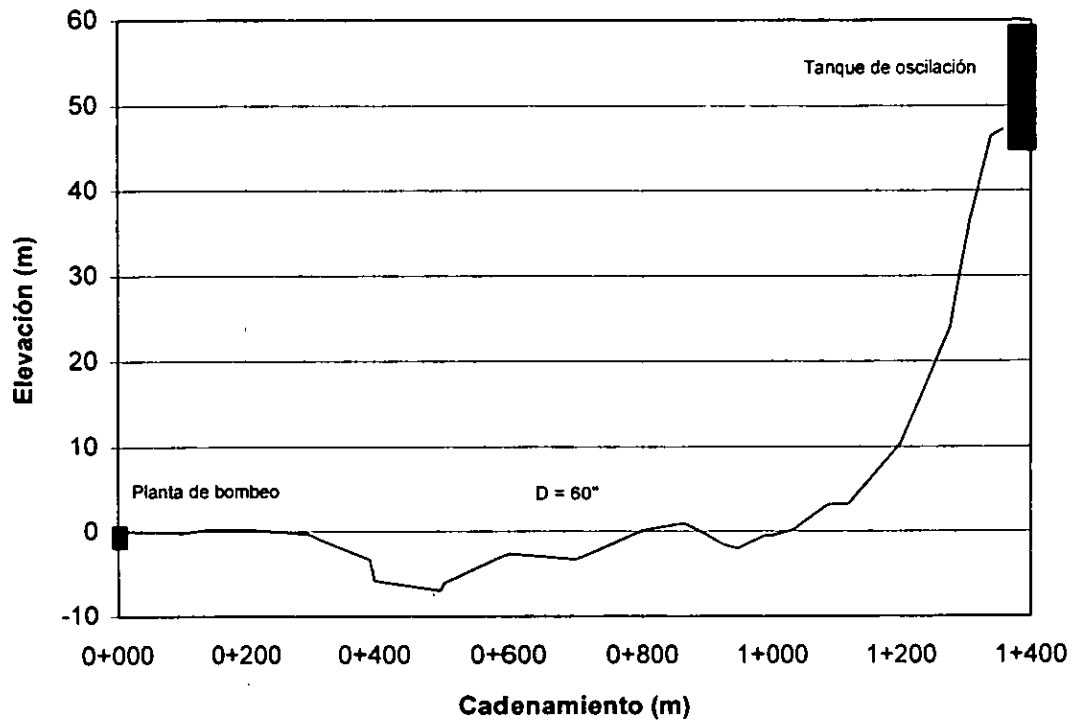
Luego de llevar a cabo la construcción de las cámaras de aire, la Comisión Nacional del Agua solicitó al Instituto de Ingeniería llevar a cabo los trabajos de medición en campo y puesta en servicio, así como la actualización del manual de operación correspondiente.

En la tabla V.1 se muestran las principales características del Acueducto y de las cámaras de aire.

Q (m³/s)	D (m)	L (m)	H_B (m)	D_c (m)	H_c (m)
2.136	1.524	1358	70	1.52	2.80

Tabla V.1 Acueducto Papagayo II

V. Aplicación a un caso real.
Acueducto Papagayo II



Nota: Las elevaciones están referidas al piso de la planta de bombeo

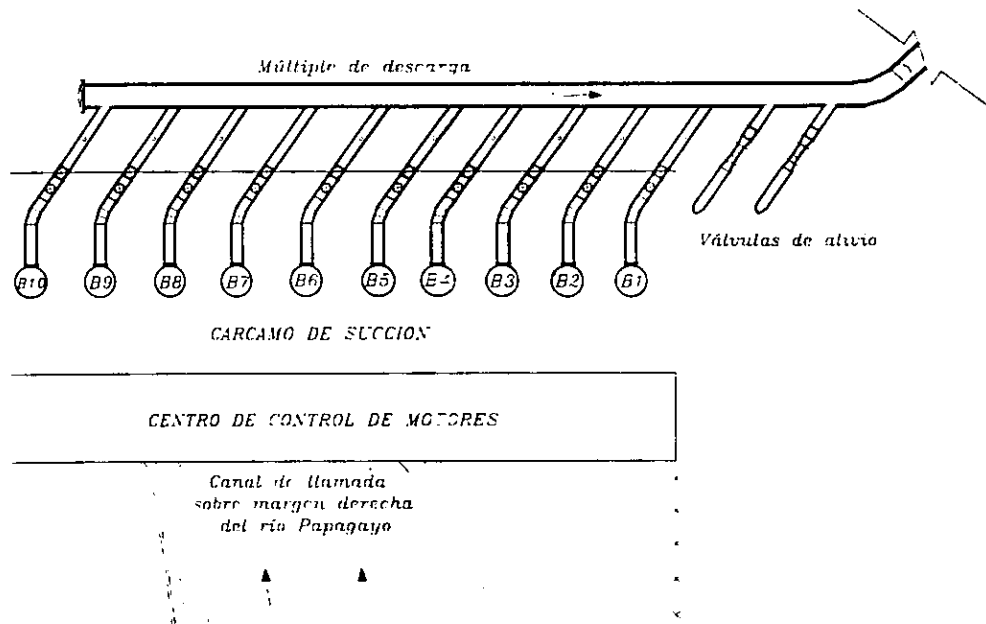


Figura V.2 Esquema de la planta de bombeo y línea de conducción

V. Aplicación a un caso real.
Acueducto Papagayo II

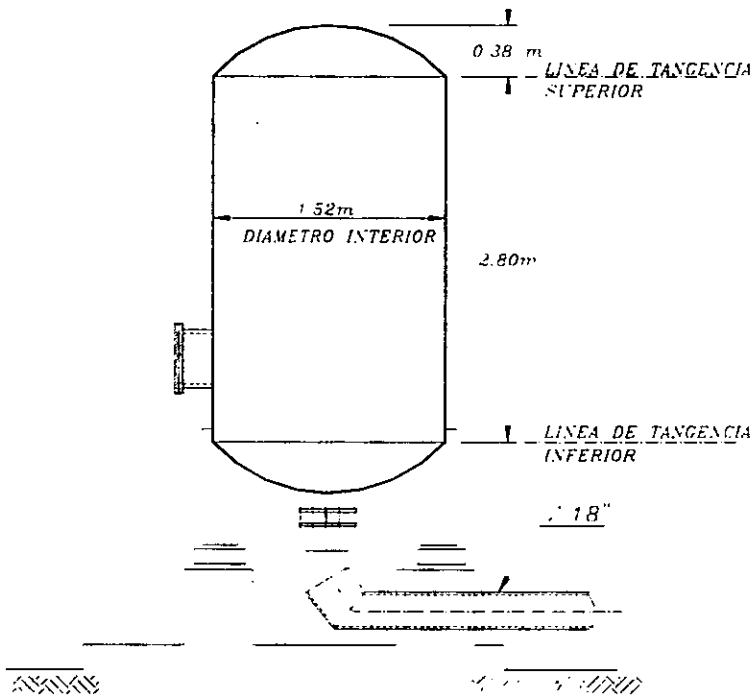
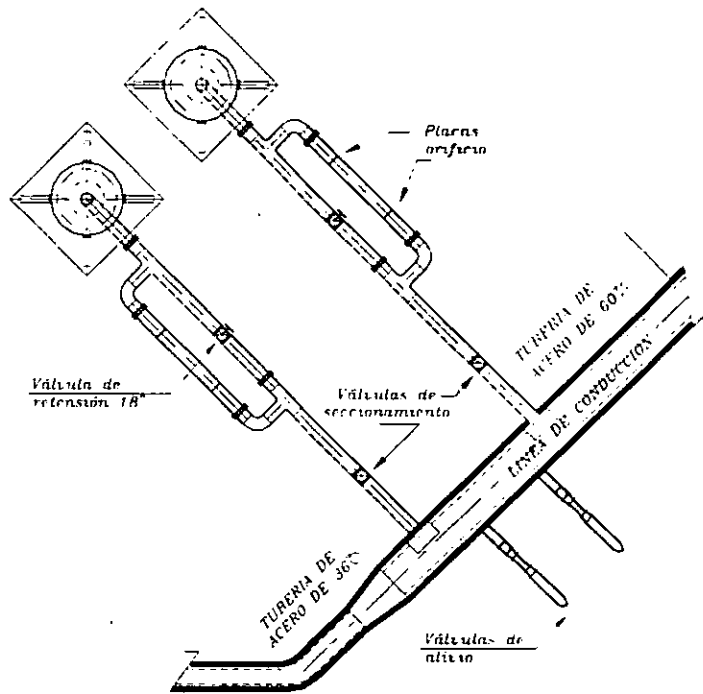


Figura V.3 Esquema de las cámaras de aire

Las tapas, inferior y superior, de las cámaras instaladas son semielípticas. El volumen de la semielipse se obtiene con la expresión

$$V = \frac{4}{3} \pi a b c$$

en donde a, b y c son los valores de los semiejes.

$$a = 0.76 \text{ m}$$

$$b = 0.76 \text{ m}$$

$$c = 0.38 \text{ m}$$

El volumen de las dos tapas de una cámara es: $V_{\text{tapas}} = 0.9194 \text{ m}^3$

El cuerpo cilíndrico tiene un volumen de:

$$V = \frac{\pi D^2 H_c}{4}$$

$$H_c = 2.8 \text{ m}$$

$$V_{\text{cilindro}} = 5.0808 \text{ m}^3$$

Entonces, el volumen total de una cámara es: $V_{1 \text{ cam}} = 6.000 \text{ m}^3$

El volumen total de las dos cámaras es $V_{2 \text{ cam}} = 12.000 \text{ m}^3$

V.3 CAMPAÑA DE MEDICIONES

Los días 15 y 16 de junio de 1999, personal de la Comisión Nacional del Agua (CNA), de la Comisión de Agua Potable y Alcantarillado del Municipio de Acapulco (CAPAMA) y del Instituto de Ingeniería (II), participaron en las pruebas de campo para la medición y puesta en servicio de las cámaras de aire del Acueducto Papagayo II.

Equipo de medición

El principal objetivo de las mediciones realizadas fue registrar, en flujo establecido y transitorio, las principales variables hidromecánicas asociadas al transitorio hidráulico provocado por el paro accidental de los equipos de bombeo. La tabla V.2 resume las variables registradas y el equipo de medición utilizado en cada prueba.

Variable	Equipo	Observaciones
Nivel de succión	Sonda eléctrica	Flujo establecido
Velocidad de Giro	Tacómetro analógico	Flujo establecido
	Tacómetro electrónico	Flujo establecido y transitorio
Presión en el múltiple de bombeo	Manómetro de Bourdon (0 a 200 lb/in ²)	Flujo establecido
	Transductor electrónico de presión (0 a 200 lb/in ²)	Flujo establecido y transitorio
Presión en la base de la cámara 1	Manómetro de Bourdon (0 a 160 lb/in ²)	Flujo establecido
	Transductor electrónico de presión (0 a 200 lb/in ²)	Flujo establecido y transitorio
Nivel en la cámara de aire	Cinta métrica	
	Grabación en video	Flujo transitorio
Gasto en la línea de conducción	Medidor de flujo operado por personal de Planeación y Control Hidráulico de la CAPAMA	Flujo establecido
Bordo libre en el tanque de oscilación	Cinta métrica	Flujo establecido

Tabla V.2 Variables registradas y equipo de medición

Mediciones

La prueba consistió en efectuar el disparo simultáneo de 9 equipos de bombeo. La tabla V.3 muestra el resumen del gasto, niveles, presiones y cargas registrados en forma previa al disparo de los equipos. El nivel del agua en el interior de las cámaras se ubicó 35 cm por debajo del nivel de tangencia superior. Una vez establecidas las condiciones de flujo permanente, aproximadamente 30 minutos después de instalar la operación con 9 equipos de bombeo, se procedió a realizar el registro de variables en flujo transitorio.¹¹

¹¹ Carmona P. R, Sánchez A, Puesta en servicio de las cámaras de aire de Papagayo II, Reporte del Instituto de Ingeniería para la Comisión Nacional del Agua, Julio de 1999

Variable	Unidad	Lectura	Referencia	Carga Piezométrica	Carga de velocidad	Carga Total
Gasto	(m ³ /s)	2.136				
Nivel en la cámara de aire	(m)	3.30				
Nivel de succión	(m)	-12.38	0.00	-12.38	0.00	-12.38
Presión en el múltiple de bombeo	(m)	56.06	1.45	57.51	0.54	58.05
Presión en la base de la cámara	(m)	58.24	-0.62	57.62	0.07	57.69
Bordo libre en el tanque de oscilación	(m)	-2.32	59.19	56.87	0.00	56.87

Tabla V.3 Condiciones de flujo previas a la prueba

La tabla V.4 presenta un resumen de los valores extremos medidos.

Variable	Unidad	Máximo	Mínimo
Carga en el múltiple de bombeo	(m)	82.14	6.83
Carga en la base de la cámara	(m)	69.26	7.38
Nivel en la cámara de aire	(m)	3.341	2.118

Tabla V.4 Condiciones extremas en la prueba

Las figuras V.4 (a) y (b) muestran la variación en el tiempo de la carga en la base de la cámara y del nivel relativo del agua dentro de la cámara.

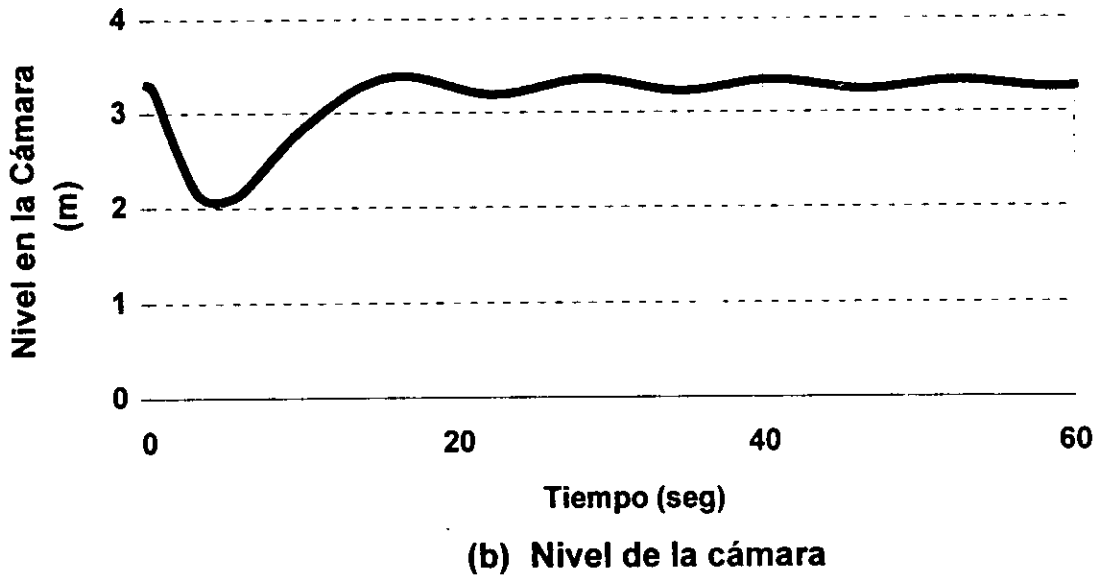
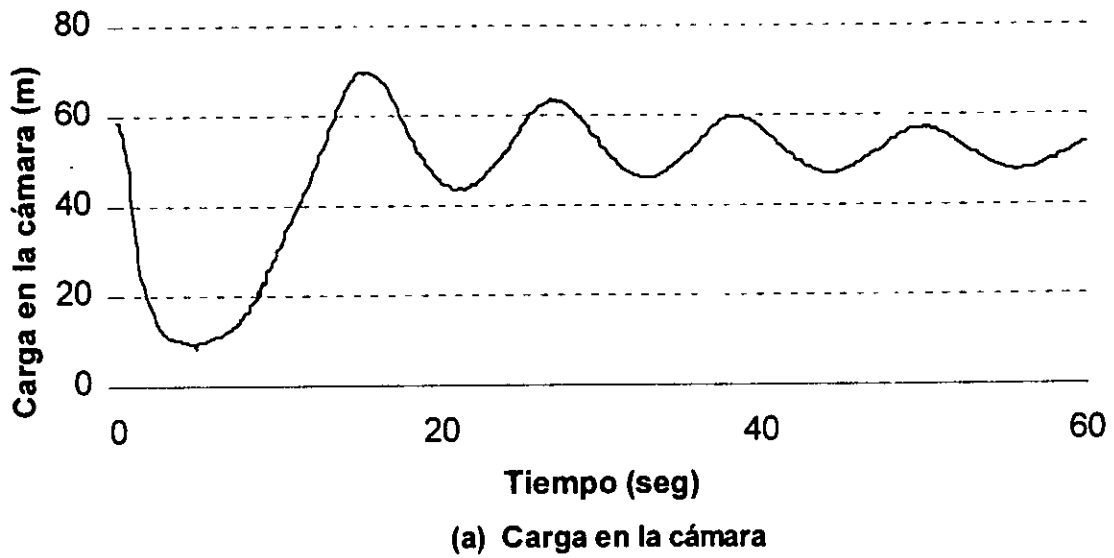


Fig. V.4 (a) Carga en la cámara y (b) Nivel en la cámara

3) De la ecuación (IV.15) se obtiene el valor de t^*

$$\beta t^* e^{-\beta t^*} = \frac{\pi Q_0 \beta L}{2gA(h_2 - h_{1min})} = -0.026$$
$$t^* = 5.02 \text{ seg}$$

Si se calcula el valor de t^* con la formula explicita se tiene que:

$$t^* = 5.01 \text{ seg}$$

Los cálculos posteriores se realizarán con el valor de $t^*_1 = 5.02$, que corresponde a la solución exacta.

4) Con el valor de t^* , calculamos ω de la ecuación (IV.7)

$$t^* = \frac{\pi}{2\omega} \quad \omega = 0.3129 \text{ rad}$$

5) Se evalúa la presión inicial como:

$$P_0 = \gamma (h_{10} - Z_{10}) + P_{atm}$$
$$P_0 = 64,320 \text{ kg/cm}^2$$

6) Se calcula la presión mínima:

$$P_{min} = \gamma (h_{1min} - Z_{10}) + P_{atm}$$
$$P_{min} = 14,080 \text{ kg/cm}^2$$

7) Se calcula el volumen inicial de aire dentro de la cámara con (IV.14)

$$V_0 = \frac{\frac{gA}{L} [h_2 - h_{1min}] - \beta Q_0}{[\beta^2 + \omega^2] \left[\left(\frac{P_0}{P_{min}} \right)^{1/n} - 1 \right]}$$

$$V_0 = 2.655 \text{ m}^3$$

8) Se estima el volumen máximo de la ecuación (IV.9)

$$V_{m\acute{a}x} = V_0 \left(\frac{P_0}{P_{min}} \right)^{1/n}$$
$$V_{max} = 9.414 \text{ m}^3$$

9) Se calcula el volumen total como:

$$V_T = 1.25 V_{\text{máx}}$$

$$V_T = 11.768 \text{ m}^3$$

En la tabla V.5 se presenta el volumen inicial de la prueba y el que predice el método simplificado. También, se comparan los volúmenes totales de las cámaras de aire.

	V_0 (m^3)	V_{Total} (m^3)
Prueba de campo	2.200	12.000
Método simplificado	2.654	11.768

Tabla V.5 Volúmenes resultantes

Si se comparan los volúmenes iniciales se observa que son parecidos; el volumen estimado con el método simplificado es mayor, hay una diferencia del orden del 20 %. Sin embargo, si se comparan los volúmenes totales se observa que el volumen real de las cámaras es ligeramente mayor (2%) al estimado por el método simplificado. El valor estimado por el método simplificado (2.65 m^3) es muy cercano al volumen óptimo de operación de las cámaras, que resultó ser de 3.0 m^3 según el reporte elaborado por el Instituto de Ingeniería.¹²

En general, se puede concluir que los resultados del método simplificado no son idénticos a los valores de la prueba en campo. A pesar de ello, el valor que resulta de volumen inicial esta entre el valor de la prueba en campo y el que resultó ser el valor óptimo.

También, se puede concluir que el volumen total necesario en la cámara de aire para el control del transitorio calculado por el método simplificado, es prácticamente el mismo que esta instalado en las cámaras del acueducto, que no presentó problema alguno durante el transitorio.

¹² Idem

VI. Recomendaciones de Diseño Estructural para cámaras de aire

Un criterio general de diseño establece que los esfuerzos causados por las acciones a que están sujetos las cámaras, se determinen, por métodos elásticos y se comparen con los esfuerzos permisibles establecidos.

VI. 1 EFICIENCIA DE LAS UNIONES (SOLDADURAS)

El uso de una unión soldada puede ocasionar una reducción en la resistencia del material en las zonas cercanas a la soldadura, a causa de discontinuidades metalúrgicas y esfuerzos residuales.

La reducción de la resistencia en las uniones soldadas se tomará en cuenta por medio de un factor de reducción denominado “eficiencia de la soldadura” (η). Este dependerá del tipo de acero y del tipo de junta y su tratamiento térmico; el factor reduce el esfuerzo permisibles establecido. Las eficiencias máximas admisibles para juntas soldadas por fusión se presentan en la tabla 1 del apéndice B.

VI. 2 PRESIÓN DE DISEÑO Y ESFUERZOS PERMISIBLES

La presión de diseño será la máxima a que estará sujeto el recipiente en las condiciones más desfavorables de presión y temperatura. El esfuerzo permisible de tensión para algunos aceros al carbón y aceros de baja aleación se presenta en la tabla 2 del apéndice B. El esfuerzo permisible a compresión se obtiene multiplicando por 0.5 el esfuerzo de fluencia del acero utilizado.

VI. 3 DISEÑO DE LA CÁMARA

El espesor preliminar del recipiente y sus tapas se obtiene a partir de las expresiones que proporciona la resistencia de materiales. Después, el espesor preliminar se revisará con los esfuerzos provocados por las reacciones de los apoyos; si los esfuerzos admisibles se exceden, debe modificarse el espesor preliminar.

VI.3.1 Espesor preliminar del recipiente

El espesor preliminar de los recipientes cilíndrico sujetos a presión interior está dado por la fórmula:

$$t = \frac{PR}{\eta f_p - 0.6P} + C. \quad \dots (VI.1)$$

donde	t	espesor mínimo, en cm
	P	presión permisible de trabajo o presión de diseño, en kg/cm ²
	R	radio interior, en cm
	ε	eficiencia de la soldadura
	f _p	esfuerzo permisible a tensión, en kg/cm ²
	C	espesor adicional por corrosión, en cm

VI.3.2 Espesor preliminar de las tapas del recipiente

Las tapas de los recipientes podrán ser de forma elipsoidal, toriesférica, semiesférica o cónica, con las proporciones geométricas señaladas en la figura VI.1.

El tipo más recomendado de tapa para recipientes cilíndricos es el elipsoidal con una relación de eje mayor a eje menor de 2:1. Este tipo de tapa conduce a las más bajas concentraciones de esfuerzos en la unión de la tapa con el recipiente y en consecuencia a una mayor economía.¹³

¹³ CFE, Manual de Diseño de Obras Civiles. Estructuras, Métodos de análisis y diseño, A.2.5 Tanques y depósitos, México, 1982

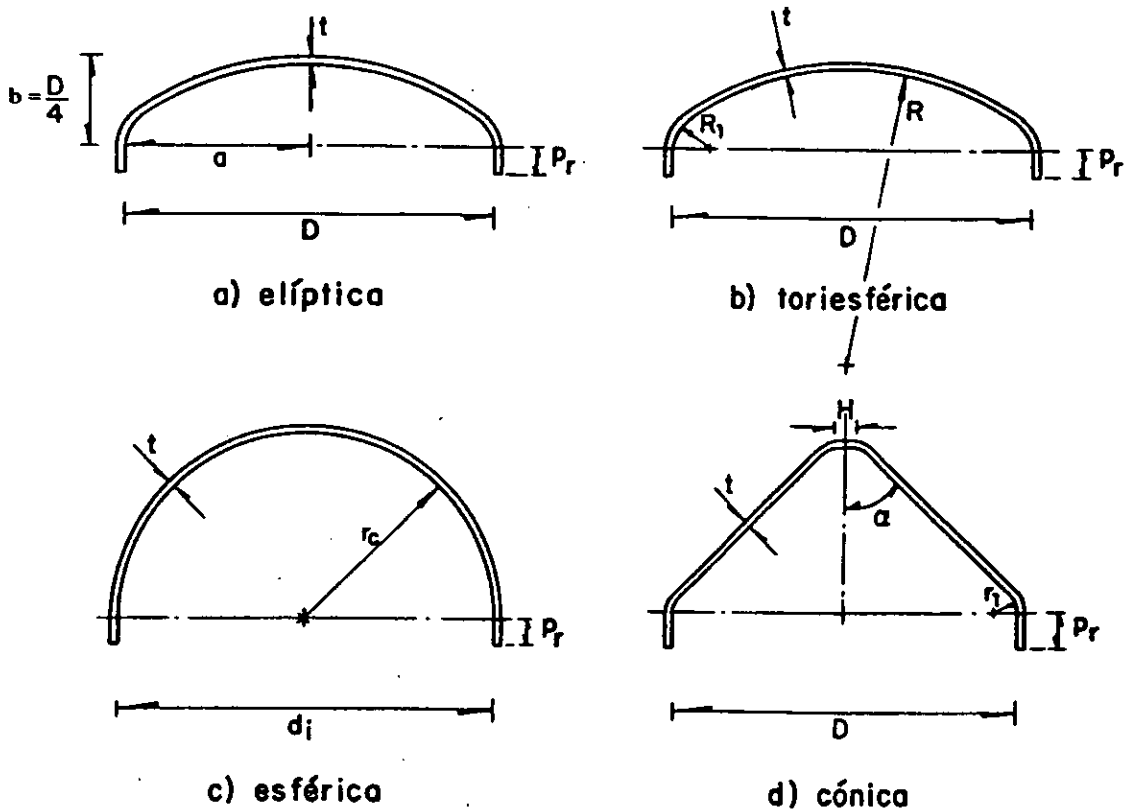


Figura VI.1 Tapas de acero a presión

Para tapas de forma elipsoidal es aplicable la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PD}{2\eta f_p + 0.2p} + C \quad \dots (VI.2)$$

donde D es el diámetro interior del borde de la tapa en cm.

Para tapas elipsoidales con relaciones de ejes diferentes de 2:1, se puede aplicar la expresión:

$$t = \frac{PDV}{2\eta f_p + 0.2p} + C \quad \dots (VI.3)$$

donde $V = (1/6)(2 + k^2)$ – factor de concentración de esfuerzos
 $k = (a/b)$ – relación del eje mayor al menor

VI.4 APOYOS

El tipo de apoyos y sus características deben definirse en cada caso en particular con base en las condiciones correspondientes. Los apoyos deben ser capaces de resistir las cargas impuestas por la cámara. Todas las partes de los apoyos se diseñaran de manera tal que la suma de esfuerzos máximos no exceda los valores permitidos en:

- a) Tensión.
- a) Flexión.
- b) Compresión.
- c) Cortante
- d) Flexo - compresión.
- e) Tensión axial y flexión.
- f) Pernos de anclaje.
- g) Relaciones ancho espesor.
- h) Relaciones de esbeltez.
- i) Esfuerzos permisibles bajo la combinación de cargas muerta, viva y accidental.

VII. Recomendaciones de cimentación para cámaras de aire

VII.1 FACTORES QUE DETERMINAN EL TIPO DE CIMENTACIÓN

Los factores que influyen en la correcta selección de una cimentación dada pueden agruparse en tres clases principales:

- 1) Los relativos a la superestructura, que engloban su función, cargas que transmite al suelo, materiales que la constituyen etc.
- 2) Los relativos al suelo, que se refieren a sus propiedades mecánicas, especialmente a su resistencia y compresibilidad, a sus condiciones hidráulicas, etc.
- 3) Los factores económicos, que deben balancear el costo de la cimentación en comparación con la importancia y aún el costo de la superestructura.

VII.2 ESTUDIO DE MECÁNICA DE SUELOS

El tipo de cimentación y sus características deben definirse en cada caso en particular con base en las condiciones y estudios correspondientes.

La exploración de un sitio para una cámara de aire, y en general de una obra civil, consiste fundamentalmente en una recopilación de datos de geología y geotécnica, obtenidos de trabajo de campo y laboratorio; se desarrolla en cuatro etapas iniciando con el reconocimiento preliminar, al que le sigue una investigación detallada empleando métodos directos e indirectos, se continúa durante la etapa de construcción y aún durante la operación de la obra.

Los estudios preliminares consisten esencialmente en un análisis de la información existente del área de proyecto y las visitas de reconocimiento del sitio a fin de contar con observaciones y datos que permitan definir los lugares más adecuados para la construcción de la cámara con base en las condiciones geológicas y geotécnicas de la zona.

Los estudios a detalle se dividen en dos grupos. Los primeros los llamados métodos Indirectos que son técnicas de exploración que incluyen sensores remotos y métodos geofísicos, que basados en la medición de ciertas propiedades físicas de rocas y suelos permiten conocer la estratigrafía y por correlación las características de los materiales. Los segundos son los métodos directos que son técnicas de exploración que mediante la obtención de muestras de suelo y roca y la observación de sus características in situ permiten conocer las condiciones geológicas y geotécnicas del sitio en estudio.

Los procedimientos de muestreo son las técnicas que se aplican para obtener especímenes alteradas o inalteradas de diferentes profundidades del subsuelo para conocer sus propiedades índice y mecánica.

Las muestras alteradas son muestras cuyo acomodo estructural se pierde a consecuencia de su extracción; se utilizan en laboratorio para identificar el tipo de suelo al que corresponde para realizar las pruebas índice y preparar especímenes compactados para someterlos a pruebas mecánicas.

Las muestras inalteradas son muestras cuyo acomodo estructural está relativamente inalterado, ya que necesariamente se inducen cambios de esfuerzos por su extracción y éstos generan cambios volumétricos; estas muestras se utilizan en el laboratorio para identificar el tipo de suelo a que corresponden, realizar pruebas índice y mecánicas.

Es importante registrar el nivel freático al inicio y al final de la exploración y después, diariamente, durante el mayor tiempo posible. Se registran el máximo y el mínimo nivel freático que se presente.

Al diseñar la cimentación de un tanque debe revisarse la resistencia del terreno, y deben limitarse los hundimientos diferenciales y el hundimiento medio. Los hundimientos diferenciales se limitan en función de la capacidad del tanque para deformarse sin que fallen las soldaduras; el hundimiento medio se limita en función de la capacidad de deformación de las tuberías y conexiones que ligan al tanque con el exterior, así como los requisitos de desnivel de los orificios de salida. Al determinar los hundimientos se incluye la deformación inmediata y la deformación diferida.

VII.3 TEORÍA RECOMENDABLE

A continuación se presenta un breve resumen en el cual se vierte la opinión del Dr. Eulalio Juárez Badillo y del M.I. Alfonso Rico Rodríguez respecto al campo de aplicación práctica de las teorías de capacidad de carga. El criterio para señalar a una teoría como apropiada para un caso dado obedece tanto a la confiabilidad de la teoría en sí, como a la sencillez de su aplicación.¹⁴

1. La teoría de Terzaghi es recomendable para toda clase de cimentaciones superficiales en cualquier suelo, se puede aplicar con gran confiabilidad hasta un límite de $D_f \leq 2B$ (donde D_f es la profundidad de desplante y B es el ancho del cimiento).
2. La teoría de Skempton es recomendable para toda cimentaciones en arcillas cohesivas ($\phi = 0$, donde ϕ es el ángulo de fricción interna), sean superficiales o profundas, incluyendo el cálculo de capacidad de carga en cilindros y pilotes.
3. Puede usarse la teoría de Meyerhof para determinar la capacidad de carga de cimientos profundos en arenas y grava, incluyendo cilindros y pilotes, aunque ejerciendo vigilancia cuidadosa, ya que en ocasiones se ha observado que proporciona valores muy altos con respecto a los prudentes.

Una vez que se establece la capacidad de carga del suelo se compara con la sobrecarga que transmite la cámara. Si los resultados indican que el subsuelo soportará la carga impuesta por el sistema, es decir que la capacidad de carga es mayor que la sobrecarga que se transmite, con hundimientos tolerables y sin que haya riesgo de falla por resistencia, se recurre a una cimentación somera y basta con retirar los materiales superficiales sueltos o de origen orgánico.

Si el subsuelo resulta débil o inadecuado para soportar la sobrecarga de la cámara sin sufrir hundimientos excesivos, antes de recurrir a la cimentación a base de pilotes, pilas u otro tipo de cimentación profunda, se recomienda considerar la posibilidad de mejorar las condiciones del subsuelo y cimentar superficialmente. Deben evitarse las cimentaciones profundas.

¹⁴ Juárez Badillo, Mecánica de Suelos, Tomo II: Teoría y aplicaciones de la Mecánica de Suelos, p 402

VIII. Comentarios y conclusiones

La cámara de aire es un dispositivo eficaz para controlar las depresiones y sobrepresiones generadas en una línea de conducción por efecto de un transitorio hidráulico.

La cámara se emplea cuando no es conveniente usar algún otro dispositivo de protección directa (torre de oscilación o tanque de unidireccional) dada la topografía existente, por ejemplo, o por las grandes depresiones o sobrepresiones que se generarían con algún otro dispositivo.

El método simplificado para el predimensionamiento de las cámaras de aire es una herramienta para el proyectista que le permite estimar de una forma aproximada un valor de volumen inicial de aire dentro de la cámara.

No debe olvidarse que los resultados del método simplificado son preliminares, se debe hacer una revisión completa del transitorio hidráulico con un método de análisis numérico adecuado que utilice el método de las características.

Parmakian tiene un método que presenta la desventaja de ser un método gráfico, en él se debe seleccionar de entre las gráficas existentes una de acuerdo a un coeficiente de pérdida, el inconveniente es que existen gráficas solo para determinados valores del coeficiente y en varias ocasiones se debe ajustar a una de ellas. Así mismo, se pueden cometer errores de lectura al tomar los datos de las figuras. Generalmente se deben hacer extrapolaciones o interpolaciones que complican más la lectura.

El método de Graze – Horlacher presenta una problemática similar a la del Método de Parmakian. Además, algunas líneas de las gráficas son asíntotas los ejes, por lo que se dificulta la lectura.

Guarga presenta el método más sencillo de los expuestos en este trabajo, pero ofrece poca precisión. Involucra sólo al gasto, la longitud, la celeridad y las presiones máximas y mínimas.

El método simplificado, al ser un método analítico, tiene la ventaja de que no redondea, ni trunca el valor de los coeficientes con lo que se puede llegar a tener una mejor aproximación.

De los resultados obtenidos se observa que el método que más se acerca al valor promedio del volumen de los métodos, es el simplificado, le sigue con un buen comportamiento el de Graze – Horlacher; después esta Parmakian y finalmente el que menos se aproxima es el de Guarga.

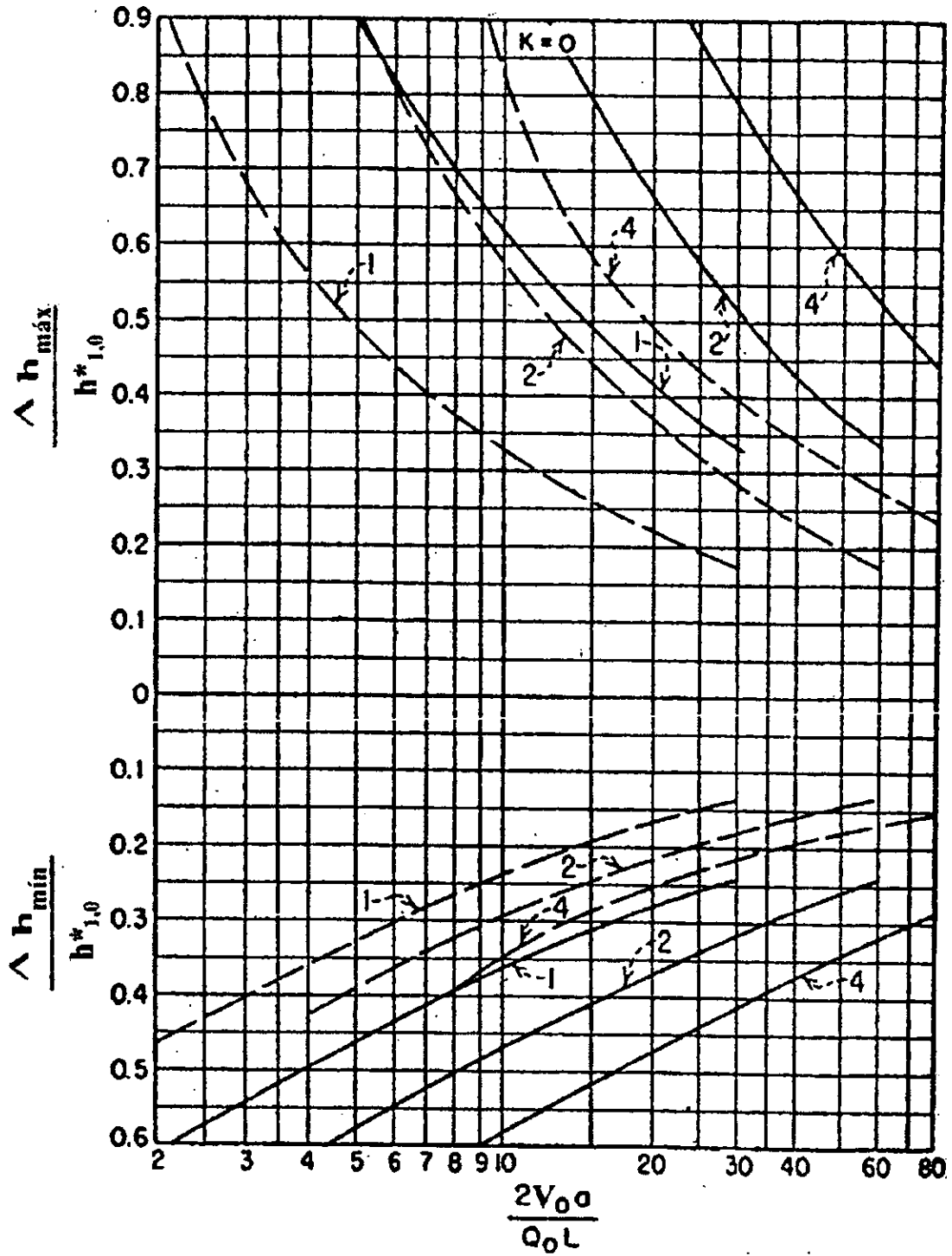
Para el caso de estudio, acueducto "Papagayo II", se concluye que el volumen de aire inicial que requieren las cámaras, estimado por el método simplificado esta dentro de un rango confiable, ya que es mayor al volumen con que se realizó la prueba de campo, para el que no se presentaron problemas, y además, es un menor al volumen óptimo de operación de las cámaras.

El volumen total de las cámaras instaladas es semejante al volumen total que demandan las cámaras según el método simplificado.

En cuanto al diseño estructural, el cuerpo cilíndrico, las tapas y los apoyos deben ser capaces de resistir las cargas impuestas por la cámara en condiciones de operación normal y extraordinarias. El tipo de tapa más recomendado es el elipsoidal con una relación de eje mayor a eje menor de 2:1. Este tipo de tapa conduce a las más bajas concentraciones de esfuerzos en la unión de la tapa con el recipiente y, en consecuencia, a una mayor economía.

El tipo de cimentación y sus características deben definirse en cada caso en particular con base en las condiciones y estudios correspondientes, lo más recomendable es buscar una cimentación superficial.

Apéndice A



Los números sobre las curvas son valores de $2p^*$

- junto a la bomba
- - - en el punto medio

Figura 1. Gráfica de Parmakian

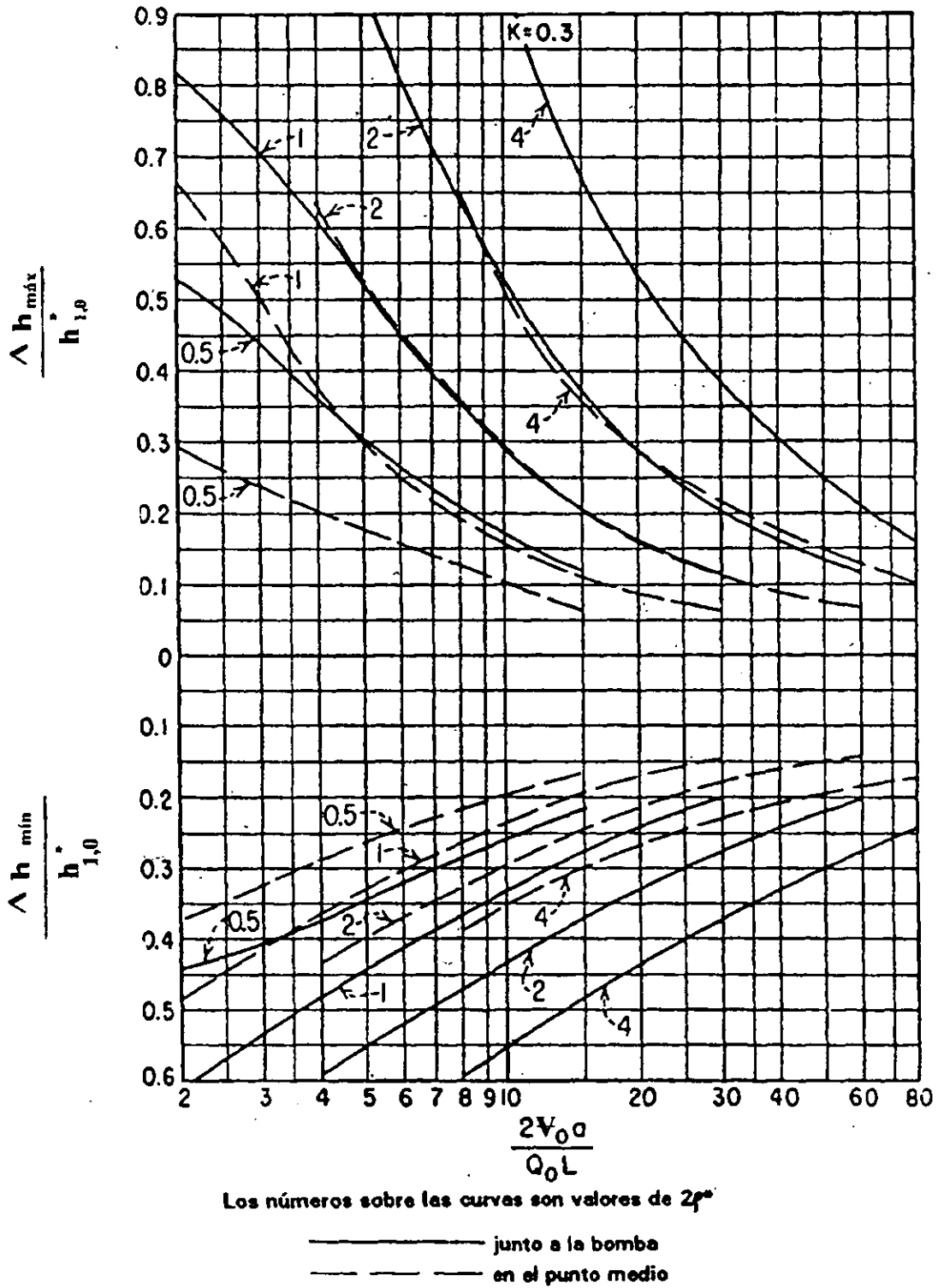
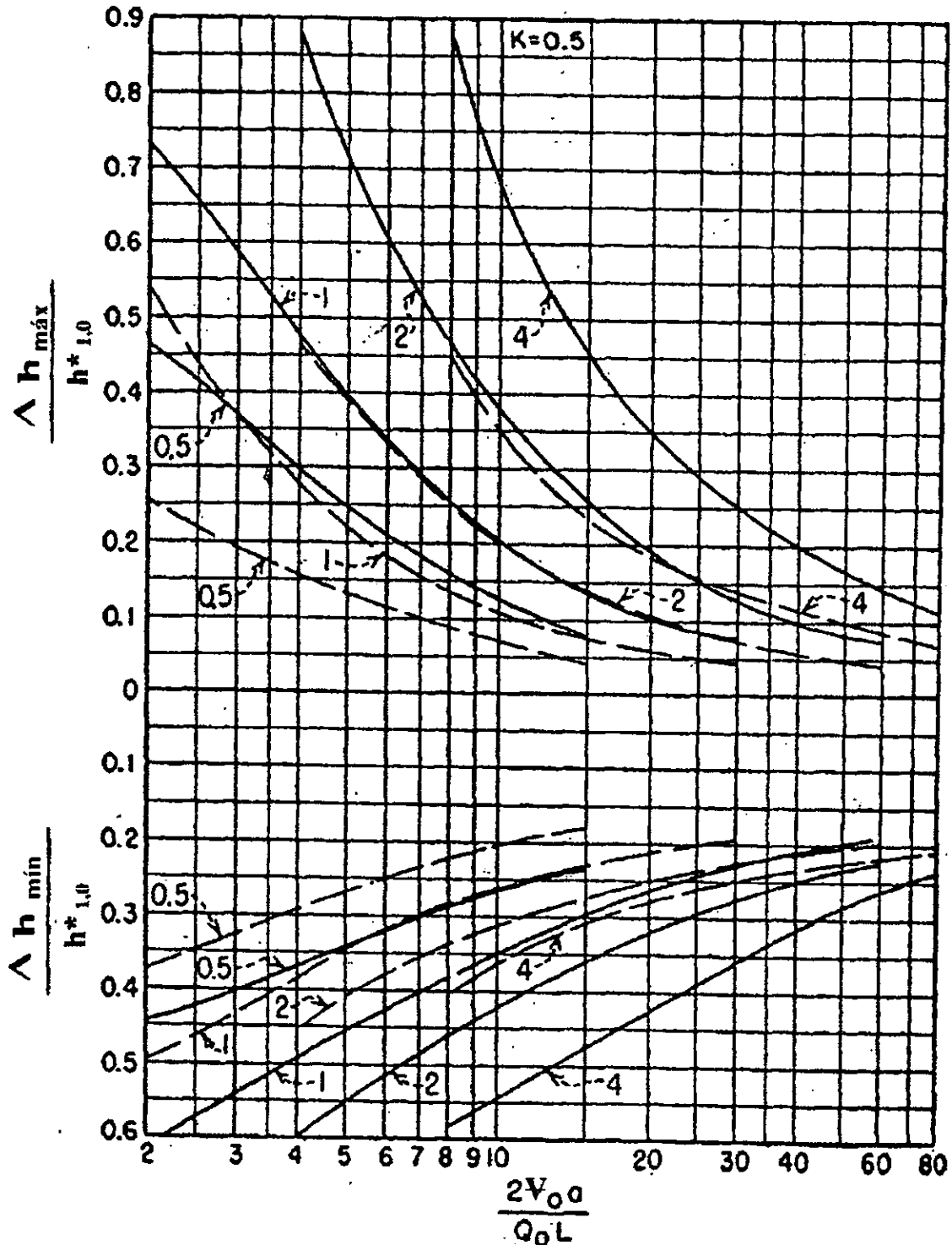


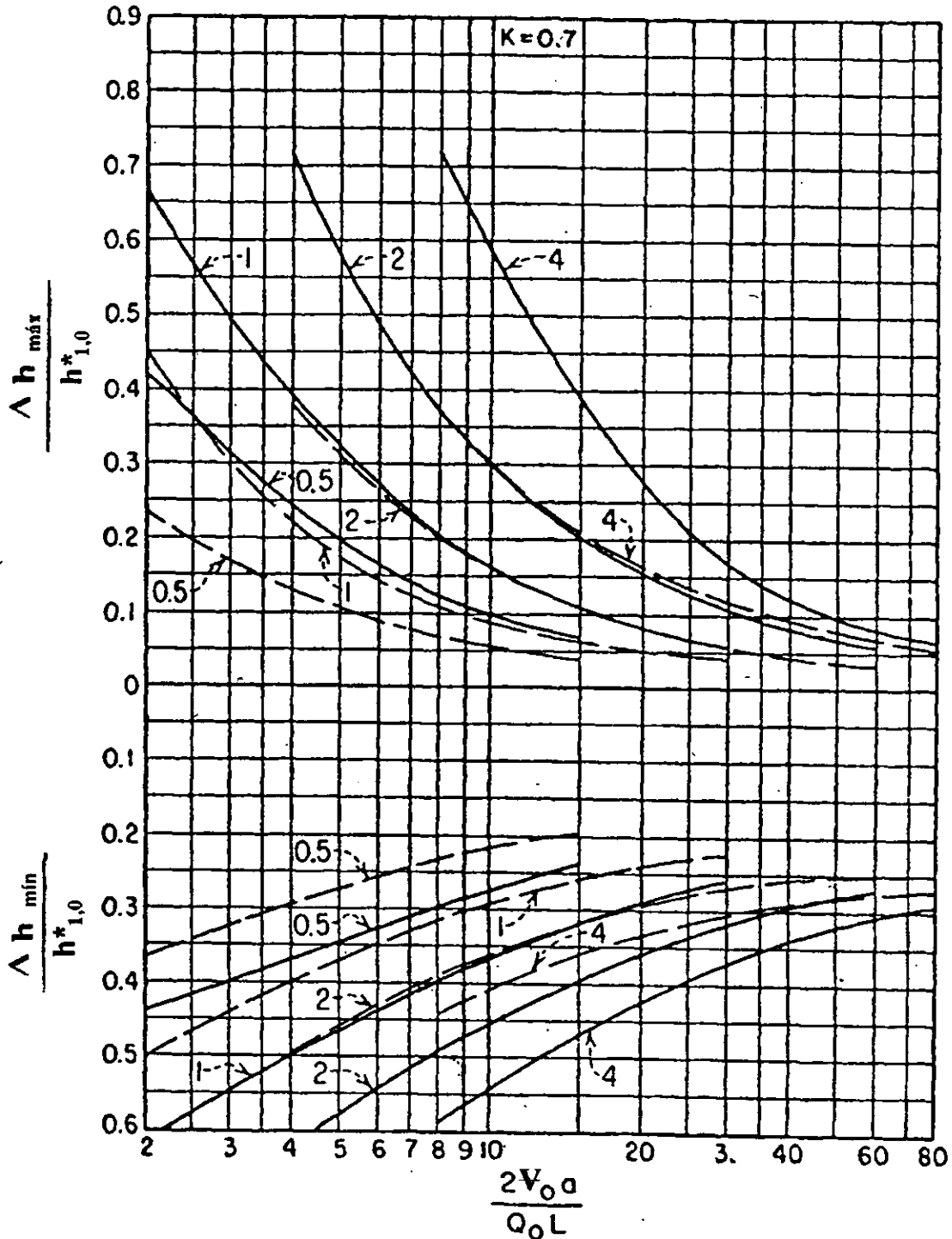
Figura 2. Gráfica de Parmakian (continuación)



Los números sobre las curvas son valores de $2z^*$

———— junto a la bomba
 - - - - en el punto medio

Figura 3. Gráfica de Parmakian (continuación)



Los números sobre las curvas son valores de $2\beta^*$

- junto a la bomba
- en el punto medio

Figura 4. Gráfica de Parmakian (continuación)

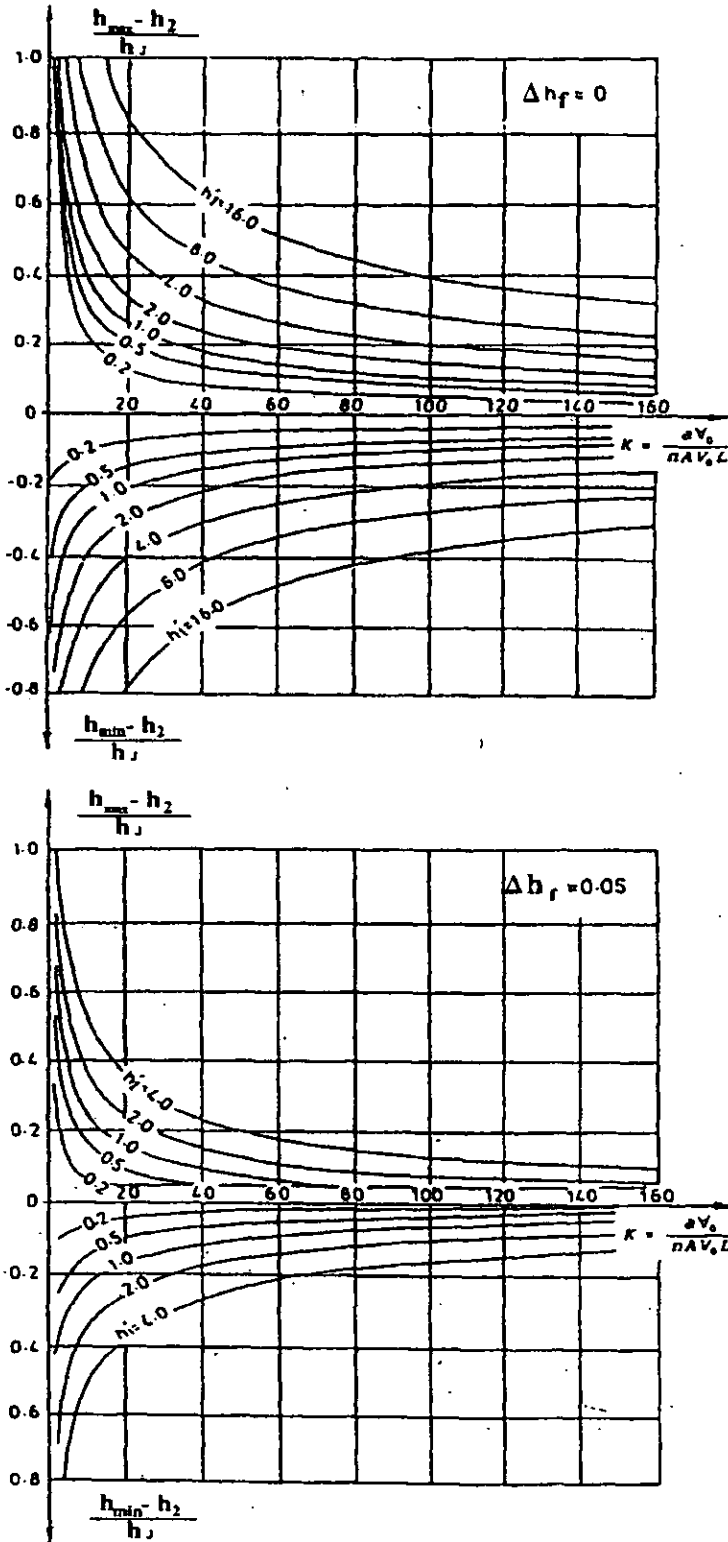


Figura 5. Gráfica de Graze-Horlacher para cámaras sin estrangulamiento $\Delta h_f = 0$ y 0.05

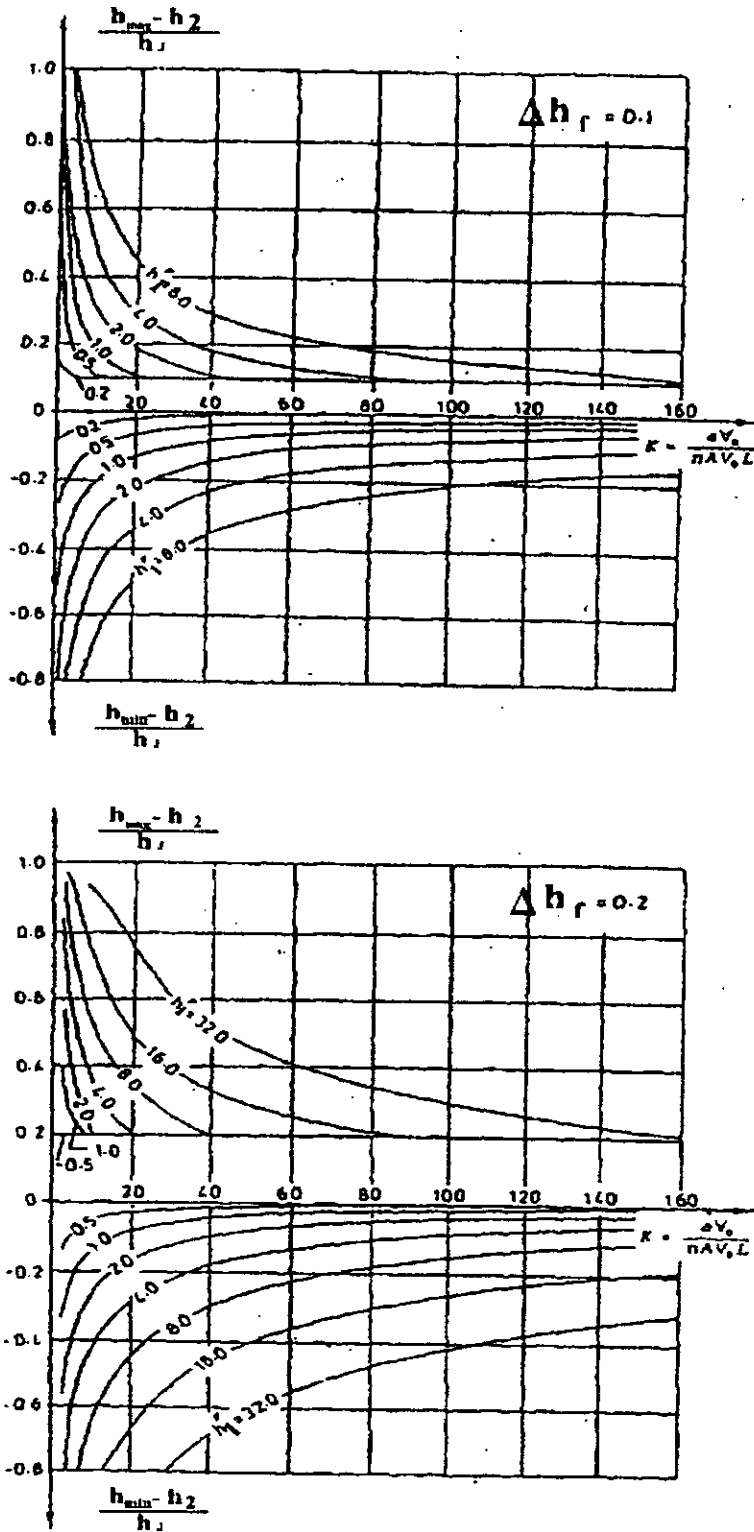


Figura 6. Gráfica de Graze- Horlacher para cámaras sin estrangulamiento $\Delta h_f = 0.1$ y 0.2

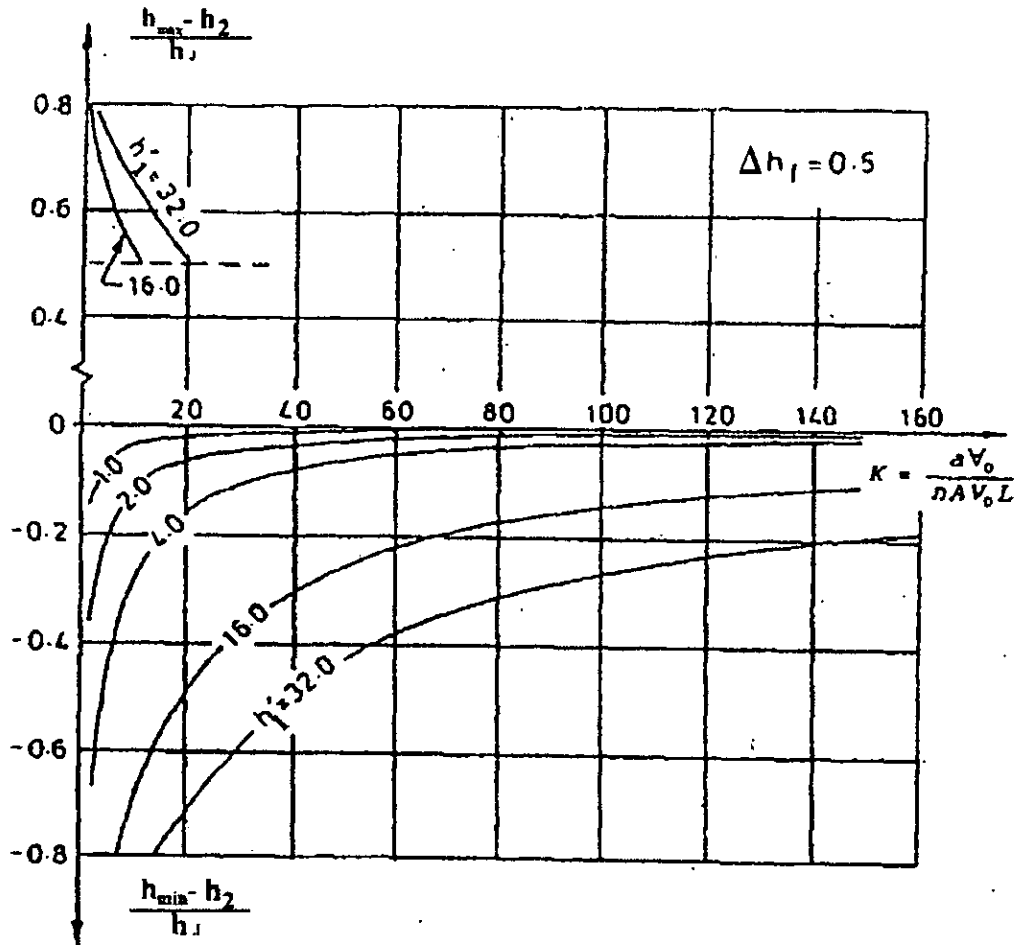


Figura 7. Gráfica de Graze y Horlacher para cámaras sin estrangulamiento $\Delta h_f = 0.5$

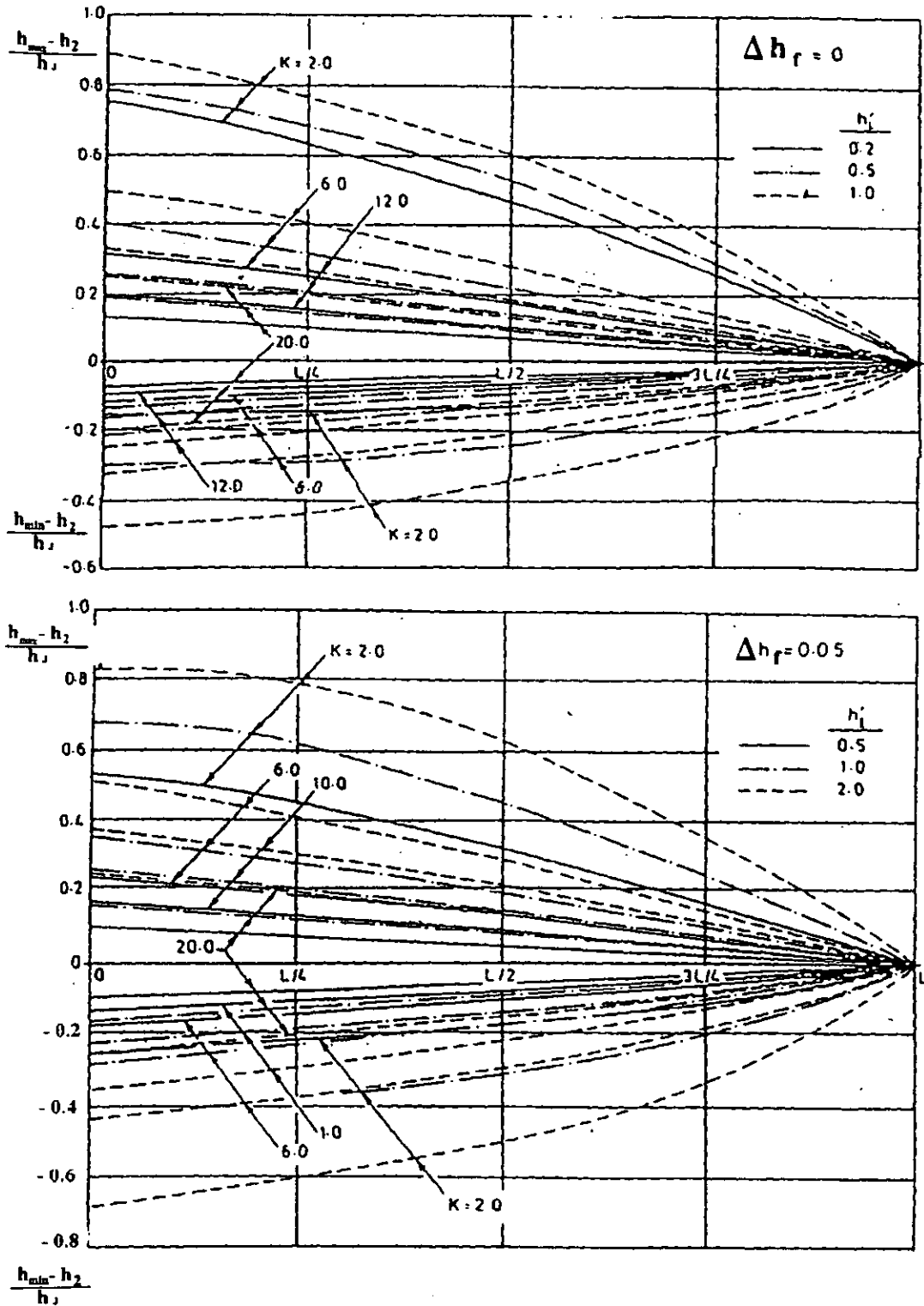


Figura 8. Envolventes de presiones máximas y mínimas sobre la tubería $\Delta h_r = 0$ y 0.05

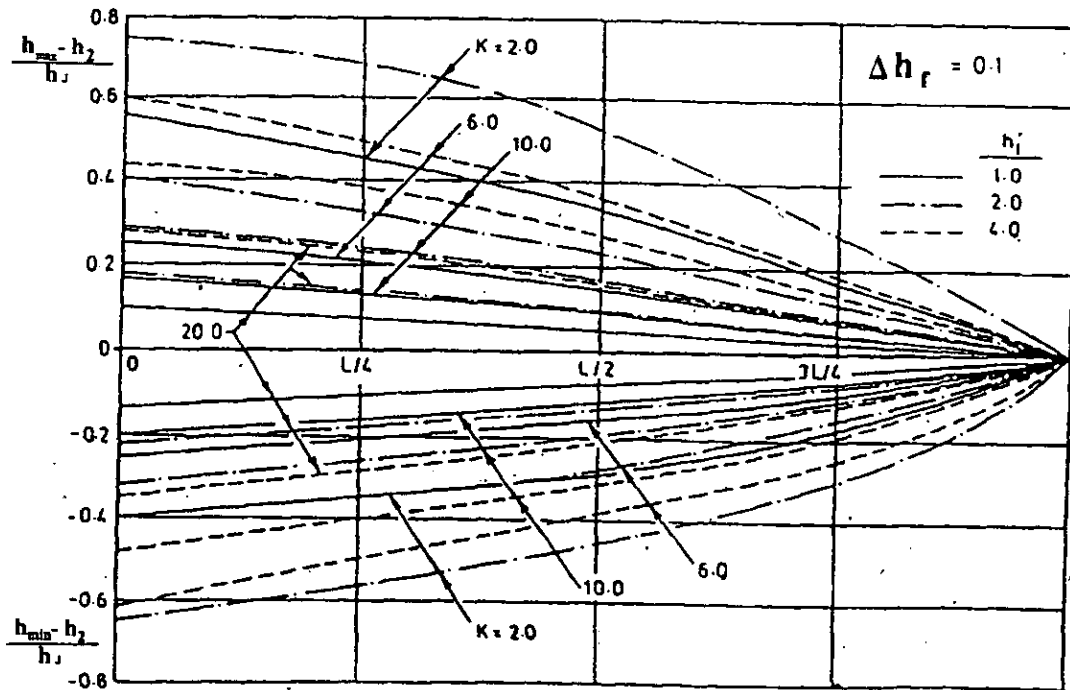


Figura 9. Envolventes de presiones máximas y mínimas sobre la tubería $\Delta h_r = 0.1$

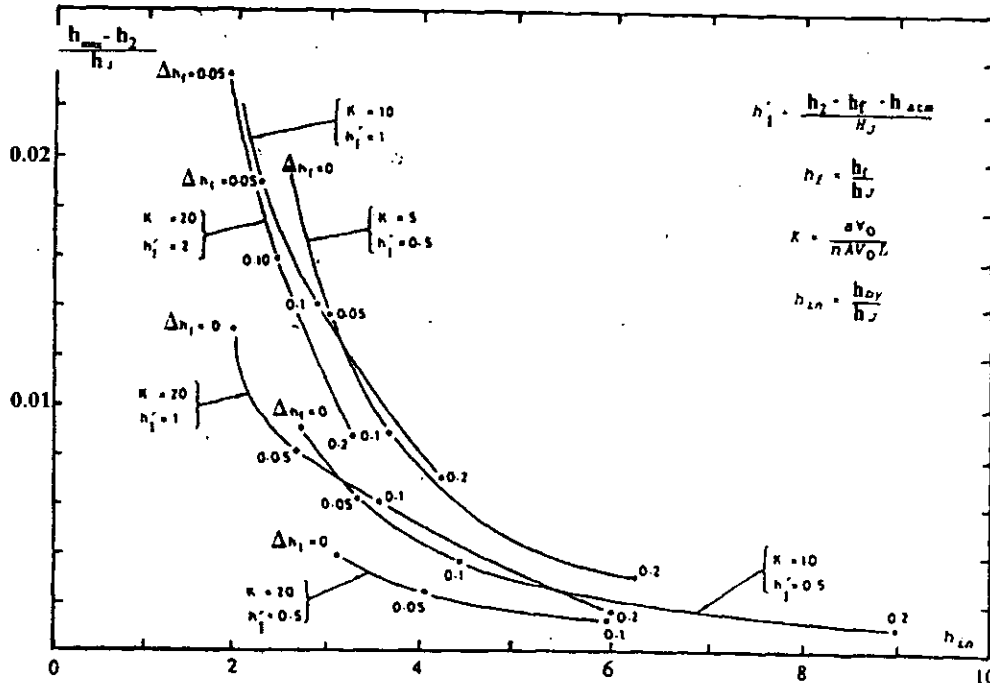
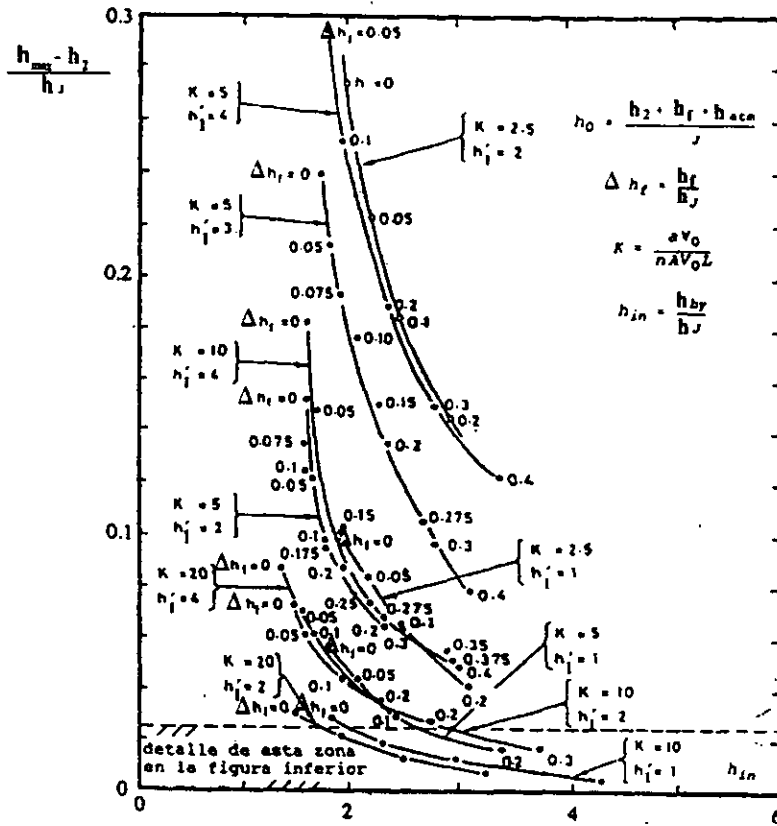


Figura 10. Gráfica de Graze- Horlacher para cámaras con estrangulamiento.

Apéndice B

Eficiencias de juntas soldadas

Soldadura y tipo de junta	L I M I T A C I O N E S	EFICIENCIA DE LA JUNTA	
		Básica	Máxima
Doble a tope	Ninguna	80	Recocida Radiografiada 85 90
Sencilla a tope con cubrejunta	Juntas longitudinales no mayores de 31.7 mm de espesor. No hay limitación en juntas circunferenciales	80	Recocida y radiografiada de 95 a 85 90
Sencilla a tope sin cubrejunta	Juntas circunferenciales solamente, no mayores de 15.9 mm de espesor	70	Radiografiada Recocida y radiografiada de 95 a 100 75
Traslapada doble cordón	Juntas longitudinales no mayores de 9.5 mm de espesor Juntas circunferenciales no mayores de 15.9 mm de espesor	65	Recocidas 70
Traslapada de cordón sencillo continuo y remaches de soldadura	Juntas circunferenciales solamente, no mayores de 15.9 mm de espesor, y para unión de tapas ciegas con diámetro menor de 610 mm con paredes de recipientes de espesor no mayor de 15.9 mm	60	Recocidas 65
Traslapada de cordón continuo sin remaches de soldadura	Sólo para unión de tapas ciegas convexas del lado de la presión con paredes de recipientes de no más de 15.9 mm de espesor, o tapas ciegas cóncavas del lado de la presión de diámetro exterior no mayor de 610 mm con paredes de recipientes de espesor no mayor de 6.3 mm	50	Recocidas 55

Tabla 1

Esfuerzos permisibles de tensión para algunos aceros usados en tanques a presión, en kg/cm²

Designación ASTM	Grado	Composición nominal	Resistencia mínima especificada a tensión	Notas	Para temperaturas que no excedan estos límites, en °C													
					-30 a	345	370	408	425	455	480	510	548					
Aceros al carbono																		
A113	C	-	3370	(1)	770	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A283	A	-	3160	(1)	730	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A283	B	-	3510	(1)	810	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A283	C	-	3870	(1)	890	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A283	D	-	4220	(1)	890	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A285	A	-	3160	(2) (3)	790	770	720	638	540	450	-	-	-	-	-	-	-	-
A285	B	-	3510	(2) (3)	880	850	788	670	560	450	-	-	-	-	-	-	-	-
Aceros de baja aleación																		
A202	A	C _T -Mn-Si	5270	-	1320	1240	1108	880	670	450	310	170	-	-	-	-	-	-
A202	B	C _T -Mn-Si	5980	-	1490	1390	1248	900	690	450	310	170	-	-	-	-	-	-
A203	A, D	2 1/2% 3 1/2% Ni	4570	-	1140	1090	970	800	630	450	310	170	-	-	-	-	-	-
A203	B, E	2 1/2% 3 1/2% Ni	4920	-	1230	1160	1038	848	650	450	310	170	-	-	-	-	-	-
A203	C	2 1/2% Ni	5270	-	1310	1240	1108	880	670	450	310	170	-	-	-	-	-	-
A204	A	C - 1/2% Mo	4570	-	1140	1140	1100	1100	1010	880	700	448	-	-	-	-	-	-
A204	B	C - 1/2% Mo	4920	-	1230	1230	1238	1188	1050	890	700	448	-	-	-	-	-	-
A204	C	C - 1/2% Mo	5270	-	1320	1310	1308	1260	1110	910	700	448	-	-	-	-	-	-

Notas

- 1) Los valores de los esfuerzos resultan de multiplicar por 1/4 la resistencia mínima especificada a tensión, y por un factor de calidad de 0.92.
- 2) No se permite usar acero dulce comprendido en la designación A285, para temperaturas mayores de 455°C
- 3) Para temperaturas de servicio mayores de 455°C es recomendable usar aceros "suavizados" que contengan no menos de 0.10 por ciento de silicio residual. (El acero suavizado se obtiene cuando el control del gas desarrollado durante la solidificación es prácticamente total; se caracteriza por tener una mayor uniformidad en composición química y propiedades que los otros aceros).

Tabla 2

Bibliografía

A.R.D. Thorley

Fluid Transients in pipeline systems

1ª Publicación en 1991 por D. & L. George Ltd.

British Library Cataloguing in Publication Data

John Parmakian

Waterhammer Analysis

Editorial Dover INC. New York

1ª Publicación en 1963

Rafael Guarga, José M. Abreu, Joaquín Izquierdo

Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión

Editado por Universidad de Coimbra, Universidad de la República Oriental de Uruguay, Universidad Politécnica de Valencia.

1ª Edición 1995

Impreso en España

Rafael Guarga, José Luis Sánchez Bribiesca, Rafael Carmona, Lázaro Aguilar

Diseño y operación hidráulicas de conducciones de agua a presión

Fascículo II. Llenado, vaciado y operación estacionaria de las conducciones de agua a presión

III. Transitorios hidráulicos en conducciones de agua a presión

IV. Control de transitorios hidráulicos

Instituto de Ingeniería de la UNAM

México, Diciembre 1985.

Comisión Nacional del Agua, Subdirección General de Construcción, Gerencia de Proyectos de Agua Potable y Saneamiento.

Proyecto ejecutivo de los dispositivos para el control del transitorio hidráulico en el acueducto González Ortega II UCUM II. Chetumal, Quintana Roo

Diciembre 1996

Elaborado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM

Comisión Federal de Electricidad. Instituto de Investigaciones Eléctricas.

Manual de Diseño de Obras Civiles. Hidrotécnica, Hidráulica

A.2.5 Cámaras de oscilación

Manual de Diseño de Obras Civiles. Estructuras, Métodos de análisis y diseño

A.2.5 Tanques y depósitos

México, 1982

Alejandro Sánchez H.

Análisis Teórico – Experimental de las presiones causadas por separación de columna.

Tesis de maestría, DEPFI,

Noviembre de 1987.

Rafael Carmona, Alejandro Sánchez

Puesta en servicio de las cámaras de aire de Papagayo II.

Reporte del Instituto de Ingeniería para la Comisión Nacional del Agua,

Julio de 1999