

82
2Ej.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

**EL MANEJO DE VALVULAS PARA EL CONTROL
DE LOS FENOMENOS HIDRAULICOS TRANSITORIOS
EN TUBERIAS A PRESION**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

I N G E N I E R O C I V I L

P R E S E N T A :

PEDRO KIRWAN AGUIRRE



MEXICO, D. F.

1987



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 está 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.

I N D I C E

		PAGINA
	PROLOGO	1
I.	INTRODUCCION	3
1.1	CAJAS ROMPEDORAS DE PRESION	7
1.2	VOLANTES DE INERCIA	7
1.3	TANQUE DE OSCILACION	10
1.4	TANQUES UNIDIRECCIONALES	13
1.5	CAMARAS DE AIRE	15
1.6	TUBERIAS TELESCOPICAS	17
1.7	VALVULAS CONTRA EL GOLPE DE ARIETE	19
II.	TEORIA DE LOS FENOMENOS HIDRAULICOS TRANSITORIOS	24
2.1	ECUACIONES DE FLUJO CONTINUO EN CONDUCTOS A PRESION	
	2.1.1 SUPOSICIONES	24
	2.1.2 ECUACION DE CANTIDAD DE MOVIMIENTOS	25
	2.1.3 ECUACION DE CONTINUIDAD	31
	2.1.4 COMENTARIOS SOBRE LAS ECUACIONES DE CANTIDAD DE MOVIMIENTOS Y DE CONTINUIDAD	36
2.2	METODOS PARA RESOLVER LAS ECUACIONES DE CONTINUIDAD Y DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO	37
	2.2.1 EL METODO DE LAS CARACTERISTICAS	38
2.3	CONDICIONES DE CONVERGENCIA Y ESTABILIDAD	49
2.4	SELECCION DEL INCREMENTO DE TIEMPO ΔT PARA UN SISTEMA COMPLEJO DE TUBOS	50
2.5	OTROS METODOS DE ANALISIS	53
	2.5.1 GOLPE DE ARIETE ARITMETICO	53
	2.5.2 METODO GRAFICO	54
	2.5.3 METODO ALGEBRAICO	55
	2.5.4 METODO DE IMPEDANCIA	55
	2.5.5 METODOS GENERALES QUE REQUIEREN LINEALIZACION DE ECUACIONES	56
	2.5.6 METODOS DE DIFERENCIAS FINITAS	56

III.	MANEJO DE VALVULAS	57
3.1	GOLPE DE ARIETE AL OPERAR UNA VALVULA	57
3.2	FRONTERAS	64
3.2.1	VALVULA EN UNO DE LOS EXTREMOS	64
3.2.2	ORIFICIO PEQUEÑO AL FINAL	69
3.2.3	UNIONES EN SERIE	69
3.2.4	UNION EN BIFURCACION	74
3.2.5	TANQUE AGUAS ARRIBA (AL INICIO)	76
3.2.6	TANQUE AGUAS ABAJO (AL FINAL)	79
3.2.7	TAPA CIEGA (AGUAS ABAJO)	81
3.2.8	BOMBA CENTRIFUGA (AGUAS ARRIBA)	82
3.2.9	TURBINA FRANCIS (AGUAS ABAJO)	83
3.3	COMENTARIOS SOBRE EL GOLPE DE ARIETE	85
3.4	METODO DEL "GOLPE DE VALVULA"	87
3.4.1	PRINCIPIOS	88
3.4.2	"GOLPE DE VALVULA" DESPRECIANDO LA FRICCIÓN EN UNA TUBERIA SIMPLE	89
3.4.3	"GOLPE DE VALVULA" CONSIDERANDO LA FRICCIÓN EN UNA TUBERIA SIMPLE	95
3.4.3.A	"GOLPE DE VALVULA" CON UN TIEMPO ESPECIFICADO	95
3.4.3.B	"GOLPE DE VALVULA" CON UNA CARGA HMAX. (O HMIN) ESPECIFICADA	100
3.4.4	APLICACION DEL "GOLPE DE VALVULA" A SISTEMAS COMPLEJOS	103
3.4.5	OTRAS CONDICIONES DE FRONTERA	103
3.4.6	SISTEMAS DE TUBERIAS EN SERIE	105
3.4.7	SISTEMAS DE TUBERIAS RAMIFICADAS	106
3.4.8	TUBERIA PARALELA	108
3.4.9	COMPARACIONES EXPERIMENTALES	109
3.4.10	"GOLPE DE VALVULA" APLICADO A FALLAS DE BOMBAS	111

IV.	PROGRAMAS DE COMPUTADORA PARA SIMULAR LOS FENOMENOS HIDRAULICOS TRANSITORIOS CON EL MANEJO DE VALVULA.	115
4.1	PRIMER PROGRAMA. ANALISIS DE FENOMENOS TRANSI- TORIOS EN UNA LINEA DE TUBOS CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA.	117
4.2	SEGUNDO PROGRAMA. "GOLPE DE VALVULA" CON UN TIEMPO ESPECIFICO.	146
4.3	TERCER PROGRAMA. "GOLPE DE VALVULA" CON UNA CARGA ESPECIFICADA.	156
V.	CONCLUSIONES	168
	ANEXO	172
	BIBLIOGRAFIA.	194

PROLOGO

He de hacer algunas aclaraciones al lector interesado en estudiar este tema antes de entrar en materia, propiamente dicho.

En primer instancia, quisiera mencionar que el incentivo que me motivó para la elección del tema de esta tesis, ha sido el trabajo que he venido desarrollando desde hace un año aproximadamente. Aunque realmente no tengo una experiencia muy amplia, he tenido la oportunidad de observar que este tema lo conocen a fondo pocos Ingenieros que se dedican al diseño de tuberías a presión, bien sea a gravedad o a bombeo. Si bien comprenden físicamente lo que significan los fenómenos transitorios, no todos tienen los conocimientos teóricos y la experiencia necesaria para otorgar la importancia tan relevante que tiene su estudio y aplicación.

Hasta ahora este tema está confinado exclusivamente a especialistas o investigadores, cuando en realidad, todo aquel que diseña líneas de conducción debería estar comprometido en entenderlo completamente como parte de su formación profesional. Con los medios que se disponen hoy en día, como son el uso de las computadoras, algunas recetas como la de suponer que la sobrepresión en una tubería sea el 20% de la carga estática, sirven únicamente para dar una idea y predimensionar la tubería, debiendo posteriormente, revisar lo que realmente sucede, simulando la operación; de no hacerlo así, se está cometiendo un gravísimo error, además de que no se está haciendo Ingeniería con la economía y eficiencia que las condiciones de crisis actuales lo requieren.

El estudio de los fenómenos hidráulicos transitorios, en la concepción de una línea de conducción, no sólo es a nivel proyecto, sino que, a mi juicio, incluye cuatro fases.

- a) Durante la planeación
- b) Durante el proyecto
- c) Antes de la operación de dicha línea, supervisando si el sistema funcionará dentro de los límites esperados, con los elementos reales con los que se cuenta, teniendo en consideración los últimos cambios que surjan, tales como la compra de equipo diferente al marcado en el proyecto, o modificación de alguna sección de la tubería en cuanto a su trazo etc., por las razones que sean.
- d) Revisar el sistema ya en operación.

Estudiando los verdaderos resultados que se tendrán ahora, pudiéndose con ello, detectar alguna falla técnica en caso de que se presente, y si así fuese, darle alguna solución.

Por otra parte, para la comprensión del desarrollo de las matemáticas aquí expuestas respecto al tema en estudio, se consideran cualidades intrínsecas en el dominio de conocimientos básicos de los siguientes temas.

- Diferenciales
- Derivadas totales
- Derivadas parciales
- Ecuaciones diferenciales (Lineales Homogéneas).
- Métodos numéricos aplicados a computadoras digitales

El análisis de los fenómenos transitorios es muy extenso y en este trabajo sólo se trata una parte específica, que es el "Control de Válvulas"

CAPITULO I

INTRODUCCION.

Las fluctuaciones de presión en sistemas de tuberías, generadas por variaciones relativamente bruscas de la velocidad, deben mantenerse dentro de límites estrictos de seguridad, dado el alto costo de estos sistemas y a los daños que estas fluctuaciones de presión pueden llegar a causar en el sistema si no se controla este fenómeno.

Estas fluctuaciones de presión, corresponden a los llamados fenómenos transitorios (conocidos genéricamente como golpe de ariete) y son fenómenos que tienen ocurrencia cuando un flujo pasa rápidamente de un régimen estable a otro régimen estable. En el período durante el cual se produce este cambio de régimen, el flujo es inestable y tienen ocurrencia variaciones rápidas en el tiempo de gasto y carga en cada sección hidráulica.

Un fenómeno transitorio en tuberías (si se hace la consideración que ésta no ha sufrido ningún colapso) solamente puede ocurrir debido a cambios en las condiciones de frontera del sistema.

Los cambios que generalmente provocan los transitorios más severos en tuberías, son básicamente los siguientes:

- a). Manejo de válvulas en forma inadecuada, ya sea en forma accidental o programada.
- b). Operación normal de arranque y paro de bombas.
- c). Paro de bombas en situaciones imprevistas, ya sea por fallas mecánicas o falla en el suministro de energía.

Además de dañar el equipo del sistema, el golpe de ariete puede causar una falla en la tubería por presión excesiva, o colapsarse debido a una presión menor a la atmosférica. El fenómeno de separación de columna puede ocurrir dentro del sistema cuando se presentan condiciones de frontera, tales como una disminución de presión en el extremo inicial del tubo. Esta disminución en la presión provoca un impulso de onda negativo transmitido hacia abajo del tubo, reduciendo ahí su velocidad; el líquido en el extremo final conserva su velocidad fija hasta que llega la onda. Esta diferencia en velocidades del flujo, en diferentes secciones del tubo, tiende a hacer que la columna del líquido se encuentre en tensión, que las tuberías comerciales no pueden soportar.

Cuando se alcanza la presión de vapor, se forma una cavidad de vapor en el tubo. Con una línea de presión cambiante, la separación de columna normalmente se forma cerca de uno de los puntos altos del perfil. Esta cavidad permanecerá en el extremo final del punto alto, con el líquido fluyendo hacia la cavidad, como en la figura 1.1.

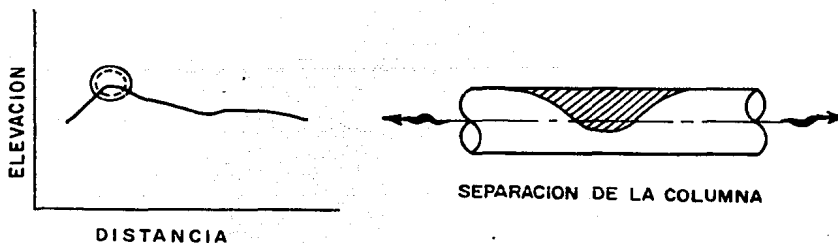


FIGURA 1.1

Después de que se forma la cavidad, puede continuar creciendo en volumen hasta que las velocidades del flujo de las columnas llegan a ser iguales. Generalmente la columna del extremo inicial se acelerará y la del extremo final se desacelerará por condiciones de frontera, equilibrándose posteriormente ambas columnas. Si la diferencia en velocidad, en el instante del colapso de la cavidad es ΔV , se puede esperar un aumento de carga de $\Delta V/2g$. Este aumento en la carga puede ser de suficiente magnitud como para romper el tubo. La separación de la columna también puede ocurrir cuando la presión disminuye en el extremo final; por ejemplo, al hacer funcionar una bomba o abrir una válvula.

Otros menos frecuentes son:

- Ruptura de una tubería.
- Variaciones súbitas en los niveles de descarga.
- Succión en las plantas de bombeo.
- O un mal funcionamiento en las válvulas de admisión y expulsión de aire.

Un sistema de conducción se puede diseñar con un amplio factor de seguridad que soporte las presiones máximas y mínimas causadas por una posible condición de operación que se espera ocurra durante la vida del sistema. Sin embargo, un diseño de tal tipo resulta antieconómico. Por ésto, se usan varios dispositivos y/o procedimientos de control para reducir o eliminar los transitorios indeseables; por ejemplo, un excesivo aumento o baja de presión, la separación de la columna de agua, excesiva velocidad en bombas o turbinas. Tales dispositivos son por lo general costosos y no hay dispositivos simples adecuados para todos los sistemas o para todas las condiciones de operación. Por tanto, mientras se diseña un sistema de conducción, se deben considerar varias alternativas.

La alternativa que se debe seleccionar será aquella que tenga una respuesta aceptable del sistema y, sobre todo, que sea económica. Se puede definir una respuesta aceptable del sistema, especificando los límites de presiones máximas y mínimas, la velocidad máxima de una turbina después de un pleno rechazo de carga, o la velocidad máxima en reversa en una bomba después de una falla en el suministro de energía.

Hasta aquí se ha hecho una semblanza de lo que son los fenómenos transitorios y se ha comentado la posible forma de controlarlos, pero no se han descrito los dispositivos que sirven para tal fin. En la parte siguiente se llevará a cabo dicha descripción, de manera general, teniendo como objetivo explicar la razón del porqué se seleccionó como alternativa el MANEJO DE VALVULAS PARA EL CONTROL DE LOS FENOMENOS HIDRAULICOS TRANSITORIOS EN TUBERIAS A PRESION, haciéndose las aclaraciones necesarias.

Como ya se mencionó antes, la operación de los grandes acueductos induce la presencia de fenómenos transitorios que provocan esfuerzos en los componentes del sistema, por lo que es preciso instalar elementos de protección para contrarrestarlos. Generalmente no es posible suprimir el efecto total producido por el fenómeno de golpe de ariete, pero es conveniente realizar los estudios necesarios para limitar sus efectos a valores compatibles con la resistencia de las instalaciones. Dependiendo del tipo de dispositivo de que se trate, este servirá para limitar la depresión y/o la sobrepresión producida por el fenómeno.

A continuación se hace una descripción de algunos dispositivos más usados para este tipo de problemas.

1.1 Cajas rompedoras de presión.

Este dispositivo no alivia las sobrepresiones o depresiones causadas por los fenómenos transitorios, sólo aísla una parte del tramo del efecto del golpe de ariete, acortando la longitud del tramo expuesto y disminuyendo indirectamente la magnitud del fenómeno. Permite a su vez, reducir el tamaño del dispositivo de alivio necesario para la protección de la conducción. Estas estructuras deben colocarse en puntos altos de un tramo a bombeo para su utilización. (fig I.1.1). Son además muy económicas y abaten notablemente el costo de los acueductos.

Como se dijo, estas cajas facilitan la protección del tramo sujeto al golpe de ariete, por medio de algún otro dispositivo de protección que se mencionan enseguida.

1.2 Volantes de inercia.

Los volantes de inercia (fig.I.1.2), sirven para dar protección a las instalaciones contra la depresión causada por el fenómeno. El objetivo de este tipo de dispositivo es el encontrar el medio de asegurar la alimentación continua de la vena líquida a pesar de la detención del motor que acciona la bomba, paro que ocurre generalmente por falla en el suministro de energía.

Trabaja gracias a la energía que acumula durante la operación normal del sistema, la que reintegra en el momento del paro de las bombas, permitiendo con ello alargar el tiempo de detención, a su vez de disminuir la intensidad del golpe de ariete.

El cálculo del amortiguamiento del golpe de ariete, gracias a la adición de un volante de inercia al conjunto bomba-motor, se efectúa considerando desde un principio las dimensiones posibles

de este volante, teniendo en cuenta el espacio que requiere en función del área de que se dispone para hacer la instalación de la bomba.

Posteriormente se comprobará si la inercia del volante es suficiente, es decir, si en definitiva el valor alcanzado por la depresión es aceptable en todos los puntos del tramo. Esta verificación puede efectuarse por medio del método de Bergeron (Referencia 3).

A pesar de la simplicidad en el cálculo de este tipo de dispositivo, como puede observarse en la obra citada, la utilización de los volantes de inercia es muy limitada, ésto se debe a que en cuanto la longitud del conducto aumenta, se llega rápidamente a pesos del volante enormes y el sistema no resulta económico, además de que a medida de que el volante es más pesado, el motor debe de ser más potente para poder vencer en el arranque la inercia del volante, lo que puede conducir a necesidades de corriente de gran intensidad que en algunos casos son inadmisibles.

Por estas razones, la utilización del volante está restringida a conducciones con longitudes que no excedan de algunas centenas de metros; la principal función del volante esta relacionada con la protección contra la depresión, por lo que habrá de complementarse el sistema mediante la instalación de algún dispositivo de protección contra las sobrepresiones.

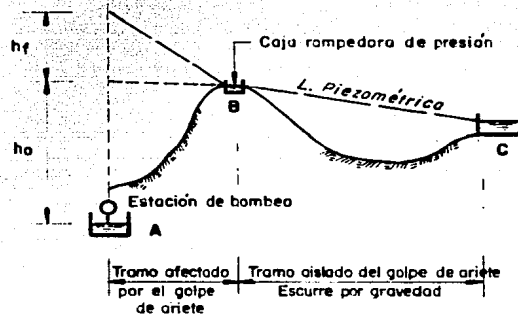


FIG. I.1.1 ESQUEMA DE UBICACION DE UNA CAJA ROMPEDORA DE PRESION

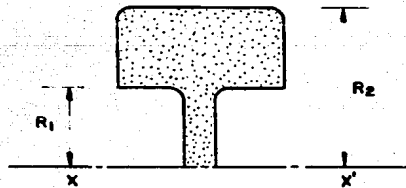


FIG. I.1.2 SECCION TIPO DE UN VOLANTE DE INERCIA

1.3 Tanque de Oscilación.

Las torres de oscilación son tanques con superficie libre que se conectan al acueducto mediante una tubería que no tiene control, es decir, el agua entra o sale libremente del tanque, el cual por lo general tiene forma de torre cilíndrica: área transversal reducida y altura considerable en relación con ésta.

Cuando el acueducto tiene flujo establecido, el nivel del agua en la torre es igual a la cota piezométrica en el punto de unión de la tubería de conexión y el conducto principal, y en la línea de conexión no hay flujo. Al ocurrir un cambio de presión en el acueducto, ésta se alivia mediante la entrada o salida del agua de la torre de oscilación al conducto. Esto produce oscilaciones de masa dentro de la torre, cuya amplitud va disminuyendo hasta que se estabiliza un nuevo nivel en el tanque.

Las torres de oscilación pueden emplearse en el tramo de descarga de las plantas de bombeo, para aliviar las sobrepresiones ocasionadas por fallas o las bajas de presión en el arranque. (fig I.1.3).

Presenta el inconveniente de que aún en alturas de bombeo medianas, se llega a obras de gran tamaño y alto costo, por lo que en su diseño hay que localizar el punto más adecuado para su colocación y las dimensiones del diámetro y la altura que hagan al dispositivo lo más económico posible. Otra desventaja de las torres de oscilación, es que al tener un volumen pequeño de almacenamiento, en relación con el gasto manejado, en caso de una falla es necesaria la coordinación entre las plantas de bombeo para interrumpir de inmediato su funcionamiento y no producir derrames de las torres en la planta que haya fallado,

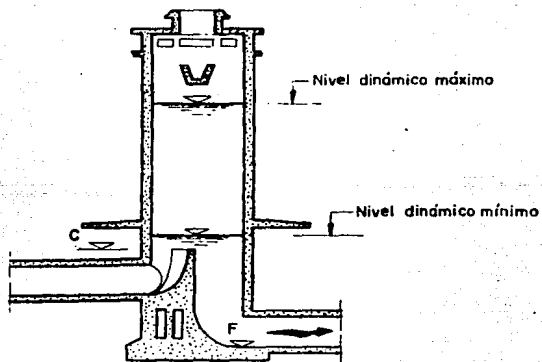
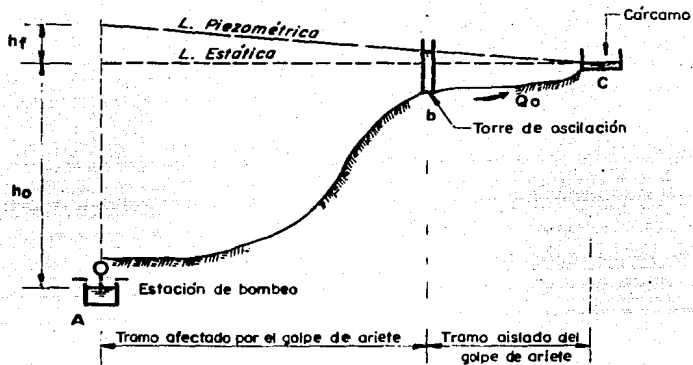


FIG. I. 1. 3 SECCION TIPO DE UNA TORRE DE OSCILACION

1.4 Tanques Unidireccionales.

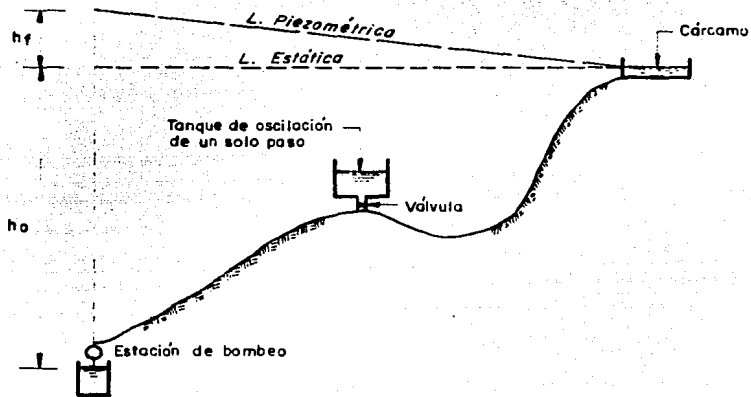
Este tipo de tanques se utiliza para aliviar, mediante aportaciones de agua desde el tanque, las disminuciones de presión que ocurren en la línea de descarga de una planta de bombeo cuando ésta falla. En menor medida, ayudan a disminuir las sobrepressiones, que son reflejo de las subpressiones.

Los tanques unidireccionales son estructuras que contienen agua almacenada a un nivel fijo y la proporcionan al acueducto evitando el vaciado en el momento de una baja de presión. En la línea de conexión se tiene una válvula "check" que cierra el flujo de entrada al tanque al alcanzar el nivel fijo.

El llenado de éste se hace desde el mismo acueducto a través de una línea adicional controlada por una válvula de flotador o de altitud. Su uso permite proteger la línea de descarga, pero en la línea de succión de las plantas se requiere de otro tipo de protección que alivie las sobrepressiones. Su ventaja estriba en que no necesitan tanta altura como las torres de oscilación, por lo que implican costos más bajos. En la conexión pueden ubicarse tantas válvulas "check" como se requiera para lograr una mayor seguridad en su funcionamiento. (fig I.1.4)

Su principal desventaja se presenta en el sentido de que se requiere de personal especializado para el mantenimiento continuo de la válvula para el llenado del tanque, que de fallar ocasionaría derrames.

En la figura (I.1.4) se presenta un esquema de ubicación del tanque y una sección tipo del mismo. El análisis de este tipo de dispositivo también se presenta en la sección E de la referencia 3, aunque también puede hacerse uso de la referencia 9.



ESQUEMA DE UBICACION DE UN TANQUE UNIDIRECCIONAL

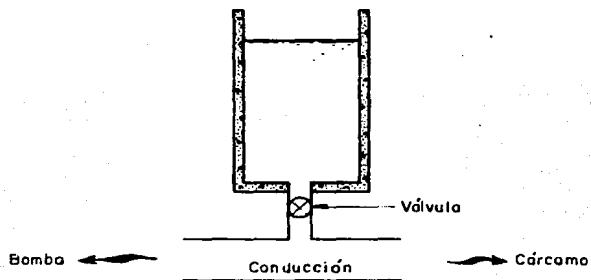


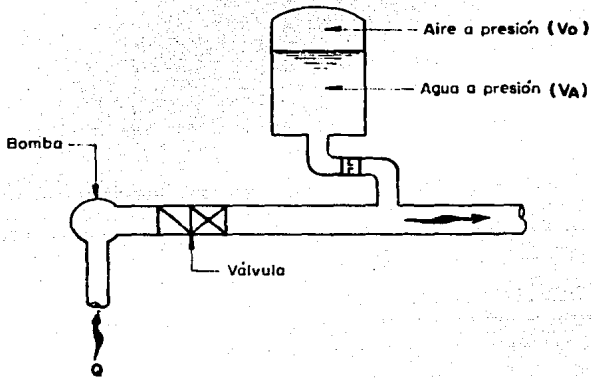
FIG. I. 1.4 SECCION TIPO DE UN TANQUE DE OSCILACION DE UN SOLO PASO O UNIDIRECCIONAL

1.5 Cámaras de aire.

El funcionamiento de una cámara de aire es similar al de una torre de oscilación; es decir, puede entrar o salir agua de la cámara hacia la línea. Estas cámaras son tanques a presión que contienen parte de agua y parte de aire. Debido a que su operación depende de la elasticidad del aire, no son tan eficientes como las torres de oscilación, y dado que es preciso reponer el aire que se disuelve en el agua, con el tiempo requieren de mantenimiento. Para dar solución a este problema se construyen cámaras con una membrana que aísla del aire la superficie del agua. Este dispositivo contra el golpe de ariete se sitúa adyacente a la estación de bombeo (fig 1.1.5), con lo que se logra la protección de la conducción casi en toda su longitud y no tiene limitaciones topográficas.

Sin embargo, los problemas que puede presentar esta solución están relacionados con la magnitud volumétrica que puede alcanzar la cámara de aire, si los gastos, velocidades y longitudes de conducción son grandes.

El análisis detallado de este tipo de dispositivos puede verse en la sección E de la referencia 3, o en la referencia 9.



ESQUEMA DE UNA CAMARA DE AIRE

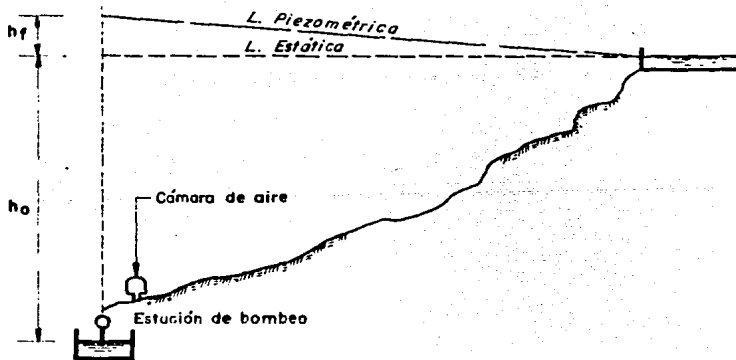


FIG. I. 1.5 ESQUEMA DE UBICACION DE UNA CAMARA DE AIRE

1.6 Tuberías telescópicas.

Cuando se requiere absorber una mayor sobrepresión, aguas abajo de una línea de descarga, puede hacerse uso de tramos de diferente diámetro, colocando tuberías de diámetro más pequeño, donde las presiones son mayores, con un espesor más grande que las tuberías ubicadas aguas arriba y como consecuencia de mayor resistencia, ya que:

$$e = \frac{P \phi}{f_s}$$

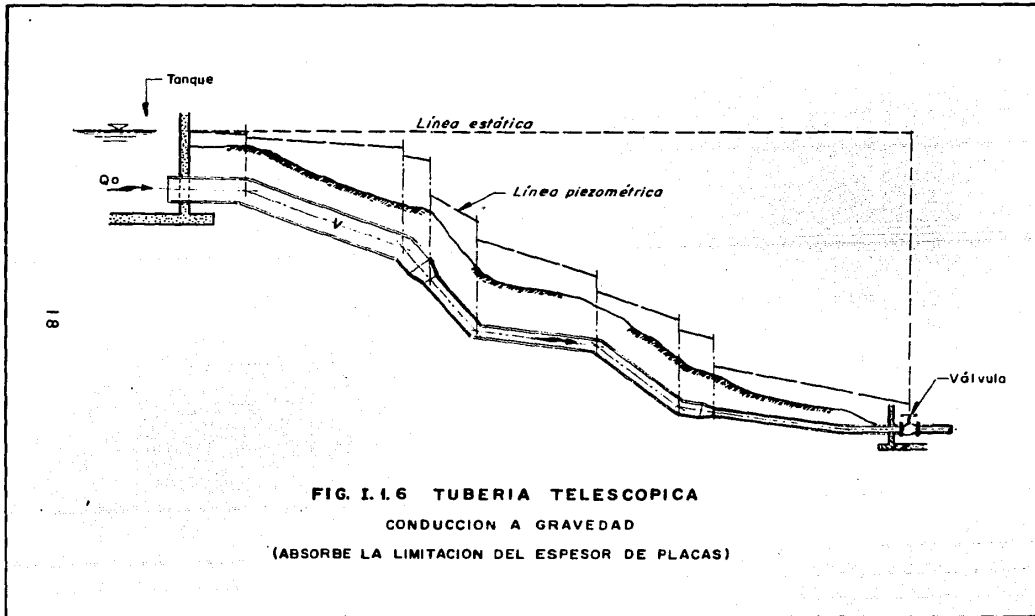
Donde;

P = Presión interna. (kg/cm²)

ϕ = Diámetro de la tubería. (m)

f_s = Límite a la fluencia del material que compone a la tubería. (kg/cm²)

Esto es recomendable cuando el fabricante no puede fabricar tuberías con diámetros de grandes dimensiones con espesores también grandes, ya que existen en el mercado limitaciones en el espesor de las placas.(fig.I.1.6)



1.7 Válvulas contra el golpe de ariete.

La aplicación de válvulas en una línea de conducción es variada, existiendo algunas para reducir tanto la sobrepresión como la depresión y otras sólo para una de estas dos condiciones.

Cabría hacer una aclaración en este punto. Al inicio de esta introducción se mencionaba que un fenómeno transitorio en tuberías podría ocurrir por el manejo inadecuado de válvulas, ya sea en forma accidental o programada, que bien podría ser uno de los inconvenientes si se usa como un dispositivo de protección.

En nuestro medio, un problema que se presenta con la utilización de válvulas en los sistemas de conducción, se encuentra relacionado con la falta de personal capacitado en la operación y mantenimiento de este tipo de dispositivos, ya que no se cuenta con el número suficiente de personas con estas características, razón por la cual no se puede, de esta manera, garantizar el funcionamiento adecuado del sistema y al no poder reunir las condiciones mínimas de seguridad que requieren este tipo de obras, la falla de estos dispositivos ocasionarían pérdidas económicas muy grandes. Desde luego que la falla de los demás dispositivos tendrían también las mismas consecuencias.

Dicho lo anterior, se podría pensar que se está desechando la tesis que se propone con el manejo de válvulas para el control de los fenómenos hidráulicos transitorios en tuberías a presión, pero no es así, realmente su justificación viene del planteamiento anterior, por lo siguiente.

En nuestro país se han utilizado, tanto cuando el golpe de ariete es de pequeña magnitud como grande, bien sea en forma independiente o en conjunto con otros dispositivos, siendo que el fabricante garantiza su buen funcionamiento.

En los países como los E.E.U.U., U.R.S.S., Francia, Alemania, entre otros, la utilización de válvulas para el control de los efectos producidos por los fenómenos transitorios en los sistemas de conducción es muy amplia, ya que se han obtenido buenos resultados a precios económicos y con rangos de seguridad adecuados a las necesidades de la obra de que se trata; esta situación es factible para éstos países debido a que cuentan con suficiente personal capacitado y especializado en el funcionamiento, operación y mantenimiento de este tipo de dispositivos de control.

La experiencia en México, en el control de los fenómenos transitorios, tiene sus principios en los proyectos efectuados por la C.F.E. a lo largo de varios lustros, siendo que en los últimos años otras instituciones han adquirido también cierta experiencia en la construcción de sistemas de gran magnitud como son el Sistema Cutzamala, el Sistema Linares-Monterrey y el Sistema Oriental, entre otros. Sin embargo, la investigación en nuestro país en este campo prácticamente es nula.

Esto se debe fundamentalmente, - desde un punto de vista muy particular -, a que no existe preparación por parte de los profesionales en el área, tanto ingenieros civiles como ingenieros en mecánica. Esto conlleva a la incapacidad que se tiene para la elaboración de un proyecto llevando a cabo todas las posibles alternativas (siendo una de éstas, el manejo de válvulas para el control del golpe de ariete).

Desafortunadamente, por condiciones económicas más que por incapacidad técnica, aún dependemos de la tecnología extranjera para el diseño y elaboración de válvulas de dimensiones considerables (quizás mayores de un metro).

Considero que si bien no es factible desde un punto de vista económico elaborar nuestra propia tecnología para la construcción de las válvulas de acuerdo a los recursos disponibles del país, bien podemos, por lo menos, elegir correctamente el o los dispositivos que habrán de colocarse en una línea de conducción para su mejor operación, así como saber con precisión lo que se está comprando en el exterior. Para lograr lo anterior, es indispensable, entonces, conocer cómo funciona cada uno de los dispositivos y las leyes que los rigen; de no empezar a estudiar a conciencia este problema, nuestra dependencia se irá agrandando aún más en el transcurso de los próximos años.

No es objetivo de esta tesis desechar como posible solución a los otros dispositivos antes descritos, de acuerdo al problema que se tenga en estudio, ya que en algunos casos no será factible el uso de válvulas. Es más bien, una invitación a estudiar e incrementar en lo posible esta alternativa, que sin duda alguna puede darnos buenos frutos.

El desarrollo del tema se efectuó con la configuración siguiente:

- En el primer capítulo, como pudo observarse, se presentó esta breve introducción al tema en estudio y su desarrollo en México.

En el segundo capítulo se explica la teoría de los fenómenos hidráulicos transitorios en tuberías a presión. En él se describen las ecuaciones que se aplican para el estudio de dichos fenómenos. Estas ecuaciones son: la ecuación de movimiento y la ecuación de continuidad. Una vez establecidas las ecuaciones, se estudiarán métodos numéricos de solución. En este punto se mencionarán varios métodos existentes para el análisis del golpe de ariete de manera general, describiendo sus ventajas y sus desventajas. De los métodos anteriores se expondrá el desarrollo del método de las características, que es con el que se desarrollan los análisis expuestos en esta tesis.

En el tercer capítulo se estudia el manejo de válvulas, desarrollándose un método para ello. Este método llamado 'golpe de válvula', traducido libremente del título en inglés 'Valve Stroking', se expone de manera bastante amplia. Con este método es posible hallar la manera en que se puede operar una válvula, bien sea especificando un tiempo determinado o bien una carga (máxima o mínima) específica, pudiendo con ello, pedir al fabricante las características de cierre que la válvula requiere.

En el cuarto capítulo se presentan tres programas de computadora. Con el primero se simulan los fenómenos hidráulicos transitorios con el manejo de válvulas de acuerdo a la teoría expuesta en el capítulo dos. En el segundo programa se puede diseñar el cierre de una válvula aplicando el método de 'golpe de válvula' con un tiempo especificado. En el tercero también se diseña el cierre de una válvula con el método de 'golpe de válvula' pero con una carga máxima o mínima especificada.

- Las conclusiones, respecto al trabajo aquí expuesto, forman el capítulo cinco.
- Por último, se presenta un anexo con el cual se pretende explicar más detalladamente el concepto de celeridad, así como la forma de poder determinarla según las restricciones a las cuales se halla sujeta la tubería. Asimismo, se presentan algunas curvas características (coeficiente de pérdida k .vs.apertura de la válvula) de varias válvulas.

TEORIA DE LOS FENOMENOS HIDRAULICOS TRANSITORIOS
EN CONDUCTOS A PRESION.

2.1 Ecuaciones de flujo continuo en conductos a presión.

El flujo continuo a través de conductos cerrados está determinado por las ecuaciones de movimiento (de Newton) y de continuidad. En este capítulo se presenta la derivación de tales ecuaciones y se discute un método para su solución.

2.1.1 Suposiciones.

Se hacen las siguientes suposiciones en la derivación de las ecuaciones.

- a. El flujo se presenta en una sola dimensión y la distribución de velocidad es uniforme en la sección del conducto analizada.
- b. Las paredes del conducto y el fluido son linealmente elásticas, o sea, las fuerzas son proporcionales a los esfuerzos. Esto es cierto para la mayoría de los conductos, como son: conductos de metal, concreto, madera y túneles en roca.
- c. Las fórmulas para calcular las pérdidas por fricción son válidas durante el estado transitorio. La validez de estas suposiciones no ha sido verificada todavía.

2.1.2 Ecuación de cantidad de movimiento.

Se usará la siguiente notación:

x , distancia. (*)

Q , gasto. (*)

V , velocidad. (*)

H , altura piezométrica al centro del conducto.

(*) Considerados positivos en dirección aguas abajo.

Se considerará un elemento horizontal de una sección de control de fluido con una área A y longitud dx . (fig. II.1.a)

Si la altura piezométrica y la velocidad a la distancia x son H y V , entonces los valores correspondientes para $x + dx$ son:

$H + \frac{\delta H}{\delta x} dx$ y $V + \frac{\delta V}{\delta x} dx$ respectivamente.

Como puede observarse en la figura II.1.a, en la dirección x actúan tres fuerzas, F_1 , F_2 y s en el elemento. F_1 y F_2 son fuerzas de presión, mientras que s , es la ocasionada por la fricción. Si γ es el peso específico del fluido, A es una área en la sección de control del conducto y " z " es la altura del eje del tubo al plano de referencia, se tiene que:

La fuerza de presión aguas arriba es:

$$F_1 = \gamma A(H-z)$$

Ec. II.1

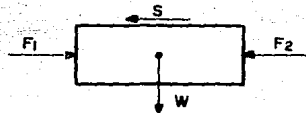
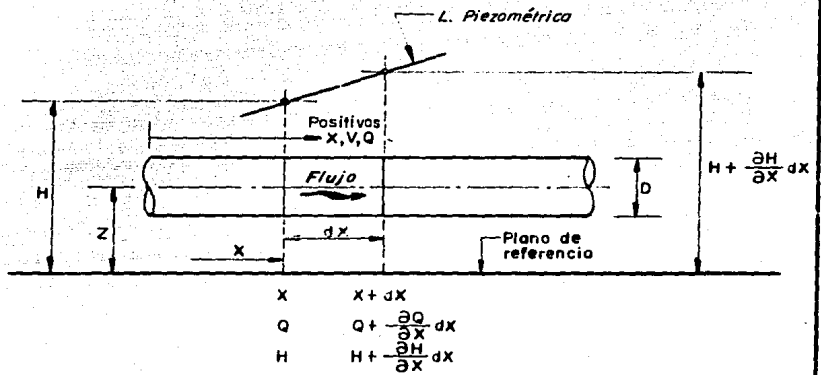


DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

Fig. II. 1. a

La fuerza de presión aguas abajo es:

$$F_2 = \gamma A \left(H + \frac{\delta H}{\delta x} dx - \dots \right)$$

Ec. 11.2

Si se usa la fórmula de Darcy-Weisbach para calcular las pérdidas por fricción entonces la fuerza de fricción será.

$$s = f \frac{dx}{D} \frac{v^2}{2g} \gamma A, \text{ con } A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$s = f \frac{dx}{D} \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma \pi D^2}{4} = \frac{\gamma}{8} \frac{fv^2}{-8} \pi D dx$$

$$s = \frac{\gamma}{8} \frac{fv^2}{-8} \pi D dx$$

Ec. 11.3

En donde :

g = aceleración de la gravedad.

f = factor de fricción que depende del tipo de tubería.

D = diámetro del tubo.

La resultante en el elemento estará dada por la siguiente ecuación.

$$F = F_1 - F_2 - s$$

Ec. 11.4

Sustituyendo 11.1, 11.2 y 11.3 en 11.4

$$F = \gamma A(H - z) - \gamma A\left(H + \frac{\delta H}{\delta x} dx - z\right) - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{\theta} \pi D dx$$

$$F = \gamma A(H - z) - \gamma A(H - z) - \gamma A \frac{\delta H}{\delta x} dx - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{\theta} \pi D dx$$

$$F = -\gamma A \frac{\delta H}{\delta x} dx - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{\theta} \pi D dx \quad \text{Ec. 11.5}$$

De acuerdo a la segunda ley de Newton:

$$F = m.a. \quad (\text{Fuerza} = \text{masa} \times \text{aceleración}) \quad \text{Ec. 11.6}$$

Para el elemento de fluido considerado.

$$m = \frac{\gamma}{g} A dx \quad \text{Ec. 11.7.a}$$

$$a = \frac{dV}{dt} \quad \text{Ec. 11.7.b}$$

Sustituyendo 11.5, 11.7.a y 11.7.b en 11.6

$$-\gamma A \frac{\delta H}{\delta x} dx - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{\theta} \pi D dx = \frac{\gamma}{g} A dx \frac{dV}{dt}$$

Dividiendo entre $\gamma A dx$.

$$-\frac{\delta H}{\delta x} - \frac{fv^2}{B} \frac{\pi D}{A} \frac{1}{g} = \frac{1}{g} \frac{dv}{dt}$$

Si $A = \frac{\pi D^2}{4}$ y multiplicando por g .

$$\frac{dv}{dt} = -g \frac{\delta H}{\delta x} - \frac{fv^2}{B} \frac{4\pi D}{\pi D^2}$$

$$\frac{dv}{dt} = -g \frac{\delta H}{\delta x} - \frac{fv^2}{2D} \quad \text{Ec. 11.8}$$

Se sabe que la derivada total de $\frac{dv}{dt}$ es:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\delta v}{\delta t} + \frac{\delta v}{\delta x} \frac{dx}{dt} \quad ; \quad \text{donde} \quad \frac{dx}{dt} = v$$

De aquí:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\delta v}{\delta t} + v \frac{\delta v}{\delta x} \quad \text{Ec. 11.9}$$

Sustituyendo 11.9 en 11.2

$$\frac{\delta v}{\delta t} + V \frac{\delta v}{\delta x} = -g \frac{\delta H}{\delta x} - \frac{fV^2}{2D}$$

$$\frac{\delta v}{\delta t} + V \frac{\delta v}{\delta x} + g \frac{\delta H}{\delta x} + \frac{fV^2}{2D} = 0$$

$$\frac{\delta v}{\delta t} + V \frac{\delta v}{\delta x} + g \frac{\delta H}{\delta x} + f \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad \text{Ec. 11.10}$$

Ecuación de cantidad de movimiento.

=====

La ecuación 11.10 es la ecuación de movimiento en la forma que se utilizará en este análisis.

En el término de fricción se introdujo el valor absoluto para indicar que la fuerza de fricción siempre es opuesta a la dirección de la velocidad.

La ecuación de movimiento anterior, es válida para conductos a cualquier inclinación, ya sean curvos o rectos, poco o muy deformables, y sólo tiene como restricción que se usó equilibrio unidimensional durante el desarrollo de la misma.

2.1.3 Ecuación de continuidad.

Se considerará el volumen de control expuesto en la fig. 11.1.3

- El volumen que entra será V_{ent} (*)
 - El volumen que sale será V_{sal} (**)
- (*) Durante un intervalo de tiempo dt .

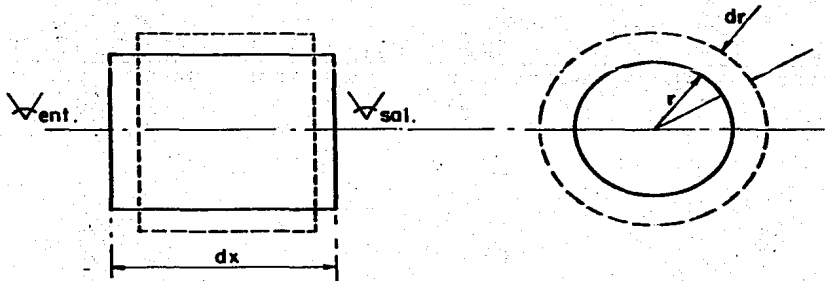


Fig. 11.1.3

$$V_{ent} = Qdt = VA dt = V \pi r^2 dt$$

$$V_{ent} = V \pi r^2 dt$$

Ec. 11.11

$$V_{sal} = (V + \frac{\delta v}{\delta x} dx) \pi r^2 dt$$

r = radio del conducto

Ec. 11.12

Así, el incremento en el volumen del fluido durante el tiempo dt es

$$dV = V_{ent} - V_{sal} = V \pi r^2 dt - (V + \frac{\delta v}{\delta x} dx) \pi r^2 dt$$

$$dV = V \pi r^2 dt - V \pi r^2 dt - \frac{\delta v}{\delta x} dx \pi r^2 dt$$

$$dV_{int} = - \frac{\delta v}{\delta x} dx dt \pi r^2 \quad \text{Ec. 11.13}$$

El cambio de presión, dp , durante el intervalo de tiempo dt es $(\delta p / \delta t) dt$.

Este cambio de presión causará que las paredes del conducto se expandan o se contraigan radialmente y causen que el elemento del fluido se reduzca o se incremente, considerando que el fluido es incomprensible.

Consideremos primero el cambio de volumen dV_r respecto a la expansión o contracción radial del conducto. Los esfuerzos radiales causados por la presión p en el conducto están dados por la siguiente ecuación:

$$\sigma = Pr/e \quad \text{Ec. 11.14}$$

donde e = espesor del conducto. Así, el cambio $d\sigma$ causado por un cambio dp puede ser escrito como:

$$d\sigma = dp \frac{r}{e} = \frac{\delta p}{\delta t} dt \frac{r}{e} \quad \text{Ec. 11.15}$$

Sustituyendo la ecuación 11.19 en la 11.20.

$$dV_r = 2\pi r \frac{\delta p}{\delta t} \frac{r^2}{2E} dx \quad \text{Ec. 11.21}$$

Ahora derivar la expresión para el cambio en volumen en la compresibilidad del fluido, dV_c . El volumen inicial del elemento del fluido será:

$$V = \pi r^2 dx \quad \text{Ec. 11.22}$$

El módulo de elasticidad de un fluido (K) está definido como:

$$K = - \frac{dp}{dV_c/V} \quad \text{Ec. 11.23}$$

Sustituyendo 11.22 en 11.23

$$K = - \frac{dp}{\frac{dV_c}{\pi r^2 dx}} = - \frac{\pi r^2 dp dx}{dV_c}, \text{ y si, } dp = \frac{\delta p}{\delta t} dt$$

despejando dV_c

$$dV_c = - \frac{\delta p}{\delta t} \frac{dt}{K} \pi r^2 dx \quad \text{Ec. 11.24}$$

Si tomamos en cuenta que la densidad del fluido es constante y con el principio de la conservación de la masa.

$$dV_{ent} + dV_c = dV_r$$

Sustituyendo en esta ecuación, dV_{ent} , dV_c y dV_r . Ecs. 11.13, 11.21 y 11.24.

$$-\frac{\delta v}{\delta x} dx dt \pi r^2 - \frac{\delta p}{\delta t} \frac{dt}{K} \pi r^2 dx = 2 \pi r \frac{\delta p}{\delta t} \frac{r^2}{eE} dt dx$$

Dividiendo entre $\pi r^2 dx dt$, queda:

$$-\frac{\delta v}{\delta x} - \frac{\delta p}{\delta t} \frac{1}{K} - \frac{\delta p}{\delta t} \frac{2r}{eE} = 0$$

$$\frac{\delta v}{\delta x} + \frac{\delta p}{\delta t} \left(\frac{1}{K} + \frac{2r}{eE} \right) = 0 \quad \text{Ec. 11.26}$$

Ahora, definiendo la celeridad

$$a^2 = \frac{K}{\rho (1 + (KD/eE))} \quad \text{Ec. 11.27}$$

donde: ρ = densidad del fluido

si, $Q = VA$; $V = Q/A$

Sustituyendo $V = Q/A$ y $P = \rho gH$

donde A se supone constante, pero en realidad es variable.

$$\frac{\delta Q}{\delta x} \frac{1}{A} + \frac{\delta H}{\delta t} \frac{1}{K} - \frac{2r}{eE} = 0, \quad 2r = D \quad \text{Ec. 11.28}$$

Reagrupando términos y multiplicando por K :

$$\frac{\delta Q}{\delta x} \frac{K}{A} + \frac{\delta H}{\delta t} \frac{K}{K} - \frac{KD}{eE} = 0$$

Dividiendo entre $g \rho (1 + \frac{KD}{eE})$

$$\frac{\delta Q}{\delta x} - \frac{K}{A} \frac{1}{g \rho (1 + \frac{KD}{eE})} + \frac{\delta H}{\delta t} \frac{g \rho (1 + \frac{KD}{eE})}{g \rho (1 + \frac{KD}{eE})} = 0 \quad \text{Ec. 11.29}$$

$$\frac{\delta Q}{\delta x} - \frac{1}{gA} \frac{K}{\rho (1 + \frac{KD}{eE})} + \frac{\delta H}{\delta t} = 0$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{a^2}$

$$\frac{\delta Q}{\delta x} - \frac{a^2}{gA} + \frac{\delta H}{\delta t} = 0 \quad \text{Ec. 11.30}$$

Ecuación de Continuidad

=====

2.1.4 Comentarios sobre las ecuaciones de cantidad de movimiento y de continuidad

Son ecuaciones diferenciales parciales de primer orden. En estas ecuaciones hay dos variables independientes, x, t y dos variables dependientes, Q y H . Otras variables, A y D son características del sistema de conducción y pueden ser funciones de x si t es invariable. También la celeridad, a , depende de las caracterís-

ticas del sistema, pruebas de laboratorio demuestran que se reduce significativamente con la reducción de presión, por abajo de la presión de vapor. El factor f de fricción varía con el número de Reynolds. Sin embargo, f se considera constante porque los efectos de cada variación en el estado transitorio son imposibles de determinar.

Los términos no lineales de las ecuaciones las determinan como "quasi-lineal". Estas ecuaciones pueden ser clasificados en rigor como elípticas, parabólicas o hiperbólicas.

2.2 Métodos para resolver las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento.

Como se mencionó anteriormente, las ecuaciones de cantidad de movimiento y de continuidad son diferenciales parciales quasi-lineales hiperbólicas. Una solución exacta de estas ecuaciones es imposible, sin embargo se han desarrollado métodos gráficos y analíticos. Estos métodos son aproximados y no pueden ser usados para analizar sistemas largos o con condiciones de frontera muy complejas. Algunos de estos métodos pueden ser programados para analizarse en una computadora digital, y no se presenta aquí su desarrollo completo por considerar que son de programación muy difícil.

Por ello, he de discutir técnicas que son más accesibles para un análisis por computadora, como son el método implícito de diferencias finitas y el método de las características. Y al término de esto, describiré de manera breve otros métodos.

En el método implícito de diferencias finitas, las derivadas parciales son sustituidas por diferencias finitas, resultando un sistema de ecuaciones para resolver simultáneamente. Dependiendo

de las características del sistema las ecuaciones tendrán una solución simultánea de un gran número de ecuaciones no lineales. El análisis por este método puede ser muy complicado en sistemas con condiciones de frontera complejas, los cuales pudieran ser resueltos por una técnica iterativa.

El método tiene la ventaja de que es incondicionalmente estable pero requiere de mucho tiempo de computadora.

En el método de las características, las ecuaciones diferenciales parciales primero son transformadas en ecuaciones diferenciales ordinarias, que son resueltas por un técnica explícita de diferencias finitas porque cada condición de frontera y cada sección del conducto son analizadas separadamente durante un tiempo dado, este método es particularmente recomendable para sistemas con condiciones de frontera complejas. La desventaja de este método es que se deben usar tiempos pequeños para satisfacer las condiciones de convergencia. Daré aquí una combinación del método implícito de diferencias finitas y el método de las características. Las condiciones de convergencia se explicarán más adelante.

2.2.1 El Método de las Características.

2.2.1.1 Ecuaciones características.

Para facilitar la exposición, reescribiremos las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento.

$$L1 = \frac{\delta Q}{\delta t} + gA \frac{\delta H}{\delta x} + \frac{f}{2DA} |Q|Q| = 0 \quad \text{Ec. 11.31}$$

$$L2 = a^2 \frac{\delta Q}{\delta x} + gA \frac{\delta H}{\delta t} = 0 \quad \text{Ec. 11.32}$$

Consideremos una combinación lineal entre 11.31 y 11.32

$$L = L1 + \lambda L2 = 0$$

o sea,

$$\frac{\delta Q}{\delta x} + gA \frac{\delta H}{\delta x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} + \lambda \left(a^2 \frac{\delta Q}{\delta x} + gA \frac{\delta H}{\delta t} \right) = 0$$

reagrupando términos semejantes

$$\left(\frac{\delta Q}{\delta t} + \lambda a^2 \frac{\delta Q}{\delta x} \right) + \lambda gA \left(\frac{\delta H}{\delta t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\delta H}{\delta x} \right) + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad \text{Ec. 11.33}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{dx/dt} \qquad \qquad \qquad \underbrace{\hspace{10em}}_{dx/dt}$

En esta ecuación $Q = f(x,t)$ y $H = f(x,t)$

son soluciones a las ecuaciones 11.31 y 11.32, entonces las derivadas totales pueden ser escritas como:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta Q}{\delta x} \frac{dx}{dt} \quad \text{Ec. 11.34}$$

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\delta H}{\delta t} + \frac{\delta H}{\delta x} \frac{dx}{dt} \quad \text{Ec. 11.35}$$

Por definición λ se conoce como:

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{dx}{dt} = \lambda a^2. \quad \text{Ec. 11.36}$$

$$\lambda = \frac{1}{a} \quad \text{Ec. 11.37}$$

De las ecuaciones 11.34 y 11.35, la ecuación 11.33 se puede escribir como:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta Q}{\delta x} \lambda a^2$$

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\delta H}{\delta t} + \frac{\delta H}{\delta x} \frac{1}{\lambda}$$

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{1}{a} gA \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} |Q|Q| = 0 \quad \text{Ec. 11.38}$$

Si $\frac{dx}{dt} = a$ Ec. 11.39

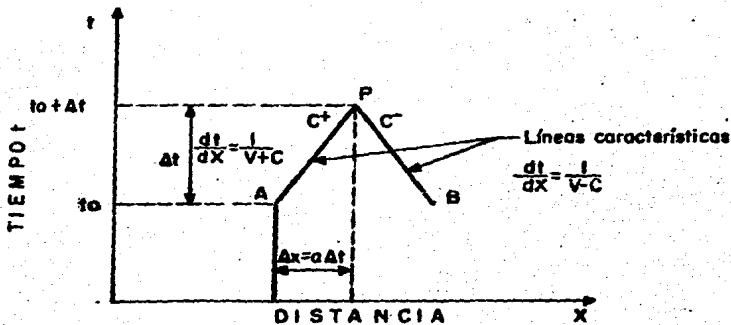
y, $\frac{dQ}{dt} + \frac{1}{a} gA \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} |Q|Q| = 0$ Ec. 11.40

Si $\frac{dx}{dt} = -a$ Ec. 11.41

Notese que la ecuación 11.39 es válida si la ecuación 11.38 se cumple y que la ecuación 11.40 es válida si la ecuación 11.41 se cumple. Hemos transformado las ecuaciones diferenciales parciales 11.31 y 11.32 en ecuaciones diferenciales ordinarias con la variable independiente t .

En el plano coordenado $x-t$, las ecuaciones 11.39 y 11.41 se representan con dos líneas rectas con pendiente $\pm 1/a$. Estas líneas son llamadas características.

Matemáticamente, éstas dividen el plano $x-t$ en dos regiones que pueden ser dominadas por dos soluciones; así, las soluciones pueden ser discontinuas a lo largo de estas líneas. Físicamente representan la parte de una perturbación. Por ejemplo, una perturbación en el punto A al tiempo " t_0 " puede influir al punto P después de un tiempo Δt .



Líneas características en el plano $x-t$

Fig. 11.2.2.1

Primero voy a presentar un procedimiento de solución de las ecuaciones 11.38 y 11.40, discutiendo el significado de las líneas características en el plano $x-t$. Para facilitar la discusión, consideremos una tubería simple.

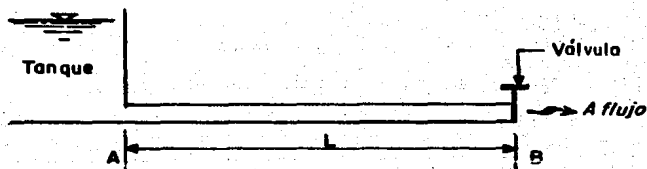


Fig. 11.2.2.2

Las ecuaciones compatibles 11.38 y 11.40 son válidas para la longitud L del tubo (para $0 < x < L$) y se requieren condiciones especiales de frontera en los extremos (en $x = 0$ y en $x = L$).

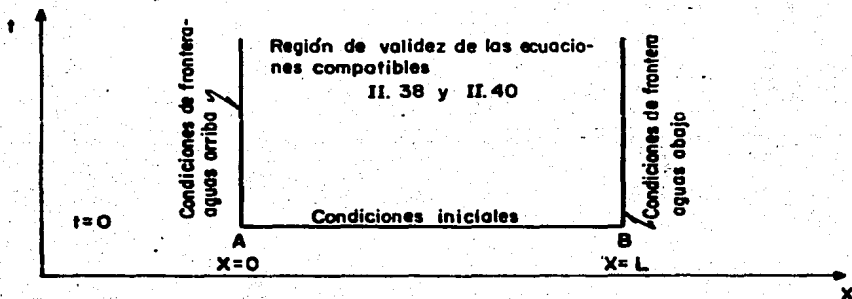


Fig. 11.2.2.3

Se considera carga constante en el tanque (en $x=0$) y una válvula aguas abajo (en $x=L$) y las condiciones transitorias son producidas por el cierre de la válvula. Se considera que hay flujo

uniforme en el tubo al tiempo $t=0$ cuando la válvula es instantáneamente cerrada. Esta reduce el flujo a través de la válvula hasta cero y da una variación de presión. Primeramente la onda de presión viaja en dirección aguas arriba. Si esta onda de presión es representada en un plano $x-t$, se hará con la línea BC.

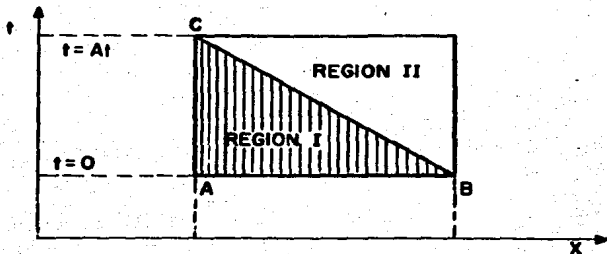


Fig. II.2.2.4

Está claro que, en la figura anterior, las condiciones en la región I dependen únicamente de las condiciones iniciales porque las condiciones aguas arriba en el tanque no cambian. En la región II dependen de las condiciones impuestas por la frontera de aguas abajo. Así, la línea característica B-C separa los dos tipos de soluciones.

Si las perturbaciones se presentan simultáneamente en los puntos A y B, entonces la región influenciada por las condiciones iniciales es como la que se presenta en la siguiente figura; la línea característica A-C separa las regiones influenciadas por la frontera aguas arriba y las condiciones iniciales. En otras palabras, las líneas características en el plano $x-t$ representan las direcciones de las perturbaciones iniciadas en varios puntos del sistema.

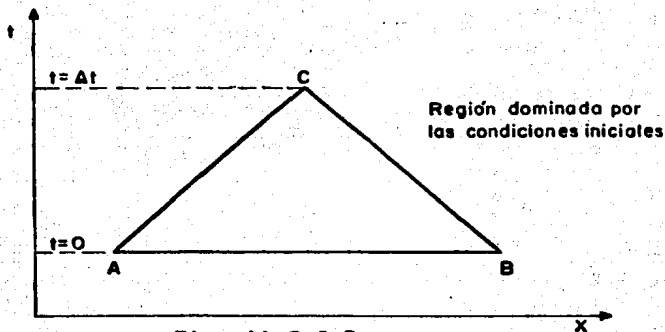


Fig. 11.2.2.5

Se propone resolver las ecuaciones 11.38 a 11.41 con un método numérico basado en diferencias finitas usando una técnica de primer orden porque los intervalos de tiempo usados en la solución de estas ecuaciones son usualmente muy pequeños.

Haciendo referencia a la fig. 11.2.2.1, las condiciones al tiempo $t=t_0$ será conocido. Calcularemos las condiciones desconocidas en $t_0 + t$. Podemos escribir a lo largo de la línea características P.

$$dQ = Q_p - Q_a \quad \text{Ec. 11.42}$$

$$dH = H_p - H_a \quad \text{Ec. 11.43}$$

De manera similar podemos escribir a lo largo de la línea característica negativa BP

$$dQ = Q_p - Q_b \quad \text{Ec. 11.44}$$

$$dH = H_p - H_b \quad \text{Ec. 11.45}$$

Lo suscrito en las ecuaciones 11.42 a 11.45 se refiere a puntos en el plano x-t. Sustituyendo las ecuaciones 11.42 y 11.43 en la ecuación 11.38 y las ecuaciones 11.44 y 11.45 en la ecuación 11.40

y calculando el término de fricción en los puntos A y B y multiplicando por Δt , si $\Delta t = dt$.

$$\frac{dQ}{dt} \frac{1}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} |Q|Q| = 0 \quad \text{Ec. 11.38}$$

$$\Delta t \frac{Q_p - Q_a}{\Delta t} + \frac{1}{a} g_A \Delta t \frac{H_p - H_a}{\Delta t} + \frac{f}{2DA} |Q_a|Q_a| \Delta t = 0$$

$$(Q_p - Q_a) + \frac{g_A}{a} (H_p - H_a) + \frac{f \Delta t}{2DA} |Q_a|Q_a| = 0 \quad \text{Ec. 11.46}$$

y

$$\frac{dQ}{dt} \frac{1}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} |Q|Q| = 0 \quad \text{Ec. 11.40}$$

$$\frac{\Delta t (Q_p - Q_b)}{\Delta t} - \frac{1}{a} g_A \frac{\Delta t (H_p - H_b)}{\Delta t} + \frac{f \Delta t}{2DA} |Q_b|Q_b| = 0$$

$$(Q_p - Q_b) - \frac{g_A}{a} (H_p - H_b) + \frac{f \Delta t}{2DA} |Q_b|Q_b| = 0 \quad \text{Ec. 11.47}$$

Las ecuaciones 11.46 y 11.47 pueden ser escritas, respectivamente, como:

$$Q_p - Q_a - \frac{g_A}{a} H_a + \frac{g_A}{a} H_p + \frac{f \Delta t}{2DA} |Q_a|Q_a| = 0$$

$$Q_p - Q_a - \frac{gA}{a} H_a + \frac{gA}{a} H_p + \frac{f \Delta t}{2DA} Q_a | Q_a | = 0$$

$$Q_p = Q_a + \frac{gA}{a} H_a - \frac{gA}{a} H_p - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_a | Q_a | =$$

$$\text{si } C_a = gA/a$$

Ec. 11.48

$$Q_p = Q_a + \frac{gA}{a} H_a - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_a | Q_a | - C_a H_p$$

$$\text{si, } C_p = Q_a + \frac{gA}{a} H_a - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_a | Q_a |$$

Ec. 11.49

$$Q_p = C_p - C_a H_p$$

Ec. 11.50

Ahora, de 11.47

$$Q_p - Q_b + \frac{gA}{a} H_b - \frac{gA}{a} H_p + \frac{f \Delta t}{2DA} Q_b | Q_b | = 0$$

$$Q_p = Q_b - \frac{gA}{a} H_b - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_b | Q_b | + C_a H_p$$

$$\text{si } C_n = Q_b - \frac{gA}{a} H_b - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_b | Q_b |$$

Ec. 11.51

$$Q_p = C_n + C_a H_p$$

Ec. 11.52

Nótese que la ecuación 11.50 es válida a lo largo de la línea característica positiva A-P y la ecuación 11.52 a lo largo de la línea negativa BP. Los valores de las constantes C_p y C_n son conocidos para cada intervalo de tiempo, y la constante C_a depende de las características del conducto.

Referiremos a la ecuación 11.50 como la ecuación característica positiva y la ecuación 11.52 como la ecuación característica negativa. En las ecuaciones 11.50 y 11.52 tenemos dos variables H_p y Q_p . Los valores de estas variables pueden determinarse resolviendo 11.50 y 11.52 simultáneamente. Así:

$$Q_p = C_p - C_a H_p \quad \text{Ec. 11.50}$$

$$Q_p = C_n + C_a H_p \quad \text{Ec. 11.52}$$

Despejando H_p de 11.52

$$H_p C_a + C_n - Q_p = 0$$

$$H_p = \frac{Q_p - C_n}{C_a} \quad (A)$$

Sustituyendo (A) en 11.50

$$Q_p = C_p - \frac{C_a}{C_a} (Q_p - C_n)$$

$$Q_p = C_p - Q_p + C_n,$$

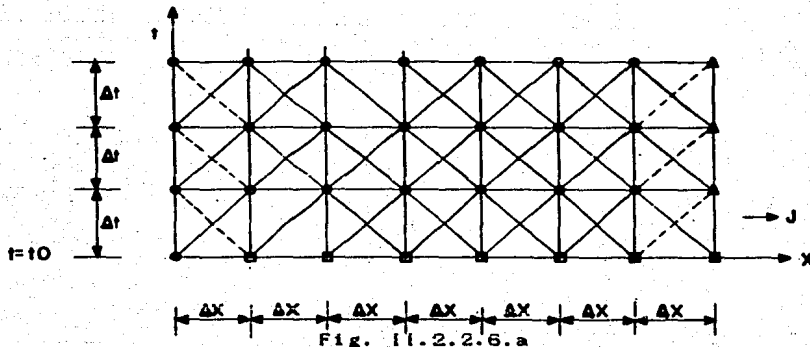
$$Q_p + Q_p = C_p + C_n$$

$$2Q_p = C_p + C_n$$

$$Q_p = 0.5(C_p + C_n) \quad \text{Ec. 11.53}$$

Ahora el valor de H_p puede ser determinado de cualquiera de las ecuaciones 11.50 o 11.52. Las ecs. 11.50 y 11.53 se usan para todos los puntos interiores al final de cada intervalo de tiempo. Y las ecs. 11.50 y 11.52 son válidas en las fronteras. Las fronteras se determinarán más adelante, éstas como se verá se ubicarán en tiempos $t + \Delta t$.

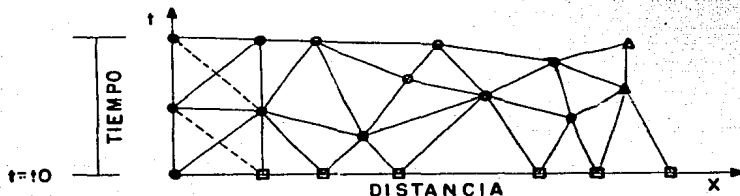
Para ilustrar cómo usar las ecuaciones anteriores, consideraremos otra vez el tubo simple de la fig. 11.2.2.2. La línea de tubos es dividida en n tramos iguales y obteniendo las condiciones de estado uniforme en los puntos $t = t_0$.



- 0 - Secciones interiores ▲ Frontera aguas abajo
 ● Frontera aguas arriba
 - Red regular de características -

Para determinar las condiciones en $t = t_0 + \Delta t$, las ecuaciones 11.50 y 11.53 en los puntos interiores, y las condiciones especiales de frontera se usan en las condiciones finales. En la fig. 11.2.2.6 se ve que las condiciones en las fronteras en $t = t_0 + \Delta t$ pueden ser conocidas. Para calcular las condiciones en $t = t_0 + 2 \Delta t$, son determinadas siguiendo un procedimiento de

linealidad. De esta manera, el procedimiento de cálculo punto por punto para las condiciones transitorias para un tiempo requerido está determinado.



Red irregular de características

Fig. 11.2.2.6.b

En la mayoría de los problemas reales no se presentan redes regulares, sino más bien éstas son irregulares.

2.3 CONDICIONES DE CONVERGENCIA Y ESTABILIDAD

El esquema de diferencia finita presentado es convergente, si en la solución exacta de las ecuaciones diferenciales tentativas con un valor de Δt y Δx dan diferencias aproximadas a cero. Si el error de redondeo se reduce dando un número finito adecuado de dígitos significativos y si nos acercamos a la solución, se dirá que el esquema es estable. Si no podemos hacer converger a la solución, el esquema es inestable. Se tiene por tanto que convergencia implica estabilidad y que estabilidad implica convergencia.

Los métodos para determinar la convergencia o criterio de estabilidad para ecuaciones no lineales son extremadamente difíciles, si no imposibles. Collatz sugiere que la convergencia y estabilidad pueden ser estudiadas por solución de ecuaciones numéricamente para un número de $\Delta x / \Delta t$ secciones y revisando los resulta-

dos. La convergencia y la estabilidad pueden, casi siempre, ser estudiadas analíticamente por linealización de las ecuaciones básicas. Si los términos no lineales son relativamente pequeños, es razonable suponer que el criterio aplicable a las ecuaciones simplificadas son también válidos para las ecuaciones originales no lineales.

Usando el procedimiento propuesto por O'Brien y considerando las ecuaciones linealizadas, Perkins expone que para el esquema de diferencia finita para ser estable

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} < \frac{1}{a} \quad \text{Ec. 11.54}$$

Esto implica que las características a través del punto P (fig. 11.2.2.1) no deben descender fuera del segmento AB. Para un esquema neutral,

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} = \frac{1}{a} \quad \text{Ec. 11.55}$$

El criterio para convergencia indica que las soluciones más exactas son obtenidas si 11.55 se satisface. Entonces, el criterio de convergencia y/o estabilidad para ecuaciones de diferencias finitas Ecs. 11.46 y 11.47 está dado por

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{a} \quad \text{Ec. 11.56}$$

Esta es llamada condición de estabilidad de Courant.

2.4 SELECCION DEL INCREMENTO DE TIEMPO Δt PARA UN SISTEMA COMPLEJO DE TUBOS

Para un sistema complejo de dos o más conductos, es necesario que el mismo incremento de tiempo sea usado para todos los conductos,

con sus condiciones de frontera y sus uniones. Este incremento de tiempo puede ser seleccionado para que la condición de estabilidad de Courant sea satisfecha. (Ec. 11.56).

El intervalo de tiempo Δt debe ser igual para cada sección en que se haya dividido toda la longitud de la tubería y Δx debe ser mayor que $a \Delta t$ (siendo "a" la celeridad de la onda, para satisfacer el criterio de estabilidad de Courant.

$$\Delta x > a \Delta t$$

La velocidad en comparación de la celeridad es muy pequeña, motivo por el cual Δx puede especificarse como

$$\Delta x > a \Delta t$$

En otras palabras, las características hacia P pasan a través de R y S y no a través de los puntos de la red A y B (fig. 11.2.4.1). Las condiciones en cada intervalo de tiempo son, casi siempre, calculadas en los puntos de la red sólo mientras las condiciones en R y S pueden ser conocidas para determinar las condiciones en P.

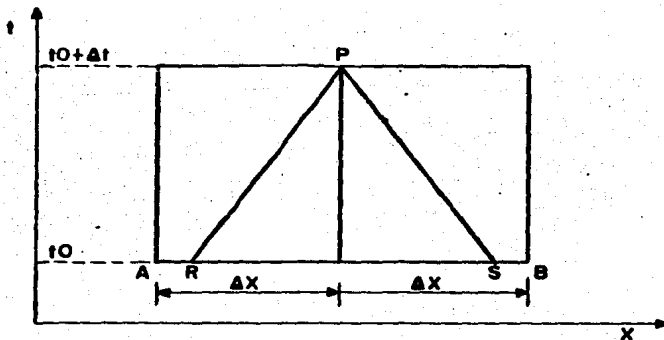


fig. 11.2.4.1.

Notación para interpolación

Streeter y Lai, en su papel de pioneros, y Streeter y Wylie proponen un procedimiento de interpolación para calcular las condiciones en R y S de las condiciones conocidas en A, B y C. Sin embargo, investigaciones posteriores han expuesto que este procedimiento agudiza la aspereza al extremo transitorio. A propósito de esto, Streeter sugiere que la ecuación diferencial original para conductos cortos puede ser escrita en una forma implícita, mientras Kaplan propone un procedimiento llamado ZOOMING en el que Δt para conductos largos puede ser hecho con integrales múltiples de Δt en conductos cortos del sistema.

En opinión de otros autores, el método implícito combinado con el método de las características debe ser usado si un número de conductos en el sistema son muy cortos con relación a los otros, ajustando simplemente las celeridades, de acuerdo a la siguiente ecuación, que es suficiente para precisar los resultados.

$$\Delta t = \frac{L_i}{a_i n_i} \quad (i = 1 \text{ a } N) \quad \text{Ec. II.57}$$

en donde n_i debe ser un entero y es igual al número de tramos en que está dividido el conducto i , y n = número de tubos en el sistema. Como la celeridad no es conocida con precisión, son aceptables pequeños ajustes en su valor.

Debido a las limitaciones impuestas en Δt por la condición de estabilidad de Courant, una gran cantidad de cálculos de tiempo es requerida para el análisis de sistema teniendo muy poca variación transitoria. Para el análisis de cada sistema, Yow ha reportado una técnica que permite intervalos de tiempo largos al mismo tiempo de satisfacer la condición de Courant. En esta técnica, el término inercial de la ecuación de movimiento es

multiplicada por un factor arbitrario α^2 . La ecuación resultante y la ecuación de continuidad son entonces convertidas en forma similar a la ecuación de las características.

Según la técnica de Yow, Δt debe ser multiplicada por α , siendo Δt el intervalo de tiempo dado por la condición de Courant.

Valores diferenciales de α pueden ser usados para diferentes conductos, y el valor de α puede ser tan grande como 20. La técnica de Yow es aplicada, casi siempre, sólo en aquellos sistemas en que los términos inerciales son pequeños comparados con los términos de fricción, tales como el flujo de gas en tubos, flujo en medios porosos y flujo en ríos. La validez de esta técnica es cuestionable porque las ecuaciones originales son alteradas arbitrariamente, por tanto, esta técnica debe ser usada con precaución para el análisis de esos sistemas.

2.5 Otros métodos de análisis.

Todos los métodos de análisis del golpe de ariete, de alguna forma empiezan con ecuaciones de movimiento, continuidad o energía.

De estas ecuaciones básicas, han evolucionado métodos diferentes, utilizando proposiciones limitantes. Analizaremos brevemente los siguientes:

2.5.1. Golpe de ariete aritmético.

Este método desprecia la fricción, considera un tubo horizontal. Las ecuaciones de continuidad y movimiento se resuelven junto con las condiciones de frontera, arrojando valores tabulados de carga y velocidad para incrementos iguales de tiempo, generalmente L/a . Es necesario realizar la operación normal para poder empezar a efectuar el análisis de transiciones en el sistema.

Los ventajas de este método son:

- Es un desarrollo teórico bastante sencillo y puede utilizarse una calculadora de bolsillo.

Sus desventajas son:

- No toma en cuenta la fricción, se deben buscar soluciones de prueba para el movimiento de válvulas, es tedioso, y se necesitan cálculos repetitivos. Este método se utilizó principalmente hasta los años 30, cuando se desarrollaron los métodos gráficos. El uso de este método se describe detalladamente en la referencia 8 en el capítulo 5.

2.5.2 Método gráfico.

Descarta la fricción en su desarrollo teórico pero, por una corrección, tiene medios para tomarla en consideración. Para su desarrollo, se requieren ecuaciones diferenciales parciales de movimiento y continuidad y se desarrollan ecuaciones generales de la mecánica de la onda. Este método de análisis es el más práctico y más conocido desde principios de los años 30, pero ha sido rápidamente sustituido por métodos de computadora digital. Sus ventajas son: la visualización del proceso que produce el golpe de ariete, es fácil de usar en el manejo de condiciones de frontera de la válvula y relativamente fácil de utilizar en análisis de sistemas sencillos. Las desventajas son: es de difícil exactitud, es necesario llevar a cabo pruebas de muchas condiciones de frontera y no puede manejar sistemas complejos de forma confiable. Este método se desarrolla ampliamente en la referencia 8 en el capítulo 6.

2.5.3 Método algebraico.

Este se deriva del método de las características, utiliza las dos ecuaciones de diferencia finita para condiciones de frontera aplicadas a todo el tubo. Por lo tanto, se obtienen dos ecuaciones algebraicas no lineales para cada tubo en el sistema, se incluyen los efectos de fricción. Las dos ecuaciones para cada tubo, junto con las condiciones de frontera, permiten obtener una solución de incrementos iguales de tiempo. Las ventajas son: Es exacto porque incluye la fricción no lineal y se usan técnicas de programación simples, los resultados los arroja de forma tabular adecuada, se necesita poco tiempo de computadora y, lo más significativo en el manejo de válvula, acepta las ecuaciones a resolver de tal manera que se pueden desarrollar condiciones más rápidas para provocar un transitorio específico. Sus desventajas: Se necesita habilidad para manejar las ecuaciones algebraicas simultáneas no lineales, y la fricción no se distribuye detalladamente como en el método de las características. Este método se trata en el capítulo 4 de la referencia 8.

2.5.4. Método de impedancia.

Se limita al flujo constante-oscilatorio, sigue la teoría de la línea de transmisión eléctrica, utilizando fricción no lineal para el componente del flujo promedio. Sus ventajas: es fácil en el manejo de sistemas complicados, puede determinarse los periodos fundamentales y armónicos del sistema, se necesita corto tiempo de computadora para buscar una solución, se pueden satisfacer fácilmente las condiciones de frontera por medio de las series Fourier. Sus desventajas: está restringido a utilizarse sólo con el flujo periódico, y se presenta la linealización del término de fricción en el componente oscilatorio. Este método se desarrolla en el capítulo 7 de la referencia 8.

2.5.5 Métodos especiales que requieren linealización de ecuaciones.

Al definir (linealizar) las ecuaciones diferenciales se pueden obtener soluciones en función de los términos de Bessel. Wood aplicó cálculos operacionales de Heaviside al problema y Rich desarrolló soluciones en términos de las transformaciones de Laplace-Mellon. Con cualquier método es extremadamente difícil satisfacer las condiciones de frontera y éstos sólo prestan pequeñas aplicaciones prácticas.

2.5.6 Métodos de diferencias finitas

En lugar del método de las características, se puede utilizar el método de Lax y Keller de diferencias finitas. Tiene ciertas ventajas cuando la velocidad de onda es menor que la velocidad del líquido como en el flujo inconstante de un canal abierto, pero se necesitan las ecuaciones de las características para manejar las condiciones de frontera.

Investigadores del Instituto Tecnológico de Michigan (MIT) han transformado las ecuaciones diferenciales del golpe de ariete a una forma implícita de diferencia finita con solución en computadora. Para casos complejos deben solucionarse gran cantidad de ecuaciones simultáneas no lineales. Las ventajas son: se puede utilizar lapsos de tiempo arbitrarios en la solución, la longitud de la sección no se limita por el lapso de tiempo, y la misma solución sirve para el golpe de ariete y cálculos de oscilación. Sus desventajas son: hay necesidad de solucionar gran cantidad de ecuaciones simultáneas no lineales, se requiere gran capacidad de almacenamiento en computadora, capacidad de juicio del programador para seleccionar tanto los lapsos de tiempo como las secciones a programar.

CAPITULO III

MANEJO DE VALVULAS

3.1 GOLPE DE ARIETE AL OPERAR UNA VALVULA

El fenómeno del golpe de ariete y su significado práctico para los operadores de obras hidráulicas no ha sido completamente entendido. Esta condición ha prevalecido a pesar de las muchas contribuciones que se han hecho a la literatura sobre el tema. Teorías y fórmulas desarrolladas para calcular los efectos de cambios súbitos de velocidad en tuberías que conducen fluidos, son generalmente aplicados al diseño más que a la operación, por la falta de datos en las características de las válvulas que se usan ordinariamente para controlar el flujo.

El control de golpe de ariete, es un tema que envuelve mucha especulación y muchas opiniones diferentes; muchos Ingenieros y operadores, así como un cierto número de fabricantes, asocian el golpe de ariete con el golpe mecánico de una válvula check, creyendo que si no hay ruido no hay golpe de ariete.

Esta creencia, que está muy lejos de la verdad, ha llevado a muchos Ingenieros a creer que sus problemas de golpe de ariete no existían, sólo para encontrar después que una línea ha fallado en las juntas o ha fallado en cualquier otra parte.

Para controlar el golpe de ariete, primero debe uno entender qué es y qué lo causa, y entonces determinar la magnitud del aumento de presión y su relación a la resistencia del tubo en todos los

puntos críticos. Mucho misterio ha rodeado la solución del problema de golpe de ariete, probablemente porque la teoría del movimiento de las ondas es complejo y a la falta de tiempo y oportunidad que se dan la mayor parte de los Ingenieros para desarrollar los cálculos necesarios para su solución.

Como resultado, un cierto número de fórmulas aproximadas han sido desarrolladas, muchas de las cuales son peligrosas de usarse.

Las variaciones de los valores verdaderos en ciertos casos, varía desde un 35% lo menos, hasta más de 500% arriba.

Para poder controlar la sobrepresión o depresión que genera el cierre o la apertura de una válvula, es intrínseco conocer la mecánica de presión que tiene lugar en una línea de conducción cuando es operada por una válvula.

Observemos en primer instancia lo que ocurre cuando se opera una válvula.

Las maniobras de cierre, ocasionan inicialmente ondas de presión positivas hacia aguas arriba del punto en el que se producen, generando incrementos de presión en la tubería, mientras que las de apertura causan ondas de presión de signo contrario y por ello decrementos de presión.

Las ondas de presión nacen en los puntos donde se produce la maniobra y se propagan a lo largo del conducto hasta el otro extremo, donde se reflejan total o parcialmente.

La onda reflejada puede conservar o cambiar el signo de acuerdo con la frontera donde se refleje, produciéndose después combinaciones.

Por ejemplo, en una sección como la entrada a una tubería alimentada por un recipiente (tanque de almacenamiento), o donde la misma tubería se conecta con un pozo de oscilación; la reflexión se produce conservando su magnitud pero con signo contrario, debido a que el punto de reflexión o frontera presenta una superficie libre del agua y características tales que permiten el desfogue o la alimentación necesaria para realizar el cambio de signo de la onda.

Se analizará el proceso de reflexión de la onda de presión en forma un poco más detallada. Ver figuras III.1 a III.9

Considérese una tubería de sección y espesor constantes, de longitud L , la cual es alimentada por un recipiente o tanque de almacenamiento que contiene una gran masa de agua (Fig. III.1).

Para modificar el régimen de escurrimiento, se recurre a la operación de la válvula colocada en el extremo final de la tubería; sin embargo, el cambio de régimen no se realiza con la misma rapidez de la operación sino en forma gradual. Esto produce fuertes oscilaciones de la velocidad y de la presión del líquido fluyente dentro de la tubería, las cuales tratan de ajustarse a las condiciones del nuevo régimen.

Si se realiza el cierre instantáneo total en la válvula, la energía cinética del agua en la sección "B" es rechazada y transformada bruscamente en energía potencial, lo cual se traduce en un incremento de presión hidrostática original que existe en el conducto cuando el líquido fluye en régimen establecido.

A su vez, esta energía potencial se transforma en trabajo elástico de deformación de las paredes del conducto y del líquido en la vecindad de la sección "B". La conversión de energía cinética a energía elástica de deformación crea una onda de presión positiva que se transmite hacia el depósito con una celeridad "a" igual a la del sonido en el medio.

En la zona del conducto, aguas arriba del frente de la onda, se modifica totalmente las condiciones originales. Por efecto del aumento de presión, las paredes del conducto se deforman expandiéndose y entonces el líquido pasa a ocupar el espacio libre a una gran presión y su velocidad se reduce a cero.

La porción de agua comprendida entre el depósito y el frente de onda posee todavía las características originales del escurrimiento, velocidad " V_0 " y carga de presión hidrostática " h_0 " (fig. III.2).

Este estado de deformación se extiende a lo largo del conducto con la misma celeridad del frente de onda. En el instante en que llega al depósito, la totalidad de la tubería se encuentra deformada (expandida) y llena de líquido en reposo bajo una carga de presión adicional uniforme (presión = $h_0 + \text{golpe de ariete}$) a lo largo del tubo.

Si el nivel del agua en el depósito permanece constante, el frente de onda no puede modificar las presiones más allá de la sección "A" (fig. III.1) de entrada a la tubería, de modo que un manómetro instalado en esta sección registraría en cualquier instante la presión correspondiente a la carga (h_0) únicamente.

El líquido contenido en el depósito actúa a manera de pantalla, que refleja íntegramente la onda de presión, y debido a la diferencia de cargas de presión que existe entre el depósito (presión = h_0) y la conducción (presión = $h_0 +$ golpe de ariete), aunada a las propiedades elásticas del material de la tubería que tratan de recuperar su forma original, ocasionan que el agua fluya hacia el estanque con una velocidad " V_0 " idéntica en magnitud a la original pero en dirección contraria generando una onda de presión que se transmite hacia aguas abajo (fig. III.3).

Lo anterior alivia las presiones nuevamente, hasta llegar al valor de la carga hidrostática original " h_0 ", con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda ahora en dirección hacia la válvula, facilitando con ello el retorno de las paredes de la tubería a su estado original (fig. III.4).

En el instante $t=2L/a$ en que el frente de onda llega de regreso a la válvula, el tubo se encuentra nuevamente bajo la carga de presión hidrostática, " h_0 " momentáneamente, sin que se vea afectado por el efecto del golpe de ariete, mientras tanto, el líquido se mueve con velocidad " V_0 " hacia el depósito.

Una vez realizada esta etapa, concluye con ella la primera serie de eventos, la cual se denomina como fase directa o golpe directo. (fig. III.5).

Concluida la fase directa del fenómeno, se inicia lo que se llama fase inversa del mismo, la cual se desarrolla de la siguiente manera:

Un instante de tiempo anterior a la llegada del frente de onda a la válvula, el líquido fluye hacia el depósito siendo alimentado por el agua almacenada a gran presión (presión = h_0 + golpe de ariete) en el conducto deformado (expandido) aguas abajo del frente de onda; en el momento que el frente de onda llega a la válvula, el tubo recupera sus dimensiones originales y el agua queda momentáneamente almacenada en la conducción a presión normal (presión = h_0), la onda se refleja pero ahora con signo negativo y se transmite hacia el depósito con la misma velocidad que la positiva, mientras el líquido sigue fluyendo hacia el estanque pero siendo alimentado ahora por el agua almacenada a presión normal en la conducción aguas arriba del frente de onda, por lo que se genera una caída de presión por debajo de la hidrostática " h_0 " con una magnitud igual a la producida al iniciarse el fenómeno (presión = h_0 - golpe de ariete) provocando además la contracción de las paredes del conducto a un diámetro menor que el normal y la anulación de la velocidad del líquido en la zona de aguas abajo del frente de onda.

Cuando el tiempo transcurrido llega a un valor igual a $t=3L/a$, momento en que el frente de onda negativa alcanza el depósito, las presiones en la totalidad del conducto se encuentran por debajo de hidrostática, por lo tanto, el conducto se ha contraído a un valor menor del diámetro inicial y el agua queda dentro del conducto con velocidad nula (fig. 111-7).

En este instante existe una diferencia de presión entre el depósito (presión = h_0) y la conducción (presión = h_0 - golpe de ariete) y se produce la reflexión de la onda nuevamente con signo positivo, debido a lo cual el líquido fluye del estanque hacia la válvula con velocidad igual a la inicial en el conducto " V_0 ", con

lo que se alivian nuevamente las presiones hasta llegar el valor de "h₀" con la misma rapidez con dirección a la válvula, recuperando las paredes del conducto sus dimensiones originales (fig. III.8).

Para el instante $t=4L/a$ correspondiente al momento en que el frente de onda llega a la válvula, el tubo se encuentra con las mismas características que presentaba antes de realizarse el cierre de la misma ó sea antes de iniciarse el fenómeno dentro de la conducción (fig. III.9)

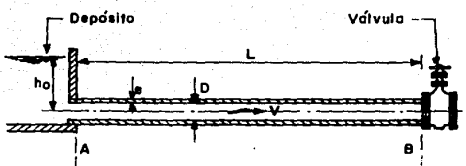
Con ésto concluye la segunda serie de eventos a la cual se le llama fase inversa o contra golpe.

El fenómeno se repite nuevamente con la misma secuencia de eventos anteriormente descritos, y de no ser por la disipación de energía en forma de calor producida por la fricción en el conducto, el ciclo observado continuaría por tiempo indefinido.

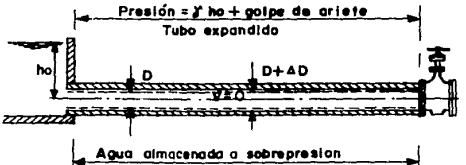
Obsérvese además que la duración de ambas fases, directa o inversa, es idéntica e igual al intervalo de tiempo $T = 2L/a$. A este intervalo de tiempo se le denomina indistintamente con alguno de los siguientes términos: "periodo del tubo", "tiempo crítico", "un intervalo de tiempo" o "tiempo de reflexión".

Si en el sistema mostrado en la figura III.1, se abre la válvula; ó sea, que en lugar de cierre se presentara un caso de apertura de la misma, se observaría una serie de eventos semejantes a los analizados con anterioridad, pero con una secuencia distinta; es decir, primero se genera una onda de presión negativa que se transmite hacia el depósito y que trata de ajustar las condiciones al nuevo régimen, para continuar una onda de presión positiva.

FIG. III. 1



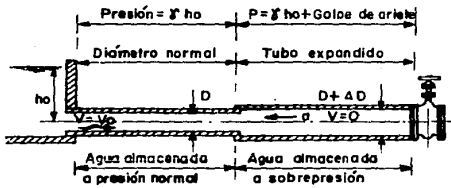
TUBERIA EN SU ESTADO ORIGINAL



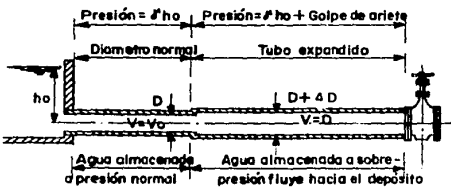
FASE DIRECTA, FRENTE DE ONDA POSITIVA LLEGANDO AL DEPOSITO EN UN TIEMPO $t = L/a$

FIG. III. 3

FIG. III. 2



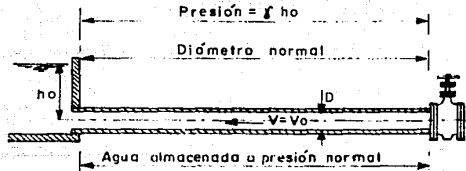
FASE DIRECTA, FRENTE DE ONDA POSITIVA HACIA EL DEPOSITO



FASE DIRECTA, FRENTE DE ONDA NEGATIVA HACIA LA VALVULA

FIG. III. 4

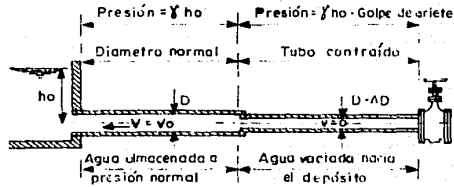
FIG. III. 5



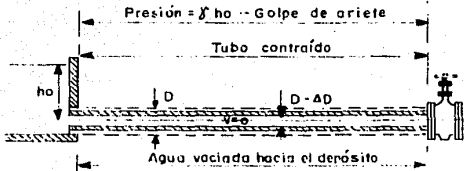
TERMINA LA FASE DIRECTA DEL FENOMENO, FRENTE DE ONDA NEGATIVA, LLEGANDO A LA VALVULA EN EL TIEMPO $t = 2L/a$

63 b

FIG. III. 6

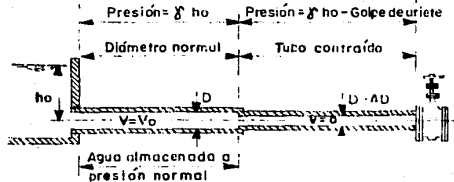


INICIO DE LA FASE INVERSA DEL FENOMENO, FRENTE DE ONDA NEGATIVA HACIA EL DEPOSITO



FASE INVERSA, FRENTE DE ONDA NEGATIVA LLEGANDO AL DEPOSITO EN EL INSTANTE $t = 3L/a$

FIG. III. 7



FASE INVERSA, FRENTE DE ONDA POSITIVA HACIA LA VALVULA

FIG. III. 8

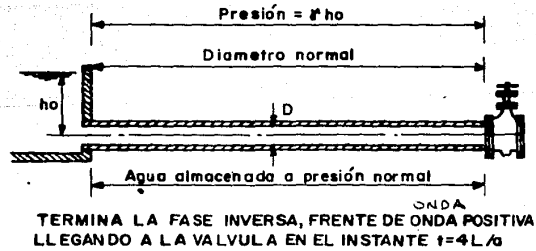


FIG. III. 9

3.2 FRONTERAS

En esta sección mostraré qué condiciones especiales se requieren para determinar las fronteras:

Hay desarrollos para resolver las ecuaciones 11-50 y 11-52 y las condiciones impuestas por la frontera. La ecuación 11-50 es usada para fronteras aguas abajo y la ecuación 11-52 para fronteras aguas arriba.

Un número de condiciones de frontera simple son desarrolladas en esta sección, mientras que condiciones de frontera complejas como las de bombas y turbinas son presentadas más adelante, asimismo formas de control de golpe de ariete.

3.2.1 Válvula en uno de los extremos.

Partiendo de la exposición que se hizo del método de características, se puede definir a una válvula como una frontera, considerando los siguientes principios:

El flujo uniforme a través de una válvula se considera como un orificio y puede ser escrito como:

$$Q_o = (C_d A_v) o \sqrt{2gH_o} \quad \text{Ec. III.1}$$

Donde:

- Q_o = Gasto en la tubería en condiciones estables
- C_d = Coeficiente de descarga
- A_v = Área de apertura de la válvula
- H_o = Carga sobre el orificio.

Aplicando la misma ecuación para un tiempo cualquier de acuerdo con la figura III.1

$$Q_p = (CdAv) \sqrt{2gH_p} \quad \text{Ec. III.2}$$

donde H_p es, en este caso la carga en el extremo del tubo en el que se encuentra la válvula.

Dividiendo la ecuación III.2 entre la III.1 y tomando la siguiente expresión como definición de la apertura adimensional de la válvula:

$$\tau = \frac{CdAv}{(CdAv)_0}$$

Se tiene que:

$$\frac{Q_p}{Q_0} = \frac{(CdAv) \sqrt{2gH_p}}{(CdAv)_0 \sqrt{2gH_0}}$$

Elevando al cuadrado y sustituyendo

$$\frac{Q_p^2}{Q_0^2} = \tau^2 \frac{2g H_0}{2g H_p}$$

$$Q_p^2 = (Q_0 \tau)^2 \frac{H_p}{H_0} \quad \text{Ec. III.3}$$

La ecuación anterior se resuelve simultáneamente con la ecuación II-50 aplicada al extremo del tubo, ya que ésta tiene que cumplir:

$$H_p = \frac{C_p - Q_p}{C_a} \quad \text{Ec. III.4}$$

La solución de las ecuaciones III.3 y III.4, nos lleva a la siguiente expresión cuadrática:

$$Q_p^2 = (Q_0 - \tau)^2 \frac{(C_p - Q_p)}{C_a} \left(\frac{1}{H_0} \right)$$

haciendo $c_v = (Q_0 - \tau)^2 / C_a H_0$

$$Q_p^2 + C_v Q_p - C_v C_p = 0 \quad \text{Ec. III.5}$$

Resolviendo III.5 para Q_p

$$Q_p = \frac{-C_v + \sqrt{C_v^2 + 4C_p C_v}}{2}$$

$$Q_p = 0.5 (-C_v + \sqrt{C_v^2 + 4C_p C_v}) \quad \text{Ec. III.6}$$

Ya conocido el valor de Q_p , con la ecuación III.6 se puede determinar " H_p " con III.4 en el instante dado.

Para calcular las condiciones del estado transitorio para una apertura o un cierre de válvula, puede especificarse una curva $\tau-t$ en una forma tabular o por una expresión algebraica. Nótese

en la fig. III.3.2.1.a, que para $\tau = 1$ corresponde a una válvula totalmente abierta en la que el caudal es Q_0 bajo una carga de H_0 .

Cuando $\tau = 0$ se tiene la condición de que $Q_p = 0$, y por tanto de la ecuación III-50 se encuentra la expresión que relaciona la carga para cierres bruscos.

$$H_p = \frac{C_p}{C_a} \quad \text{Ec. III.7}$$

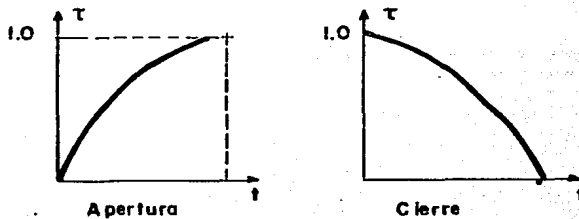
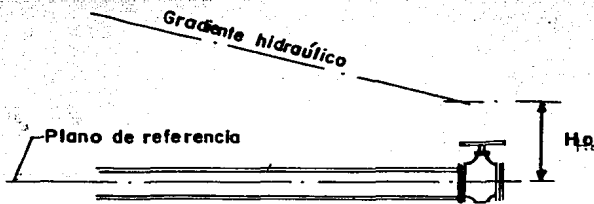


Fig. III. 3.2.1.a

La representación de las ecuaciones características teniendo una válvula en medio de dos tuberías se representa en la fig. III.3.2.1.b.

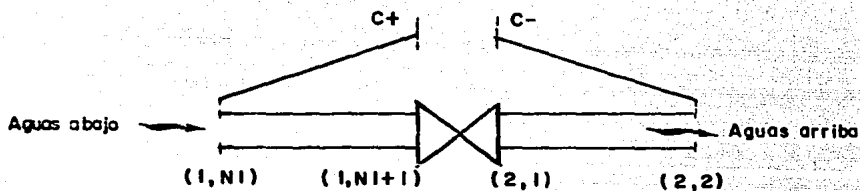


Fig. 3.2.1.b

Donde $(1, N1)$, $(1, N1+1)$, $(2, 1)$ y $(2, 2)$ son puntos cualesquiera que corresponde según los subtramos en los que se hayan dividido a la tubería.

Así por ejemplo, la presión en el punto $(2, 1)$ en un tiempo determinado será:

$$H_p(2, 1) = H_p(1, N1+1) - K \frac{1}{2} \rho v^2(1, N1+1) \quad \text{Ec. III.8}$$

En donde K es el coeficiente de pérdida de carga (adimensional).

Este coeficiente no es constante ya que depende del porcentaje de apertura de la válvula. Es por ello que es indispensable conocer la relación, % de apertura - K coeficiente de pérdidas, que otorga el fabricante según el tipo de válvula que se trate.

En el anexo se muestran algunas características de descarga de algunas válvulas con el objetivo de que den una idea de dicha relación.

3.2.2 Orificio pequeño al final.

Para un orificio, la apertura es constante, entonces con las ecuaciones serán las anteriores y con $\tau = 1$.

3.2.3 Uniones en serie

En la discusión del procedimiento, consideramos un solo conducto y las fronteras fueron aguas arriba o aguas abajo. Entonces, no se tuvo un cuidado especial en designar variables en una frontera interna. Sin embargo, si la frontera está en la unión de dos o más conductos, entonces las variables en diferentes secciones de varios conductos tienen que ser especificados. Para este propósito, usaré dos notaciones. La primera notación designará el número de conducto, mientras la segunda indicará el número de sección. Por ejemplo, $Q_{i,j}$ indica flujo a la sección j por el conducto i . Para variables que tienen el mismo valor en todas las secciones de un conducto, sólo una notación puede ser usada. Por ejemplo, C_{ai} , referente a la constante C_a (ec. 11.48) para el conducto i , C_p y C_n pueden tener valores distintos en diferentes secciones de un conducto, sólo una notación será usada para indicar el número de conducto. Esta presentación simplificada no es ambigua, siempre que cada conducto pueda tener una sección al final de cada frontera. Como discusión previa, la notación P indicará las variables desconocidas al final de cada tiempo.

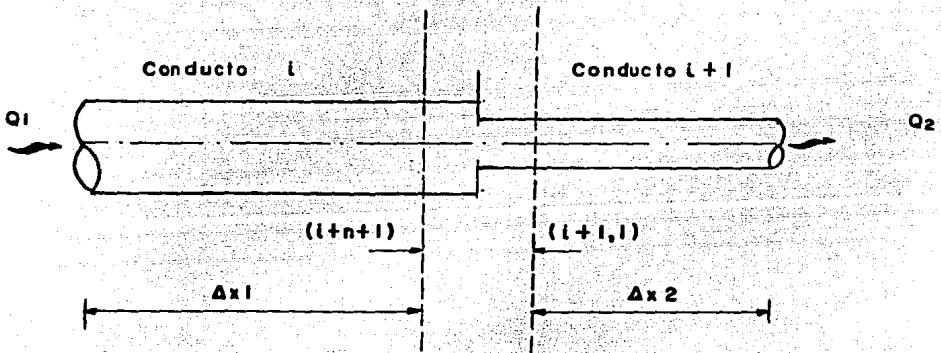


Fig. III.3.2.3.a

Diagrama esquemático de una unión en serie

Si la diferencia en la carga de velocidad en las secciones $(i,n+1)$ y $(i+1,1)$ y las pérdidas de carga en la unión son despreciables, entonces:

$$H_{p1,n+1} = H_{p1+1,1}$$

Ec. III.9

Las ecuaciones características positiva y negativa para las secciones $(i,n+1)$ y $(i+1,1)$ son:

$$Q_{p1,n+1} = C_{p1} - C_{a1} H_{p1,n+1}$$

Ec. III.10

$$Q_{p1+1,1} = C_{n1+1} + C_{a1+1} H_{o1+1,1}$$

Ec. III.11

La ecuación de continuidad en la unión es:

$$Q_{pi,n+1} = Q_{pi+1,1}$$

Ec. III.12,

Entonces:

$$C_{pi} - C_{ai}H_{pi,n+1} = C_{ni+1} + C_{ai+1}H_{pi+1,1}$$

Si consideramos III.9

$$C_{pi} - C_{ai}H_{pi,n+1} = C_{ni+1} + C_{ai+1}H_{pi,n+1}$$

Despejando $H_{pi,n+1}$

$$- C_{ai}H_{pi,n+1} - C_{ai+1}(H_{pi,n+1}) = C_{ni+1} - C_{pi}$$

$$(- C_{ai} - C_{ai+1}) H_{pi,n+1} = C_{ni+1} - C_{pi}$$

$$H_{pi,n+1} = \frac{C_{ni+1} - C_{pi}}{- C_{ai} - C_{ai+1}}$$

$$H_{pi,n+1} = \frac{C_{pi} - C_{ni+1}}{C_{ai} + C_{ai+1}}$$

Ec. III.13

Ahora $H_{pi+1,1}$, $Q_{pi,n+1}$ y $Q_{pi+1,1}$ pueden ser determinados de III.9 y III.11

Casi siempre, si la diferencia en la carga de velocidad en las secciones (i,n+1) y (i+1,1) o las pérdidas de carga en las uniones no son despreciables, entonces la ecuación III.9 no es válida. En cada caso, la siguiente ecuación para la carga total, puede ser usada en lugar de III.9

$$H_{pi,n+1} + \frac{Q_p^2 i, n+1}{A_i^2} \frac{1}{2g} = H_{pi+1,1} + (1+K) \frac{Q^2 p_{i+1,1}}{(A_{i+1})^2} \frac{1}{2g}$$

Ec. III.14

en la que K = coeficiente de pérdidas de carga, hL, en la unión.

$$hL = K \frac{Q^2 p_{i+1,1}}{(A_{i+1})^2} \frac{1}{2g}$$

Resolviendo simultáneamente III.10, III.11, a través de III.12 y III.14. Si de III.12 sabemos que, $Q_{pi,n+1} = Q_{pi+1,1}$, III.18 queda de la siguiente forma:

$$H_{pi,n+1} + \frac{Q^2 p_{i,n+1}}{A_i^2} \frac{1}{2g} = H_{pi+1,1} + (1+K) \frac{Q^2 p_{i,n+1}}{(A_{i+1})^2} \frac{1}{2g} \quad (a)$$

Sustituyendo III.10 y III.11 en (a)

$$H_{pi,n+1} = \frac{C_{pi} - Q_{pi,n+1}}{C_{ai}} \quad \text{Ec. III.10}$$

$$H_{pi+1,1} = \frac{-C_{ni+1} + Q_{pi,n+1}}{C_{ai+1}} \quad \text{Ec. III.11}$$

Ya que $Q_{pi,n+1} = Q_{pi+1,1}$

Así:

$$\frac{C_{pi} - Q_{pi,n+1}}{C_{ai}} + \frac{Q_{pi,n+1}^2}{A_i^2} \frac{1}{2g} = \frac{-C_{ni+1} + Q_{pi,n+1}}{C_{ai+1}} + (1+K) \frac{Q_{pi,n+1}^2}{(A_i+1)^2} \frac{1}{2g}$$

Agrupando términos y desarrollando,

$$\frac{Q_{pi,n+1}^2}{A_i^2} \frac{1}{2g} - (1+K) \frac{Q_{pi,n+1}^2}{(A_i+1)^2} \frac{1}{2g} - \frac{Q_{pi,n+1}}{C_{ai}} - \frac{Q_{pi,n+1}}{C_{ai+1}} + \frac{C_{pi}}{C_{ai}} - \frac{C_{ni+1}}{C_{ai+1}} = 0$$

$$Q_{pi,n+1} \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{A_i^2} - \frac{1+K}{(A_i+1)^2} \right) - Q_{pi,n+1} \left(\frac{1}{C_{ai}} + \frac{1}{C_{ai+1}} \right) + \left(\frac{C_{pi}}{C_{ai}} - \frac{C_{ni+1}}{C_{ai+1}} \right) = 0$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_c$
 $\underbrace{\hspace{10em}}_b$
 $\underbrace{\hspace{10em}}_d$

$$Q_{pi,n+1} = \frac{b + \sqrt{b^2 - 4cd}}{2c}$$

Ec. III.15

En donde

$$b = \frac{1}{C_{ai}} - \frac{1}{C_{ai+1}}$$

$$c = \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{A_i^2} - \frac{1+K}{(A_{i+1})^2} \right)$$

$$d = \frac{C_{pi}}{C_{ai}} + \frac{C_{ni+1}}{C_{ai+1}}$$

Ahora, $Q_{pi+1,1}$, $H_{pi,n+1}$ y $H_{pi+1,1}$ pueden ser determinados de las ecuaciones III.10, III.11 y III.12.

3.2.4 Unión en bifurcación.

Para una unión en bifurcación como la presentada en la fig. 3.2.4, se puede escribir como:

- Ecuación de continuidad

$$Q_{pi,n+1} = Q_{pi+1,1} + Q_{pi+2,1}$$

Ec. III.17

Ecuaciones características

$$Q_{pi,n+1} = C_{pi} - C_{ai} H_{pi,n+1} \quad \text{Ec. III.18}$$

$$Q_{pi+1,1} = C_{ni+1} + C_{ai+1} H_{pi+1,1} \quad \text{Ec. III.19}$$

$$Q_{pi+2,1} = C_{ni+2} + C_{ai+2} H_{pi+2,1} \quad \text{Ec. III.20}$$

Ecuación para carga total.

$$H_{pi,n+1} = H_{pi+1,1} = H_{pi+2,1} \quad \text{Ec. III.21 y III.22}$$

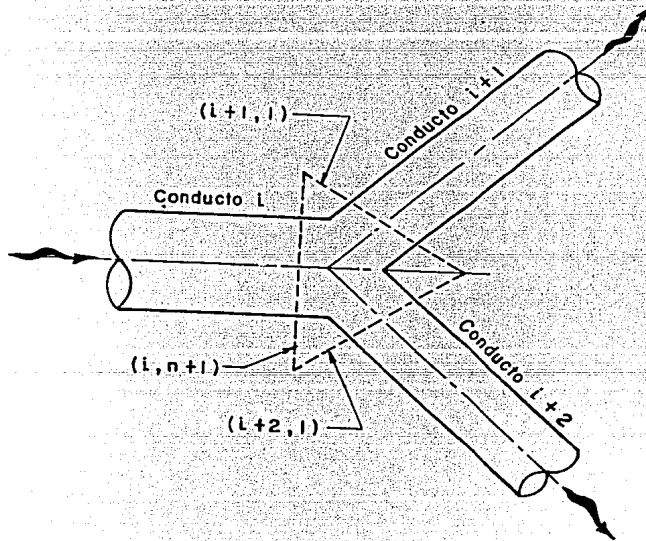


Fig. 3.2.4.

En las ecuaciones III.21 y III.22 las pérdidas de carga son despreciadas y se asume que todas las cargas de velocidad en todos los conductos son iguales.

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones III.17 a III.22, sustituyendo III.18, III.19 y III.20 en III.17

$$C_{pi} - C_{ai} H_{pi, n+1} = C_{ni+1} + C_{ai+1} (H_{pi+1, 1}) + C_{ni+2} + C_{ai+2} (H_{pi+2, 1})$$

Si consideramos III.21 y III.22 la ecuación anterior queda de la siguiente forma.

$$C_{pi} - C_{ai} H_{pi, n+1} = C_{ni+1} + C_{ai+1} (H_{pi, n+1}) + C_{ni+2} + C_{ai+2} (H_{pi, n+1})$$

Reagrupando términos y despejando $H_{pi, n+1}$

$$-C_{ni+1} - C_{ni+2} + C_{pi} = H_{pi, n+1} (C_{ai+1} + C_{ai+2} + C_{ai})$$

$$H_{pi, n+1} = \frac{C_{pi} - C_{ni+1} - C_{ni+2}}{C_{ai} + C_{ai+1} + C_{ai+2}} \quad \text{Ec. III.23}$$

Ahora $H_{pi+1, 1}$ y $H_{pi+2, 1}$ pueden ser determinados de III.21 y III.22 y $Q_{pi, n+1}$, $Q_{pi+1, 1}$ y $Q_{pi+2, 1}$ de las ecuaciones III.18, III.19, III.20

3.2.5 Tanque aguas arriba (al inicio) con carga constante considerando las pérdidas por entrada despreciables.

$$H_p = H_{res}$$

En la que H_{res} = altura de la superficie del tanque, respecto al plano de referencia. La ecuación II.52 queda entonces:

$$Q_p = C_n + C_a H_{res}$$

Ec. 111.24

Sin embargo, si la carga de velocidades o las pérdidas por entrada no son pequeñas, se deberá considerar un análisis como el siguiente:

Las pérdidas por entrada estarán dadas por la ecuación:

$$h_e = k \frac{Q_p^2}{A^2} \frac{1}{2g}$$

Ec. 111.25

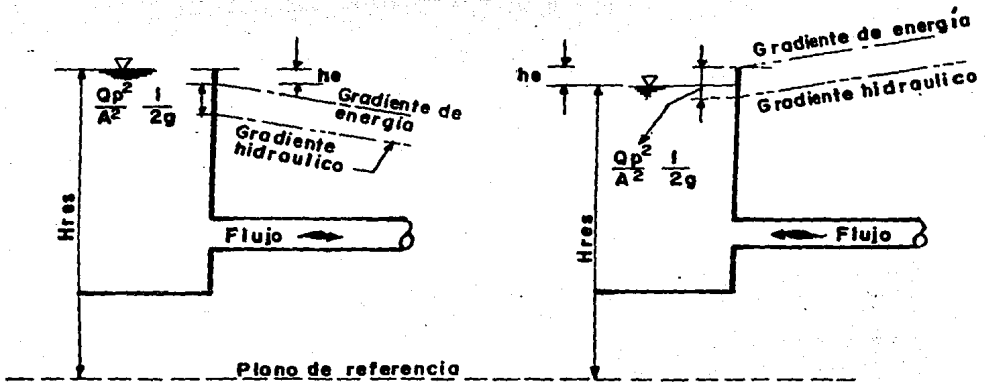


Fig. 111.3.2.5

En la que K es el coeficiente de pérdidas por entrada, refiriendo a la fig. III.3.2.5

$$H_p = H_{res} - \frac{Q_p^2}{A^2} \frac{1}{2g} - \frac{K Q_p^2}{A^2} \frac{1}{2g}$$

$$H_p = H_{res} - (1+K) \frac{Q_p^2}{A^2} \frac{1}{2g} \quad \text{Ec. III.26}$$

Resolviendo II.52 con III.26, se tendrá:

$$Q_p = C_n + C_a H_p \quad \text{Ec. II.52}$$

$$Q_p = C_n + C_a \left(H_{res} - (1+K) \frac{Q_p^2}{A^2} \frac{1}{2g} \right)$$

$$Q_p^2 \frac{Ca(1+K)}{2g A^2} + Q_p - (C_a H_{res} + C_n) = 0$$

Esta última ecuación tiene la forma de una ecuación de segundo grado.

$$Ax^2 + Bx + C = 0$$

Cuya solución es:

$$x = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4Ac}}{2A} \quad \text{y con } K1 = \frac{Ca(1+K)}{2g A^2} \quad \text{Ec. III.28}$$

Entonces

$$Q_p = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4K_1(C_n + C_a H_{res})}}{2K_1} \quad \text{Ec. III.27}$$

Ahora H_p puede ser determinada con III.26. Para el flujo contrario, a K se le asigna un valor negativo en III.26 y III.28

3.2.6 Tanque aguas abajo (al final) con carga constante

Si las pérdidas de entrada en el tanque son

$$h_e = K \frac{Q_p^2}{A^2} \frac{1}{2g} \quad \text{Ec. III.29}$$

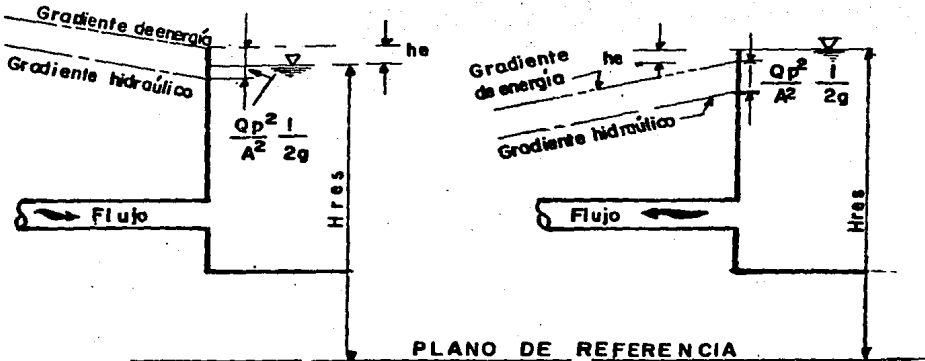


Fig. III.3.2.6

Entonces refiriendo a la fig. III.3.2.6.

$$H_p = H_{res} + K \frac{Q_p^2}{A^2} - \frac{Q_p^2}{2g A^2}$$

$$H_p = H_{res} - (1-K) \frac{Q_p^2}{2g A^2} \quad \text{Ec. III.30}$$

En la ecuación III.29, a K se le asigna un valor negativo para un flujo contrario. Resolviendo simultáneamente III.30 y II.50

$$Q_p = C_p - C_a H_p \quad \text{Ec. II.50}$$

Sustituyendo III.30 en II.50

$$Q_p = C_p - C_a \left(H_{res} - (1-K) \frac{Q_p^2}{2g A^2} \right)$$

$$Q_p^2 \frac{C_a(1-K)}{2g A^2} = Q_p + (C_p - C_a H_{res})$$

K2

K3

$$Q_p^2 K2 - Q_p + K3 = 0 \quad \text{Ec. III.31}$$

En donde

$$K2 = \frac{C_a(1-K)}{2g A^2}$$

$$K3 = C_p - CaH_{res} \quad \text{Ec. III.32}$$

Resolviendo la ecuación III.31

$$Q_p = \frac{1 + \sqrt{1 - 4K2K3}}{2K2} \quad \text{Ec. III.33}$$

Ahora, H_p puede ser determinada de la ecuación II.50. Si las pérdidas por entrada y la carga de velocidad son despreciables, entonces:

$$H_p = H_{res} \quad \text{Ec. III.34}$$

y de la ecuación II.50 se tendrá que:

$$Q_p = C_p - CaH_{res} \quad \text{Ec. III.35}$$

3.2.7 Una tapa ciega al final del tramo (aguas abajo)

Con tapa ciega al final ($Q_p = 0$). Así, de la ecuación de característica positiva II.50

$$0 = C_p - CaH_p$$

$$H_p = C_p / Ca \quad \text{Ec. III.36}$$

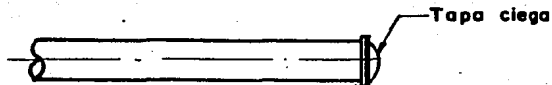


Fig. 3.2.7

3.2.8 Bomba centrífuga aguas arriba

La curva gasto-carga para una bomba centrífuga funcionando a velocidad constante es como la presentada en la fig. III.3.2.8.

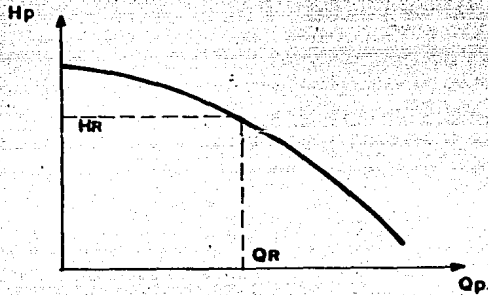


Fig. III.3.2.8

Esta curva puede ser aproximada por la ecuación

$$H_p = C_7 - C_8 Q_p^2 \quad \text{Ec. III.37}$$

Resolviendo simultáneamente con II.52

$$Q_p = \frac{C_n + C_a H_p}{C_b} \quad \text{II.52}$$

$$H_p = \frac{C_n - C_b Q_p}{C_a}$$

Sustituyendo en III.37

$$\frac{Q_p - C_n}{C_a} = C_7 - C_8 Q_p^2$$

$$Q_p^2 C_8 + Q_p \frac{1}{C_a} - \frac{C_n}{C_a} - C_7 = 0$$

Multiplicando por C_a

$$Q_p^2 C_8 C_a + Q_p - C_n - C_7 C_a = 0$$

$$Q_p = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4C_8 C_a (C_n + C_7 C_a)}}{2C_8 C_a} \quad \text{Ec. III.38}$$

Ahora H_p puede ser determinada de la ecuación III.37. Los valores de C_7 y C_8 son constantes que dependen de las características de las bombas. La obtención y desarrollo de estas constantes están fuera de los alcances de esta tesis, para su análisis puede verse en la referencia 2.

3.2.9 Turbina Francis aguas abajo (al final)

La curva gasto-carga para una turbina Francis caminando a velocidad constante (conectada a un sistema largo) y una apertura constante puede ser aproximadamente como:

$$H_p = C_9 + C_{10} Q_p^2 \quad \text{Ec. III.39}$$

Resolviendo simultáneamente con la ecuación característica positiva II.50

$$Q_p = C_p - C_a H_p$$

Ec. II.50

$$H_p = \frac{C_p - Q_p}{C_a}$$

Sustituyendo en III.39

$$\frac{C_p - Q_p}{C_a} = C_9 + C_{10} Q_p^2$$

$$Q_p^2 C_{10} + \frac{Q_p}{C_a} + C_9 - \frac{C_p}{C_a} = 0$$

Multiplicando por C_a

$$Q_p^2 C_{10} C_a + Q_p + C_9 C_a - C_p = 0$$

$$Q_p = \frac{-1 + \sqrt{1 - 4C_{10}C_a(C_p - C_a C_9)}}{2C_{10}C_a}$$

Ec. III.40

Ahora H_p puede ser determinado de la ecuación III.39.

C_9 y C_{10} son constantes que dependen de las características de las turbinas Francis.

El desarrollo de estas constantes está fuera de los alcances de esta tesis, para su obtención y análisis puede estudiarse en el capítulo 8 de la referencia 2.

2.3 Comentarios sobre el golpe de ariete.

El estudio del golpe de ariete normalmente involucra el estudio de problemas de las líneas que tienen una o más de estas condiciones de frontera. Tradicionalmente, este estudio ha sido más de análisis que de diseño.

Casi siempre se hace primero el diseño de una línea de conducción y después se analiza el sistema para ver si es satisfactorio desde el punto de vista del transitorio. Si no es así, se hacen modificaciones al diseño y se analiza nuevamente, haciendo si es necesario algunos cambios, como incrementar el espesor de las paredes de los tubos o instalar dispositivos para contrarrestar los efectos de los fenómenos transitorios.

Generalmente el control rutinario del flujo se efectúa al ajustar la posición de una o más válvulas. Las válvulas, al introducir pérdidas en un sistema (exceptuando un chiflón al final de la línea) controlan la proporción del flujo, cada ajuste de la válvula también establece el impulso de ondas de presión que atraviesan el sistema a la velocidad de onda de una tubería en particular. Al efectuar los ajustes de la válvula muy suavemente, se puede mantener bajo control los cambios de presión del transitorio. Pero los cambios suaves pueden golpear (modificar) el proceso bajo control, por lo que es conveniente saber cómo hacer ajustes rápidos de la válvula para mantener los transitorios dentro de los límites tolerables.

Hasta ahora he presentado la teoría necesaria para poder analizar una línea de conducción en la cual pueden involucrarse las fronteras antes mencionadas, utilizando para ello las características de la válvula con las que se simula un cierre o una apertura de acuerdo a la relación apertura con respecto al tiempo ($\tau - T$) de dicha válvula.

Algunos fabricantes otorgan gráficas de eficiencia vs. tiempo, dependiendo del tipo de válvula de que se trate. Algunas de estas gráficas se muestran en el anexo. Para poder hacer uso de ellas deberá programarse el valor de k con respecto al tiempo que se está analizando por medio de un proceso iterativo de acuerdo a la función que represente la curva ($k - T$). Las pérdidas estarán en función de las pérdidas de la tubería a través del tiempo. Deberá tenerse cuidado si las curvas son logarítmicas, ya que de serlo así, tendrán que llevarse a cabo las respectivas transformaciones.

El "juego" por llamarlo así, consiste en buscar el tiempo necesario que es indispensable para poder cerrar una válvula, de manera tal de que no sobrepase una carga máxima o mínima establecida.

En el siguiente capítulo se muestra un programa en el cual puede efectuarse lo anterior. En dicho programa se hace uso de una subrutina en la cual se interpola los valores de $\tau - t$, de acuerdo a la ley de cierre manejada.

En el cuarto capítulo se explicará con más detalles el manejo del programa.

En lo que sigue se presenta la forma con la cual se pueden diseñar los fenómenos transitorios, ya que con lo que se desarrolló anteriormente sólo se permite efectuar un análisis de una

tubería teniendo de antemano las curvas (coeficiente de pérdida-tiempo y tau-tiempo) para una válvula.

El objetivo del siguiente estudio es precisamente encontrar la curva T -tiempo o la curva carga-tiempo en la válvula al final de la línea de una tubería larga a partir de un depósito, para que el flujo pueda ajustarse de un valor constante a otro - constante sin exceder un límite de presión especificado. Para ello se ha desarrollado un método denominado "VALVE STROKING", traducido (literalmente) como "Golpe de Válvula".

3.4 METODO DEL "GOLPE DE VALVULA"

"El Golpe de Válvula" es el nombre que se da a procedimientos de diseño para especificar condiciones de frontera en flujos transitorios. Es decir, por medio de este método se puede, especificando la duración o el máximo o mínimo de los límites de presión del transitorio, calcular la curva tau-tiempo. Posteriormente se puede analizar el transitorio resultante con el método de las características para verificar que los resultados sean congruentes.

Básicamente, se presta atención a un tubo del sistema, estructurando cuidadosamente su cambio transitorio. Luego se hace el resto del sistema para acomodar este transitorio seleccionado y se calculan los valores de frontera en los extremos del sistema.

Knapp en 1937, Bergeron en 1949 y Kerr en 1951, hicieron estudios de diseño de cierre de válvula para controlar transitorios.

Russ y Streeter empezaron a desarrollar procedimientos similares en los últimos años de los 50. No fue sino hasta 1963 que se

desarrolló el procedimiento completo para el "golpe de válvula" sin fricción para eliminar los transitorios finales después que cesaba el movimiento de la válvula.

En 1967 Streeter y Wylie estudiaron los casos en donde tomaban en consideración, apropiadamente, la fricción.

En 1970, Propson hizo una exposición completa del desarrollo de los métodos y muestra pruebas de los procedimientos. Ha clasificado los casos como "golpes de válvula" "activos" y "pasivos". Además desarrolló el manejo en un tiempo específico y un cierre más rápido, abajo de 2L/a segundos, donde métodos anteriores requerían un mínimo de 4L/a segundos. Otros estudios recientes son los de Driels, Kinno, Stoner, Ruus, Jones y Wood, Wylie y Zaruba.

3.4.1 Principios del método de "Golpe de Válvula".

- Se considera flujo uniforme a lo largo de la tubería durante el ciclo completo que dura el viaje de la onda en una tubería ($\Delta t = l$), con una carga piezométrica considerable (positiva si el flujo aumenta y negativa si disminuye).

En la fase central, cuya duración de la onda puede ser igual o menor a un segundo, llegando inclusive a cero, el flujo se acelera o desacelera al tiempo que se uniformiza a lo largo de la tubería.

- Al terminar la transición, en el tiempo de duración del ciclo completo del viaje de la onda, la línea piezométrica llega a su posición estable y el flujo también se estabiliza.

3.4.2 "Golpe de Válvula" despreciando la fricción en una tubería simple.

A continuación se presenta un caso de una tubería simple en donde se desprecia la fricción, ya que esto hace ver la simplicidad de los conceptos y puede visualizarse en las gráficas. Luego se considerarán los efectos de la fricción.

En esta sección se utilizarán las siguientes variables adimensionales:

$$B' = \frac{aQ_0 t}{gH_0 A}, \quad h_m = \frac{H_{max}}{H_0}, \quad v = \frac{Q}{Q_0}, \quad h = \frac{H}{H_0}, \quad t' = \frac{T}{2L/a}$$

Los conceptos de "golpe de válvula" sin fricción se puede ver al aplicar el método gráfico para reducción del flujo en una tubería con depósito en el extremo inicial y válvula en el extremo final (ver referencia 8).

En la fig. 3.5.2.a se considera un flujo Q_0 en todo el tubo, con una línea estática FG, se considera despreciable tanto la carga de velocidades como la fricción del tubo.

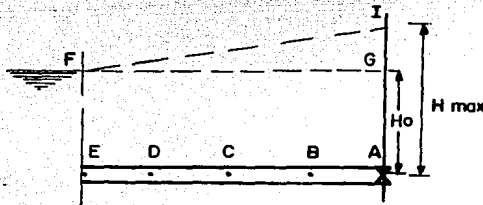


Fig. 3.5.2.a.

Cierre de una válvula despreciando la fricción en la tubería

El problema consiste en reducir el flujo Q_01 a otro flujo constante Q_02 (pudiendo ser cero inclusive) sin exceder una carga máxima predeterminada y sin permitir una caída de carga por abajo de su valor final constante.

El procedimiento se lleva a cabo en tres fases:

Primera. La carga en la válvula se incrementa linealmente a la carga máxima en $2L/a$ segundos. De la construcción gráfica en la fig. 3.5.2.b se puede ver que esto hace el flujo uniforme y la línea piezométrica llega a $t = 2L/a$. A1, B1, C1, D1 y E1 están en línea vertical, que muestran la velocidad uniforme, igualmente espaciadas, así como un gradiente en línea recta, dichos puntos representan a F1 de la fig. 3.5.2.a.

Segunda. En esta etapa el gradiente hidráulico se mantiene constante al mover la válvula, y el flujo llega a ser uniforme mientras se desacelera (ejemplo A1 1/2 y el 1/2 en la misma línea vertical). Esta etapa continúa hasta:

$$v = v_2 = \frac{Q_02}{Q_01} \frac{h_m - 1}{B'} \quad \text{Ec. III.41}$$

como se muestra en la fig. 3.5.2.b. La velocidad adimensional se reduce al rango de $2 \Delta v$ por unidad de tiempo adimensional, donde:

$$\Delta v = (h_m - 1)/B' \quad \text{y} \quad \Delta v / \Delta t' = 2(h_m - 1)/B'$$

Tercera. Al alterar el movimiento de la válvula la carga se reduce linealmente al mismo nivel del depósito a $2L/a$ segundos. En la construcción gráfica el flujo final es Q_02 , en todo el tubo, y el gradiente hidráulico es horizontal. Los puntos A1, B1, C1, D1 y E1 coinciden en $h=1$, $v=v_02$.

Expresiones analíticas para t_{ao} . La velocidad adimensional v_A en la válvula, la carga adimensional y $\tau = v_A / \sqrt{h_A}$ se pueden obtener del método gráfico.

$$h_A = 1 + (h_m - 1) \frac{aT}{2L} \quad \text{Ec. III.42}$$

$$v_A = 1 - \frac{(h_m - 1)}{B'} \frac{aT}{2L} \quad 0 \leq T \leq \frac{2L}{a} \quad \text{Ec. III.43}$$

$$\tau = \frac{1 - aT(hm - 1)/(2LB')}{1 + aT(hm - 1)/(2L)} \quad \text{Ec. III.44}$$

En la etapa II, de la fig. 3.5.2.b

$$hA = hm \quad \text{Ec. III.45}$$

$$vA' = 1 + \frac{hm - 1}{B'} \left(1 - \frac{aT}{L}\right) \quad \text{Ec. III.46}$$

El tiempo T2 para terminar la etapa II es:

$$T2 = \frac{2L}{a} + \frac{2L}{a} \left(\frac{1 - v02 - 2\Delta v}{\Delta v / \Delta t'} \right)$$

$$= \frac{B'L(1 - v02)}{a(hm - 1)} \quad \text{Ec. III.47}$$

Para que:

$$\tau = \frac{1 + (hm - 1)(1 - aT/L)/B'}{\sqrt{hm}} \quad \text{Ec. III.48}$$

$$\text{Para } \frac{2L}{a} \leq T \leq T2$$

Para la etapa III el tiempo total del transitorio es $T_c = T_2 + 2L/a$

$$h_A = h_m - (h_m - 1)(T - T_2)a/(2L) \quad \text{Ec. III.49}$$

$$v_A = v_{O2} + \frac{h_m - 1}{B'} (T_c - T)a/(2L) \quad \text{Ec. III.50}$$

y

$$T = \frac{v_{O2} + (h_m - 1)(T_c - T)a/(2LB')}{\sqrt{h_m - (h_m - 1)(T - T_2)a/(2L)}} \quad \text{Ec. III.51}$$

Para $T_2 \leq T \leq T_c$

Es aconsejable programar estos cierres por las características regulares del procedimiento de análisis, y examinar en detalle el curso del transitorio.

El flujo puede incrementarse de un estado constante (puede ser inclusive cero) a otro flujo constante más alto al permitir una caída de carga linealmente a $h_{min} 2L/a$ segundos para la primera fase. Las otras fases se manejan de forma análoga para reducción de flujo. La velocidad del transitorio y su duración dependen del valor seleccionado de h_m o h_{min} . El tiempo mínimo de manejo de la válvula es $4L/a$. Para encontrar h_m para el tiempo mínimo de $T_2 = 2L/a$ con la ecuación III.49 ó.

$$h_m = 1 + B'/2(1 - v_{O2}) \quad \text{Ec. III.52}$$

para reducir el flujo de Q01 a Q02. Para el tiempo mínimo de apertura de la válvula con el flujo de Q01 a uno más grande Q02.

$$h_{min} = 1 + B/2(Q01/Q02 - 1)$$

3.4.3 "Golpe de válvula" considerando la fricción en una tubería simple.

Se dispone de dos métodos para el "golpe de válvula con fricción." El "golpe de válvula" con un tiempo especificado, y "golpe de válvula" con carga máxima o mínima especificada. Ambos métodos utilizan la computadora, y el procedimiento de solución se visualiza mejor por medio de un esquema de variable independiente: el diagrama xt. Una vez que se entiendan los procedimientos para tubería simple es fácil aplicarlos a sistemas complejos.

3.4.3.a "Golpe de válvula" con un tiempo especificado.

Este método, desarrollado por Propson, se explica para el caso de tubería simple con nivel constante del depósito aguas arriba y válvula aguas abajo (fig. 3.4.3.a). El flujo se alterará de su flujo constante inicial Q0 a algún otro flujo constante final Qf, que puede ser mayor o menor que Q0, en el tiempo preseleccionado Tmax. En este procedimiento Tmax debe ser mayor que 2L/a, fig.

3.4.3.b. La base para esta solución es el hecho de que si se conocen H y Q para todo el tiempo en un extremo del tubo, entonces H y Q se determinan para todo el tiempo en el otro extremo del tubo. Considérese el extremo inicial de la tubería y la línea de tiempo l=l consistente en una sección de estado fijo inicial, con Q y H conocidos y constantes, y un tramo superior con estado constante final con Q y H conocidos y constantes. La parte central describe el transitorio. Si H ó Q son incógnitas en este tramo, se le prescriben valores. Ahora, al cono-

cer Q y H para todo el tiempo, se probará que las áreas triangulares superiores e inferiores representan zonas de flujo constante cuando el transitorio se prescribe entre $J=1$ y $J=7$ de la fig. 3.4.3.b.

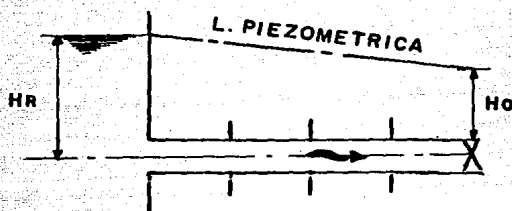


Fig. 3.4.3.a

Tubería simple subdividida en 4 tramos para analizar el "golpe de válvula" con un tiempo especificado

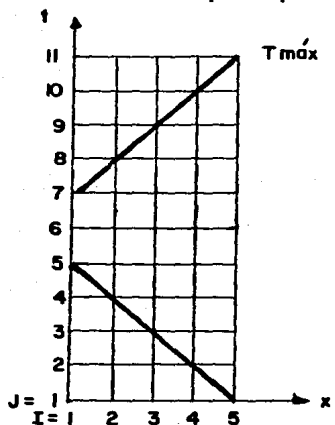


Fig. 3.4.3.b

Diagrama xt "golpe de válvula" en 2.5 L/a segundos

Con referencia a los puntos 1, 2, y 3 de la parte triangular superior de la fig. 3.4.3.c, los puntos 1 y 3 son constantes, por ejemplo $H_1 = H_3$, $Q_1 = Q_3$.

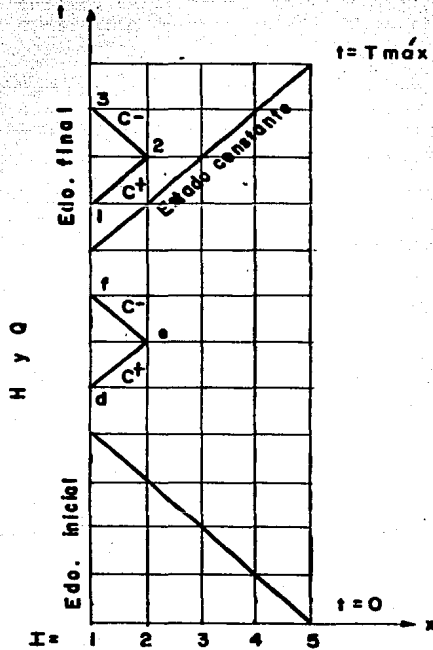


Fig. 3.4.3.c

Diagrama xt para condiciones conocidas en el extremo inicial de la tubería

Las ecuaciones 11.46 y 11.47

$$(Q_p - Q_a) + gA/a (H_p - H_a) + f \Delta t / 2DA (Q_a | Q_a |) = 0 \quad \text{Ec. 11.46}$$

$$(Q_p - Q_b) - gA/a (H_p - H_b) + f \Delta t / 2DA (Q_b | Q_b |) = 0 \quad \text{Ec. 11.47}$$

Se puede reescribir para fines de este estudio como:

$$C + : H_2 = H_1 - B(Q_2 - Q_1) - RQ_1|Q_1| \quad \text{Ec. III.54}$$

$$C - : H_1 = H_2 - B(Q_1 - Q_2) - RQ_2|Q_2| \quad \text{Ec. III.55}$$

Donde: $B = a/gA$ y $R = f \Delta t / (2gDA^2)$

• Nota: Para ver detalladamente el proceso de transformación de las ecuaciones 11.46 y 11.47 a III.54 y III.55 ver referencia 8 capítulo 6.

Estas ecuaciones se satisfacen con $Q_2=Q_1$ y $DH=H_2 - H_1 = -RQ_1|Q_1|$ que muestran la caída de carga para el flujo constante Q_1 . Al mover el triángulo C+, C- a otra localidad similar dentro de la zona superior, el flujo y la caída de carga satisfacen el estado constante. Los mismos argumentos se aplican a tramos inferiores de estado inicial y la zona triangular inferior también prueba ser constante.

Ahora, cuando Q y H se conocen o especifican para el tramo central de la línea l=1, con Q y H conocidos en d y f, Se pueden encontrar Q y H en E:

$$C + : H_e = H_d - B(Q_e - Q_d) - RQ_d|Q_d| \quad \text{Ec. III.56}$$

$$C - : H_f = H_e + B(Q_f - Q_e) + RQ_e|Q_e| \quad \text{Ec. III.57}$$

En los casos usuales donde todos los flujos son positivos, los signos de valores absolutos se pueden quitar y las ecuaciones se resuelven para Q_e :

$$Q_e = B/R \left[1 - \left(1 + (RQ_d/B)^2 - R/B(Q_d + Q_f + (H_d - H_f)/B) \right) 0.5 \right]$$

Ec. III.58

Ahora se puede encontrar H_e de la ecuación (III.56). Si el flujo cambia de signo durante el transitorio, las ecuaciones III.56 y III.57 deberán solucionarse con el procedimiento de Newton-Raphson.

Todos los otros puntos en $l=2$ se pueden solucionar para Q y H , luego aquellos de $l=3$, etc., hasta que Q y H se encuentren para todos los puntos en el extremo final del tubo. Para que ocurra este transitorio prescrito, el valor deberá tomar los valores de tao dados por:

$$\tau(J) = Q(5,J) / [Q_0(H(5,J)/H(5,1)) 0.5] \quad \text{Ec. III.59}$$

Para $1 \leq J \leq T_{\max} / \Delta t + 1$

El número de subtramos utilizados es arbitrario y puede ser 1 si se desea. La información del gradiente hidráulico debe ser a través de la línea central de la válvula para la ecuación III.59 y tomar esta forma simple. La condición de frontera del extremo inicial es $H(1,J) = H_r$ para todo J . Una relación conveniente de Q entre $T=L/a$ y $T=T_{\max} - L/a$ es un cambio lineal en Q entre Q_0 y Q_f . El procedimiento puede ser adaptado fácilmente al caso donde Q y H se conocen en el extremo final y se calculan Q y H en el extremo inicial.

Cuando se aplica una condición conocida en cada extremo del tubo la solución es nuestro procedimiento de análisis regular, pero al especificar Q y H en un extremo, es el "golpe de válvula" y requiere siempre una solución de "respaldo" o la programación de Q y H en tiempo anterior.

En el segundo programa del capítulo IV se muestra el programa y los resultados del "golpe de válvula" con un tiempo especificado.

3.4.3.b "Golpe de válvula" con una carga H_{\max} (o H_{\min}) especificada.

Este procedimiento sigue el método gráfico sin fricción en el que en la fase uno se desarrolla el flujo uniforme con un gradiente hidráulico en $2L/a$ segundos con H_{\max} en la válvula, luego mantiene la H_{\max} en la válvula durante la fase II.

En $2L/a$ segundos antes del término del transitorio, la carga comienza abajo de su valor constante final (fase III). El aumento y disminución de carga en las fases I y III no es lineal cuando se incluye la fricción, por lo que se retoma el curso en el diagrama xt para descifrar el orden de la solución. El sistema simple se muestra en la fig. 3.4.3.b.1. con reducción de flujo de $Q01$ a $Q02$.

En la primera fase, que se muestra en la fig. 3.4.3.b.2, en tiempo $J-2P+1$ (P es el número de subtramos arbitrario) el gradiente hidráulico es recto de H_r en el depósito a H_{\max} en la válvula. El flujo es uniforme en el valor desconocido de $Q1$. Se probó que el flujo es uniforme en la región del triángulo superior izquierdo para estas condiciones. Primero considere los puntos 1, 2, 3 y escribase las ecuaciones $C+$ y $C-$.

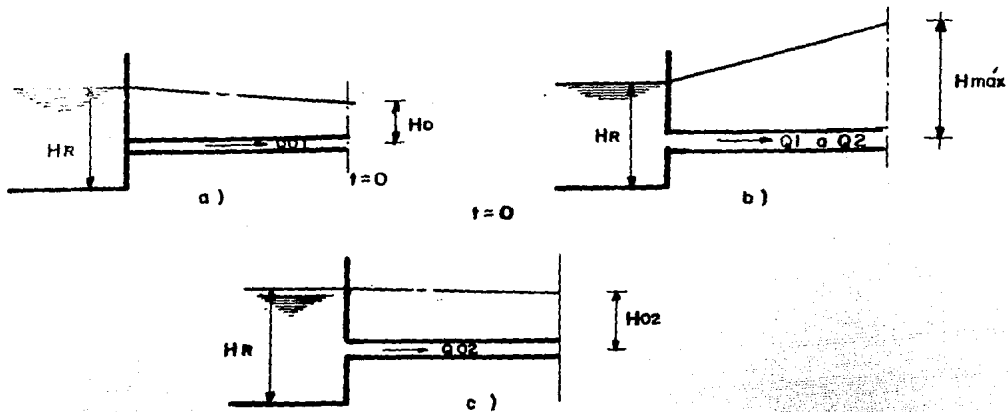


FIG. 3.4.3. b.1. Fases del "Golpe de válvula"

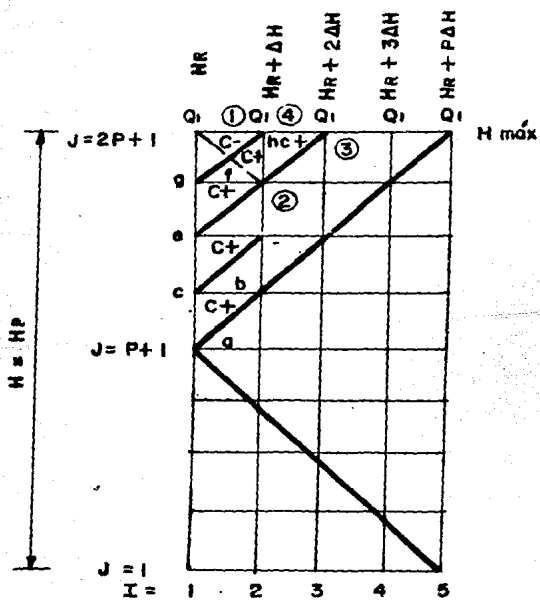


FIG. 3.4.3. b.2. Fase I

$$C + : HR + 2 \Delta H = H2 - B(Q1 - Q2) - RQ2^2 \quad \text{Ec. III.60}$$

$$C - : HR + H2 + B(Q1 - Q2) + RQ2^2 \quad \text{Ec. III.61}$$

Al sumar las ecuaciones se tiene, $H2=Hr+ H$, se muestra que la carga no cambia con el tiempo de 2 a 4. De la ecuación III.61.

$$Q2 = B/2R - ((B/2R)^2 - (\Delta H - BQ1)/R)^{0.5} \quad \text{Ec. III.62}$$

Al cambiar los puntos 1, 2, 3 un cuadro a la derecha, se obtiene el mismo $Q2$ mostrando flujo uniforme. Por lo tanto la conclusión puede ser que el gradiente hidráulico está fijado en el tiempo y el flujo es uniforme en el triángulo superior.

Para determinar el valor de $Q1$, la ecuación $C+$ se usa repetidamente, de a-b, c-d, e-f y g-h recordando que $Qc=Qb$, $Qe=Qd$, $Qg=Qf$. Para el primer paso:

$$C + : \Delta H = - B(Qb - Qa) - RQa^2$$

o

$$Qb = Qa - (\Delta H + RQa^2)/B$$

En términos de un enlace DO

$$J1=P+2$$

$$J2=2P+1$$

$$DO \ 11 \ J-J1, \ J2$$

$$11 \ Q(J) = Q(-1) - (DH + R \cdot Q(J-1) \cdot 2)/B \quad \text{Ec. III.63}$$

Si $Q(J_2)$ es igual a Q_1 el flujo será uniforme en $T=2L/a$

Al conocer los valores de Q y H en los triángulos superior e inferior, Q y H del extremo derecho se pueden encontrar con el procedimiento utilizado en la fig. 3.4.3.c, por lo tanto se puede calcular τ para la fase I.

La segunda y tercera fases del golpe de válvula se muestran en la fig. 3.4.3.c. En la segunda fase el flujo es uniforme y el gradiente hidráulico una recta hecha de H_r a H_{\max} . El flujo se reduce progresivamente por una continuación del enlace D0, ecuación III.63 hasta que $Q(J)$ es menor que Q_{02} . Entonces se dibujan las dos líneas largas diagonales, lo que termina la fase III. La línea de gradiente hidráulico se arregla abajo de la diagonal inferior y el flujo se hace uniforme. El área triangular superior izquierda representa el flujo final de estado constante y Q y H se pueden almacenar para cada una de las localidades. Los procedimientos de la fig. 3.4.3.c se pueden utilizar ahora para llevar a Q y H a la válvula al final de la línea. Si J_3 representa el tiempo en el que el flujo se ha reducido a Q_{02} , entonces el tiempo total del transitorio se da por $(J_3+P-1)Dt$.

En el tercer programa del capítulo IV se muestran el programa y los resultados del "golpe de válvula" con una carga máxima o mínima especificada.

3.4.4 Aplicación del golpe de válvula a sistemas complejos.

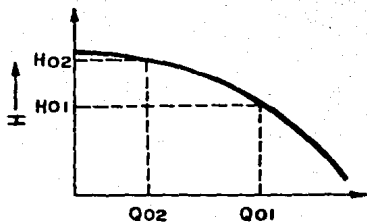
En la sección anterior se desarrollaron dos métodos del manejo de válvula para controlar transitorios en una tubería simple. Para más información, junto con pruebas, se hace referencia a la tesis de Propson. El golpe de válvula puede complementarse sin utilizar directamente válvulas, por ejemplo, una bomba de diafragma operada por una leva puede establecer el flujo constante en la tubería y luego llevarlo al resto con variaciones controladas en carga y flujo. En esta sección se examinan algunos casos para indicar los métodos a aplicar al concepto del "golpe de válvula" a otras condiciones de frontera, tales como tuberías en serie, ramificadas, y sistemas paralelos. En la siguiente sección se presentan comprobaciones experimentales así como aspectos prácticos de los métodos.

3.4.5 Otras Condiciones de frontera.

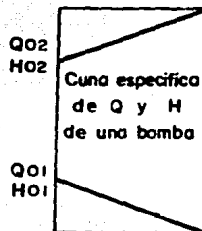
La porción transitoria de la línea $l=1$ prescrita entre las dos porciones de estado constante pueden tomar cualquier valor razonable en Q y H que sea congruente con las porciones de estado constante. Hemos visto casos en donde se considera $H=H_r$ para todo, pero H puede ser diferente para las dos porciones de estado constante. Un ejemplo sería un pequeño depósito sin entrada y un tubo adicional. Empezando en el depósito se retirará un cierto volumen, después el flujo retornará al mismo con un H_r más bajo. En este problema H y Q se relacionan por la ecuación de continuidad. Otra relación Q , H se obtienen cuando una bomba centrifuga se localiza en la línea, como en la fig. 3.4.5.a. La curva característica de la bomba fig. 3.4.5.b., debe satisfacerse por el par de valores en cualquier punto en la línea especificada. La fig. 3.4.5.c indica la solución. Otro ejemplo sería compresión de una

extremo. Su movimiento requeriría cambiar la presión de P1 a P2 con el resto de las condiciones de antes y después. En otro caso una válvula de control de flujo podría permitir la entrada de flujo constante, y una válvula en el extremo final alteraría el nivel de la línea del gradiente hidráulico en un tiempo específico.

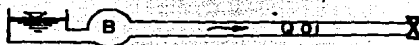
Cualquier problema respecto a especificaciones para un extremo superior de la tubería tendría aplicaciones similares al extremo inferior de una tubería.



(b)



(c)



(a)

Fig. 3.4.5

Tubería simple con bomba centrífuga aguas arriba y válvula aguas abajo

3.4.6 Sistemas de tuberías en serie.

Cuando se conectan dos o más tubos en serie, se selecciona el más adecuado de ellos, las condiciones se prescriben en un extremo, y las condiciones en el otro extremo del tubo se desarrollan con el programa de "golpe de válvula". Los valores H y Q en uno de los extremos de la tubería son justamente iguales a aquellos del extremo del tubo adicional, por lo que se pueden desarrollar las condiciones en este otro extremo. Digamos que el tubo 1 ha sido analizado con el "golpe de válvula", entonces al tubo 2, próximo a él, fig. 3.4.6 se le calcularán las relaciones de H , Q para C . Véase que la porción del transitorio cubre $2L_1/a_1$ segundos de más tiempo en B que en A , y $2L_2/a_2$ segundos más en C que en B . En otras palabras, la válvula comienza a provocar el transitorio en $L_1/a_1 + L_2/a_2$ segundos antes de que la acción ocurra en A . Similarmen- te termina en C mucho después que en A . Ese procedimiento se puede extender indefinidamente.

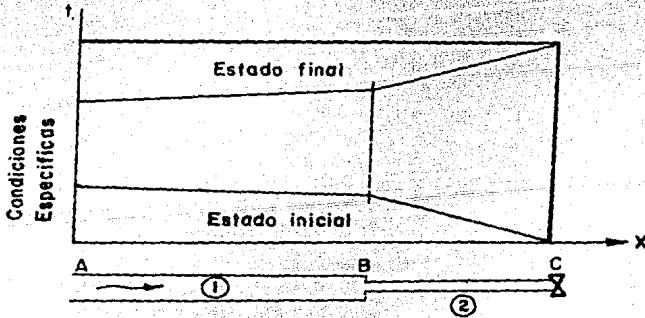


Fig. 3.4.6
Sistema de tubería en serie

3.4.7 Sistemas de tuberías ramificadas.

Se examinan dos sistemas ramificados, con el propósito de demostrar la aplicación del "golpe de válvula" En la fig.3.4.7.a el flujo se ajusta en la válvulas en C y D para que al terminar el movimiento de la válvula el sistema se haga constante. Para el caso de una reducción neta en el flujo del tubo 1, digamos $Q_{D0} = 5$, $Q_{Df} = 1$, $Q_{C0} = 2$, $Q_{Cf} = 3$, el flujo en el tubo 1 se ha analizado con el golpe de válvula de $Q_{a0} = 7$ a $Q_{af} = 4$.

Ahora, al conocer Q_{b1} y H_B para todo el tiempo, el cambio de flujo en Q_{b1} se da dentro de los tubos 2 y 3 de acuerdo a todos los cambios en C y D.

$$Q_{b2} = Q_{b20} - (Q_{b10} - Q_{b1}) / (Q_{b10} - Q_{b1f}) (Q_{b20} - Q_{b2f})$$

Para el ejemplo anterior:

$$Q_{b2} = 2 - [(7 - Q_{b1}) / (7 - 4)](2 - 3) = 2 + 1/3 (7 - Q_{b1})$$

Y para el tubo 3:

$$Q_{b3} = 5 - 4/3 (7 - Q_{b1})$$

Ahora, con el flujo especificado, así como la carga, en B, Q y H se calculan en C y D y los τ 's pueden calcularse.

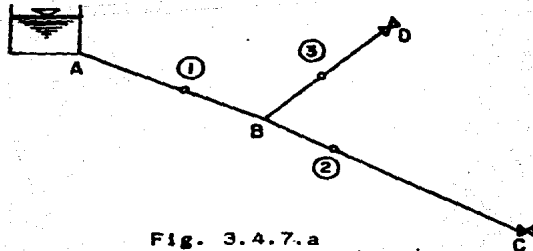


Fig. 3.4.7.a
Sistema de tuberías ramificadas

En la fig. 3.4.7.b se presenta un sistema algo más complicado. El flujo se ajusta a dos válvulas por cantidades especificadas de forma tal que se establezcan substancialmente condiciones constantes cuando termine el último movimiento de la válvula. Las condiciones constantes deben "trabajarse" para condiciones iniciales y finales. Luego se analiza con el "golpe de válvula" el tubo 1 en T_{max} o H_{max} (δH_{min}), y H_b y Q_b ya se conocen para todo el tiempo. El flujo fuera de la válvula en B será proporcional de acuerdo a la ecuación III.64 y τ_b calculada. Al conocer Q_{b2} y H_b , Q_{c2} y H_c se calcula para todo el tiempo. Ahora, con el tubo 3 se tiene la carga en cada extremo para todo el tiempo, por lo que es un procedimiento de análisis regular el encontrar el flujo en cada extremo, por ejemplo, Q_{c3} y Q_e .

Por continuidad en C, Q_{c4} se conoce para todo el tiempo, por lo tanto se pueden calcular H y Q en D, así como τ_{ao} . Cuando el procedimiento de análisis se usa para el tubo 3, no hay seguridad de que este flujo se haga inmediatamente constante al cesar el movimiento de la válvula. Este es un caso de "golpe de válvula pasivo".

Ciertos tipos de sistemas no se pueden manejar perfectamente con estos métodos. Un ejemplo es un sistema con una rama de extremo "muerto" (cerrado), ya que un transitorio se establece en este tubo por otros ajustes en el sistema. Es evidente que se pueden manejar sistemas ramificados complejos con estos métodos.

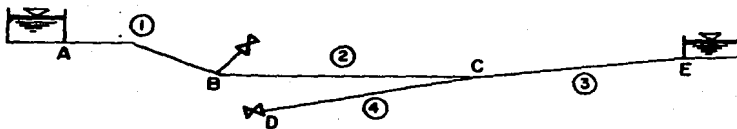


Fig. 3.4.7.b
Sistema ramificado con dos dispositivos

3.4.8 Tubería paralela.

Este es más complicado que la tubería en serie o sistemas ramificados para los principios de aplicación del "golpe de válvula." Primero, se examina el caso en que los tubos 2 y 3 de la fig. 3.4.8.a cuando tienen un número diferente de subtramos. Nuevamente, del cambio de la demanda en la válvula, en D, se obtiene el cambio en el tubo 1, y para un T_{max} , H_{max} , o H_{min} seleccionado se aplica el "golpe de válvula" para encontrar Q_{b1} y H_b para todo el tiempo. La proporción del flujo en B no puede ser arbitraria, como en el caso de las ramificaciones, y debe calcularse para satisfacer la condición en una carga común en C.

Los diagramas x_t para los tubos 2 y 3 se muestran en la fig. 3.4.8.b. En el tiempo " t_0 " tenemos condiciones iniciales de estado constante con el primer cambio a ocurrir en C en el tiempo " $t_0 + Dt$ ". Se conoce la descarga dentro de B, por lo que se conoce $Q_{b2} + Q_{b3}$, así como H_b . Se tiene suficiente información para que Q y $(h) H$ se puedan calcular de las líneas $C+$ y $C-$ en la secuencia de números. El diagrama x_t se hace al analizar la línea 9, que calcula $Q_{b3}(4)$ entonces se puede ir a 10, utilizando $Q_{b2}(4) = Q_{b1}(4) - Q_{b3}(4)$ para trabajar hacia atrás en tiempo con 10 y 11 para encontrar $Q_{c2}(2)$ y $H_c(2)$, luego $Q_{c3}(2)$ se calcula de 12. El procedimiento puede escribirse como un enlace D0 de Fortran para calcular el transitorio completo. Como el flujo $Q_{c4}(J)$ va a cero con el cierre de la válvula, se establecerá un flujo circulatorio en el enlace, por ejemplo, el retroceso del flujo en un tubo, digamos el 2, y avance del flujo en el tubo 3, dependiendo del momento inicial y las pérdidas en el sistema.

El procedimiento apenas descrito funciona en un número de subtramos diferentes para más de dos tuberías en paralelo.

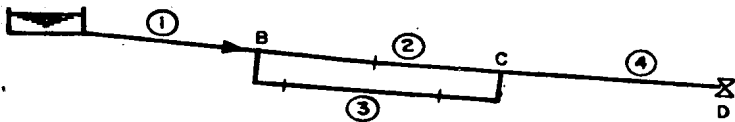


Fig. 3.4.8. a

SISTEMA PARALELO

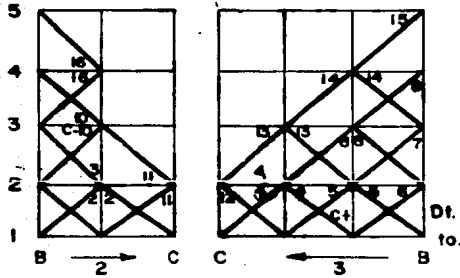


Fig. 3.4.8. b

Diagrama "xt" para un sistema paralelo

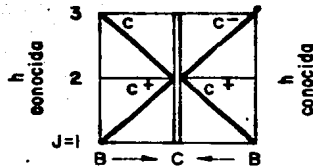


Fig. 3.4.8. c

Diagrama "xt" para un sistema paralelo representada con un sólo subtramo.

Cuando los tubos 2 y 3 tienen el mismo número de subtramos, no se conoce ninguna solución más simple (excepto que haya simetría con tubos idénticos). En la fig.3.4.8.c con sólo un subtramo para los tubos 2 y 3, toma las 4 ecuaciones C+ y C- además de la ecuación de continuidad $Qb1(3) = Qb2(3) + Qb3(3)$. Se obtienen 5 ecuaciones diferentes con cinco incógnitas, siendo estas $Hc(J)$, $Qc(2)$, $Qc(3)$, $Qb2(3)$, $Qb3(3)$. Como aparecen los términos de fricción $QC2(2) |QC2(2)|$ y $QC3(2) |QC3(2)|$ y no son lineales; se necesita el método de Newton-Raphson, para su solución.

Para 2 o más subtramos en los tubos 2 y 3, se puede llevar a cabo el mismo procedimiento, pero necesitando más ecuaciones (9 para 2 subtramos, 13 para 3 subtramos).

3.4.9 Comparaciones experimentales y consideraciones prácticas.

Propson demostró la validez del "golpe de válvula" para manejar pruebas de cierres teóricos de tao-tiempo en tuberías simples y sistemas ramificados. Sus estudios los llevó a cabo en los Laboratorios de Hidráulica de la Universidad de Michigan, el equipo consistió en aproximadamente 4000 pies de longitud de una tubería de 0.95 pulgadas de diámetro de cobre con un espesor de 1/16 y una rama de 400 pies, que parte del punto medio de la línea principal con 1.00 pulgada de diámetro también de cobre con espesor de 7/64. Una válvula aísla dicha ramificación.

Las características de fricción del sistema se obtuvieron de pruebas de estado fijo y la información se introdujo a la computadora como información tabulada para utilizarse en soluciones analíticas. Se analizó con un depósito de carga constante aguas arriba y una servo válvula de aire aguas abajo.

En la fig. 3.4.9.a la línea de 4,000 pies se redujo en velocidad de 1.1 pies a 0.1 pies/s en $3L/a$ segundos. Las cargas experimentales y analíticas se muestran en la válvula y a la mitad de la longitud, así como la curva τ -tiempo. Véase el aumento ligero en el valor de τ a la tercera mitad del transitorio. Para comparación con el mismo sistema con curva lineal de τ -tiempo en $3L/a$ segundos, la fig. 3.4.9.b no sólo muestra cargas más altas, sino oscilaciones continuas del sistema.

Las figs. 3.4.9.c y 3.4.9.d muestran cierres de sistema en serie. El tubo del extremo inicial $L_1=400$ pies, $a_1=4344$ pies/s y el tubo del extremo final $L_2=4000$ pies $a_2=2709$ pies/s para el primer caso, y $a_1=4262$ pies/s, $a_2=2664$ pies/s para el segundo caso.

El sistema ramificado consistió en una tubería aguas arriba con $L_1=2000$ pies, $L_2=2000$ pies con servo válvula adjunta, y $L_3=400$ pies con un orificio en el extremo final. Las velocidades iniciales para el caso I fueron $V_{01}=2.60$ pies/s, $V_{02}=0.96$ pies/s y $V_{03}=1.48$ pies/s. Las velocidades finales fueron: $V_{f1}=2.10$ pies/s, $V_{f2}=0.13$ pies/s y $V_{f3}=1.78$ pies/s. Para el caso II $V_{01}=1.70$ pies/s, $V_{02}=1.37$ pies/s, $V_{03}=0.30$ pies/s, con velocidades finales de $V_{f1}=0.50$ pies, $V_{f2}=0.12$ pies/s y $V_{f3}=0.34$ pies/s. En las figs. 3.5.9.d y 3.5.9.e se muestran los resultados analíticos y experimentales.

Considerando la relativa lentitud del tiempo de respuesta de la servo válvula de aire, y la incertidumbre de la velocidad de ondas, todos los resultados muestran excelente confirmación de la Teoría.

3.4.10 "Golpe de válvula" aplicado a fallas de bombas.

Todos los casos de "golpe de válvula" considerados en este capítulo han empezado con condiciones de estado constante. Esto no es una cuestión necesaria para el "golpe de válvula". Un ejemplo es su aplicación a la falla de una turbobomba levantando líquido a un depósito en toda una tubería. Para un caso de falla de bomba, se pueden determinar H y Q en cada sección a lo largo de la tubería en el instante que Q retrocede a la bomba. El programa del golpe de válvula se corre desde esta condición inicial inconstante para una H_{max} permitida, encontrando Q y H en la válvula para todo el tiempo posterior. Si se programa la falla de una bomba en una línea de conducción, debe entonces correrse desde el tiempo de retroceso del flujo para un Q conocido, determinando luego la carga producida por la bomba. La diferencia en cargas determina τ_{ao} de la válvula para cada incremento de tiempo.

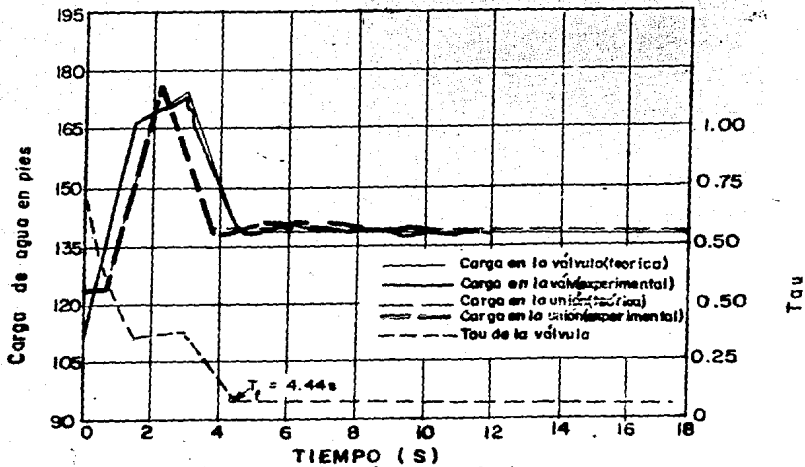


FIG. 3.5.9. a. Sistema simple. Cierre en 3L/a

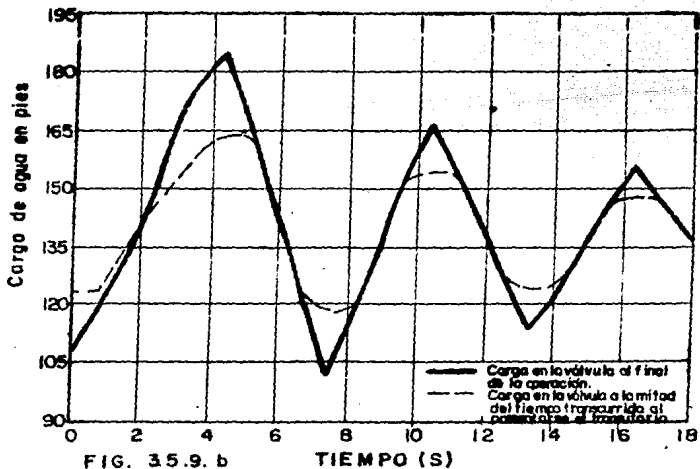


FIG. 3.5.9. b Sistema simple de la fig. 3.5.9. a. Cargas calculadas para un cierre lineal de tau-t.

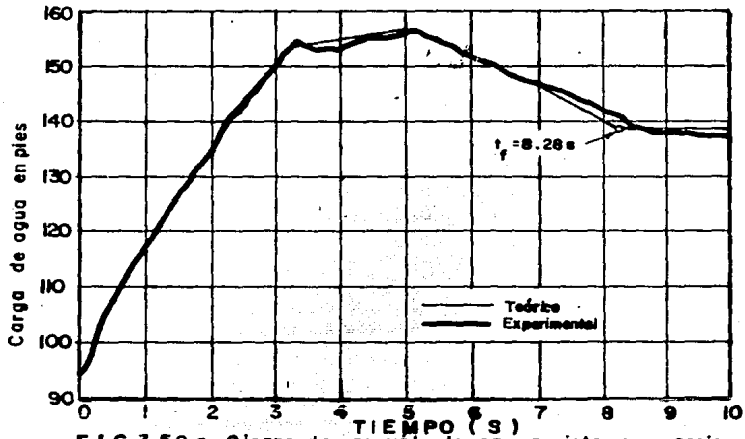


FIG.3.5.9.c. Cierre de una válvula en un sistema en serie
Carga en la válvula vs. tiempo.

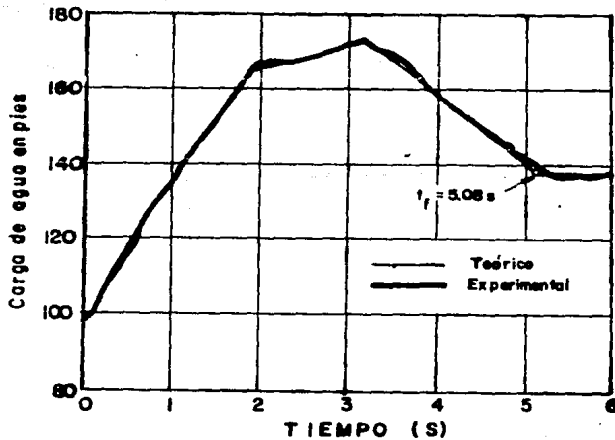


FIG.3.5.9.d.
Cierre de un sistema en serie.
Carga en la válvula vs. tiempo.

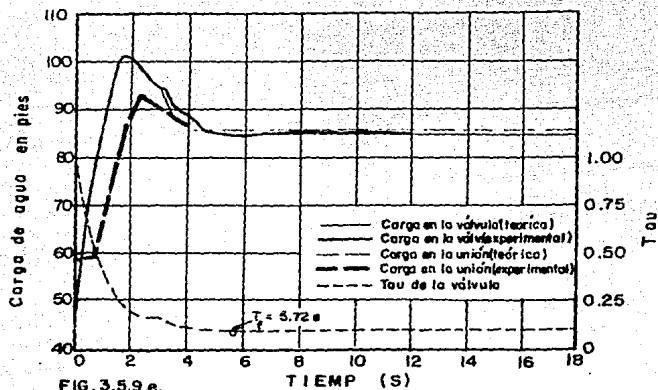


FIG. 3.5.9.e.
Cierre de una válvula en un sistema ramificado
CASO I

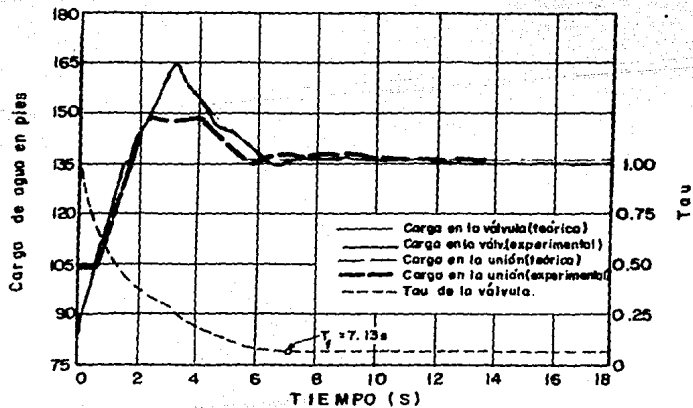


FIG. 3.5.9.f.
Cierre de una válvula con un sistema ramificado
CASO II

CAPITULO IV

PROGRAMAS DE COMPUTADORA PARA SIMULAR LOS FENOMENOS HIDRAULICOS TRANSITORIOS CON EL MANEJO DE VALVULAS.

De acuerdo a la teoría desarrollada en el segundo capítulo, se presenta un programa en lenguaje Fortran IV, en el cual se pueden analizar los fenómenos hidráulicos transitorios con el cierre de una válvula aguas abajo de la línea de conducción (para ser más preciso, en el extremo).

Con este programa se revisan las condiciones que se presentan en un acueducto con n tramos, con diferentes características tales como: tipo de material, rugosidad, espesor, celeridad, etc.

El número de tramos por analizar depende únicamente de la dimensión que tengan las variables, por tanto pueden modificarse de acuerdo a la capacidad de la computadora utilizada.

En el capítulo tercero se desarrolló el método denominado "golpe de válvula". Como ya se explicó de manera amplia, este método es una herramienta con el que se pueden diseñar los transitorios obteniéndose varias curvas, las cuales tienen las siguientes relaciones: Tiempo vs. T_{ao} (% de apertura de la válvula), tiempo contra gasto y tiempo vs. carga. Dicho método tiene dos variantes, una es diseñar los fenómenos transitorios especificando un tiempo de cierre de la válvula, y la otra, marcando una carga específica sobre la misma.

El segundo programa corresponde al "golpe de válvula" con un tiempo especificado (también en lenguaje Fortran IV). Los resultados que arroja son similares a los que da el primero, aunque ambos se manejan de forma diferente.

El tercer programa corresponde al "golpe de válvula" pero con una carga establecida. (En lenguaje Fortran IV).

Con ambos procedimientos se puede diseñar las curvas antes mencionadas.

En los tres programas se muestra el diagrama de bloques de cada uno, así como el significado de las variables que se necesitan para introducir los datos a cada programa y el tipo de formato de los mismos.

4.1 PRIMER PROGRAMA DIAGRAMA DE BLOQUES

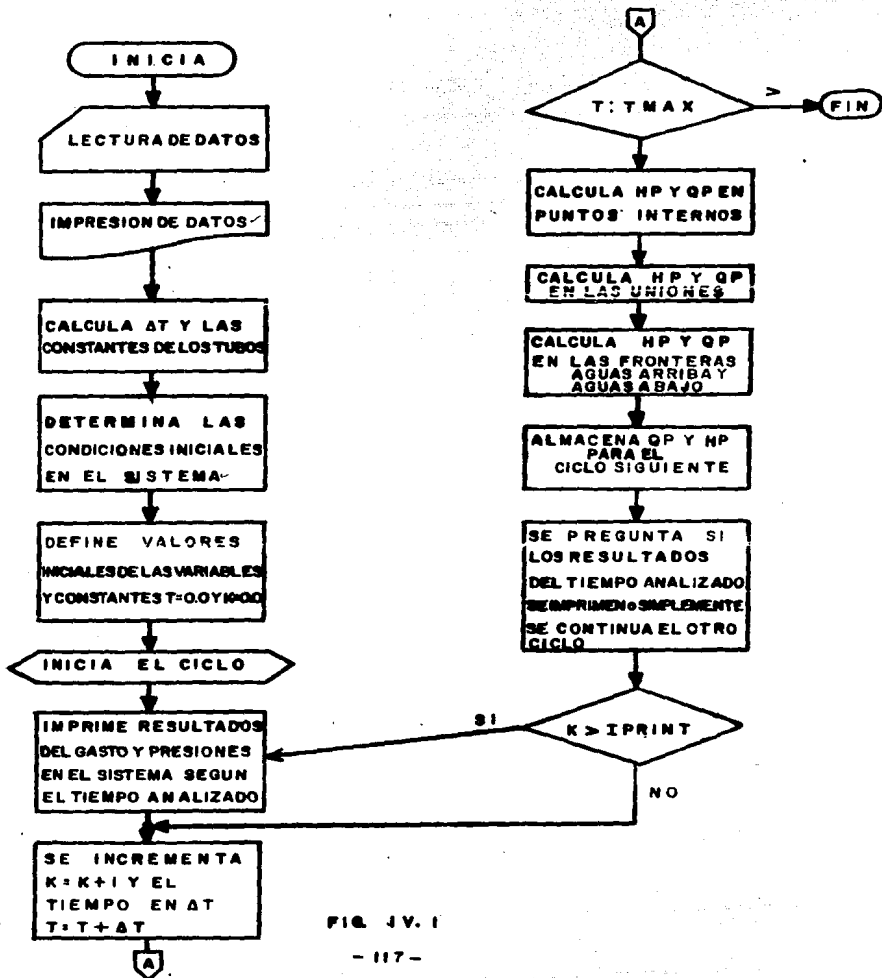


FIG. IV.1

PRIMER PROGRAMA

ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS EN UNA LINEA DE TUBOS
CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA

DATOS DE ENTRADA	FORMATO
NP = NUMERO DE TUBOS	I3
NRLP = NUMERO DE TRAMOS DEL ULTIMO TUBO	I3
IPRINT = FACTOR DE IMPRESION	I3
QO = GASTO (M3/SEG)	F10.2
HRES = NIVEL EN EL TANQUE (M)	F10.2
TLAST = TIEMPO FINAL DE SIMULACION	F10.2
M = No. DE PUNTOS DE LA CURVA DE MANIOBRAS DE LA VALVULA	I.2
TV = TIEMPO DE MANIOBRA DE LA VALVULA	F8.2
DXT = INTERVALO DE TIEMPO t (SEG)	F10.2
TAUO = APERTURA INICIAL DE LA VALVULA (EN DECIMAL DE %)	F10.2
TAUF = APERTURA FINAL DE LA VALVULA (EN DECIMAL DE %)	F10.2
Y(I) = PUNTOS I DE LA CURVA DE MANIOBRAS DE LA VALVULA DESDE I=1.M (EN DECIMAL DE %)	12F6.2
L(I) = LONGITUD DEL TUBO I (M)	F10.3
D(I) = DIAMETRO DEL TUBO I (M)	F10.3
A(I) = CELERIDAD EN EL TUBO I (M/S)	F10.3
F(I) = FACTOR DE FRICCION DEL TUBO I	F10.3

```

C
C *****
C *** TESIS PROFESIONAL. ***
C *** REALIZADA POR: PEDRO KIRWAN AGUIRRE. ***
C *** PRIMER PROGRAMA ***
C *****
C
C .....
C .. ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS EN UNA LINEA ..
C .. DE TUBOS CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA ..
C .....
C
0001 DIMENSION G(10,50),H(10,50),QP(10,50),
      1HP(10,50),CA(10),F(10),CF(10),AR(10),A(10),
      2L(10),N(10),D(10),Y(20),HMAX(10,50),HMIN(10,50)
0002 DATA G/9.31/
0003 REAL L
C
C LECTURA E IMPRESION DE DATOS DE ENTRADA
C DATOS GENERALES
C
0004 CALL ASSIGN(5,'DK1:AJDTRA.DAT')
0005 READ(5,10)NP,NRLP,IPRINT,OO,HRES,TLAST
0006 10 FORMAT(3I3,5F10.2)
0007 WRITE(7,15)
0008 15 FORMAT(5(/),23X,'ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS',/,
      129X,'EN UNA LINEA DE TUBOS',/,
      220X,'CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA')
0009 WRITE(7,20)NP,NRLP,OO,HRES,TLAST
0010 20 FORMAT(3(/),18X,'NUMERO DE TUBOS =',I3/18X,
      1'NUMERO DE TRAMOS DEL ULTIMO TUBO =',I3/18X,
      2'GASTO',F7.3,' M3/SEG',/18X,
      3'NIVEL EN EL TANQUE =',F7.1,' M',/18X,
      4'TIEMPO DE SIMULACION =',F7.1,' SEG'/)
C
C DATOS DE LA VALVULA
C
0011 READ(5,21)M,TU,DXT,TAUO,TAUF
0012 READ(5,22)(Y(I),I=1,M)
0013 21 FORMAT(I2,FB.2,3F10.2)
0014 22 FORMAT(20F6.2)
0015 WRITE(7,23)M,TU,DXT
0016 WRITE(7,24)(Y(I),I=1,M)
0017 23 FORMAT(5(/),10X,'NUMERO DE PUNTOS DE LA CURVA TAU-TIEMPO =',
      1I2/10X,'TIEMPO DE MANIOBRA DE LA VALVULA =',
      2F8.2,' SEG'/10X,'INTERVALO DE TIEMPO PARA
      3 DEFINIR LA CURVA TAU =',F6.3,' SEG')
0018 24 FORMAT(///24X,'DATOS TAU DE LA CURVA'//,6(3X,FB.3))
C
C DATOS DE LOS TUBOS
C
0019 READ(5,30)(L(I),D(I),A(I),F(I),I=1,NP)
0020 30 FORMAT(4F10.3)

```

```

0021 CALL CLOSE(5)
0022 WRITE(7,40)
0023 40 FORMAT(5(//)BX, 'NO. DE TUBOS', 5X, 'LONGITUD', 5X, 'DIA.', 5X,
    'CELERIDAD', 5X, 'FACT. DE FRIC.', /24X, '(M)', BX, '(M)', 7X, '(M/SEG)')
0024 WRITE(7,50) (I, L(I), D(I), A(I), F(I), I=1, NP)
0025 50 FORMAT(10X, I3, 11X, F7.1, 6X, F5.2, 5X, F7.1, 11X, F5.3)
0026 DT=L(NP)/(NRLP*A(NP))
0027 WRITE(7,51)
0028 51 FORMAT(//BX, 'NO. DE TUBO', 5X, 'CELERIDAD AJUSTADA'/28X, '(M/SEG)')

```

```

C
C
C
CALCULO DE CONSTANTES DE LOS TUBOS
0029 DO 60 I=1, NP
0030 AR(I)=0.7854*D(I)**2
0031 AUNADJ=A(I)
0032 AN=L(I)/(DT*A(I))
0033 N(I)=AN
0034 ANI=AN(I)
0035 ANX=AN-ANI
0036 IF (ANX, GE, 0.5) N(I)=N(I)+1
0037 A(I)=L(I)/(DT*N(I))
0038 WRITE(7,55) I, A(I)
0039 55 FORMAT(10X, I3, 15X, F7.1)
0040 CA(I)=G*AR(I)/A(I)
0041 CF(I)=F(I)*DT/(2.*D(I)*AR(I))
0042 F(I)=F(I)*L(I)/(2.*G*D(I)*N(I)*AR(I)**2)
0043 60 CONTINUE

```

```

C
C
C
CALCULO DE LAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO NORMAL
0045 H(1,1)=HRES
0046 DO 80 I=1, NP
0047 NN=N(I)+1
0048 DO 70 J=1, NN
0049 H(I,J)=H(I,1)-(J-1)*F(I)*00**2
0050 R(I,J)=60
0051 70 CONTINUE
0052 H(I+1,1)=H(I,NN)
0053 80 CONTINUE
0054 NN=N(NP)+1
0055 HS=H(NP,NN)
0056 RS=00
0057 DO 85 I=1, NP
0058 NN=N(I)+1
0059 DO 85 J=1, NN
0060 HMAX(I,J)=H(I,J)
0061 HMIN(I,J)=H(I,J)
0062 85 CONTINUE
0063 T=0.0
0064 TAU=TAUO
0065 WRITE(7,88)
0066 88 FORMAT(18(//), 7X, 'TIEMPO', 1X, 'TAU', 3X, 'TUBO', 5X, 'CARGA (M)',
    18X, 'GASTO', '(M3/S)', /21X, 'NO.', 3X, '(1)', 4X, '(N+1)',
    24X, '(1)', 6X, '(N+1)')

```

```

0067     90 K=0
0068         I=1
0069         NN=N(I)+1
0070         WRITE(7,100)T,TAU,I,H(I,1),H(I,NN),Q(I,1),Q(I,NN)
0071     100 FORMAT(F10.1,F8.3,I4,2F9.2,F9.3,F10.3)
0072         IF(NP.EQ.1)GO TO 150
0073         DO 140 I=2,NP
0074             NN=N(I)+1
0075             WRITE(7,120)I,H(I,1),H(I,NN),Q(I,1),Q(I,NN)
0076     120 FORMAT(20X,I2,2F9.2,F9.3,F10.3)
0077     140 CONTINUE
0078     150 T=T+DT
0079         K=K+1
0080         IF(T.GT.TLAST)GO TO 240
0081

```

C
C
C

TANQUE AGUAS ARRIBA

```

0083     HP(1,1)=HRES
0084     CN=Q(1,2)-H(1,2)*CA(1)-CF(1)*Q(1,1)*ABS(Q(1,1))
0085     QP(1,1)=CN+CA(1)*HRES

```

C
C
C

PUNTOS INTERIORES

```

0086     DO 170 I=1,NP
0087         NN=N(I)
0088         DO 160 J=2,NN
0089             CN=Q(I,J+1)-CA(I)*H(I,J+1)-CF(I)*Q(I,J+1)*ABS(Q(I,J+1))
0090             CP=Q(I,J-1)+CA(I)*H(I,J-1)-CF(I)*Q(I,J-1)*ABS(Q(I,J-1))
0091             QP(I,J)=0.5*(CP+CN)
0092             HP(I,J)=(CP-QP(I,J))/CA(I)
0093     160 CONTINUE
0094     170 CONTINUE

```

C
C
C

SERIE DE UNIONES

```

0095     NP1=NP-1
0096     IF(NP.EQ.1)GO TO 178
0097     DO 175 I=1,NP1
0098         N1=N(I)
0099         NN=N(I)+1
0100         CN=Q(I+1,2)-CA(I+1)*H(I+1,2)-CF(I+1)*Q(I+1,2)*
0101     1ABS(Q(I+1,2))
0102         CP=Q(I,N1)+CA(I)*H(I,N1)-CF(I)*Q(I,N1)*ABS(Q(I,N1))
0103         HP(I,NN)=(CP-CN)/(CA(I)+CA(I+1))
0104         HP(I+1,1)=HP(I,NN)
0105         QP(I,NN)=CP-CA(I)*HP(I,NN)
0106         QP(I+1,1)=CN+CA(I+1)*HP(I+1,1)
0107     175 CONTINUE

```

C
C
C

VALVULA AGUAS ABAJO DE LA TUBERIA (AL FINAL)

```

0108     178 NN=N(NP)+1
0109         CP=Q(NP,NN-1)+CA(NP)*H(NP,NN-1)-
         1CF(NP)*Q(NP,NN-1)*ABS(Q(NP,NN-1))

```

FORTRAN IV

V02.5

Fri 13-Feb-87 13:36:40

PAGE 004

```

0110 IF(T.GE.TU)GO TO 180
0112 CALL PARAB(T,DXT,Y,TAU)
0113 GO TO 190
0114 180 TAU=TAUF
0115 IF(TAU.LE.0.0)GO TO 200
0117 190 CV=(DS*TAU)**2/(HS*CA(NP))
0118 QP(NP,NN)=0.5*(-CV+SQRT(CV*CV+4.*CP*CV))
0119 HP(NP,NN)=(CP-QP(NP,NN))/CA(NP)
0120 GO TO 210
0121 200 QP(NP,NN)=0.0
0122 HP(NP,NN)=CP/CA(NP)

```

C
C
C

VARIABLES ALMACENABLES PARA EL SIGUIENTE TIEMPO

```

0123 210 DO 230 I=1,NP
0124 NN=N(NP)+1
0125 DO 220 J=1,NN
0126 Q(I,J)=QP(I,J)
0127 H(I,J)=HP(I,J)
0128 IF(H(I,J).GT.HMAX(I,J)) HMAX(I,J)=H(I,J)
0130 IF(H(I,J).LT.HMIN(I,J)) HMIN(I,J)=H(I,J)
0132 220 CONTINUE
0133 230 CONTINUE
0134 IF(K.EQ.IPRINT)GO TO 90
0136 GO TO 150
0137 WRITE(7,245)
0138 245 FORMAT(//,28X'R E S U M E N')
0139 WRITE(7,250)
0140 250 FORMAT(//,8X'No. TUBO',3X,'No. SECCION',3X,'PRESION MAXIMA',3X,
1 'PRESION MINIMA')
0141 DO 270 I=1,NP
0142 NN=N(I)+1
0143 DO 270 J=1,NN
0144 WRITE(7,260)I,J,HMAX(I,J),HMIN(I,J)
0145 260 FORMAT(10X,I2,10X,J2,2F17.2)
0146 270 CONTINUE
0147 STOP
0148 ENU
.MAIN.

```

FORTRAN IV

V02.5

Fri 13-Feb-87 13:38:12

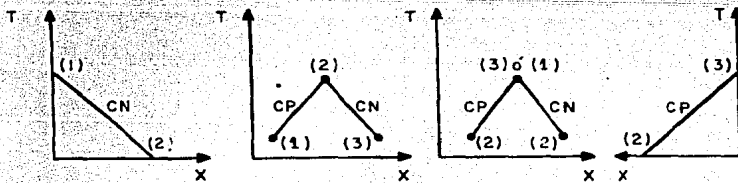
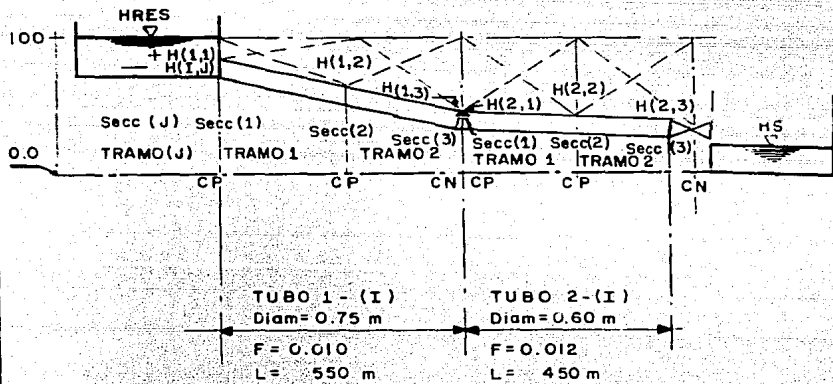
PAGE 001

```

0001 SUBROUTINE PARAB(X,DX,Y,Z)
0002 DIMENSION Y(20)
0003 I=X/DX
0004 R=(X-I*DX)/DX
0005 IF(I.EQ.0)R=R-1.
0007 I=I+1
0008 IF(I.LT.2)I=2
0010 Z=Y(I)+0.5*R*(Y(I+1)-Y(I-1))+R*(Y(I+1)+Y(I-1)-2.*Y(I))
0011 RETURN
0012 END
PARAB

```

EJEMPLO DE APLICACION



DIAGRAMAS X - T

FIG. IV. 2.

EJEMPLO DE APLICACION.

Se simulará el cierre de una válvula en un sistema con las siguientes condiciones:

Datos del problema.

Las características de la tubería en la conducción se muestran en la figura IV.2, donde se presenta la conducción en perfil. Como se observa, la tubería tiene dos tramos con las siguientes dimensiones.

Número de tubos 2

Número de tramos en que se dividió cada tubería en función de las condiciones de convergencia.

TUBO 1 2

TUBO 2 2

Diámetro.

TUBO 1 0.75 m

TUBO 2 0.60 m

Factor de fricción de Darcy Weisbach.

TUBO 1 0.010

TUBO 2 0.012

Longitud.

TUBO 1 550 m

TUBO 2 450 m

Celeridad de la onda de presión.

TUBO 1	1100 m/s
TUBO 2	900 m/s
Nivel del tanque aguas arriba.	100 m
Gasto en el sistema	1.0 m ³ /s

Si el fabricante facilita las curvas características de cierre, así como los coeficientes de descarga de la válvula, el análisis de fenómenos dinámicos se simplifica notablemente cuando se simula la operación de la misma.

De conocer la ley de cierre, el valor de "tau" se puede expresar en función del tiempo de cierre, mediante una relación del tipo

$$t = (1-t/t_c)^m$$

donde m es una constante propia de dicha ley.

Es necesario aclarar que esta relación no puede ser usada a menos de que se conozca dicha constante; suponerla es bastante riesgoso ya que no se puede garantizar que dicho valor pueda ajustarse a la realidad.

Desafortunadamente en muchas ocasiones no se puede conseguir la curva de cierre de la válvula, motivo por el cual habrá que diseñarla, y ello, como se vió en el capítulo 3, se puede realizar haciendo uso de la teoría del "golpe de válvula". Posteriormente se tendrá que ajustar la válvula que se compre con el fin de que cumpla con la ley de cierre diseñada.

En los análisis que se harán en el ejemplo propuesto, las leyes de cierre no se obtuvieron utilizando la teoría del "golpe de válvula", debido a que los programas que sirven para tal fin no se efectuaron para n tubos, sino que solamente se presentan para un ejemplo específico, como ha de verse más adelante. Con el objeto de dar otra idea para determinar la ley de cierre de una manera preliminar, tampoco se hizo uso de las leyes de cierre obtenidas del fabricante, aunque hay que admitir que es bastante laboriosa.

La determinación de la ley de cierre que aquí se calcula, sólo es válida si se supone una variación del gasto como a continuación se indica:

Se conoce por definición que el gasto es igual al volumen entre el tiempo $Q=V/t$. Despejando el tiempo se tiene:

$$t = V/Q$$

El volumen se conoce suponiendo unas dimensiones del tanque, mismo que ha de servir para que la válvula descarge el flujo.

Ahora bien, conocidas las dimensiones del tanque, el tirante de agua se puede dividir (imaginariamente) en 20 secciones (fig. IV.3)

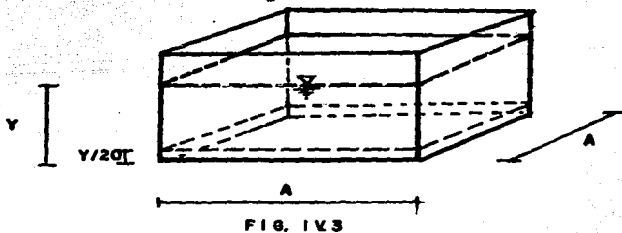


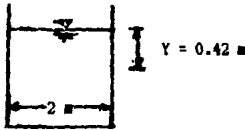
FIG. IV.3

"Y" es el tirante que habrá de dividirse en 20 láminas (entre más láminas se divida "Y", este concepto será más exacto)

Ya dividido el tirante, se supone (y esto es lo más importante) que el gasto que llena cada lámina varía linealmente, lo cual no significa que varía con respecto al tiempo de igual manera, tal y como se observa en los cálculos que se muestran enseguida.

Se llevará a cabo tres simulaciones con diferentes tiempos de cierre. Estos son, 6 seg, 10 seg y 15 seg. Por tanto para cada uno hay que determinar diferentes volúmenes de llenado, así como distintas dimensiones de los recipientes que han de almacenar dicho volumen.

De esa manera y después de varios tanteos se tiene para las siguientes dimensiones:



VOLUMEN EN EL TANQUE REQUERIDO PARA EL TIEMPO DE CIERRE PROPUESTO
 $2 \times 2 \times 0.42 = 1.68 \text{ m}^3$

VOLUMEN POR CADA LAMINA = $Y/20 \times 2 \times 2$

SECCION	GASTO M ³ /	VOL. POR CADA LAMINA (M ³)	TIEMPO POR C/L (SEG)	TIEMPO ACUMULADO (SEG)	Z DE APERTURA
1	1.00	0.0840	0.08	0.00	1.00
2	0.95	0.0840	0.09	0.08	0.95
3	0.90	0.0840	0.09	0.17	0.90
4	0.85	0.0840	0.10	0.27	0.85
5	0.80	0.0840	0.11	0.36	0.80
6	0.75	0.0840	0.11	0.47	0.75
7	0.70	0.0840	0.12	0.58	0.70
8	0.65	0.0840	0.13	0.70	0.65
9	0.60	0.0840	0.14	0.83	0.60
10	0.55	0.0840	0.15	0.97	0.55
11	0.50	0.0840	0.17	1.12	0.50
12	0.45	0.0840	0.19	1.29	0.45
13	0.40	0.0840	0.21	1.48	0.40
14	0.35	0.0840	0.24	1.69	0.35
15	0.30	0.0840	0.28	1.93	0.30
16	0.25	0.0840	0.34	2.21	0.25
17	0.20	0.0840	0.42	2.54	0.20
18	0.15	0.0840	0.56	2.96	0.15
19	0.10	0.0840	0.84	3.52	0.10
20	0.05	0.0840	1.68	4.36	0.05
	0.00			6.04	0.00

6 MINUTOS

EN ESTE CASO DA LA IMPRESION DE QUE EL Z DE APERTURA ES IGUAL AL Q PERO LO UNICO QUE TIENEN EN COMUN ES QUE EL TAU, TAMBIEN SE SUPONE LINEAL POR CADA LAMINA, EN QUE SE HA DIVIDIDO 'Y', PERO SI EL Q FUERA DISTINTO DE 1 SE VERIA LA DIFERENCIA EN LOS VALORES.

LAS RELACIONES Q - T Y TAU-TIEMPO SE MUESTRAN EN LAS FIGURAS IV.5 Y IV.6

RELACION GASTO .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 3 SEGUNDOS.

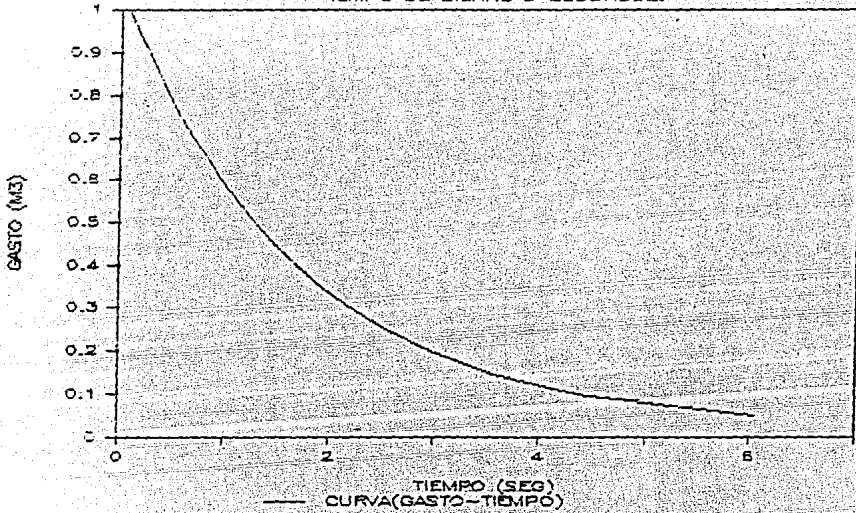


FIG. IV.5

RELACION TAU .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 3 SEGUNDOS.

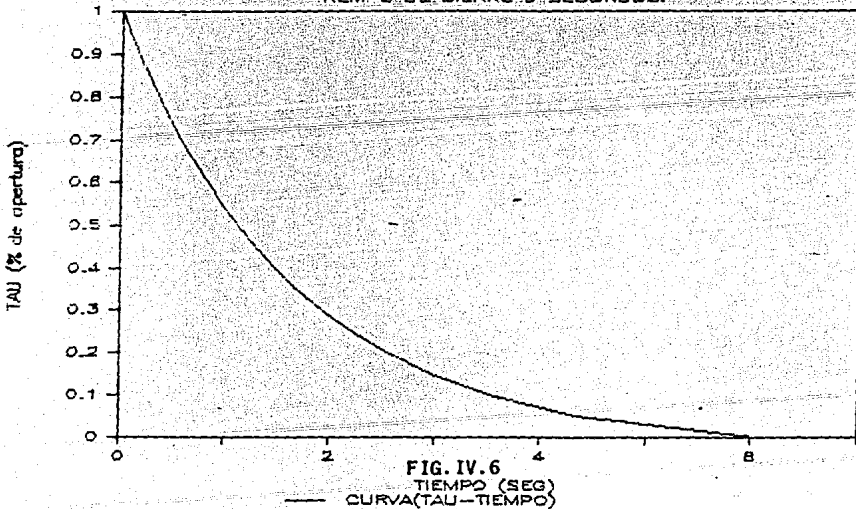
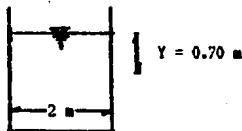


FIG. IV.6



VOLUMEN EN EL TANQUE REQUERIDO PARA EL TIEMPO DE CIERRE PROPUESTO
 $2 \times 2 \times 0.70 = 2.80 \text{ m}^3$

VOLUMEN POR CADA LAMINA = $Y/20 \times 2 \times 2$

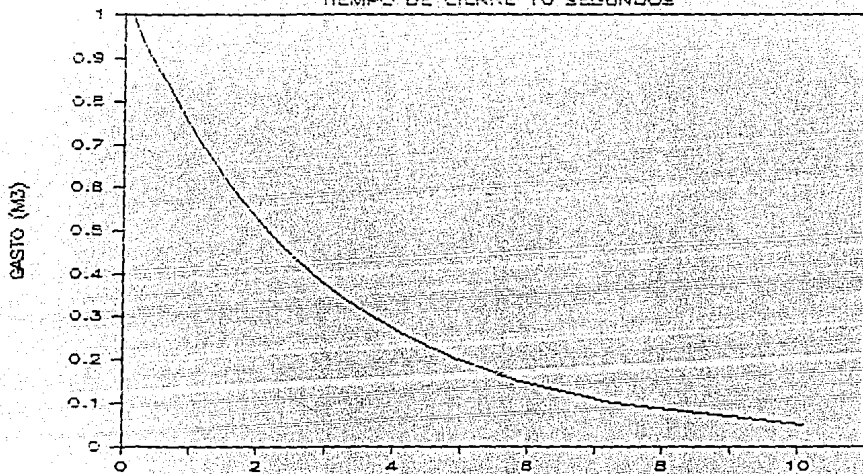
SECCION	GASTO M ³ /	VOL. POR CADA LAMINA (M ³)	TIEMPO POR C/L (SEG)	TIEMPO ACUMULADO (SEG)	Z DE APERTURA
1	1.00	0.1400	0.14	0.00	1.00
2	0.95	0.1400	0.15	0.14	0.95
3	0.90	0.1400	0.16	0.29	0.90
4	0.85	0.1400	0.16	0.44	0.85
5	0.80	0.1400	0.18	0.61	0.80
6	0.75	0.1400	0.19	0.78	0.75
7	0.70	0.1400	0.20	0.97	0.70
8	0.65	0.1400	0.22	1.17	0.65
9	0.60	0.1400	0.23	1.38	0.60
10	0.55	0.1400	0.25	1.62	0.55
11	0.50	0.1400	0.28	1.87	0.50
12	0.45	0.1400	0.31	2.15	0.45
13	0.40	0.1400	0.35	2.46	0.40
14	0.35	0.1400	0.40	2.81	0.35
15	0.30	0.1400	0.47	3.21	0.30
16	0.25	0.1400	0.56	3.68	0.25
17	0.20	0.1400	0.70	4.24	0.20
18	0.15	0.1400	0.93	4.94	0.15
19	0.10	0.1400	1.40	5.87	0.10
20	0.05	0.1400	2.80	7.27	0.05
	0.00			10.07	0.00

10 MINUTOS

LAS RELACIONES Q - Y Y TAU-TIEMPO SE MUESTRAN EN LAS FIGURAS IV.7
 Y IV.8 RESPECTIVAMENTE

RELACION GASTO .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 10 SEGUNDOS

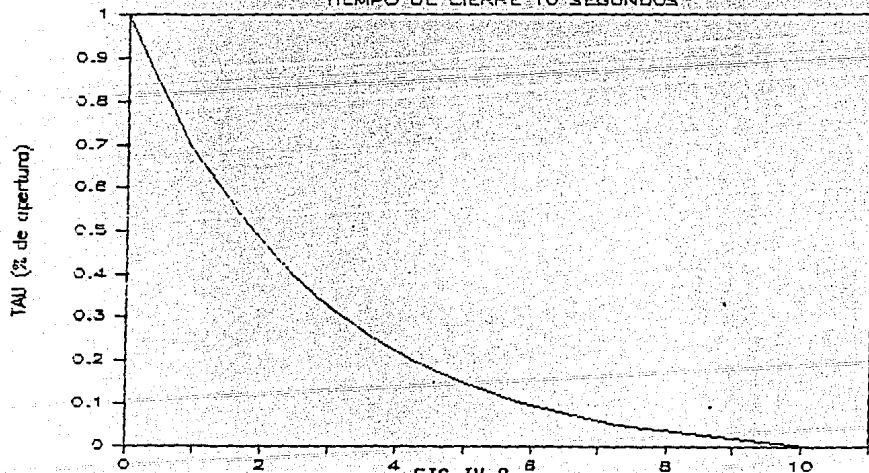


— TIEMPO (SEG)
— CURVA(GASTO-TIEMPO)

FIG. IV.7

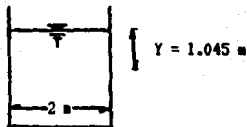
RELACION TAU .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 10 SEGUNDOS



— TIEMPO (SEG)
— CURVA(TAU-TIEMPO)

FIG. IV.8



VOLUMEN EN EL TANQUE REQUERIDO PARA EL TIEMPO DE CIERRE PROPUESTO
 $2 \times 2 \times 1.045 = 4.18 \text{ m}^3$

VOLUMEN POR CADA LAMINA = $Y/20 \times 2 \times 2$

SECCION	GASTO M ³ /	VOL. POR CADA LAMINA (M ³)	TIEMPO POR C/L (SEG)	TIEMPO ACUMULADO (SEG)	Z DE APERTURA
1	1.00	0.2090	0.21	0.00	1.00
2	0.95	0.2090	0.22	0.21	0.95
3	0.90	0.2090	0.23	0.43	0.90
4	0.85	0.2090	0.25	0.66	0.85
5	0.80	0.2090	0.26	0.91	0.80
6	0.75	0.2090	0.28	1.17	0.75
7	0.70	0.2090	0.30	1.45	0.70
8	0.65	0.2090	0.32	1.75	0.65
9	0.60	0.2090	0.35	2.07	0.60
10	0.55	0.2090	0.38	2.42	0.55
11	0.50	0.2090	0.42	2.80	0.50
12	0.45	0.2090	0.46	3.21	0.45
13	0.40	0.2090	0.52	3.68	0.40
14	0.35	0.2090	0.60	4.20	0.35
15	0.30	0.2090	0.70	4.80	0.30
16	0.25	0.2090	0.84	5.49	0.25
17	0.20	0.2090	1.05	6.33	0.20
18	0.15	0.2090	1.39	7.38	0.15
19	0.10	0.2090	2.09	8.77	0.10
20	0.05	0.2090	4.18	10.86	0.05
	0.00			15.04	0.00

15 MINUTOS

LAS RELACIONES Q - I Y TAU-TIEMPO SE MUESTRAN EN LAS FIGURAS IV.9
 Y IV.10 RESPECTIVAMENTE

A MANERA DE RESUMEN SE PRESENTA EN LA FIG. IV.11 LAS RELACIONES DE
 TAU - TIEMPO PARA LOS TRES TIEMPOS DE CIERRE QUE HAN DE SIMULARSE.

RELACION GASTO .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 15 SEGUNDOS.

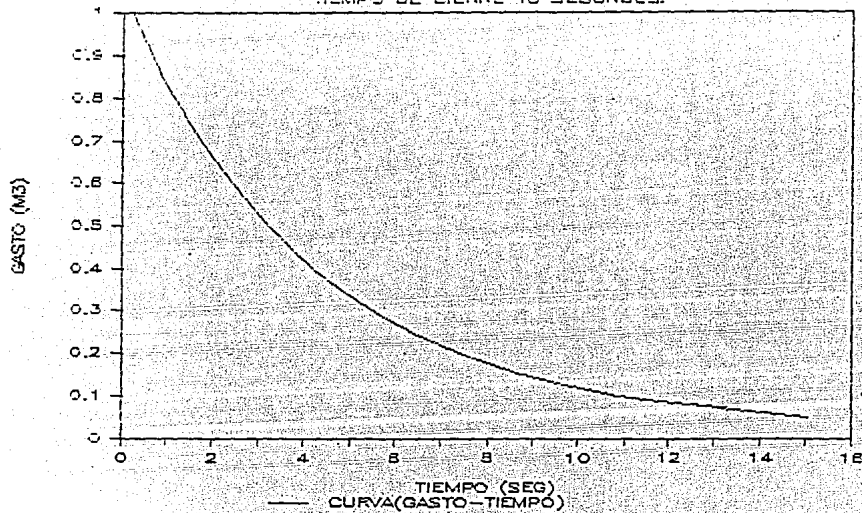


FIG. IV.9

RELACION TAU .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 15 SEGUNDOS.

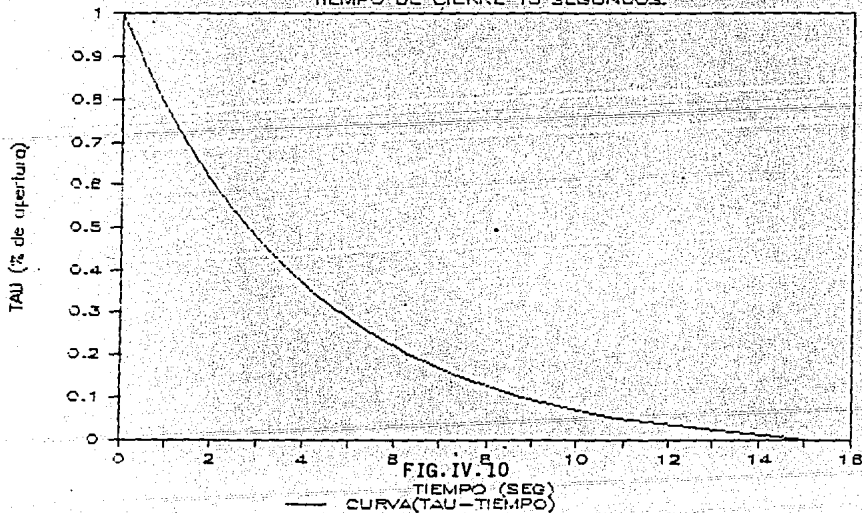


FIG. IV.10

RELACIONES TAU .VS. TIEMPO

TIEMPO DE CIERRE 6, 10 Y 15 SEG.

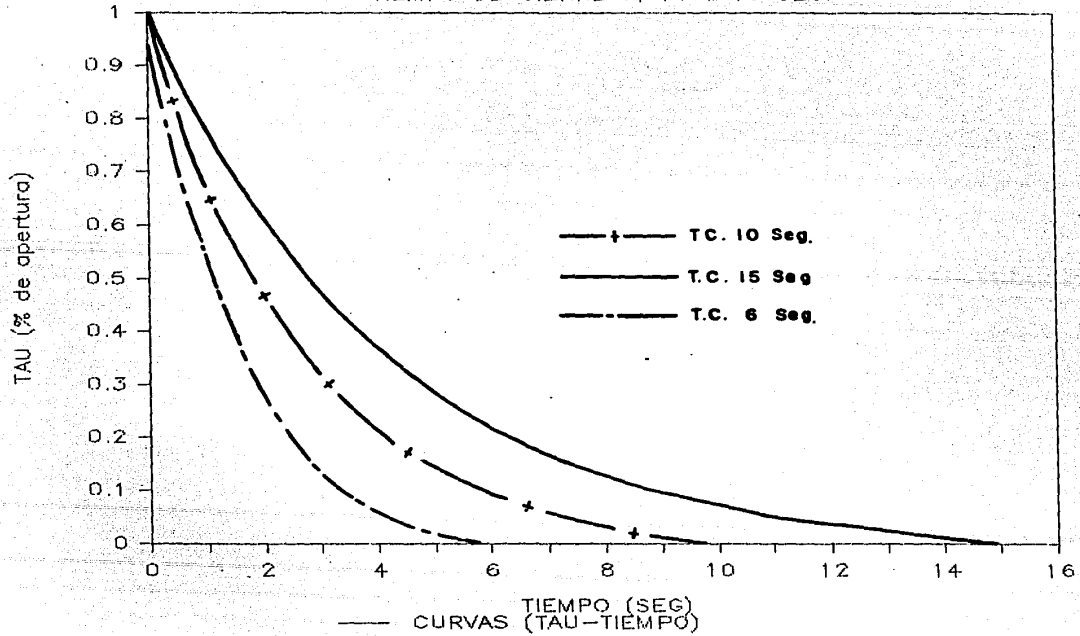


FIG. I.V.II

Los datos que se dieron en un principio, fueron datos generales que han de usarse en las tres simulaciones mencionadas.

SIMULACION.

	1ra.	2da.	3ra.
Tiempo de maniobra de la válvula.	6 seg.	10 seg.	15 seg.
Tiempo de simulación del sistema.	20 seg.	20 seg.	20 seg.
Número de puntos que se leerán de la curva Tau - Tiempo.	19	19	19
Intervalo de tiempo para definir la curva Tau - Tiempo.	0.333	0.556	0.833

Es condición necesaria leer en intervalos igualmente espaciados los valores de la curva tau-tiempo, así por ejemplo, si se divide en 18 secciones, se leerán 19 puntos.

En la primera y segunda simulación, el intervalo de tiempo significa que para cada 0.333 (6/18) y 0.556 (10/18) segundos respectivamente, le corresponde un punto de la curva dada. Esto se puede checar en los resultados, al observar los datos de Tau de acuerdo al tiempo de cierre.

Sin embargo, bien pudieran darse menos puntos, incrementándose de manera proporcional el intervalo, así por ejemplo, se podrían dar siete puntos para el primer caso, modificando el intervalo a uno (6/6). El intervalo de tiempo se obtiene dividiendo el t_c entre el número de intervalos igualmente espaciados.

La tercera simulación significa que para cada 0.833 segundos corresponderá un punto de la curva. Para tiempos menores el valor de tau se interpola de acuerdo a la subrutina que se muestra en el programa.

La solución del problema se efectuó siguiendo los pasos que se marcan en el diagrama de bloques, mostrado en la fig. IV.3

Los resultados obtenidos, se presentan en las figs. IV.12, IV.13, IV.14, la variación de la carga de presión con respecto al tiempo para los tres casos analizados en la frontera aguas abajo (en la válvula), ya que es en este punto donde se producen las máximas sobrepresiones o depresiones que en un tiempo determinado podrían causar problemas al sistema.

En la fig IV.15 se puede ver la distribución de las envolventes de cargas máximas y mínimas a lo largo de la conducción, para las cargas analizadas.

**ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS
EN UNA LINEA DE TUBOS
(CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA)**

NUMERO DE TUBOS = 2
 NUMERO DE TRAMOS DEL ULTIMO TUBO= 2
 GASTO 1.000 M3/SEG
 NIVEL EN EL TANQUE = 100.0 M
 TIEMPO DE SIMULACION = 20.0 SEG

NUMERO DE PUNTOS DE LA CURVA TAU-TIEMPO = 19
 TIEMPO DE MANIOBRA DE LA VALVULA = 4.00 SEG
 INTERVALO DE TIEMPO PARA DEFINIR LA CURVA TAU = 0.333 SEG

DATOS TAU DE LA CURVA

1.000	0.815	0.664	0.540	0.591	0.357
0.277	0.228	0.185	0.146	0.117	0.091
0.071	0.052	0.041	0.031	0.021	0.011
0.000					

NO. DE TUBOS	LONGITUD (M)	DIA. (M)	CELERIDAD (M/SEG)	FACT. DE FRIC.
1	550.0	0.75	1100.0	0.010
2	450.0	0.60	900.0	0.012

NO. DE TUBO	CELERIDAD AJUSTADA (M/SEG)
1	1100.0
2	900.0

TIEMPO TAU	TUBO No.	CARGA (M)		GASTO (M3/S)		
		(1)	(N+1)	(1)	(N+1)	
0.0	1.000	1	100.00	98.08	1.000	1.000
		2	98.08	92.35	1.000	1.000
1.0	0.540	1	100.00	132.18	1.000	0.866
		2	132.18	175.78	0.866	0.745
2.0	0.277	1	100.00	139.07	0.438	0.576
		2	139.07	251.78	0.576	0.457
3.0	0.146	1	100.00	167.82	-0.069	0.152
		2	167.82	161.11	0.152	0.193
4.0	0.071	1	100.00	94.86	0.013	-0.095
		2	94.86	61.64	-0.095	0.058
5.0	0.031	1	100.00	63.87	0.176	0.068
		2	63.87	100.19	0.068	0.032
6.0	0.000	1	100.00	119.36	0.011	0.133
		2	119.36	156.96	0.133	0.000
7.0	0.000	1	100.00	135.50	-0.198	-0.083
		2	135.50	96.34	-0.083	0.000
8.0	0.000	1	100.00	72.05	0.037	-0.112
		2	72.05	44.12	-0.112	0.000
9.0	0.000	1	100.00	71.44	0.189	0.110
		2	71.44	117.24	0.110	0.000
10.0	0.000	1	100.00	134.82	-0.083	0.085
		2	134.82	151.51	0.085	0.000
11.0	0.000	1	100.00	119.97	-0.168	-0.131
		2	119.97	70.28	-0.131	0.000
12.0	0.000	1	100.00	60.43	0.123	-0.053
		2	60.43	55.88	-0.053	0.000
13.0	0.000	1	100.00	89.76	0.137	0.143
		2	89.76	140.36	0.143	0.000
14.0	0.000	1	100.00	141.95	-0.156	0.018
		2	141.95	134.15	0.018	0.000
15.0	0.000	1	100.00	99.96	-0.099	-0.147
		2	99.96	51.46	-0.147	0.000
16.0	0.000	1	100.00	58.19	0.180	0.018
		2	58.19	77.77	0.018	0.000
17.0	0.000	1	100.00	110.24	0.055	0.142
		2	110.24	153.79	0.142	0.000
18.0	0.000	1	100.00	139.18	-0.193	-0.053
		2	139.18	109.06	-0.053	0.000
19.0	0.000	1	100.00	80.24	-0.008	-0.129
		2	80.24	44.18	-0.129	0.000
20.0	0.000	1	100.00	65.77	0.194	0.084
		2	65.77	104.55	0.084	0.000

R E S U M E N

No.	TUBO	No.	SECCION	PRESION MAXIMA	PRESION MINIMA
	1		1	100.00	100.00
	1		2	161.95	57.85
	1		3	178.41	53.08
	2		1	178.41	53.08
	2		2	218.76	39.86
	2		3	251.78	28.05

STOP --

**ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS
EN UNA LINEA DE TUBOS
(CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA)**

NUMERO DE TUBOS = 2
 NUMERO DE TRAMOS DEL ULTIMO TUBO = 2
 GASTO 1.000 M3/SEG
 NIVEL EN EL TANQUE = 100.0 M
 TIEMPO DE SIMULACION = 20.0 SEG

NUMERO DE PUNTOS DE LA CURVA TAU-TIEMPO = 19
 TIEMPO DE MANIOBRA DE LA VALVULA = 10.00 SEG
 INTERVALO DE TIEMPO PARA DEFINIR LA CURVA TAU = 0.556 SEG

DATOS TAU DE LA CURVA

1.000	0.816	0.665	0.540	0.439	0.355
0.287	0.231	0.186	0.147	0.117	0.091
0.072	0.052	0.039	0.022	0.021	0.011
0.000					

NO. DE TUBOS	LONGITUD (M)	DIA. (M)	CELERIDAD (M/SEG)	FACT. DE FRIC.
1	550.0	0.75	1100.0	0.010
2	450.0	0.60	900.0	0.012

NO. DE TUBO	CELERIDAD AJUSTADA (M/SEG)
1	1100.0
2	900.0

TIEMPO TAU	TUBO	No.	CARGA (M)		GASIO (M3/S)	
			(1)	(N+1)	(1)	(N+1)
0.0	1.000	1	100.00	98.08	1.000	1.000
		2	98.08	92.35	1.000	1.000
1.0	0.692	1	100.00	117.73	1.000	0.923
		2	117.73	140.29	0.923	0.853
2.0	0.477	1	100.00	140.24	0.678	0.483
		2	140.24	187.15	0.683	0.679
3.0	0.326	1	100.00	131.21	0.369	0.397
		2	131.21	165.17	0.397	0.436
4.0	0.222	1	100.00	111.53	0.216	0.227
		2	111.53	128.55	0.227	0.262
5.0	0.147	1	100.00	104.47	0.167	0.163
		2	104.47	114.79	0.163	0.164
6.0	0.097	1	100.00	107.82	0.112	0.114
		2	107.82	116.90	0.114	0.109
7.0	0.060	1	100.00	106.83	0.050	0.056
		2	106.83	112.55	0.056	0.066
8.0	0.033	1	100.00	101.33	0.025	0.024
		2	101.33	103.88	0.024	0.035
9.0	0.020	1	100.00	100.67	0.023	0.016
		2	100.67	101.11	0.016	0.021
10.0	0.000	1	100.00	101.43	0.017	0.008
		2	101.43	107.15	0.008	0.000
11.0	0.000	1	100.00	102.09	-0.027	-0.006
		2	102.09	103.97	-0.006	0.000
12.0	0.000	1	100.00	98.06	-0.010	-0.007
		2	98.06	91.88	-0.007	0.000
13.0	0.000	1	100.00	98.39	0.029	0.008
		2	98.39	98.01	0.008	0.000
14.0	0.000	1	100.00	102.33	0.003	0.005
		2	102.33	108.60	0.005	0.000
15.0	0.000	1	100.00	101.04	-0.030	-0.009
		2	101.04	99.89	-0.009	0.000
16.0	0.000	1	100.00	97.41	0.004	-0.003
		2	97.41	91.43	-0.003	0.000
17.0	0.000	1	100.00	99.59	0.029	0.009
		2	99.59	102.21	0.009	0.000
18.0	0.000	1	100.00	102.69	-0.011	0.000
		2	102.69	108.03	0.000	0.000
19.0	0.000	1	100.00	99.75	-0.026	-0.009
		2	99.75	95.83	-0.009	0.000
20.0	0.000	1	100.00	97.37	0.018	0.002
		2	97.37	92.99	0.002	0.000

R E S U M E N

No.	TUBO	No.	SECCION	PRESION MAXIMA	PRESION MINIMA
1		1		100.00	100.00
1		2		120.76	96.42
1		3		140.24	94.41
2		1		140.24	94.41
2		2		164.27	93.92
2		3		187.15	91.43

STOP --

**ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS
EN UNA LINEA DE TUBOS
(CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA)**

NUMERO DE TUBOS = 2
 NUMERO DE TRAMOS DEL ULTIMO TUBO = 2
 GASTO 1.000 M3/SEG
 NIVEL EN EL TANQUE = 100.0 M
 TIEMPO DE SIMULACION = 20.0 SEG

NUMERO DE PUNTOS DE LA CURVA TAU-TIEMPO = 19
 TIEMPO DE MANIOBRA DE LA VALVULA = 15.00 SEG
 INTERVALO DE TIEMPO PARA DEFINIR LA CURVA TAU = 0.833 SEG

DATOS TAU DE LA CURVA

1.000	0.815	0.687	0.539	0.437	0.353
0.285	0.230	0.184	0.146	0.116	0.090
0.071	0.051	0.040	0.030	0.020	0.010
0.000					

NO. DE TUBOS	LONGITUD (M)	DIA. (M)	CELERIDAD (M/SEG)	FACT. DE FRIC.
1	550.0	0.75	1100.0	0.010
2	450.0	0.60	900.0	0.012

NO. DE TUBO	CELERIDAD AJUSTADA (M/SEG)
1	1100.0
2	900.0

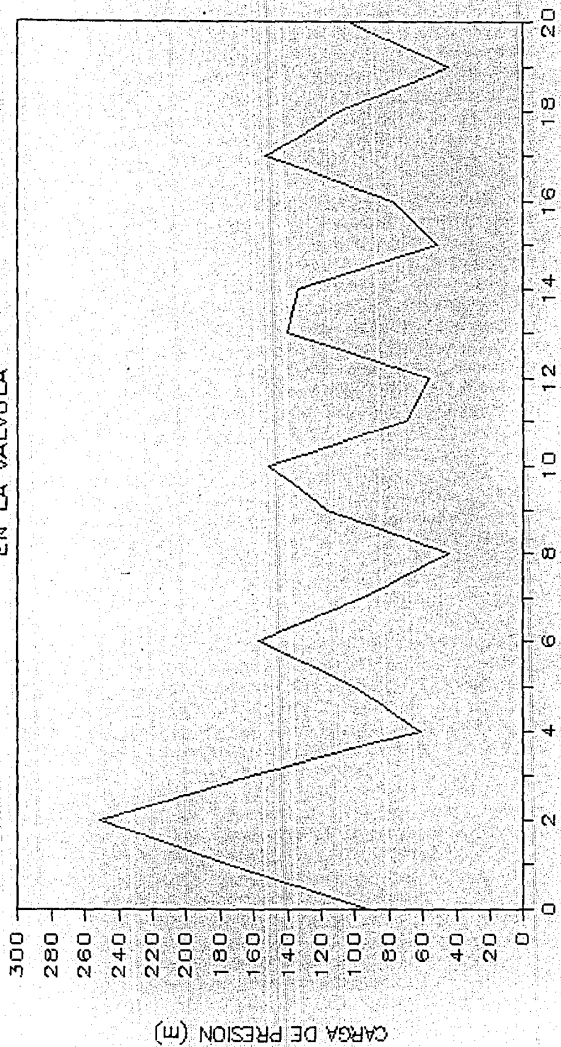
TIEMPO TAU	TUBO No.	CARGA (M)		GASTO (M3/S)		
		(1)	(N+1)	(1)	(N+1)	
0.0	1.000	1	100.00	98.08	1.000	1.000
		2	98.08	92.35	1.000	1.000
1.0	0.785	1	100.00	111.30	1.000	0.948
		2	111.30	123.05	0.948	0.906
2.0	0.630	1	100.00	122.17	0.794	0.804
		2	122.17	150.25	0.804	0.803
3.0	0.472	1	100.00	126.56	0.616	0.603
		2	126.56	151.37	0.603	0.604
4.0	0.368	1	100.00	116.68	0.417	0.429
		2	116.68	142.26	0.429	0.457
5.0	0.285	1	100.00	110.15	0.312	0.321
		2	110.15	123.52	0.321	0.330
6.0	0.220	1	100.00	108.33	0.248	0.247
		2	108.33	117.78	0.247	0.248
7.0	0.168	1	100.00	107.35	0.185	0.184
		2	107.35	116.87	0.184	0.188
8.0	0.126	1	100.00	105.41	0.130	0.134
		2	105.41	112.53	0.134	0.140
9.0	0.095	1	100.00	103.14	0.097	0.100
		2	103.14	107.55	0.100	0.103
10.0	0.070	1	100.00	102.92	0.077	0.076
		2	102.92	106.19	0.076	0.075
11.0	0.048	1	100.00	103.25	0.054	0.051
		2	103.25	107.42	0.051	0.051
12.0	0.036	1	100.00	101.54	0.025	0.032
		2	101.54	103.97	0.032	0.038
13.0	0.024	1	100.00	99.97	0.026	0.026
		2	99.97	100.08	0.026	0.025
14.0	0.012	1	100.00	102.00	0.025	0.019
		2	102.00	104.21	0.019	0.013
15.0	0.000	1	100.00	103.14	-0.003	-0.002
		2	103.14	107.09	-0.002	0.000
16.0	0.000	1	100.00	99.13	-0.024	-0.011
		2	99.13	98.31	-0.011	0.000
17.0	0.000	1	100.00	97.07	0.009	0.004
		2	97.07	93.32	0.004	0.000
18.0	0.000	1	100.00	101.59	0.022	0.010
		2	101.59	103.32	0.010	0.000
19.0	0.000	1	100.00	102.54	-0.014	-0.007
		2	102.54	105.86	-0.007	0.000
20.0	0.000	1	100.00	97.79	-0.019	-0.008
		2	97.79	95.25	-0.008	0.000

R E S U M E N

No. TUBO	No. SECCION	PRESION MAXIMA	PRESION MINIMA
1	1	100.00	100.00
1	2	114.84	97.58
1	3	127.11	95.82
2	1	127.11	95.82
2	2	139.32	94.50
2	3	153.81	92.35

STOP --

VARIACION DE LA CARGA DE PRESION EN LA VALVULA



TIEMPO (SEG)
T. DE CIERRE 6 SEG
FIG. IV.12

VARIACION DE LA CARGA DE PRESION EN LA VALVULA

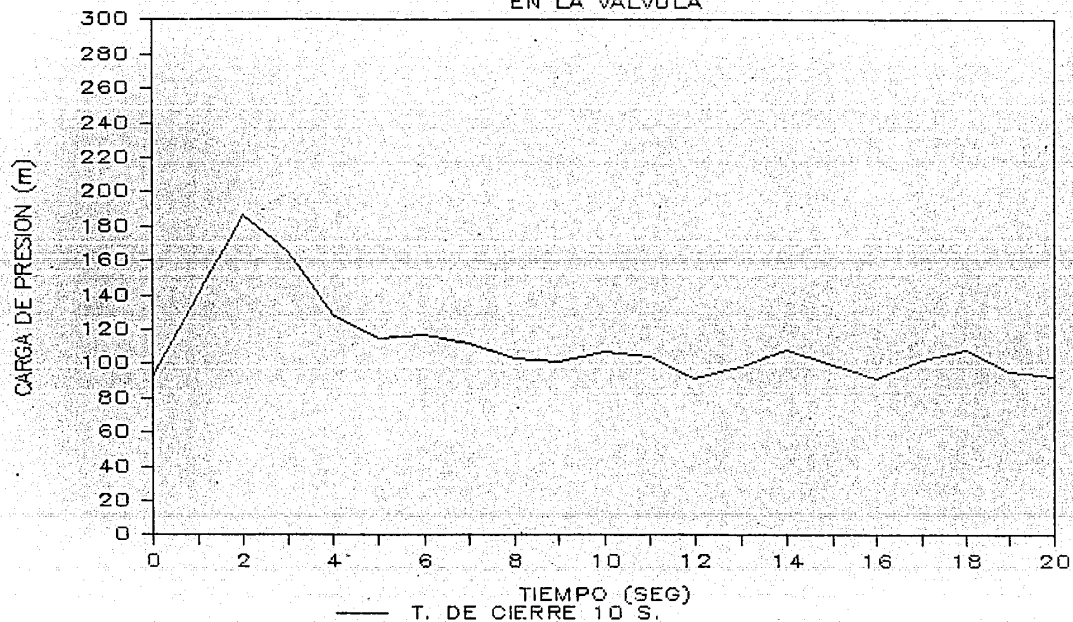


FIG. 17.13

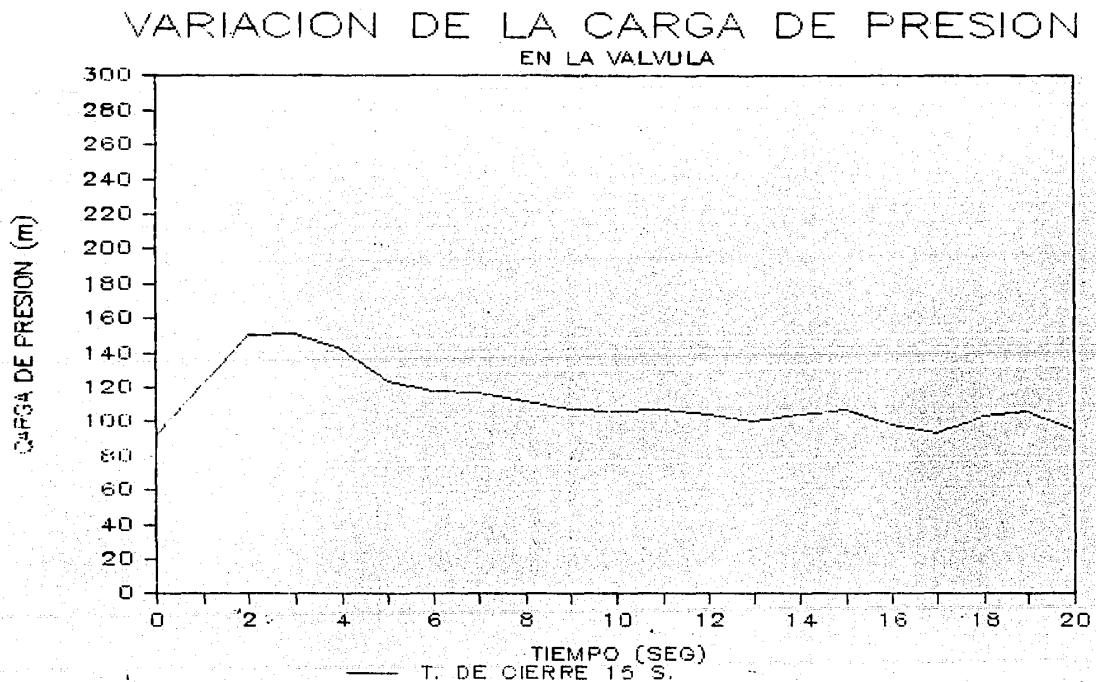
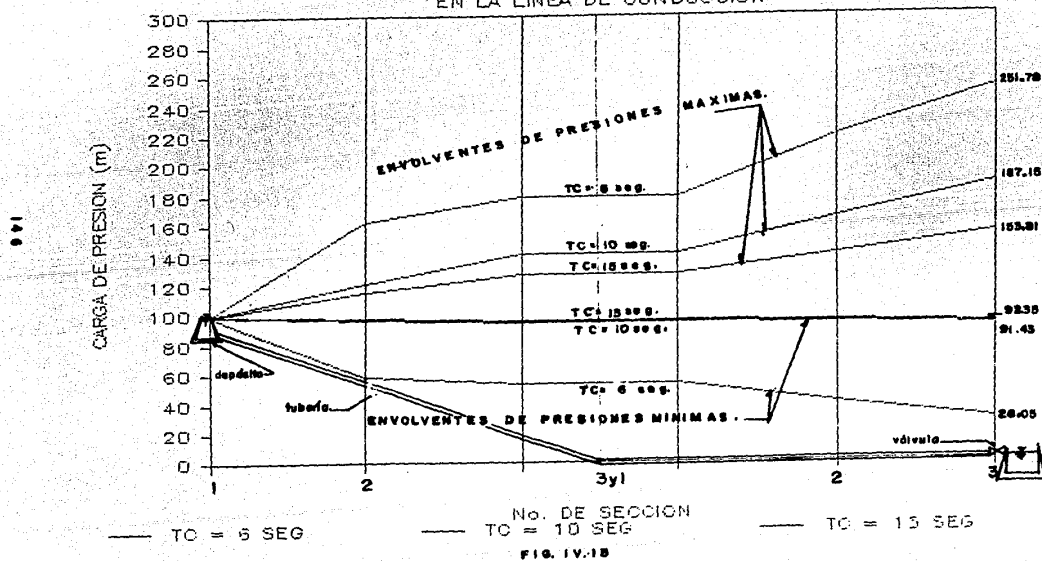


FIG. IV.14

DIAGRAMA DE CARGAS MAXIMAS Y MINIMAS EN LA LINEA DE CONDUCCION



Al comparar las figuras anteriores, se puede ver que el tiempo de cierre es uno de los factores más importantes para controlar la carga de presión en todo el sistema. Así para cuando el tiempo de cierre de la válvula es de 6 segundos, alcanza una carga máxima de 251.78 m que representa el 151.78 % de la carga normal y un mínimo de 28.05 m que es sólo el 28.05 % de la presión normal. (Denominando como carga normal a la carga estática).

Cuando el tiempo de cierre es de 10 segundos los valores para carga máxima y mínima son 187.15 m y 91.43 m que representan el 87.15 % y 91.43 % de la carga normal respectivamente, por último cuando el cierre de la válvula se efectúa en 15 segundos se alcanzan valores de 153.81 m y 92.35 m lo que significa el 53.81 % y el 92.35 % de la carga normal.

Como se observa, llevar a cabo estos análisis de la manera como se diseñaron las curvas de cierre, es muy tedioso, ya que después de suponer varios tiempos, no se puede garantizar que uno de ellos sea el tiempo óptimo de cierre, motivo por el cual se tendrán que simular varios tiempos para encontrarlo, de acuerdo a la carga de sobrepresión que se requiera. De ahí que, para lograr un verdadero diseño de los fenómenos dinámicos, no es recomendable.

Por otra parte, se puede hacer uso del método del "golpe de válvula", mismo que se muestra en los siguientes programas.

**4.2 SEGUNDO PROGRAMA
DIAGRAMA DE BLOQUES
("GOLPE DE VALVULA") CON UN TIEMPO ESPECIFICO**

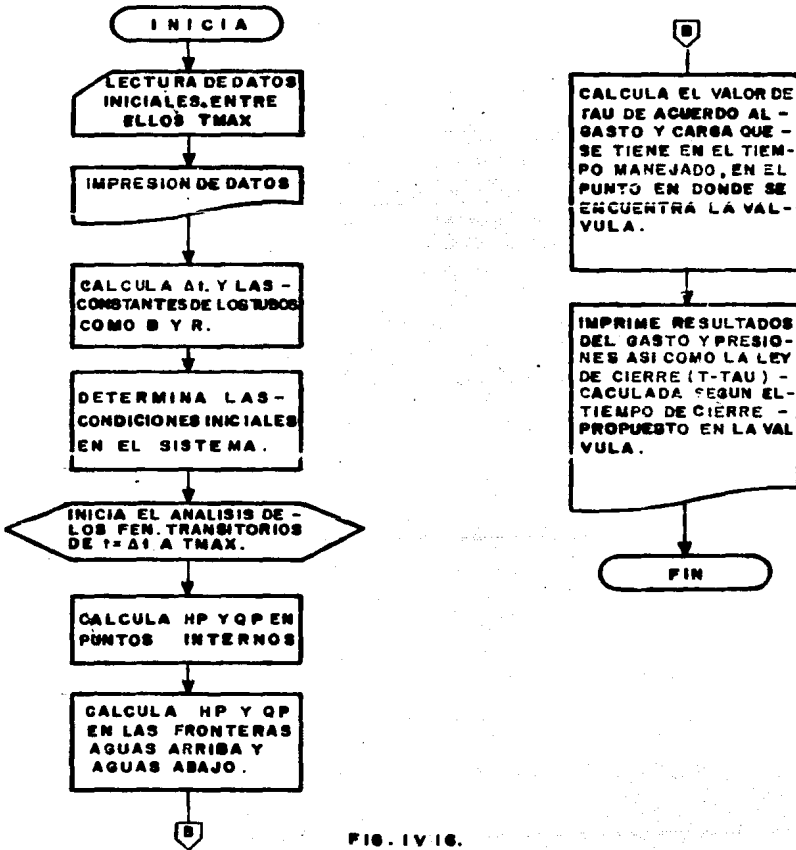


FIG. IV 16.

DATOS DE ENTRADA PARA EL SEGUNDO PROGRAMA

DATOS DE ENTRADA		FORMATO
F	= FACTOR DE FRICCION DE LA TUBERIA (ADIM)	F7.2
L	= LONGITUD DE LA TUBERIA, EN M	F7.2
D	= DIAMETRO DE LA TUBERIA, EN M	F7.2
Q01	= GASTO CON EL CUAL SE INICIA LA OPERACION (M3/S)	F7.2
Q02	= GASTO CON EL CUAL FINALIZA LA OPERACION (M3/S)	F7.2
A	= CELERIDAD DE LA TUBERIA (M/S)	F7.2
HR	= CARGA O ELEVACION EN EL TANQUE (M)	F7.2
TMAX	= TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA (SEG)	F7.2
N	= NUMERO DE TRAMOS EN QUE SE DIVIDE EL TUBO	I5

R FORTRA ,TT:=DK1:AJPVA1

FORTTRAN IV

V02.5

Fri 13-Feb-87 13:43:11

PAGE 001

```
C
C *****
C *** TESIS PROFESIONAL. ***
C *** REALIZADA POR: PEDRO KIRWAN AGUIRRE. ***
C *** SEGUNDO PROGRAMA ***
C *****
C .....
C .. METODO DEL "GOLPE DE VALVULA" CON UN TIEMPO ESPECIFICADO ..
C .. EN EL CIERRE DE UNA VALVULA EN UNA LINEA DE CONDUCCION ..
C .....
C
0001 DIMENSION Q(5,100),H(5,100),TAU(100),T(100)
0002 DATA G/9.806/
0003 REAL L
C
C LECTURA E IMPRESION DE DATOS DE ENTRADA
C DATOS GENERALES
C
0004 CALL ASSIGN(5,'DK1:AJPVA1.DAT')
0005 READ(5,10)F,L,D,G01,G02,A,HR,TMAX,N
0006 10 FORMAT(BF7.2,I5)
0007 WRITE(7,15)
0008 15 FORMAT(24X,'GOLPE DE VALVULA' CON UN TIEMPO',/,
133X,'ESPECIFICADO',/,
227X,'(EN EL CIERRE DE UNA VALVULA)')
0009 WRITE(7,20)G01,G02,HR,TMAX,N
0010 20 FORMAT(2(/,20X,'GASTO INICIAL =',F7.2,' M3/SEG',/20X,
1'GASTO FINAL =',F7.2,' M3/SEG',/20X,
2'NIVEL EN EL TANQUE =',F7.2,' M',/20X,
3'TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA =',F7.2,' SEG',/20X,
4'NUMERO DE TRAMOS EN QUE SE DIVIDE AL TUBO =',I3)
0011 CALL CLOSE(5)
0012 WRITE(7,40)
0013 40 FORMAT(/,15X,'LONGITUD',6X,'DIAM.',5X,'CELERIDAD',
15X,'FACT.DE FRIC.',/17X,'(M)',10X,'(N)',7X,'(M/SEG)')
0014 WRITE(7,50)L,B,A,F
0015 50 FORMAT(15X,F7.1,6X,F5.2,6X,F7.1,11X,F5.3)
0016 B=A/(6*.7854*D*D)
0017 R=F*L/(2.*G*.7854**2*D**5*N)
0018 DT=L/(A*R)
0019 JM=TMAX/DT+1
0020 DH1=R*G01**2
0021 DH2=R*G02**2
0022 N1=N+1
0023 DO 11 I=1,N1
0024 Q(I,1)=G01
0025 Q(I,JM)=G02
0026 H(I,1)=HR-(I-1)*DH1
0027 11 H(I,JM)=HR-(I-1)*DH2
0028 J1=JM-N
0029 DO 12 J=1,JM
0030 T(J)=(J-1)*DT
```

```

0031      H(I,J)=HR
0032      IF(J.GE.J1)Q(1,J)=Q02
0034      12 IF(J.LE.N1)Q(1,J)=Q01
0036      DO 13 J=N1,J1
0037      13 Q(1,J)=Q01+(J-N1)*(Q02-Q01)/(J1-N1)
0038      J2=JM-1
0039      DO 14 I=2,N1
0040      DO 14 J=2,J2
0041      Q(I,J)=B/R*(1.-SQRT(1.+(R*Q(I-1,J-1)/B)**2-R*(Q(I-1,J-1)+
1Q(I-1,J+1))/B-R*(H(I-1,J-1)-H(I-1,J+1))/B**2))
0042      14 H(I,J)=H(I-1,J-1)-B*(Q(I,J)-Q(I-1,J-1))-R*Q(I-1,J-1)**2
0043      DO 16 J=1,JM
0044      16 TAU(J)=Q(N1,J)/(Q01*SQRT(H(N1,J)/H(N1,1)))
0045      WRITE(7,17)
0046      17 FORMAT(//,9X,'J',7X,'T',9X,'Q1',8X,
1'Q2',8X,'Q3',8X,'Q4',8X,'Q5')
0047      WRITE(7,18)(J,T(J),(Q(I,J),I=1,5),J=1,JM)
0048      18 FORMAT(/,5X,I5,F10.3,5F10.3)
0049      WRITE(7,19)
0050      19 FORMAT(10(/,9X,'J',7X,'T',8X,'HR',8X,'H2',
18X,'H3',8X,'H4',8X,'H5',8X,'TAU')
0051      WRITE(7,25)(J,T(J),(H(I,J),I=1,5),TAU(J),J=1,JM)
0052      25 FORMAT(/,5X,I5,F10.3,5F10.3)
0053      END
.MAIN.

```

EJEMPLO DE APLICACION

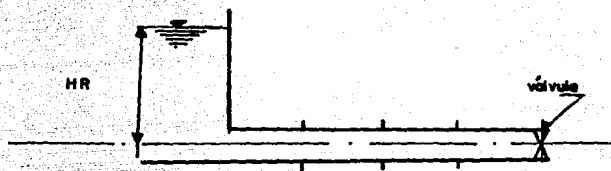


Fig. 3.4.3.a

El ejemplo de aplicación es el mismo que se presenta en la fig. 3.4.3.a del capítulo 3, ya que justamente pensando en las características de ese sistema fue como se programó tanto este programa como el siguiente. las características del sistema son:

Número de tubos	1
Número de secciones en que se dividió a la tubería para su análisis	4
Diámetro	0.6 m
Longitud	2000 m
Factor de fricción	0.018
Celeridad en la tubería	1000 m/s
Nivel en el tanque aguas arriba	HR = 40 m
Gasto inicial en la tubería	0.30 m ³ /s
Gasto al finalizar la operación	0.00 m ³ /s
Tiempo de cierre de la válvula	TMAX = 10 s

La relación T-Tau, se presenta en la gráfica de la fig. IV.17

GOLPE DE VALVULA CON UN TIEMPO
ESPECIFICADO
(EN EL CIERRE O APERTURA DE UNA VALVULA)

GASTO INICIAL = 0.30 M3/SEG
 GASTO FINAL = 0.00 M3/SEG
 NIVEL EN EL TANQUE = 40.00 M
 TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA = 10.00 SEG
 NUMERO DE TRAMOS EN QUE SE DIVIDE AL TURNO = 4

	LONGITUD (M)	DIAM. (M)	CELERIDAD (M/SEG)	FACT. DE FRIC.		
	2000.0	0.60	1000.0	0.018		
J	T	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5
1	0.000	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300
2	0.500	0.300	0.300	0.300	0.300	0.287
3	1.000	0.300	0.300	0.300	0.287	0.274
4	1.500	0.300	0.300	0.287	0.274	0.261
5	2.000	0.300	0.287	0.275	0.262	0.249
6	2.500	0.275	0.275	0.262	0.249	0.236
7	3.000	0.250	0.250	0.249	0.236	0.223
8	3.500	0.225	0.225	0.224	0.224	0.210
9	4.000	0.200	0.200	0.199	0.199	0.198
10	4.500	0.175	0.175	0.174	0.174	0.173
11	5.000	0.150	0.150	0.150	0.149	0.148
12	5.500	0.125	0.125	0.125	0.124	0.124
13	6.000	0.100	0.100	0.100	0.099	0.099
14	6.500	0.075	0.075	0.075	0.074	0.087
15	7.000	0.050	0.050	0.050	0.062	0.074
16	7.500	0.025	0.025	0.037	0.050	0.062
17	8.000	0.000	0.012	0.025	0.037	0.050
18	8.500	0.000	0.000	0.012	0.025	0.037
19	9.000	0.000	0.000	0.000	0.012	0.025
20	9.500	0.000	0.000	0.000	0.000	0.012
21	10.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

J	T	HR	H2	H3	H4	H5	100
1	0.000	40.000	39.139	38.278	37.417	36.556	1.000
2	0.500	40.000	39.139	38.278	37.416	41.207	0.901
3	1.000	40.000	39.139	38.278	42.042	45.853	0.816
4	1.500	40.000	39.139	42.857	46.643	50.508	0.741
5	2.000	40.000	43.683	47.434	51.315	55.251	0.674
6	2.500	40.000	48.225	52.073	55.978	59.995	0.613
7	3.000	40.000	48.357	56.704	60.690	64.719	0.559
8	3.500	40.000	48.477	56.742	65.386	69.484	0.509
9	4.000	40.000	48.584	57.156	69.708	74.226	0.463
10	4.500	40.000	48.680	57.348	73.994	78.606	0.404
11	5.000	40.000	48.763	57.514	78.244	82.938	0.345
12	5.500	40.000	48.834	57.658	82.458	87.224	0.287
13	6.000	40.000	48.895	57.777	86.637	91.462	0.229
14	6.500	40.000	48.942	57.873	90.780	95.653	0.207
15	7.000	40.000	48.978	57.945	94.869	99.753	0.184
16	7.500	40.000	49.002	53.480	98.932	103.748	0.159
17	8.000	40.000	44.506	48.999	53.472	57.921	0.132
18	8.500	40.000	40.000	44.504	48.996	53.466	0.103
19	9.000	40.000	40.000	40.000	44.503	48.993	0.072
20	9.500	40.000	40.000	40.000	40.000	44.503	0.038
21	10.000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000	0.000

STOP --

RELACIONES TAU-T Y Q-T

TIEMPO DE CIERRE 10 SEGUNDOS (TMAX)

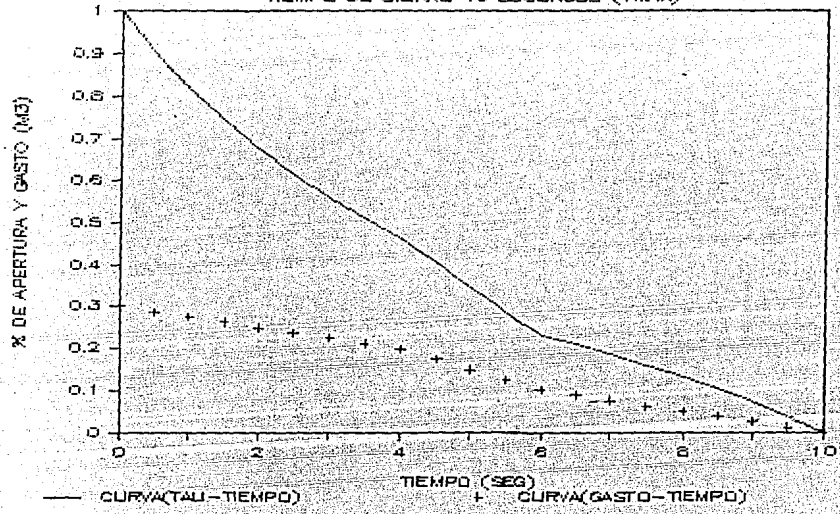


Fig. IV.17

RELACION CARGA-TIEMPO

CARGA SOBRE LA VALVULA (TMAX, spc.)

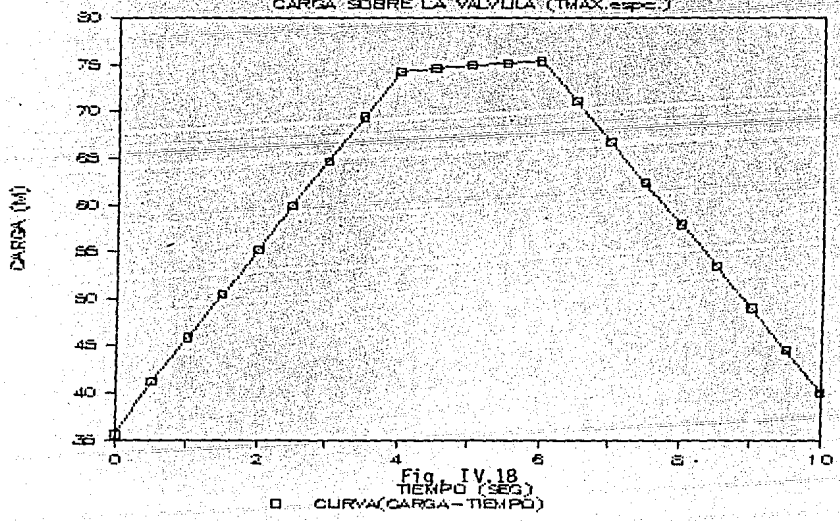


Fig. IV.18

**4.3 TERCER PROGRAMA
DIAGRAMA DE BLOQUES
("GOLPE DE VALVULA") CON UNA CARGA ESPECIFICADA)**

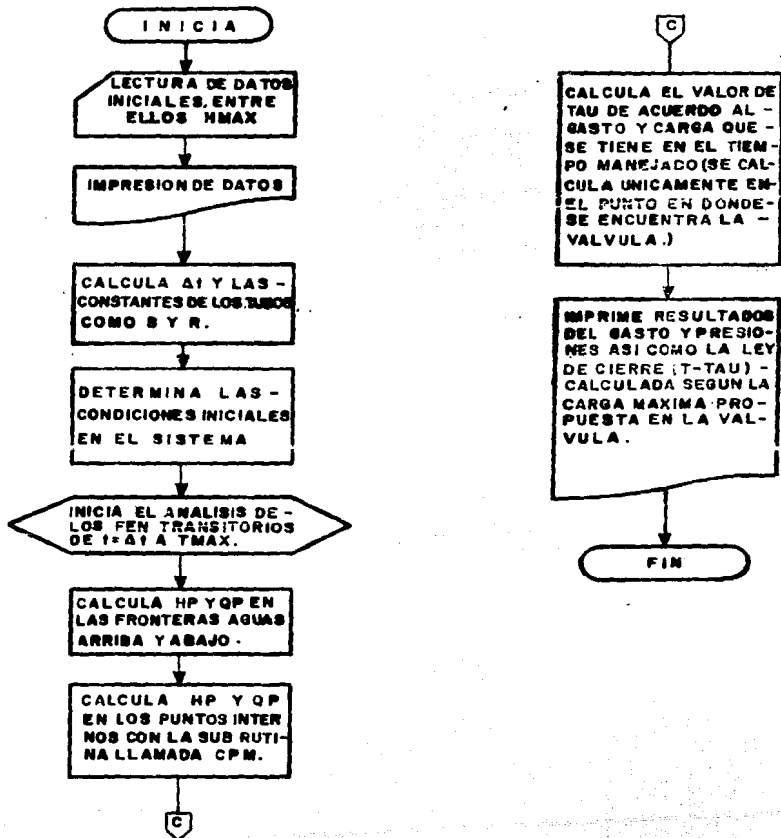


FIG. IV.19

DATOS DE ENTRADA PARA EL TERCER PROGRAMA

DATOS DE ENTRADA		FORMATO
F	= FACTOR DE FRICCIÓN DE LA TUBERÍA (ADIM)	F7.2
L	= LONGITUD DE LA TUBERÍA, EN M	F7.2
D	= DIÁMETRO DE LA TUBERÍA, EN M	F7.2
Q01	= GASTO CON EL CUAL SE INICIA LA OPERACIÓN (M ³ /S)	F7.2
Q02	= GASTO CON EL CUAL FINALIZA LA OPERACIÓN (M ³ /S)	F7.2
A	= CELERIDAD DE LA TUBERÍA (M/S)	F7.2
HR	= CARGA O ELEVACION EN EL TANQUE (M)	F7.2
TMAX	= TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA (SEG)	F7.2
HMAX	= CARGA MÁXIMA A LA CUAL SE REQUIERE LLEGAR DE ACUERDO A LAS CONDICIONES DE DISEÑO QUE SE TENGAN	F7.2
N	= NÚMERO DE TRAMOS EN QUE SE DIVIDE EL TUBO PARA SU ANÁLISIS	

```

C
C *****
C *** TESIS PROFESIONAL. ***
C *** REALIZADA POR: PEDRO KIRWAN AGUIRRE. ***
C *** TERCER PROGRAMA ***
C *****
C
C .. METODO DEL "GOLPE DE VALVULA" CON UNA CARGA ESPECIFICADA ..
C .. EN EL CIERRE DE UNA VALVULA EN UNA LINEA DE CONDUCCION ..
C ..
C
0001 COMMON/A/Q(5,100),H(5,100),TAU(100),T(100),R,B
0002 DATA G/9.806/
0003 REAL L
C
C LECTURA E IMPRESION DE DATOS DE ENTRADA
C (DATOS GENERALES)
C
0004 CALL ASSIGN(5,'DK1:AJPVA2.DAT')
0005 READ(5,*)F,L,D,B01,Q02,A,HR,THAX,HMAX,N
0006 6 FORMAT(9F7.2,I5)
0007 WRITE(7,10)
0008 10 FORMAT(22X,'*GOLPE DE VALVULA* CON UNA CARGA',/,
124X,'MAXIMA O MINIMA ESPECIFICADA',/,
223X,'(EN EL CIERRE DE UNA VALVULA)')
0009 WRITE(7,20)Q01,Q02,HR,HMAX,THAX,N
0010 20 FORMAT(2(/,20X,'GASTO INICIAL =',F7.2,' M3/SEG',/20X,
1'GASTO FINAL =',F7.2,' M3/SEG',/20X,
2'NIVEL EN EL TANQUE =',F7.2,' M',/20X,
3'CARGA MAXIMA ESPECIFICADA =',F7.2,' M',/20X,
4'TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA =',F7.2,' SEG',/20X,
5'NUMERO DE TRAMOS EN QUE SE DIVIDE AL TUBO=',I3)
0011 CALL CLOSE(5)
0012 WRITE(7,40)
0013 40 FORMAT(/18X,'LONGITUD',5X,'DIAM.',5X,'CELERIDAD',
15X,'FACT. DE FRIC.',/20X,'(M)',9X,'(M)',7X,'(M/SEG)'/)
0014 WRITE(7,50)L,D,A,F
0015 50 FORMAT(17X,F7.1,6X,F5.2,4X,F7.1,11X,F5.3)
0016 N1=N+1
0017 R=A/(G*.7854*D*D)
0018 R=F*L/(2.*G*N*.7854**2*D**5)
0019 DT=L/(A*N)
0020 DH1=R*Q01**2
0021 DH2=R*Q02**2
0022 DO 11 J=1,N1
0023 I1=N1+1-J
0024 DO 11 I=1,I1
0025 Q(I,J)=Q01
0026 11 H(I,J)=HR-(I-1)*DH1
0027 DH=(HMAX-HR)/N
0028 N2=N1+1
0029 DO 12 J=N2,100

```

```

0030      Q(I,J)=Q(I,J-1)-R*Q(I,J-1)**2/B-DH/E
0031      IF (Q(I,J).LT.Q02)GO TO 13
0032 12 CONTINUE
0033      WRITE (7,1)
0034 1  FORMAT ('LA DIMENSION DE LAS VARIABLES MANEJADAS NO DEBEN SER
0035      1 MAYORES QUE EL HMAX. ESPECIFICADO')
0036      GO TO 30
0037 13 J3=J
0038      JM=J3+N
0039      J2=J3-N1
0040      J1=J3-1
0041      DO 14 J=N1,J1
0042      DO 14 I=1,N1
0043      Q(I,J)=Q(I,J)
0044 14 H(I,J)=HR+(I-1)*DH
0045      DO 15 J=J3,JM
0046      DO 15 I=1,N1
0047      Q(I,J)=Q02
0048 15 H(I,J)=HR-(I-1)*DH2
0049      DO 16 I=3,N1
0050      J11=N1-I+2
0051      J12=N1+I-2
0052      DO 16 J=J11,J12
0053 16 CALL CPM(I,J)
0054      DO 17 I=2,N1
0055      J11=J3+I-1
0056      J12=J3-2+I
0057      DO 17 J=J11,J12
0058 17 CALL CPM(I,J)
0059      DO 18 J=1,JM
0060      T(J)=(J-1)*BT
0061 18 TAU(J)=Q(N1,J)/(R01*SQRT(H(N1,J)/H(N1,1)))
0062      WRITE (7,3)
0063 3  FORMAT ('//9X,'J',7X,'T',9X,'Q1',8X,'Q2',8X,'Q3',8X,'Q4',
0064      18X,'Q5')
0064      WRITE (7,25)(J,T(J),(Q(I,J),I=1,5),J=1,JM)
0065 25 FORMAT ('//5X,IS,F10.3,5F10.3)
0066      WRITE (7,26)
0067 26 FORMAT ('10(/),9X,'J',7X,'T',8X,'HR',8X,'H2',8X,'H3',8X,'H4',
0068      18X,'H5',8X,'TAU',/)
0068      WRITE (7,27)(J,T(J),(H(I,J),I=1,5),TAU(J),J=1,JM)
0069 27 FORMAT ('//5X,IS,F10.3,5F10.3,F10.3)
0070 30 END

```

.MAIN.

```

0001      SUBROUTINE CPM (I,J)
0002      COMMON/A Q(5,100),H(5,100),TAU(100),T(100),R,B
0003      Q(I,J)=B/R*(1.-SQRT(1+(R*Q(I-1,J-1)/B)**2-R*(Q(I-1,J-1)+Q(I-1,
0004      J+1))/B-R*(H(I-1,J-1)-H(I-1,J+1))/R**2))
0004      H(I,J)=H(I-1,J-1)-R*(Q(I,J)-Q(I-1,J-1))-R*Q(I-1,J-1)**2
0005      RETURN
0006      END
0007 CPM

```

EJEMPLO DE APLICACION

El ejemplo es el mismo que el anterior, con la salvedad de que la carga máxima que se especifica se tomó de los resultados que arroja la simulación que se hizo con la corrida antes expuesta. Es decir, con el "golpe de válvula" con un tiempo específico. Esto se hizo con la finalidad de observar que los resultados de tau-tiempo son prácticamente iguales y las diferencias que se observan se deben a factores de redondeo en las variables manejadas por parte de la computadora utilizada. La gráfica tau-tiempo de esta simulación se presenta en la fig. IV. 20

Asimismo, se muestra una última corrida realizada con el primer programa de este capítulo, con el propósito de demostrar que la relación tau-tiempo obtenida al utilizar la teoría del "golpe de válvula" en conjunto con el tiempo de cierre propuesto a la válvula, es congruente con la teoría del método de las características desarrollado en el capítulo 2.

GOLPE DE VALVULA CON UNA CARGA
MAXIMA O MINIMA ESPECIFICADA
(EN EL CIFRRE DE UNA VALVULA)

GASTO INICIAL = 0.30 M3/SEG
 GASTO FINAL = 0.00 M3/SEG
 NIVEL EN EL TANQUE = 10.00 M
 CARGA MAXIMA ESPECIFICADA = 75.45 M
 TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA = 10.00 SEG
 NUMERO DE TRAMOS EN QUE SE DIVIDE AL TURBO = 4

	LONGITUD (M)	DIAM. (M)	CELERIDAD (M/SEG)	FACT. DE FRIC.		
	2000.0	0.60	1000.0	0.018		
J	T	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5
1	0.000	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300
2	0.500	0.300	0.300	0.300	0.300	0.285
3	1.000	0.300	0.300	0.300	0.286	0.272
4	1.500	0.300	0.300	0.286	0.273	0.259
5	2.000	0.300	0.286	0.273	0.259	0.246
6	2.500	0.273	0.273	0.260	0.246	0.233
7	3.000	0.246	0.246	0.246	0.233	0.220
8	3.500	0.220	0.220	0.220	0.220	0.207
9	4.000	0.194	0.194	0.194	0.194	0.194
10	4.500	0.169	0.169	0.169	0.169	0.169
11	5.000	0.144	0.144	0.144	0.144	0.144
12	5.500	0.118	0.118	0.118	0.118	0.118
13	6.000	0.093	0.093	0.093	0.093	0.096
14	6.500	0.069	0.069	0.069	0.071	0.084
15	7.000	0.044	0.044	0.047	0.059	0.071
16	7.500	0.019	0.022	0.034	0.047	0.059
17	8.000	0.000	0.010	0.022	0.034	0.047
18	8.500	0.000	0.000	0.010	0.022	0.031
19	9.000	0.000	0.000	0.000	0.010	0.022
20	9.500	0.000	0.000	0.000	0.000	0.010
21	10.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

J	T	HR	H2	H3	H1	H5	TAU
1	0.000	40.000	39.139	38.278	37.417	36.556	1.000
2	0.500	40.000	39.139	38.278	37.417	41.572	0.894
3	1.000	40.000	39.139	38.278	42.394	46.504	0.805
4	1.500	40.000	39.139	43.216	47.289	51.432	0.728
5	2.000	40.000	44.039	48.075	52.184	56.287	0.660
6	2.500	40.000	48.862	52.935	57.005	61.140	0.600
7	3.000	40.000	48.862	57.724	61.828	65.926	0.545
8	3.500	40.000	48.862	57.724	66.586	70.717	0.496
9	4.000	40.000	48.862	57.724	66.586	75.448	0.451
10	4.500	40.000	48.862	57.724	66.586	75.448	0.392
11	5.000	40.000	48.862	57.724	66.586	75.448	0.333
12	5.500	40.000	48.862	57.724	66.586	75.448	0.275
13	6.000	40.000	48.862	57.724	66.586	74.504	0.224
14	6.500	40.000	48.862	57.724	65.644	70.056	0.201
15	7.000	40.000	48.862	56.784	61.204	65.619	0.177
16	7.500	40.000	47.922	52.349	56.773	61.188	0.152
17	8.000	40.000	43.491	47.920	52.344	56.762	0.125
18	8.500	40.000	40.000	43.491	47.918	52.338	0.095
19	9.000	40.000	40.000	40.000	43.490	47.915	0.064
20	9.500	40.000	40.000	40.000	40.000	43.490	0.030
21	10.000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000	0.000

STOP --

RELACIONES TAU - T Y Q - T

CON HMAX = 75.48 m

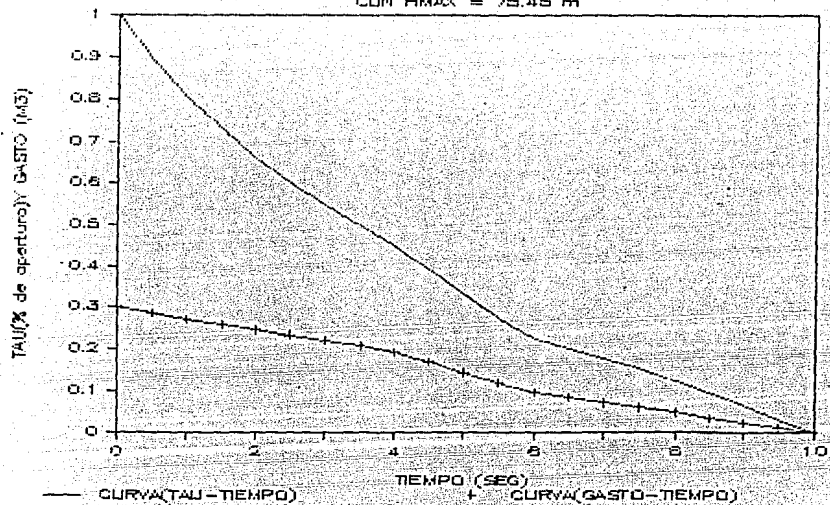


Fig. IV 20

RELACION CARGA-TIEMPO

CARGA SOBRE LA VALVULA (HMAX, esp.)

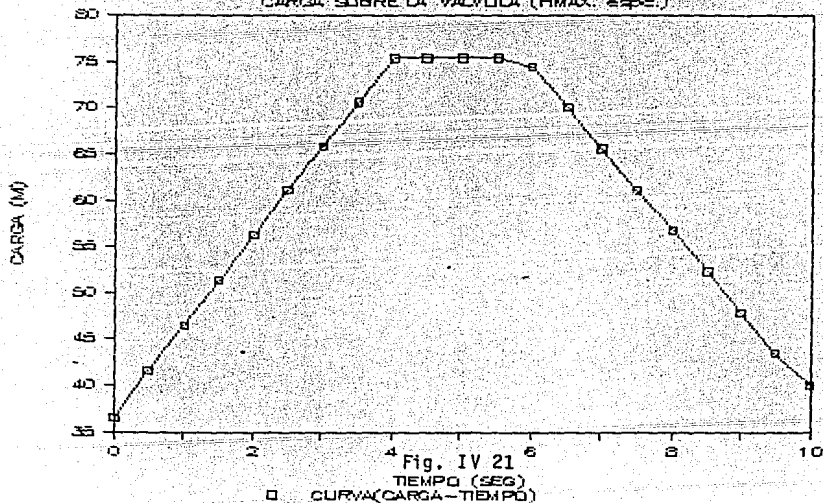


Fig. IV 21

RELACIONES TAU-TIEMPO

COMPARACION DE TAU DE TMAX Y HMAX

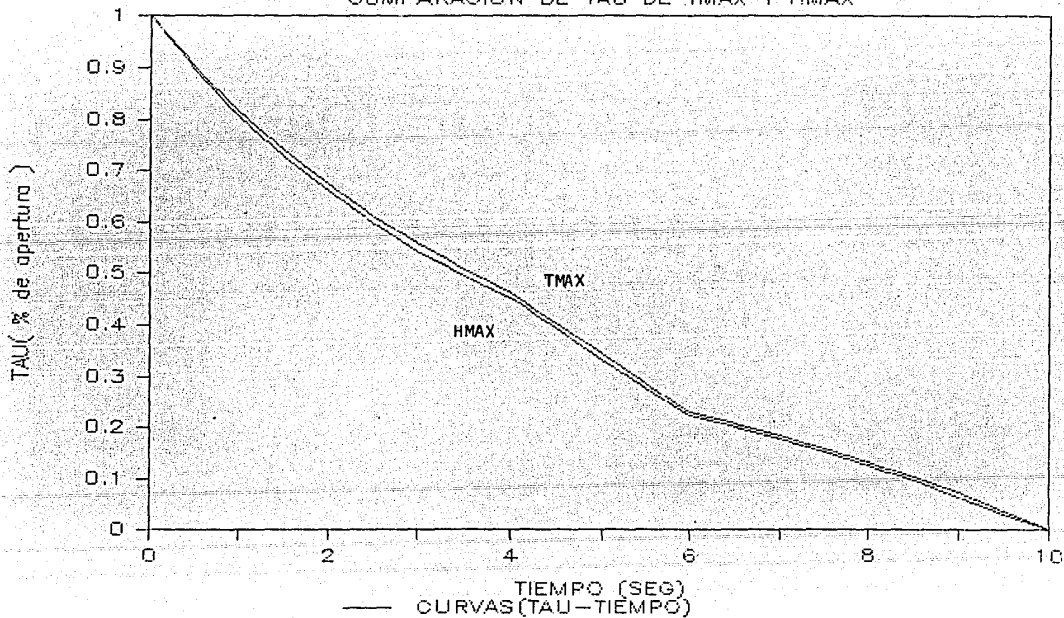


Fig. IV 22

ANALISIS DE FENOMENOS TRANSITORIOS
 EN UNA LINEA DE TUBOS
 (CAUSADOS POR EL CIERRE DE UNA VALVULA)

NUMERO DE TUBOS = 1
 NUMERO DE TRAMOS DEL ULTIMO TURO = 4
 GASTO 0.300 M3/SEG
 NIVEL EN EL TANQUE = 40.0 M
 TIEMPO DE SIMULACION = 15.0 SEG

NUMERO DE PUNTOS DE LA CURVA TAU-TIEMPO = 11
 TIEMPO DE MANIOBRA DE LA VALVULA = 10.00 SEG
 INTERVALO DE TIEMPO PARA DEFINIR LA CURVA TAU = 1.000 SEG

DATOS TAU DE LA CURVA

1.000	0.805	0.660	0.545	0.451	0.333
0.224	0.177	0.125	0.064	0.000	

NO. DE TUBOS	LONGITUD (M)	DIA. (M)	CELERIDAD (M/SEG)	FACT. DE FRIC.
1	2000.0	0.60	1000.0	0.018

NO. DE TUBO	CELERIDAD AJUSTADA (M/SEG)
1	1000.0

TIEMPO TAU	TUBO No.	CARGA (M)		GASTO (M3/S)		
		(1)	(N+1)	(1)	(N+1)	
0.0	1.000	1	40.00	36.56	0.300	0.300
1.0	0.805	1	40.00	46.51	0.300	0.272
2.0	0.660	1	40.00	56.29	0.300	0.246
3.0	0.545	1	40.00	65.96	0.246	0.220
4.0	0.451	1	40.00	75.46	0.194	0.194
5.0	0.333	1	40.00	75.43	0.143	0.144
6.0	0.224	1	40.00	74.53	0.093	0.096
7.0	0.177	1	40.00	65.56	0.044	0.071
8.0	0.125	1	40.00	56.66	-0.000	0.047
9.0	0.064	1	40.00	47.89	0.000	0.022
10.0	0.000	1	40.00	39.90	0.000	0.000
11.0	0.000	1	40.00	40.00	0.000	0.000
12.0	0.000	1	40.00	40.15	0.000	0.000
13.0	0.000	1	40.00	40.03	-0.000	0.000
14.0	0.000	1	40.00	40.10	-0.000	0.000
15.0	0.000	1	40.00	40.00	-0.000	0.000

R E S U M E N

No. TUBO	No. SECCION	PRESION MAXIMA	PRESION MINIMA
1	1	40.00	40.00
1	2	49.02	38.93
1	3	57.86	38.28
1	4	66.72	37.42
1	5	75.46	36.56

STOP --

Como pudo observarse el manejo y utilización del método del "golpe de válvula" es bastante práctico ya que sirve como una herramienta versátil que ayuda a diseñar los fenómenos dinámicos de una manera fácil y segura. Se deja pues, a los interesados en el tema, el profundizar en la teoría y realizar los cambios necesarios a los programas para introducir otras condiciones de frontera.

CAPITULO V.

CONCLUSIONES

Hay dos preguntas que generalmente se pueden formular acerca de estudios avanzados en aumentos de presión o golpe de ariete.

La primera es: cómo pueden desarrollarse estos estudios durante la etapa de diseño?

La respuesta es muy simple. Si se conoce el perfil del sistema, la longitud, el diámetro, el espesor, el material, la capacidad del tubo, así como el tipo y el tamaño de las bombas, los estudios de golpe de ariete pueden ser desarrollados sin problemas.

Los factores anteriormente mencionados pueden ser fácilmente establecidos, las presiones de operación normal en varios puntos del sistema pueden ser calculados y las presiones máxima permisibles pueden ser fijadas. Por estos medios, el margen disponible para el golpe de ariete puede ser encontrado.

El diseño podría ser entonces ajustado para proveer o dar factores de seguridad, lo suficientemente grandes, para resistir las condiciones que podrían ser encontradas o se podrían establecer medios de control que remedien estos aumentos de presión.

Es importante hacer notar que no hay ningún aparato mágico que nos solucione todas las dificultades de golpe de ariete, sólo un estudio en ambas zonas de operación, la normal y las posibilidades de condiciones de emergencia, nos pueden dar los valores

apropiados de tiempo de cierre de las válvulas o cualquier aparato de auxilio que pueda ser seleccionado.

No es factible hacer recomendaciones generales en el tipo, tamaño o la aplicación de equipos de control de presiones para todas las líneas de conducción, algunas soluciones posibles pueden ser consideradas para cada instalación particular, y las que se seleccionen deberán dar el máxima de protección con el mínimo costo.

Los aumentos de presión pueden ser generalmente reducidos substancialmente usando líneas de "bypass", alrededor de las válvulas "check" o amortiguando las válvulas "check" en el último 20% de su golpe, o bien adoptando un manejo de válvula a dos velocidades.

El golpe de ariete resultante de la falta de potencia en las casas de bombas, pueden ser algunas veces contenidos entre límites de seguridad permitiendo a las bombas trabajar en reversa.

Válvulas que permitan el ingreso de aire a las tuberías se pueden necesitar, pero la solución preferida puede ser en un determinado momento los tanques de oscilación, las cámaras de aire o los amortiguadores de presión. En cierto número de líneas de conducción ningún aparato será requerido para resistir las presiones dentro de los límites de seguridad.

Es esencial coordinar todos los elementos y sistemas apropiadamente y asegurar que las prácticas de operación cumplirán con los requerimientos de seguridad.

La segunda pregunta muy común en estudios avanzados de golpe de ariete es: Qué tan efectivas son las soluciones recomendadas para el problema, cuando el equipo se coloca en operación?

Si una investigación competente fue hecha durante la etapa de diseño y las recomendaciones derivadas de esto han sido llevadas a cabo, la línea de conducción está casi siempre operada sin daño alguno por golpe de ariete.

La concordancia entre el análisis teórico propiamente aplicado y las pruebas reales de las instalaciones han sido extremadamente cercanas.

Cuando un estudio de golpe de ariete no fue llevado a cabo y existen condiciones peligrosas, siempre han existido serios problemas de golpe de ariete y algunas veces costosos daños han resultado.

El tiempo y esfuerzo gastados en un estudio de golpe de ariete antes del diseño final, es el medio menos costoso de asegurarse contra el golpe de ariete.

El concepto de "Golpe de Válvula" se ha expuesto ampliamente en el capítulo III. El tema es relativamente nuevo y mucho hay que aprender acerca del diseño de los transitorios en un sistema así, como el manejo de válvulas. Según Streeter la filosofía seguida del "golpe de válvula" tendrá un impacto en los controles de sistemas por computadora en el futuro próximo, con el incremento de disponibilidad de microcomputadoras.

Se reconoce que el manejo correcto del "golpe de válvula" con controles apropiados todavía no están disponibles para los sistemas existentes. Sin embargo la presencia de una computadora comercial para monitorear presiones y flujos, así como para mover válvulas de control a través del sistema, con usos de sistemas del "golpe de válvula", pueden representar ahorros significativos.

No es necesario el movimiento perfecto de la válvula para reducir fluctuaciones en un sistema.

El cierre de válvula de dos velocidades es un intento de controlar transitorios en un sistema. Driels ha desarrollado un procedimiento de optimización para encontrar las dos velocidades del cierre para el tiempo total de cierre de la válvula, dado que produce el aumento mínimo de carga. El "golpe de válvula" da la máxima funcionalidad y es una base de comparación.

La teoría de la onda elástica ha sido completamente probada en la práctica real, y se deja solamente a los ingenieros tomar la iniciativa en hacer estos estudios y en instalar los aparatos de control de presiones, sin esperar a que serias fallas ocurran.

ANEXO.

A.1 CONTINUIDAD (OBTENCION DE LA CELERIDAD)

(Tomado de la referencia 8)

La ecuación de continuidad se deriva para un tubo horizontal simple; se consideran tres tipos de apoyo para el tubo:

- Tubo apoyado sólo en el extremo de aguas arriba con movimiento axial libre según la deformación de la pared del tubo
- Tubo totalmente empotrado restringiendo el movimiento axial; y
- Tubo empotrado con restricción al movimiento axial pero con juntas de expansión a lo largo del mismo.

Se define al módulo de Poisson como:

$$\mu = - \frac{\text{deformación unitaria lateral } \xi_2}{\text{deformación unitaria axial } \xi_1} = - \frac{\xi_2}{\xi_1} \quad \text{Ec. 1.2.3}$$

Los esfuerzos y deformaciones están relacionadas con el módulo de elasticidad de Young. Así

$$\xi_2 = \frac{\sigma_2}{E} \quad \xi_1 = \frac{\sigma_1}{E} \quad \text{Ec. 1.2.4}$$

donde σ_1 = esfuerzo unitario axial
 σ_2 = esfuerzo unitario lateral

Caso 3. La ecuación de continuidad se deriva para un tubo en general (fig. A.1.2). Después de un cierre instantáneo, el flujo continúa entrando en el extremo de aguas arriba del tubo por un tiempo de L/a segundos, esto lleva a un volumen V_{in} , y

$$\Delta V_{in} = AV_0 \frac{L}{a} \quad \text{Ec. 1.2.5}$$

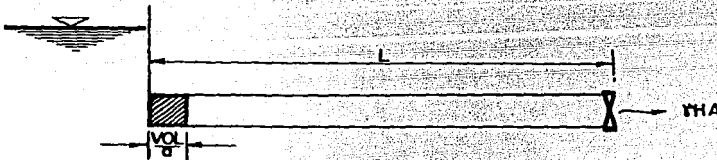


Fig. A.1.2

Relaciones de continuidad en un tubo.

Este acomodamiento dentro del tubo provoca una elongación del mismo y una expansión en el diámetro, por lo que el líquido contenido es comprimido. Dado que los cambios en L y en A son muy pequeños, y la compresión del líquido es mínima, sólo se necesita considerar un término de primer orden. La carga en el tubo es incrementada por H . La fuerza ejercida en la válvula (y de forma axial en el tubo) es γHA , y el esfuerzo axial extra en el tubo es:

$$\sigma_1 = \frac{\gamma HA}{\pi D e} = \frac{\gamma HD}{4e} \quad \text{Ec. 1.2.6}$$

donde D = diámetro interior del tubo
 e = espesor de la pared del tubo

El esfuerzo circunferencial extra en el tubo es (fig. A.1.3)

$$\sigma_2 = \frac{T_f}{e} = \frac{\gamma HD}{2e} \quad \text{Ec. 1.2.7}$$

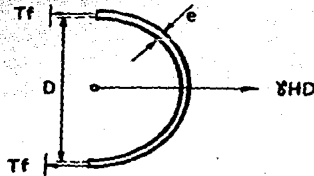


Fig.A1.3

Fuerzas en el semicilindro del tubo debidas al golpe de ariete

Dado el módulo de Poisson, la deformación unitaria axial es:

$$\xi_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu \sigma_2) = \frac{\gamma HD}{eE} \left(\frac{1}{4} - \frac{\mu}{2} \right)$$

y el volumen extra en el tubo debido a la elongación (caso a) es

$$\Delta V_L = A \xi_1 L = \frac{LA \gamma HD}{eE} \left(\frac{1}{4} - \frac{\mu}{2} \right)$$

La deformación unitaria lateral es

$$\epsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \mu \sigma_1) = \frac{\gamma H D}{2 e E} \left(1 - \frac{\mu}{4} \right)$$

y la deformación radial es

$$\frac{D}{2} \epsilon_2 = \frac{\gamma H D^2}{2 e E} \left(1 - \frac{\mu}{4} \right)$$

Multiplicando por la circunferencia πD para obtener el incremento del área,

$$\Delta A = \frac{\pi D^2}{2} \epsilon_2 = A \frac{\gamma H D}{e E} \left(1 - \frac{\mu}{4} \right)$$

Este incremento en el área ocurre en toda la longitud L del tubo, así, el volumen extra ΔV_r es:

$$\Delta V_r = LA \frac{\gamma H D}{e E} \left(1 - \frac{\mu}{4} \right) \quad \text{Ec. 1.2.9}$$

Se obtiene el volumen ΔV_q que se encuentra, por compresión del líquido, en el tubo, usando el módulo de elasticidad del volumen, definido como:

$$k = - \frac{\Delta p}{\Delta V/V} \quad \text{Ec. 1.2.10}$$

por lo tanto,

$$\Delta V_q = - \Delta V = \frac{V \Delta p}{K} = \frac{LA \gamma H}{K} \quad \text{Ec. 1.2.11}$$

Por la ecuación de afluencia a almacenar (ecs. 1.2.5, 1.2.8, 1.2.9 y 1.2.11),

$$LA \frac{V_0}{a} = LA \left[\frac{\gamma H}{K} + \frac{\gamma HD}{eE} \left(\frac{5}{4} - \mu \right) \right]$$

simplificando

$$\frac{V_0}{A} = \frac{\gamma H}{K} \left(1 + \frac{K D}{E e} C_1 \right) \quad \text{Ec. 1.2.12}$$

en la cual

$$C_1 = \frac{5}{4} - \mu \quad \text{Ec. 1.2.13}$$

es el factor de corrección por efecto del módulo de Poisson.

Caso b. Para un tubo empotrado con restricción a todo movimiento axial, $\xi_1 = 0$, pero $\sigma_1 = \mu \sigma_2$ y $\xi_2 = (1/E) (\sigma_2 - \mu \sigma_1) = (\sigma_2/e) (1 - \mu^2)$. σ_2 es el mismo que el del caso a, así, el volumen debido a la expansión radial del tubo ΔV_r , está dado por

$$\Delta V_r = LA \frac{\gamma HD}{eE} (1 - \mu^2)$$

$\Delta V_L = 0$, dado que el tubo está empotrado. ΔV_q es el mismo que el del caso a, así, el balance del volumen produce

$$LA \frac{V_0}{a} = LA \left[\frac{\gamma H}{K} + \frac{\gamma HD}{eE} (1 - \mu^2) \right]$$

de la cual:

$$C_1 = 1 - \mu^2$$

Ec. 1.2.14

cuando se usa en la ec. 1.2.12

Caso C. Para el caso en que se tienen juntas de expansión, el empotramiento mantiene constante la longitud del tubo $\sigma_1 = 0$ y σ_2 sigue como antes, por tanto

$$\Delta \psi_r = L \pi D \xi^2 \frac{D}{2} \cdot \frac{\gamma H D}{e E} \quad \text{Ec. 1.2.15}$$

$\Delta \psi_q$ se mantiene igual. El balance del volumen da la ecuación 1.2.12 con

$$C_1 = 1$$

para este caso.

De la ecuación 1.2.12, para la C_1 apropiada, junto con la ecuación 1.2.1, se puede determinar el valor de a . Eliminando H en ambas ecuaciones y simplificando

$$a^2 = \frac{k/\rho}{(1 + V_0/a) (1 + (k/E) (D/e)) C_1} \quad \text{Ec. 1.2.17}$$

Dado que V_0/a es muy pequeña comparada con la unidad, se puede despreciar, por lo que se puede establecer que

$$a = \frac{k/\rho}{1 + (k/E) (D/e) C_1} \quad \text{Ec. 1.2.18}$$

donde a es la velocidad de una onda de presión a través del tubo. El numerador es la velocidad de una onda en un fluido infinito; esta velocidad se reduce por la elasticidad de la pared del tubo. Para el agua con temperaturas ordinarias $\sqrt{k/\rho} = 4720$ pies/seg.

La velocidad de onda para grandes conductos de acero tiene un valor aproximado de 3000 pies/seg., mientras que las velocidades en pequeños tubos a alta presión oscilan entre los 4000 y los 4500 pies/seg.

Pequeñas cantidades de gas en un sistema líquido, modifica significativamente la velocidad de onda.

Con la velocidad de onda determinada en la ec. 1.2.18, la ec. 1.2.2 da una relación conocida entre el cambio en la velocidad y el cambio en la carga. Esta ecuación es muy útil para visualizar los efectos del golpe de ariete. Por ejemplo, con a/g de 125 seg. una reducción de un pie/seg. en la velocidad, provoca un incremento inmediato en la carga de 125 pies.

Esta ecuación se puede escribir como una sumatoria:

$$\sum \Delta H = - \frac{a}{g} \sum \Delta V \quad \text{Ec. 1.2.19}$$

la cual es válida, con tal de que las reflexiones de la onda del extremo aguas arriba del tubo tomen un tiempo de retorno, tal que $t < 2 L/a$

A.2 VELOCIDADES DE ONDA EN CONDUCTOS ESPECIALES

Tubería de pared gruesa elástica.

Para tubos en los que las paredes son relativamente gruesas en comparación con el diámetro, el esfuerzo en las paredes no está uniformemente distribuido. En esta condición, así como cuando el módulo D/e es menor que 25, se deberán usar los siguientes coeficientes.

Caso a. Con la tubería empotrada sólo en el extremo de aguas arriba y

$$C_1 = \frac{2e}{D} (1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \left(\frac{5}{4} - \mu \right) \quad \text{Ec. 2.3.1}$$

Caso b. Tubería empotrada o anclada, con restricción al movimiento longitudinal, y

$$C_1 = \frac{2e}{D} (1 + \mu) + \frac{D (1 - \mu^2)}{D + e} \quad \text{Ec. 2.3.2}$$

Caso c. tubería con juntas de expansión a lo largo de la misma, y

$$C_1 = \frac{2e}{D} (1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \quad \text{Ec. 2.3.3}$$

En conductos de pared gruesa el tipo de restricción tiene un pequeño efecto en la velocidad de onda. Se puede notar que conforme el espesor "e" se hace pequeño, cada coeficiente se aproxima al C1 correspondiente para conducciones de pared delgada.

Túneles circulares. Para permitir que el espesor "e" en las ecuaciones para tubos de pared delgada, llegue a ser cada vez mayor, C1 se aproxima al valor $(2e/D) (1 + \mu)$. Sustituyendo este valor C1 en la ec. 1.2.18 se tiene

$$a = \sqrt{\frac{k/\rho}{1 + (2k/Er) (1 + \mu)}} \quad \text{Ec. 2.3.4}$$

Esta ecuación permite el cálculo de la velocidad de onda en una conducción a través de roca sólida o concreto. Er y μ represen-

tan el módulo de rigidez y de Poisson del material del túnel respectivamente.

Tuberías en túneles circulares. Un forro de acero en contacto con el material del túnel, incrementa la velocidad de onda, más que si solo se tuviera el túnel. Si los efectos del módulo de Poisson se ven restringidos por el material del túnel junto con el acero, se puede presentar una simple expresión para el coeficiente C_1 en la ec. 1.2.18.

$$C_1 = \frac{2 E_e}{E_r D + 2 E_e} \quad \text{Ec. 2.3.5}$$

Tubería de concreto reforzado. La velocidad de la onda de presión en tuberías de concreto reforzado se puede estimar reemplazando el tubo actual por un tubo de acero "equivalente" cuyo espesor de pared se basa en el espesor del concreto y las varillas de refuerzo en el tubo. El cociente entre los módulos del concreto y el acero multiplicado por el espesor del concreto da por resultado un espesor equivalente de tubo de acero. Se puede hacer una concesión para una probable ruptura del tubo de concreto.

Las ecuaciones que incluyen el módulo de Poisson pueden desarrollarse para túneles forrados. Sin embargo, en la mayoría de los casos la precisión adicional por este único factor no está garantizada, ya que otras incertidumbres tengan probablemente igual importancia. Detalles que pueden tener cierta importancia pero que no han sido considerados son, entre otros: la naturaleza no lineal del módulo del volumen del fluido, una sección circular no perfecta, la naturaleza no lineal de algunos materiales para tubos y pérdidas por fricción, viscoelasticidad y pérdidas histeréticas.

tan el módulo de rigidez y de Poisson del material del túnel respectivamente.

Tuberías en túneles circulares. Un forro de acero en contacto con el material del túnel, incrementa la velocidad de onda, más que si solo se tuviera el túnel. Si los efectos del módulo de Poisson se ven restringidos por el material del túnel junto con el acero, se puede presentar una simple expresión para el coeficiente C_1 en la ec. 1.2.18.

$$C_1 = \frac{2 E_e}{E_r D + 2 E_e} \quad \text{Ec. 2.3.5}$$

Tubería de concreto reforzado. La velocidad de la onda de presión en tuberías de concreto reforzado se puede estimar reemplazando el tubo actual por un tubo de acero "equivalente" cuyo espesor de pared se basa en el espesor del concreto y las varillas de refuerzo en el tubo. El cociente entre los módulos del concreto y el acero multiplicado por el espesor del concreto da por resultado un espesor equivalente de tubo de acero. Se puede hacer una concesión para una probable ruptura del tubo de concreto.

Las ecuaciones que incluyen el módulo de Poisson pueden desarrollarse para túneles forrados. Sin embargo, en la mayoría de los casos la precisión adicional por este único factor no está garantizada, ya que otras incertidumbres tengan probablemente igual importancia. Detalles que pueden tener cierta importancia pero que no han sido considerados son, entre otros: la naturaleza no lineal del módulo del volumen del fluido, una sección circular no perfecta, la naturaleza no lineal de algunos materiales para tubos y pérdidas por fricción, viscoelasticidad y pérdidas histeréticas.

Ejemplo 2.1. Una tubería de 30 pulgadas de diámetro es llenada con agua $K = 3 \times 10^5$ lbs/pulg² y $\rho = 1.94$

a) Si la tubería se considera completamente rígida, la velocidad de onda será

$$a = k/\rho = 4720 \text{ pies/seg}$$

b) Considerar las tres condiciones de restricción en una tubería de acero ($e = 1/4$ pulg, $\nu = 0.3$, $E = 3 \times 10^6$ lbs/pulg², y $KD/Ee = 1.2$)

Caso a $C_1 = 5/4 - \nu = 0.95$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 1.2(0.95)} = 3220 \text{ pies/seg.}$$

Caso b $C_1 = 1 - \nu^2 = 0.91$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 1.2(0.91)} = 3260 \text{ pies/seg}$$

Caso c $C_1 = 1$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 1.2} = 3180 \text{ pies/seg}$$

c) Considerar las tres condiciones de restricción en tuberías de acero de pared gruesa del mismo diámetro interno $e = 2$ pulg. y $KD/Ee = 0.15$

Caso a $C_1 = 0.173 + 0.89 = 1.063$

Ejemplo 2.1. Una tubería de 30 pulgadas de diámetro es llenada con agua $K = 3 \times 10^5$ lbs/pulg² y $\rho = 1.94$.

a) Si la tubería se considera completamente rígida, la velocidad de onda será

$$a = k/\rho = 4720 \text{ pies/seg}$$

b) Considerar las tres condiciones de restricción en una tubería de acero ($e = 1/4$ pulg, $\mu = 0.3$, $E = 3 \times 10^6$ lbs/pulg², y $KD/Ee = 1.2$)

Caso a $C_1 = 5/4 - \mu = 0.95$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 1.2(0.95)} = 3220 \text{ pies/seg.}$$

Caso b $C_1 = 1 - \mu^2 = 0.95$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 1.2(0.91)} = 3260 \text{ pies/seg}$$

Caso c $C_1 = 1$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 1.2} = 3180 \text{ pies/seg}$$

c) Considerar las tres condiciones de restricción en tuberías de acero de pared gruesa del mismo diámetro interno $e = 2$ pulg. y $KD/Ee = 0.15$

Caso a $C_1 = 0.173 + 0.89 = 1.063$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 0.15(1.063)} = 4385 \text{ pies/seg}$$

Caso b $C_1 = 0.173 + 0.853 = 1.02$

$$4720$$

$$a = \frac{4720}{1 + 0.15(1.026)} = 4395 \text{ pies/seg}$$

$$1 + 0.15(1.026)$$

$$a = \frac{4720}{1 + 0.15 (1.063)} = 4385 \text{ pies/seg}$$

Caso b $C1 = 0.173 + 0.853 = 1.02$

$$a = \frac{4720}{1 + 0.15 (1.026)} = 4395 \text{ pies/seg}$$

Caso c $C1 = 0.173 + 0.937 = 1.11$

$$a = \frac{4720}{1 + 0.15 (1.11)} = 4370 \text{ pies/seg}$$

- d) Considerar un túnel de 30 pulgadas de diámetro a través de una presa de concreto. $E_r = 3 \times 10^6$ lbs/pulg y $\mu = 0.3$

$$a = \frac{4720}{1 + \frac{2(3)(10)^5 (1.3)}{3(10)^6}} = 4210 \text{ pies/seg}$$

- e) Considerar un túnel de concreto con forro de acero de 1/2 pulg., el diámetro interior permanece en 30 pulg.

$$C1 = \frac{2(3)(10)^7 (1/2)}{3(10)^6 30 + 2(3)(10)^7 (1/2)} = 0.25 \frac{KD}{Ee} = 0.6$$

$$a = \frac{4720}{1 + 0.25 (0.6)} = 4400 \text{ pies/seg}$$

TABLA 2.1

MODULO DE ELASTICIDAD DE YOUNG Y MODULO DE POISSON PARA VARIOS
MATERIALES PARA TUBOS

MATERIAL	MODULO DE ELASTICIDAD E* (GPa)	MODULO DE POISSON
ALEACIONES DE ALUMINIO	68-73	0.33
ASBESTO CEMENTO	24	0.20
BRONCE	78-170	0.36
HIERRO FUNDIDO	80-170	0.36
CONCRETO	14-30	0.1-0.15
COBRE	107-131	0.34
VIDRIO	46-73	0.24
PLOMO	4.8-17	0.44
ACERO TEMPLADO	200-212	0.27
PLASTICOS		
ABS	1.7	0.33
NYLON	1.4-2.75	
PERSPEX	6.0	0.33
POLIETILENO	0.8	0.46
PVC RIGIDO	2.4-2.75	
ROCAS		
GRANITO	50	0.28
CALIZA	55	0.21
CUARCITA	24.0-44.8	
ARENISCA	2.75-4.8	0.28
ESQUISTOS	6.5 - 18.8	

* PARA LA CONVERSION DE E A LBS/PULG MULTIPLICAR EL VALOR
DADO EN LA TABLA POR 145.038 X 10³
UN GIGA PASCAL POR 10E09/9.81 ES IGUAL A UN KG/M2

TABLA 2.2

VOLUMEN DEL MODULO DE ELASTICIDAD Y DENSIDAD DE LIQUIDOS COMUNES
A PRESION ATMOSFERICA

LIQUIDO	TEMPERATURA (° C)	DENSIDAD (KG/M3)	VOLUMEN DEL MODULO DE ELASTICIDAD K* (GPa)
BENZENO	15	880	1.05
ALCOHOL ETILICO	0	790	1.32
GLICERINA	15	1260	4.43
QUEROSENO	20	804	1.32
MERCURIO	20	13570	26.20
PETROLEO	15	900	1.50
AGUA PURA	20	999	2.19
AGUA DE MAR	15	1025	2.27

* PARA LA CONVERSION DE K A LBS/PULG , MULTIPLICAR EL VALOR DADO
EN LA TABLA POR 145.038 x 10E3
UN GIGA PASCAL POR 10E09/9.81 ES IGUAL A UN KG/M2

A.5 FORMULA DE ALLIEVI

La velocidad de propagación de la onda en una Tubería puede ser calculada también de manera aproximada por la conocida fórmula de Allievi:

$$C = \frac{9900}{48.3 + k \frac{D}{e}}$$

en la cual

- C = celeridad de la onda, m/s
- D = diámetro de los tubos, m;
- e = Espesor de los tubos, m;
- k = Coeficiente que tiene en cuenta los módulos de elasticidad

$$k = \frac{10^{10}}{E}$$

- para tubos de acero, k = 0.5;
- para tubos de fo.fo., k = 1.0;
- para tubos de concreto, k = 5.0 ;
- para tubos de A.C., k = 4.4;
- para tuos de PVC, k = 18.0

En caso de tubos de concreto armado, tomándose $k = 0.5$, se considera un espesor representativo para los tubos, obtenido por la expresión

$$e = e_m \left(1 + \frac{1}{m} \frac{e_b}{e_m} \right)$$

en la que

- e = espesor representativo
- e_m = espesor medio distribuido de los hierros
- e_b = espesor de los tubos
- m = coeficiente práctico (valor aproximado = 10)

Para tuberías indeformables $E = \infty$, resultando $c = 1425$ m/s, que es la celeridad en el agua.

La celeridad, en una tubería de acero, tiene valores aproximados a 1000 m/s algunas veces llega a ser un tercio de este valor.

A.6 CURVAS CARACTERISTICAS DE ALGUNAS VALVULAS COMUNES.

Existen en el mercado gran variedad de válvulas cuya función varía desde regular el paso del agua a través de ellas, como la de proteger algún otro dispositivo (como bombas o instrumentos de medición) así como reducir la presión en la línea de conducción, bien sea, por ejemplo, liberando agua para aliviar al sistema de las presiones a las cuales se encuentra sometida, o bien, evitar la cavitación por medio de la admisión y expulsión de aire, entre otras muchas funciones.

Se puede hacer mención de algunas válvulas más comunes, y estas son:

Válvulas de altitud, válvulas de alivio de presión y contra golpe de ariete, válvulas de control de bombas, válvulas de flotador, válvulas reductoras y reguladoras de presión, válvulas de no retorno "check", válvulas de compuerta, válvulas de mariposa, válvulas de globo, válvulas esféricas, válvulas de retención, válvulas de admisión y expulsión de aire y válvulas de chorro divergente.

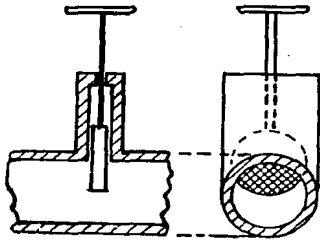
Existen otros tipos de válvulas y combinación de ellas, pero las antes mencionadas son las de uso más común. De cada una de las válvulas antes mencionadas existen en el mercado diversidad en cuanto a diámetros, así como de materiales que las componen (Acero inoxidable, fo.fo., hierro, bronce etc.)

Describir cada una de las válvulas, así como sus variantes es una tarea bastante ardua y que además se vuelve innecesaria por la basta información que el fabricante otorga al respecto.

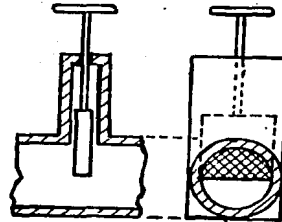
Motivo por el cual en la figura A.6.1, sólo se presentan diagramas esquemáticos de 7 tipos de válvulas con la finalidad de que se tenga una idea de como son y como funcionan.

De la figura A.6.2 hasta la figura A.6.6 se presentan algunas curvas características que relacionan el coeficiente de pérdidas de carga contra el porcentaje de apertura de la válvula que se señala.

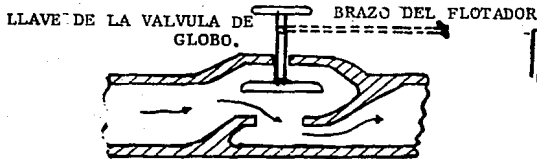
En las figuras A.6.7 y A.6.8 se presenta la relación de pérdidas de carga .vs. velocidad media en las válvulas "check".



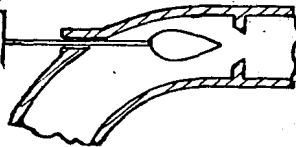
VALVULA DE COMPUERTA
(COMPUERTA CIRCULAR)



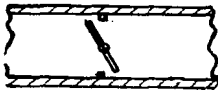
VALVULA DE COMPUERTA
(COMPUERTA CUADRADA)



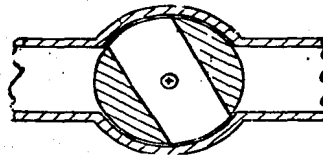
VALVULA DE GLOBO
Y
VALVULA DE FLOTADOR



VALVULA DE AGUJA



VALVULA DE MARIPOSA



VALVULA DE BALON
O
ESFERICA

DIAGRAMAS ESQUEMATICOS DE VARIAS VALVULAS, COMUNES EN EL MERCADO.

FIG. A. 6.1

Fig. A. 6.2

COEFICIENTE DE PERDIDAS EN UNA VALVULA DE BALON

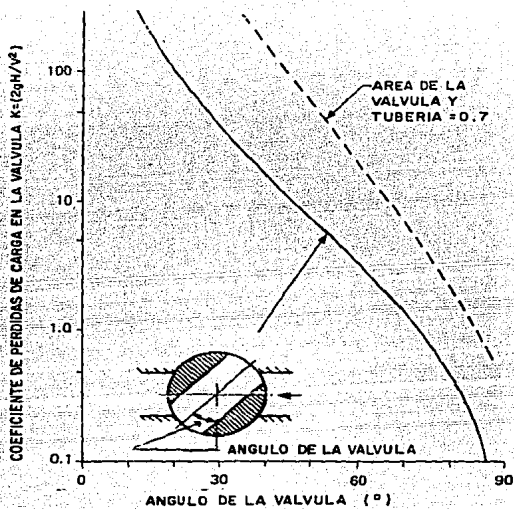


Fig. A. 6.3

COEFICIENTE DE PERDIDAS DE UNA VALVULA DE MARIPOSA

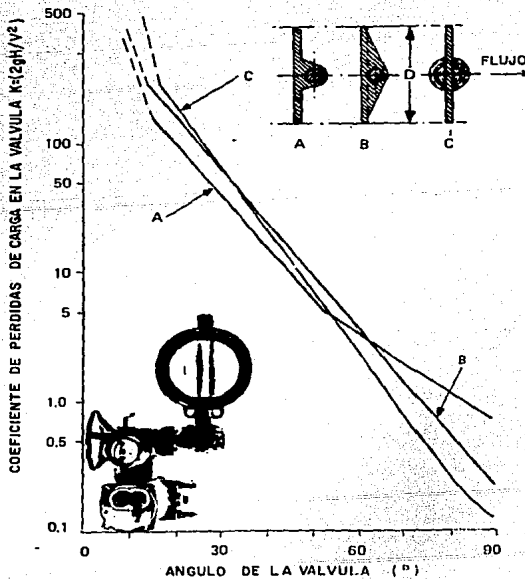


Fig. A. 6.4
VALVULA DE DIAFRAGMA
(COEFICIENTE DE PERDIDAS)

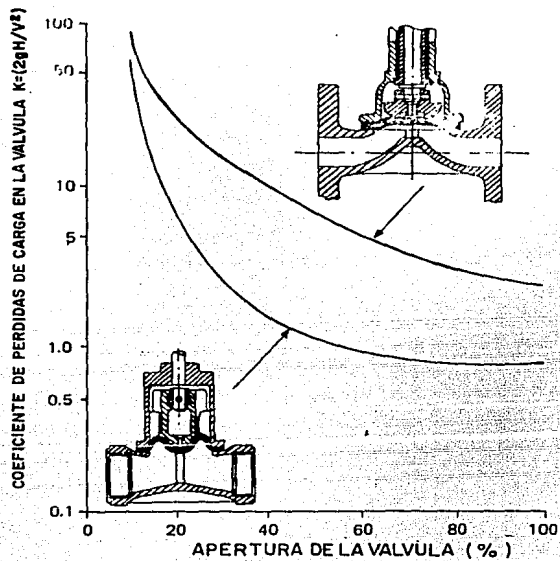


Fig. A. 6.5
VALVULA DE COMPUERTA
COEFICIENTE DE PERDIDAS
(AREA DE LA VALVULA =
AREA DE LA TUBERIA)

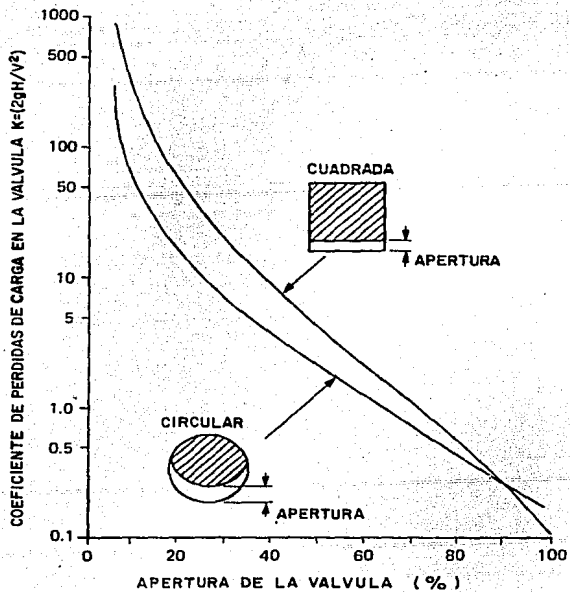


Fig. A. 6.6

DESCARGA CARACTERÍSTICA PARA UNA VALVULA DE FLOTADOR

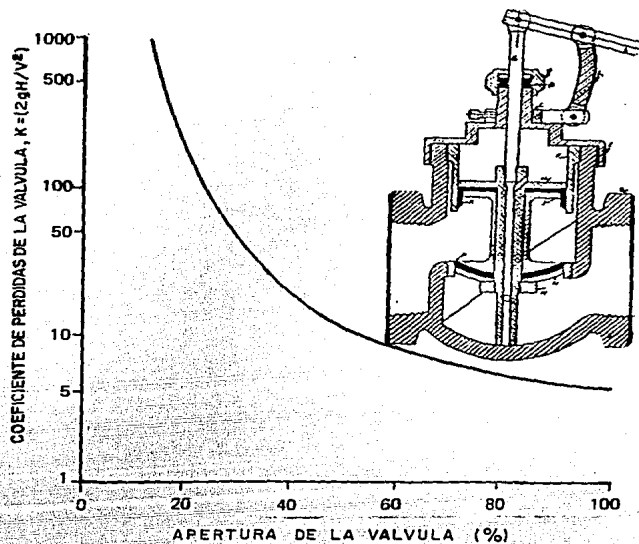
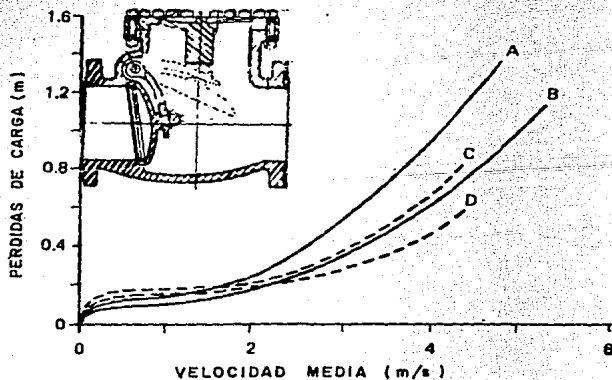
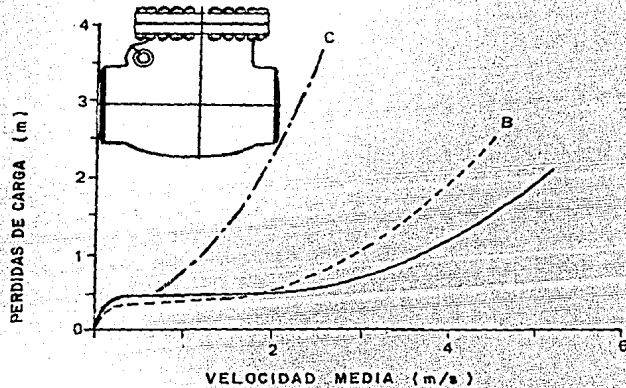


Fig. A. 6.7

PERDIDA DE CARGA EN VALVULAS "CHECK" (INFORMACION TOMADA DE GLENFIELD Y KENNEDY LTD)



- CURVA A: VALVULA "CHECK" CON GIRO CONVENCIONAL, DE 40 mm ϕ
- CURVA B: VALVULA "CHECK" CON GIRO CONVENCIONAL, DE 800 mm ϕ
- CURVA C: VALVULA "CHECK" CON DISCO INCLINADO, DE 1400 mm ϕ
- CURVA D: VALVULA "CHECK" CON DISCO INCLINADO, DE 350 mm ϕ



CURVA A : VALVULA "CHECK", 100 a 500 mm ϕ

CURVA B : VALVULA "CHECK", CON MULTI-DISCO
600 a 1800 mm ϕ

CURVA C : VALVULA "CHECK", CON EMPUJE
HACIA ARRIBA, 25 a 80 mm ϕ

Fig. A. 6.8

PERDIDAS DE CARGA EN ALGUNAS VALVULAS "CHECK"
(INFORMACION TOMADA DE GLENFIELD Y KENNEDY LTD)

BIBLIOGRAFIA.

1. Burden, Faires, Reynolds. Numerical Analysis. Prindle, Weber & Schmidt, 1979.
2. Chaudhry, M. Hanif. Applied Hydraulic Transients. Van Nostrand Reinhold Co., 1979.
3. Dupont, Andre. Hidraulique Urbane, Tomo II. Editions Eyrolles. Paris, 1974.
4. Mataix, Claudio. Mecanica de fluidos y máquinas hidráulicas. Harper y Row Publishers Inc., 1970.
5. Parmakian, J. Waterhammer Analysis. Dover Publications. Nueva York, 1963.
6. Ramirez, J. Luis. Tesis profesional. Aplicación del método de características a Fenomenos transitorios en tuberías. México, D.E., 1980.
7. Smith, E. Numerical Methods of Partial Differential Equations. Oxford, 1972.
8. Streeter, V.L. y E.B. Wylie. Hydraulic Transients. McGraw-Hill, 1980.
9. Wylie, E.b. y Streeter, V.L. Fluid Transients. McGraw-Hill, 1983.

ARTICULOS.

- 1.a Análisis de fenómenos transitorios en el acueducto Cutzamala. Aguirre Tello, Salvador. Vázquez Tirado, Gildardo. Revista de Ingeniería Hidráulica en México/ enero-abril de 1986.
- 1.b Control and suppression of pressure surges in pipelines and tunnels. ARD Thorley and K. Jenever. CIRIA. Report 84. London, may 1980.
- 1.c Simulación de fenómenos dinámicos en Plantas Hidroeléctricas Sosa. Cordero Rodolfo. Revista de Ingeniería, Fac. de Ingeniería (UNAM). Volumen L núm. 3, 1980. ED. Nueva Epoca.