

01121
62



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

**INFORMACION BASICA PARA EL ANALISIS DE
TRANSITORIOS HIDRAULICOS EN SISTEMAS
DE BOMBEO**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO CIVIL
P R E S E N T A:**

MARCOS HERNANDEZ MARTINEZ

ASESOR DE TESIS:

M EN I ALEJANDRO SANCHEZ HUERTA



MEXICO, D. F.

2003

A



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

**TESIS CON
FALLA DE
ORIGEN**



FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
FING/DCTG/SEAC/UTIT/ 050/97

Señor
MARCOS HERNÁNDEZ MARTÍNEZ
Presente

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

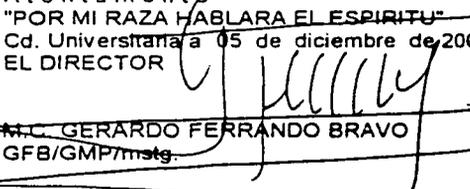
"INFORMACION BASICA PARA EL ANALISIS DE TRANSITORIOS HIDRAULICOS EN SISTEMAS DE BOMBEO"

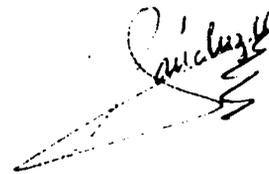
- INTRODUCCIÓN
- I. TEORIA FUNDAMENTAL
- II. CURVAS DE OPERACION TRANSITORIA DE BOMBAS Y MOMENTO DE INERCIA
- III. CURVAS DE OPERACIÓN TRANSITORIA DE VALVULAS
- IV. VELOCIDAD DE PROPAGACION DE LAS ONDAS
- V. EJEMPLO DE APLICACION
- VI. CONCLUSIONES

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

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

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria a 05 de diciembre de 2002.
EL DIRECTOR


M.C. GERARDO FERRANDO BRAVO
GFB/GMP/mstg.


**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

3

A DIOS

Por prestarme la vida y darme la oportunidad de ver realizado un sueño, confirmando una vez más que las acciones están en mi y los resultados están en el.

GRACIAS SEÑOR

A MARTHA

Por ser mi motivo más grande de vida y mi motor para seguir adelante, porque ha sabido tomar las riendas de nuestra familia con toda la magia y ternura de que es capaz y porque me ha hecho cómplice de todas sus alegrías y tristezas, siendo la culpable en gran parte de mi estabilidad emocional.

GRACIAS AMOR

A CESAR NACXIT Y ELOISA ATZIN

Porque con su llegada despertaron en mis sensaciones de felicidad, ternura orgullo al saber que me han permitido ser parte de su crecimiento, que también de algún modo es el mío.

GRACIAS HIJOS

A OFELIA

Por haberme enseñado que el respeto y la constancia son valores indispensables para cualquier empresa, mismos que trato siempre de reflejar en cada una de las acciones en mi vida.

GRACIAS MAMA

A MARCOS (qepd)

Por no haberme negado la oportunidad de equivocarme y porque donde quiera que te encuentres, tal vez te gustaría saber que esto es un gran paso en mi vida.

GRACIAS PAPA

A ANAMARIA, IRMA Y FABIÁN

Por tantos momentos de alegría y porque son parte integral de mi vida y mis principios, sabiendo que este logro es de todos compartido.

GRACIAS HERMANOS

A DIONISIA, RODOLFO, IGNACIO, MARCOANTONIO, DANIELA, ALEXA E IVÁN

Por dar lo mejor de cada uno y enseñarme que siempre puedes aprender de la gente que amas y que esta a tu alrededor.

GRACIAS FAMILIA

A VÍCTOR, MARTHA EUGENIA Y REBECA

Por ser un valioso ejemplo a seguir y por el inmenso amor que entregan a manos llenas, especialmente a BECA, porque no se podría concebir este trabajo sin su valiosa participación.

GRACIAS SEÑORES

A MIGUEL ÁNGEL, MARIO, RINGO, CARLOS, DIEGO, MÓNICA Y ANGÉLICA

Por aceptarme y ser parte de un magnífico grupo no solo de amigos, sino de reales compañeros con los que se pueden compartir mil y un sueños y proyectos y por las interminables partidas de "RISK", muy en especial a MARIO por la paciencia y desenfado en la participación de este trabajo.

GRACIAS PRIMOS

A LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNAM

Por ser mi alma mater y darme la instrucción necesaria a través de sus aulas y de todos mis maestros, los cuales enseñan a sus alumnos con el firme propósito de que la UNAM continúe siendo la "Máxima Casa de Estudios de Nuestro País", y de lo cual me siento orgulloso, por lo que con la culminación de este proyecto puedo expresarle que no les falle.

GRACIAS PROFESORES

LA M. EN C. ALEJANDRO SÁNCHEZ HUERTA

Por la aceptación, participación, paciencia y adaptación en la elaboración de este trabajo, sin lo cual no se podría haber llevado a feliz término y por ser uno de los mejores ejemplos a seguir en la impartición de cátedra en la Universidad, motivo por lo cual me siento afortunado de conocerle.

GRACIAS MAESTRO.

ÍNDICE

	PÁGINA
INTRODUCCIÓN	1
I. TEORÍA FUNDAMENTAL	10
I.1 TRANSITORIOS HIDRÁULICOS LENTOS	10
I.2 TRANSITORIOS HIDRÁULICOS RÁPIDOS	13
I.3 MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS	17
I.4 ESQUEMA DE ACUEDUCTO TIPO	21
II. CURVAS DE OPERACIÓN TRANSITORIA DE BOMBAS Y MOMENTO DE INERCIA	23
II.1- CLASIFICACIÓN DE BOMBAS	23
II.2- COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DE LAS BOMBAS	28
II.3- CURVAS DE OPERACIÓN	32
II.4- MOMENTO DE INERCIA	39
III. CURVAS DE OPERACIÓN TRANSITORIA DE VÁLVULAS	42
III.1- TIPOS DE VÁLVULAS	42
III.2- COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DE LAS VÁLVULAS	53
III.3- CURVAS DE OPERACIÓN	59
IV. VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DE LAS ONDAS	74
V. EJEMPLO DE APLICACIÓN	81
VI. CONCLUSIONES	93
ANEXO 1	95
BIBLIOGRAFÍA	99

INTRODUCCIÓN

CARACTERÍSTICAS DE LOS FLUIDOS

El término **HIDRÁULICA** significa, por su derivación, escurrimiento o flujo del agua en una tubería, pero generalmente se usa para designar aquella rama de la Mecánica que se ocupa de las leyes que gobiernan el comportamiento del agua y otros líquidos en estados de reposo y movimiento.

Los términos **Hidrostática**, **Hidrocinética** e **Hidrodinámica** se aplican para señalar las subdivisiones del tema. La Hidrodinámica, sin embargo, ha sido comúnmente utilizada para señalar aquella rama particular de las matemáticas que trata del movimiento de un fluido ideal sin fricción (no viscoso), sin cohesión, inelástico e incluso algunas veces considerado sin peso.

Por espacio de 200 años, los matemáticos y físico-matemáticos intentaron, con esa tendencia, resolver los problemas del movimiento de los fluidos sin producir resultados de mucho valor para la ingeniería, y esto fue porque las propiedades de los fluidos que despreciaron fueron precisamente aquellas que controlan principalmente el movimiento de un fluido ; y únicamente por medio de un proceso de razonamiento que toma a estos factores en cuenta, pueden alcanzarse conclusiones seguras y establecerse relaciones entre los citados factores.

Desde el principio del siglo actual, nuestro conocimiento acerca del movimiento de los fluidos ha progresado rápidamente debido al empleo del razonamiento analítico estricto y a los valiosos resultados de la investigación experimental. Hemos aprendido que ciertas leyes fundamentales son aplicables a todos los fluidos, y que éstos se diferencian por su comportamiento debido a las diferencias que tienen en propiedades tales como viscosidad, cohesión, compresibilidad, etc. y que es posible analizar y correlacionar los efectos de estas propiedades y producir una discusión y análisis unificados del movimiento general de los fluidos, que puede denominarse Mecánica de Fluidos.

En acuerdo con los aspectos físicos que se presentan en la naturaleza, la materia puede clasificarse en tres estados que son: Sólido, Líquido y Gaseoso, de los cuales a los dos últimos se les conoce como FLUIDOS.

A diferencia de los sólidos, los fluidos tienen la característica de poder cambiar continuamente las posiciones relativas de sus moléculas debido precisamente a su constitución molecular, sin ofrecer gran resistencia al desplazamiento entre ellas, aun cuando éste sea muy grande. Esto implica que si el fluido se encuentra en reposo, en su interior no pueden existir fuerzas tangenciales a superficie alguna, cualquiera que sea su orientación, y que dichas fuerzas se presentan sólo cuando el fluido está en movimiento. Por el contrario, un sólido en reposo sí acepta fuerzas tangenciales a las superficies, las cuales producen desplazamientos relativos entre sus partículas con una magnitud perfectamente definida. Si el sólido es elástico y la fuerza no rebasa una magnitud llamada de fluencia del material, este recuperará su forma original en el momento en que cesa la fuerza aplicada. Otra característica peculiar del fluido es que, como no tiene forma propia, adquiere la del recipiente que lo contiene.

Con las consideraciones anteriores, aparentemente resultaría claro distinguir los sólidos de los fluidos, sin embargo, existen en la naturaleza substancias cuya clasificación no es fácil, como el alquitrán por ejemplo, que a pesar de tener aspecto de sólido, su comportamiento es el de un fluido, esto puede constatarse si se coloca un bloque de dicho material en una superficie horizontal, después de un período largo de tiempo, se notará que el material sufre lentamente un cambio en su forma. Por otro lado existen ciertos sólidos llamados plásticos que fluyen cuando la fuerza tangencial que se aplica rebasa cierta magnitud.

Los fluidos poseen la propiedad característica de resistencia a la rapidez de deformación cuando se someten a un esfuerzo tangencial, que explica su fluidez, esta resistencia se denomina viscosidad y no sigue las mismas leyes de deformación de los sólidos, es decir, los esfuerzos tangenciales que se producen en un fluido no dependen de las deformaciones que experimenta, sino de la rapidez con que éstas se producen, incluso, la ley de variación entre los esfuerzos tangenciales y la rapidez con que ocurren las deformaciones es distinta según el tipo de fluido de que se trate.

En una clasificación general, los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases, considerando que un líquido cualquiera tiene un volumen definido que varía ligeramente con la presión y la temperatura, al colocar cierta cantidad de líquido en un recipiente de mayor volumen, adopta la forma del mismo y deja una superficie libre o de contacto entre el líquido y su propio vapor, la atmósfera u otros gases presentes. No sucede lo mismo si una cantidad igual de gas se coloca en el mismo recipiente, pues éste se expande hasta ocupar el máximo volumen que se le permita sin presentar una superficie libre.

A pesar de las diferencias señaladas, una buena parte del estudio del comportamiento de sólidos y fluidos, sometidos a un sistema de fuerzas, es común a ambos, ya que si en el análisis de su comportamiento se omite la naturaleza aleatoria de su distribución molecular, los sólidos y los fluidos se pueden considerar medios que poseen continuidad en todas sus propiedades y ser estudiados bajo esta suposición. El análisis riguroso del comportamiento de un fluido debería considerar la acción individual de cada molécula, sin embargo, en las aplicaciones propias de la ingeniería, el centro de interés reside sobre las condiciones medias de velocidad, presión, temperatura, densidad, etc. de ahí que en lugar de estudiar por separado la conglomeración real de moléculas, se supone que el flujo es un medio continuo, es decir, una distribución continua de materia sin espacios vacíos, tal suposición es normalmente justificable debido a que el número de moléculas consideradas en esta situación es muy grande y la distancia entre ellas es pequeña.

EXPLORACIÓN DE LA ESTRATIFICACIÓN DE SUELOS PARA UN ACUEDUCTO

Juzgada superficialmente, la acción de cavar un hoyo en la tierra (los trabajos de excavación abierta son considerados de esta manera) es un tema simple, por el contrario, todos los ingenieros experimentados saben que algunas veces los problemas que se les presentan se agravan precisamente por su sencillez. Al principio, la determinación de los costos es muy indefinida en los diseños de ingeniería relativos a las excavaciones abiertas y por ende ofrece mayores complicaciones que en cualquier otra rama del diseño. Los métodos y la magnitud del progreso de la excavación dependen del tipo de material encontrado y de su estructura geológica; de esta manera los dos factores mencionados determinan la sección transversal final de la excavación para un acueducto. Con frecuencia, estos factores vitales no reciben el análisis que merecen. Los problemas imprevistos no son tan peligrosos en la construcción de terraplenes como en los trabajos de excavación, sin embargo, la historia de la colocación de rellenos ofrece testimonios de que a veces con frecuencia éstos están más relacionados con el efecto del relleno sobre los estratos existentes, que con la composición del material de relleno.

En principio, las excavaciones abiertas consisten en remover de la manera más expedita y económica posible, material naturalmente formado, dentro de límites y niveles especificados, cuando no son satisfechos estos requerimientos preliminares antes de comenzar la excavación, habrá problemas y se perderá dinero. Hasta cierto punto es comprensible la omisión de los trabajos preliminares de investigación en las excavaciones abiertas; los trabajos parecen tan fáciles y los precios unitarios son tan bajos que se piensa que unos pocos metros cúbicos más o menos no tienen importancia, pero lo poco puede convertirse peligrosamente en mucho, es por eso que las investigaciones preliminares y la vigilancia constante durante el progreso de la excavación son indispensables. Los trabajos preliminares seguirán las directrices ya sugeridas, y si es necesario se harán investigaciones especiales, los mapas geológicos, resultado de las investigaciones, deben mostrar las curvas de nivel de la roca presente cuando sea posible hacerlo o la de los estratos que difieren del material de la superficie y que puedan afectar el avance y los métodos de excavación.

EXCAVACIONES ABIERTAS EN SUELOS

La excavación en suelos variará desde trabajar con grava bien definida y limpia o acarreos glaciales hasta cavar en arcilla cohesiva y suave, entre los dos extremos caen múltiples y variadas sustancias clasificadas en forma general como suelos, tierra o cualquier otro nombre genérico, y en casi todos la cohesión es una propiedad de significación variable; al considerar la mecánica de estos materiales, que difiere de la roca sólida, deben investigarse otras condiciones diferentes de las que se estudian en los laboratorios de resistencia de materiales, es aquí donde la Mecánica de Suelos contribuyó de manera enorme con el campo de la ingeniería civil; una parte importante de la teoría de la mecánica de suelos es la determinación de la estabilidad de los taludes, a partir del cálculo de la resistencia del suelo al esfuerzo cortante, hecho en el laboratorio, sin embargo, todo lo que la mecánica de suelos puede hacer es en vano, si no se tiene el conocimiento preciso de la Geología del lugar. Para que la excavación avance sin problemas y como se planeó, hay que conocer con certeza la interrelación exacta de los estratos del suelo y, en éstos, la de éstos con las condiciones del agua

freática. Probablemente no existe otra rama en el "trabajo de suelos" en la que la mecánica de suelos y la geología estén tan íntimamente ligadas, como en la determinación de los taludes de la excavación.

El proyecto de excavación para la construcción de un acueducto, no puede efectuarse de una manera inteligente y satisfactoria, a menos que el proyectista tenga como mínimo una concepción razonable exacta de las propiedades físicas de los suelos que debe considerar. Las investigaciones del terreno y las del laboratorio necesarias para obtener esta información esencial, constituye lo que se denomina: *exploración del suelo, reconocimiento del terreno, o estudio del subsuelo*, hasta hace pocas décadas, la exploración del suelo era siempre inadecuada e incompleta porque aún no se habían desarrollado métodos racionales para el ensayo de los suelos. Ahora, por el contrario, con frecuencia, el número de ensayos, y los refinamientos empleados en su técnica de realización, se hallan bastante fuera de proporción cuando se le compara con el valor práctico de sus resultados. Con el objeto de evitar estas condiciones extremas, hay que adaptar el programa de exploración a las condiciones del suelo y el tamaño del proyecto.

INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES DEL SUELO SOBRE EL PROGRAMA DE EXPLORACIÓN.

Si una estructura importante se va a realizar encima de una capa bastante homogénea de arcilla, se puede justificar la realización de una cantidad considerable de ensayos de suelo, ejecutados por laboratoristas expertos, ya que los resultados permiten prever con relativa exactitud tanto el asentamiento como la velocidad con que éste se produce. Con esta previsión, puede resultar posible eliminar, con un costo razonable, el peligro de asentamientos diferenciales perjudiciales, por ejemplo, con una distribución apropiada de las cargas, o ajustando adecuadamente las profundidades de los sótanos situados debajo de las diferentes partes de la estructura, si por el contrario, una estructura similar debe situarse encima de un depósito compuesto de bolsones y lentes de arena, arcilla y limo, la misma cantidad de ensayos agregaría muy poco a la información que podría obtenerse determinando meramente las propiedades índice de varias docenas de muestras representativas extraídas de las perforaciones de la exploración. Datos adicionales de mucho mayor significado que los que se deducirán de extensos ensayos de suelos, se podría obtener, en menos tiempo y con menor gasto, por medio de simples ensayos de penetración en el terreno, a lo largo de líneas verticales poco espaciadas entre sí, ya que dichos ensayos pondrían en evidencia las zonas débiles que pudiera haber entre perforaciones. El descubrimiento de dichas zonas es más importante que el conocimiento exacto de las propiedades de algunas muestras tomadas al azar, esto demuestra que, si el perfil del subsuelo es complejo, es muy probable que un programa elaborado de ensayos de suelo se halle fuera de lugar. Por ello, los métodos para la exploración del suelo deben elegirse, de acuerdo con el tipo de perfil del subsuelo, en el lugar mismo de la construcción. A continuación se describen las características de los principales tipos de perfiles del subsuelo que comúnmente se encuentran en la práctica. La expresión *PERFIL DEL SUBSUELO*, o simplemente *PERFIL DEL SUELO*, indica una sección vertical a través del terreno, que muestra los espesores y el orden de sucesión de los estratos. El término *ESTRATO* se aplica a una capa de suelo relativamente bien definida, que se halla en contacto con otras capas de características bien diferentes, si los límites entre estratos son más o menos paralelos, se dice que el perfil del suelo es simple o regular; si, por el contrario, los límites son irregulares, se dice que el perfil del suelo es errático.

Hasta una profundidad comprendida entre 1.5 y 2.0 metros y excepcionalmente hasta una profundidad mayor, las propiedades físicas del suelo son influidas por los cambios periódicos de humedad y temperatura y por los agentes biológicos, como son raíces, gusanos y bacterias, a la parte superior de esta región se conoce como horizonte A, y se caracteriza por estar sujeto, principalmente, a los efectos mecánicos del clima y a la pérdida por lavado de algunos de sus elementos. La parte inferior se identifica como horizonte B y es donde se precipitan y acumulan en parte las substancias lavadas del horizonte A. Los estratos individuales que constituyen el perfil del suelo debajo del horizonte B pueden ser bastante homogéneos, o bien estar compuestos de elementos más pequeños que tienen propiedades que se diferencian más o menos del término medio, la forma, el tamaño y la distribución de estos elementos más pequeños determinan la estructura primaria del depósito. Como la mayoría de los suelos fueron depositados bajo agua, la estructura primaria más común es la estratificación. Si las capas individuales no tienen espesores mayores de unos 2 a 3 cm. y además son aproximadamente del mismo espesor, se dice que el suelo es laminar.

En arcillas resistentes y otros suelos con gran cohesión, la estructura primaria puede llevar asociada una estructura secundaria, que se desarrolla después que el suelo ha sido depositado. La más importante de las características estructurales secundarias está constituida por los sistemas de fisuras capilares que se presentan comúnmente en las arcillas que se formaron en llanuras inundables y que consisten en capas, cada una de las cuales, después de ser depositada, estuvo temporalmente expuesta a la atmósfera.

MÉTODOS DE EXPLORACIÓN DEL SUELO.

El primer paso a seguir en la investigación del subsuelo consiste en ejecutar unos pocos sondeos por un método rápido y obtener muestras suficientemente intactas de los suelos que forman cada uno de los estratos encontrados por las herramientas de sondeo. Estos sondeos se conocen como perforaciones exploratorias, se pueden necesitar, además, ensayos en el terreno, o la obtención de muestras inalteradas, o ambos. Los ensayos en el terreno, como son los de penetración o los ensayos de bombeo, proporcionan información directa relativa a detalles del perfil del suelo y las propiedades del suelo in situ. La obtención de muestras inalteradas proporciona el material para una investigación de las propiedades del suelo por medio de ensayos de laboratorio. La experiencia indica que las propiedades físicas de casi todos los estratos naturales de suelo varían considerablemente en la dirección vertical y mucho menos en las direcciones horizontales, este hecho es demostrado en forma clara por la variación del contenido natural de humedad de arcillas que, en base a una inspección visual, aparecen como homogéneas.

Si un estrato es del tipo errático, la única manera de obtener una información adecuada con respecto a cómo varían las propiedades del suelo, consiste en la extracción de muestras continuas que abarquen todo el espesor del estrato y en efectuar ensayos sobre cada parte del material de la muestra obtenida, o bien en ejecutar ensayos adecuados en el terreno. Cierta clase de ensayos, como los de penetración, proporcionan un registro continuo de las variaciones de resistencia del estrato; otros, como los ensayos de bombeo, utilizados para determinar el coeficiente de permeabilidad, proporcionan valores medios de las propiedades del suelo que se investiga.

El término medio de las propiedades físicas de un estrato de arcilla, puede determinarse cómodamente con ensayos de laboratorio, ejecutados sobre muestras continuas que abarcan todo el espesor del estrato, estas muestras se obtienen comúnmente por medio de tubos de acero de pared delgada especiales para la obtención de muestras y cuyo diámetro es de 50 ó 63 milímetros (2 ó 2.5 pulgadas). Los tubos que contienen las muestras o testigos se sellan en el terreno, para que no se produzcan pérdidas de humedad y luego se envían al laboratorio, donde no se abren hasta el momento en que la arcilla debe ser ensayada, estas muestras se identifican como muestras en tubos de pared delgada.

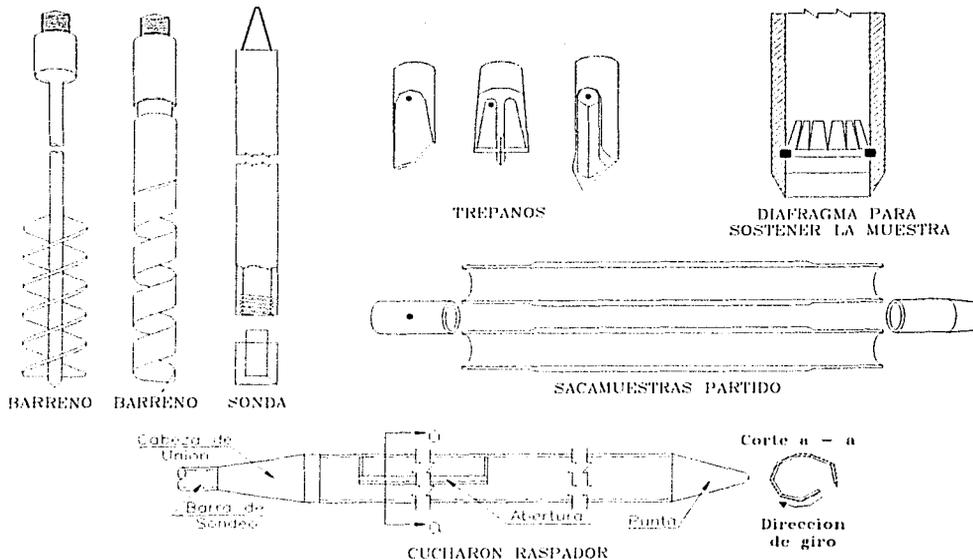
Para obtener valores medios de las propiedades físicas de un estrato de arena por medio de ensayos de laboratorio, sería necesario ensayar también todas las partes de muestras prácticamente continuas, pues de otro modo los resultados no serían confiables; lamentablemente, los elementos comúnmente utilizados para obtener muestras de arcilla no son adecuados para extraer muestras de suelos no cohesivos bajo agua, pues salvo que se recurra a costosos y engorrosos procedimientos, resulta imposible impedir la pérdida de buena parte o de toda la muestra. Por ello, es preferible investigar los estratos de suelos no cohesivos, o casi no cohesivos, por medio de ensayos en el terreno, tales como los ensayos de penetración y de bombeo, que eliminan la necesidad de obtener muestras continuas.

Los procedimientos más rápidos y más económicos para perforar son el método por inyección de agua y el que utiliza un barreno, para poca profundidad (hasta unos 3 metros), se usa preferentemente el barreno; para profundidades mayores se utilizan ambos métodos. El equipo para efectuar perforaciones a inyección, incluye generalmente un caño camisa de 2.5 pulgadas de diámetro, en trozos de 1.5 metros y que sirve de soporte a las paredes de la perforación; un peso o martillo para hincar la camisa en el terreno; un trípode para levantar los caños y el peso y un caño de inyección de una pulgada de diámetro en longitudes de 1.5 ó 3.0 metros. El caño de inyección lleva en su extremidad superior una cabeza giratoria que sirve de unión con la manguera de la bomba de inyección y en su extremidad inferior una punta o barreno de inyección que tiene agujeros por donde se fuerza al agua que se bombea por la parte superior, el equipo incluye también un recipiente para almacenar agua y una bomba a mano o a motor.

Como los pedazos de suelo arrastrados por el agua en perforaciones a inyección dan una idea demasiado vaga de las características del terreno, a tal punto que el perforador puede no llegar a notar el pasaje de la punta de inyección de un estrato a otro, algunos ingenieros prefieren efectuar las perforaciones con barreno, aún cuando se trate de profundidades grandes y resulten más costosas.

La figura "a", muestra, en primer término, los dos tipos de barrenos utilizados para extraer suelo del fondo de una perforación. La perforación se ejecuta introduciendo en el terreno por rotación la punta helicoidal del barreno, para luego retirarlo con el suelo que se le adhiere. Este suelo se examina y se repite la operación introduciendo y rotando nuevamente el barreno, si el pozo que así se ejecuta resulta desmoronable, debe

encamisarse en caños de diámetro interior algo mayor que el diámetro del barreno, la camisa se hincó hasta una cota no inferior al nivel en que se va a tomar una muestra y se limpia utilizando el mismo barreno, se inserta luego el barreno dentro del pozo limpio y se introduce en el suelo situado debajo de la punta de la camisa para extraer la muestra. En arena, por debajo de la capa freática, no es posible efectuar perforaciones con barreno, pues el material no permanece adherido al mismo.



HERRAMIENTAS DE MUESTREO PARA PERFORACIONES EXPLORATORIAS

FIGURA "a"

Para obtener muestras de suelo de las perforaciones exploratorias, se utiliza una cuchara o tubo sacamuestras que se baja con las mismas barras de sondeo utilizadas para el barreno o para la punta de inyección, el sacamuestras es entonces forzado o hincado en el terreno, para ser luego retirado con la muestra en su interior, comúnmente, estos dispositivos para perforaciones exploratorias consisten en un trozo de caño de 1.5 pulgadas de diámetro interior y de 30 a 60 centímetros de largo que ha sido dividido longitudinalmente y que, por tal motivo se distingue con el nombre de sacamuestras partido. Para tomar la muestra, las dos mitades del tubo se mantienen unidas por dos pequeños trozos de caño enroscados a sus extremos; uno de éstos sirve de pieza de unión con las barras de sondeo, y el otro, que ha sido afilado en una de sus puntas como zapato que facilita la entrada en el terreno.

RESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ASPECTOS FUNDAMENTALES DE LA CONSTRUCCIÓN DE UN ACUEDUCTO

La palabra ACUEDUCTO según el Doctor Armin Schoklitsch, se utiliza con carácter restringido para las conducciones cerradas de mampostería construidas sobre el terreno. Una variante del acueducto es la tubería, que emplea conductos fabricados en cualquier sitio, fuera del lugar de trabajo. Las ventajas del acueducto sobre la tubería son:

- La posibilidad de emplear materiales locales, tales como arena y grava para la construcción del concreto.
- Vida más larga de la mampostería comparada con los tubos metálicos.
- Menor pérdida de capacidad de conducción con el tiempo.

Estas ventajas dan origen a un menor costo inicial que, combinado con un costo de conservación más bajo, da como resultado que la instalación sea más económica que las de tuberías, pero también existen algunas desventajas, tales como:

- Un acueducto debe construirse inicialmente de amplias dimensiones, por el contrario, pueden emplearse tuberías relativamente pequeñas dependiendo del cálculo de los diámetros o sumárseles unidades en paralelo si se incrementa la necesidad de agua.
- El conjunto de desmontes y terraplenes exige a menudo, que el acueducto se adapte a la superficie del terreno, interfiriendo con los desagües naturales y dando origen a terraplenes antiestéticos.

Por resultar práctico y de acuerdo a la pretensión de este trabajo, se usará de aquí en adelante, el término ACUEDUCTO incluso para tuberías.

Las zanjas para las tuberías de agua, deben alinearse cuidadosamente, no se precisa una nivelación muy cuidadosa al colocar las tuberías, pero es necesario cubrirlas lo suficiente para protegerlas contra las cargas producidas por el tráfico y evitar la congelación del agua por climas extremos. Deberá tenerse en cuenta también, las condiciones que puedan producirse en el futuro, como resultado de la nivelación y/o pavimentación de los caminos.

El ancho de las zanjas debe ser suficiente para permitir trabajar con holgura alrededor del tubo, y para colocar, al rellenar, la tierra que ha de rodear su parte baja. Las normas prescriben un ancho no menor de 30 cm, más que el diámetro interior del tubo, con 60 cm como mínimo. En los empalmes se precisa ampliar la excavación, esta se hace a mano o con máquinas excavadoras. Los corrimientos de tierra son menos probables si ésta se apila a ambos lados de la zanja, lo que no es factible si el tubo ha de hacerse rodar dentro de la zanja. La rotura de pavimentos o grava muy dura, se facilita con el empleo de herramientas neumáticas. El relleno se hace a mano o con máquina. El apisonado se practica, a veces a mano, pero la consolidación del material de relleno puede hacerse más fácilmente con agua.

COLOCACIÓN DE TUBERÍAS.

La colocación de las tuberías, comprende su descarga de los camiones, el transporte hasta el lugar de colocación o el almacenaje en el lugar y su colocación en la zanja. La manipulación de los tubos de pequeño tamaño se facilita con el empleo de una cabria montada en una plataforma sólida, cada tubo se descarga del camión mediante una eslinga, se ensaya por su sonido si tiene defectos que puedan haberse producido en el transporte y se coloca sobre el tractor o la plataforma dedicada a este fin. El tubo puede colocarse directamente en la zanja sin necesidad de arrastrarlo en la calle, para colocarlo a mano dentro de la zanja, se dispone una cuerda en cada extremo del tubo con una ligadura arrollada; los operarios sujetan un extremo de la cuerda pisándolo, y con el otro van arriando el tubo tan suavemente como sea posible; debe tenerse cuidado de que el tubo descase firmemente, con el objeto de reducir al mínimo el peligro de un asiento desigual, del que resultaría un indebido esfuerzo en las juntas y graves roturas. Las excavaciones para los empalmes de los tubos se hacen antes de colocarlos; antes de hacer las uniones, el tubo se debe raspar y limpiar, quitándole toda la tierra y materia extraña que pueda penetrar en el agua después del uso.

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DE TUBERÍAS.

Las tuberías para instalaciones de abastecimiento de aguas pueden ser de fundición, de acero, de plástico (PVC), de fibrocemento y también de concreto armado o inclusive de madera, la decisión sobre el material más conveniente depende del precio, de los requisitos con que ha de cumplir la tubería y de su comportamiento en contacto con el agua y el terreno.

Tubos de fundición:

Ofrecen muchas ventajas debido a la costra que en su superficie se forma y que los hacen más resistentes que los otros materiales al agua o al terreno, para protegerlos mejor, después de la prueba de presión se recubren con una capa de asfalto, aplicada en caliente, los tubos se funden en moldes de arena o en moldes que giran rápidamente; éstos últimos tienen un espesor de pared más uniforme y una resistencia más elevada.

Los tubos fundidos en moldes de arena se ensayan a 20 atmósferas, y los centrifugados a 30 atmósferas, y se pueden emplear hasta con 10 y 15 atmósferas, respectivamente. Para que se puedan emplear los tubos de fundición con aguas agresivas y en casos en que el agua tenga que quedar totalmente exenta de hierro, se recubre su superficie interior con un revestimiento de esmalte. Los tubos de fundición son muy poco resistentes a la flexión y al choque, especialmente en tiempo de frío.

La longitud L de los tubos de fundición en función de su diámetro es:

D= 40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	150 mm o mas
L= 2 m	2.5 m	3.0 m	3.0 m	3.5 m	4.0 m
L= 2.5 m	3.0 m	3.5 m	4.0 m	4.0 m	5.0 m

Tubos de Acero:

Se fabrican hasta un diámetro interior de 600 mm sin costura; y para un diámetro superior a 300 mm se fabrican también con soldadura, la alta resistencia del acero permite la fabricación de tubos con paredes mucho más delgadas que los de fundición, y por eso los de acero son mucho más ligeros; los tubos de acero sin costura se fabrican en longitudes de 8 y 14 m, y su fabricación en longitudes especiales solamente se hace a precios elevados. Los tubos de acero son fácilmente atacados por el terreno y por el agua, para su protección se les aplica un revestimiento asfáltico, en el exterior se protegen, además, con citas de yute o fieltro, empleadas en asfalto. En el interior, el revestimiento generalmente se aplica en caliente y se distribuye uniformemente por centrifugación.

Los tubos de acero tienen que resistir una presión comprendida entre 50 y 70 atmósferas, y pueden ser utilizados para 25 y 35 atmósferas, presiones que nunca se alcanzan en abastecimientos de aguas, estos tubos se pueden cortar fácilmente con el soplete.

Tubos de Concreto:

Las tuberías de concreto pueden ser simples o armadas; las primeras se emplean para conducción de agua sin presión y hasta diámetros de 60 cm; las segundas para diámetros mayores y obviamente cuando se conduce agua a presión. El refuerzo puede ser con varillas colocadas en anillos individuales o corridas como resorte para absorber los esfuerzos en tensión, que van apoyadas en otras varillas longitudinales que al mismo tiempo que sujetan el refuerzo principal, absorben los refuerzos longitudinales debido a cambios de temperatura, flexión y manejabilidad; incluso para altas presiones y con objeto de disminuir al máximo las filtraciones, el refuerzo puede ser un tubo formado por una placa de acero.

En cuanto a la pérdida de agua en tuberías de concreto, según especificaciones de la American Water Work Association, se admiten las que se indican a continuación:

10.5	g/cm ²	235.2	Litros
8.8	g/cm ²	215.0	Litros
7.0	g/cm ²	192.2	Litros
5.3	g/cm ²	164.7	Litros
3.5	g/cm ²	135.7	Litros

Volumen máximo permisible de fugas en litros por 24 horas, por kilómetro de tubería y por pulgada de diámetro del tubo a las presiones estipuladas.

La durabilidad de la tubería de concreto es de unos 75 años en promedio, con el tiempo disminuyen los coeficientes de fricción; con la fórmula de Hazen – Williams, se puede suponer de 130 al principio, de 110 después de 10 años de uso, 100 a los 20 y 80 en las siguientes.

La velocidad recomendada para evitar erosión y grandes pérdidas por fricción, en esta clase de tuberías, varía de 1.00 a 1.50 m/s.

Las uniones en tuberías de concreto simple, son a base de macho y campana, junteadas con mortero y colocadas de tal manera que el agua circula con respecto al tubo, en el sentido de campana a macho. En las tuberías reforzadas, la unión puede ser también a base de macho y campana, junteadas con mezclas resistentes; para grandes diámetros, según los espesores, se emplea el mismo tipo de junta pero con apariencia continua, tanto en el interior, como en el exterior.

Tubos Plásticos:

En la actualidad la tubería plástica de Cloruro de Polivinilo (PVC), se está empleando con grandes ventajas para la conducción de agua potable y aguas residuales domésticas e industriales; es muy resistente a la acción de diversos productos químicos; no imparte olores ni sabores al agua; su poco peso facilita su transporte y colocación y ofrece poca resistencia al escurrimiento.

La tubería de PVC se fabrica en dos tipos, para la conducción de agua potable a presión y para la conducción de aguas residuales sin presión, las dimensiones se calculan a partir de las fórmulas:

$$S = P \frac{d - e}{2e}$$

$$\frac{2S}{P} = RD - 1$$

$$RD = \frac{d}{e}$$

$$\frac{2S}{P} = \left(\frac{d}{e} \right) - 1$$

Donde:

S = esfuerzo de diseño en kg/cm²

d = diámetro exterior en mm.

P = presión de trabajo en kg/cm²

e = espesor mínimo recomendable en mm.

El espesor mínimo de pared permitido para tuberías de conducción de agua es de 1.5mm; la tubería para agua potable se fabrica en ocho clases: RD =13.5, 17, 21, 26, 32.5, 41, 64 y roscados.

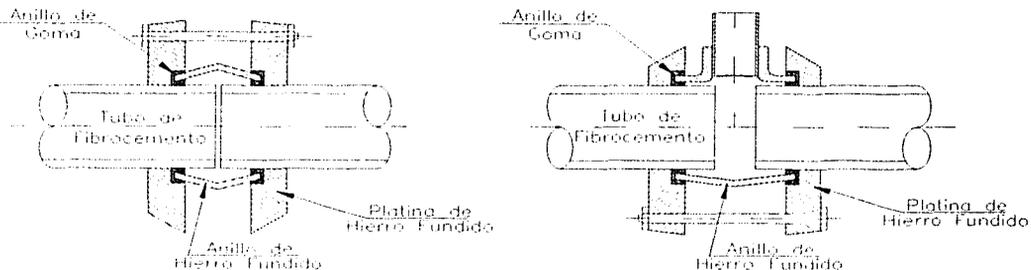
Se especifican seis clases según la presión máxima de trabajo:

Clase	Presión máxima de trabajo (kg/cm ²)
A	2.50
B	5.00
C	7.50
D	10.00
E	15.00
F	20.00

Se fabrican en 14 diámetros, que varían de 3.16 mm (1/8") a 152mm (6").

Tubos de Fibrocemento:

Se hacen con una mezcla de fibras de amianto y cemento, y se emplean para presiones entre 3.5 y 10 atmósferas, tienen longitudes normales de 4 m y diámetros hasta de 1000 mm; para la protección contra las aguas agresivas, las superficies interiores y exteriores pueden llevar un revestimiento. Los tubos son ligeros y se comportan lo mismo que los tubos de acero; pero son frágiles por flexión.



UNIONES PARA TUBOS DE FIBROCEMENTO

FIGURA "b"

...S CON
FALLA DE ORIGEN

CAPÍTULO I

TEORÍA FUNDAMENTAL

I.1 TRANSITORIOS HIDRÁULICOS LENTOS

Los fenómenos que producen los transitorios hidráulicos se pueden agrupar en dos clases, que son :

$T_c > T$ Fenómeno Lento.

$T_c \leq T$ Fenómeno Rápido.

Donde T se denomina "Periodo Propio" de la tubería y representa el tiempo en que la perturbación realiza el viaje de ida y regreso en el acueducto, el valor de T está dado por:

$$T = \frac{2l}{a} \dots\dots\dots(1.1)$$

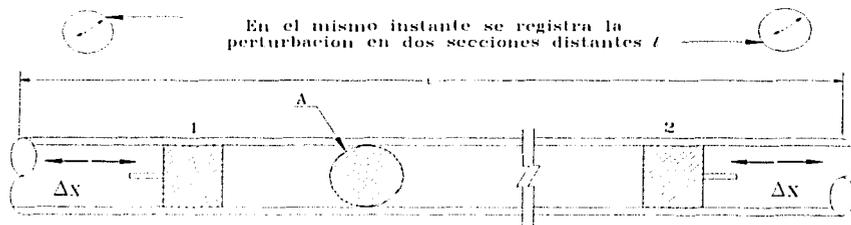
l = Longitud de la Tubería.

a = Velocidad.

T_c = tiempo de cierre o apertura del dispositivo que provoca el fenómeno (una válvula por ejemplo)

Cualquier cambio en cuanto a las condiciones de operación de un acueducto cuya duración sea mucho mayor que el periodo de la conducción T , que es igual al intervalo de tiempo que emplea una onda de presión o gasto en recorrer el acueducto dos veces (ida y vuelta), se puede analizar como un fenómeno de oscilación de masa. Estos fenómenos poseen importancia práctica en el caso en que el acueducto conecta tanque a superficie libre. Un paro en el sistema genera la conversión de la energía cinética de masa de miles de toneladas de agua moviéndose a 2 ó 3 m/s, en energía potencial gravitatoria. Ello supone fenómenos de oscilación que se deben tener presentes al realizar el proyecto con el fin de evitar derrames por el coronamiento de los tanques o vaciado de los mismos con el consiguiente arrastre de aire al interior de la conducción.

Las ecuaciones de dinámica y de conservación de la masa aplicables a los transitorios hidráulicos en los que la tubería puede ser considerada rígida y el fluido incompresible, son para los ingenieros que están acostumbrados a trabajar con fenómenos hidráulicos estacionarios, muy comunes, sin embargo éstas resultan una simplificación extrema al tratar de analizar fenómenos transitorios, puesto que en su aplicabilidad están limitadas a casos muy particulares y en general no deben ser aplicadas.



TUBERÍA CON PAREDES RIGIDAS Y FLUIDO INCOMPRESIBLE

FIGURA 1-1

Para poder mostrar elementos de juicio con respecto a las posibles contradicciones con la realidad; bastaría pensar en una tubería cuya longitud l fuese todo lo grande que se quisiera (Figura 1-1). En dicha tubería se acondicionan dos pistones y se mantiene llena de agua, teniendo en cuenta la hipótesis de rigidez de la tubería e incompresibilidad del fluido, si el pistón 1 se desplaza Δx , el volumen del líquido A que "desapareció" en el extremo 1, debe "aparecer" en el extremo 2 desplazándose instantáneamente el pistón 2

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

una distancia Δx ; este razonamiento es completamente válido puesto que la hipótesis realizada implica que no pueden existir variaciones de diámetro ni de longitud de la tubería (Tubería Rígida) así como tampoco pueden existir variaciones en el volumen del líquido (Incompresibilidad) por lo cual el volumen del recipiente sólo puede variar debido al movimiento de los pistones, en consecuencia y por el razonamiento anterior, se puede concluir que el dispositivo propuesto en la figura es capaz de transmitir "información" instantáneamente del extremo 1 al extremo 2 independientemente de la distancia que exista entre ambos. Si recordamos que la velocidad de la luz es de 3×10^8 m/s y la del sonido en el aire es de 340 m/s, podemos constatar que la hipótesis de rigidez e incompresibilidad que parecía muy normal para quienes están acostumbrados a tratar con fenómenos estacionarios, da lugar a conclusiones extrañas en cuanto se aplica con rigor a los fenómenos hidráulicos transitorios. El fenómeno descrito anteriormente implicaría una velocidad infinita de propagación de las perturbaciones de presión y gasto.

En realidad, esta velocidad no puede ser mayor de 1450 m/s en agua limpia a 20°C. La existencia de una velocidad de propagación finita de las perturbaciones u ondas de presión y gasto y que esa velocidad sea lo suficientemente baja como para que en una tubería de más o menos 15 Km, la onda emplee 10 segundos en recorrerla son hechos que tienen una influencia determinante en el comportamiento no estacionario de las conducciones a presión; sin embargo, algunos problemas reales pueden ser tratados con el modelo simplificado de tubería rígida y fluido incompresible.

En flujo estacionario, se puede formular la hipótesis de que la distribución de velocidades en la sección de una tubería recta puede considerarse uniforme, con un valor igual a la velocidad media $V = Q/A$ siendo Q el gasto y A el área de la sección, esta hipótesis se puede mantener para el flujo no estacionario donde $Q = Q(t)$ y $A(s)$ es independiente del tiempo por la hipótesis de rigidez de las paredes de la tubería, pudiendo en cambio depender de una coordenada axial s .

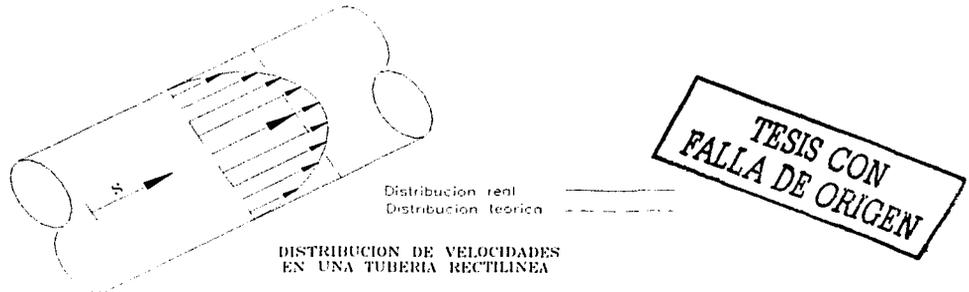


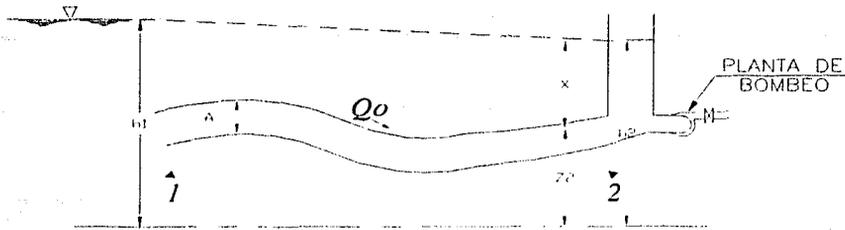
FIGURA 1-2

La incompresibilidad del fluido de la hipótesis equivale a que la densidad ρ del fluido es constante a lo largo de la tubería. La rigidez de las paredes implica que, entre dos secciones rectas, el volumen del fluido es constante, lo cual quiere decir que no puede haber acumulación de fluido entre dichas secciones, en consecuencia, para todo instante se verifica para dos secciones cualesquiera 1 y 2, que el gasto masico ρQ que atraviesa una, atraviesa la otra, esto es: $\rho Q_1 = \rho Q_2$

Como no existe variabilidad de la densidad, quiere decir que podemos aceptar que, para flujo no estacionario, sirve la ecuación: $Q_1(t) = Q_2(t)$.

Cabe señalar que esta ecuación tan sencilla se modifica en gran medida para el modelo con una velocidad finita para la propagación de las perturbaciones y el gasto en una tubería rígida con fluido incompresible sólo depende de t .

En la figura 1-3 se presenta el modelo de una presa conectada a una planta de bombeo en cuya succión se tiene un tanque de oscilación, la conexión se efectúa a través de una tubería de longitud l y sección recta de área A.



OSCILACION DE MASA ENTRE UNA PRESA
Y UN TANQUE DE OSCILACION

FIGURA 1-3

El área de la sección recta del tanque de oscilación es A_T , la planta de bombeo trabaja normalmente con un gasto Q_0 que fluye desde la presa, al detenerse la planta es claro que el fluido que escurre por la tubería irá llenando el tanque de oscilación hasta que la carga en el extremo aguas abajo debida al ascenso de nivel de la superficie libre en el tanque detenga el flujo y lo invierta hacia la presa. El fenómeno oscilatorio se repetirá hasta que por fricción se disipe la energía cinética del flujo que escurría en la tubería en el momento de detención de la planta de bombeo.

TRABAJOS CON
FALLA DE ORIGEN

I.2 TRANSITORIOS HIDRÁULICOS RÁPIDOS

Los transitorios hidráulicos rápidos ocurren siempre que se modifica el gasto en el acueducto y se debe tener muy en cuenta en el diseño del sistema puesto que las consecuencias en la instalación pueden ser catastróficas, si bien toda la alteración en el gasto da lugar a un transitorio hidráulico que se propaga con una celeridad del orden de 1000 m/s por todo el sistema; en el diseño, por razones de seguridad, se considera la alteración más brusca del gasto que puede ocurrir en el acueducto, esta alteración es la ocasionada por un paro de emergencia de las máquinas, este tipo de paro ocurre cuando la planta de bombeo se queda sin suministro eléctrico. El corte de bombeo produce un descenso de presión que se propaga a lo largo del acueducto, este descenso de presión puede crear depresiones considerables en tramos largos de la conducción. Si estas depresiones llegan a alcanzar presiones cercanas a la presión de vapor, puede ocurrir un eventual colapso de la tubería o la entrada masiva de aire en la conducción a través de las válvulas de vacío. Si la tubería no colapsa y la depresión es de tal magnitud que se alcanza la presión de vapor a temperatura ambiente, se producirán grandes burbujas de vapor y aire en tramos largos de la conducción, teniendo así el fenómeno de separación de columna. Este fenómeno es seguido de una reunión violenta de las columnas líquidas, lo cual genera una onda de sobrepresión de gran magnitud y por esto se debe tratar de reducir en lo posible la intensidad de la onda de depresión primitiva mediante dispositivos de control. Si se intenta analizar el fenómeno consistente en un cierre rápido, se debe entender que en esta clase de fenómenos, están contenidos todos los que perturban el flujo y cuya duración completa es menor que T , estos fenómenos incluyen también las aperturas rápidas.

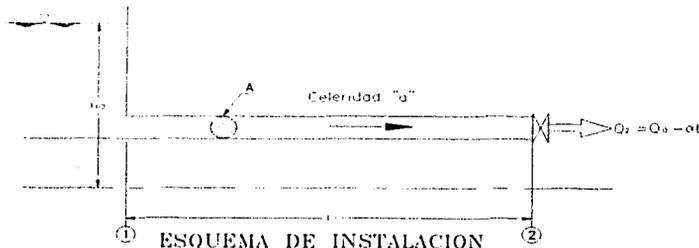


FIGURA 1-4

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si tomamos en cuenta el modelo de la figura 1-4 como instalación ideal para el análisis, tendremos que, para que se cumpla que $T_c < T$, deberá verificarse que:

$$Q_0 / \alpha < 2 l / a \quad (\text{Cierre Rápido})$$

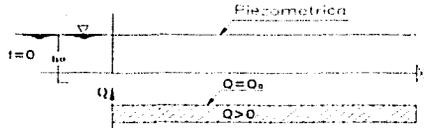
donde :

$Q_0 / \alpha = T_c$ y $T = 2l / a$; la desigualdad indica que si $\alpha > Q_0 a / 2l$ el cierre será rápido. Dicho cierre producirá una perturbación de gasto, tal que:

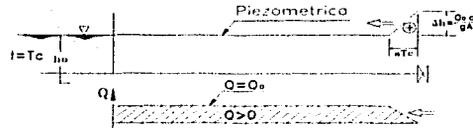
$$\Delta Q = -Q_0$$

y una perturbación de carga piezométrica tal que :

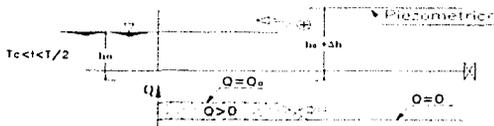
$$\Delta h = Q_0 a / gA$$



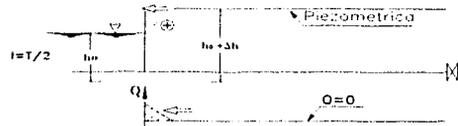
(a) Flujo estacionario. Comienza a formarse la onda de sobrepresión



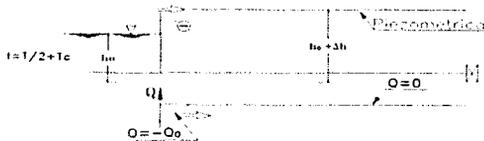
(b) Se forma la onda de sobrepresión



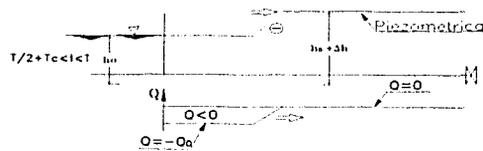
(c) La onda viaja hacia el tanque de carga constante



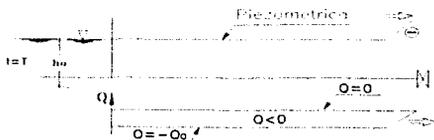
(d) La onda llega al tanque de carga constante. Comienza la reflexión de la onda opuesta ($\oplus \rightarrow \ominus$) en el tanque.



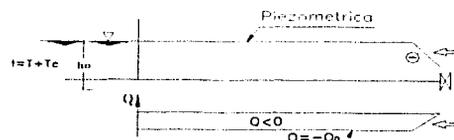
(e) Finaliza la reflexión en el tanque. La onda de sobrepresión parte hacia la válvula



(f) La onda de presión viaja hacia la válvula

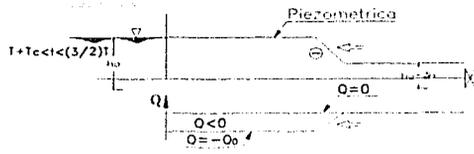


(g) La onda de depresión llega a la válvula T segundos después del comienzo del transitorio. Comienza la reflexión de la misma onda ($\ominus \rightarrow \oplus$) en la válvula cerrada



(h) Finaliza la reflexión en la válvula. La onda de depresión parte hacia el tanque

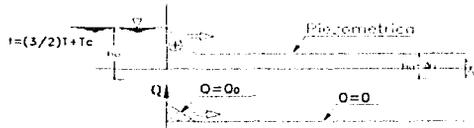
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



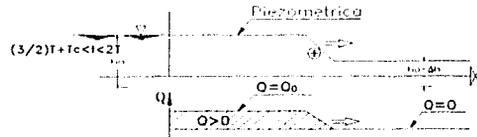
La onda de depresión viaja hacia el tanque



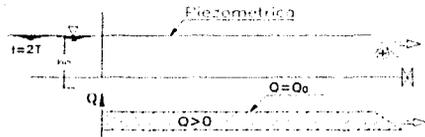
La onda de depresión llega al tanque. Comienza la reflexión de la onda abierta (\$\ominus \rightarrow \oplus\$) en el tanque



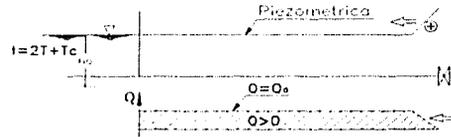
Finaliza la reflexión en el tanque. La onda de sobrepresión parte hacia la válvula



La onda de sobrepresión viaja hacia la válvula



La onda de sobrepresión llega a la válvula. 2T segundos después del comienzo del fenómeno



Se forma nuevamente la onda de sobrepresión. Este estado es igual al de la figura (b), el ciclo comienza a repetirse

DIFERENTES ESTADOS DEL FENOMENO DE PROPAGACION DE UNA ONDA DE PRESION

FIGURA 1-5

En la figura 1-5 se muestra de manera secuencial diferentes estados del fenómeno de propagación de la onda de presión del tipo escalón, pero con pendiente gA / α , hay que recordar que el gasto se reduce en forma lineal con el tiempo. Esta serie de figuras es clásica y se puede apreciar los estados sucesivos por los cuales la tubería pasa cíclicamente, pues al no haber fricción según la hipótesis, no habrá atenuación de las ondas en el tiempo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si adaptamos una ley lineal dada por $Q_2 = Q_0 - \alpha t$, donde Q_2 es el gasto de entrega, podemos obtener la siguiente función:

$$Q(t) - Q_0 = G(\alpha, at) = \begin{cases} -\alpha t & 0 < t < T_c \\ -Q_0 & T_c \geq t \end{cases}$$

con lo cual a su vez, determina para una función $h(l, t)$ lo siguiente :

$$h(l, t) - h_0 = (-a/gA)G(\alpha, at) = \begin{cases} (a\alpha/gA)t & 0 \leq t < T_c \\ -Q_0 & T_c \geq t \end{cases}$$

La función $h(l, t)$ crece de h_0 a $h_{\max} = h_0 + a Q_0 / gA$ durante el intervalo T_c , siendo $T_c = Q_0 / \alpha$, la pendiente $(h_{\max} - h_0) / T_c = a\alpha/gA$ es proporcional al coeficiente α , cuando $\alpha \rightarrow \infty$ la forma de la onda tiende a la función escalón, nótese que siendo $T_c < T$ (Cierre Rápido) el incremento $h_{\max} - h_0 = \Delta h$ no se altera con α , este influye en la forma de la onda, pero no en Δh .

El método más sencillo para proteger las tuberías de un transitorio hidráulico rápido consiste en cerrar lentamente los dispositivos (Compuerta, Válvula, Etc.). Diseñar cámaras de aire de tamaño adecuado conectadas a la tubería, cerca del dispositivo, evitarán que las ondas de presión de mucha magnitud pasen hacia aguas arriba de la tubería, dichas cámaras deben mantenerse llenas de aire ya que el agua absorbe fácilmente el aire a presión. Las válvulas de alivio de presión de tamaño adecuado también absorben mucha de la presión en exceso, y deben diseñarse para abrirse pronto y cerrarse lentamente.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

I.3 MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS

Una vez establecido un sistema de ecuaciones linealizado que se obtiene al considerar nula la fricción ($f=0$) y que permite introducir el concepto de las ondas que viajan en ambos sentidos de la tubería y cuya adición o sustracción permite calcular Q o h , es interesante ahora estudiar un procedimiento que permita incluir el término de fricción en el cálculo, para ello, valdría preguntarse qué es lo que vería un observador que se desplaza en el sentido del flujo con una velocidad a en el caso de que exista fricción.

Las ecuaciones del flujo no permanente en conductos a presión son :

$$L_1 = (\partial Q/\partial t) + gA (\partial H/\partial x) + (f/2DA) Q |Q| = 0 \quad \text{Dinámica [L}^3 \text{T}^{-2} \text{]}$$

$$L_2 = a^2(\partial Q/\partial x) + gA (\partial H/\partial t) = 0 \quad \text{Conservación de la Masa [L}^4 \text{T}^{-3} \text{]}$$

Considerando la combinación lineal: $L = L_1 + \lambda L_2$

siendo λ un factor dado por : $\lambda = 1/a \quad [\text{T L}^{-1}]$

Resulta que :

$$L = (\partial Q/\partial t) + gA (\partial H/\partial x) + (f/2DA) Q |Q| + \lambda [a^2(\partial Q/\partial x) + gA (\partial H/\partial t)] = 0$$

o bien :

$$L = [(\partial Q/\partial t) + \lambda a^2(\partial Q/\partial x)] + [\lambda gA (\partial H/\partial t) + 1/\lambda(\partial H/\partial x)] + [(f/2DA) Q |Q|] = 0$$

si $H = H(x, t)$ y $Q = Q(x, t)$ entonces :

$$dQ/dt = \partial Q/\partial t + (\partial Q/\partial x) dx/dt \quad \text{y} \quad dH/dt = \partial H/\partial t + (\partial H/\partial x) dx/dt$$

Finalmente si se considera que :

$$dx/dt = \pm a$$

se tendrá :

Para $dx/dt = a$

$$L_p = \frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \left(\frac{dH}{dt} \right) + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0 \dots\dots\dots(3.1)$$

Para $dx/dt = -a$

$$L_n = \frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \left(\frac{dH}{dt} \right) + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0 \dots\dots\dots(3.2)$$

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Consideremos el siguiente esquema de solución:

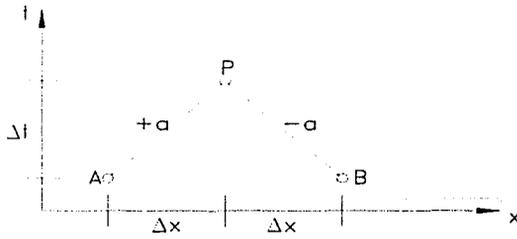


FIGURA 1-6

$$dt = \Delta t$$

$$+a \rightarrow dQ = Q_P - Q_A \\ dH = H_P - H_A$$

$$-a \rightarrow dQ = Q_P - Q_B \\ dH = H_P - H_B$$

de donde, al multiplicar las ecuaciones (3.1) y (3.2) por Δt , resulta:

$$(Q_P - Q_A) + \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + \frac{f\Delta t}{2DA} Q_A |Q_A| = 0$$

y

$$(Q_P - Q_B) + \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + \frac{f\Delta t}{2DA} Q_B |Q_B| = 0$$

despejando Q_P en ambas expresiones, resulta:

$$Q_P = Q_A + H_A \left(\frac{gA}{a} \right) - \frac{f\Delta t}{2DA} Q_A |Q_A| - H_P \left(\frac{gA}{a} \right)$$

y

$$Q_P = Q_B + H_B \left(\frac{gA}{a} \right) - \frac{f\Delta t}{2DA} Q_B |Q_B| - H_P \left(\frac{gA}{a} \right)$$

denominando;

$$C = \frac{gA}{a} \dots\dots\dots(3.3)$$

$$F = \frac{f\Delta t}{2DA} \dots\dots\dots(3.4)$$

y

$$C_A = Q_A + CH_A - FQ_A |Q_A| \dots\dots\dots(3.5)$$

$$C_B = Q_B + CH_B - FQ_B |Q_B| \dots\dots\dots(3.6)$$

resulta :

$$Q_P = C_A - CH_P \dots\dots\dots(3.7)$$

$$Q_P = C_B - CH_P \dots\dots\dots(3.8)$$

donde :

$$Q_P = \frac{C_A - C_B}{2} \dots\dots\dots(3.9)$$

y

$$H_P = \frac{C_A - C_B}{2C} \dots\dots\dots(3.10)$$

la solución numérica de las ecuaciones anteriores, podrá realizarse a partir de las condiciones iniciales y de frontera de cada problema.

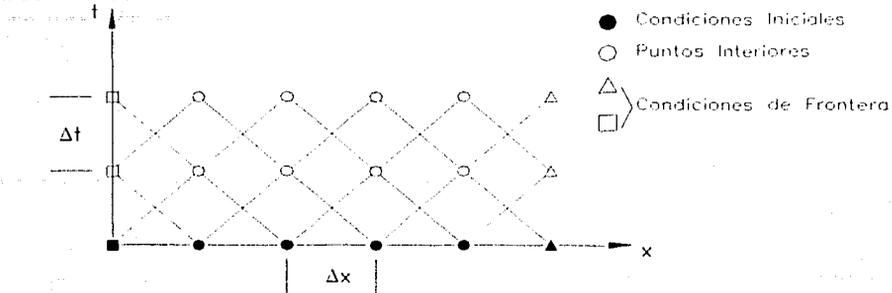


FIGURA 1-7

Algunos ejemplos son:

CONDICIONES DE FRONTERA

- Tanque de carga constante.

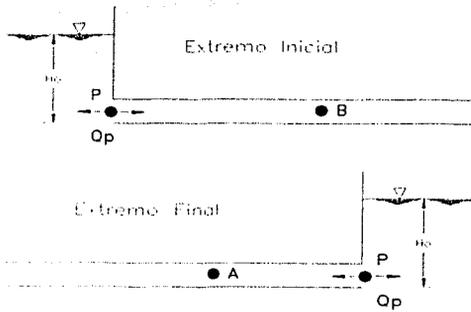


FIGURA 1-8

$H_P = H_0 \Rightarrow$ constante
 \therefore de la ecuación (3.8) :

$$Q_P = C_B + CH_0$$

$H_P = H_0 \Rightarrow$ constante
 \therefore de la ecuación (3.7) :

$$Q_P = C_A + CH_0$$

- Tapa ciega (cierre instantáneo)

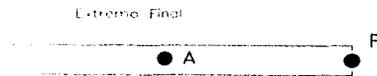


FIGURA 1-9

$Q_P = 0$
 \therefore de la ecuación (3.7) :

$$H_P = C_A / C$$

Nota :

Sustituyendo la ecuación (3.5)

$$H_P = \frac{Q_A + CH_A - FQ_A |Q_A|}{C}$$

si $f=0$, $\therefore F = 0$ (ecuación 3.4) \therefore

$$H_P = \frac{Q_A}{C} + H_A$$

de la ecuación (3.3)

$$H_P - H_A = \frac{aQ_A}{gA}$$

por lo tanto :

$$\Delta H = \frac{aV_A}{gA} \Rightarrow \text{Formula de Joukowski}$$

$$Q_P = 0$$

\therefore de la ecuación (3.8):

$$H_P = -C_B / C$$

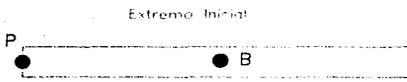


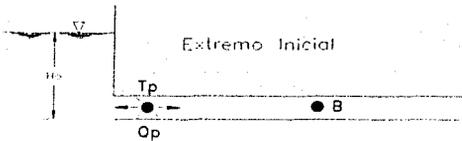
FIGURA 1-10

Nota:

Se demuestra que:

$$\Delta H = \frac{-aV_B}{g}$$

- Reducción de Gasto (cierre gradual).



$$Q_P = Q_P(t)$$

\therefore de la ecuación (3.8) :

$$H_P = [Q_P(t) - C_B] / C$$

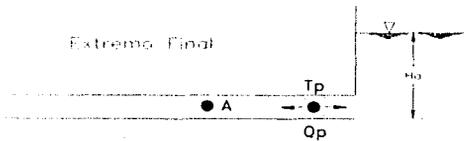


FIGURA 1-11

$$Q_P = Q_P(t)$$

\therefore de la ecuación (3.7) :

$$H_P = [C_B / Q_P(t)] / C$$

lineal $\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq t \leq t_c \\ t \geq t_c \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} Q_P(t) = Q_0 (1-t/t_c) \\ Q_P(t) = 0 \end{array}$

exponencial $\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq t \leq t_c \\ t \geq t_c \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} Q_P(t) = Q_0 e^{-\alpha(t/t_c)^2} \\ Q_P(t) = 0 \end{array}$

siendo :

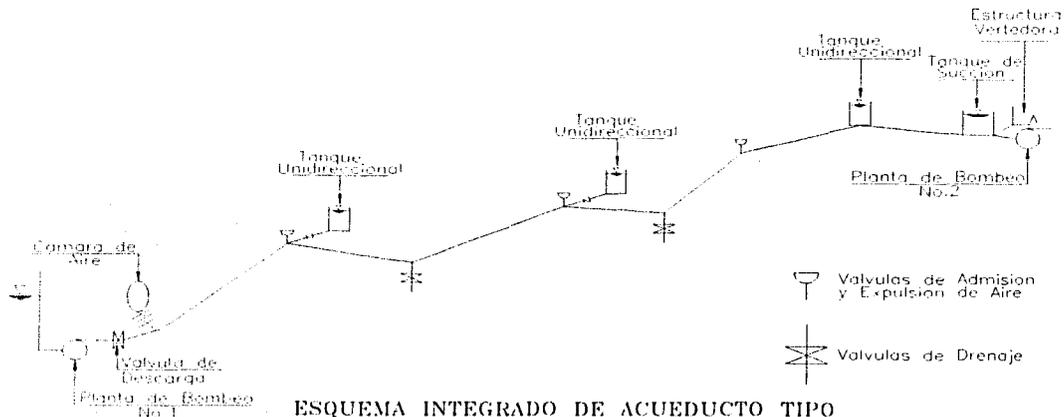
Q_0 = Gasto en flujo establecido
 t_c = Tiempo de cierre
 α = Coeficiente que depende del tipo de válvula.

Actualmente se dispone de un buen número de programas de cálculo que utilizan el método de las características para el análisis de transitorios hidráulicos en acueductos.

1.4 ESQUEMA DE ACUEDUCTO TIPO

Para realizar la descripción de un acueducto tipo, se deben tomar en cuenta 2 características determinantes, la primera es la longitud de la conducción cuya medida en diámetros de la tubería es del orden de miles de estos, la otra característica es que el punto de entrega se encuentra en una cota mayor que la del punto de toma respecto al nivel del mar, esta condición define lo que se denomina una conducción "Globalmente Ascendente".

La descripción del acueducto tipo se puede presentar a través de los diferentes elementos que lo integran y para ordenar la presentación de estos elementos, se debe realizar una revisión de los fenómenos físicos de significación práctica que se presentan en un acueducto tipo, en dicha descripción no sólo se debe considerar la operación estacionaria del sistema, sino el arranque y el paro de las bombas, el llenado y vaciado de la conducción, las oscilaciones rápidas o lentas de presión y gasto, etc. puesto que cada uno de estos fenómenos afecta el objetivo principal que es la de conducir un gasto de un punto de toma a un punto de entrega.



ESQUEMA INTEGRADO DE ACUEDUCTO TIPO

FIGURA 1-12

En la figura 1-12 se presenta el esquema integrado de un acueducto tipo donde aparecen parte de los dispositivos que son utilizados para la disminución y control de fenómenos físicos como llenado y vaciado programado, vaciado accidental, sobrepresiones, transitorios hidráulicos lentos o rápidos, etc. La operación de un acueducto como el descrito no es trivial, sobre todo cuando se tienen varias plantas de bombeo en serie. Como ya se mencionó, el objetivo es suministrar en un punto de entrega un volumen de agua en un determinado periodo de tiempo, este objetivo debe cumplirse dentro de determinadas condiciones, como por ejemplo, minimizar la energía empleada, reducir el número de turnos de operación de las plantas de bombeo, etc. Estas condiciones dan lugar a múltiples alternativas que el jefe de operación del acueducto deberá conocer cabalmente para luego decidir cuál llevar a la práctica. Para abordar este problema, se sugiere la elaboración de un modelo de simulación de la operación del sistema en régimen establecido, ya que con este modelo las personas encargadas de la operación del sistema pueden ayudarse a tomar decisiones que más tarde se implementaran en el sistema real, naturalmente si se desea automatizar la operación del sistema, la realización de un modelo de simulación resulta imprescindible.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CAPÍTULO II

CURVAS DE OPERACIÓN TRANSITORIA DE BOMBAS Y MOMENTO DE INERCIA

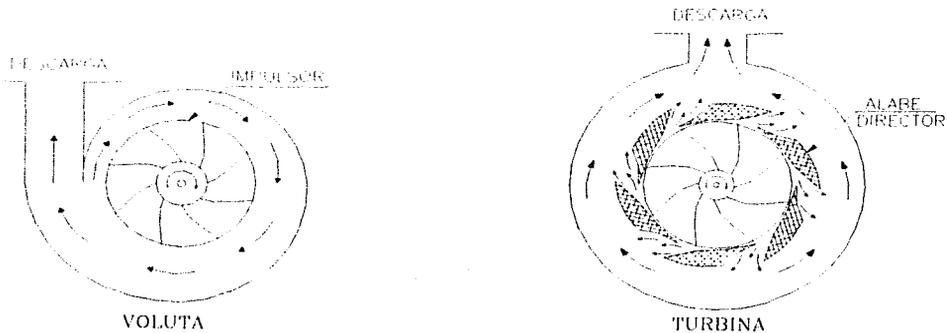
II.1- CLASIFICACIÓN DE BOMBAS

Una bomba es, de manera práctica, una máquina que puede trasladar un líquido, gas o incluso un sólido a través de una tubería a base de energía aplicada a dicho líquido, gas o sólido. Trabaja casi siempre con energía eléctrica aunque existen de otros tipos de energía.

Hay muchos y muy diferentes tipos de bombas, pero los dos tipos con los cuales el ingeniero hidráulico tratará con más frecuencia son: las *bombas centrífugas* y las *bombas de desplazamiento*. Una bomba centrífuga o rotodinámica tiene un elemento rotatorio que imparte o da energía al agua en una acción que es la opuesta o contraria de la que se efectúa en la turbina por reacción. Las bombas de desplazamiento incluyen: bombas de tipo *reciprocante*, en el cual, un pistón lleva el agua a un cilindro en un paso o golpe y lo fuerza hacia afuera al golpe siguiente y las bombas de tipo *rotatorio*, en la cual dos piñones o engranes se enganchan juntos y giran en direcciones opuestas para forzar el agua a pasarlos continuamente. Además, hay bombas de *chorro*, de *impulsión de aire* y de *ariete hidráulico*, las cuales en condiciones especiales pueden probar su utilidad.

BOMBAS CENTRÍFUGAS.

El elemento rotatorio de una bomba centrífuga se llama *impulsor*. A éste se le puede dar una forma para que fuerce el agua hacia el exterior en una dirección que forme ángulos rectos con su eje (*flujo radial*), para dar al agua una velocidad tanto axial como radial (*flujo mixto*), y también para forzar el agua únicamente en la dirección axial (*flujo axial*). Las máquinas de flujo radial y flujo mixto comúnmente son llamadas *CENTRÍFUGAS*, en tanto que las máquinas de flujo axial se denominan *BOMBAS DE FLUJO AXIAL*, los impulsores de flujo radial algunas veces se arreglan y disponen en forma que el agua pueda entrar al ojo del impulsor desde ambos lados. Un impulsor de este tipo se llama *de doble succión*, este impulsor tiene el mismo efecto que dos impulsores de succión simple colocados espalda con espalda y produce la duplicación de la capacidad sin aumentar el diámetro del impulsor. Los impulsores radiales y de flujo mixto pueden ser abiertos o cerrados, el impulsor abierto no tiene una eficiencia tan alta como la tiene el impulsor cerrado, pero posee menos propensión a obturarse o taparse y, por tanto, se adapta al manejo de líquidos que contengan sólidos.

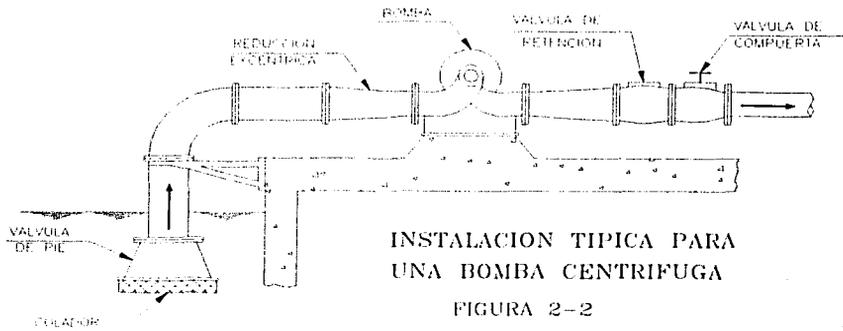


TIPOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS
FIGURA 2-1.

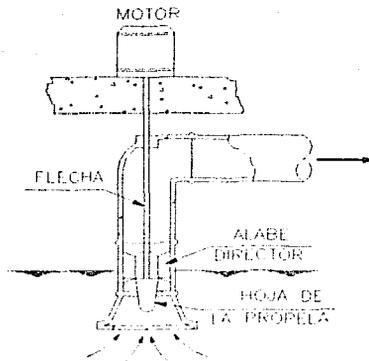
La cámara o caja de las bombas de flujo radial pueden ser del tipo de *VOLUTA*, o bien de tipo de *TURBINA* (figura 2-1). Una carcasa o cámara de voluta se diseña para producir una velocidad igual al flujo alrededor de la circunferencia del impulsor y para reducir la velocidad del agua conforme entra a la tubería de descarga. En la bomba del tipo de turbina, el impulsor va rodeado por álabes fijos direccionales o para guía, los cuales reducen la velocidad del agua y convierten a la carga de velocidad en carga de presión, la cámara que rodea a los álabes es generalmente circular y concéntrica en relación con el impulsor.

Una bomba de un solo paso solamente tiene un impulsor, una bomba de pasos múltiples o varios pasos, posee dos o más impulsores arreglados en una forma tal, que la descarga de un impulsor entra al ojo del siguiente impulsor. Una bomba de turbina de pozo profundo tiene varios impulsores en un árbol o eje vertical, suspendido del motor principal en la superficie. Una bomba sumergible es aquella en la cual la bomba misma y el motor eléctrico se colocan bajo el nivel del agua en un pozo, la entrega del agua a la superficie se hace por medio de un tubo elevador del cual va suspendida toda la instalación del conjunto. Una de las ventajas de la bomba sumergible es la eliminación del largo eje del impulsor desde la superficie del terreno hasta la bomba, esto reduce la fricción por rodamiento y proporciona un tubo sin obstrucciones para entregar el agua en la mencionada superficie.

Una bomba centrífuga debe ser cebada antes de que se le ponga a trabajar. El cebado consiste en llenar la cámara con agua para que el aire encerrado en la bomba no impida su operación y reduzca su eficiencia. Una bomba localizada abajo de la fuente de abastecimiento no exigirá o necesitará el cebado, aunque se puede encerrar algo de aire en las cámaras de bombas montadas en ejes horizontales. El método más simple de cebado consiste en llenar la bomba con agua de una fuente exterior de abastecimiento y al mismo tiempo permitir que el aire desplazado se escape por una válvula de descarga o escape. Algunas bombas tienen eyectores operados con vapor de agua, o bien, bombas especiales de vacío para sacar el aire de las cámaras. Todas las bombas centrífugas se diseñan para pasar un poco de agua a través de la junta entre el eje o flecha y la cámara para lubricar y enfriar el empaque y evitar que se queme.



El arreglo o disposición adecuada de las tuberías de succión y de descarga es necesario, si la bomba centrífuga va a trabajar con la máxima eficiencia. Por economía, el diámetro de la caja o cámara de la bomba en la succión y en la descarga, frecuentemente, es más pequeño que el del tubo a la que va unida dicha caja. Si hay un reductor horizontal entre la succión y la bomba, debe usarse un reductor excéntrico (figura 2-2) para evitar la acumulación de aire. Una válvula de pie (válvula de retención) puede instalarse en el tubo de succión para evitar que el agua se salga de la bomba cuando ésta se para. Generalmente el tubo de descarga lleva una válvula de retención y una válvula de compuerta. La primera evita el flujo reversible por la bomba si hay fallas o suspensiones en la energía motriz. Los tubos de succión que toman el agua de cárcamos o tanques, generalmente llevan una rejilla para evitar la entrada de basuras que puedan tapar las bombas.



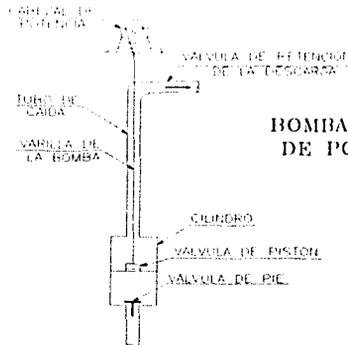
INSTALACION TIPICA PARA UNA
BOMBA DE FLUJO AXIAL
FIGURA 2-3

La bomba del tipo de flujo axial (figura 2-3), sólo tiene, en general, dos a cuatro paletas o álabes y por lo tanto, tienen pasos grandes sin obstrucciones que permiten al manejo de aguas con basura sin el peligro de que haya taponamientos. Las paletas de algunas grandes bombas de flujo axial son ajustables para permitir fijar una inclinación que dé la máxima eficiencia bajo las condiciones existentes.

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO.

BOMBAS RECIPROCANTES.

Dentro de las bombas de desplazamiento existen las bombas reciprocantes o también llamadas de movimiento alternativo, dentro de las cuales, el tipo más simple, es la bomba para pozo de operación manual (figura 2-4). Esta bomba debe cebarse antes de operar y está limitada a alturas de succión de aproximadamente 20 pies (6 m). En el movimiento o golpe hacia abajo del pistón o émbolo, la válvula del mismo se abre permitiendo la entrada del agua al espacio que queda arriba del pistón. En el golpe hacia arriba, la válvula de pistón se cierra y el agua arriba de ésta es alzada hacia la salida o pistón. Al mismo tiempo, la válvula de retención se abre y se impulsa el agua hacia el espacio abajo del pistón. Si se coloca el cilindro del pistón en el pozo y quizá por abajo del nivel del agua, las bombas de este tipo pueden tener capacidad para impulsar el agua a una gran altura.



BOMBA RECIPROCANTE
DE POZO PROFUNDO

FIGURA 2-4

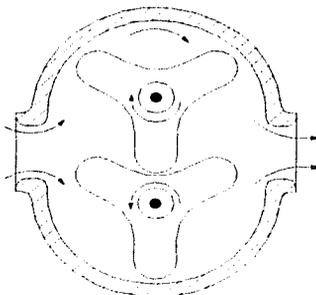
La bomba de la figura 2-4 es una bomba de acción simple, en el cual la descarga ocurre únicamente con golpes alternativos del pistón. Las bombas de doble acción descargan con cada golpe y dan un escurrimiento más uniforme. Como con cada golpe se descarga un volumen definido de agua, el gasto de una bomba reciprocante únicamente depende de la velocidad y es independiente de la carga. La eficiencia de una bomba reciprocante depende del rozamiento o de la cantidad del agua que pasa entre el pistón y las paredes del cilindro durante un golpe o carrera del émbolo, si las válvulas y los empaques están en buen estado, el rozamiento debe ser menor del 10% de la capacidad total.

Una bomba recíproca de pozo profundo consta de cabezal de fuerza, cilindro, tubería de descarga y varillas. El cabezal de fuerza, por lo general, está al nivel del terreno directamente sobre el pozo, puede ser un cilindro de vapor o un cigüeñal conectado a un motor por engranes o por medio de una banda. El cilindro o elemento de bombeo va colocado en el pozo al nivel mínimo probable de agua. El tubo de descarga pasa el agua del cilindro a la superficie, y las varillas transmiten movimiento oscilatorio del cabezal de fuerza al pistón. Una bomba de varilla simple tiene un pistón que puede ser de simple o de doble acción. La bomba de doble varilla tiene dos varillas (una varilla sólida dentro de otra varilla hueca) y cada una va conectada a su propio pistón, los dos pistones trabajan uno arriba del otro en el mismo cilindro. Las bombas recíprocas de pozo profundo son ampliamente utilizadas para los pozos de petróleo.

Una bomba recíproca debe cebarse primero antes de operarla, y generalmente se proporciona un abastecimiento de agua para ese fin en la instalación, antes de empezar a trabajar una bomba de este tipo, la válvula de la descarga debe abrirse para evitar altas presiones que pueden dañar al tubo de descarga o al cilindro. Muchas bombas recíprocas van provistas de una cámara de aire en el lado de la descarga, el aire de la cámara de comprime y se expande a cada golpe para hacer un escurrimiento más uniforme en el tubo de descarga.

El motor eléctrico y la bomba centrífuga proporcionan una unidad compacta de bombeo que ha eliminado virtualmente a las bombas recíprocas con su escurrimiento de pulsaciones, para el servicio de abastecimiento de agua. Las bombas centrífugas están mejor construidas para bombear agua conteniendo materiales sólidos. Generalmente, las bombas recíprocas sólo son ventajosas donde se necesita bombear grandes cargas, o donde su mayor eficiencia potencial sobrepasa sus altos costos iniciales y de mantenimiento.

BOMBAS ROTATORIAS.



BOMBA ROTATORIA DEL TIPO DE
ENGRANE DE TRES PABULOS

FIGURA 2-5.

La bomba rotatoria (figura 2-5), es una bomba de desplazamiento que consta de dos engranes o levas que se engranan juntas y giran en direcciones opuestas. Los elementos rotatorios encajan a la cámara de la máquina en forma precisa y el agua encerrada entre estos elementos y las paredes de dicha cámara, es forzada a pasar a través de la bomba conforme accionan girando los elementos rotatorios, con cada revolución pasa una cantidad definida de agua que depende de la forma y tamaño de los engranes. El agua que contiene arenillas es muy dañina a una bomba rotatoria, porque el desgaste destruirá el empaque entre los engranes y la cámara. Las bombas rotatorias se adaptan mejor a las presiones bajas con gastos menores a 30 litros/s, aunque algunas han operado a presiones hasta de 7,000 kN/m² y gasto de más de 1,900 litros/s. Estas bombas son autocebantes y se utilizan con frecuencia para cebar grandes bombas centrífugas o recíprocas. El escurrimiento de una bomba rotatoria está casi libre de pulsaciones u oscilaciones, como estas bombas no tienen válvulas, son de construcción más simple y su mantenimiento se hace más fácil que el de las bombas recíprocas.

La eficiencia total de las bombas rotatorias está determinada por la pérdida o escape que exista entre el elemento rotor y la cámara, el escape se determina por el vacío en la succión, la descarga de presión y la condición de la bomba, un incremento de vacío en la succión, la descarga de presión y la condición de la bomba, un incremento de vacío en la succión reducirá la eficiencia de una bomba rotatoria, porque el gas retenido en el agua se expenderá y ocupará la mayor parte del desplazamiento de la bomba. Un incremento en la descarga de presión, tiende a regresar el agua por los claros hacia el lado de la succión de la bomba resultando una menor eficacia. Las bombas rotatorias con frecuencia se utilizan para sistemas de protección contra incendios en los edificios y para pequeños sistemas de abastecimiento de agua para usos domésticos.

BOMBAS DE ELEVACIÓN O DE IMPULSOR DE AIRE.

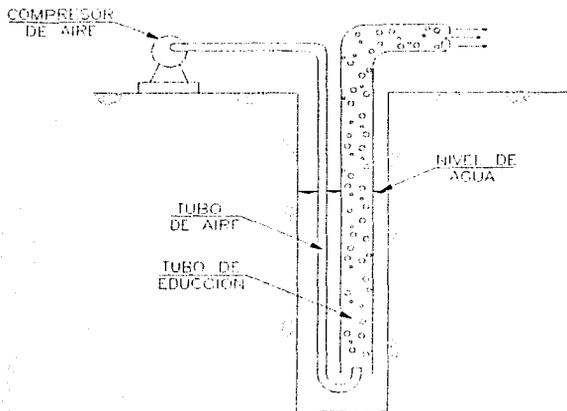
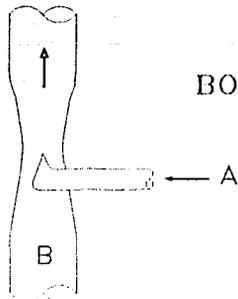


DIAGRAMA ESQUEMATICO DE UNA BOMBA DE IMPULSION DE AIRE

FIGURA 2-6

Una bomba elevadora con aire (figura 2-6), utiliza aire comprimido para extraer el agua de los pozos, el aire es forzado al interior del pozo por medio de un pequeño tubo alimentador de descarga al tubo eductor situado en el fondo, la mezcla resultante de aire y de agua en el tubo de educción es más ligera que el agua del exterior de dicho tubo, y por tanto, es impulsada hacia arriba por la presión hidrostática. Este tipo de bomba se ha utilizado para elevaciones hasta de 150 m. pero su eficiencia está generalmente sólo entre el 25 y el 50%. La bomba de impulsión por aire, trabajará mejor cuando la relación varía desde cerca de 2 cuando la altura es de 150 m. hasta aproximadamente 0.5 cuando la altura es de 15 m. Para satisfacer esta condición, el pozo debe ser profundizado y entonces se aumenta el costo. A pesar de su baja eficiencia, la bomba elevadora con aire puede extraer grandes cantidades de agua de pozos de diámetro pequeño. A esta bomba no la daña el agua arenosa y es la única que puede usarse en pozos difíciles o dañados. En el extremo de la descarga del tubo de educción, generalmente se pone un separador para quitar el aire del agua, el aire así aprovechado es, por lo general, más frío que el aire atmosférico y puede ser más fácilmente recomprimido. Este tipo de bombas no está adaptado para elevar el agua demasiado arriba del nivel del terreno, y si esto es necesario, se requerirá instalar una segunda bomba.



BOMBA DE CHORRO

FIGURA 2-7

Dentro de la bomba de chorro (figura 2-7) el vapor, aire comprimido o agua se fuerzan por el tubo A que termina en una boquilla y descarga por medio de un chiflón con gran velocidad en el estrechamiento del tubo vertical de succión B, el chorro resultante crea una succión que impulsa el agua hacia arriba por dicho tubo vertical. La eficiencia de las bombas de chorro raramente es mayor del 25%, pero son compactas, ligeras y pueden trabajar con agua lodosa, estas bombas algunas veces se utilizan para desaguar excavaciones y se emplean también en forma amplia para el bombeo de pozos pequeños.

II.2- COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DE LAS BOMBAS

El transitorio hidráulico más peligroso en las conducciones de agua a presión es, habitualmente el paro accidental de las bombas por cese involuntario del suministro eléctrico de los motores. La unidad motor - bomba sin energía eléctrica, queda liberada a la acción del flujo de agua a través de la bomba, dicho flujo detiene el impulsor, invierte su sentido de rotación en pocos segundos y lo acelera violentamente hasta alcanzar velocidades de rotación que pueden superar ampliamente la velocidad de régimen de la máquina, este fenómeno es, sin duda, uno de los aspectos esenciales del transitorio hidráulico, pues lo produce y condiciona su evolución en el tiempo, es por ello que el proyectista y sobre todo el operador del acueducto deben tener una idea física clara del mismo a partir de una comprensión cabal del comportamiento transitorio de las bombas.

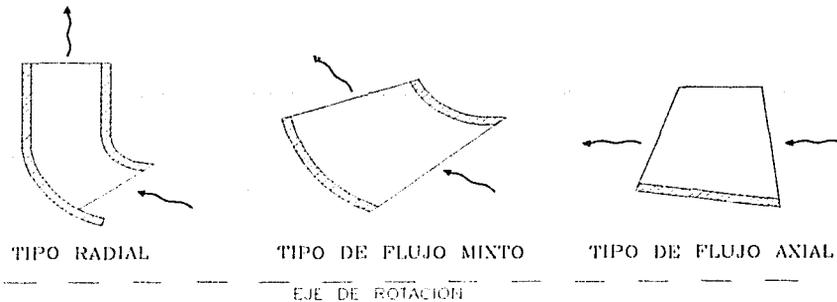
Las bombas permiten la transformación de potencia mecánica usualmente proporcionada por un motor eléctrico, en potencia hidráulica, ello implica el pasaje del fluido de un recinto con menor presión (succión) a otro de mayor presión (descarga). La complejidad física del fenómeno que ocurre en el interior de la máquina no permite, al día de hoy, describirlo teóricamente, sin embargo, haciendo uso de la teoría de la similitud entre máquinas con semejanza geométrica aunque de dimensiones diferentes, es posible organizar los datos empíricos a manera de caracterizar completamente el comportamiento de estas familias de máquinas semejantes, ello permite tratar en forma general problemas que, de otra forma, se reducirían a un estudio caso por caso sin posibilidad alguna del empleo racional de la información obtenida en un solo caso, para su uso en otros.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CARACTERIZACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS, AXIALES Y DE FLUJO MIXTO

Las bombas empleadas en los acueductos son:

- Centrífugas o Radiales.
- Axiales o de Hélice.
- Flujo Mixto.



TRAYECTORIAS DE LAS PARTICULAS FLUIDAS
A TRAVES DEL IMPULSOR DE BOMBAS DE
FLUJO RADIAL, MIXTO Y AXIAL

FIGURA 2-8

Esta designación se refiere a la geometría de las trayectorias de las partículas fluidas dentro de la máquina en relación con el eje de la misma, (figura 2-8). La caracterización más general posible de una familia de máquinas geoméricamente semejantes de cualquiera de los tipos anteriores, se realiza mediante 4 variables que son:

Densidad de flujo	ρ
Diámetro Característico	D
Velocidad de Giro del Rodete	N
Gasto Volumétrico	Q

Dada la geometría de la familia, las 4 variables anteriores describen toda condición particular de operación de una máquina de la familia. Dadas ρ , D , N y Q , existe una función f_1 entre dichas variables y la diferencia de carga total H_χ creada por la operación de la máquina entre la succión y la descarga y otra función f_2 entre las mismas variables y el par M que debe ejercerse sobre el eje de la máquina para mantener dicha condición de operación, esto sería:

$$f_1(\rho, D, N, Q) = H_\chi \dots \dots \dots (2.1)$$

$$f_2(\rho, D, N, Q) = M \dots \dots \dots (2.2)$$

Éstas son las ecuaciones características de la máquina y en ellas, como se nota, no interviene el tiempo t , sino que se determinan experimentalmente mediante una sucesión de ensayos estacionarios. La expresión de la diferencia de cargas totales como H_χ , es con la intención de mantener la notación de H para carga total expresada en metros de columna de agua, pero como en el análisis deben emplearse unidades coherentes, se expresa como H_χ , que son unidades de fuerza por unidad de área (presión) siendo χ el peso específico del líquido bombeado.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si las ecuaciones anteriores (2.1 y 2.2) describen el fenómeno físico (en este caso la operación de una máquina), no pueden depender de las unidades de medida empleadas para cuantificar las magnitudes de ρ , D , N , Q , H_χ y M siempre que éstas se midan en un sistema coherente de unidades. El teorema de Buckingham o teorema de los números adimensionados, dice que estas ecuaciones deben poderse formular en función de variables en juego (en este caso son 6), menos el número de variables básicas. Las variables básicas son aquellas que permiten formar números adimensionados con cada una de las restantes, si elegimos ρ , D y N como variables básicas, los números adimensionados que podemos formar son:

$$\frac{Q}{ND^3} = \Pi_1, \quad H_\chi / \rho N^2 D^2 = \Pi_2, \quad M / \rho D^5 N^2 = \Pi_3$$

En consecuencia, las ecuaciones 2.1 y 2.2 pueden formularse en función de Π_1 , Π_2 y Π_3 como:

$$g_1(\Pi_1) = \Pi_2 \dots\dots\dots (2.3)$$

$$g_2(\Pi_1) = \Pi_3 \dots\dots\dots (2.4)$$

PUNTOS DE OPERACIÓN HOMÓLOGOS

Se denominan puntos de operación homólogos en una familia de máquinas semejantes, a aquellos puntos en que Π_1 , Π_2 y Π_3 tienen el mismo valor, esto significa que, aplicando las ecuaciones para g_1 y g_2 , basta con que Π_1 tome el mismo valor para definir un par de puntos homólogos. Para ilustrar lo anterior, podemos considerar los siguientes casos:

1.- Una bomba que opera con una velocidad $N_1=1200$ rpm y gasto $Q_1=0.5$ m³/s y por otro lado, esa misma bomba opera con $N_2 = 3600$ rpm y gasto $Q_2 = 1.5$ m³/s, opera en puntos homólogos, pues $N_1/Q_1 = N_2/Q_2$

2.- Dos bombas semejantes con diferentes características, esto es la primera con $D_1= 0.1$ m, $N_1=1200$ rpm y $Q_1=0.5$ m³/s, y por otra parte la segunda con $D_2= 0.2$ m, $N_2=600$ rpm y $Q_2=2.0$ m³/s, opera en puntos homólogos puesto que :

$$Q_1/(N_1 D_1^3) = 0.5/(1200 \cdot 0.1^3) = 0.41666$$

$$Q_2/(N_2 D_2^3) = 2.0/(600 \cdot 0.2^3) = 0.41666$$

En ambos casos y a partir de las ecuaciones para g_1 y g_2 , puede afirmarse que si se calculan Π_2 y Π_3 para cada uno de los puntos de operación indicados, se verificará la igualdad de estos números adimensionados calculados para los puntos declarados homólogos, por la sola igualdad de Π_1 .

RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA

El rendimiento hidráulico de la máquina se define, para cada condición de operación, como el cociente de la potencia mecánica P_m suministrada al eje de la máquina, esto sería:

$$\eta = Ph/P_m$$

La potencia hidráulica se calcula como:

$$Ph = Q H_\chi$$

La potencia mecánica entregada al eje de rotación es:

$$P_m = MN$$

Por lo tanto, el rendimiento puede expresarse como:

$$\eta = Q H_\chi / MN$$

Sustituyendo los cocientes de variables por sus expresiones en función de los números adimensionados, resulta:

$$\eta = \Pi_1 \Pi_2 / \Pi_3$$

Por lo tanto:

$$\eta = \eta(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3)$$

Pero recordando que:

$$\Pi_2 = g_1(\Pi_1) \text{ y } \Pi_3 = g_2(\Pi_1)$$



se concluye que:

$$\eta = \eta (\Pi_1)$$

De esta expresión se deduce que los puntos de operación homólogos poseen el mismo rendimiento.

Experimentalmente, se puede comprobar que en las máquinas de uso industrial, existe un solo máximo en la función $\eta(\Pi_1)$, por lo tanto, el η máximo ocurre en el mismo Π_1 en todas las máquinas de la familia, esto significa que los puntos de operación de máximo rendimiento son homólogos en una familia de máquinas semejantes, es decir, la terna Π_1 , Π_2 y Π_3 calculada para el punto de máximo rendimiento en cada una de las máquinas de la familia, es la misma. Este hecho sugiere la idea de caracterizar a la familia por la terna Π_1 , Π_2 y Π_3 correspondiente al punto de máximo rendimiento, de manera que basta un solo número (Π_1), correspondiente a dicho punto para caracterizar a la familia, este número sería a la familia de máquinas lo que un apellido es a la nuestra.

Habitualmente se toma a Π_1 como el producto:

$$\Pi_1^{1/2} * \Pi_2^{-3/4} = N_R Q_R^{1/2} (H_g)_R^{-3/4} = N_S$$

Donde el subíndice R indica que se trata de los valores de N, Q y Δp correspondientes al punto de mayor rendimiento, este producto se denomina "Velocidad Específica". N_S se expresa (por razones históricas) en unidades del sistema internacional, esto es, N_R en r.p.m., Q_R en m^3/s y H_g en metros de columna de agua, el expresar H_g en esta unidad quiere decir que en el cálculo del número específico se considera únicamente H, en consecuencia, la fórmula usual para el cálculo de N_S es:

$$N_S = N_R Q_R^{1/2} H_R^{-3/4}$$

En el sistema inglés, debe considerarse lo siguiente:

N_R en r.p.m.

Q_R en g.p.m.

H_R en pies de columna de agua.

Cuando la bomba es de doble succión, en realidad se trata de dos bombas en paralelo, que giran con igual N_R y trabajan con el mismo H_R pero que, por cada una de ellas, circula la mitad del gasto, en consecuencia, y para este caso, para calcular N_S , el gasto Q_R de la bomba, debe dividirse entre dos; así mismo, cuando se tiene una bomba con varios impulsores conectados en serie sobre el mismo eje (una bomba de pozo profundo por ejemplo), el gasto y la velocidad de rotación son las mismas para cada uno de los impulsores; sin embargo, la carga por impulsor es la carga total de la bomba dividida entre el número de impulsores conectados en serie, por lo tanto, para calcular N_S en ese caso, debe emplearse el valor de H_R dividido entre el número de impulsores. Podemos observar que N_S es la velocidad de rotación de la máquina de la familia en la que, para $H_R = 1$ mca fluye $Q_R = 1 m^3/s$.

La elección de la "Velocidad Específica" con la cual se caracteriza cada familia de máquinas, incorpora magnitudes de gran significado en el proyecto. N_R debe ser elegido dentro de las velocidades de rotación posible de los motores eléctricos, ello depende de la frecuencia de la red y del número de polos, Q_R y H_R están impuestos por el acueducto, en consecuencia, una vez definido el acueducto, el N_S de las máquinas de cada planta de bombeo está prácticamente definida, por ello, la elección del "apellido" de la familia de bombas parece muy inteligente, puesto que la propia instalación está indicando por este "apellido - velocidad específica" de que familia son las máquinas que se requieren.

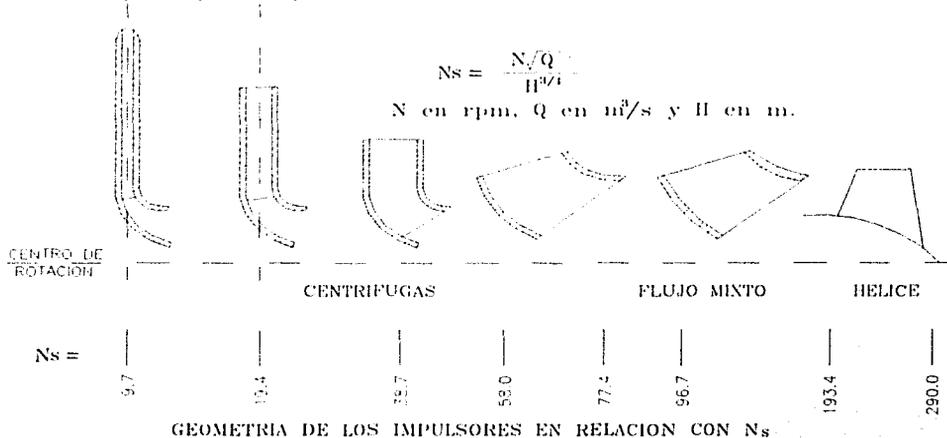


FIGURA 2-9

En la figura 2-9 se presenta un cuadro donde se observan las características de los rodets de las máquinas con diferentes velocidades específicas.

II.3- CURVAS DE OPERACIÓN

Según el capítulo anterior, sabemos que $g_1(\Pi_1) = \Pi_2$ y $g_2(\Pi_1) = \Pi_3$ equivalen a $f_1(\rho, D, N, Q) = H\chi$ y $f_2(\rho, D, N, Q) = M$, pero con la enorme ventaja de que las 6 variables se reducen a 3, por diversos motivos, los fabricantes de máquinas aún emplean una representación de f_1 y f_2 en 4 variables, estas son:

$$v = Q/Q_R, \quad \alpha = N/N_R, \quad \zeta = H/H_R \quad \text{y} \quad \beta = M/M_R$$

Siendo, como ya se señaló en la sección anterior, Q_R, N_R, H_R y M_R los valores de las respectivas variables para el punto de mayor rendimiento de la máquina, en estas variables, como se observa, se emplea la letra ζ para designar la diferencia de carga total entre succión y descarga para un punto de operación genérico dividida por esa diferencia correspondiente al punto de máximo rendimiento. Obsérvese que $H/H_R \cong (\Delta h)_R$, siendo Δh la diferencia de carga piezométrica entre la descarga y la succión de la máquina si se desprecia la diferencia de las cargas de velocidad entre dichos puntos.

De acuerdo con las definiciones dadas por $Q/NR^3 = \Pi_1$, $H\chi/\rho N^2 D^2 = \Pi_2$ y $M/\rho D^5 N^2 = \Pi_3$, tenemos que:

$$\begin{aligned}
 v/\alpha * \Pi_{1R} &= \Pi_1 \\
 \zeta/\alpha^2 * \Pi_{2R} &= \Pi_2 \\
 \beta/\alpha^2 * \Pi_{3R} &= \Pi_3
 \end{aligned}$$

donde $\Pi_{1R} = Q_R/N_R^3$; $\Pi_{2R} = H\chi/\rho N_R^2 D^2$ y $\Pi_{3R} = M/\rho D^5 N_R^2$ son los valores de los números adimensionados para el punto de mayor rendimiento de la máquina.

Aplicando las relaciones experimentales para g_1 y g_2 expuestas en la sección anterior, se tiene que :

$$g_1 (v/\alpha * \Pi_{1R}) = \zeta/\alpha^2 * \Pi_{2R}$$

$$g_2 (v/\alpha * \Pi_{1R}) = \beta/\alpha^2 * \Pi_{3R}$$

estas expresiones pueden reordenarse de la siguiente forma:

$$g_1 (v/\alpha * \Pi_{1R}) = \alpha^2/\Pi_{2R} = \zeta$$

$$g_2 (v/\alpha * \Pi_{1R}) = \alpha^2/\Pi_{3R} = \beta$$

Estas ecuaciones indican que ζ es función de v , α , Π_{1R} y Π_{2R} en tanto que β lo es de v , α , Π_{1R} y Π_{3R} , por lo tanto, podemos expresarlas como:

$$\zeta = F_1 (v, \alpha, \Pi_{1R}, \Pi_{2R})$$

$$\beta = F_2 (v, \alpha, \Pi_{1R}, \Pi_{3R})$$

Estas funciones pueden ser representadas en un plano Cartesiano con v en el plano de las abscisas y α en el plano de las ordenadas, esto define el llamado "DIAGRAMA DE LOS 4 CUADRANTES" ó Diagrama de Knapp.

Los elementos principales del Diagrama de los 4 cuadrantes, se ilustran en la figura 2-10, es conveniente señalar que el paso de las funciones g_1 y g_2 a las funciones F_1 y F_2 se dan con el propósito de explicar el diagrama, que es una forma antigua de presentación de los resultados experimentales propuesta por R.T. Knapp en 1937, pero que aún hoy los fabricantes prefieren frente a la presentación moderna con las funciones g_1 y g_2 . En la figura se muestran todas las posibles condiciones de operación de una bomba y en la cual se emplean las siguientes definiciones:

- BOMBA: Cuando hay transferencia neta de potencia mecánica del eje, a potencia hidráulica del fluido.
- TURBINA: Cuando hay transferencia neta de potencia hidráulica a potencia mecánica del eje.
- DISIPACIÓN DE ENERGÍA: Cuando el fluido entrega potencia hidráulica y el eje entrega potencia mecánica que se disipa en el fluido en forma de calor.

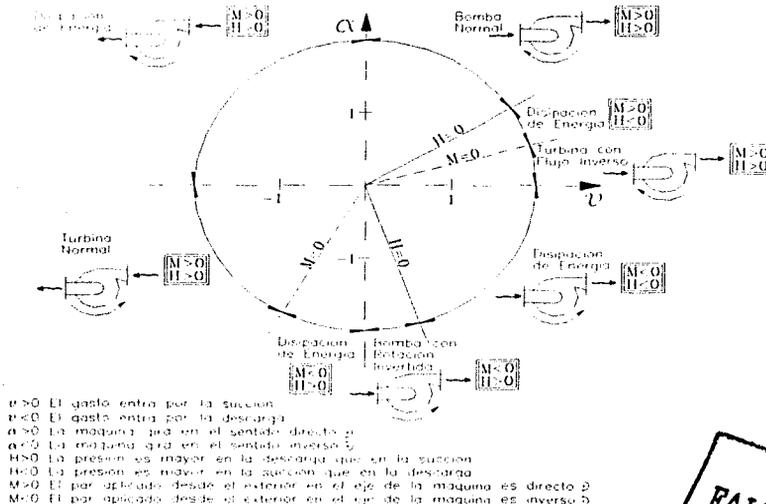


DIAGRAMA DE LOS CUATRO CUADRANTES
FIGURA 2-10

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Una vez caracterizadas las distintas formas de operación posible de la máquina en el diagrama, se pueden ver las curvas de operación deducidas de las expresiones para ζ y β con diversos valores constantes, en la figura 2-11 se muestra las curvas para:

$$\zeta = C_1 \text{ con } -100\% \leq C_1 \leq 250\%$$

$$\beta = C_2 \text{ con } -200\% \leq C_2 \leq 250\%$$

Donde ζ y β así como v , α están expresados en forma de porcentaje. Como las funciones F_1 y F_2 dependen de Π_{1R} , Π_{2R} y Π_{3R} ello indica que cada familia de máquinas posee su diagrama propio.

Podemos observar que todo punto posible de operación de la máquina tiene su representación como punto geométrico en el diagrama, por lo tanto, cualquier comportamiento de la máquina variable en el tiempo (comportamiento no estacionario o transitorio), se traducirá en una curva en el plano v , α . Para todo punto de esta curva, el diagrama de los cuatro cuadrantes suministra los valores de ζ (carga porcentual) y β (par o momento porcentual) que corresponden a ese punto, a hora bien, las expresiones para ζ y β se determinan experimentalmente en un banco de prueba para una máquina de la familia, de dimensiones adecuadas al banco disponible, siendo las pruebas estacionarias. Por lo tanto, la aplicación del diagrama a las expresiones a un fenómeno transitorio de evolución muy rápida sólo puede ser validada por una amplia experiencia anterior que indica que, dentro de los límites de rapidez de los fenómenos transitorios de interés, las expresiones y el diagrama son aplicables a pesar de estar basados en ensayos estacionarios.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

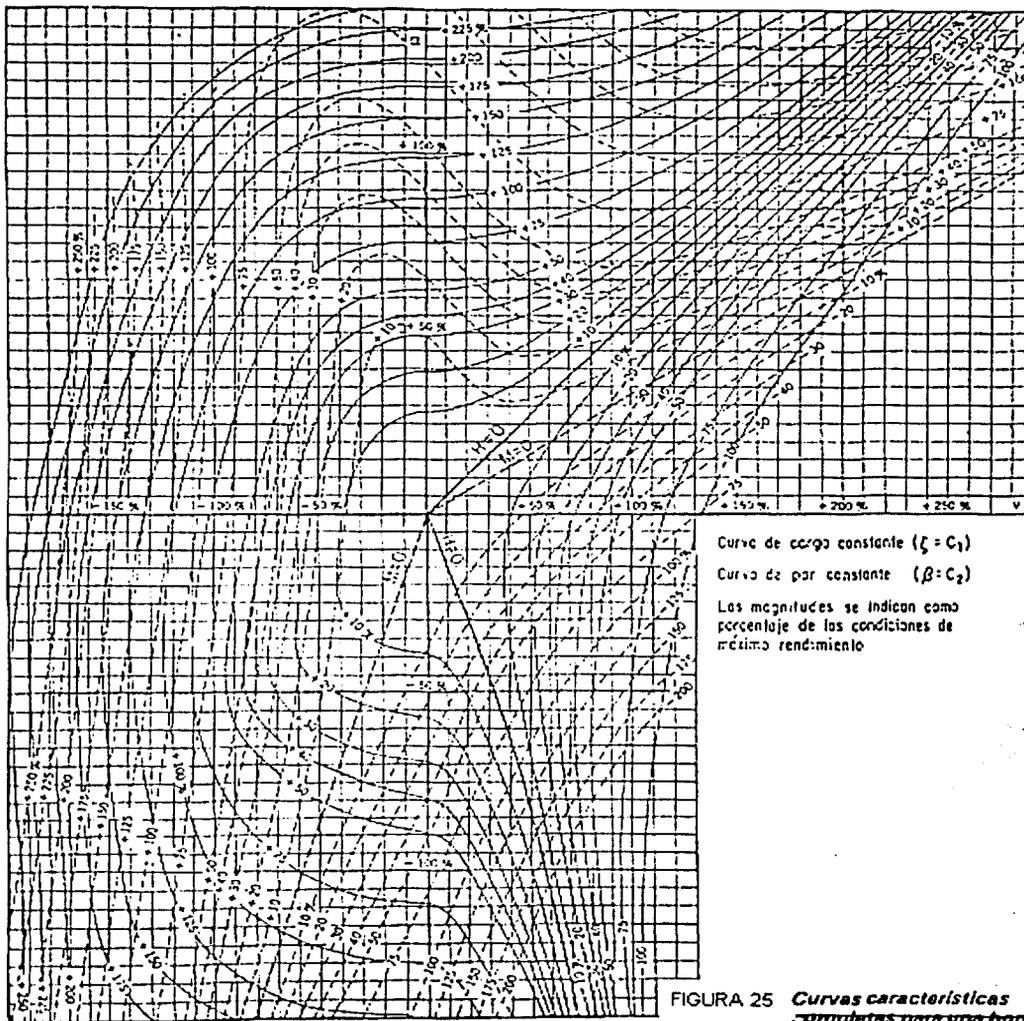


FIGURA 25 *Curvas características completas para una bomba de doble succión*

FIGURA 2-11

SECCION CON
FALLA DE ORIGEN

CURVAS $\zeta/(v^2 + \alpha^2)$ y $\beta/(v^2 + \alpha^2)$

Al pasar de las funciones g_1 y g_2 a las funciones F_1 y F_2 , se pierde algo de información, con el objeto de empezar a analizar de manera más fácil el diagrama de los cuatro cuadrantes que aun los fabricantes de máquinas prefieren para presentar sus resultados; sin embargo, para el cálculo numérico de la bomba, como condición de frontera de una conducción, es preferible trabajar con las funciones g_1 y g_2 , transformándolas ligeramente. Multiplicando ambos términos de g_1 y g_2 por $(v^2 + \alpha^2)^{-1}$, se tiene:

$$g_1 \left(\frac{v}{\alpha} \Pi_1 R \right) * \frac{1}{\Pi_2 R} * \frac{1}{1 + \frac{v^2}{\alpha^2}} = \frac{\zeta}{v^2 + \alpha^2} \dots\dots\dots(3.1)$$

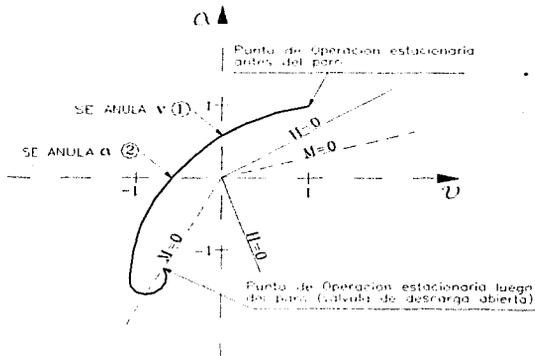
$$g_2 \left(\frac{v}{\alpha} \Pi_1 R \right) * \frac{1}{\Pi_3 R} * \frac{1}{1 + \frac{v^2}{\alpha^2}} = \frac{\beta}{v^2 + \alpha^2} \dots\dots\dots(3.2)$$

obsérvese que las funciones de la derecha de ambas expresiones, son funciones de v/α y de los números Π . Por lo tanto, a partir de las ecuaciones 3.1 y 3.2 y recordando que $\Pi_2 R$ y $\Pi_3 R$ están definidos por $\Pi_1 R$ y este ultimo queda determinado al caracterizarse la familia de máquinas a través de su velocidad específica N_s , se concluye que:

$$\frac{\zeta}{v^2 + \alpha^2} = G_1 \left(\frac{v}{\alpha}, N_s \right) \dots\dots\dots(3.3)$$

$$\frac{\beta}{v^2 + \alpha^2} = G_2 \left(\frac{v}{\alpha}, N_s \right) \dots\dots\dots(3.4)$$

La razón por la cual se construyeron estas funciones con $(v^2 + \alpha^2)$ en el denominador, es para prevenir la anulación del denominador en algún paso del proceso de cómputo. En el proceso del paro accidental de la máquina, la evolución en el tiempo tiene en general, el aspecto que se indica en la figura 2-12. Por lo tanto, en el punto 1 se anula v y en el 2 se anula α , pero, como puede verse, no ocurre nunca la anulación simultanea de ambos, lo cual implicaría que la curva pasara sobre el origen. En consecuencia, el artificio realizado evita, para el programa de cómputo, tener que trabajar con valores G_1 Y G_2 infinitos en alguna etapa del cálculo.



EVOLUCION EN EL DIAGRAMA DE LOS CUATRO CUADRANTES DEL DEL PUNTO REPRESENTATIVO DE LA OPERACION DE LA BOMBA LUEGO DE UN PARO ACCIDENTAL EN EL CUAL PERMANECE ABIERTA LA VALVULA DE DESCARGA

FIGURA 2-12

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

En la figura 2-13 se presentan en forma esquemática estas relaciones y en ella se distinguen las diferentes zonas de operación que ya se analizaron en el diagrama de los cuatro cuadrantes. Para que las funciones sean biunívocas, en lugar de v/α , se consideró en abscisas la variable θ , siendo ésta:

$$\theta = \arctg \alpha/v \text{ con } 0 \leq \theta < 360^\circ \dots\dots\dots(3.5)$$

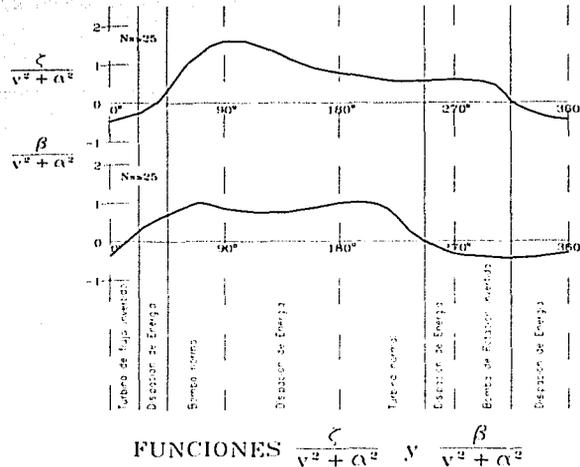


FIGURA 2-13

En consecuencia, se llega finalmente a las siguientes funciones, que son las que aparecen en el diagrama:

$$\frac{\zeta}{v^2 + \alpha^2} = F_\zeta(\theta, N_s) \dots\dots\dots(3.6)$$

$$\frac{\beta}{v^2 + \alpha^2} = F_\beta(\theta, N_s) \dots\dots\dots(3.7)$$

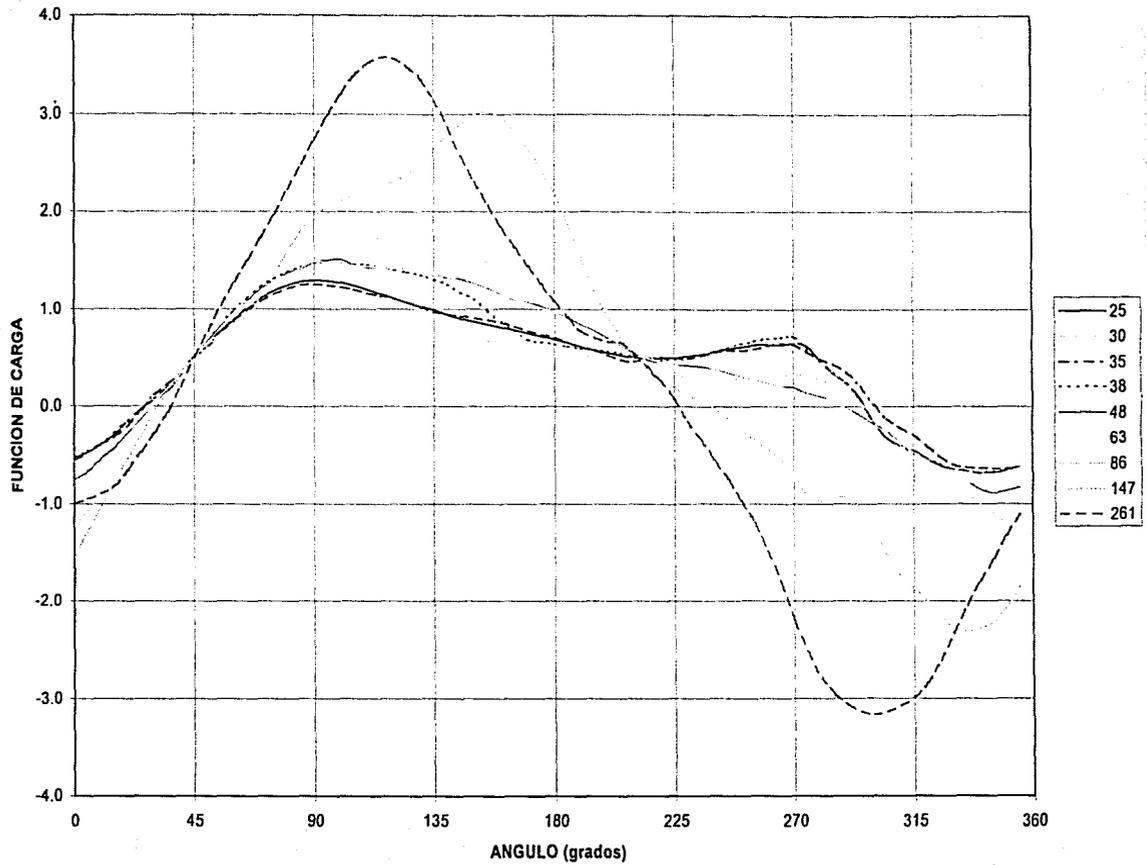
En la figura 2-13, se pueden observar las mismas zonas de operación de la máquina que se definieron en el Diagrama de los cuatro cuadrantes, puesto que los valores de θ , definidos corresponden a los cuadrantes previamente vistos.

Estas funciones permiten presentar, por dos curvas, una información equivalente a la que se presentaba en el diagrama de Knapp con familias de numerosas curvas. Para pasar del diagrama de Knapp a las curvas $\zeta / (v^2 + \alpha^2)$, $\beta / (v^2 + \alpha^2)$ basta trazar sobre el diagrama de Knapp, rectas con $\alpha / v = \text{cte.}$ (haz de rectas con centro en el origen). Todos los puntos que quedan sobre una misma recta de este haz, dan un solo valor de $\zeta / (v^2 + \alpha^2)$ al cortar las curvas $\zeta = C_1$ y otro valor único de $\beta / (v^2 + \alpha^2)$ al cortar las curvas $\beta = C_2$. Considerando rectas de haz cada 15° , por ejemplo, se construyen las curvas $\zeta / (v^2 + \alpha^2)$ y $\beta / (v^2 + \alpha^2)$ para ángulos θ de cada 15° , puesto que θ es el argumento de las rectas del haz.

En la siguiente gráfica, se presentan varias curvas $F_\zeta(\theta, N_s)$ y $F_\beta(\theta, N_s)$ obtenidas todas, salvo las correspondientes a $N_s = 25, 147$ y 261 , de los diagramas de Knapp proporcionados por los fabricantes.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

FUNCION DE CARGA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

II.4- MOMENTO DE INERCIA

La inercia combinada en las bombas y los motores eléctricos, incluyendo las flechas, es requerida para el análisis de situaciones de flujo transitorio asociado con el arranque y paro de las bombas, frecuentemente esta información no está disponible en el momento en que los estudios de los transitorios hidráulicos se llevan a cabo, las tablas y ecuaciones siguientes son un intento por proporcionar una idea de los valores del momento de inercia que pueden ser usados como una primera aproximación razonable cuando no están disponibles datos más precisos, esto, a partir del trabajo que iniciara Faith Full en 1989.

INERCIA DE LAS BOMBAS

Los datos de muchos fabricantes de bombas se presentan en la figura 2-14, los cuales cubren un amplio rango de bombas rotodinámicas usadas para el abastecimiento de agua, así como para proceso de aguas residuales y alcantarillado e incluso para el campo petroquímico. Los tipos de impulsores más comunes son de flujo radial y mixto, el único grupo de puntos que claramente se separa de los demás aplica para una máquina pequeña que tiene un diseño exclusivo para flujo radial.

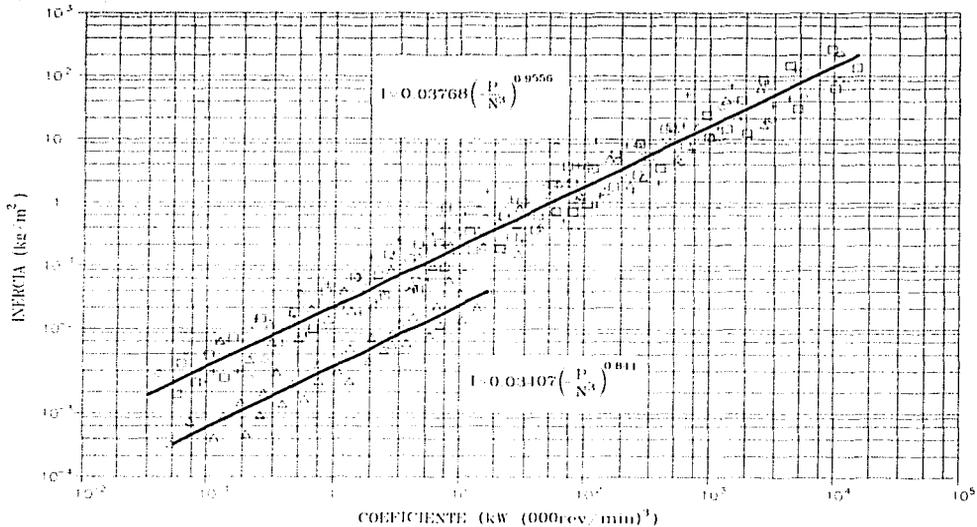
Más de 300 puntos que están graficados en la figura 2-14 toman como parámetros la inercia contra un coeficiente (llamado coeficiente de potencia), que está definido como:

$$P/N^3$$

donde :

P= Potencia de la flecha en kW para condiciones de máxima eficiencia.

N= Velocidad Rotacional en miles de revoluciones por minuto.



Momento de inercia de impulsores para bombas de flujo radial y mixto, los datos de la línea de arriba son para impulsores de entrada simple o doble, sencillos o multipasos y de vástago horizontal o vertical, los datos de la línea de abajo es para impulsores de flujo radial sencillo y relativamente pequeño, con diseño de peso ligero.

FIGURA 2-14

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A través de un análisis de regresión lineal de los puntos mostrados en la gráfica 2-14, se desarrollaron las siguientes ecuaciones para poder predecir la inercia "I" del impulsor de la bomba, incluidos el líquido y la flecha sobre el cual el impulsor está montado.

a) El grueso de los puntos que comprenden cerca de 284 y provienen de 5 fabricantes de bombas para cubrir bombas de flujo radial y mixto, nos da:

$$I = 0.03768 (P/N^3)^{0.9556} \dots\dots\dots (4.1)$$

b) Otro grupo de 28 datos para un tipo particular de bomba de otro fabricante, no cayó en la línea del grueso general de puntos, es por esto que estos han sido caracterizados por una ecuación aparte que es:

$$I = 0.03407 (P/N^3)^{0.844} \dots\dots\dots (4.2)$$

esta última ecuación aplica para bombas relativamente pequeñas de diseño de peso ligero y para un máximo de inercia de solamente 0.0465 kg./m², esto indica, sin embargo, que existe una influencia secundaria en la inercia debido a la forma de los datos.

Las ecuaciones 4.1 y 4.2 fueron desarrolladas a partir del análisis de regresión lineal y de gráficas logarítmicas, dando coeficientes de correlación de 0.960 y 0.903 respectivamente, los cuales fueron muy altos considerando la variedad de fabricantes y tipos de bombas, a pesar de estas correlaciones aparentemente buenas, se nota a partir de la observación de las gráficas que el valor real de la inercia por arriba y por abajo de las predicciones es de +100% y -50%.

Para estimar la inercia de la bomba en cuanto a una aplicación en particular, es necesario estimar la potencia de la flecha y la velocidad rotacional, la potencia de la flecha "P" esta relacionado con la carga de operación H y el gasto Q a través de la ecuación de eficiencia, la cual está dada por:

$$\eta = \rho g Q H / P$$

y por tanto, la potencia de la flecha(en kW) es :

$$P = \rho g Q H / \eta \dots\dots\dots (4.3)$$

Idealmente, las condiciones de operación H₀, Q₀ serán la condiciones de mayor rendimiento H_R, Q_R para una aplicación dada así, las condiciones de diseño H₀ y Q₀ serán conocidas, pero se asumirá una eficiencia deseada de la bomba. Para una bomba moderna esto estará normalmente en el rango entre 70 - 85% con valores más altos que estarán siendo asociados con máquinas más grandes, las bombas para alcantarillado y otras para manejar sólidos tendrán eficiencias más bajas.

Un ejemplo del cálculo, podría ser el siguiente:

- Flujo de diseño.- Q₀ = 0.20 m³/s
- Carga de Operación.- H₀ = 80 m
- Eficiencia Asumida.- η = 0.75
- Velocidad Asumida.- N = 1750 r.p.m.

por lo tanto:

$$P = \rho g Q H / \eta = 1000(9.81)(0.20)(80) / 0.75(1000) = 209.28 \text{ kW.}$$

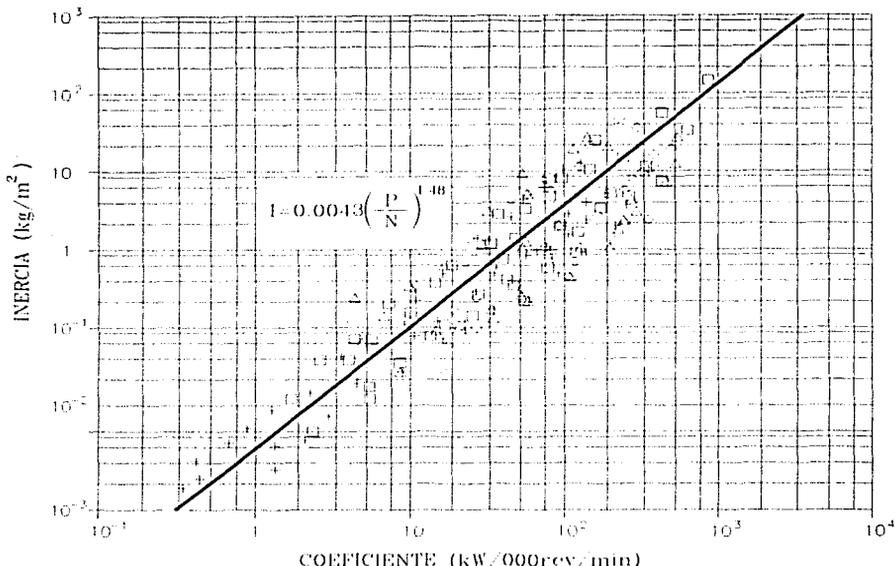
De la ecuación 4.1:

$$I = 0.03768 (209.28/1.75^3)^{0.9556} = 1.2504 \text{ kg m}^2$$

podrá considerarse 1.25 kg m² como la predicción básica para la bomba, la inercia del motor debe ser sumada a este valor.

INERCIA DEL MOTOR.

Los datos de la inercia de los motores están grafificados de manera similar a las bombas, excepto que la velocidad no está elevada al cubo, así, la inercia "I" en kg m² es correlacionada con P/N como se muestra en la figura 2-15.



Momento de inercia para una variedad de motores electricos en bombas rotodinamicas

FIGURA 2-15

La regresión lineal que contiene 272 puntos no da la siguiente ecuación, teniendo un coeficiente de correlación de 0.97

$$I = 0.0043 (P/N)^{1.48} \dots\dots\dots(4.4)$$

en donde P significa la potencia de la flecha en kW y N es la velocidad en miles de r.p.m., los datos siguen una ecuación de regresión lineal muy buena, sin embargo puede verse en la gráfica que existe una tendencia a alejarse de la regresión para los motores pequeños.

Desde el punto de vista de la recolección de datos para un análisis transitorio, se nota que mientras los fabricantes de bombas frecuentemente tienen dificultades en dar un valor a la inercia de bombas, los fabricantes de motores pueden hacerlo sin problema para un valor dado de la potencia y velocidad.

Continuando con el ejemplo de cálculo anterior, la inercia estimada del motor sería:

$$I = 0.0043 (209.28 / 1.75)^{1.48} = 5.11 \text{ kg m}^2$$

La inercia estimada total para la unidad Moto-Bomba, por lo tanto, podría estar en el rango de 6.36 kg m², que se puede redondear a 6.5 kg m² para el cople. Esto puede ser usado únicamente como una predicción hasta que los valores reales estén disponibles, por último, si se percibe que la magnitud de la inercia es importante, puede multiplicarse por dos y dividirse entre dos este valor para establecer el rango dentro del cual, el valor real caerá.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

CAPÍTULO III

CURVAS DE OPERACIÓN TRANSITORIA DE VÁLVULAS

III.1- TIPOS DE VÁLVULAS

Las empresas de ingeniería seleccionan y especifican válvulas por medio de los esfuerzos coordinados de sus divisiones de procesos, proyectos y diseño para ingeniería. Los ingenieros de proceso son quienes asumen la responsabilidad de establecer los parámetros de diseño del proceso como son la temperatura, presión, flujo, procedimientos para arranque y paro, etc. El ingeniero de proyectos y su grupo son los encargados del comportamiento del diseño mecánico. La división de diseño se ocupa del diseño y las especificaciones detalladas para el proyecto. Por ello, la división de procesos especifica los materiales básicos de construcción.

Conforme avanza la tecnología y aumenta la capacidad de los acueductos, han aumentado el tamaño y el costo de las válvulas y cada vez es más importante el máximo cuidado en su selección. La selección de las válvulas incluye muchos factores y es preferible tener como referencia un sistema que facilite la selección. Se deben tener en cuenta, como mínimo, las siguientes características básicas: tipo de válvula, materiales de construcción, capacidades de presión y temperatura, material de empaquetaduras y juntas, costo y disponibilidad.

El tipo de válvula dependerá de la función que debe efectuar, sea de cierre (bloqueo), estrangulación o para impedir el flujo inverso. Estas funciones se deben determinar después de un estudio cuidadoso de las necesidades de la unidad y del sistema para los cuales se destina la válvula.

Las características principales y los usos más comunes de los diversos tipos de válvulas para servicio de bloqueo o cierre son:

Válvulas de compuerta:	Resistencia mínima al fluido de la tubería. Se utiliza totalmente abierta o cerrada. Accionamiento poco frecuente.
Válvulas de macho:	Cierre hermético. Deben estar abiertas o cerradas del todo.
Válvulas de bola:	No hay obstrucción al flujo. Cierre positivo. Se utiliza totalmente abierta o cerrada.
Válvulas de mariposa:	Su uso principal es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes a baja presión. Su diseño de disco abierto, rectilíneo, evita cualquier acumulación de sólidos; la caída de presión es muy pequeña.

Las características principales y los usos más comunes de los diversos tipos de válvulas para servicio de estrangulación son:

Válvulas de globo:	Son para uso poco frecuente. Cierre positivo. El asiento suele estar paralelo con el sentido del flujo; produce resistencia y caída de presión considerables.
Válvulas de aguja:	Estas válvulas son, básicamente, válvulas de globo que tienen un macho cónico similar a una aguja, que ajusta con precisión en su asiento. Se puede tener estrangulación exacta de volúmenes pequeños porque el orificio formado entre el macho cónico y el asiento cónico se puede variar a intervalos pequeños y precisos.
Válvulas en Y:	Las válvulas en Y son válvulas de globo que permiten el paso rectilíneo y sin obstrucción igual que las válvulas de compuerta. La ventaja es una menor caída de presión en esta válvula que en la de globo convencional.
Válvulas de ángulo:	Son, en esencia, iguales que las válvulas de globo, la diferencia principal es que el flujo del fluido en la válvula de ángulo hace un giro de 90°.
Válvulas de mariposa:	Su uso principal es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes a baja presión. Su diseño de disco abierto rectilíneo, evita acumulación de sólidos no adherentes y produce poca caída de presión.

ASPECTOS FUNDAMENTALES EN LA SELECCIÓN DE VÁLVULAS.

Para el ingeniero que no cuenta con los servicios de un contratista de ingeniería en su empresa para que se realicen las especificaciones mínimas necesarias para la selección de las válvulas, deberá tener por lo menos una clasificación con la siguiente información:

Materiales de construcción:

Después de establecer la función y de seleccionar el tipo de válvula, se deberá tener en cuenta los materiales de construcción adecuados para el servicio, ya que todas las partes de la válvula que están en contacto con el agua deben tener resistencia necesaria a la corrosión. Para seleccionar materiales de construcción resistentes a la corrosión, se puede utilizar los materiales recomendados por los fabricantes para los diversos tipos de servicio así como los datos publicados; sin embargo, dichos datos publicados no se deben considerar como definitivos para los materiales incluidos porque otras condiciones en el servicio real pueden influir en la rapidez de la corrosión y se deben tener en cuenta, por ejemplo, la presencia de sales disueltas, altas velocidades del fluido ó la ocurrencia de cavitación o de vaporización instantánea.

Capacidad de presión y temperatura.

Una vez determinadas las presiones y temperaturas máximas de operación, se debe establecer la capacidad de presión requerida por la válvula. A este respecto, se debe comparar la selección con la lista de los fabricantes con respecto a las capacidades de presión y temperatura con el fin de asegurarse que se ajustan a ella.

Material de empaquetaduras y juntas.

La selección del material adecuado para empaquetaduras y juntas es tan importante como la de los materiales de la válvula para el servicio a que se destinan. La selección de una empaquetadura inadecuada puede permitir fugas en la válvula y requerir un paro del sistema para reemplazarla, la forma física de la empaquetadura debe ser compatible con las características mecánicas de la válvula. Ciertos materiales de empaquetaduras requieren una elevada compresión, pero existen válvulas que son muy endebles o muy ásperas y no se puede aplicar una gran compresión. Además, las elevadas compresiones requeridas por ciertas válvulas pueden hacer que algunas empaquetaduras fluyan en frío. Ciertas empaquetaduras incompatibles pueden producir desgaste del vástago. Los riesgos y los costosos paros son inexcusables y fáciles de evitar.

Costo y disponibilidad.

Muchas veces se encontrará más de un tipo de válvula para un trabajo específico. Cuando todos los factores, como materiales de construcción, rendimiento, capacidad para presión y temperatura y disponibilidad son iguales, se debe seleccionar la válvula de menor precio. Cuando se ha determinado el mejor tipo de válvula para el servicio, se debe tener en cuenta el costo y la disponibilidad. Sería ilógico ordenar una válvula que no se va a entregar a tiempo o que no tiene un costo razonable. Hay que obtener datos de disponibilidad y costo de los distribuidores o de los fabricantes. También hay que tener en cuenta si habrá variación en el precio en el momento de la entrega. El precio de cada válvula también puede depender de la cantidad que se ordene un momento dado. Los fabricantes de válvulas suelen otorgar descuentos; por ello, cuanto mayor sea el número de válvulas pedidas, menor será su costo unitario.

GAMA DE TAMAÑOS DE ALGUNOS TIPOS DE VÁLVULAS DISPONIBLES

(El tamaño de la válvula corresponde al diámetro nominal del tubo en pulgadas)
(Capacidad de presión en psi)

VÁLVULAS DE COMPUERTA

Material	125	150	175	200	250	300	400	600	900	1500	2500
Acero Inoxidable	---	½ - 24	---	¼ - 2	---	½ - 24	---	½ - 24	---	---	---
Hierro Fundido	2 - 48	½ - 4	2½ - 14	---	2 - 16	---	---	---	---	---	---
Hierro Dúctil	---	2 - 24	---	---	---	---	---	---	---	---	---
Bronce	¼ - 3	1/8 - 3	---	1/8 - 3	---	1/8 - 3	1/8 - 3	---	---	---	---
Acero Fundido	---	2 - 48	---	---	---	2 - 30	4 - 16	½ - 24	3 - 24	1 - 24	2½ - 24
Acero Forjado	---	---	---	---	---	½ - 3	---	½ - 2	---	---	---

VÁLVULAS DE RETENCIÓN, DE BISAGRA

Material	125	150	175	200	250	300	400	600	900	1500
Acero Inoxidable	---	½ - 24	---	¼ - 24	---	½ - 24	---	½ - 24	---	---
Hierro Fundido	2 - 24	---	2½ - 12	---	2 - 12	---	---	---	---	---
Hierro Dúctil	---	2 - 16	---	---	---	2 - 12	---	---	---	---
Bronce	1/8 - 3	¼ - 4	---	¼ - 3	---	¼ - 3	¼ - 3	---	---	---
Acero Fundido	---	2 - 24	---	---	---	2 - 20	4 - 16	½ - 16	3 - 10	1½ - 14

VÁLVULAS DE BOLA

Material	125	150	200	300	400	600	900	1000	1500	2500
Acero Inoxidable	---	½ - 14	---	½ - 14	---	¼ - 3	---	1 - 2½	½ - 2	1 - 1¼
Hierro Dúctil	---	½ - 12	---	---	---	1 - 2½	---	---	---	---
Bronce	¼ - 2	¼ - 14	½ - 14	---	¼ - 3	¼ - ¾	---	---	---	---
Acero Fundido	---	½ - 16	---	½ - 16	---	1½ - 8	½ - 1	---	½ - 2	---
Acero Forjado	---	---	---	---	---	¼ - 2	---	---	½ - 2	---

VÁLVULAS DE RETENCIÓN, HORIZONTALES

Material	125	150	200	300	600	900	1500	2500
Acero Inoxidable	---	---	---	---	¼ - 2	---	---	---
Hierro Fundido	2 - 6	½ - 2	---	---	---	---	---	---
Bronce	1/8 - 3	1/8 - 2	¼ - 2	¼ - 2	---	---	---	---
Acero Fundido	---	---	---	3 - 12	2½ - 19	2½ - 24	2½ - 24	2½ - 24

VÁLVULAS DE RETENCIÓN, DISCO INCLINABLE

Material	125	150	250	300	600	900	1500	2500	4500
Hierro Fundido	2 - 72	---	2 - 48	---	---	---	---	---	---
Acero Fundido	---	2 - 72	---	2 - 36	2 - 30	3 - 24	2 - 24	3 - 24	6 - 10

VÁLVULAS DE AGUJA

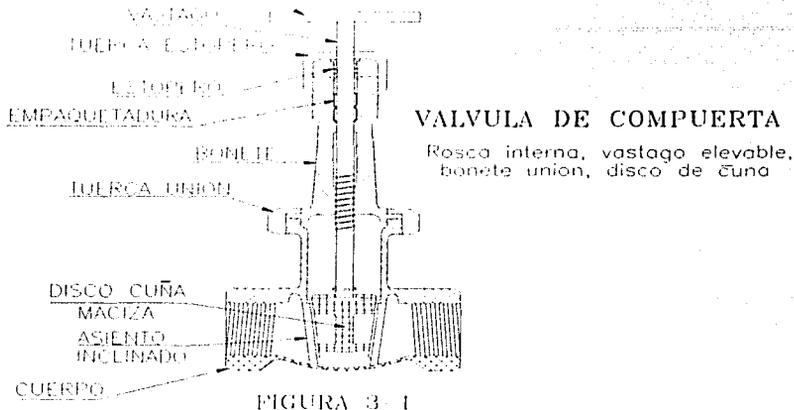
Material	300	1500	2500	4500
Acero Inoxidable	---	¼ - 2	¼ - 2	¼ - 1½
Bronce	1/8 - ¾	---	---	---
Acero Forjado	---	¼ - 2	¼ - 2	¼ - 1½

VÁLVULAS DE MARIPOSA

Material	150	300
Acero Inoxidable	3 - 16	3 - 16
Hierro Fundido	2 - 24	---
Hierro Dúctil	2 - 24	---
Acero Fundido	3 - 30	3 - 16

ESPECIFICACIONES PARA ALGUNOS TIPOS DE VÁLVULAS.

Tipo de válvula:	Compuerta
Gama de tamaños: (en pulgadas)	Desde ½ hasta 48 (Mayores en ángulos tipos)
Capacidad de presión: (en Kg./cm ²)	Hasta 2,500
Capacidad de temperatura: (en °C)	Hasta 1,800
Materiales de construcción:	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.



La válvula de compuerta (figura 3-1) supera en número a los otros tipos de válvulas en servicios en donde se requiere circulación ininterrumpida y poca caída de presión. Las válvulas de compuerta no se recomiendan para servicios de estrangulación, porque la compuerta y el sello tienden a sufrir erosión rápida cuando restringen la circulación y producen turbulencia con la compuerta parcialmente abierta. Cuando la válvula está abierta del todo, se eleva por completo la compuerta fuera del conducto del flujo, por lo cual el fluido pasa en línea recta por un conducto que suele tener el mismo diámetro que la tubería.

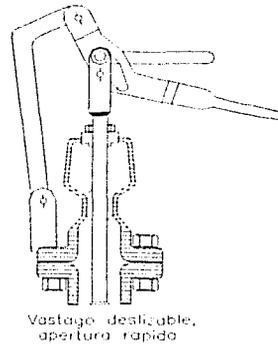
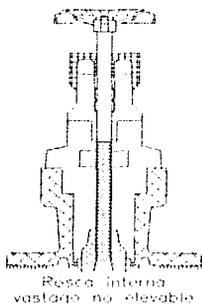
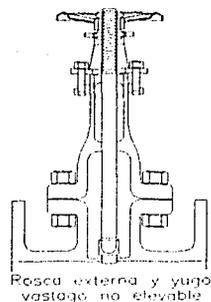
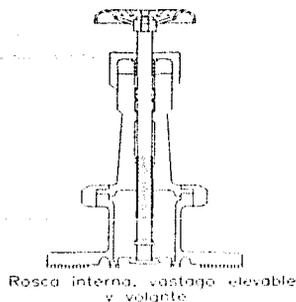
Las características principales del servicio de las válvulas de compuerta incluyen: cierre completo sin estrangulación, operación poco frecuente y mínima resistencia a la circulación. Los principales elementos estructurales de la válvula de compuerta son: volante, vástago, bonete, compuerta, asientos y cuerpo.

Los vástagos disponibles (figura 3-2) son:

- Vástago no elevable, con rosca interna, tiene ventajas cuando hay poca altura.
- Vástago elevable con rosca externa que requiere más espacio libre, pero impide que la rosca esté en contacto con el agua.
- Vástago elevable, con rosca interna, que expone la rosca del vástago a el agua; por lo tanto, se debe tener cuidado con la corrosión.

Los tipos de bonetes disponibles son:

- Bonetes con rosca interna o externa para válvulas pequeñas y servicio a baja presión.
- Bonetes con unión para válvulas pequeñas donde se necesita mantenimiento frecuente.
- Bonetes con brida y atornillados para válvulas grandes, servicio a presión y temperaturas altas.
- Bonetes con abrazadera en válvulas para presión moderada, donde se necesita limpieza frecuente.
- Bonetes sellados de presión para servicio con altas presiones y temperaturas.
- Bonetes con sello de pestaña para altas presiones y temperaturas.
- Bonetes con cierre de obturador para presión y temperaturas altas.



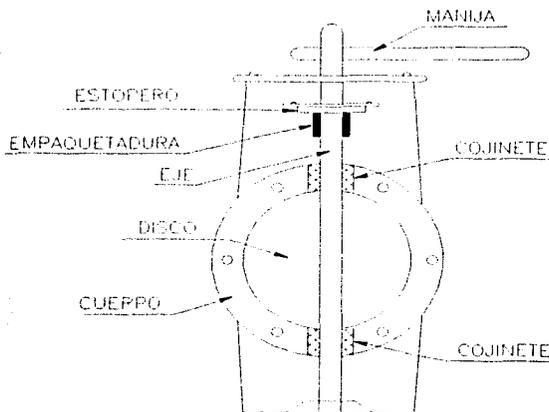
VARIACIONES EN EL MECANISMO DEL VASTAGO EN LAS VALVULAS DE COMPUERTA
FIGURA 3-2

Los elementos de control que suelen estar disponibles para este tipo de válvulas son:

- Disco macizo o de una sola cuña con asientos de válvula cónicos.
- Cuñas flexibles (el disco sólo es macizo en el centro y ambas superficies de asentamiento son flexibles) para temperaturas y presiones fluctuantes.
- Disco de cuña dividido (un diseño de bola y asiento en el cual dos discos espalda con espalda se pueden ajustar a ambas superficies del asiento, con lo cual cada disco se mueve con independencia para tener un buen sellado).
- Disco doble (discos paralelos) que funciona paralelamente a los asientos del cuerpo; los discos se separan con expansores o cuñas para empujarlos contra la superficie del asiento. Los asientos de las válvulas de compuerta pueden ser integrales con el cuerpo o ser de construcción anular. Para servicio a alta temperatura, los anillos del asiento se colocan a presión en su lugar y se sueldan para sellarlos en el cuerpo de la válvula. Las fugas por las válvulas de compuerta pueden ocurrir en ambos extremos en donde se conectan a la tubería (cuando la válvula esté abierta), en la unión entre el bonete y el cuerpo, en el vástago, y corriente abajo de la compuerta cuando la válvula está cerrada. Se pueden proveer sellos para evitar las fugas al exterior o corriente abajo cuando está cerrada la válvula. Estos sellos pueden ser de metal a metal, metal en contacto con un material elástico o metal en contacto con un inserto elástico colocado en la cara del metal.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Tipo de válvula:	Mariposa
Gama de tamaños: (en pulgadas)	Desde 2 hasta 24 ó más
Capacidad de presión: (en Kg./cm ²)	Hasta 2,000 (caída limitada de presión)
Capacidad de temperatura: (en °C)	Hasta 2,000 (temperaturas más bajas si tiene camisas o asientos blandos)
Materiales de construcción:	Materiales para fundir o maquinar. Las camisas pueden ser de plástico, caucho o cerámica.



VALVULA DE MARIPOSA

FIGURA 3-3

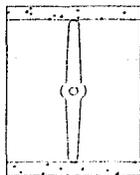
Las válvulas de mariposa (figura 3-3) son uno de los tipos más antiguos que se conocen. Son sencillas, ligeras y de bajo costo. El costo de mantenimiento también es bajo porque tienen un mínimo de piezas móviles. El uso principal de las válvulas de mariposa es para servicio de corte y de estrangulación cuando se manejan grandes gastos a presiones relativamente bajas.

El principio del diseño de las válvulas de mariposa es el mismo que el de una puerta o registro de control del tiro de una chimenea. El disco tiene casi el mismo diámetro de la tubería. Las válvulas de mariposa son del tipo de oscilación total o con asientos para el cierre, se hace girar el disco contra un asiento para el cierre. En la válvula de cierre, se hace girar el disco contra un asiento que suele tener revestimiento completo con caucho o material similar; cuando cierran, el disco comprime el revestimiento en los 360°. El diseño abierto de flujo rectilíneo evita la acumulación de sólidos y produce baja caída de presión. Su operación es fácil y rápida con una manija. Es posible moverla desde la apertura total hasta el cierre total con gran rapidez. La regulación del flujo se efectúa con un disco de válvula que sella contra el asiento.

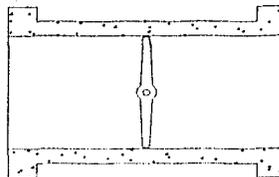
Las principales características de los servicios de las válvulas de mariposa incluyen apertura total, cierre total o estrangulación, operación frecuente, cierre positivo y baja caída de presión. Los principales elementos estructurales de la válvula de mariposa son: eje (flecha), disco de control de flujo y cuerpo.

Los principales tipos de cuerpo son:

- Tipo de disco plano (tipo de oreja): Esta válvula sólo está sujeta entre dos bridas de tubo con tornillos que unen las bridas y pasan por agujeros en el cuerpo de la válvula.
- Tipo con brida: Esta brida tiene extremos con brida que se unen con las bridas de los tubos.
- Tipo de rosca: Esta válvula se atornilla directamente en el tubo.



TIPO PLACA



TIPO CARRETE

DISEÑOS BASICOS DEL CUERPO DE LAS VALVULAS DE MARIPOSA

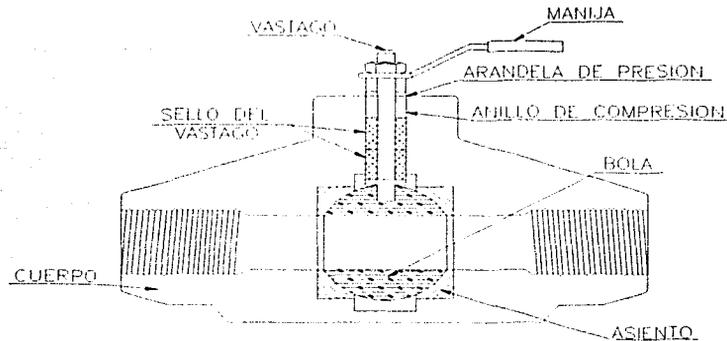
FIGURA 3-4

Los cuerpos de las válvulas de mariposa (figura 3-4) de tamaño pequeño son de extremos roscados y se atornillan a la tubería. Las válvulas de tamaño más grande están destinadas para instalación entre un par de bridas y se clasifican como tipo de disco y tipo de orejas. En la válvula de disco o de "oblea" los tornillos abarcan el cuerpo. El tipo de orejas es para facilitar el servicio en lugares de difícil acceso; el cuerpo tiene orejas que suelen estar taladradas y machueladas. Los tornillos se pueden instalar desde cualquier lado y la válvula se puede dejar en la tubería cuando se desconecta la tubería a un lado.

El flujo por la válvula de mariposa se controla con un disco que tiene más o menos el mismo diámetro que los tubos que conecta. Un eje, o sea, el vástago, pasa a través de este disco; está apoyado en ambos extremos en el cuerpo y se sujeta al disco con tornillos o pasadores o mediante el brochado del extremo superior de la cavidad del disco para formar un vástago cuadrado. Al girar 90° el vástago, el disco abre o cierra la válvula. Para la estrangulación se mueve el disco a una posición intermedia, en la cual se mantiene por medio de un seguro o cierre, para obtener la ubicación correcta, el vástago está fijo en ambos extremos mediante bujes (casquillos) que deben estar sellados, por lo general, estos sellos consisten en un estopero con sellos anulares.

LEGIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tipo de válvula:	Bola
Gama de tamaños: (en pulgadas)	Desde 1/8 hasta 42
Capacidad de presión: (en kg./cm ²)	Hasta 10,000
Capacidad de temperatura: (en °C)	Criogénica hasta 1,000
Materiales de construcción:	Hierro, acero, latón, bronce, acero inoxidable y plástico.



VALVULA DE BOLA

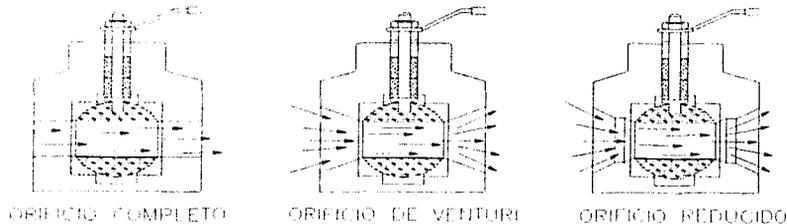
FIGURA 3-5

Las válvulas de bola (figura 3-5), básicamente, son válvulas de macho modificadas. Aunque se han utilizado desde hace mucho tiempo, su empleo estaba limitado debido al asentamiento de metal contra metal, que no permitía un cierre a prueba de burbujas. Los adelantos en los plásticos han permitido sustituir los asientos metálicos con los de plastómetros y elastómetros modernos.

La bola tiene un orificio que se une con el cuerpo en la posición abierta. Estas válvulas se utilizan en forma principal para servicio de corte y no son satisfactorias para estrangulación. Son rápidas para operarlas, de mantenimiento fácil, no requieren lubricación, producen cierre hermético con baja torsión y su caída de presión es función del tamaño del orificio. La válvula de bola está limitada a las temperaturas y presiones que permite el material del asiento. Cuando está cerrada, se atrapa algo de flujo entre el asiento y el orificio de la bola.

Los principales componentes de estas válvulas son: cuerpo, el asiento y la bola
 Los principales tipos de cuerpo son:

- Entrada superior : La bola y los asientos se instalan en la parte superior.
- Cuerpo dividido : La bola y los asientos se instalan desde los extremos.



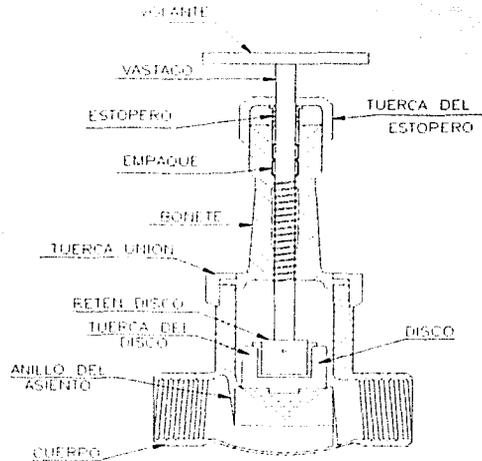
DIFERENTES ORIFICIOS PARA VALVULAS DE BOLA

FIGURA 3-6

Las bolas tienen orificios completos, de Venturi y de superficie reducida (figura 3-6). El orificio completo es igual al diámetro interior de la tubería. El orificio de Venturi tiene superficies reducidas y hay flujo de Venturi dentro del cuerpo. El orificio reducido es de menor diámetro que la tubería.

El vástago de la válvula de bola por lo general no está sujeto a la bola. Se suele hacer una ranura en la bola y se conforma el extremo del vástago para que ajuste en la ranura y permita girar la bola. Los extremos del cuerpo suelen ser con soldadura de enchufe, con brida o roscados. También existe la posibilidad de cambiar los extremos con ciertos materiales de construcción. Estas válvulas, igual que las de macho, pueden ser de orificios múltiples y se pueden utilizar en lugar de dos o tres válvulas rectilíneas, lo cual simplifica la tubería y reduce los costos.

Tipo de válvula:	Aguja
Gama de tamaños: (en pulgadas)	Desde 1/8 hasta 1.
Capacidad de presión: (en kg./cm ²)	Hasta 10,000
Capacidad de temperatura: (en °C)	Criogénica hasta 500.
Materiales de construcción:	Bronce, hierro acero, acero inoxidable.



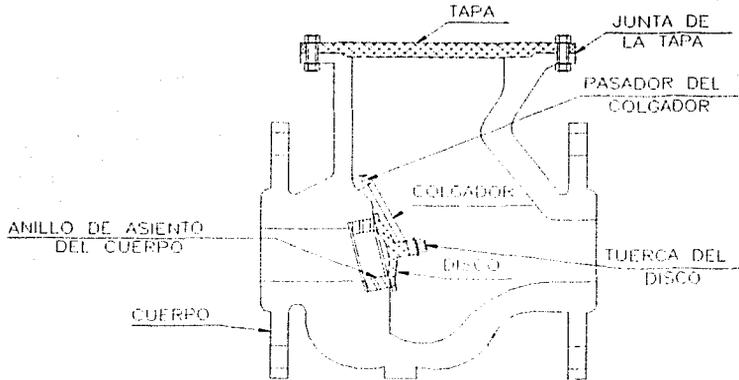
VALVULA DE AGUJA

FIGURA 3-7

Las válvulas de aguja (figura 3-7) son, básicamente, válvulas de globo que tienen machos cónicos similares a agujas que ajustan con precisión en sus asientos. Al abrirlas, el vástago gira y se mueve hacia afuera. Se puede lograr estrangulación exacta de volúmenes pequeños debido al orificio variable que se forma entre el macho cónico y su asiento también cónico. Por ello son de tamaño pequeño y de muy diversos tipos para aplicaciones especiales. Por lo general, se utiliza como válvula para instrumentos o en sistemas hidráulicos, aunque no para altas temperaturas.

Las válvulas de aguja se pueden utilizar para controlar el paso de agua para accionamiento. Las válvulas combinadas de retención y aguja permiten circulación controlada en un sentido o circulación libre en un sentido y controlada en el opuesto. El control de velocidad con un operador de cilindro neumático es muy común. Se pueden proveer ajustadores del vástago del tipo micrométrico con un cierre para graduación precisa de la circulación. Las válvulas de aguja también se utilizan en los tubos para instrumentos a fin de reducir las pulsaciones de presión.

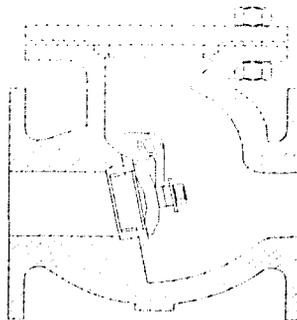
Tipo de válvula:	Retención
Gama de tamaños: (en pulgadas)	Desde 1/8 hasta 24.
Capacidad de presión: (en kg./cm ²)	Hasta 10,000
Capacidad de temperatura: (en °C)	Hasta 1,200.
Materiales de construcción:	Bronce, hierro acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.



VALVULA DE RETENCION (CHECK)

FIGURA 3-8

Las válvulas de retención (figura 3-8) son integrales y de acción automática para impedir la inversión del flujo. La selección de un tipo particular depende de la temperatura y presión de funcionamiento, de la limpieza del agua, caída de presión disponible y, el grado menor, de las limitaciones por la configuración de la tubería. La válvula de retención de bisagra consiste en un disco embisagrado colocado sobre un orificio de la válvula. Cuando no hay flujo, el disco se mantiene sobre el asiento por gravedad o con pesos montados en palancas externas. El flujo en el sentido normal hará que el disco gire y se aleje del asiento. Cuando se invierte el flujo, se empuja el disco contra el asiento y lo retiene la presión diferencial. Esta válvula funciona por gravedad, lo cual se debe tener en cuenta para instalarla. Por lo general, la válvula se instala en posición horizontal, pero también se puede instalar en tuberías verticales con flujo ascendente.

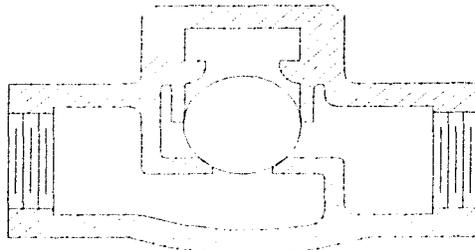


LA VALVULA DE RETENCION DE BISAGRA IMPIDE LA INVERSION DE LA CIRCULACION

FIGURA 3-9

Las válvulas de bisagra (figura 3-9) se utilizan para bajas velocidades del agua con inversiones poco frecuentes. Si tienen una cancelación manual, se pueden emplear en el lado de descarga de las válvulas de desahogo de presión. Cuando se conectan varias válvulas de desahogo en un cabezal común, la válvula de retención impedirá la circulación inversa mientras se hace el mantenimiento de una válvula de desahogo o de seguridad.

La válvula de bisagra con disco dividido es una variante de la antes descrita. El cuerpo es un anillo macizo para atornillarlo en bridas de tubo. Las dos mitades del disco están embisagradas con un pasador y tienen un resorte para mantenerlas cerradas cuando no hay flujo. Esta válvula no funciona por gravedad, lo cual permite más flexibilidad en la instalación. Es adecuada para instalaciones con inversiones frecuentes de la circulación porque, al contrario de la válvula de bisagra, no cierra de golpe ni ocasiona choques de presión.



LAS VALVULAS DE RETENCION
DE BOLA NO SUELEN TENER
PROBLEMAS DE SERVICIO

FIGURA 3-10

Las válvulas de retención (figura 3-10) por elevación, por lo general con cuerpo de globo, funcionan por gravedad y son para instalación horizontal o vertical, pero no son intercambiables. Con flujo normal, un pistón que está retenido con guías en la válvula se levanta con la circulación. Con flujo inverso, se empuja al pistón contra el asiento para cortarla. Algunas válvulas de retención por elevación tienen resortes para asegurar un asentamiento positivo. En cualquier caso, estas válvulas requieren caídas de presión bastante elevadas. Se utilizan en servicios con alta presión y en tuberías más pequeñas que las válvulas de bisagra.

En otra variante de las válvulas de retención por elevación está disponible un cuerpo de placa que se atornilla en bridas de tubo. El disco, bajo carga de resorte, tiene bujes (castillos) de guía y se puede instalar en cualquier posición. Las válvulas de elevación son mejores que las de bisagra en servicios en donde hay frecuentes inversiones, porque el pistón está amortiguado para evitar el golpe de ariete.

La válvula de retención de bola es similar a la de pistón, excepto que se utiliza una bola de rotación libre para distribuir el desgaste en toda su superficie. La válvula con cuerpo de globo se puede instalar en posición horizontal, mientras que la de flujo rectilíneo se puede instalar verticalmente. Las válvulas de bola están limitadas a tamaños pequeños, de 6 pulgadas o menos.

Las válvulas de retención para exceso de flujo se instalan en la tubería y actúan en forma automática para evitar altos volúmenes de avance. El disco de la válvula se mantiene abierto con un resorte.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

III.2- COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DE LAS VÁLVULAS

Existen en la actualidad diversos métodos de solución que son utilizados para resolver los sistemas de ecuaciones que constituyen los métodos numéricos del funcionamiento de distintos dispositivos que pueden formar parte de una línea de conducción, dentro de estos modelos se encuentran los relativos a:

- Plantas de bombeo.
- Dispositivos para control de transitorios.
- Válvulas de seccionamiento o control.

Estos últimos son de los que nos ocuparemos en esta sección.

Según lo establecido en el capítulo I sección 1.3 de este trabajo, el sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales (sistema hiperbólico), que describe el fenómeno ondulatorio en tuberías a presión, puede escribirse como un sistema de ecuaciones en diferencias. Empleando el método de las características, dichas ecuaciones son:

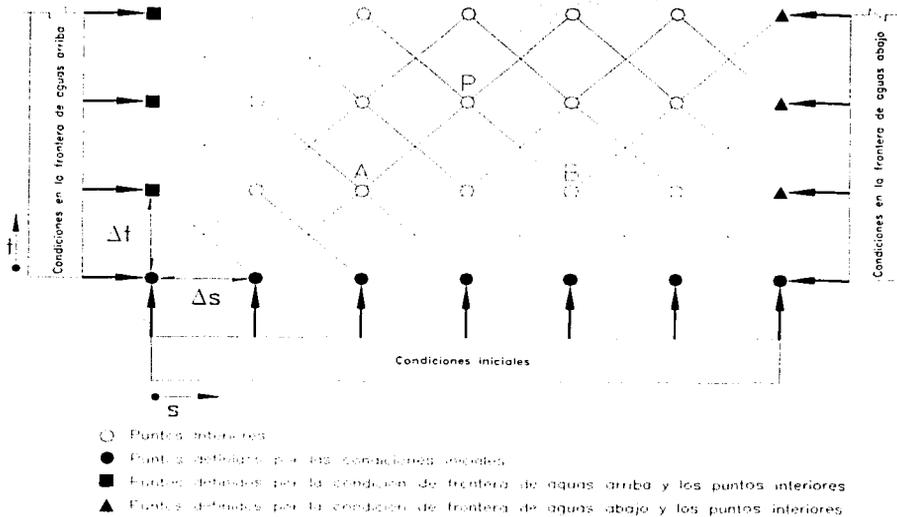
$$Q_p = C_p - C_a h_p \text{ (característica positiva)..... (2.1)}$$

$$Q_p = C_n + C_a h_p \text{ (característica negativa)..... (2.2)}$$

Donde: Q_p y h_p representan los valores de gasto y presión en el instante presente t , C_a depende de las propiedades del tubo como:

$$C_a = \frac{gA}{c}$$

donde A es el área de la sección transversal del tubo, c es la velocidad de onda (celeridad) y g la aceleración de la gravedad, por estos atributos, se determina que C_a es una constante.



MALLA DE CALCULO

FIGURA 3-11

C_p y C_n que también son constantes, deben evaluarse en cada paso de la integración, (figura 3-11) pues dependen de los valores de Q y H que son los valores de gasto y presión en el instante $t - \Delta t$, en A y B , que son los puntos anterior y posterior al punto considerado de la tubería para evaluar Q_p y h_p .

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Las expresiones para el cálculo de Cp y Cn son:

$$C_p = Q_A + C a h_A - \left(\frac{f \Delta t}{2DA} \right) Q_A |Q_A|$$

$$C_n = Q_B + C a h_B - \left(\frac{f \Delta t}{2DA} \right) Q_B |Q_B|$$

donde :

D es el diámetro del tubo

f es el coeficiente de pérdida de carga

Δt es el intervalo de integración, que es directamente proporcional a la distancia entre dos puntos consecutivos de la tubería (Δx), en los que se calcula la evolución temporal de gastos y presiones como:

$\Delta x = c \Delta t$, donde c es la celeridad del movimiento ondulatorio.

En los análisis de transitorios que el Instituto de Ingeniería de la UNAM ha realizado para el diseño de varios acueductos, se ha encontrado la conveniencia de definir primero el número de puntos a considerar en la conducción para el cálculo de la evolución temporal de gastos y presiones en cada uno de ellos y obtener de ahí el Δx y el Δt correspondiente; así, para el análisis de transitorios en grandes acueductos donde la longitud de las conducciones se localiza entre 5,000 y 30,000m se ha utilizado a $\Delta x = 100m$, por lo que produce pasos de integración del orden de $\Delta t = 0.1s$ para una celeridad de 1,000m/s.

En acueductos de menor tamaño, donde la longitud de las conducciones varía entre cientos de metros y 5,000m se han llegado a utilizar valores para Δx tan chicos como 10m., lo que produce pasos de integración del orden de $\Delta t = 0.01s$.

Resolviendo el sistema de ecuaciones (3.1) y (3.2), Qp y hp se calculan a través de las siguientes expresiones:

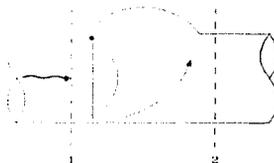
$$Q_p = \frac{1}{2} (C_p + C_n)$$

$$h_p = \frac{1}{2Ca} (C_p - C_n)$$

Los valores de Qp y hp deben calcularse para todos los puntos interiores de la tubería, como se ilustra en la malla de la figura 3-11; sin embargo, en los extremos de los tubos, no pueden calcularse Qp y hp con las expresiones anteriores, por lo que en ellos será necesario emplear las condiciones de frontera que imponga el dispositivo conectado a la tubería.

A continuación se detallan las ecuaciones en diferencias para algunos dispositivos que se conectan en las tuberías y su solución para evaluar Qp y hp en los extremos de dichas tuberías.

VÁLVULA DE RETENCIÓN ENTRE DOS TUBOS.



$$h_1 = h_2 \quad Q = 0$$

$$h_1 = h_2 \quad Q = C_d A \sqrt{2g(h_1 - h_2)}$$

VÁLVULA DE RETENCIÓN
FIGURA 3-12

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Esta válvula (figura 3-12) es operada por el propio flujo y la condición de frontera que impone a los tubos, depende de la diferencia de cargas piezométricas a ambos lados de la válvula, esto es:

$$\text{Si } h_{1p} \leq h_{2p} \text{ entonces } Q_p = 0 \dots\dots\dots (2.3)$$

$$\text{Si } h_{1p} > h_{2p} \text{ entonces } Q_p = C_g A \sqrt{2g(h_{1p} - h_{2p})} \dots\dots\dots (2.4)$$

para tener, en cualquiera de los dos casos, un sistema de ecuaciones determinado, es necesario considerar además las características en ambos lados de la válvula :

$$Q_{1p} = C_p - C_{a1} h_{1p} \text{ (característica positiva)} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$Q_{2p} = C_n - C_{a2} h_{2p} \text{ (característica negativa)} \dots\dots\dots (2.6)$$

y la ecuación de la conservación de la masa :

$$Q_{p1} = Q_{p2} \dots\dots\dots (2.7)$$

las soluciones para ambos casos son :

Si $h_{1p} \leq h_{2p}$ entonces

$$Q_{1p} = 0 \dots\dots\dots (2.8)$$

$$Q_{2p} = 0 \dots\dots\dots (2.9)$$

$$h_{1p} = \frac{C_p - Q_{1p}}{C_{a1}} \dots\dots\dots (2.10)$$

$$h_{2p} = \frac{Q_{1p} - C_n}{C_{a2}} \dots\dots\dots (2.11)$$

para el caso $h_{1p} > h_{2p}$ la solución puede encontrarse así, de las ecuaciones características (2.5) y (2.6), se tiene :

$$h_{1p} = \frac{C_p - Q_{1p}}{C_{a1}} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$h_{2p} = \frac{Q_{1p} - C_n}{C_{a2}} \dots\dots\dots (2.13)$$

sustituyendo estas expresiones junto con la ecuación (2.7) en la ecuación (2.4) se tiene :

$$\frac{1}{2g(C_g A)^2} Q_p^2 = \frac{C_p - Q_p}{C_{a1}} - \frac{Q_p - C_n}{C_{a2}}$$

Donde:

$Q_p = Q_{1p} = Q_{2p}$, cuya solución para $Q_p > 0$ es:

$$Q_p = -g(C_g A)^2 \frac{C_{a1} + C_{a2}}{C_{a1} C_{a2}} \left\{ \left(g(C_g A)^2 \frac{C_{a1} + C_{a2}}{C_{a1} C_{a2}} \right)^2 + \frac{2g(C_g A)^2}{C_{a1} C_{a2}} (C_{a1} C_n + C_{a2} C_p) \right\}^{1/2} \dots\dots\dots (2.14)$$

si se define :

$$K = \frac{1}{2g(C_g A)^2} \dots\dots\dots (2.15)$$

se puede escribir :

$$h_{1p} - h_{2p} = Q_p^2$$

y la ecuación (3.14) se puede describir como :

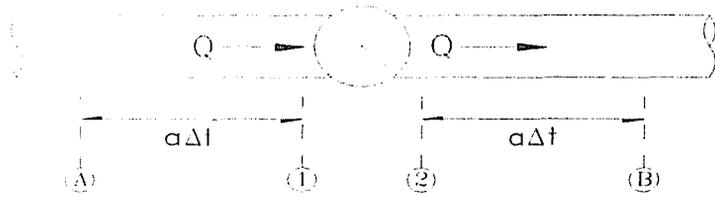
$$Q_p = -\frac{1}{2K} \frac{Ca_1 + Ca_2}{Ca_1 Ca_2} \left\{ \left(\frac{1}{2K} \frac{Ca_1 + Ca_2}{Ca_1 Ca_2} \right)^2 + \frac{1}{K} \frac{Ca_1 Cn + Ca_2 Cp}{Ca_1 Ca_2} \right\}^{1/2} \dots\dots\dots(2.16)$$

entonces para el caso $h_{1p} > h_{2p}$ el funcionamiento de la válvula se describe con las ecuaciones (2.7), (2.8), (2.9) y (2.16), y la geometría y la pérdida de carga de la válvula quedan descritas por el coeficiente K, ecuación (2.15).

En ambos casos ($h_{1p} \leq h_{2p}$ y $h_{1p} > h_{2p}$), primero deben calcularse los valores de presión y gasto para después decidir cuál es el caso correcto. Para simplificar, se puede proceder así:

Si en el paso de integración anterior se tenía $h_{1p} > h_{2p}$, entonces se utilizan las ecuaciones (2.7), (2.12), (2.13) y (2.16) para calcular los valores de gasto y presión y se comparan con h_{1p} y h_{2p} ; si $h_{1p} > h_{2p}$ se tiene la solución correcta, si se da el caso contrario y se encuentra que $h_{1p} \leq h_{2p}$ y por lo tanto no se tiene la solución correcta, entonces se deben calcular nuevamente los valores de presión y gasto pero con las ecuaciones (2.8), (2.9), (2.10) y (2.11). En el paso de integración siguiente se usarán las mismas cuatro ecuaciones para después comparar las presiones y si $h_{1p} \leq h_{2p}$ se repetirá el procedimiento anterior hasta que $h_{1p} > h_{2p}$.

VALVULA DE SECCIONAMIENTO O DE CONTROL DE FLUJO ENTRE DOS TUBOS.



VALVULA DE CONTROL
FIGURA 3-13

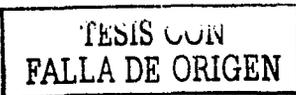
Esta válvula no es operada por el propio flujo (figura 3-13); su mecanismo de apertura y cierre puede operarse manualmente o por medio de un motor. Entonces, su estado de abierta, parcialmente abierta o cerrada se conocerá de forma independiente al tiempo.

En realidad el cierre de la válvula se simula expresando al coeficiente de pérdida de carga K entre sus extremos como una función de t, con lo cual se tiene:

$$h_{1p} - h_{2p} = K(t) Q_p | Q_p | \dots\dots\dots(2.17)$$

con Q_p como el gasto que atraviesa la válvula en el instante presente t.

La función $K = K(t)$ puede obtenerse como se verá en la Sección 3.3



Si t_i es el instante en que se inicia el cierre de la válvula y t_c es el tiempo que tarda el cierre, entonces las ecuaciones que modelan el funcionamiento de la válvula son:
 Antes de iniciar el cierre:

$$\begin{aligned} Q_{1p} &= Q_{2p} = Q_p && \text{(conservación de masa)} \\ h_{1p} - h_{2p} &= K_0 Q_p |Q_p| && \text{(dinámica)} \\ K_0 &= K(0) \\ Q_{1p} &= C_p - Ca_1 h_{1p} && \text{(característica positiva)} \\ Q_{2p} &= C_n - Ca_2 h_{2p} && \text{(característica negativa)} \end{aligned}$$

Durante el cierre:

$$\begin{aligned} Q_{1p} &= Q_{2p} = Q_p && \text{(conservación de masa)} \\ h_{1p} - h_{2p} &= K(t - t_i) Q_p |Q_p| && \text{(dinámica)} \\ Q_{1p} &= C_p - Ca_1 h_{1p} && \text{(característica positiva)} \\ Q_{2p} &= C_n - Ca_2 h_{2p} && \text{(característica negativa)} \end{aligned}$$

Después del cierre:

$$\begin{aligned} Q_{1p} &= 0 && \text{(conservación de masa)} \\ Q_{2p} &= 0 && \text{(conservación de masa)} \\ Q_{1p} &= C_p - Ca_1 h_{1p} && \text{(característica positiva)} \\ Q_{2p} &= C_n - Ca_2 h_{2p} && \text{(característica negativa)} \end{aligned}$$

Los sistemas de ecuaciones anteriores deben resolverse para calcular Q_{1p} , Q_{2p} , h_{1p} y h_{2p} , después del cierre se tiene :

$$h_{1p} = \frac{C_p}{Ca_1} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$h_{2p} = -\frac{C_n}{Ca_2} \dots\dots\dots(2.19)$$

$$Q_{1p} = Q_{2p} = 0 \dots\dots\dots (2.20)$$

antes y durante el cierre, la solución puede encontrarse de la siguiente manera, despejando las presiones h_{1p} y h_{2p} de las ecuaciones características, sustituyendo esto en la ecuación dinámica y usando la ecuación de la conservación de la masa, finalmente se obtiene :

$$K|Q_p|Q_p + \left(\frac{1}{Ca_1} + \frac{1}{Ca_2} \right) Q_p - \frac{C_n}{Ca_2} - \frac{C_p}{Ca_1} = 0 \dots\dots\dots(2.21)$$

donde :

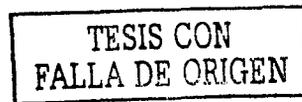
$$K_0 = K(0) \text{ o } K(t - t_i) \text{ según sea el caso.}$$

La solución de la ecuación (2.21) puede obtenerse fácilmente puesto que $K > 0$ y $1/Ca_1 + 1/Ca_2 > 0$, recordando que Ca esta definido como:

$$Ca = \frac{gA}{c}$$

Entonces, si $\frac{C_n}{Ca_2} + \frac{C_p}{Ca_1} > 0$, necesariamente $Q_p > 0$, y la solución de la ecuación (2.21) es :

$$Q_p = -\frac{1}{2K} \left(\frac{1}{Ca_1} + \frac{1}{Ca_2} \right) + \sqrt{\frac{1}{4K^2} \left(\frac{1}{Ca_1} + \frac{1}{Ca_2} \right)^2 + \frac{1}{K} \left(\frac{C_n}{Ca_2} + \frac{C_p}{Ca_1} \right)} \dots\dots\dots(2.22)$$



si $\frac{C_n}{Ca_2} + \frac{C_p}{Ca_1} < 0$ necesariamente $Q_p < 0$, y la solución de la ecuación (2.22) es :

$$Q_p = \frac{1}{2K} \left(\frac{1}{Ca_1} + \frac{1}{Ca_2} \right) - \sqrt{\frac{1}{4K^2} \left(\frac{1}{Ca_1} + \frac{1}{Ca_2} \right)^2 - \frac{1}{K} \left(\frac{C_n}{Ca_2} + \frac{C_p}{Ca_1} \right)} \dots\dots\dots(2.23)$$

finalmente :

si $\frac{C_n}{Ca_2} + \frac{C_p}{Ca_1} = 0$ necesariamente $Q_p = 0$

los valores de gasto y presión en los extremos de la tubería se calculan con:

$$Q_{1p} = Q_{2p} = Q_p \dots\dots\dots(2.24)$$

$$h_{1p} = \frac{1}{Ca_1} (C_p - Q_p) \text{ (característica positiva)}$$

$$h_{2p} = \frac{1}{Ca_2} (Q_p - C_n) \text{ (característica negativa)}$$

Debe notarse que si $K \rightarrow \infty$ cuando el cierre de la válvula está por terminar, entonces no hay discontinuidad, al finalizar dicho cierre, en el cálculo de las curvas de presión y gasto (h_1 , h_2 , Q_1 y Q_2) como función del tiempo, ya que $\Delta h = h_{1p} - h_{2p}$ está acotado por la expresión :

$$\frac{\Delta Q \left(\frac{a_1}{A_1} + \frac{a_2}{A_2} \right)}{g}$$

en consecuencia, Q_p debe tender necesariamente a cero al tender K a infinito, aún más, cuando $K \rightarrow \infty$ las expresiones (2.23) y (2.24) que evalúan Q_p tienden a cero y cuando esto sucede, las ecuaciones (2.18), (2.19) y (2.20) que evalúan Q_{1p} , Q_{2p} , h_{1p} y h_{2p} durante el cierre, tienden a las ecuaciones (2.20), (2.18) y (2.19) respectivamente, que evalúa los mismos parámetros después del cierre.

III.3- CURVAS DE OPERACIÓN

Para obtener datos precisos de la manera en que opera una válvula en particular, y de las pérdidas de carga en un acueducto, habrá que recordar que dependiendo del fabricante de que se trate para cada válvula, ésta se registrará por su propio diagrama de curvas de operación, no obstante, es posible determinar las pérdidas de una manera aproximada, contando con datos que básicos para válvulas típicas. Esta sección, pretende desarrollar un método para calcular las pérdidas en válvulas, contando solamente con esa información básica.

Recordando que:

$$\Delta h = KQ|Q| \quad (\text{Flujo Transitorio})$$

donde el valor de K para flujo transitorio, es una función que depende de diversos factores, esto es:

$$K = f(\text{tipo de válvula, \% de apertura})$$

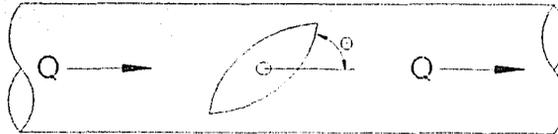
El valor de K puede se representado como:

$$K = (K_0)10^{a_0 + a_1\tau + a_2\tau^2 + a_3\tau^3 + a_4\tau^4 + a_5\tau^5} \dots\dots\dots(3.1)$$

donde:

K_0 = Coeficiente a válvula totalmente abierta

$$\tau = 1 - \left(\frac{2}{\pi}\right)\theta \quad \text{siendo} \quad \left(\frac{2}{\pi}\right)\theta = \% \text{ de cierre de la válvula}$$



FORMA DE MEDIR EL ANGULO PARA OBTENER LAS PERDIDAS

FIGURA 3-14

Nótese que:

$$\text{Si } \theta = 0^\circ \rightarrow \tau = 1 \quad (\text{Válvula Totalmente Abierta})$$

$$\text{Si } \theta = 90^\circ \rightarrow \tau = 0 \quad (\text{Válvula Totalmente Cerrada})$$

CÁLCULO DE LOS VALORES PARA τ .

Si retomando la expresión para el cálculo de τ , es posible realizar una transformación a dicha expresión como sigue:

$$\tau = 1 - \left(\frac{2}{\pi}\right)\theta \rightarrow \tau = \frac{100 - \% \text{ cierre}}{100} \rightarrow \tau = \frac{100 - \% \text{ cierre}}{100}$$

como $100 - \% \text{ cierre} = \% \text{ apertura}$, finalmente tenemos:

$$\tau = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$$

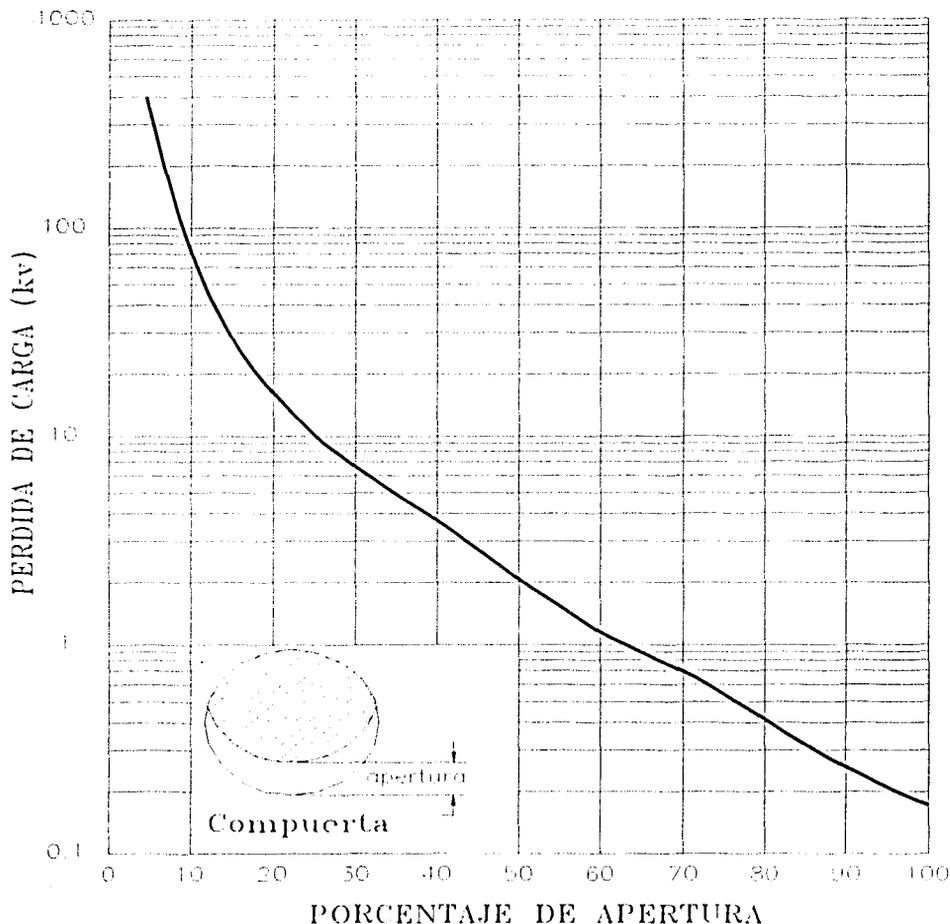
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

a continuación, se presentan 6 curvas que pertenecen a válvulas típicas, es importante hacer énfasis en dos aspectos acerca de estas gráficas, éstos son:

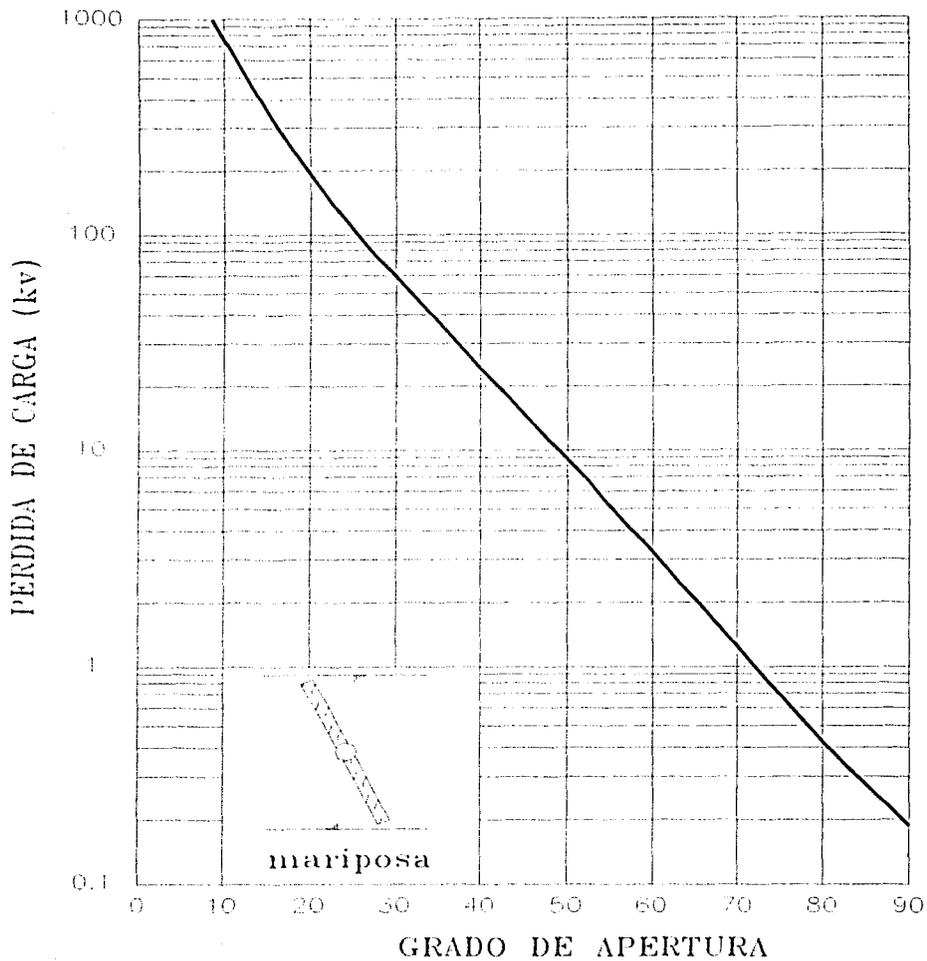
- ✓ En el eje de las abscisas (x), los valores para las gráficas de las válvulas de tipo mariposa y tipo bola, se presentan entre valores de 0° a 90°, mientras que para las válvulas tipo compuerta, tipo globo (típica, ángulo y "Y"), los valores van de 0% a 100% de apertura.
- ✓ En el eje de las ordenadas (y), el coeficiente de pérdida se calcula basándose en la expresión:

$$k_v = \frac{\Delta h}{v^2 / 2g}$$

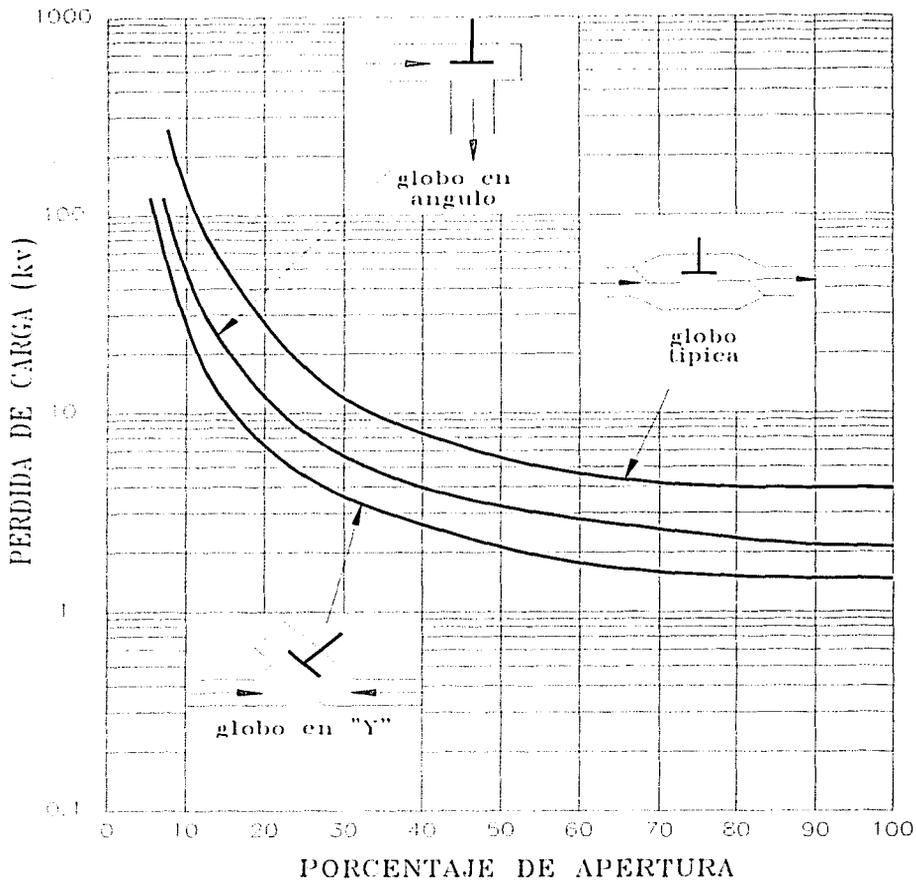
VALORES DE COEFICIENTES DE PERDIDA EN UNA VALVULA DE COMPUERTA



VALORES DE COEFICIENTES DE PERDIDA EN UNA VALVULA DE MARIPOSA

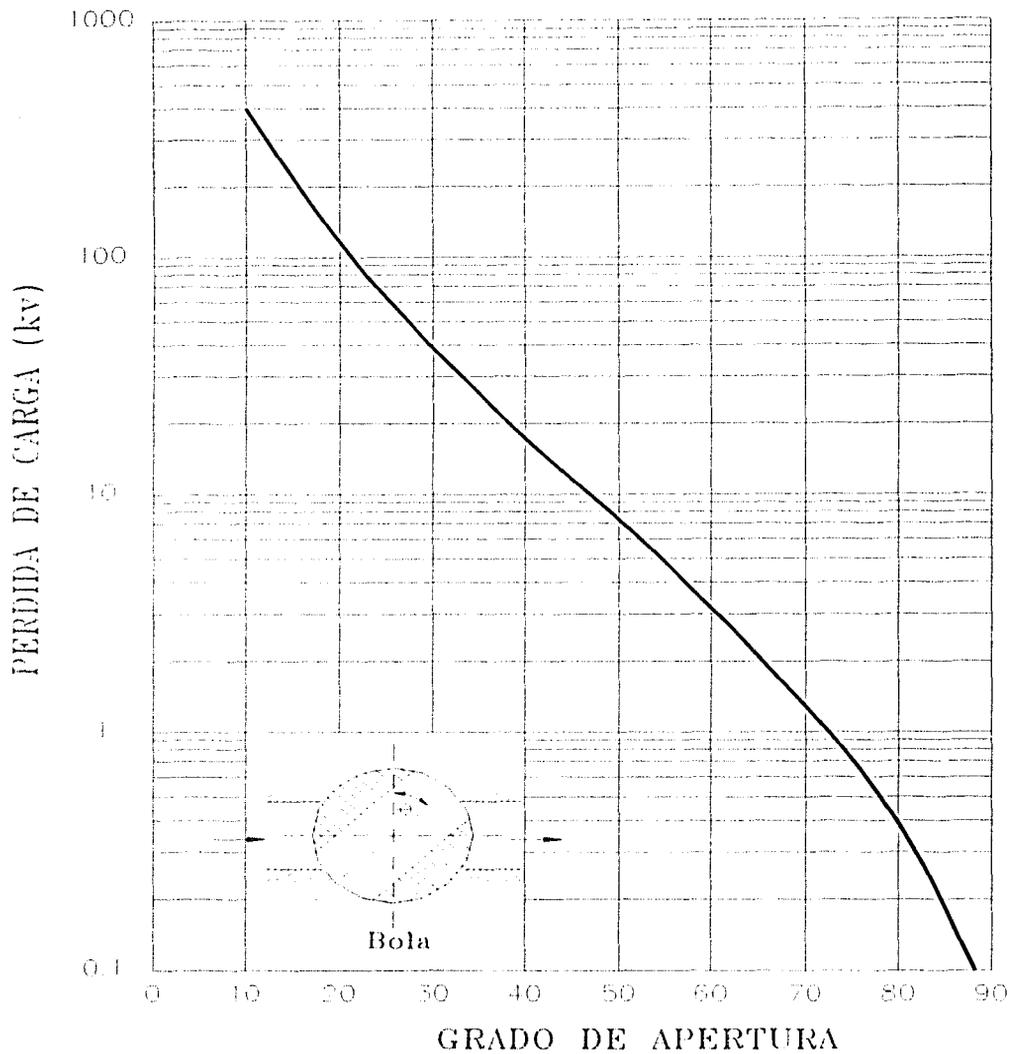


VALORES DE COEFICIENTES DE PERDIDA
EN VALVULAS DE GLOBO TÍPICAS,
EN ANGULO Y EN "Y"



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

VALORES DE COEFICIENTES DE PERDIDA EN UNA VALVULA DE BOLA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Es importante aclarar, que los valores de los coeficientes K y kv son diferentes, en virtud de que:

$$\Delta h = k_v \frac{v^2}{2g} \rightarrow \Delta h = k_v \frac{Q^2}{2gA^2} \rightarrow \Delta h = \frac{k_v}{2gA^2} Q^2$$

pero:

$$\Delta h = KQ|Q|$$

y por lo tanto:

$$K = \frac{k_v}{2gA^2}$$

sin embargo, se puede realizar la siguiente relación:

$$\frac{K}{K_0} = \frac{\frac{k_v}{2gA^2}}{\frac{k_{v_0}}{2gA^2}} \rightarrow \frac{K}{K_0} = \frac{k_v}{k_{v_0}}$$

Donde K_0 y k_{v_0} corresponden a válvulas completamente abiertas.

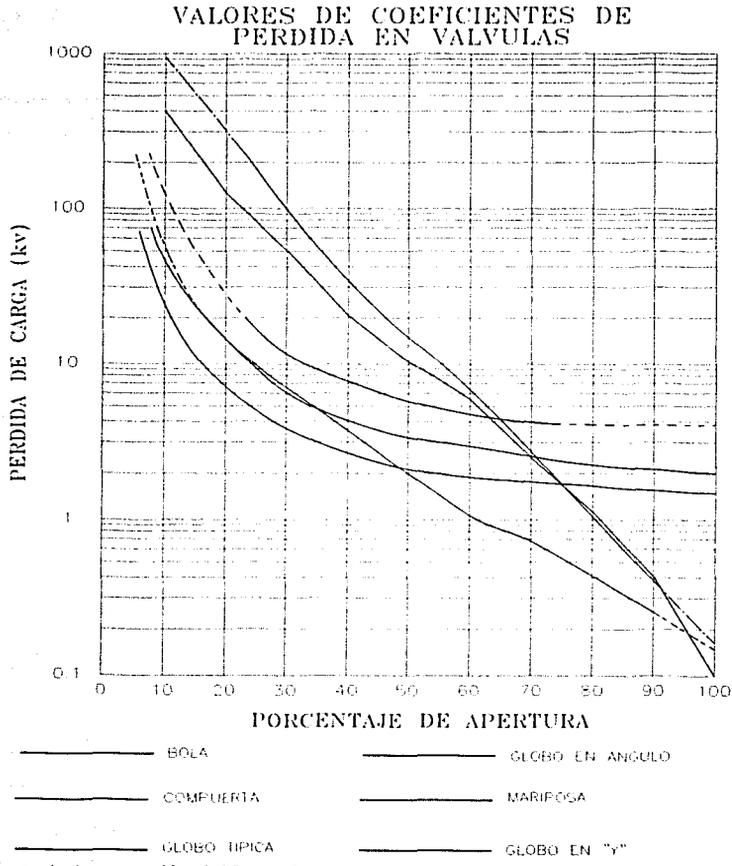
COEFICIENTES DE PÉRDIDA DE CARGA (k_v) EN VÁLVULAS TÍPICAS

PORCENTAJE DE APERTURA

TIPO DE VÁLVULA	5	7.5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
COMPUERTA	225.0	80.00	48	24.00	16.00	9.5	6.70	4.80	3.60	2.70	2.00	1.50	1.15	0.87	0.69	0.50	0.41	0.30	0.26	0.18	0.12
GLOBO TÍPICA	---	225.0	100.00	45.00	25.00	16.50	11.00	9.00	7.20	6.00	5.50	4.80	4.60	4.10	4.00	3.90	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85
GLOBO ÁNGULO	---	70.00	37.00	17.50	10.05	7.10	5.50	4.80	4.00	3.60	3.20	2.90	2.70	2.60	2.50	2.40	2.30	2.25	2.20	2.10	2.00
GLOBO EN "Y"	68.00	35.00	19.00	9.00	5.95	4.20	3.50	2.90	2.60	2.30	2.05	1.90	1.80	1.75	1.70	1.65	1.60	1.55	1.50	1.45	1.40
MARIPOSA	---	---	1000	420.0	220.0	150.0	75.00	53.10	32.40	13.75	11.50	9.25	6.80	4.20	2.70	1.70	1.04	0.68	0.38	0.28	0.18
BOLA	---	---	400.00	210.0	133.9	79.46	49.77	32.09	21.79	16.40	11.00	7.85	5.58	3.77	2.54	1.75	1.16	0.59	0.40	0.18	0.10

**TESIS CON
FALTA DE ORÍGEN**

La siguiente gráfica, representa las curvas de las 6 válvulas típicas ya mencionadas, únicamente en función del % de apertura.



Retomando la ecuación 4.33, se tiene:

$$K = (K_0)10^{a_0 + a_1 r + a_2 r^2 + a_3 r^3 + a_4 r^4 + a_5 r^5}$$

despejando el polinomio, tenemos:

$$\text{Log} \left(\frac{K}{K_0} \right) = a_0 + a_1 r + a_2 r^2 + a_3 r^3 + a_4 r^4 + a_5 r^5 \dots \dots \dots (3.2)$$

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

En las siguientes tablas, se muestra el cálculo de Log (k/k₀) en función del % de apertura.

VÁLVULA DE COMPUERTA				
% DE APERTURA	k _v	k _v /k _{v0}	Log(k _v /k _{v0})	$\tau = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$
100	0.12	1.0000	0.00000	1.000
95	0.18	1.5000	0.17609	0.950
90	0.26	2.1667	0.33579	0.900
85	0.30	2.5000	0.39794	0.850
80	0.41	3.4167	0.53360	0.800
75	0.50	4.1667	0.61979	0.750
70	0.69	5.7500	0.75967	0.700
65	0.87	7.2500	0.86034	0.650
60	1.15	9.5833	0.98152	0.600
55	1.50	12.5000	1.09691	0.550
50	2.00	16.6667	1.22185	0.500
45	2.70	22.5000	1.35218	0.450
40	3.60	30.0000	1.47712	0.400
35	4.80	40.0000	1.60206	0.350
30	6.70	55.8333	1.74689	0.300
25	9.50	79.1667	1.89854	0.250
20	16.00	133.3333	2.12494	0.200
15	24.00	200.0000	2.30103	0.150
10	48.00	400.0000	2.60206	0.100
7.5	80.00	666.6667	2.82391	0.075
5	225.00	1875.0000	3.27300	0.050

VÁLVULA DE GLOBO (típica)				
% DE APERTURA	k _v	k _v /k _{v0}	Log(k _v /k _{v0})	$\tau = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$
100	3.85	1.0000	0.00000	1.000
95	3.85	1.0000	0.00000	0.950
90	3.85	1.0000	0.00000	0.900
85	3.85	1.0000	0.00000	0.850
80	3.85	1.0000	0.00000	0.800
75	3.90	1.0130	0.00560	0.750
70	4.00	1.0390	0.01660	0.700
65	4.10	1.0649	0.02732	0.650
60	4.60	1.1948	0.07730	0.600
55	4.80	1.2468	0.09578	0.550
50	5.50	1.4286	0.15490	0.500
45	6.00	1.5584	0.19269	0.450
40	7.20	1.8701	0.27187	0.400
35	9.00	2.3377	0.36878	0.350
30	11.00	2.8571	0.45593	0.300
25	16.50	4.2857	0.63202	0.250
20	25.00	6.4935	0.81248	0.200
15	45.00	11.6883	1.06775	0.150
10	100.00	25.9740	1.41454	0.100
7.5	225.00	58.4416	1.76672	0.075

VÁLVULA DE GLOBO (ángulo)				
% DE APERTURA	k_v	k_v/k_{v0}	$\text{Log}(k_v/k_{v0})$	$r = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$
100	2.00	1.0000	0.00000	1.000
95	2.10	1.0500	0.02119	0.950
90	2.20	1.1000	0.04139	0.900
85	2.25	1.1250	0.05115	0.850
80	2.30	1.1500	0.06070	0.800
75	2.40	1.2000	0.07918	0.750
70	2.50	1.2500	0.09691	0.700
65	2.60	1.3000	0.11394	0.650
60	2.70	1.3500	0.13033	0.600
55	2.90	1.4500	0.16137	0.550
50	3.20	1.6000	0.20412	0.500
45	3.60	1.8000	0.25527	0.450
40	4.00	2.0000	0.30103	0.400
35	4.80	2.4000	0.38021	0.350
30	5.50	2.7500	0.43933	0.300
25	7.10	3.5500	0.55023	0.250
20	10.05	5.0250	0.70114	0.200
15	17.50	8.7500	0.94201	0.150
10	37.00	18.5000	1.26717	0.100
7.5	70.00	35.0000	1.54407	0.075

VÁLVULA DE GLOBO (en "Y")				
% DE APERTURA	k_v	k_v/k_{v0}	$\text{Log}(k_v/k_{v0})$	$r = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$
100	1.40	1.0000	0.00000	1.000
95	1.45	1.0357	0.01524	0.950
90	1.50	1.0714	0.02996	0.900
85	1.55	1.1071	0.04420	0.850
80	1.60	1.1429	0.05799	0.800
75	1.65	1.1786	0.07136	0.750
70	1.70	1.2143	0.08432	0.700
65	1.75	1.2500	0.09691	0.650
60	1.80	1.2857	0.10914	0.600
55	1.90	1.3571	0.13263	0.550
50	2.05	1.4643	0.16563	0.500
45	2.30	1.6429	0.21560	0.450
40	2.60	1.8571	0.26885	0.400
35	2.90	2.0714	0.31627	0.350
30	3.50	2.5000	0.39794	0.300
25	4.20	3.0000	0.47712	0.250
20	5.95	4.2500	0.62839	0.200
15	9.00	6.4286	0.80811	0.150
10	19.00	13.5714	1.13263	0.100
7.5	35.00	25.0000	1.39794	0.075
5	68.00	48.5714	1.68638	0.050

VALVULA DE MARIPOSA				
% DE APERTURA	k_v	k_v/k_{v0}	$\text{Log}(k_v/k_{v0})$	$\tau = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$
100	0.18	1.0000	0.00000	1.000
95	0.28	1.5556	0.19189	0.950
90	0.38	2.1111	0.32451	0.900
85	0.68	3.7778	0.57724	0.850
80	1.04	5.7778	0.76176	0.800
75	1.70	9.4444	0.97518	0.750
70	2.70	15.0000	1.17609	0.700
65	4.20	23.3333	1.36798	0.650
60	6.80	37.7778	1.57724	0.600
55	9.25	51.3889	1.71087	0.550
50	11.50	63.8889	1.80543	0.500
45	13.75	76.3889	1.88303	0.450
40	32.40	180.0000	2.25527	0.400
35	53.10	295.0000	2.46982	0.350
30	75.00	416.6667	2.61979	0.300
25	150.00	833.3333	2.92082	0.250
20	220.00	1222.2222	3.08715	0.200
15	420.00	2333.3333	3.36798	0.150
10	1000.00	5555.5556	3.74473	0.100

VALVULA DE BOLA				
% DE APERTURA	k_v	k_v/k_{v0}	$\text{Log}(k_v/k_{v0})$	$\tau = \frac{\% \text{ apertura}}{100}$
100	0.10	1.0000	0.00000	1.000
95	0.18	1.8000	0.25527	0.950
90	0.40	4.0000	0.60206	0.900
85	0.59	5.9000	0.77085	0.850
80	1.16	11.6000	1.06446	0.800
75	1.75	17.5000	1.24304	0.750
70	2.54	25.4000	1.40483	0.700
65	3.77	37.7000	1.57634	0.650
60	5.58	55.8000	1.74663	0.600
55	7.85	78.5000	1.89487	0.550
50	11.00	110.0000	2.04139	0.500
45	16.40	164.0000	2.21484	0.450
40	21.79	217.9000	2.33826	0.400
35	32.09	320.9000	2.50637	0.350
30	49.77	497.7000	2.69697	0.300
25	79.46	794.6000	2.90015	0.250
20	133.94	1339.4000	3.12691	0.200
15	210.00	2100.0000	3.32222	0.150
10	400.00	4000.0000	3.60206	0.100

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

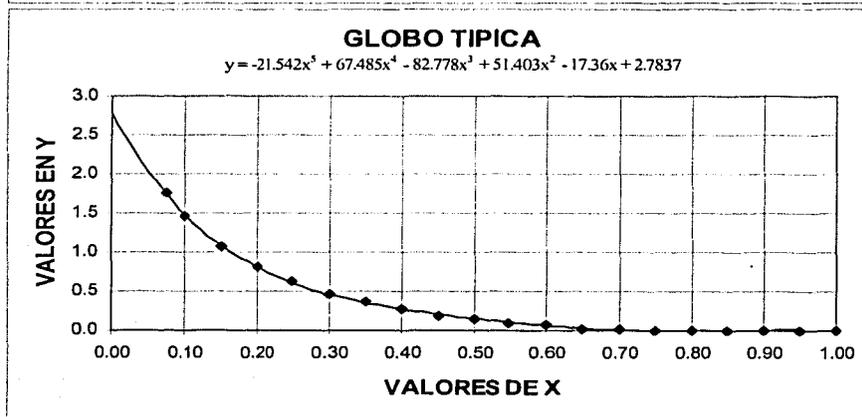
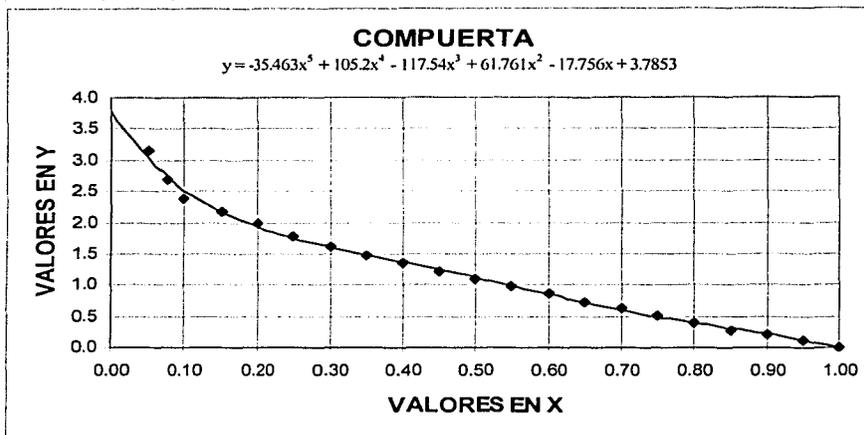
Tomando

$$z = x$$

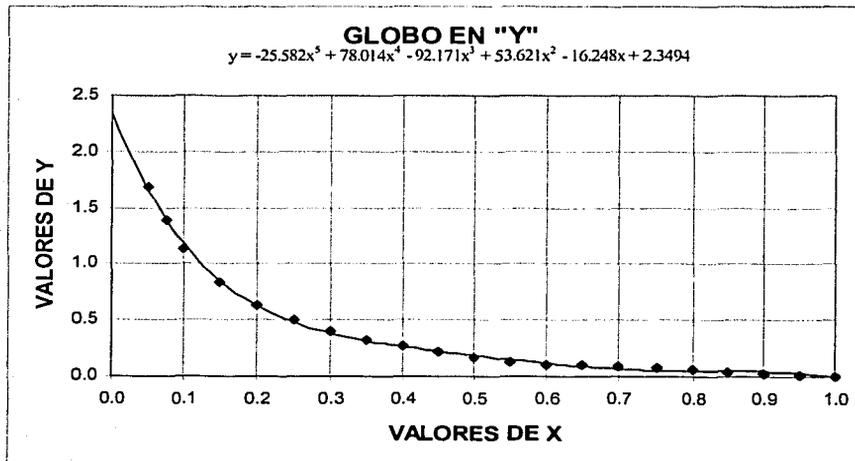
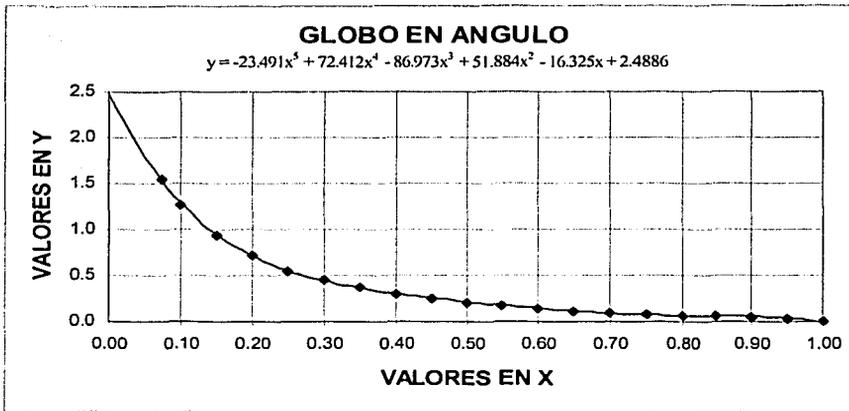
y:

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 + a_5x^5$$

los valores de "x" y "y", pueden obtenerse de las dos últimas columnas de las tablas anteriores, de manera que, lo que restaría, es establecer los valores de los coeficientes a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 y a_5 . Para esto, se propone ajustar los datos de cada uno de los tipos de válvulas a un polinomio de quinto grado, por medio del programa de computo Excel, de manera que las gráficas serían las siguientes:



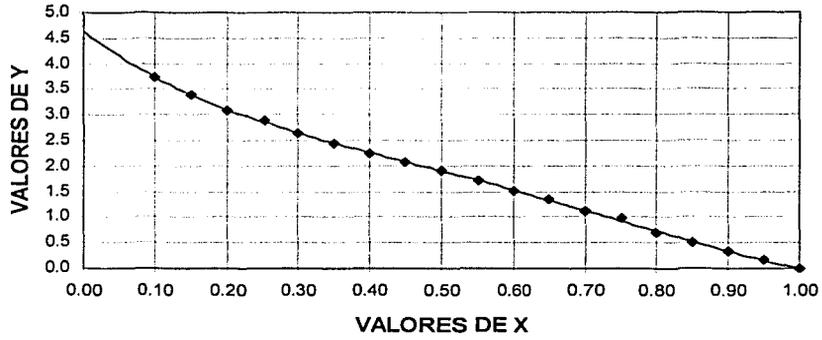
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

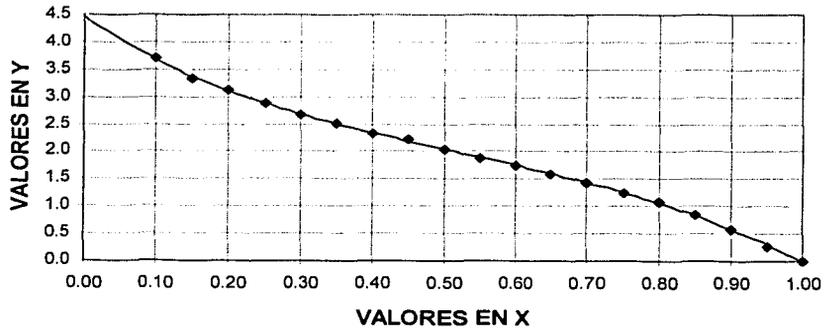
MARIPOSA

$$y = -1.0574x^3 + 12.224x^4 - 25.598x^5 + 20.662x^2 - 10.874x + 4.6441$$



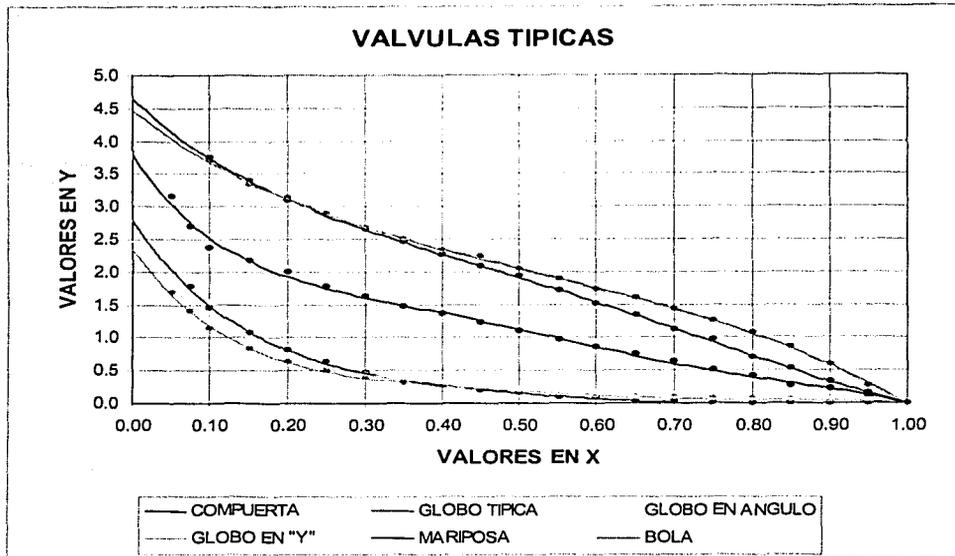
BOLA

$$y = -3.0421x^5 + 9.2683x^4 - 16.568x^3 + 15.053x^2 - 9.2032x + 4.4702$$



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Podemos presentar las gráficas anteriores en una sola figura, como se muestra a continuación.



Finalmente, los valores de los coeficientes calculados se resumen en la siguiente tabla:

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
Compuerta	3.7856	-17.7560	61.760	-117.540	105.2000	-35.4630
Globo Típica	2.7837	-17.3600	51.403	-82.778	67.4850	-21.5420
Globo en Ángulo	2.4886	-16.3250	51.880	-86.973	72.4120	-23.4910
Globo en "Y"	2.3494	-16.2480	53.621	-92.171	78.0140	-25.5820
Mariposa	4.6441	-10.8740	20.662	-25.598	12.2240	-1.0570
Bola	4.4702	-9.2032	15.053	-16.568	9.2683	-3.0421

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

CAPÍTULO IV

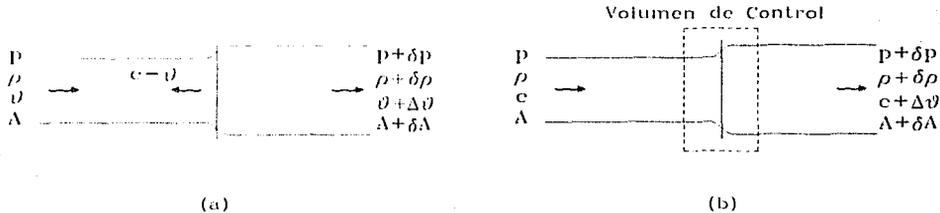
IV.1- VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DE LAS ONDAS

Dos de los parámetros básicos mas utilizados en el estudio de los transitorios hidráulicos son la velocidad "c" con la cual las ondas de presión viajan y la diferencial de presión "Δp". El desarrollo completo de las ecuaciones para el cálculo de la presión y los cambios de flujo en un sistema de tuberías puede ser muy complejo, y sería requerido como base para cualquier modelo de computadora; sin embargo, restringiendo nuestro interés a un transitorio individual en una tubería simple, las ecuaciones para los 2 parámetros necesarios, pueden ser fácilmente desarrolladas.

CAMBIOS DE PRESIÓN A TRAVÉS DE UN TRANSITORIO.

Si se considera la sección de una tubería simple y recta en la que ha habido un cambio repentino de flujo y como consecuencia una onda de presión está viajando a contracorriente (aguas arriba), con velocidad "c" relativa al fluido, podremos notar que dicha velocidad relativa a la pared de la tubería es "c-v" (fig 4-1a), las condiciones iniciales en el flujo estable están dadas por :

Presión = p, Densidad = ρ, y Velocidad = v



En "a" la onda de presión está viajando a contracorriente a la velocidad (c-v) relativa a la tubería. En "b" el flujo inestable se convierte en estable con respecto al marco de referencia.

FIGURA 4-1

La situación del flujo inestable ilustrada en la figura 4-1a puede convertirse a una situación de flujo estable al anexar un marco de referencia a la onda de presión. Las velocidades de flujo dentro y fuera del pequeño volumen de control son modificadas como se muestra en la figura 4-1b.

La Segunda Ley de Newton para la conservación del momento lineal puede ser aplicada al flujo a través de este volumen de control, por ejemplo, la fuerza neta a través del volumen de control es igual a la pérdida neta en el momento lineal dado por:

$$-\Delta p A = \text{coeficiente de flujo} * |(c + \Delta v) - c| \dots \dots \dots (1.1)$$

Para la gran mayoría de los fluidos y por supuesto para el agua en tuberías, el cambio Δv en la velocidad del flujo es insignificante comparado con la propagación de la velocidad "c", y por tanto, el coeficiente de flujo de masa a través del volumen de control de la figura 4-1b está dado por "ρAc", sustituyendo esto en la ecuación 1.1 y arreglando, obtenemos :

$$\Delta p = -\rho * c * \Delta v \dots \dots \dots (1.2)$$

el significado físico del signo negativo en la segunda parte de la igualdad es porque conforme en un transitorio el flujo va reduciéndose, el cambio en la presión va incrementándose. En la ecuación que corresponde a una onda de presión moviéndose hacia abajo dentro del flujo y también reduciéndose, ambos lados de la ecuación serían positivos, en general el signo negativo desaparece frecuentemente y se refiere únicamente a la magnitud del cambio de presión.



La ecuación 1.2 es una manera de representar la ecuación de Joukowski, que expresa el cambio de presión en términos de un cambio de la velocidad, esto se logra al dividir ambos lados de la ecuación 1.2 entre ρg , resultando:

$$\Delta H = -\frac{c\Delta v}{g} \dots\dots\dots(1.3)$$

Para usar estas ecuaciones (1.2 y 1.3), es necesario determinar la velocidad de propagación "c" de los transitorios y la ecuación para desarrollar esto se deriva al aplicar la ley de la conservación de la masa sobre el volumen de control.

ECUACIÓN DE LA VELOCIDAD DE ONDA.

La ley de la conservación de la masa dice que el flujo fuera del volumen de control es igual al de dentro. Refiriéndonos a la figura 4-1 y dejando que sean los pequeños cambios en densidad y en el área que cruza la sección " $\delta\rho$ " y " δA " respectivamente, tenemos que:

$$(\rho + \delta\rho)(A + \delta A)(c + \Delta v) = \rho Av$$

Dividiendo el lado izquierdo entre el derecho y sustituyendo $\Delta v = -\frac{\Delta p}{\rho c}$ queda:

$$\left(1 + \frac{\delta\rho}{\rho}\right)\left(1 + \frac{\delta A}{A}\right)\left(1 - \frac{\Delta p}{\rho c^2}\right) = 1$$

Realizando los productos y omitiendo los que representan a una cantidad muy pequeña, nos da:

$$\frac{\delta\rho}{\rho} + \frac{\delta A}{A} - \frac{\Delta p}{\rho c^2} = 0 \dots\dots\dots(1.4)$$

El cambio de densidad $\delta\rho$ se puede relacionar con el módulo volumétrico "K" del líquido como:

$$\frac{\delta\rho}{\rho} = \frac{\Delta p}{K}$$

sustituyendo esta relación en la ecuación 1.4 y re-arreglando, finalmente tenemos:

$$c = \left\{ \rho \left(\frac{1}{K} + \frac{1}{A} \frac{\delta A}{\Delta p} \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1.5)$$

La expresión 1.5 es la ecuación básica para determinar la velocidad de propagación de las ondas de presión transitorias a través de los líquidos en tuberías. El módulo volumétrico, representa la elasticidad del fluido, mientras que el último término en paréntesis representa el área de tensión o deformación por unidad de cambio en la presión, esto es, la elasticidad en el conducto.

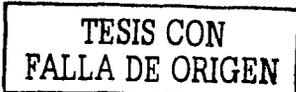
ECUACIONES PARA EL CÁLCULO DE VELOCIDAD DE LAS ONDAS.

Para dar un mejor uso y mayor desarrollo a la ecuación 1.5, se requiere tomar en cuenta algunos parámetros concernientes al tipo de conducto a través del cual se propagan las ondas de presión, diversos ejemplos son citados en una amplia gama de libros, como el de Chaudhry de 1987 por ejemplo, la intención de esta sección es la de dar solamente un resumen de estos ejemplos.

Tuberías de sección circular.

Para tuberías con paredes delgadas, esto es, con una relación $D/e > 10$, donde "D" es el diámetro interno y "e" es el espesor, la velocidad de propagación puede ser calculada a partir de:

$$c = \left\{ \rho \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} \phi \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1.6)$$



en la que ϕ es un factor de restricción y E es el módulo de elasticidad de Young para el material de la pared de la tubería. El valor de ϕ depende de la manera en que la tubería está soportada y del módulo de Poisson ν . Cuando el módulo de Young es grande (como para las tuberías de metal), el valor numérico de ϕ puede tomarse como la unidad sin tener un error significativo, físicamente esto puede ser tomado como juntas de expansión a lo largo de la conducción, otros casos frecuentes incluyen:

$\phi = (1 - \nu^2)$ Si las tuberías están completamente restringidas al movimiento axial.

$\phi = (1 - 0.5\nu)$ Si existe movimiento axial debido a un incremento de presión en el final de la tubería

En la práctica, ninguna de estas tres situaciones ideales se darán por completo, por lo tanto, dado que la influencia de la velocidad calculada en la onda de flujo será menor que aquella debida al impreciso valor numérico asumido para el módulo elástico "E", la densidad ρ y el módulo "K", ϕ es frecuentemente establecido con el valor de 1.

Para las tuberías de pared gruesa, los valores del factor de resistencia correspondiente a los tres casos anteriores son, respectivamente:

$$\phi = \frac{D}{D+e} + \frac{2e}{D}(1+\nu) \quad \text{Juntas de expansión.}$$

$$\phi = \frac{D}{D+e}(1-\nu^2) + \frac{2e}{D}(1+\nu) \quad \text{Restricción total}$$

$$\phi = \frac{D}{D+e}(1-0.5\nu) + \frac{2e}{D}(1+\nu) \quad \text{Restricción parcial}$$

Tuberías de PVC, Plástico y Vidrio Reforzado.

La velocidad de propagación del fluido en tuberías hechas de PVC, plásticos similares y vidrio reforzado plástico (GRP), pueden ser calculadas con la ayuda de la ecuación 1.6, cuando las deformaciones están dentro del rango elástico; sin embargo, se debe tener cuidado al asegurar el valor apropiado en cuanto a las propiedades físicas de los materiales de la pared que se estén usando.

Los módulos elásticos de tuberías de plástico y PVC se ven afectados por la temperatura y el grado de deformación, al incrementar la temperatura, se reduce el módulo elástico y baja la velocidad del fluido. Al incrementar el grado de deformación, se establecen módulos de elasticidad (Dinámica) más altos, los cuales desarrollan más altas velocidades en el fluido

En el caso de tuberías de GPR y materiales similares de construcción, el modulo elástico depende de los materiales usados y sus correspondientes proporciones relativas. El método de fabricación debe ser significativo, si un valor experimental para el módulo elástico "E" no está disponible, un valor estimado se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$E = V_f E_f + (1 - V_f) E_b$$

En donde:

V_f es la fracción del volumen de la fibra del material

E_f es el módulo elástico de la fibra

E_b es el módulo elástico del material de enlace

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Existen pocas situaciones en donde se pueda generar que la amplitud inicial de la presión del fluido sea lo suficientemente grande como para causar un desgaste en la pared del conducto, la parte inicial de la presión viajará a la velocidad asociada con el comportamiento elástico de la tubería, y se puede obtener directamente de la ecuación 1.6. Mientras que la presión se incrementa por arriba de la presión de cedencia y las paredes plásticas se colapsan, estas presiones excesivas son propagadas a una velocidad mucho más baja y con una rápida disminución. La velocidad de propagación para varios niveles de presión, se puede calcular a partir de:

$$c = \left\{ p \left(\frac{1}{K} + \frac{2r}{E_p + 2\sigma} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1.7)$$

Donde:

r = radio de la tubería en el instante t

e = grueso de la tubería en el mismo instante

E_p = módulo de la tangente del material de la pared del ducto

σ = tensión

La deformación plástica ocurre aún sin que la tubería estalle, generalmente ocurre una disminución muy rápida de la presión del fluido; después de viajar unos cuantos metros, la presión aguas arriba del transitorio se reduce a aquella asociada con el límite elástico para el conducto en cuestión. Nótese que la ecuación 1.7 se reduce a la ecuación 1.6 para las presiones menores a aquellas que causan deformaciones plásticas del material.

Fluidos Multifásicos.

La presencia de aire y gases o partículas sólidas en el fluido, puede tener un efecto marcado en la velocidad de propagación de éste, aún pequeñas cantidades de gas distribuidas en forma de pequeñas burbujas, pueden originar velocidades de solamente el 10% de lo que sería la velocidad del líquido únicamente. La influencia de partículas sólidas, pueden incrementar o disminuir la velocidad del fluido dependiendo de las propiedades físicas de dichas partículas.

Para fluidos que pueden ser considerados como mezclas homogéneas, que contienen partículas sólidas comprimidas o burbujas "finamente" dispersas en un medio líquido continuo y contenidas en una tubería, se puede expresar la velocidad de fluido como:

$$c = \left\{ [\alpha \rho_d + (1 - \alpha) \rho_c] \left(\frac{\alpha}{K_d} + \frac{(1 - \alpha)}{K_c} + \frac{D}{Ee} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1.8)$$

en donde, los siguientes símbolos nuevos se presentan:

ρ_c, ρ_d = Densidades de las fases continua y discreta, respectivamente.

K_c, K_d = módulo volumétrico, de las fases continua y discreta.

α = fracción volumétrica local de la fase discreta.

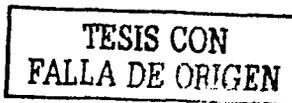
Para mezclas con burbujas (gas - líquido), que tienen un contenido de gas volumétrico bajo, el módulo K_d es igual a la presión local asumiendo un comportamiento isotérmico de la mezcla, y la influencia de la pared del ducto es nula, excepto a presiones muy altas, por lo que la ecuación 1.8 se puede simplificar como:

$$c = \left\{ (1 - \alpha) \rho_c \left(\frac{\alpha}{p} + \frac{(1 - \alpha)}{K_c} \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1.9)$$

Una aproximación más simple, se puede realizar si la compresibilidad del líquido se desprecia, esto daría:

$$c = \left\{ (1 - \alpha) \rho_c \frac{\alpha}{p} \right\}^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1.10)$$

Nótese que, dado que la presión local "p" aparece en la ecuación para fluidos con burbujas, la velocidad del fluido variará a través del sistema.



Para flujos homogéneos (sólido – líquido), y flujos más densos (llamados pastosos), la ecuación 1.8 se puede usar, incluyendo los efectos de la pared del ducto. El módulo K_d (módulo de compresibilidad volumétrica), para componentes sólidos, se puede estimar, de manera muy aproximada para partículas esféricas, de la siguiente manera:

$$K_d = \frac{E}{3(1-2\nu)}$$

Donde:

E = Módulo de Young para sólidos.

ν = Radio de Poisson.

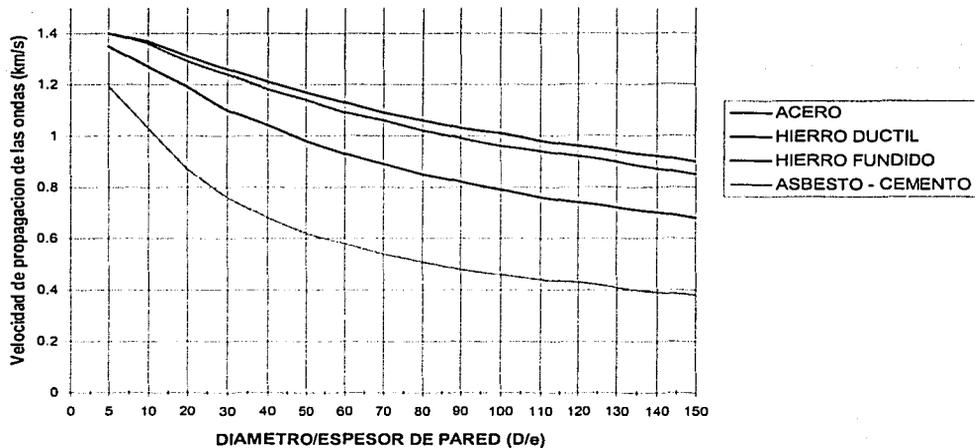
Las siguientes tablas y gráficas, proporcionan datos para la estimación de la velocidad de propagación de ondas en fluidos, la velocidad de propagación calculada con las ecuaciones mencionadas anteriormente, tendrán una precisión de alrededor de $\pm 8\%$, aun para líquidos puros (flujo monofásico).

PROPIEDADES FÍSICAS DE ALGUNOS LÍQUIDOS COMUNES A PRESIÓN ATMOSFÉRICA

LÍQUIDO	TEMPERATURA (°C)	MÓDULO DE COMPRESIBILIDAD VOLUMÉTRICA K (GN/m ²)	DENSIDAD (ρ) (Kg/m ³)
Benceno	20	1.10	879
Alcohol Etilico	20	1.32	789
Metanol	20	1.00	791
Petróleo mineral	25	1.5 – 1.9	860 – 888
Agua de mar	15	2.27	1025
Ácido Sulfúrico	30	2.70	1330
Agua	20	2.19	998

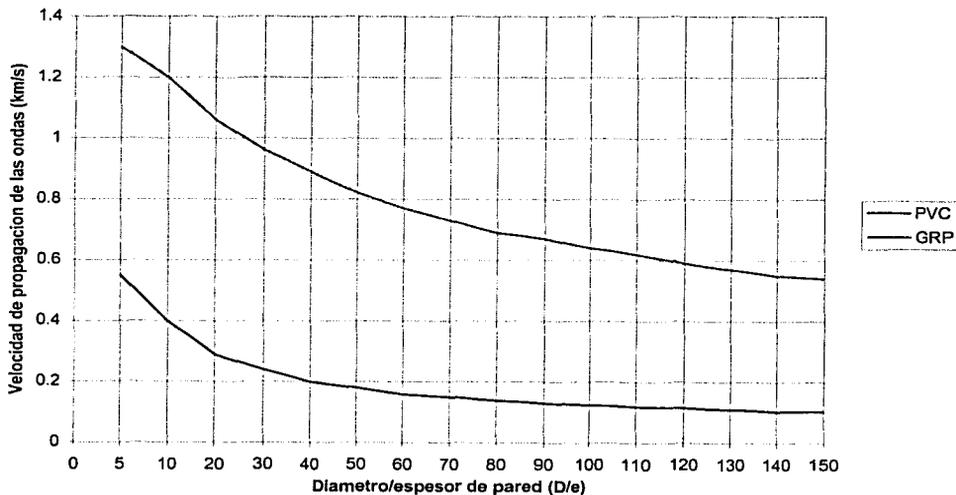
PROPIEDADES FÍSICAS DE ALGUNOS MATERIALES PARA TUBERÍAS COMUNES

MATERIAL	MÓDULO DE YOUNG E (GN/m ²)	RADIO DE POISSON
Aluminio	69	0.33
Asbesto Cemento	24	--
Hierro Fundido	90 – 160	0.25
Concreto	20 – 30	0.15
Hierro Dúctil	172	0.3
Bronce	120	0.38
P.V.C. (a 20°C)	3.3	0.5
Concreto Reforzado	30 – 60	--
Acero Inoxidable	200 – 215	0.28
Titanio	103	0.34



GRAFICA 4.1

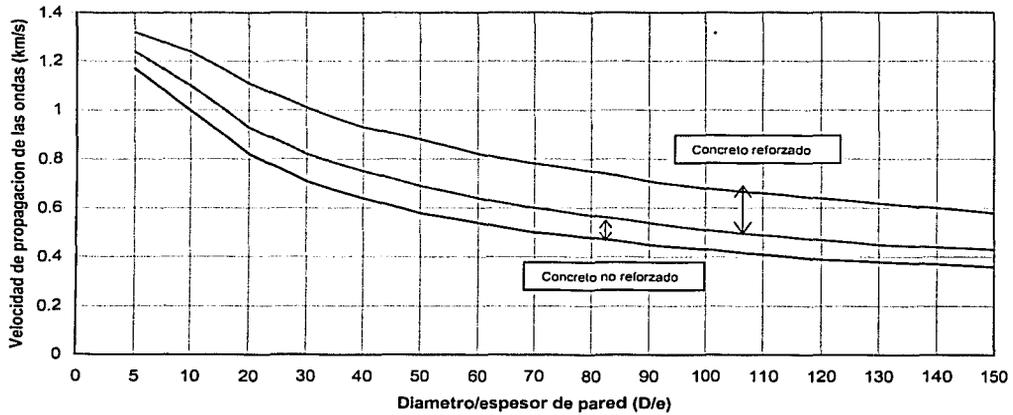
Velocidades de propagación de las ondas en agua, para tuberías de plástico (PVC) y vidrio reforzado plastificado (GRP)



GRAFICA 4.2

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Velocidad de propagación de las ondas en agua para tuberías de concreto. El límite superior es para tuberías de concreto reforzado y el límite inferior para tuberías de concreto no reforzado



GRAFICA 4.3

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

CAPÍTULO V

V.1- EJEMPLO DE APLICACIÓN

Para el ejemplo de aplicación, se utilizará el de un acueducto real, para un problema que se presentó en el acueducto "EL CUCHILLO – MONTERREY". Como se sabe, este acueducto es una de las principales obras para el abastecimiento de agua potable en la zona metropolitana de la ciudad de Monterrey, en el estado de Nuevo León.

El acueducto tiene una capacidad instalada para bombear $6.0 \text{ m}^3/\text{s}$, desde la presa "El Cuchillo", hasta el tanque de aguas crudas de la planta potabilizadora de San Roque, mediante 5 plantas de bombeo (de PB0 hasta PB4), cada una de las cuales cuenta con cinco equipos más uno de reserva.

Debido a la escasa precipitación pluvial en la zona durante los últimos años, el nivel de la presa había descendido considerablemente, por lo que la Comisión Nacional del Agua, analizó la posibilidad de extraer agua para niveles inferiores al NAMINO de la presa. Para tal efecto, se planteó la construcción de una planta de bombeo denominada PB00, con capacidad para extraer el gasto correspondiente a dos equipos de bombeo, es decir, un gasto (Q) de $2.4 \text{ m}^3/\text{s}$. Esta planta de bombeo, descargaría a una línea de conducción de aproximadamente 5 kilómetros de longitud, que terminaría en la succión de la planta PB0, con una carga (H) de 25.5m.

El objetivo del presente ejemplo, es realizar el análisis del transitorio hidráulico en base al desarrollo descrito en los capítulos anteriores del presente trabajo y así demostrar el grado de confiabilidad al compararlo con los datos obtenidos del análisis de CONAGUA.

INFORMACIÓN BÁSICA.

El análisis en flujo transitorio se realizará a partir de la siguiente información:

† NIVELES DE OPERACIÓN

Los niveles de operación considerados para el análisis son la cota 144 a la 151 msnm en la presa El Cuchillo (Succión de la PB00) y en la cota 156 msnm en la descarga de la línea de conducción (succión de la PB0)

† LÍNEA DE CONDUCCIÓN

La línea de conducción esta dividida en dos partes. El primer tramo es de 195 metros de longitud aproximadamente, y va de la cortina a gravedad de la presa al múltiple de succión de la PB00. El segundo tramo de conducción es de 5,150m aproximadamente, y va del múltiple de descarga de la PB0 a la tubería de succión de la PB0. Ambas tuberías son de acero con un diámetro nominal de 48". En la figura 5-1 se presenta el perfil de la línea de conducción.

El proyecto hidráulico de la línea de conducción considera la n de Manning para el cálculo de las pérdidas de carga. Sin embargo, el coeficiente de pérdida de carga que utiliza el programa de transitorios desarrollado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM, y que será utilizado más adelante, es "f" en la fórmula de Darcy-Weisbach. Por lo anterior, la relación entre ambos coeficientes está dada por:

$$f = 124.58 \left(\frac{n^2}{D^{1/3}} \right)$$

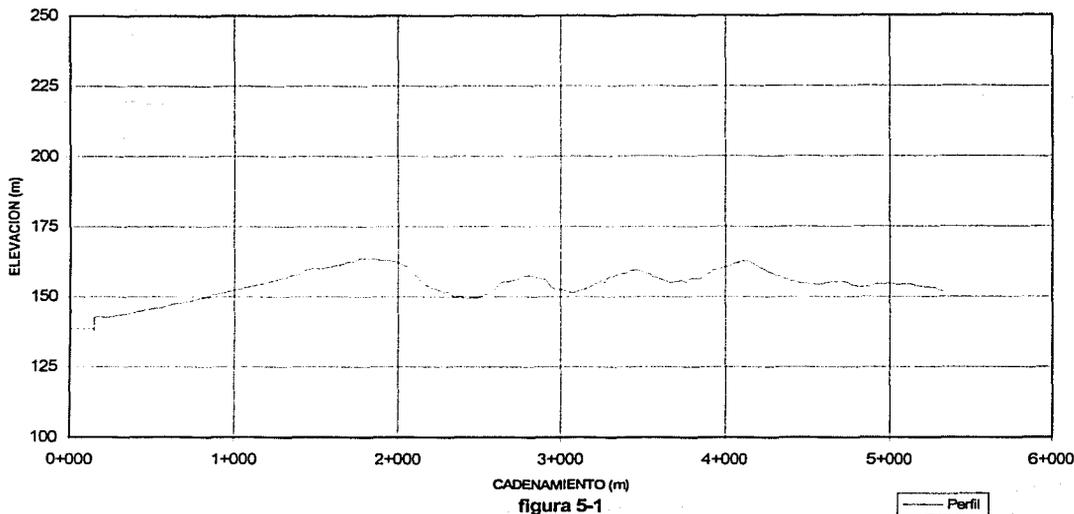
Donde:

D = 48" = 1.2192 m. (diámetro de la tubería en metros)
n = 0.01103 (coeficiente de Manning)

calculando:

$$f = 124.58 \left(\frac{0.01103^2}{1.2192^{1/3}} \right) = 0.0142$$

PERFIL DE LA LINEA DE CONDUCCION



⇄ EQUIPOS DE BOMBEO Y VÁLVULAS

Para el análisis en flujo transitorio, se consideran equipos de bombeo con las siguientes características:

- Velocidad de giro de la Bomba (N) = 1180 r.p.m.
- Eficiencia (η) = 89.1%

y para las válvulas:

- válvula esférica o de "Bola" de diámetro = 30"

DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS PARA EL ANÁLISIS EN FLUJO TRANSITORIO

Con base en la información referida en la sección anterior, se procederá a la determinación de los parámetros requeridos para el análisis en flujo transitorio.

⇄ VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DE LAS ONDAS.

La magnitud y el desarrollo de los fenómenos transitorios dependen principalmente de la capacidad que tenga la tubería para transmitir, a todo lo largo de la conducción, las perturbaciones generadas en alguna sección.

La velocidad de transmisión de las perturbaciones (conocida como celeridad), depende de las características, dimensiones y material de las tuberías, en el capítulo IV del presente trabajo se propone el cálculo en base solamente a la relación entre el diámetro de la tubería y el espesor de la misma para una primera aproximación del cálculo de la celeridad, esto sería:

$$D = 48" = 121.92 \text{ cm}$$
$$e = 8.74 \text{ mm} = 0.874 \text{ cm.}$$

Por lo tanto:

$$\frac{D}{e} = \frac{121.92}{0.874} = 139.5$$

de la gráfica 4.1 (pagina 76), obtenemos para esta relación que:

$$c = 0.92 \text{ km/s} = 920 \text{ m/s.}$$

Por otra parte, de la ecuación 1.6 (pagina 72) tenemos que:

$$c = \left\{ \rho \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} \phi \right) \right\}^{-\frac{1}{2}}$$

determinando:

$$D = 48'' = 1.2192 \text{ m.}$$

$$e = 8.74 \text{ mm.} = 0.00874 \text{ m.}$$

De las propiedades físicas de los líquidos (página 75), tenemos que:

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$K = 2.19 \text{ GN/m}^2 = 2.19 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$E = 207.5 \text{ GN/m}^2 = 2.075 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$v = 0.28$$

Para el cálculo de ϕ , se deben considerar 2 casos (página 73), esto es:

- Si la tubería está completamente restringida al movimiento axial

$$\phi = (1 - v^2) = 1 - 0.28^2 = 0.9216$$

y por lo tanto, sustituyendo valores, tendríamos:

$$c = \left\{ 998 \left(\frac{1}{2.19 \times 10^9} + \frac{1.2192}{2.06 \times 10^{11} (0.00874)} (0.9216) \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} = 967 \text{ m/s}$$

- Si existe movimiento axial debido a un incremento de presión en el final de la tubería

$$\phi = (1 - 0.5v) = 1 - 0.5(0.28) = 0.86$$

y por lo tanto, sustituyendo valores, tendríamos:

$$c = \left\{ 998 \left(\frac{1}{2.19 \times 10^9} + \frac{1.2192}{2.06 \times 10^{11} (0.00874)} (0.86) \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} = 982 \text{ m/s}$$

Comparando valores de 920 m/s (de la gráfica) con los de 967 m/s y 982 m/s (de las ecuaciones), se puede establecer un error de 6.8%, coherente al $\pm 8\%$ establecido en el capítulo IV.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

⚡ VELOCIDAD ESPECÍFICA.

La velocidad específica, como se explica en el capítulo II de este trabajo, depende de la velocidad de giro de la bomba (N), así como del gasto (Q) y de la carga del acueducto (H) para flujo establecido, en nuestro ejemplo, las características son las siguientes:

de la figura 2-9 (pagina 28), tenemos que:

$$Ns = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

de donde:

N = 1180 r.p.m.

Q = 1.2 m³/s

H = 25.5 m.

Cabe aclarar, que se trata de una bomba de doble succión, que en realidad representa 2 bombas en paralelo, como se explica en el capítulo II de este trabajo, por lo que el valor del gasto debe dividirse entre dos.

Sustituyendo valores, tenemos:

$$Ns = \frac{1180\sqrt{0.6}}{25.5^{3/4}} = 80.55$$

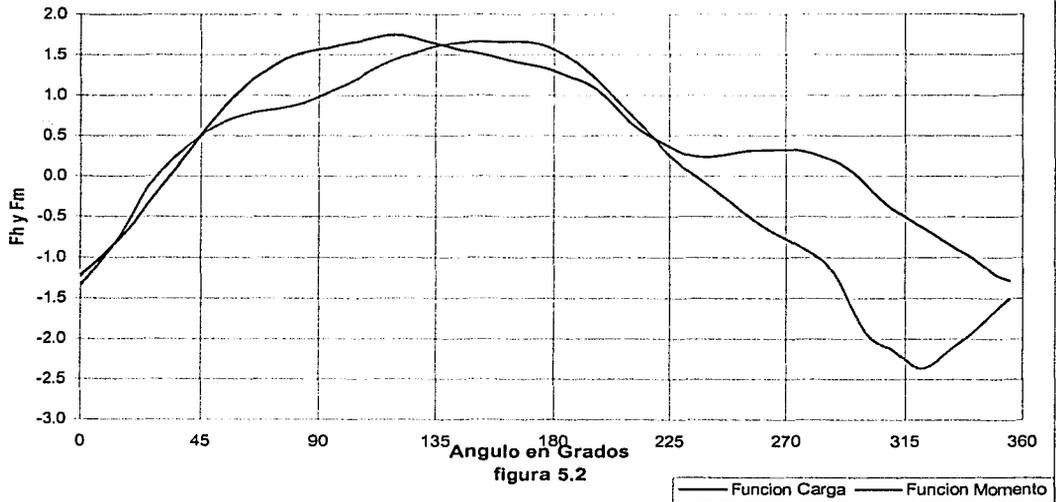
de la figura 2-9 se puede observar que para este valor de Ns, se trata de un impulsor que está en la categoría de bombas de flujo mixto.

Del nomograma de función de carga de la página 34, se puede establecer que, la curva que podemos tomar para el valor de Ns = 80.55, es la de Ns = 86, por lo que los puntos establecidos, están determinados en la siguiente tabla.

Ns = 86

Angulo	F carga	F momento	Angulo	F carga	F momento	Angulo	F carga	F momento
0	-1.228	-1.341	125	1.721	1.501	250	0.292	-0.372
5	-1.073	-1.141	130	1.680	1.560	255	0.312	-0.490
10	-0.898	-0.921	135	1.640	1.610	260	0.320	-0.600
15	-0.732	-0.676	140	1.600	1.639	265	0.326	-0.689
20	-0.552	-0.406	145	1.559	1.652	270	0.330	-0.770
25	-0.353	-0.151	150	1.522	1.658	275	0.318	-0.863
30	-0.151	0.050	155	1.490	1.660	280	0.280	-0.961
35	0.060	0.216	160	1.457	1.662	285	0.224	-1.088
40	0.285	0.371	165	1.422	1.667	290	0.153	-1.322
45	0.500	0.500	170	1.388	1.661	295	0.046	-1.652
50	0.702	0.604	175	1.351	1.630	300	-0.103	-1.930
55	0.882	0.683	180	1.302	1.569	305	-0.264	-2.057
60	1.048	0.746	185	1.246	1.481	310	-0.400	-2.131
65	1.186	0.787	190	1.184	1.368	315	-0.505	-2.255
70	1.299	0.813	195	1.101	1.233	320	-0.597	-2.357
75	1.402	0.838	200	0.972	1.077	325	-0.697	-2.325
80	1.486	0.869	205	0.808	0.912	330	-0.804	-2.194
85	1.536	0.915	210	0.652	0.752	335	-0.904	-2.063
90	1.566	0.984	215	0.538	0.595	340	-0.993	-1.942
95	1.599	1.062	220	0.452	0.428	345	-1.097	-1.800
100	1.635	1.134	225	0.369	0.262	350	-1.216	-1.650
105	1.666	1.213	230	0.291	0.116	355	-1.282	-1.507
115	1.735	1.389	240	0.242	-0.134			
120	1.746	1.449	245	0.264	-0.255			

CURVAS DE FUNCIONAMIENTO TRANSITORIO DE LA BOMBA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

⚡ MOMENTO DE INERCIA.

La inercia combinada en las bombas y los motores eléctricos, incluyendo las flechas, como se establece en el capítulo II de este trabajo, se requiere para el análisis de los transitorios hidráulicos asociados con el arranque y el paro de las bombas, esta inercia es la suma aritmética de la inercia de la bomba y de la inercia del motor.

Continuando con nuestro ejemplo, primero se calcula la potencia de la flecha.

de la ecuación 4.3 (pagina 36), para la potencia de la flecha, tenemos que:

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

donde:

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 25.5 \text{ m.}$$

$$\eta = 89.1\% = 0.891 \text{ (eficiencia de la bomba)}$$

sustituyendo valores:

$$P = \frac{(998)(9.81)(1.2)(25.5)}{(0.891)(1000)} = 336.24 \text{ kW}$$

cabe aclarar que el número 1000 en el denominador, es un factor de conversión para obtener el valor de P en kW.

ahora, de la ecuación 4.1 (pagina 36), para la inercia de la bomba, sería:

$$I = 0.03768 \left(\frac{P}{N^3} \right)^{0.9556}$$

sabemos que $N = 1180 \text{ r.p.m.} = 1.18 \text{ miles de r.p.m.}$

sustituyendo valores:

$$I = 0.03768 \left(\frac{336.24}{1.18^3} \right)^{0.9556} = 6.09 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

de la ecuación 4.4 (página 37), para la inercia del motor, sería:

$$I = 0.0043 \left(\frac{P}{N} \right)^{1.48}$$

sustituyendo valores:

$$I = 0.0043 \left(\frac{336.24}{1.18} \right)^{1.48} = 18.47 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

por lo que, finalmente, la Inercia total es:

$$I_T = 6.09 + 18.47 = 24.56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

✦ PÉRDIDA EN VÁLVULAS.

El equipo establecido para el ejemplo que estamos desarrollando, es el de una válvula esférica o de "bola", cuyo diámetro es de 30" y tiene un tiempo de cierre de 38 segundos en 2 etapas.

CÁLCULO DE K_0

del capítulo III (pagina 61), sabemos que:

$$K = \frac{kv}{2gA^2}$$

ahora:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

si $D = 30" = 0.762m$.

por lo tanto:

$$A = \frac{\pi(0.762)^2}{4} = 0.456m^2$$

de la tabla de coeficientes de pérdida de carga (kv) del capítulo III (pagina 62), tenemos que para válvulas de bola, $kv_0 = 0.10$

sustituyendo valores:

$$K_0 = \frac{0.10}{2(9.81)(0.456)^2} = 0.0245$$

de la tabla de coeficientes calculados del capítulo III (página 70), se tendría la siguiente curva de funcionamiento transitorio:

$$y = -3.0421x^5 + 9.2683x^4 - 16.568x^3 + 15.053x^2 - 9.2032x + 4.4702$$

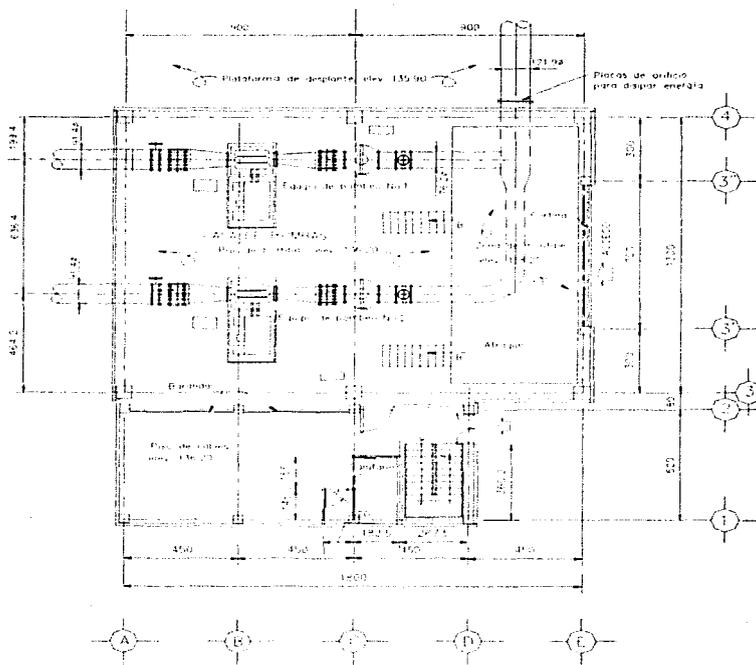
con $K_0 = 0.0245$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ANÁLISIS EN FLUJO TRANSITORIO.

Una vez determinada la información y los parámetros, se procedió a llevar a cabo el análisis en flujo transitorio, para esto, se utilizó el programa numérico SITRAHI, desarrollado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM, que está basado en la aplicación del método de las características para resolver ecuaciones hiperbólicas en derivadas parciales (Ecuaciones Dinámicas y de Continuidad) y las ecuaciones que simulan las condiciones de frontera de los elementos y eventos que forman una conducción a presión, es importante mencionar que al referirnos a elementos de los cuales es capaz de analizar el programa, no referimos a dispositivos de control, tales como válvulas, cámaras de aire, tanques unidireccionales e incluso torres de oscilación.

En la figura 5.3 se muestra la conformación del sistema de bombeo auxiliar.



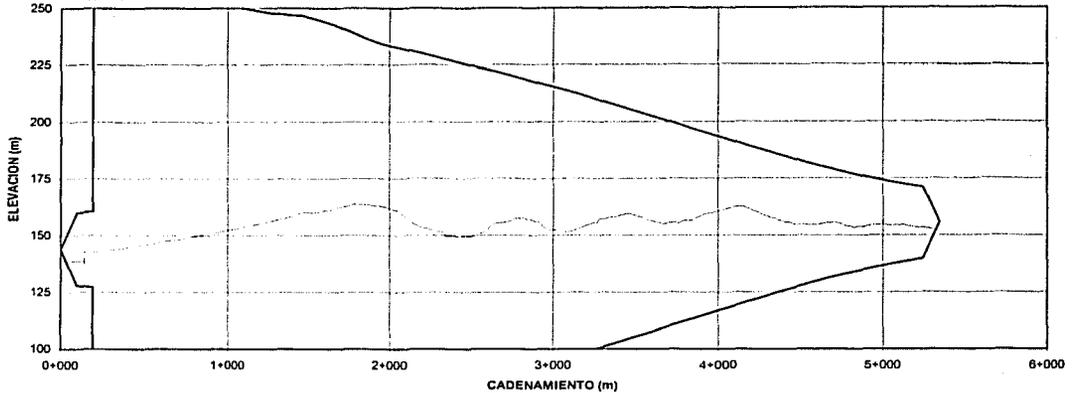
PLANTA DE BOMBEO AUXILIAR

FIG. 5.3

Se realizó una simulación del transitorio hidráulico por corte de bombeo debido al paro simultáneo de las dos bombas, en el anexo 1 se aprecia el archivo de datos, así como la información que entrega el programa, la cual son archivos en código ASCII que se graba en columnas de datos separadas por espacios, cada columna está asociada a un elemento o evento, (para información adicional se puede consultar el manual de operación del programa), los resultados se pueden graficar con cualquier paquete de graficación en computadora, para nuestro ejemplo, se utilizó el programa Excel para la elaboración de las gráficas.

Una vez realizada la simulación, en la figura 5.4 se muestra como durante el transitorio hidráulico se producen sobrepresiones y depresiones inadmisibles entre la planta de bombeo y a través de toda la línea de conducción, por lo que se propuso adicionar al sistema un dispositivo de control y realizar un nuevo análisis.

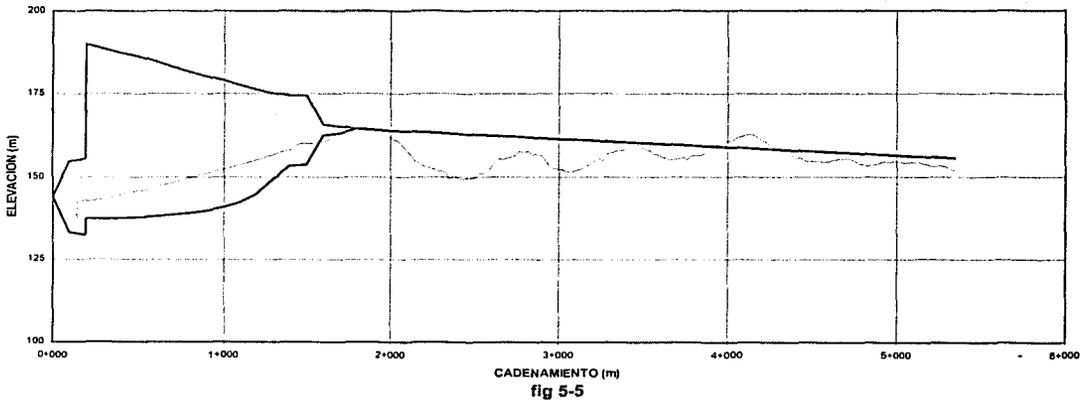
PBOO EL CUCHILLO - MONTERREY



Perfil — Maximos — Minimos

Por cuestiones practicas se pensó en una torre de oscilación como la mejor alternativa, después de varios análisis se determinó una torre de 12 m. de altura y área de 28.27 m²; debido a la topografía del terreno, el lugar idóneo es en el cadenamiento 1+600 para su instalación, en la figura 5.5 se muestran los resultados obtenidos después de la simulación.

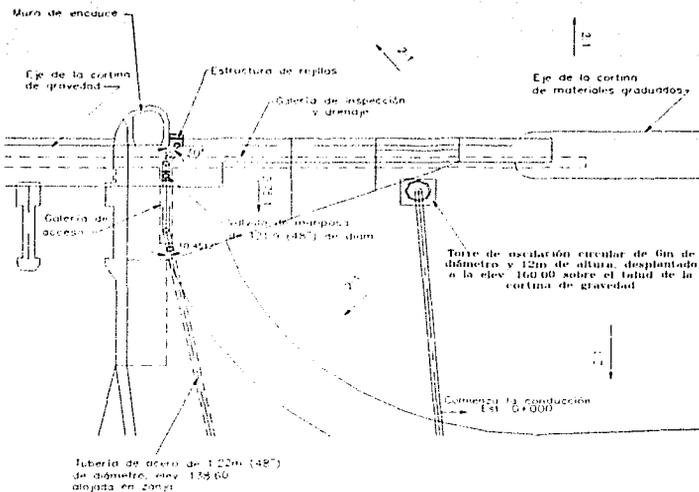
PBOO EL CUCHILLO - MONTERREY



Perfil — Maximas — Minimas

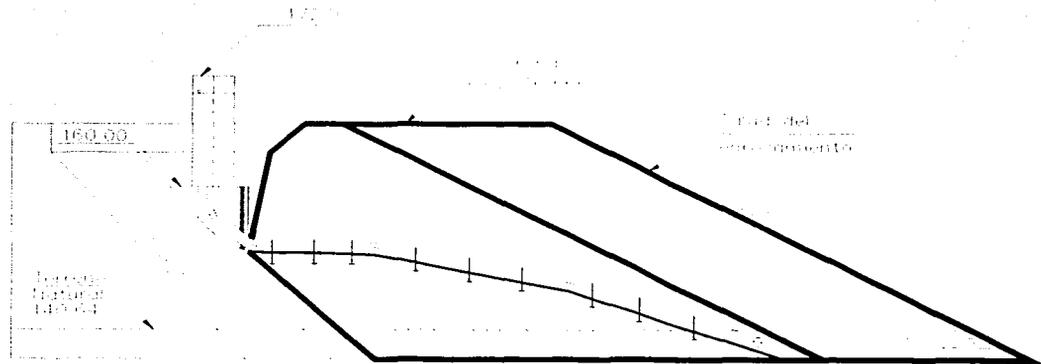
Después de la simulación anterior, se puede observar gráficamente cómo las sobrepresiones y depresiones han disminuido considerablemente con respecto de la simulación sin dispositivo alguno; sin embargo, la sobrepresión está todavía muy elevada, por lo que se analizó la opción de mover el dispositivo hacia las válvulas para tratar de corregir el problema, con el creciente riesgo de tener que aumentar las dimensiones de la torre de oscilación para evitar un posible derramamiento debido a las presiones, riesgo que se elimino ya que se instalaría el dispositivo sobre la cortina de la presa, con desplante a 160.00 msnm,

ganando de este modo una altura considerable en el dispositivo, la longitud de la línea de conducción sería de 58.46 m. y el diámetro de 48" (1.22m.), en las figuras 5.6 y 5.7 se muestran en planta y en corte, respectivamente, la instalación de la torre de oscilación.



PLANTA DE LA TORRE DE OSCILACION

FIG 5.6

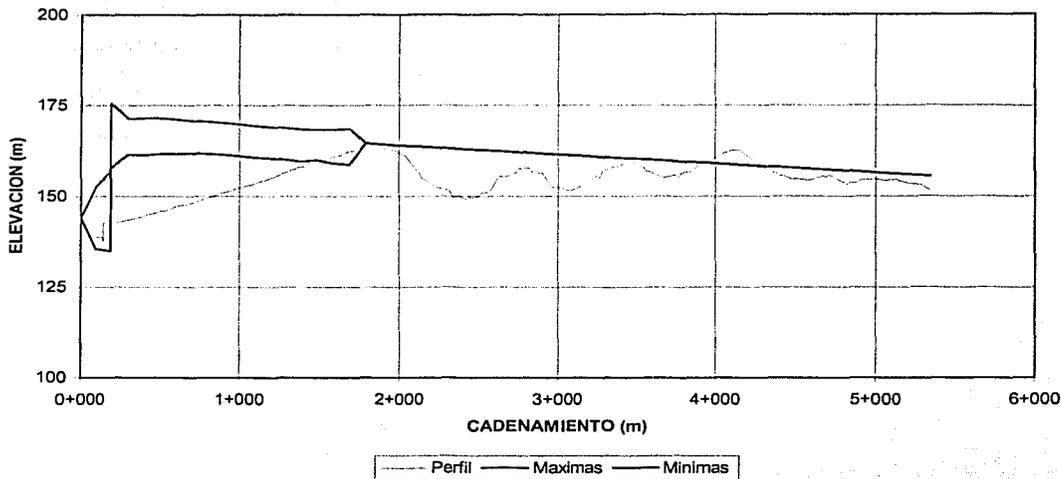


CORTE
FIG 5.7

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Una vez realizado el análisis, los resultados se muestran a continuación:

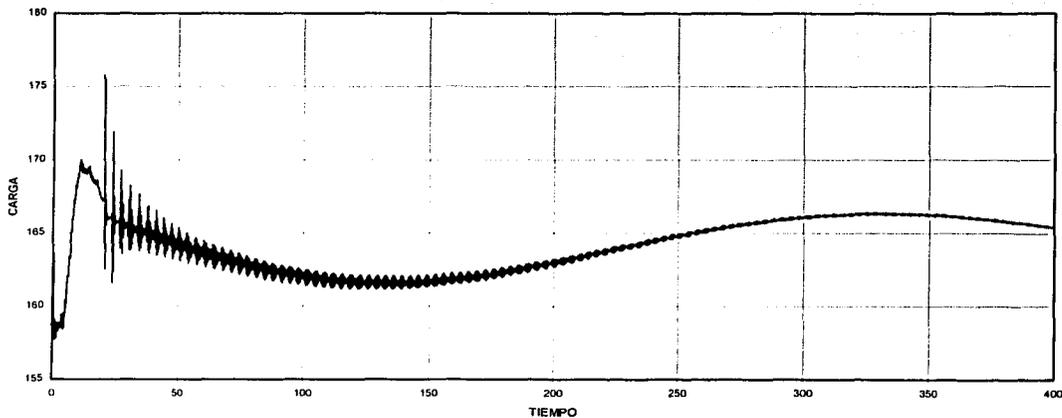
PBOO EL CUCHILLO - MONTERREY



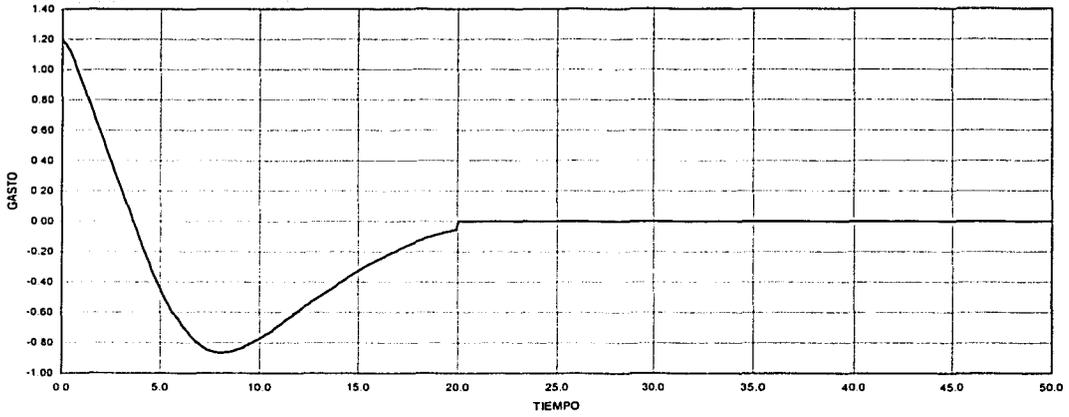
Se puede observar gráficamente cómo las sobrepresiones y depresiones están dentro de valores "admisibles", cabe destacar que en dicha gráfica, se aprecian depresiones por debajo de la línea del perfil de la conducción en los cadenamientos 1+700 y 4+150, para el caso del primero, se recomienda instalar una válvula de paso y para el segundo, se buscaría la alternativa de modificar el perfil de la conducción para evitar la depresión.

De los resultados obtenidos, se presentan a continuación las gráficas obtenidas:

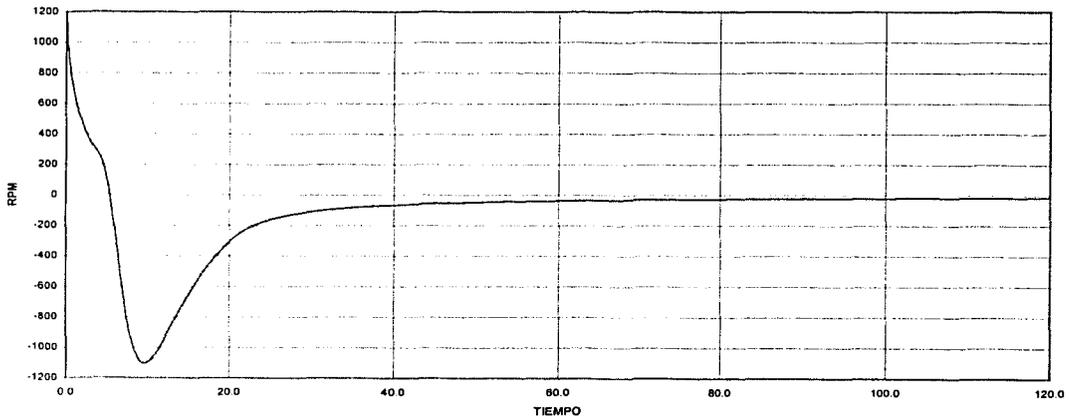
CARGA CONTRA TIEMPO DE SIMULACION



GASTO CONTRA TIEMPO DE SIMULACION



REVOLUCIONES POR MINUTO CONTRA TIEMPO DE SIMULACION



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CAPÍTULO VI

VI.1- CONCLUSIONES

La intención del presente trabajo es la de establecer una metodología lo más sencilla posible para el análisis de transitorios hidráulicos en sistemas de bombeo, ya que en ocasiones, los estudiantes e incluso los Ingenieros Proyectistas de hidráulica se enfrentan a la poca o nula información sobre las curvas características de las bombas y tratar de conseguir dicha información con los proveedores de bombas de este calibre es poco menos que imposible.

A partir de los aspectos fundamentales de la construcción de un acueducto establecidos en la Introducción de este trabajo, el cual se debe enfocar de manera importante para asegurarse que durante la presencia de los transitorios hidráulicos, la tubería o partes del sistema no fallarán en el aspecto constructivo, y siguiendo todos los capítulos del presente, se intentó dar la justa relevancia a todos los aspectos fundamentales que componen un sistema de bombeo para su análisis.

La teoría fundamental presentada en el capítulo I, intenta dar un panorama general a partir de los fenómenos que constituyen los transitorios hidráulicos. En el capítulo II se establece y explica la clasificación y comportamiento de los principales tipos de bombas y lo más importante, las curvas de operación y el momento de inercia de las mismas, asimismo en el capítulo III se desarrolla una clasificación de las válvulas.

Si bien, las partes mencionadas anteriormente, eran de algún modo, partes obligadas para establecer un panorama más completo, las propuestas de verdadera relevancia se presentan en los capítulos III y IV, en los cuales se determinan el comportamiento transitorio de las válvulas y la velocidad de propagación de las ondas, respectivamente; que son en realidad, los parámetros más significativos para el cálculo de los transitorios hidráulicos, y la manera en la que se presentan en este trabajo, depende de constantes que resultan fáciles de calcular y sobre todo, que los datos necesarios para dicho cálculo son de fácil acceso, esto aunado a la utilización del programa diseñado por el Instituto de Ingeniería, hace el análisis mucho más rápido de lo normal.

Para el ejemplo de cálculo mostrado en el capítulo V, se decidió utilizar un caso real que ya había sido calculado por el Instituto de Ingeniería mediante el método digamos "tradicional", en el que fueron utilizadas las curvas de operación del fabricante de las bombas, dando como resultado que los valores obtenidos mediante la metodología planteada en este trabajo se aproximan por mucho al cálculo realizado por el Instituto de Ingeniería para el caso. Esto nos lleva a establecer que dicha metodología se puede utilizar como una primera aproximación, con la ventaja implícita de que se pueden establecer diversas posibilidades con los elementos que se consideren convenientes para cada caso, como cambio de válvulas, bombas, diámetros de tubería, materiales, dispositivos, etc. todo bajo los parámetros de un análisis previo para flujo establecido.

La metodología propuesta, una vez realizado el análisis para flujo establecido, se resume en los siguientes pasos:

1. Establecer los niveles de operación de la succión y la descarga
2. Determinar las características de la línea de conducción, tales como longitud, diámetro nominal y coeficiente de pérdida de carga.
3. Establecer las características del equipo de bombeo, como son velocidad de giro y eficiencia, así como el tipo de válvulas y su diámetro.
4. Calcular la celeridad en base a la relación entre el diámetro de la tubería y el espesor de la misma, tal como lo presenta la gráfica 4.1
5. Calcular la velocidad específica y establecer del nomograma de la página 34 la curva más próxima que se pueda tomar.
6. Determinar el momento de inercia en base a los cálculos de la inercia de las bombas y la inercia de los motores, ya que la suma aritmética de ambas establece la inercia total.

7. Calcular la pérdida de la válvula de control y seleccionar, en base al tipo de válvula, la curva de funcionamiento transitorio de la tabla establecida en la página 70.
8. Determinar el archivo de datos como lo establece el programa SITRAHI y realizar la corrida.

De nuestro ejemplo, y en base a los resultados, podríamos establecer lo siguiente:

- La simulación del transitorio hidráulico por corte de bombeo, debido al paro simultáneo de los equipos de bombeo sin dispositivo de control, nos muestra que se producirían depresiones y sobrepresiones considerables entre la planta de bombeo y a través de toda la conducción, básicamente en el primer tramo de la misma, lo que implica la necesidad de proporcionar un dispositivo que permita eliminar los problemas de depresión y sobrepresión transitoria.
- Una vez realizado el análisis, se pueden considerar tantas alternativas como se requiera o sea necesario, de los posibles dispositivos para corregir los efectos del transitorio de manera realmente eficiente.

Finalmente, cabe aclarar que esta forma de obtención de los datos para el cálculo de los transitorios hidráulicos en sistemas de bombeo, resulta útil para una fase preliminar del proyecto y de este modo tener una buena aproximación de lo que se puede presentar en la realidad, ya que no se pretende sustituir los métodos infalibles de cálculo, y por lo tanto, invariablemente se deberá utilizar los diagramas de las curvas características proporcionadas por los fabricantes para calcular los transitorios

ANÁLISIS CON
FALLA DE ORIGEN

INFORMACIÓN QUE ENTREGA EL PROGRAMA

NÚMERO DE TUBOS	4
NÚMERO DE DIVISIONES DEL PRIMER TUBO	2
TIEMPO DE SIMULACIÓN	400.000 s
CADENAMIENTO EN LA SUCCIÓN	0.000 m
CARGA EXTREMA AGUAS ARRIBA	144.000 mca

TUBO	LONGITUD	DIÁMETRO	VELOCIDAD ONDA	FACTOR FRICCIÓN	Q	dx	# TRAMOS
1	195.00	1.219	920.00	0.014200	2.400	97.5	2

DATOS DE LA VÁLVULA DE CONTROL

TIEMPO DE CIERRE DE LA VÁLVULA	20.000000 s
INSTANTE EN QUE COMIENZA EL CIERRE	0.000000
POSICIÓN DE LA VÁLVULA EN FLUJO ESTABLE	0.000000°
COEFICIENTE MÍNIMO DE PÉRDIDA DE CARGA	0.302900

COEFICIENTES QUE SIMULAN EL CIERRE DE LA VÁLVULA (polinomio de 5 grado)

4.470200	-9.203200	15.053000	-16.568000	9.268300	-3.020300
----------	-----------	-----------	------------	----------	-----------

Momento de inercia calculado	24.6269
------------------------------	---------

DATOS DE LAS BOMBAS

NÚMERO DE BOMBAS	2
NÚMERO DE PUNTOS EN CADA CURVA	72
INTERVALO EN EL ÁNGULO DE LAS CURVAS	5.00 grados
GASTO DE REFERENCIA DE LAS BOMBAS	1.2000 m ³ /s
PRESIÓN DE REFERENCIA DE LAS BOMBAS	25.500 mca
VELOCIDAD DE LAS BOMBAS	1180.000 rpm
EFICIENCIA DE LAS BOMBAS	0.891
INERCIAS DE LAS BOMBAS	24.570 kg-m ²

PRESIÓN CARACTERÍSTICA

-1.228	0.702	1.635	1.522	0.972	0.292	-0.103	-1.216
-1.073	0.882	1.666	1.490	0.808	0.312	-0.264	-1.282
-0.898	1.048	1.699	1.457	0.652	0.320	-0.400	
-0.732	1.186	1.735	1.422	0.538	0.326	-0.505	
-0.552	1.299	1.746	1.388	0.452	0.330	-0.597	
-0.353	1.402	1.721	1.351	0.369	0.318	-0.697	
-0.151	1.486	1.680	1.302	0.291	0.280	-0.804	
0.060	1.536	1.640	1.246	0.246	0.224	-0.904	
0.285	1.566	1.600	1.184	0.242	0.153	-0.993	
0.500	1.599	1.559	1.101	0.264	0.046	-1.097	

MOMENTO CARACTERÍSTICO

-1.341	0.604	1.134	1.658	1.077	-0.372	-1.930	-1.650
-1.141	0.683	1.213	1.660	0.912	-0.490	-2.057	-1.507
-0.921	0.746	1.305	1.662	0.752	-0.600	-2.131	
-0.676	0.787	1.389	1.667	0.595	-0.689	-2.255	
-0.406	0.813	1.449	1.661	0.428	-0.770	-2.357	
-0.151	0.838	1.501	1.630	0.262	-0.863	-2.325	
0.050	0.869	1.560	1.569	0.116	-0.961	-2.194	
0.216	0.915	1.610	1.481	-0.011	-1.088	-2.063	
0.371	0.984	1.639	1.368	-0.134	-1.322	-1.942	
0.500	1.062	1.652	1.233	-0.255	-1.652	-1.800	

TUBO	LONGITUD	DIÁMETRO	VELOCIDAD ONDA	FACTOR FRICCIÓN	Q	dx	# TRAMOS
2	100.00	1.219	943.59	0.014200	2.400	100.0	1

DATOS DEL TANQUE DE OSCILACIÓN

DESPLANTE DEL TANQUE	160.0000 msnm
ÁREA DEL TANQUE	28.270 m ²
ALTURA DEL TANQUE	12.000 m
LONGITUD DE LA CONEXIÓN TANQUE-LÍNEA	58.46 m
DIÁMETRO CONEXIÓN TANQUE-LÍNEA	1.22 m

TUBO	LONGITUD	DIÁMETRO	VELOCIDAD ONDA	FACTOR FRICCIÓN	Q	dx	# TRAMOS
3	1490.00	1.219	937.30	0.014200	2.400	99.3	15

VÁLVULA DE ADMISIÓN Y EXPULSIÓN DE AIRE

COTA DE LA ENTRADA DE AIRE	164.50 mca
PRESIÓN ATMOSFÉRICA	10.00
COEFICIENTE POLITRÓPICO	1.20

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TUBO	LONGITUD	DIÁMETRO	VELOCIDAD ONDA	FACTOR FRICCIÓN	Q	dx	# TRAMOS
4	3560.00	1.219	907.89	0.014200	2.400	96.2	37

INTERVALO DE INTEGRACIÓN: 0.106 s

PRESIONES INICIAL Y FINAL EN CADA TUBO Y GASTOS AL INICIO DE CADA TUBO

TUBO	CARGA INICIAL (mca)	CARGA FINAL (mca)	GASTO (m3/s)
1	144.000	143.511	2.40000
2	168.575	168.324	2.40000
3	168.324	164.586	2.40000
4	164.586	155.655	2.40000

INICIO DEL TUBO	PRESIÓN MÁXIMA (mca)	PRESIÓN MÍNIMA (mca)
1	144.00	144.00
2	175.72	157.71
3	171.34	161.50
4	164.59	164.50

ESIS CON
FALLA DE ORIGEN

BIBLIOGRAFÍA

1. Sotelo Avila Gilberto
Hidráulica General Volumen 1 Fundamentos
Limusa, Décima impresión, 1990
2. George E. Russell
Hidráulica
CECSA, Décima impresión, 1985
3. Schokzitsch Armin
Tratado de Arquitectura Hidráulica Tomo I
Gustavo Gil S.A., Segunda edición
4. Ard Thorley
Fluid Transients in pipeline systems
DGH George Ltd.
5. Ernest W. Steel
Abastecimiento de agua y alcantarillado
Gustavo Gil S.A., Segunda edición
6. Terzaghi Karl / B. Peck Ralph
Mecánica de suelos en la ingeniería practica
El Ateneo, 1963
7. Robert F. Legget / Paul F. Karrow
Geología aplicada a la ingeniería civil
Mc. Graw - Hill, 1986
8. Kenneth J. Mc Naughton
Bombas, selección, uso y mantenimiento
Mc. Graw - Hill.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN