



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

011621
9
2ej.

FACULTAD DE INGENIERIA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO

DISEÑO NUMERICO Y VALIDACION EXPERIMENTAL
DE UN DISPOSITIVO FLUIDICO DE CONTROL
DE GASTO

T E S I S
COMO REQUISITO PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERIA
(H I D R A U L I C A)
P R E S E N T A :
MARIO ALBERTO MONTIEL GUTIERREZ

260125

MEXICO, D. F.

1998.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

AGRADECIMIENTOS

A la **Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM)**, por haberme permitido consolidar mi formación académica realizando una de mis metas en la vida.

Al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)**, por el apoyo económico otorgado durante la realización de mis estudios de maestría.

Al **Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA)**, por todo el apoyo brindado tanto económicamente como por el uso de equipo e instalaciones.

De manera muy especial quiero agradecer a las dos personas que son los pilares del presente trabajo: el **M.C. Efrén Peña Peña** y el **Dr. Polioptro Martínez Austria**, quienes con su amplia experiencia y atinada dirección, hicieron posible la realización y cumplimiento de la mayoría de los objetivos definidos en el desarrollo de la investigación. Asimismo, les quiero agradecer por su amistad, apoyo incondicional, motivación y todas las facilidades brindadas durante la realización de la tesis.

Agradezco también al **Dr. Álvaro Muñoz Mendoza**, al **Dr. Waldo Ojeda Bustamante** y al **M.I. Leonel H. Ochoa Alejo**, por su amistad incondicional y por sus valiosas sugerencias en la revisión del presente documento.

Al **Dr. Luis Rendón Pimentel**, iniciador de la idea del presente proyecto, por su amistad y el apoyo brindado en la ejecución del presente trabajo.

Al **Dr. Juan Enciso Medina**, **Dr. Hermilo Ramírez León** y al **Dr. Carlos Fuentes Ruiz** por su amistad y las ideas aportadas a la investigación.

A mis compañeros y amigos, personal académico y administrativo de la **DEPFI- Campus Morelos** de la **UNAM**, por su amistad y compañerismo durante mi estancia en la maestría. Así como al personal de la **Coordinación de Tecnología en Riego y Drenaje del IMTA**, por su amistad, apoyo y motivación brindado durante la realización del presente proyecto.

No queriendo omitir a nadie, agradezco a todas aquellas personas que de alguna u otra manera, ya sea trabajando o con palabras de aliento, colaboraron conmigo.

A todos ellos mis más sinceras gracias.

Mario Alberto Montiel Gutiérrez

DEDICATORIA

A mis padres:

**Alfredo Montiel Balmaceda
Evangelina Gutiérrez Villegas.**

Por su enseñanza de vida, el mejor ejemplo que debo seguir.

A mis hermanos:

José Alfredo, Victor Rafael, Vianey Virginia y Gilberto.

En remembranza de aquellos momentos que pasamos juntos.

A mis sobrinos.

Mario

INDICE GENERAL

INDICE.....	i
INDICE DE LAMINAS.....	iii
INDICE DE TABLAS.....	v
RESUMEN.....	vi
ABSTRACT.....	vi
1.- INTRODUCCIÓN.....	1
II.- OBJETIVOS.....	3
II.1.- Objetivos generales.....	3
II.2.- Objetivos específicos.....	3
III.- REVISIÓN DE LITERATURA.....	4
III.1.- Relación carga- gasto.....	4
III.2.- Pérdidas de carga en conductos a presión.....	7
III.3.- Regulación de la presión y el gasto.....	14
III.4.- Trabajos similares.....	23
III.5.- El software PHOENICS.....	24
IV.- MATERIALES Y MÉTODOS.....	25
IV.1.- Diseño preliminar del prototipo propuesto.....	25
IV.1.1.- Análisis geométrico e hidrodinámico.....	26
IV.1.2.- Diseño preliminar.....	27
IV.2.- Fundamentación físico-matemática.....	29
IV.2.1.- Ecuaciones básicas en la hidráulica.....	30
IV.2.2.- Ecuación de continuidad.....	30
IV.2.2.1.- Ec. de continuidad en su forma diferencial ..	34
IV.2.3.- Ecuación general de movimiento o de Navier - Stokes.	35
IV.2.4.- Ecuaciones de movimiento para flujo turbulento.....	42
IV.2.5.- Ecuación de Bernoulli.....	46
IV.2.6.- Análisis hidráulico del dispositivo.....	49
IV.3.- Modelación numérica.....	54

IV.3.1.- El modelo numérico PHOENICS.....	54
IV.3.2.- Modelación bidimensional del dispositivo.....	63
IV.3.2.1.- Características y casos de simulación.....	63
IV.3.2.2.- Resultados preliminares.....	67
IV.3.3.- Modelación tridimensional del dispositivo.....	69
IV.3.1.1.- Características de la simulación.....	69
IV.3.1.2.- Resultados preliminares.....	70
IV.3.4.- Diseño final del dispositivo.....	72
IV.4.- Estudio experimental.....	81
IV.4.1.- Antecedentes.....	81
IV.4.2.- Construcción del prototipo experimental.....	82
IV.4.3.- Análisis dimensional.....	84
IV.4.4.- Instalación Experimental.....	87
IV.4.4.1.- Descripción de la instalación experimental..	87
IV.4.5.- Pruebas realizadas.....	92
IV.4.5.1.- Determinación de la densidad relativa.....	92
IV.4.5.2.- Determinación del factor de velocidad.....	93
IV.4.5.3.- Cálculo del gasto en la tubería.....	95
IV.4.5.4.- Determinación del coeficiente de pérdida de carga localizada (K).....	101
IV.5.- Modelación híbrida.....	104
IV.5.1.- Confrontación del estudio realizado.....	104
IV.5.1.1.- Modelo bidimensional vs tridimensional.....	104
IV.5.1.2.- Modelo bidimensional vs experimental.....	106
IV.5.1.3.- Modelo tridimensional vs experimental.....	107
IV.5.2.- Acondicionamiento del modelo numérico.....	110
IV.6.- Caso de aplicación en redes de riego a baja presión.....	115
IV.6.1.- Antecedentes.....	115
IV.6.2.- Hidráulica de los hidrantes en riego a baja presión...	117
IV.6.3.- Ejemplo de aplicación.....	119
V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	122
VII.- BIBLIOGRAFÍA.....	123

INDICE DE LAMINAS

lám. 1.- Diafragma en una tubería.....	10
lám. 2.- Diafragmas colocados en serie y en paralelo.....	11
lám. 3.- Placa orificio anular en una tubería.....	13
lám. 4.- Curva óptima de regulación de la presión.....	15
lám. 5.- Equilibrio de la presión en reguladores comerciales	17
lám. 6.- Válvula reguladora de gasto y la presión en redes de riego. (hidrante).....	17
lám. 7.- Partes de un regulador de presión.....	18
lám. 8.- Limitador de caudal con diafragma móvil.....	19
lám. 9.- Diferentes tipos de goteros reguladores de presión.....	20
lám. 10.- Gotero de ruta tortuosa tipo laberinto.	21
lám. 11.- Regulador de gastos compuesto de diafragmas en serie.....	23
lám. 12.- Diferentes alternativas iniciales diseño en tubería de 8"de diámetro.....	26
lám. 13.- Tubo de corriente en flujo permanente considerado como volumen de control	31
lám. 14.- Volumen de control coincidente con las paredes del conducto.....	33
lám. 15.- Volumen de control diferencial para la conservación de la materia.....	34
lám. 16.- Esfuerzos sobre las caras de un volumen de control.....	36
lám. 17.- Volumen de control en coordenadas cilíndricas.....	41
lám. 18.- Interpretación de la ecuación de la energía para un conducto a presión.....	49
lám. 19.- Análisis hidráulico del dispositivo.....	50
lám. 20.- Volumen de control tridimensional en PHOENICS.....	56
lám. 21.- Volumen de control unidimensional para la conducción de calor.....	57
lám. 22.- Dimensionamiento del volumen de control de PHOENICS.....	59
lám. 23.- Porosidad de malla en la modelación bidimensional de PHOENICS.....	62
lám. 24.- Mallado geométrico de la simulación bidimensional del dispositivo.....	63
lám. 25.- Casos de simulación en el sistema para la separación entre placas X.....	65
lám. 26.- Casos de simulación para la relación entre diámetros $R = D_o/D$	66
lám. 27.- Gráficos de solución para el caso bidimensional.....	67- 68
lám. 27a.- Contorno de presión en el sistema.....	67
lám. 27b.- Contorno de velocidad en la dirección principal del flujo.....	67
lám. 27c.- Vectores de velocidad en la dirección principal del flujo.....	67
lám. 27d.- Contorno de energía cinética en el sistema.....	67
lám. 27e.- Contorno de la tasa de disipación de turbulencia.....	68

lám. 28.- Mallado tridimensional en coordenadas cilíndricas del dispositivo.....	69
lám. 29.- Gráficos de solución para el caso tridimensional.....	71
lám. 30.- Pérdidas de carga variando la relación de diámetros $R = D_o/D$	74
lám. 31.- Pérdidas de carga variando la separación entre placas (X).....	75
lám. 32.- Variación del espesor de placas (ϵ).....	76
lám. 33.- Variación del tamaño de placa D_p	77
lám. 34.- Gráfica de regulación <i>carga - gasto</i> para cada tamaño de placa intermedia..	78
lám. 35.- Plano constructivo del dispositivo experimental.....	82
lám. 36.- Vistas y detalles del dispositivo construido.....	81
lám. 37.- Análisis dimensional del problema.....	84
lám. 38.- Instalación experimental utilizada.....	88
lám. 39.- Dispositivo experimental en operación.....	90
lám. 40.- Módulo de aforo con tubo de pitot.....	92
lám. 41.- Cálculo de la densidad relativa del líquido utilizado.....	93
lám. 42.- Diagrama de velocidades experimental obtenido para la tubería de 8".....	95
lám. 43.- Gráfica de regulación <i>carga- gasto</i> experimental.....	97
lám. 44.- Gráfica del análisis dimensional.....	102
lám. 45.- Modelación bidimensional vs tridimensional para condiciones similares..	105
lám. 46.- Modelación bidimensional vs experimental.....	107
lám. 47.- Modelación experimental vs tridimensional.....	109
lám. 48.- Adecuación de la placa de choque intermedia.....	110
lám. 49.- Diagrama de velocidades turbulento considerado en la modelación híbrida	110
lám. 50.- Modelación bidimensional vs tridimensional para condiciones similares..	105
lám. 51a.- Modelación híbrida del sistema para la placa de 4".....	113
lám. 51b.- Modelación híbrida del sistema para la placa de 6".....	114
lám. 52.- Area de estudio en el D.R. 076.....	115
lám. 53.- Variabilidad de los hidrantes en operación.....	116
lám. 54.- Situación de los hidrantes en la parcela.....	117

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Ecuaciones de la hidráulica.....	30
Tabla 2.- Resultados de la simulación numérica tridimensional ($V = 1.5$ m/s)...	79
Tabla 3.- Resultados de la simulación numérica para diferentes velocidades.....	79
Tabla 4.- Cuadro de construcción para el cálculo de la curva carga - gasto.....	80
Tabla 5.- Cantidades y variables a resolver en el análisis dimensional.....	85
Tabla 6.- Cálculo del coeficiente de uniformidad (F_v).....	94
Tabla 7.- Valores experimentales de carga-gasto para la placa de 6".....	98
Tabla 8.- Valores experimentales de carga-gasto para la placa de 5".....	98
Tabla 9.- Valores experimentales de carga-gasto para la placa de 4".....	99
Tabla 10.- Valores experimentales de carga-gasto para la placa de 3".....	99
Tabla 11.- Valores experimentales de carga-gasto para la placa de 2".....	100
Tabla 12.- Valores experimentales de carga-gasto sin placa intermedia.....	100
Tabla 13.- Cálculo del Número de Reynolds por tamaño de placa.....	103
Tabla 14.- Cálculo del coeficiente de pérdida localizada K	103
Tabla 15.- Resultados de la simulación numérica híbrida.....	113

RESUMEN

La regulación de la presión en redes de riego es de gran importancia para la operación óptima de estos sistemas. Utilizando el simulador numérico PHOENICS ver. 2.0, se analizaron diferentes formas geométricas de un dispositivo regulador de presión y sus correspondientes efectos en el flujo, y luego se diseñó un prototipo que se evaluó experimentalmente con la medición de pérdidas de carga en diferentes condiciones de funcionamiento en una tubería de 8" de diámetro. La aplicación práctica del dispositivo es instalarlo antes del mecanismo de descarga, lo que permite la regulación de la presión y el gasto en la tomas de riego a baja y alta presión. La regulación se logra mediante la implementación de obstáculos tipo diafragmas y placas de choque, que funcionen de la manera más eficiente en la disipación de la energía excedente. Sin embargo, por la complejidad de la geometría y la condición de funcionamiento a flujo turbulento, la solución del problema se dificulta y requiere tanto un análisis a detalle de la dinámica del flujo, como pruebas de laboratorio de los diseños propuestos. Para simplificar el programa experimental, se realizó un análisis dimensional del dispositivo, así como el principio de funcionamiento hidráulico en una toma o hidrante a baja presión. Para alcanzar el diseño definitivo que habrá de probarse en campo, se siguió una metodología híbrida de diseño que se describe detalladamente. Se presentan gráficas que resumen los resultados, así como una breve discusión de los mismos.

ABSTRACT

Pressure regulation in irrigation networks is of utmost importance for the optimal operation of these systems. Using the PHOENICS Numeric Simulator v.2.0, several geometric shapes of a pressure regulating device and their corresponding flow effects were analyzed. Then, a prototype was designed and experimentally tested with the measurement of head losses under different working conditions in a 8"-diameter pipe. The practical application of the device is to install it before the discharge device, which permits the regulation of pressure and discharge at the irrigation outlets at high or low pressure. The regulation is achieved through the implementation of diaphragm-type obstacles and collision plates that work in the most efficient way possible to dissipate the exceeding energy. However, due to the complexity of the geometry and the working conditions at turbulent flow, the solution of the problem is complicated further and a detailed analysis of the flow dynamic is required as much as laboratory trials of proposed design. To simplify the experimental program, a dimensional analysis of the device as well as the hydraulic operation principle was performed in an outlet or hydrant at low pressure. To get the definitive design what will be proved in field, a design hibrib methodology was follow and it is described detailly. Graphs summarizing the results are presented along with a final discussion.

RESUMEN

La regulación de la presión en redes de riego es de gran importancia para la operación óptima de estos sistemas. Utilizando el simulador numérico PHOENICS ver. 2.0, se analizaron diferentes formas geométricas de un dispositivo regulador de presión y sus correspondientes efectos en el flujo, y luego se diseñó un prototipo que se evaluó experimentalmente con la medición de pérdidas de carga en diferentes condiciones de funcionamiento en una tubería de 8" de diámetro. La aplicación práctica del dispositivo es instalarlo antes del mecanismo de descarga, lo que permite la regulación de la presión y el gasto en la tomas de riego a baja y alta presión. La regulación se logra mediante la implementación de obstáculos tipo diafragmas y placas de choque, que funcionen de la manera más eficiente en la disipación de la energía excedente. Sin embargo, por la complejidad de la geometría y la condición de funcionamiento a flujo turbulento, la solución del problema se dificulta y requiere tanto un análisis a detalle de la dinámica del flujo, como pruebas de laboratorio de los diseños propuestos. Para simplificar el programa experimental, se realizó un análisis dimensional del dispositivo, así como el principio de funcionamiento hidráulico en una toma o hidrante a baja presión. Para alcanzar el diseño definitivo que habrá de probarse en campo, se siguió una metodología híbrida de diseño que se describe detalladamente. Se presentan gráficas que resumen los resultados, así como una breve discusión de los mismos.

ABSTRACT

Pressure regulation in irrigation networks is of utmost importance for the optimal operation of these systems. Using the PHOENICS Numeric Simulator v.2.0, several geometric shapes of a pressure regulating device and their corresponding flow effects were analyzed. Then, a prototype was designed and experimentally tested with the measurement of head losses under different working conditions in a 8"-diameter pipe. The practical application of the device is to install it before the discharge device, which permits the regulation of pressure and discharge at the irrigation outlets at high or low pressure. The regulation is achieved through the implementation of diaphragm-type obstacles and collision plates that work in the most efficient way possible to dissipate the exceeding energy. However, due to the complexity of the geometry and the working conditions at turbulent flow, the solution of the problem is complicated further and a detailed analysis of the flow dynamic is required as much as laboratory trials of proposed design. To simplify the experimental program, a dimensional analysis of the device as well as the hydraulic operation principle was performed in an outlet or hydrant at low pressure. To get the definitive design what will be proved in field, a design hibrib methodology was follow and it is described detailly. Graphs summarizing the results are presented along with a final discussion.

I.- INTRODUCCIÓN.

En la mayoría de los sistemas de riego presurizado, el emisor o proveedor del agua es un mecanismo que trabaja en forma de orificio a descarga libre. El caudal del emisor, está en relación directa con el área del orificio y con la energía total existente en el sistema de alimentación del mismo, que puede ser una válvula, hidrante, gotero u otro mecanismo, es decir, a un incremento en la energía total del flujo le corresponde un incremento en el gasto del orificio.

Cuando se tienen desniveles importantes o condiciones orográficas accidentadas, en donde existe una marcada diferencia entre la presión estática y dinámica del flujo, se presentan problemas con este tipo de sistemas, provocando que el mecanismo de descarga no tenga la capacidad para controlar y regular el gasto requerido, debido a la dificultad de enfrentarse a reducciones poco factibles del área de paso del orificio. La solución inmediata consiste en usar algunos mecanismos multifuncionales reguladores de presión existentes en el mercado, que eliminen los excedentes de presión, disminuyendo cierto porcentaje de la carga piezométrica de la energía total del sistema.

La utilización de un regulador de presión comercial incrementa notablemente el costo total del proyecto que se trate, debido a su alto costo, sin embargo, cuando la uniformidad y la equidad del suministro de agua a las plantas es un requisito de diseño del sistema, el uso de un regulador de presión o gastos es indispensable para lograr los objetivos operacionales del sistema.

Los sistemas de riego que operan como redes colectivas abiertas a baja presión, son una innovación técnica en México, y se encuentran en etapa de desarrollo. Se ha detectado el problema de variaciones de carga de presión en los hidrantes debido a operaciones realizadas fuera del diseño óptimo del sistema. Este tipo de problemas son propios en el manejo colectivo de la red y para regular gastos en los hidrantes de entrega, es necesario instalarle un mecanismo de control de la presión antes de la válvula de descarga para proporcionar el gasto requerido.

En proyectos de riego presurizado, los reguladores de presión trabajan en un rango operacional de cargas altas y gastos pequeños, sin embargo, en redes de riego a baja presión, el funcionamiento del regulador debería ser inverso, es decir, con cargas de trabajo pequeñas y gastos relativamente grandes, debido a que el método de riego utilizado es generalmente por

surcos o melgas con tubería de compuertas.

El principio operacional de un regulador de presión consiste en la eliminación de la energía excedente del flujo, para mantener la presión dentro de ciertos parámetros de diseño y lograr el equilibrio del gasto en la descarga. Entonces, la complejidad en el diseño de un dispositivo regulador de gastos con base en disipación de energía del sistema, recae principalmente en lograr eficiencia en la disipación misma con un diseño basado en su geometría y comportamiento hidrodinámico.

Sin embargo, por su geometría compleja, el diseño de éste tipo de dispositivos fluídicos es bastante difícil. Mediante un procedimiento de prueba y error en el laboratorio, con un modelo físico, resultaría bastante costoso, además de laborioso, encontrar la geometría ideal para el funcionamiento óptimo del regulador. Por otra parte, mediante un modelo numérico, no se tendría un escenario real y exacto al no poderse lograr las condiciones numéricas y geométricas debido a que se tiene un sistema en donde la condición existente en la disipación de energía es *flujo no uniforme con turbulencia completamente desarrollada*, en donde la integración de las ecuaciones del movimiento de fluidos no tiene alguna solución exacta conocida, debido a la no linealidad y al problema de cierre del sistema de ecuaciones(Daily-Harleman, 1975).

Sin embargo, la modelación numérica de las ecuaciones de movimiento con hipótesis simplificadoras, ha permitido aproximar los resultados hacia una posible solución del sistema. El proceso es iterativo y la convergencia del sistema esta relacionada con diversos factores que influyen en las condiciones del planteamiento del problema. Actualmente, el notable avance y desarrollo de la tecnología computacional, ha permitido que las soluciones mediante aproximaciones numéricas de los problemas de dinámica de fluidos, se realicen de una forma efectiva, rápida y concisa.

En particular, el modelo numérico PHOENICS ha sido empleado con éxito en diversos diseños y problemas similares, en donde la turbulencia domina totalmente el esquema del movimiento del flujo. Por lo anterior se llegó al plantamiento de una investigación con el uso del simulador mencionado, aunado a una validación experimental con los objetivos que se muestran en el capítulo siguiente.

II.- OBJETIVOS.

II.1- OBJETIVOS GENERALES

Diseño hidráulico de un dispositivo regulador de presión y gastos en tuberías.

Construcción y evaluación experimental del dispositivo.

Simulación numérica Bidimensional (2D) y Tridimensional (3D) de flujo turbulento en el dispositivo utilizando el modelo PHOENICS. ver 2.0 (Parabolic, Hiperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series).

II.2.- OBJETIVOS ESPECIFICOS

Crear un dispositivo sin piezas móviles que genere regulación de la presión por incrementos de velocidad y obstáculos en el flujo.

Dimensionar el dispositivo para su aplicación en uso agrícola, en el riego en redes abiertas a baja y alta presión.

Confrontar mediante simulación numérica y experimental los resultados obtenidos, para mediante simulación híbrida, calibrar las condiciones mas apropiadas para la simulación numérica tridimensional de flujo turbulento en tuberías con PHOENICS 2.0.

III.- REVISION DE LITERATURA.

III.1.- RELACIÓN CARGA - GASTO.

Históricamente, el problema de la dependencia carga-gasto ha sido abordado por diversos autores en relación directa con la naturaleza del problema que se trate. Enzo Levi, en su magna obra "El Agua según la Ciencia" (Levi, 1989) menciona con gran lujo de detalle como los precursores y después grandes genios de la hidráulica, intentaron descifrar las complejas relaciones entre estas variables de la dinámica de los fluidos.

Mencionar la obra de cada uno de ellos, se escapa de los alcances del presente trabajo, sin embargo, hay que resaltar que las incipientes observaciones de variación del gasto en una descarga, constituyeron una de las principales interrogantes que provocarían el accionar del estudio de la hidráulica como ciencia; bastaría rememorar en un sentido cronológico la obra de Arquímedes, Davinci, Galileo, Torricelli, Pascal, Newton, Pitot, Reynolds y sin ánimo de omitir a alguien, llegar hasta los Bernoulli, Prandtl, Euler además de Von Karman, Navier, Saint Venant y Stokes, quienes con una serie de memorias clásicas de cuidadosos trabajos experimentales y analíticos formaron el concepto de la ciencia de los fluidos tal y como hoy la conocemos.

A través de estas importantes deducciones basadas en principios y leyes de la física clásica, se han podido afrontar de manera general los análisis de conducciones de flujo, bajo la suposición de hipótesis simplificatorias que de alguna manera facilitan o aproximan mejor la solución del problema. En la historia, el primer planteamiento formal sobre la relación carga - gasto fue presentado por Torricelli en 1638, al deducir la expresión ampliamente conocida:

$$V = \sqrt{2gH} \quad (3.1)$$

donde expresa la relación que existe entre la velocidad en la descarga a la atmósfera de un flujo con respecto a su carga hidráulica total (H). Cuando en esta ecuación se considera la ecuación general de gasto $Q = AV$, se obtiene directamente la relación H-Q, la cual se expresa como:

$$Q = A\sqrt{2gH} \quad (3.2)$$

es decir, que “*el gasto en una descarga a la atmósfera es directamente proporcional a la raíz cuadrada de la carga hidráulica en el sistema*”.

En forma general, aunque dependiendo de parámetros geométricos y de ajuste en la sección de descarga, la ecuación (3.2) se podría expresar como:

$$Q = k_1 H^n \quad (3.3)$$

donde k_1 y el coeficiente n son variables que en la hidráulica experimental son objeto de estudio y análisis, ya que representan todas aquellas variables y condiciones que no pueden ser deducidas analíticamente y que generalmente son determinadas en forma empírica mediante regresiones lineales entre los valores experimentales de Q y H , encontrándose incluso relaciones con respecto al tipo de régimen de flujo en el emisor de descarga.

Experimentalmente se han demostrado este tipo de relaciones usando diversos emisores como válvulas, regaderas, goteros etc.. Peña, *et al.* (1976), trabajando con emisores de riego por goteo, mencionan que el valor del exponente n es significativo para describir el tipo de régimen. Para régimen turbulento n siempre oscila alrededor de 0.5, reportado también por Nakayama and Bucks, (Ozeciki and Sneed, 1991). En régimen laminar el valor de n es aproximadamente 1 y para régimen transicional el valor de n fluctúa entre 0.65 y 0.82. Para el caso particular de $n = 1$ (flujo laminar), Tal and Zur (citado por Ozeciki, *et al* (1991)), demostraron que la ecuación 3.3, falla en la predicción del gasto en el emisor.

Sin embargo, mediante las ecuaciones de conservación de masa y de la energía, bajo algunas consideraciones e hipótesis importantes, se puede demostrar también analíticamente, que para flujo laminar en una tubería recta, de diámetro constante, cuando los efectos viscosos son importantes en la hidráulica del sistema, mediante la ecuación Hagen - Poiseuille, el valor del coeficiente n generalmente tiende a 1 y en este caso se considera que “el gasto es directamente proporcional a la carga H ”. (Levi, 1989).

Bajo esta hipótesis, la ecuación general de conservación de la energía, además de la de conservación de masa, se convierten en la principales herramientas para la solución de problemas

en la hidráulica. De esta manera en conductos a presión con régimen permanente, cualquier problema hidráulico se puede resolver con las ecuaciones de continuidad, de Bernoulli y de impulso o cantidad de movimiento, aplicando la primera o la segunda, la primera o la tercera, o una sólo de ellas, según la naturaleza del problema que se trate. (Collado, 1981).

En un análisis de tubos a presión, considerando 2 puntos en una línea de corriente sin salidas intermedias, la ecuación de conservación de masa o continuidad adquiere la siguiente expresión:

$$A_1V_1 = A_2V_2 \quad (3.4)$$

donde A es el area en la sección y V es la velocidad media. La ecuación de conservación de la energía adopta la forma general :

$$\left[\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} \right] - \left[\frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \right] = H_f - H_s \quad (3.5)$$

donde los términos entre paréntesis de esta ecuación representan distintas formas de energía: de presión (P/γ), de posición (Z) y cinética ($V^2/2g$), que en conjunto representan la energía hidráulica total o más efectivamente la carga hidráulica en la sección (H), y los términos H_s y H_f son los correspondientes a los términos de adición y eliminación de energía del sistema. Cuando no se consideran estos términos se le denomina comúnmente, *Ecuación de Bernoulli*, la cual se puede considerar como un caso especial de la ecuación de conservación de la energía en donde se consideran despreciables las pérdidas de carga, y expresa la conservación de la energía a lo largo de una línea de corriente.

En la solución de un sistema a presión en régimen permanente, al aplicar las 2 ecuaciones anteriores entre dos secciones, los términos de carga de presión juegan un papel esencial en el proceso de transformación de energía. Proviene de un ajuste que se realiza con las variaciones de los demás términos y en la ecuación de conservación de la energía, esto para lograr el equilibrio de energía entre las dos secciones. (Guaycochea, 1992).

Este equilibrio se logra al combinar la ecuación de la energía (ec. 3.5), con la ecuación de continuidad (ec. 3.4), en donde los cambios en la velocidad influyen directamente repercutiendo en el término de la carga de presión. Esta, se vuelve sensible a los cambios de los demás términos , disminuyendo a aumentos de la carga de velocidad hasta lograr el equilibrio junto con los términos

de variación de las pérdidas de carga (H_f), por fricción o localizadas. Cuando la velocidad no sufre alteraciones importantes en el flujo, como es el caso de régimen permanente, las pérdidas de energía en un conducto se traducen principalmente en caídas de presión (ΔP).

Esta relación entre las principales variables de la ecuación de la energía, permite deducir otro tipo de relaciones, asociadas con la ecuación de continuidad, como por ejemplo, la determinación de gasto que genera la disminución o caída de la presión, lo que llevaría a deducir una expresión como la presentada en la ecuación 3.2, en donde se liga una relación directa del gasto (Q) con la carga de presión existente en el sistema (H).

III.2.- PÉRDIDAS DE CARGA EN CONDUCTOS A PRESIÓN.

Cuando el fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante la configuración del flujo indicada por la distribución de las velocidades sobre el diámetro de la tubería, adopta una forma característica conocida como campo de velocidades. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma parcial o total, altera la configuración característica del flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de carga mayor a la que normalmente se produce en flujo en una tubería recta, produciendo una pérdida de carga presión adicional en el sistema, como podría ser el caso con diferentes tipos de válvulas, accesorios y obstáculos en un tubería. (Crane, 1990).

En general, las pérdidas de carga en una conducción pueden considerarse como la cantidad de energía que disipa el flujo para existir, y son extraídas de la energía total del mismo flujo; es decir para poder fluir por una conducción determinada, el flujo cede parte su energía. (Collado, 1981).

Las pérdidas de carga de presión en tuberías se deben a varias características del sistema, y pueden clasificarse como sigue:

- 1.- *Pérdidas por fricción* o debidas a esfuerzos cortantes en las paredes de la tubería, las cuales son función de la rugosidad de la superficie interior de la misma y de la velocidad y viscosidad del fluido. Estas pérdidas se reparten uniformemente a lo largo del conducto y son proporcionales a la distancia recorrida y a la carga de velocidad en el sistema.

2.- Pérdidas locales producidas por cambios de dirección del flujo, o en su sección transversal, obstrucciones en el paso del flujo, cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del fluido. Se consideran concentradas en la sección en donde se produce la perturbación, por lo que también son conocidas como *pérdidas de carga localizadas*.

Las pérdidas por fricción se pueden calcular con diversas ecuaciones deducidas con fundamento hidráulico como las de Darcy-Weisbach y Hazen-Williams, y otras semiempíricas contrastadas con la experimentación como Manning modificada y Kozeny, entre otras, ya sea en flujo laminar o turbulento y en tubo lisos o rugosos. Existe bastante información sobre el comportamiento, análisis y evaluación de las pérdidas de carga por fricción, sin embargo para el presente trabajo es de mayor interés el análisis de las pérdidas de carga localizadas, ya que se analiza el caso de flujo en obstáculos.

Este tipo de pérdidas se valúan considerando que el flujo es turbulento. Cuando se presenta esta condición, las ecuaciones generales del movimiento (Navier-Stokes) resultan extremadamente difíciles de integrar, por lo que es costumbre incluir todos los parámetros que afectan el complicado fenómeno en un sólo factor: *Los coeficientes de pérdida de energía K*.

Al respecto, Sotelo (1974), expresa el valor de las pérdidas de carga localizadas (h_r) como una fracción de la carga de velocidad inmediatamente aguas abajo del sitio donde se produjo la pérdida:

$$h_r = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.6)$$

y menciona que el coeficiente de pérdida de carga localizada (K) depende directamente del tipo de pérdida que se trate, de la geometría que existe en la alteración del flujo, del Número de Reynolds (Re) y de la rugosidad del tubo.

Al respecto, existen demasiadas referencias que proporcionan tablas o gráficos que representan con base en la geometría del fenómeno, diversos valores del coeficiente K, evaluado experimentalmente (*véase por ejemplo, Manual de Diseño.... Vol. 10, C.F.E , 1981*). De esta forma se pueden evaluar diversos fenómenos complicados en las tuberías como: ampliaciones,

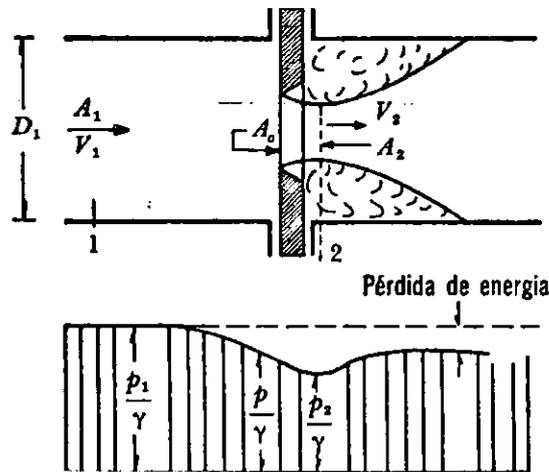
reducciones bruscas, diafragmas, bifurcaciones y codos, entre otros.

Sin embargo, es importante notar que Crane (1990) considera a K como independiente del factor de fricción y del Número de Reynolds, ya que lo considera como una constante para todas las medidas de un cierto diseño de algún obstáculo dado (por ejemplo, válvula o accesorio), si todas las medidas fueran geométricamente similares.

Muchos experimentos han demostrado que la pérdida de presión debida a válvulas y accesorios es proporcional a la velocidad elevada a un exponente constante. Cuando la caída de presión o pérdida de presión se grafica contra la velocidad en coordenadas logarítmicas, la curva resultante es por lo tanto una línea recta. En el régimen de flujo turbulento, el valor del exponente de V se ha encontrado que varía entre 1.8 y 2.1 para diferentes diseños de válvulas y accesorios. Sin embargo en todos los casos prácticos, se acepta que la caída de presión o pérdida de energía en flujos turbulentos varía con el cuadrado de la velocidad (Crane, 1990).

Por otra parte, otro mecanismo para restringir el paso del flujo y reducir la presión, lo constituyen los orificios y toberas en tuberías. Estos mecanismos generalmente se utilizan en sistemas de tuberías en casos como aparatos de medición y se instalan con bridas o tuberías roscadas según especificaciones del constructor. Sin embargo, Crane (1990), menciona otras aplicaciones prácticas cuando el fluido en cuestión es un líquido, ya que a veces se instalan varios orificios para reducir la presión de forma escalonada y evitar la cavitación.

Keller (1974), menciona que el uso de diafragmas en la medición de caudales constituye uno de los accesorios que proporcionan una pérdida de carga localizada más grande, ya que en un mismo mecanismo se obliga al flujo a realizar en una corta distancia una reducción forzada, pérdidas por fricción en el estrangulamiento del flujo por el paso del orificio, e inmediatamente después una contracción para llegar a una ampliación en el flujo. Las pérdidas de carga se podrían visualizar en la gráfica de la lámina 1, en donde se observa cómo la línea de energía piezométrica sufre una variación importante por el efecto del diafragma en el flujo, cayendo súbitamente por efecto de la contracción, y lográndose restablecer parcialmente aguas abajo del mismo, por el efecto de la ampliación brusca, en donde el gradiente de energía regresa a su pendiente normal y a las condiciones normales de funcionamiento de la tubería.



lám. 1.- Diafragma en una tubería.

Con relación a este análisis, la ecuación de gasto en el diafragma (lám.1), está dada por la ecuación general de orificio:

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.7)$$

en donde el coeficiente de descarga (C_d) es necesario para cuantificar la reducción de gasto debido al área del orificio (A_0), además de la fricción producida en el mismo, la contracción de las líneas de corriente aguas arriba del orificio, y la disipación producida agua abajo del orificio, producto de la turbulencia generada por el obstáculo y la ampliación de las líneas de corriente al salir del orificio. El valor de C_d depende en gran medida de la relación de diámetros $\beta = D_0/D$ y del Número de Reynolds aguas arriba del orificio. (Keller, 1990).

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre dos puntos, antes y después del orificio se puede obtener una expresión general mejor que la ecuación (3.7), ya que se representa la dependencia del C_d de la forma: (Sotelo, 1974)

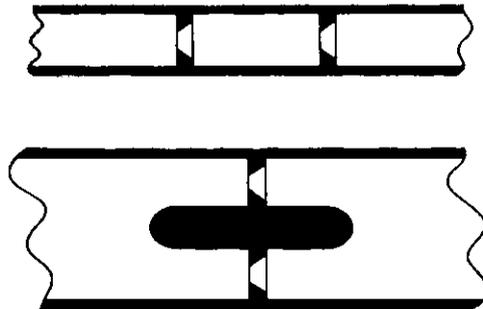
$$Q = \frac{C_c C_v A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}{\sqrt{1 - C_c^2 \frac{(A_0^2)}{(A^2)}}} \quad (3.8)$$

donde:

Cc	Coeficiente de contracción.
Cv	Coeficiente de velocidad.
Ao	Area del orificio en la placa.
A	Area de la tubería.
ΔP	Diferencia de presiones.
ρ	Densidad del fluido.

La ecuación anterior podría modificarse para quedar como la ecuación (3.7), al considerar el Coeficiente de descarga (C_d) como el producto de C_c y C_v , factores bastante difíciles de cuantificar en la medición debido a la dependencia de C_d , del Número de Reynolds (Re), de la geometría y de la rugosidad relativa (ϵ). Este, se obtiene experimentalmente para cada geometría y diseño, con la particular característica de que para valores de $Re \geq 10^5$, C_d es prácticamente independiente del Número de Reynolds. (Sotelo, 1974).

Otra variante del uso de orificios en tuberías consiste en la implementación de placas de orificio colocadas en serie o en paralelo como se muestra en la lámina 2:



lám. 2.- Placas de orificio colocadas en serie y en paralelo.

Mediante un análisis con la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli, se puede demostrar (Keller, 1974), que la diferencia de presiones entre los orificios extremos, para orificios colocados en serie, es igual a la expresión siguiente:

$$P_0 - P_2 = \frac{\rho}{2} Q^2 \left[\frac{1}{Cd_1^2 A_1^2} + \frac{1}{Cd_2^2 A_2^2} \right] \quad (3.9)$$

y para cuando se colocan en paralelo (lám. 2)

$$P_0 - P_1 = \frac{\frac{\rho}{2} Q^2}{[C d_1 A_1 + C d_2 A_2]^2} \quad (3.10)$$

donde:

- Q Gasto en la tubería.
- P₀ Presión aguas arriba del orificio inicial.
- i,2 Número de orificio.
- A Area del orificio en cuestión.
- P Presión en la sección del orificio en cuestión.
- C_d Coeficiente de descarga del orificio en cuestión.

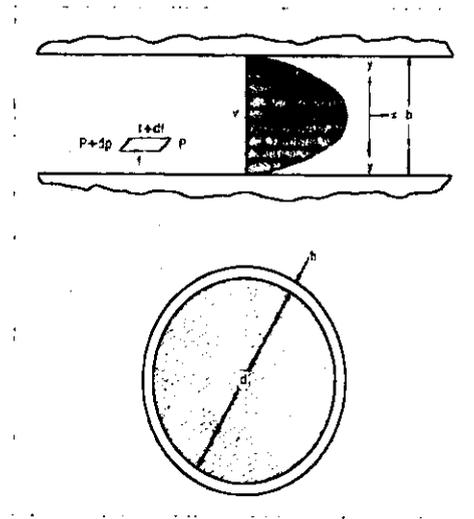
Estas ecuaciones son presentadas en la mayoría de los textos y se deducen con la consideración de que existe flujo en una sólo fase, es decir, que no existe presencia de espacios gaseosos o aire. En chorros sumergidos, estas relaciones de presión podrían ser efectivas sí:

- a).- La medición de la presión aguas arriba del orificio se realiza a una longitud correspondiente a varios diámetros desde el diafragma.
- b).- La medición de la presión aguas abajo se realiza en la vena contracta.

Si el orificio del diafragma es demasiado pequeño con relación al diámetro de la tubería y además, el gasto en la tubería es pequeño, entonces la recuperación de la presión podría darse rápidamente. Bajo esta condiciones, las pérdidas de presión, podrían compararse con una contracción brusca seguida de una expansión repentina. Cuando los orificios están en serie, la pérdida de presión más grande podría presentarse en el orificio de aguas arriba, si los orificios siguientes se encuentran a una distancia muy cercana. De lo contrario, si la distancia entre estos orificios fuese del orden de varias longitudes de diámetro, la recuperación de la presión podría ocurrir antes de que el fluido se introdujese en el segundo orificio, y las pérdidas de carga se disminuyen notablemente. (Keller, 1974).

Otro tipo de flujo semejante de gran magnitud en pérdidas de carga, es el que se presenta cuando existen orificios parcialmente abiertos o cerrados, y podría encontrarse en pistones de bombeo,

y válvulas de aguja, y es conocido como *orificios anulares* como se muestra en la lámina 3.



lám. 3.- Orificio Anular en una tubería.

Mediante una deducción semejante al desarrollo de la ecuación de flujo de Hagen-Poiseuille para régimen laminar, se puede demostrar que para el flujo de la lámina 3, se podría obtener la ecuación general del gasto, en función de la diferencia de presión (ΔP) en tuberías con orificios anulares:

$$Q = \frac{\pi d b^3 \Delta P}{12 \mu l} \quad (3.11)$$

En esta ecuación el flujo se incrementa con el cubo de la longitud entre orificios (b) y decrece en forma proporcional con la longitud transversal del diámetro interior (l).

Un dispositivo semejante, compuesto por diafragmas en serie, es el que presentan Aguilar y Rodal (Aguilar, *et al.* 1992), en un estudio teórico-experimental de placas orificio instaladas en serie en una tubería a presión, en donde determinan el espaciamiento mínimo entre las placas para usarse en acueductos de redes de agua potable, con el fin de disipar la energía excedente en la red.

Mencionan que estos dispositivos han sido empleados con frecuencia en las conducciones de agua a presión para evitar que existan tramos de conducción en acueductos con flujo a superficie libre o bien, para lograr que las bombas funcionen dentro del rango de operación que recomienda el

fabricante, cuando el acueducto funciona a gasto parcial y existe un desplazamiento parcial en el punto de operación de las bombas.

Por otra parte, mediante la medición del gradiente de presión axial aguas arriba y aguas abajo de la placa orificio es posible determinar la influencia que tiene dicho orificio sobre el patrón de flujo. Langren and Sparrow (Aguilar, 1992), mediante un estudio experimental realizado con flujo de aire, determinaron que la influencia hacia aguas arriba deja de tener relevancia hacia una distancia igual al diámetro D de la tubería; mientras que aguas abajo se tiene que después de una distancia igual a $4.5D$ no existe ya influencia del orificio. Debe señalarse que las distancias indicadas son independientes tanto de la relación d_o/D como del gasto. De esta manera, no obstante que los resultados del gradiente de presión hayan sido obtenidos con aire como fluido de trabajo, debe esperarse que para el agua se mantenga un patrón de flujo similar.

III.3.- REGULACIÓN DE LA PRESIÓN Y EL GASTO.

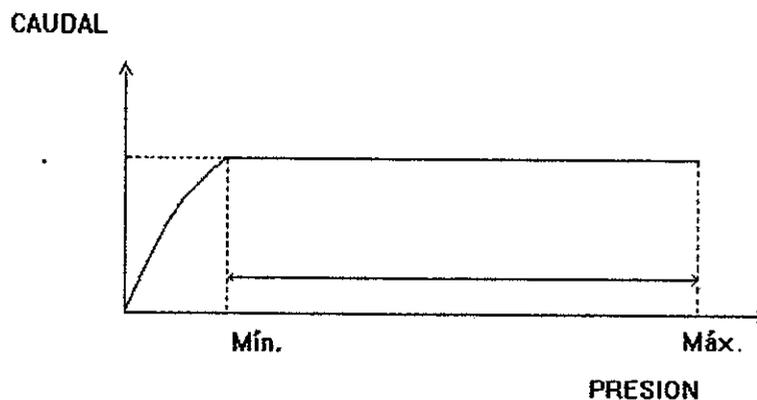
El principio de funcionamiento de los medidores de gastos en el mercado se basa principalmente en producir por algún mecanismo, un diferencial de carga de presión ($\Delta P/\gamma$), y al aplicar la ecuación de Bernoulli se determina la velocidad en la sección en función de una variación de presión, y consecuentemente se calcula el gasto al considerar el área transversal de la sección. (Miller, 1989).

En el año de 1797, Venturi publicó su trabajo sobre el principio de un medidor de gastos, que actualmente lleva su nombre, y constituyó el primer modelo comercial presentado en 1887 por Herschel Clemens, el cual desarrolló diversas investigaciones para determinar las relaciones entre la geometría del medidor y diversos diferenciales de presión.

A partir de este modelo inicial de medidor, surgió una serie de dispositivos similares utilizando el mismo principio de funcionamiento, pero con diversos e ingeniosos mecanismos para generar la caída de presión o pérdida de carga, como es el caso de la placa orificio que presenta Hickstein en 1915, y Bailey en 1916, con diversas modificaciones como es el caso del diafragma tipo tobera para la medición de gases en tuberías. (Miller, 1989).

Bajo el mismo concepto de modificar la carga de presión o de la energía en un conducto, surgieron también diversos dispositivos para controlar y regular variables significativas según sea la finalidad que se persiga. En hidráulica, el concepto de *regulación* se emplea cuando se quiere ajustar o moderar una cantidad a un valor permanente, en función de otra variable de la cual es dependiente.

La curva ideal de regulación del gasto se presenta en la lámina 4, la cual muestra, como a partir de una presión diferencial mínima, el gasto permanece constante hasta un valor de presión máximo que pudiese existir en el sistema.



lám. 4.- Curva ideal de regulación del gasto.

En conductos cuya descarga es a la atmósfera, esta ampliamente fundamentado considerar tanto el area de descarga como a la energía del sistema como los dos factores más importantes en la regulación de caudales. Al respecto, numerosas investigaciones han encaminado sus objetivos hacia la modificación de algunos de estos dos factores, obteniéndose resultados muy valiosos en la regulación de gastos, así por ejemplo, se han diseñado diversos mecanismos como válvulas multifuncionales, compuertas, diversos medidores hidrantes, regaderas, etc., las cuales tienen como principio la regulación manual o automática del area del orificio para proporcionar y en algunos casos restringir o limitar el gasto requerido. Este tipo de reguladores de caudal son los más frecuentemente usados en la hidráulica, y son ampliamente citados en la bibliografía.

Para el caso de la regulación mediante el area del orificio, existe una gran variedad de diseños de válvulas, lo que dificulta una clasificación completa. Si se clasificaran según su resistencia que

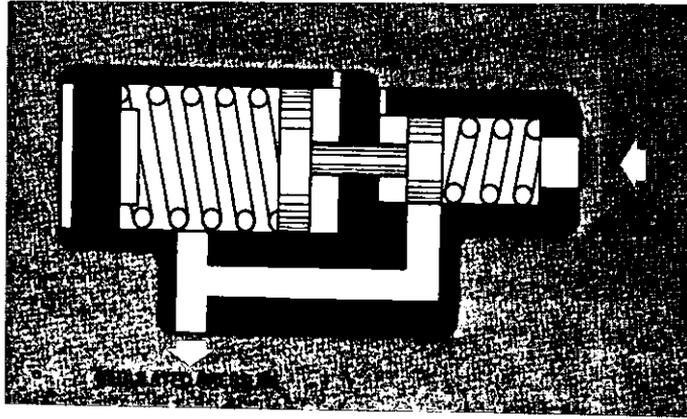
ofrecen al flujo, las que presentan un paso directo del flujo como las válvulas de compuerta, bola, macho y de mariposa pertenecen al grupo de baja resistencia; las que tienen un cambio de dirección de flujo como las válvulas de globo y angulares, están en el grupo de alta resistencia. (Tullis, 1990).

Por otra parte, la regulación del gasto mediante la modificación de la energía total del sistema, ha estado también encaminada principalmente hacia la generación de dispositivos que mediante la obturación del área de paso a través de obstáculos y cambios de dirección, provoquen una caída de presión adicional al sistema que permita restablecer el equilibrio y la continuidad del gasto.

Este tipo de reguladores tienen diversas aplicaciones en sistemas hidráulicos con problemas de presión excedente o variaciones en la red presurizada. Tal podría ser el caso del sistemas de riego presurizado como *aspersión, goteo, riego en redes colectivas a presión* etc.. Además de su utilización en la hidráulica doméstica donde se requiere obtener un resultado semejante al del riego, como por ejemplo las regaderas de baño limitadas a un gasto máximo de operación.

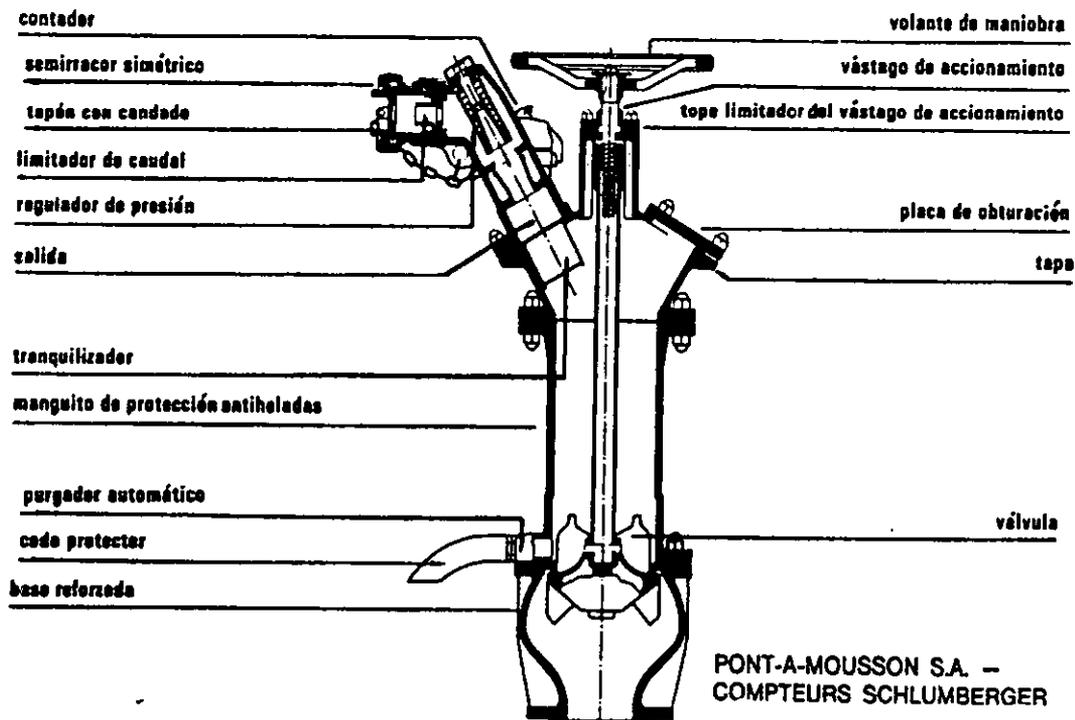
La aplicación de los reguladores de presión no sólo se reduce a fluidos como el agua, de hecho su comercialización internacional es más importante en la industria de productos neumáticos y aereodinámicos en donde es necesario mantener controlada la presión del gas o fluido. La función primaria de estos reguladores consiste en reducir la alta presión de un gas en un cilindro o línea de proceso que permita mantener un nivel de paso en el equipo de trabajo, manteniendo así la seguridad del mismo, ya que la diversidad de gases en los que se utiliza incluye productos inflamables, corrosivos, gases tóxicos y gases inertes entre otros. (<http://www.airproducts.com/>, 1997)

El funcionamiento operacional de estos reguladores consiste en la utilización de 2 cámaras de presión dentro del dispositivo; una cámara de alta presión la cual es activada por la fuerza del fluido mediante un diafragma de paso hacia otra cámara de baja presión. El equilibrio de la presión se logra cuando la fuerza en el diafragma es igual a la fuerza de oposición en la cámara de baja presión, como se muestra en la lámina 5. (Keller 1974).



lám. 5.- Equilibrio de la presión en reguladores comerciales.

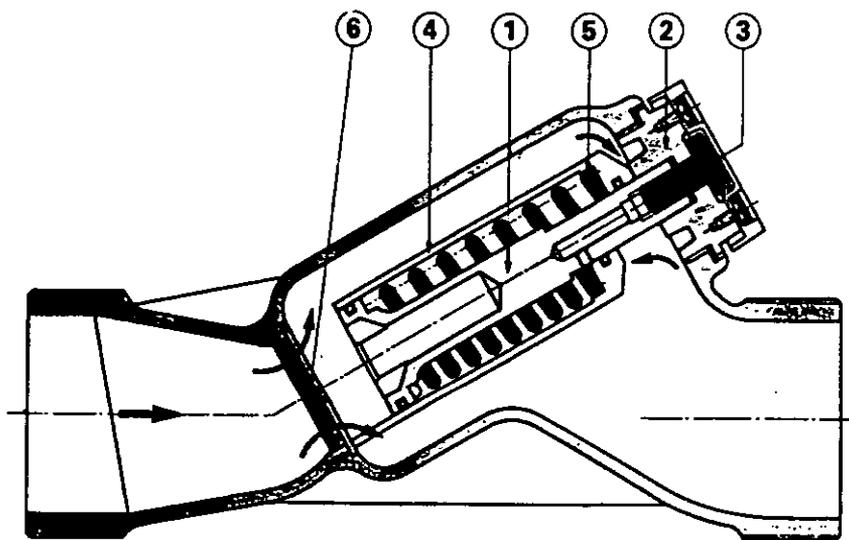
En el caso de los reguladores de presión con fines de riego, su funcionamiento depende de la técnica de riego que se está utilizando. Para el caso del riego por redes colectivas ramificadas a presión, el regulador generalmente viene integrado en el hidrante o la toma de riego, acompañado de un limitador de caudal y un válvula de descarga, como se muestra en la lámina 6.



lám 6.- Válvula reguladora de presión en redes de riego.

El regulador de presión y el limitador de caudal del hidrante cumplen conjuntamente con su

cometido de ajustar las condiciones hidráulicas básicas de diseño en que ha de producirse el suministro agua a los usuarios. El regulador de presión (lám. 7), habitualmente consiste en una campana móvil (4) sujeta a un émbolo fijo(1) por intermedio de un resorte (5). La campana puede desplazarse a lo largo del émbolo comprimiendo el resorte y obturando el orificio de paso del agua (6). El émbolo está sujeto a la carcasa exterior por medio un tornillo de acoplamiento (3). Este tornillo permite calibrar la tensión de tarado del resorte al desplazar el émbolo con respecto a la tapa (2) de la carcasa y además comunica mediante una oquedad central al interior de la campana con la atmósfera. (Flonics, S.A, 1987).



FLONIC S.A.

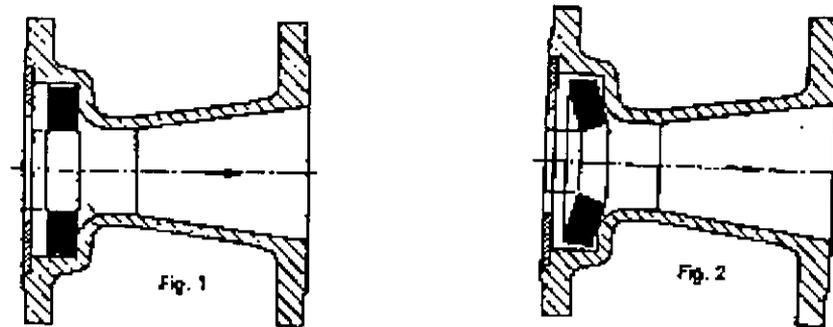
lám 7.- Partes del regulador de presión.

La presión del agua ejercida sobre la parte superior de la campana debe estar en todo momento equilibrada por la tensión del muelle. Así, si la presión aumenta, la campana se desplaza comprimiendo el resorte y al mismo tiempo estrangula el orificio de paso del agua creando la pérdida de energía adicional necesaria para restablecer el equilibrio del gasto.

La oscilación de la presión aguas abajo del regulador coincide con la de la fuerza ejercida en el muelle al variar la longitud, siendo por lo tanto función del caudal circulante y de la diferencia entre la presión disponible aguas arriba y la de tarado del mecanismo. Valores normales de esta

oscilación son de un 10% cuando el caudal circulante es el 25% del nominal y de un +25% para un caudal del 10% del nominal.

El limitador de caudal más comúnmente utilizado consiste en interponer en el conducto un diafragma deformable de caucho sobre un asiento circular divergente hacia aguas abajo, como se muestra en la lámina 8.



lám. 8.- Limitador de caudal con diafragma de caucho.

Cuando el caudal tiende a sobrepasar el nominal de diseño, el diafragma se deforma estrangulando las líneas de corriente y creando una pérdida de carga adicional que contrarresta la tendencia de aumento de caudal, manteniendo a éste en valores que no suelen superar el 10% del nominal. Mientras que el regulador de presión es un elemento que mejora la calidad con se efectúa el suministro de agua al usuario, ya que atempera las fluctuaciones de presión procedentes de la red general (muy molestas para el funcionamiento de los equipos de riego), el limitador de caudal coarta la libertad del agricultor al fijar un umbral máximo al caudal que éste puede derivar de la red de riego.

La pérdida de carga en el hidrante es función del tipo y diseño de los elementos componentes del mismo y del caudal circulante. A título informativo se puede señalar que los valores normales de esta pérdida cuando circula por el hidrante el caudal máximo previsto son: de 1 a 2 m en el regulador de presión, de 3 a 5 m en el limitador de caudal y de 0.5 a 1 m en el contador de riego. De ello se deduce que la pérdida de carga total en un hidrante cuando se está derivando el caudal punta suele ser de 0.5 a 1 atm. Así pues, la carga piezométrica con que ha de llegar el agua por

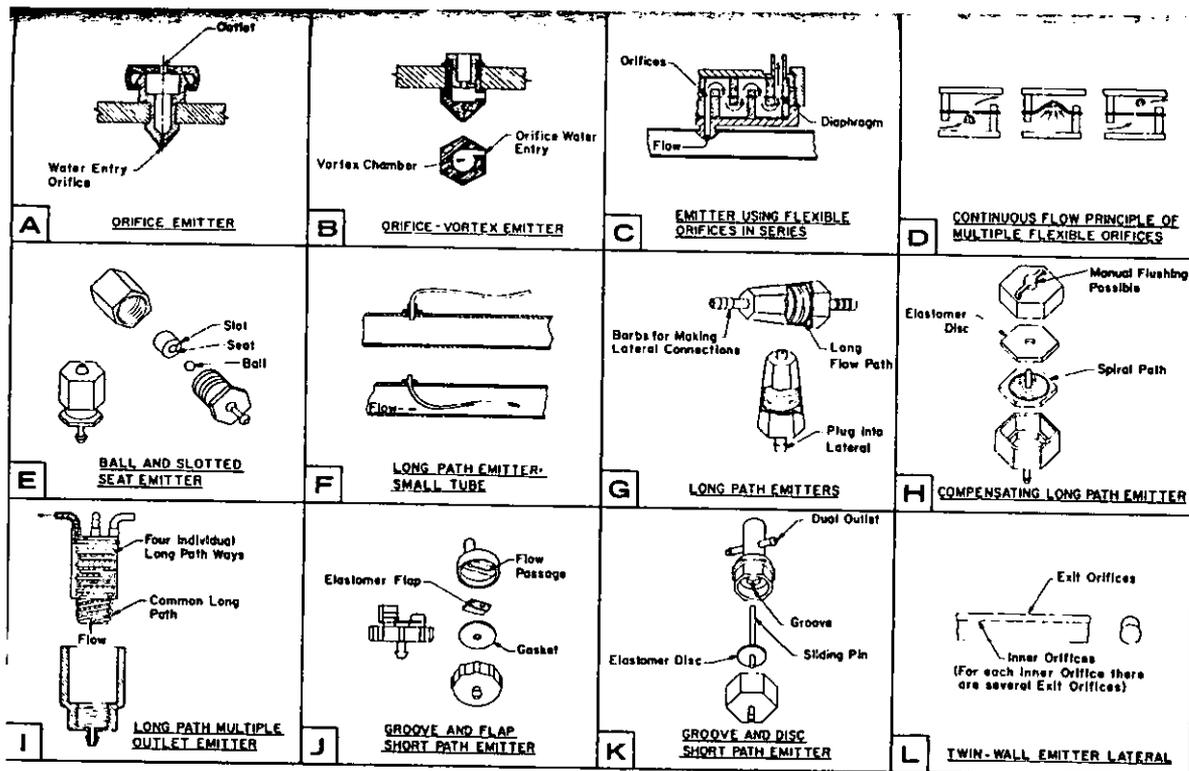
la red colectiva a cada uno de las tomas de riego habrá de ser igual, a la suma de la piezométrica de entrega a la red privada, más pérdida de carga en el hidrante.

Esta piezométrica mínima de llegada al hidrante habrá de ser calculada individualmente en cada uno de los lotes de riego que componen la zona regable en función del caudal punta derivado por ellos y demás parámetros que intervienen en el diseño de la red privada. En redes colectivas de riego a alta presión, es bastante normal que la presión de entrada en el hidrante esté situada entre los 30 y 45 m.c.a. Sin embargo, en redes de baja de presión donde las cargas de trabajo son de 3 a 8 m.c.a es prácticamente inoperante el uso de un dispositivo de esta naturaleza, o lo que es lo mismo también, es habitual prescindir del regulador de presión en todas aquellas unidades parcelarias de riego en las cuales la presión exigida en la toma es suficientemente próxima a la presión estática. (Granados, 1987).

Es evidente entonces, que la utilización de un regulador de presión da lugar a incrementar notablemente el costo total del proyecto de riego que se trate, debido a que estos dispositivos automáticos son costosos, sin embargo, *cuando la equidad y la uniformidad del suministro de agua en las plantas es un requisito de diseño de algún sistema en particular, el uso de un regulador de presión es indispensable para lograr los objetivos del proyecto.*

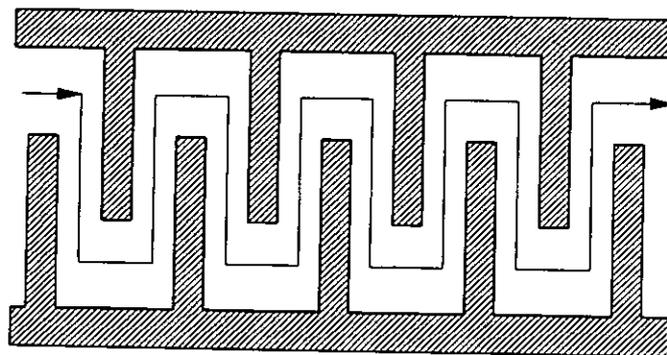
En el caso particular del riego por goteo, Peña, et al (1977), mencionan el uso de diversas modalidades de emisores que tienen como principio maximizar la pérdida de energía en el recorrido del agua en el emisor, mediante diversos mecanismos como microtubos simples de longitud variable (lám. 9F) en donde la energía se disipa por la fricción del agua con las paredes del conducto, el emisor es del tipo orificio, en donde el gasto depende de su área y de la longitud del recorrido del agua en el emisor.

De igual forma, Keller and Karmeli (1975), describen otro tipo de gotero tipo vortex que es una variante del orificio, y se caracteriza por tener una cámara circular que causa flujo en vórtice, (lám. 9B), logrando con esto, que los efectos de la resistencia al flujo y la pérdida de carga en el flujo sean mayores que en un orificio del mismo tamaño, lo que permite usar un diámetro que resulte en un área de hasta 1.7 veces más grande que en el área de paso de un orificio simple. Este tipo de goteros trabajan en flujo de régimen transicional.



Lám 9.- Diferentes tipos de goteros reguladores de presión. Fuente: Jensen (1983)

Bajo el mismo principio de maximizar las pérdidas de carga, han sido diseñados diversas opciones de goteros que combinan las pérdidas por fricción con pérdidas de carga localizada al provocar recorridos difíciles en el emisor tipo laberinto (lám . 10), y son esencialmente emisores de flujo turbulento, en donde la turbulencia es mantenida por constantes cambios de dirección y choques en las paredes del conducto:



lám.10.- Gotero de ruta tortuosa.

Este recorrido en el emisor provoca una disminución considerable en la energía del sistema, con la ventaja de que éste tipo de emisores tienen la capacidad de trabajar a presiones de entrada muy bajas con la correspondiente economía energética del sistema de riego (Netafim, 1997), además de lograr una buena regulación de gastos, tal es el caso de marcas como: Drip in Irrigation Company, Netafim, Tiger Tape, Rain Bird, Agrifim, entre otras, generalmente de fabricación israelí o estadounidense.

Peña, *et al* (1976), realizaron un análisis y evaluación experimental de goteros comerciales, con el fin de determinar los efectos de carga hidráulica, temperatura y control de calidad en materias primas que intervienen en la variación del gasto. Mediante regresión lineal múltiple, encontraron un modelo matemático que relaciona el gasto (Q), la carga de operación (H), la temperatura del agua (T) y la longitud (L) del microtubo en los goteros de la forma:

$$Q = kH^x T^y L^z$$

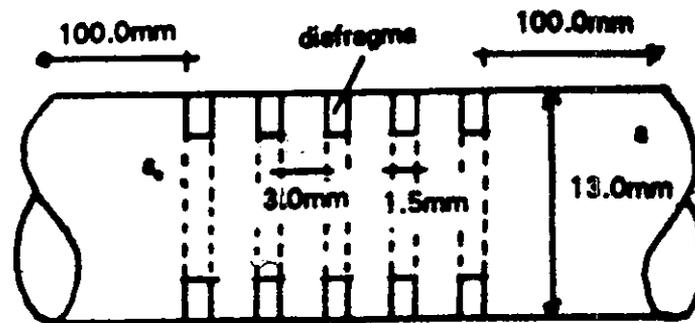
donde

k,x,y, z son los parámetros de ajuste en la regresión.

Para goteros en régimen laminar donde el valor de la longitud L del microtubo es significativa, se encontró un valor de $y = .22 \approx 1/5$, lo que indica que el gasto es bastante sensible a los cambios de temperatura, el valor de x fluctuó alrededor de 0.8, acercándose al régimen totalmente laminar. En el caso de goteros de flujo turbulento, el efecto de la temperatura no fue importante (y era alrededor de 1) y el exponente de x ≈ 0.5 .

III.4.- TRABAJOS SIMILARES.

Muñoz (1993), propone un regulador de gastos como dispositivo adicional a las regaderas domésticas compuesto por diafragmas en serie, como se muestra en la lámina 11, cuyo funcionamiento responde a la teoría de la capa límite. Para el análisis de estos perfiles emplea el modelo numérico PHOENICS (*Parabolic, Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series*), el cual mediante simulación numérica, proporciona una solución a las versiones discretizadas de sistemas de ecuaciones diferenciales gobernantes del movimiento de los fluidos, como son las ecuaciones de conservación de masa, momentum, energía y propiedades conservativas.



lám. 11.- Regulador de gastos compuesto de diafragmas en serie.

Mediante simulación numérica con el software PHOENICS, el procedimiento consistió en evaluar las pérdidas de energía que producen los diafragmas, y de esta forma regular el gasto aguas abajo del dispositivo, obteniendo resultados teóricos muy importantes, como pérdidas grandes de energía bajo condiciones de cargas hidráulicas grandes y por el contrario pequeñas pérdidas de energía bajo condiciones de cargas pequeñas.

Los resultados más relevantes que se obtienen para condiciones de funcionamiento típico, es decir, de 0.10 A 0.20 m de carga efectiva, el gasto sin dispositivo sería de 11.5 - 50 l/min, rango no permitido por el reglamento de Construcciones del D.F., México ($Q = 10$ l/min). Con el uso del dispositivo, el rango de gastos baja de 5.5 a 7 l/min, con $(A_0/A) = 0.6$, reduciendo la descarga a rangos permitidos. Aunque estos resultados provienen de una información puramente teórica, el autor recomienda el análisis o validación experimental de este tipo de dispositivos, así como la utilización del modelo PHOENICS en casos similares de funcionamiento.

III.5.- EL SOFTWARE PHOENICS.

La dinámica de fluidos computacional en años recientes ha tenido un gran auge debido principalmente al avance tecnológico en materia de software y hardware robustos y prácticos. Con el incremento en capacidades de velocidad en los cálculos, memoria y programas, las computadoras de fin de siglo, dan mejores opciones para el estudio de problemas que en mecánica de fluidos hace 20 años se consideraban imposibles.

Uno de los sistemas que surgen en esta etapa de análisis de flujos, lo constituye PHOENICS. Al igual que otros como C.F.D.2000, Easy Flow etc., PHOENICS es un programa integral computacional para el análisis de Flujo de fluidos, transferencia de masa o calor y problemas de reacciones químicas. El nombre se desprende de sus siglas *principales: Parabolic, Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series*". Contiene una serie de códigos para la integración numérica de ecuaciones diferenciales las cuales pueden ser del tipo Parabólicas, Hiperbólicas o Elípticas, misma que envuelven o gobiernan los problemas del flujo de fluidos y transferencia de masa o calor.

En Internet, actualmente se puede localizar en su *home page*, (<http://www.cham.co.uk>,) la versión 2.2 la cual según sus características supera bastante, a la versión que se menciona en el presente trabajo. El sistema en su versión 2.01, puede resolver problemas desde cero, uni, bi o tridimensionales con o sin:

- Independencia del tiempo
- Compresibilidad
- Múltiples Fases
- Superficie Libre
- Turbulencia
- Reacciones Químicas
- Coordenadas Curvilíneas
- Radiación Térmica.

Pero como es usual estas soluciones están sujetas a la difusión numérica, errores de discretización, etc.. Aunque existen varias alternativas para disminuir la influencia de estos errores. PHOENICS, tiene varias de estas alternativas, pero no es un sistema experto en la búsqueda de soluciones. Se requiere el criterio del usuario en todas las circunstancias.

IV.- MATERIALES Y METODOS.

En el presente trabajo se plantea el diseño, la construcción, y evaluación experimental de un dispositivo de pérdida de energía en tuberías, que realice las funciones de un regulador de presión y/o gastos. Cabe indicar, que para la ejecución los objetivos antes empleados se utilizaron como principal herramienta para la ejecución de los objetivos planteados, los resultados obtenidos del simulador numérico de flujos, PHOENICS combinado con experimentos de laboratorio en un procedimiento de modelación híbrida.

Mediante una propuesta inicial de geometría y condiciones de funcionamiento del dispositivo, se realizó la simulación numérica del flujo en PHOENICS en 2 diferentes modelos: Un planteamiento Bidimensional (2D) en coordenadas cartesianas y un modelo Tridimensional (3D) en coordenadas cilíndricas.

Tomando como base los resultados del segundo modelo, se realizaron varios casos de simulación para diferentes propuestas de diseño, y se construyó el modelo experimental en laboratorio para verificar los resultados. Con los resultados del modelo experimental, que proporcionaron condiciones de frontera más precisas, se procedió a realizar una modelación híbrida del sistema con el fin de calibrar las condiciones de funcionamiento del software para posibles aplicaciones posteriores.

IV.1.- DISEÑO PRELIMINAR DEL PROTOTIPO PROPUESTO.

Como trabajo previo al análisis experimental y numérico, se realizó una revisión bibliográfica con respecto a la mejor alternativa de diseño y optimización del dispositivo. Al respecto, se logró concluir que una opción viable en el diseño del regulador, podría considerarse utilizar la forma geométrica de un emisor de riego por goteo en flujo turbulento, los cuales son conocidos como tipo laberinto o de ruta tortuosa. Este tipo de dispositivos está probado que funcionan de una manera eficiente en el riego presurizado de cargas altas y bajo gasto. El principal problema en la consideración del presente diseño consistió en adaptar esta geometría para su uso en redes de riego a baja presión donde se tienen condiciones antagónicas, es decir, condiciones de cargas bajas y gastos grandes.

IV.1.1.-Análisis Geométrico e Hidrodinámico.

Con ciertas consideraciones de tipo hidrodinámico y geométricas se propuso un diseño preliminar, considerando una geometría que repercutiera directamente en el coeficiente de pérdida de carga localizada K. Para cumplir tal objetivo se implementó una sección de paso del flujo tortuosa y difícil, tipo laberinto, en donde existieran además de reducciones, cambios de dirección y flujos encontrados y una sección de ampliación; todo esto con el fin de lograr maximizar el valor del coeficiente de pérdidas que combinado con un incremento de la velocidad dentro del dispositivo se logra la necesaria reducción de la energía en el sistema de control del gasto de salida en el dispositivo.

En la lámina 12, se observan cuatro alternativas iniciales propuestas para calibrar posteriormente en forma numérica y experimental. El dispositivo propuesto consistió en una serie de placas orificio tipo diafragmas en la tubería, con una placa intermedia entre ellos que provoque un choque del chorro contraído, obligando luego a una bifurcación a 90°, para posteriormente obligar al flujo a rodear a la placa en una sección tipo codo a 180° y provocar flujo encontrados antes de entrar nuevamente a la siguiente reducción o diafragma.

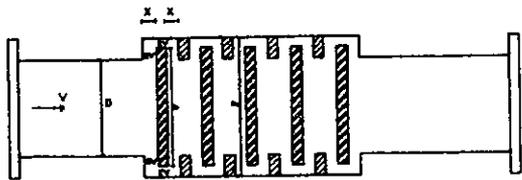


lámina 12a.- Propuesta inicial 1.

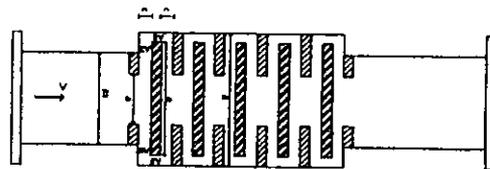


lámina 12b.- Propuesta 2.

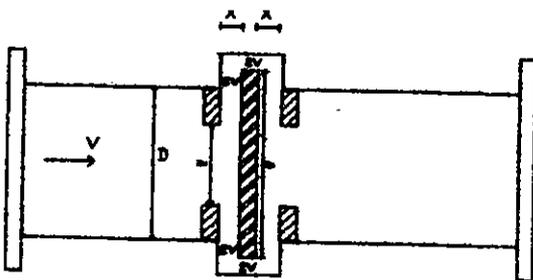


lámina 12c.- Propuesta 3.

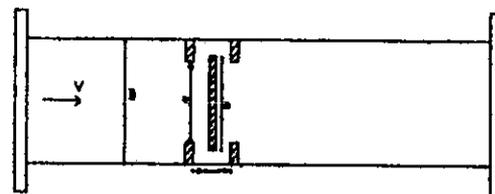


lámina 12d.- Diseño Preliminar.

Lámina 12.- Diferentes alternativas iniciales diseño en tubería de 8" de diámetro.

En un primer análisis se pretendió realizar un acomodo de las placas en la forma que se presenta en la lám. 12a, en donde se contempló una ampliación en la tubería, y las placas orificio consideradas eran de un diámetro igual al de la tubería de llegada (8"). La propuesta hidrodinámica consistió en probar diversas velocidades, mediante la modificación geométrica del area de paso en el dispositivo, es decir , con el valor del espaciamiento entre placas (x). Por el principio de continuidad, los incrementos en el valor de la velocidad inicial de la tubería repercuten en un incremento al cuadrado en el valor de las pérdidas de carga localizada dentro del dispositivo.

Este valor inicial de pérdida de energía, es el correspondiente a un sólo obstáculo, mediante una calibración numérica se trataría de encontrar una relación entre el número de golpes de choque y las pérdidas de carga logradas en la tubería. Las velocidades que se consideraron en el diseño eran para un mínimo de 0.3 m/s y para 2.0 m/s como valor máximo. El valor inicial corresponde a velocidad mínima para evitar azolvamientos y el máximo a la recomendada para evitar timbrajes y cavitación dentro del dispositivo.

Una segunda opción la constituyó la lám. 12b, en la cual ya se consideraron los diafragmas en las entrada y a la salida del dispositivo, al igual que los diafragmas interiores. Una consideración geométrica importante la constituyó el valor de la separación entre placas (x), ya que en la hidrodinámica del flujo se consideró que el valor de la velocidad media dentro del dispositivo se lograra duplicar, aumentando la eficiencia en pérdida del dispositivo, ya que como se ha dicho *las pérdidas de carga son iguales al cuadrado de la velocidad* en el sistema. (Crane, 1990).

Entonces, conocida la velocidad en el sistema, de la ecuación 1.6, el factor a evaluar directamente en el laboratorio de hidráulica era el coeficiente de pérdida de carga localizada K para cada condición geométrica e hidrodinámica. Bajo estas condiciones el modelo inicial se diseñó para un gasto de 50 l/s, ($v \approx 1.5$ m/s) y con una velocidad al doble en el interior del sistema.

IV.1.2.- Diseño Preliminar.

El modelo que se planteó inicialmente para fines de evaluación, pretendía estudiar los efectos de

regulación cuando se consideraban varios obstáculos o placas de choque en la dirección principal del flujo, sin embargo, para fines de simulación numérica se consideró una sola placa de choque o un sólo obstáculo representativo del sistema, esto con el fin de agilizar y facilitar la solución de l problema a simular, tal como se muestra en la lámina 12c. Sin embargo, se pudo comprobar mediante una cálculo estimativo con las ecuaciones empíricas para pérdida de carga localizada reportadas en Hidráulica, que la ampliación de diámetro inicialmente considerada, no tenía efecto importante en la pérdida de carga, pero sí tenía efectos importantes en la dificultad de construcción del dispositivo experimental. Por estas razones, se procedió a considerar como un primer diseño preliminar el que se muestra en la lámina 12d.

El funcionamiento del diseño preliminar dependía de varias variables lo que dificultaba el cálculo de las pérdidas de carga, tanto en forma teórica como experimental:.

- La relación óptima de diámetros entre las placas orificio (D_o) y el de la tubería (D).
- La separación entre placas. (x)
- El espesor de las placas (ϵ).
- El coeficiente de pérdidas de carga localizada K .

La representación del fenómeno en un análisis teórico sencillo, con los métodos antes expuestos, se complicó por la condición de flujo turbulento y además en el flujo se consideraron obstrucciones intermedias que alimentaban la generación de turbulencia al sistema, condición para la cual no existe solución exacta conocida. Los valores de los coeficientes de carga localizada para geometrías particulares, no representaron el fenómeno como tal, ya que no consideraban efectos importantes al funcionar junto a otro accidente como lo es diafragma con choque- doble codo - flujo encontrado- diafragma etc..

La validación experimental se complicó de tal forma, que se tendría que proceder mediante un procedimiento de prueba y error en el laboratorio, lo cual a corto plazo resulta bastante caro e inoperante por la construcción de varios modelos de prueba. Ante estos problemas, fue necesario realizar un estudio previo basado en una simulación numérica que contemplara las ecuaciones generales de la hidráulica, como lo son la ecuación de continuidad y las ecuaciones generales de movimiento o de Navier- Stokes, pero incluyendo un modelo de turbulencia que representara con mejor exactitud al fenómeno.

IV.2.- FUNDAMENTACION FISICO-MATEMATICA.

Una de las características más importantes del presente trabajo, lo constituye el hecho de tratar de realizar un análisis integral de la hidráulica de un sistema, mediante 3 puntos de vista:

A)- El punto de vista práctico donde las ecuaciones de Bernoulli y de la continuidad unidimensional son los criterios más importantes en la solución del sistema y en donde el criterio de evaluación es el método experimental.

B).- Un enfoque analítico mediante la integración numérica de las ecuaciones generales de movimiento de los fluidos, así como la de continuidad en un dominio de solución, y en donde el criterio de evaluación corresponde a los resultados de convergencia numérica y análisis residual del Código PHOENICS.

C).- La evaluación integral del estudio en donde se pretende calibrar el sistema numérico mediante los resultados del método experimental. Para llevar a cabo tal evaluación se pretende realizar una modelación híbrida, la cual consiste en una comparación y adecuación de las condiciones de simulación y experimentación del sistema.

Con base en estas tres alternativas de solución, es necesario, retomar la fundamentación físico-matemática del problema. En la regulación de la presión en tuberías, el funcionamiento hidráulico corresponde generalmente a un flujo no uniforme, donde las condiciones de turbulencia impiden tener una visión clara en la solución del problema, sin embargo, mediante la adopción de ciertas hipótesis simplificadoras (como las de los diversos modelos de turbulencia) se puede lograr una solución aproximada del sistema.

Ante esta situación, es necesario determinar con base en una fundamentación teórica, la conceptualización del problema, iniciando con la deducción de la ecuación de continuidad en su forma unidimensional clásica para conductos, hasta el complejo tratamiento tridimensional. De igual forma, se realiza la deducción de las ecuaciones generales de movimiento o de Navier - Stokes con la asunción de flujo turbulento al sistema, y partiendo de éstas, se obtiene la Ecuación de Bernoulli en su forma clásica para conductos a presión, todo esto con el fin de demostrar, que

el criterio de solución puede realizarse con cualquier punto de vista definido al inicio del capítulo.

IV.2.1.- Ecuaciones básicas en la hidráulica.

Todos los fluidos en movimiento satisfacen el principio de conservación de la masa. Así, al estudiar el movimiento de fluidos homogéneos, éste conduce a la ecuación de continuidad, la cual relaciona las variaciones espaciales de la densidad y la velocidad respecto al tiempo. Cuando se trata de fluidos en los que las variaciones de la temperatura no tienen importancia y cuando no se añade o quita energía por medio de un medio mecánico externo, los principios básicos son el de conservación de masa y la segunda ley de Newton, que se complementan con las ecuaciones que relacionan los esfuerzos con las rapidez de deformación:

Proceso	Principio o ley que lo rige	Ecuación en Hidráulica
Transferencia de masa	Conservación de la materia	Continuidad
Transferencia de cantidad de movimiento	2da Ley de Newton Ecuaciones constitutivas del fluido	Cantidad de movimiento Navier- Stokes o Ecuación general del movimiento
Transferencia de calor	la ley de Termodinámica o Conservación de la energía	Bernoulli

Tabla 1.- Ecuaciones en la hidráulica.

IV.2.2.- Ecuación de Continuidad.

La ecuación de continuidad se desarrolla a partir del principio general de Conservación de Masa, el cual afirma que dentro de un sistema, la masa permanece constante con el tiempo, es decir:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (4.1)$$

Partiendo de la consideración de un volumen de control unitario fijo a un sistema de referencia, se puede demostrar (Daily - Harleman, 1975), que la expresión general de la conservación de masa para el volumen de control sería:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \partial V = \oint_{sc} \rho q dA \quad (4.2)$$

donde:

∂V es el elemento de volumen.

q es el campo general de velocidades $q = q(x,y,z,t)$.

dA es el vector diferencial de area dirigido hacia el interior del volumen de control.

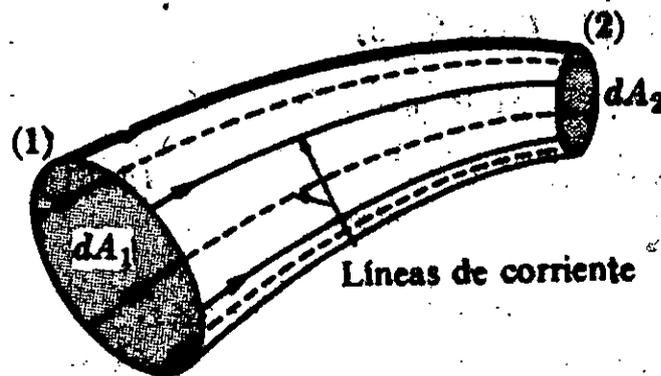
ρ es la densidad.

t es el tiempo.

En otras palabras la ecuación de continuidad para un volumen de control, afirma que la rapidez de variación de aumento de la masa dentro del volumen de control es justamente igual a la rapidez neta de flujo hacia dentro del volumen de control. Generalizando para flujo permanente, el término temporal de la ecuación (4.2) se anula ya que la masa total dentro del volumen de control es constante con respecto al tiempo, la ecuación se transforma:

$$\oint_{sc} \rho q \cdot dA = 0 \quad (4.3)$$

esta ecuación se aplica a un flujo permanente de un fluido compresible. Siendo este el caso, es conveniente considerar un volumen de control cuyas fronteras longitudinales coincidan con las de un tubo de corriente y cuyas fronteras transversales formen ángulos rectos con las líneas de corriente en la forma mostrada en la lám. 13.



lám. 13.- Tubo de corriente de un flujo permanente tomado como volumen de control.

Si por definición de tubo de corriente, no existe flujo a través de las fronteras longitudinales, la integral sobre la superficie del volumen de control de la ecuación (4.3) se debe de calcular sobre

la secciones transversales (1) y (2), mostradas en la lámina 13. Entonces, el gasto en masa es:

$$\rho_1 q_1 dA_1 = \rho_2 q_2 dA_2 \quad (4.4)$$

las posiciones de las secciones (1) y (2) son arbitrarias, por lo tanto, para flujos permanentes, el gasto en masa a lo largo del tubo de corriente es:

$$\rho q dA = \text{constante} \quad (4.5)$$

y si además se considera flujo incompresible ($\rho = \text{constante}$) y uniforme a lo largo del tubo ($\rho_1 = \rho_2$), y:

$$q_1 dA_1 = q_2 dA_2 = dQ \quad (4.6)$$

donde dQ es el gasto en volumen.

Entonces la ecuación (4.6) se puede integrar sobre A_1 y A_2 de tal forma que:

$$\int_{A_1} \rho_1 q_1 dA_1 = \int_{A_2} \rho_2 q_2 dA_2 = \int \rho dQ \quad (4.7)$$

Si se define a la velocidad media como:

$$V = \frac{\int q dA}{A}$$

la ecuación (4.7) se transforma en:

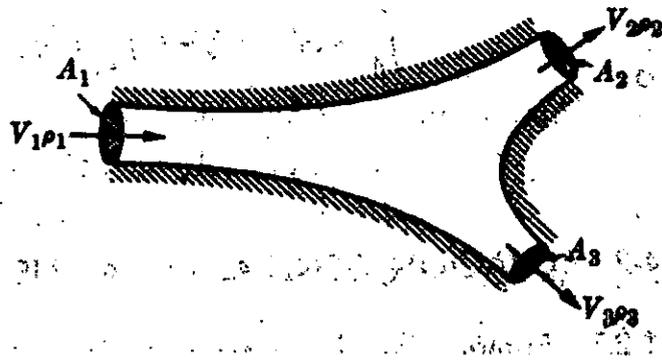
$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (4.8)$$

la cual es la forma “*unidimensional*” de la ecuación de continuidad. Nuevamente si la densidad es considerada constante y uniforme a todo lo largo del sistema, ($\rho_1 = \rho_2$), entonces:

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (4.9)$$

Los conceptos de continuidad establecidos para el volumen de control en forma de tubo de corriente, pueden generalizarse para incluir un volumen de control cuyas fronteras longitudinales

coincidan con las del conducto como se muestra en la lámina 14:



lám. 14.- Volumen de control coincidente con las fronteras del conducto.

Entonces, considerando el caso de la bifurcación de la lám. 14 se tendría el caso siguiente:

$$\int_{A_1} \rho_1 q_1 dA_1 = \int_{A_2} \rho_2 q_2 dA_2 + \int_{A_3} \rho_3 q_3 dA_3 \quad (4.10)$$

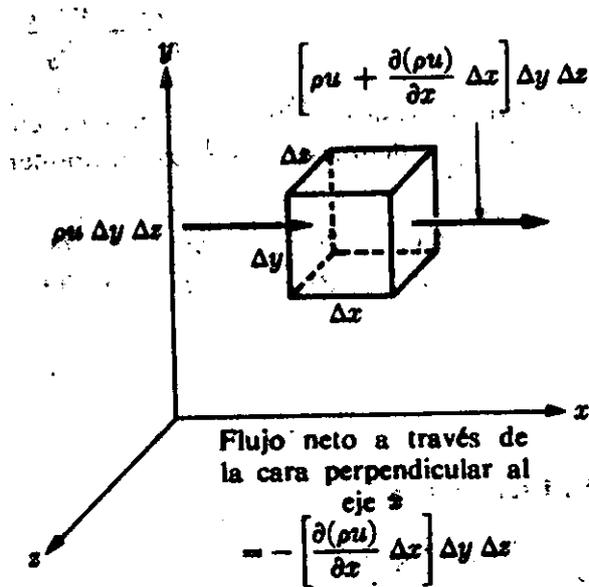
o lo que es lo mismo:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 + V_3 A_3 \quad (4.11)$$

que es la condición de continuidad con volumen de control de líneas de corriente finitos.

4.2.2.1.- Ecuación de continuidad en su forma diferencial.

La versión tridimensional de la expresión de conservación de la masa, se obtiene considerando un volumen de control diferencial Δx , Δy , Δz en una región cuya densidad y velocidad son funciones de la posición en el espacio y en el tiempo.



lám.15.- Volumen de control diferencial para la conservación de la materia.

De la lám. (15) se puede calcular el flujo de masa por unidad de tiempo que circula a través de cada cara del cubo, entonces, para cada una de las tres direcciones se obtiene:

$$- \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \Delta x \right] \Delta y \Delta z \quad - \left[\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \Delta y \right] \Delta z \Delta x \quad - \left[\frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \Delta z \right] \Delta x \Delta y$$

Del principio de conservación de la materia, la suma de estas tres componentes deberá ser igual a la rapidez de variación, con respecto al tiempo, de la masa que hay dentro del volumen del cubo esto es:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Delta x \Delta y \Delta z)$$

Aquí, Δx , Δy y Δz son independientes del tiempo ya que el volumen de control es fijo. Combinando y factorizando con respecto a Δx , Δy y Δz se obtiene que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.12a)$$

o lo que es lo mismo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{q} = 0 \quad (4.12b)$$

por otra parte el operador $(\nabla \cdot \rho \mathbf{q})$ se puede expresar de la forma : (Maza, 1985)

$$(\nabla \cdot \rho \mathbf{q}) = \rho(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \mathbf{q}(\nabla \cdot \rho)$$

entonces, la ecuación (4.12) queda de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \left[u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} \right] = 0 \quad (4.13)$$

que es la ecuación de continuidad en su forma diferencial, para flujo variado y compresible. Para condiciones de estado permanente donde $\partial \rho / \partial t = 0$ y flujo incompresible con densidad uniforme con respecto a las coordenadas espaciales, entonces la ecuación se convierte en:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \nabla \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (4.14)$$

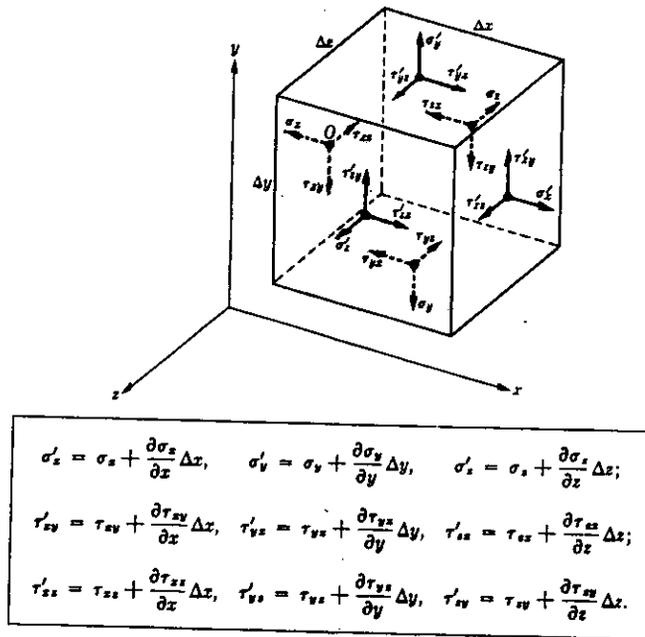
la cual es la ecuación general de continuidad para flujo compresible y en estado permanente.

IV.2.3.-Ecuación General del Movimiento o de Navier-Stokes.

Considerando un flujo newtoniano en movimiento y un volumen de control como el de la fig (16), cuya masa es $\Delta m = \rho \nabla$ en el volumen considerado, entonces, $\Delta m = \rho \Delta x \Delta y \Delta z$. Si se aplica una fuerza no equilibrada ΔF sobre dicho elemento, éste sufrirá una aceleración a con la misma dirección y sentido que ΔF , que según la segunda ley de Newton se relaciona de la siguiente

forma:

$$a\Delta m = \Delta F. \quad (4.15)$$



lám 16.- Esfuerzos sobre las caras de un volumen de control.

La fuerza ΔF cuyos componentes son ΔF_x , ΔF_y , ΔF_z esta integrada: por un lado, de fuerzas de cuerpo, $f\Delta m$ como gravitatorias, aplicadas en el centro de gravedad del elemento, y por otro lado fuerzas de presión y tangenciales aplicadas en la superficies que delimitan el elemento de que se trata. Si se considera el elemento de la lámina 16, y se denominan como f_x , f_y , f_z los tres componentes de la fuerza másica f o fuerza de cuerpo por unidad de masa, la fuerza resultante en la dirección x , es igual a:

$$\Delta F_x = (\rho\Delta x\Delta y\Delta z) f_x - \sigma_x\Delta x\Delta z + \left(\sigma_x + \frac{\partial\sigma_x}{\partial x}\Delta x\right)\Delta y\Delta z - \tau_{xy}\Delta z\Delta x + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}\Delta y\right)\Delta x\Delta z - \tau_{zx}\Delta x\Delta y + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}\Delta z\right)\Delta x\Delta y$$

dividiendo entre el valor de $\Delta V = \Delta x\Delta y\Delta z$ y substituyendo en la ecuación (4.15), y simplificando se tiene:

$$\rho a_x = \rho f_x + \left[\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] \quad (4.16a)$$

de igual forma para las otras dos direcciones:

$$\rho a_y = \rho f_y + \left[\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right] \quad (4.16b)$$

$$\rho a_z = \rho f_z + \left[\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \right] \quad (4.16c)$$

donde a_x , a_y , a_z son los componentes del vector aceleración a .

Las tres ecuaciones anteriores reciben el nombre de ecuaciones de equilibrio y constituyen la versión diferencial de la ecuación de cantidad de movimiento. Sin embargo, a pesar de su importancia en la hidráulica estas ecuaciones son poco útiles, ya que se suele trabajar con velocidad y presiones en lugar de hacerlo directamente con los esfuerzos. Para tal efecto, haciendo uso de las relaciones esfuerzo y rapidez de deformación para fluidos newtonianos, con hipótesis simplificatorias para los esfuerzos normales: (Daily- Harleman, 1975)

$$\sigma_x = -P + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad \sigma_y = -P + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad \sigma_z = -P + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (4.17a)$$

y para los esfuerzos tangenciales:

$$\tau_{yx} = \tau_{xy} = \mu \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left[\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right] \quad (4.17b)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left[\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right]$$

donde para su deducción se consideraron nulos los efectos de dilatación por viscosidad y flujo incompresible.

Además si se considera que las fuerzas de cuerpo son solamente debidas al campo gravitacional, entonces, la fuerza gravitacional por unidad de masa es la aceleración de la gravedad g , cuyas componentes están dadas por: $\vec{g} = ig_x + jg_y + kg_z$, entonces al substituir esta consideración y las ecuaciones (4.17), en las ecuaciones de equilibrio (ecs. 4.16) se tiene que para la dirección x :

$$\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + 2\mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial z} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] = \rho a_x \quad (4.18a)$$

agrupando convenientemente se pueden expresar de la forma:

$$\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho a_x \quad (4.18b)$$

considerando flujo incompresible: $\nabla \cdot \mathbf{q} = 0$, la ecuación anterior se reduce a: (Maza, 1985)

$$\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] = \rho a_x \quad (4.19a)$$

para las otras dos direcciones:

$$\rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] = \rho a_y \quad (4.19b)$$

$$\rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] = \rho a_z \quad (4.19c)$$

considerando al vector aceleración como la derivada total de velocidad con respecto al tiempo (du/dt) y considerando sus componentes temporal y advectivas de la forma clásica: (Daily-Harleman, 1975):

$$a_x = \frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \quad (4.20a)$$

$$a_y = \frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \quad (4.20b)$$

$$a_z = \frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \quad (4.20c)$$

Sí h se mide en dirección vertical (positiva hacia arriba), las componentes de la aceleración debida a la gravedad son:

$$g_x = -g \frac{\partial h}{\partial x}, \quad g_y = -g \frac{\partial h}{\partial y}, \quad g_w = -g \frac{\partial h}{\partial z}, \quad (4.21a)$$

De esta forma, sí los ejes cartesianos del sistema están orientados de manera que h y z sean coincidentes, entonces, $g_x = g_y = 0$, y:

$$g_z = -g \quad (4.21b)$$

El signo menos que aparece en la ecuación anterior se debe a que la aceleración de la gravedad sólo actúa en la dirección negativa de la distancia vertical h . Bajo estas consideraciones y las de las ecuaciones 4.20, substituyéndolas en las ecuaciones 4.19, constituyen la forma cartesiana de las ecuaciones de Navier- Stokes para flujo incompresible que manifiestan viscosidad constante. Denominadas así en honor a sus creadores Sir George Navier y Stokes, las cuales en notación cartesiana se escriben de la forma:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -g \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (4.22a)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -g \frac{\partial h}{\partial y} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (4.22b)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -g \frac{\partial h}{\partial z} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (4.22c)$$

Utilizando notación vectorial las ecuaciones 4.22, resultan de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \vec{q}}{\partial t} + (\vec{q} \cdot \nabla) \vec{q} = -g \nabla h - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{q} \quad (4.23)$$

En términos generales la ecuación de Navier-Stokes representa la versión diferencial de la ecuación de cantidad de movimiento, y es una ecuación de transporte de la cantidad de

movimiento lineal de un flujo. Algunos autores consideran conveniente manejar notación de tipo tensorial, para representar este tipo de ecuaciones vectoriales. La ecuación (4.23) en notación indicial se resumiría de la siguiente manera:

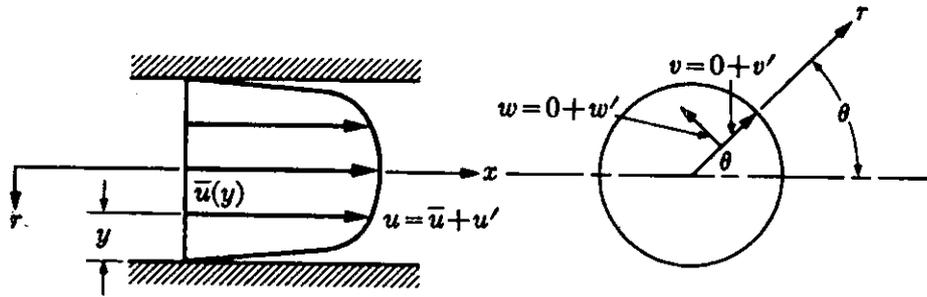
$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (4.24)$$

donde los subíndices i y j pueden tener valores de 1, 2 y 3, para una misma ecuación, es decir pueden existir u_1, u_2, u_3 componentes de velocidades, y x_1, x_2 y x_3 términos espaciales, los cuales se podrían interpretar como los componentes de velocidad u, v, w y las coordenadas x, y, z respectivamente.

Los fluidos densos como los líquidos, tienen gran capacidad térmica. Entonces, los cambios en la temperatura debidos a fricciones internas, son pequeños. En estos casos la densidad y la viscosidad varían poco y pueden tomárseles como constantes. Por lo tanto, las ecuaciones de Navier- Stokes, pueden usarse aún cuando el sistema no esté en condiciones completamente isotérmicas.

Para fluidos incompresibles y flujos isotérmicos en un campo gravitacional, hay cuatro variables de flujo, u, v, w , y p las cuales aparecen en las ecuaciones generales del movimiento. Entonces las tres ecuaciones de movimiento (4.22) más la de conservación de la masa (ec. 4.14) son suficientes para obtener una solución cuando se especifican las condiciones de frontera. El sistema completo de ecuaciones, antes mencionado, deberá satisfacer las condiciones en la frontera, tanto cinemáticas como físicas (paredes de los conductos por ejemplo). Las condiciones cinemáticas son aquellas que especifican que las velocidades normales a cualquier frontera o pared rígida, y deben ser iguales a la velocidad en la frontera (esto es, cero para fronteras estacionarias).

En muchos casos, como en el flujo en tuberías circulares, es conveniente trabajar en otro sistema de coordenadas que no sea el cartesiano. Entonces las ecuaciones de movimiento y continuidad deben ser transformadas a coordenadas cilíndricas o esféricas. La lámina 17, muestra las características de una situación de flujo tridimensional en una tubería trabajando en coordenadas cilíndricas:



lám 17.- Diagrama de definición para el flujo turbulento en una tubería.

Las ecuaciones para un fluido incompresible, en coordenadas cilíndricas (x, r, θ) , en términos de sus componentes de velocidad $q = q(u, v, w)$, son como se muestran a continuación:

Componente x :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (4.25a)$$

Componente r :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w^2}{r} \right) = \rho g_r - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\nabla^2 v - \frac{v}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \quad (4.25b)$$

Componente θ :

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{v w}{r} \right) = \rho g_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left(\nabla^2 w - \frac{w}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) \quad (4.25c)$$

donde ahora:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$$

La ecuación de continuidad en coordenadas cilíndricas para un fluido de densidad constante es:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v) + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} = 0 \quad (4.26)$$

De igual forma cuando se consideran coordenadas cilíndricas, los términos a resolver en el sistema son u, v, w y p , conocido el radio r .

IV.2.4.- Ecuaciones de Movimiento para Flujo Turbulento.

Las ecuaciones de movimiento de un fluido viscoso deducidas anteriormente, se aplican en general, tanto a flujos turbulentos como en no turbulentos. El movimiento turbulento, una vez establecido, tiene una naturaleza aleatoria lo cual hace difícil describirlo exactamente. Cuando las ecuaciones generales de movimiento o de Navier-Stokes, se promedian estadísticamente en el espacio y en el tiempo en función de una velocidad media y una componente de fluctuación para la velocidad, de la forma:

$$U_i = \overline{U}_i + u'_i \quad \text{y} \quad P = \overline{P} + p' \quad (4.27)$$

donde:

$$\overline{U}_i = \frac{1}{T} \int_0^T U_i \, dt \quad (4.28)$$

y \overline{U}_i , es la velocidad considerada como media en un espectro de variaciones de velocidades y u'_i , la fluctuación de velocidad independiente del tiempo, y T igual a un período de tiempo grande; substituyendo estos valores en las ecuaciones de Navier-Stokes en notación tensorial (ecs. 4.24), y considerando los postulados de Reynolds (Ramírez, 1997), se obtienen las ecuaciones de Reynolds para flujo turbulento en notación tensorial de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{U}_i}{\partial X_j^2} - \overline{u'_i u'_j} \quad (4.29)$$

donde ahora el sistema a resolver, está en función de las componentes de velocidad media \overline{U}_i y la presión media (P), pero, con la introducción de nuevas variables al sistema que provocan el problema de cierre de las ecuaciones. Este es el caso de los productos de las fluctuaciones $\overline{u'_i u'_j}$, los cuales son conocidos como los *esfuerzos de tensión de Reynolds*, y son los causantes directos de la producción de turbulencia en el flujo.

Estos productos de fluctuaciones, forman el conjunto de esfuerzos adicionales a la solución del

sistema, ya que proporcionan incrementos en la cantidad de movimiento del sistema ya sea a la intensidad de presión normal que actúa en la dirección del flujo o a la velocidad del flujo. En notación cartesiana para las tres direcciones principales:

$$\tau_{ij} = \begin{bmatrix} -\overline{u'^2}, & -\overline{u'v'}, & -\overline{u'w'} \\ \overline{v'u'}, & -\overline{v'^2}, & -\overline{v'w'} \\ -\overline{w'u'}, & -\overline{w'v'}, & -\overline{w'^2} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Existen tres esfuerzos independientes en la matriz de 4.30, al considerarse de la misma magnitud por lo que de los 9 existentes, en el problema de cierre del sistema de ecuaciones sólo se consideran 6 incógnitas nuevas, suficientes para dejar irresoluble el sistema.

Con relación al esfuerzo tangencial que se incrementa con la turbulencia, Boussinesq en 1877, expresó al esfuerzo tangencial que se incrementa con la turbulencia relacionándolo con respecto a una *viscosidad vorticosa* (η) o también conocida como viscosidad turbulenta (Hanjalic y Launder, 1971) ó viscosidad efectiva (Spalding, 1989), la cual depende del estado de movimiento. Así, para el caso bidimensional, el esfuerzo total en términos de la velocidad media estadística (\bar{u}) se expresa de la forma: (Daily-Harleman, 1975)

$$\tau|_{turb} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + \eta \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (4.31)$$

Es decir, que el esfuerzo cortante para flujo turbulento, se expresa en función de una viscosidad molecular dinámica (μ) definida por la ley newtoniana de viscosidad y una viscosidad turbulenta (η) la cual depende del estado de movimiento del flujo y esta asociada con la turbulencia.

Cuando el flujo es laminar $\eta=0$, y la ecuación (4.31) se reduce a la forma clásica para calcular el esfuerzo cortante para éste tipo de régimen. En cambio cuando existe una turbulencia totalmente desarrollada en el flujo, el término $\mu(d\bar{u}/dy)$ es frecuentemente despreciable, por lo que la ecuación (4.31) se transforma en:

$$\tau \approx \eta(d\bar{u}/dy) \approx -\overline{u'v'} \quad (4.32)$$

la ecuación (4.32) representa una de las aproximaciones más empleadas para determinar el comportamiento de los esfuerzos cortantes, asumiendo una relación directa con la viscosidad turbulenta (η) y el gradiente de velocidades medias en el sistema. Para tratar de incluir este término en la solución del sistema, se han planteado diversos modelos de turbulencia basadas en deducciones analíticas con algunas hipótesis simplificadoras y confrontadas con estudios experimentales.

Un término importante en los modelos de turbulencia corresponde al concepto introducido por Prandtl, el cual es conocido como *longitud de mezcla* (l), y se define como la distancia recorrida por un elemento fluido fluctuante, antes de adquirir la velocidad de una nueva región y está directamente relacionada con la magnitud de la velocidad media de la nueva región, suponiendo también que en un flujo tridimensional dos componentes de velocidad fluctuantes ortogonales son proporcionales una a otra, es decir: (Daily- Harleman, 1975),

$$|v'| \propto l \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \quad \text{además de que} \quad |u'| \propto |v'|.$$

Sustituyendo estas igualdades en la ecuación (4.31) se llega a una expresión de la forma siguiente para un flujo bidimensional:

$$\tau = l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (4.33)$$

entonces, de las ecuaciones (4.31 y 4.33), se puede deducir que la viscosidad vorticosa (η) es igual a:

$$\eta = l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \quad (4.34)$$

y de esta manera esta ecuación puede usarse para sustituir a $-\overline{u'v'}$ (ec. 4.31) si se considera una variación de la fluctuación de la velocidad en la dirección ortogonal al flujo. En algunos casos particulares se ha considerado con cierto éxito en la turbulencia cerca de una pared, que la longitud de mezcla depende de la distancia a partir de la pared, mediante un modelo predictivo el cual puede ser un comportamiento lineal o parabólico, según sea el caso.

Este tipo de modelos son considerados de orden cero, porque no consideran que la turbulencia sea transportada o se encuentra en equilibrio local con respecto a cierta longitud. Dicho de otra manera, no se resuelve ninguna ecuación de transporte adicional para los términos de turbulencia. Cuando esto sucede, el modelo de turbulencia puede contener los efectos de transporte y son llamados modelos de una ecuación porque se resuelve una ecuación adicional para el transporte de energía cinética (k) en el sistema (o la escala de velocidad). Para éste caso en particular la viscosidad turbulenta se puede calcular de la forma: (Spalding, 1989)

$$\eta = C_M l k^{\frac{1}{2}} \quad (4.35)$$

donde ahora k es una variable dependiente, y es resuelta mediante una ecuación de transporte en el sistema de ecuaciones definido de igual forma que la ecuación 4.24, l es la longitud de mezcla y C_M es una constante.

Entonces, un modelo de una ecuación representa una cantidad para el transporte de las propiedades de la turbulencia, y es superior a un modelo de ecuación cero, sin embargo para este caso una de las incógnitas prevalece y es la longitud de mezcla (l), por lo que es necesario recurrir a otro de modelo que pueda proveer información al respecto, éste tipo de modelos son conocidos como de dos ecuaciones y son ampliamente conocidos como tipo k - ϵ , ya que resuelve además de una ecuación de transporte para la energía cinética (k), otra ecuación para la tasa de disipación de la turbulencia (ϵ), la cual está relacionada con la longitud de mezcla con la ecuación:

$$l = \frac{C_p k^{\frac{3}{2}}}{\epsilon} \quad (4.36)$$

donde C_p es una constante definida según la experimentación.

Entonces, en un modelo k - ϵ la longitud de mezcla ya no se calcula igual que antes, pero es deducida a partir de la ecuación de transporte de la tasa de disipación. Este modelo es el más comúnmente usado en diversos tipos de flujos, con resultados de buena aproximación.

En síntesis, la modelación estadística de la turbulencia se podría decir, que tiene como base el

sistema de ecuaciones representado por la ecuación (4.24), en el que ahora considerando un modelo de turbulencia de 2 ecuaciones tipo $k - \epsilon$, se tendrían 6 variables dependientes en la solución del sistema de ecuaciones no lineales.

Existe bastante información sobre la modelación numérica de la ecuación de Navier-Stokes para condiciones de con o sin turbulencia, sin embargo, la complejidad del sistema es tal, que hasta la fecha no existe aún, alguna analogía o solución exacta con respecto al movimiento del flujo. Por su carácter fuertemente no lineal, y el problema de cierre en la ecuaciones que se produce con la introducción de los esfuerzos de Reynolds, además de su alta sensibilidad a las condiciones iniciales del problema, se ha ligado el problema de solución del sistema a un problema de tipo caótico e imposible de resolver.

Una vez agotados los intentos por tratar de encontrar una solución exacta o analítica, se ha intentado descifrar el complejo esquema mediante modelación numérica basada en algoritmos sofisticados de programación, que en cierta forma consideran el problema de la no linealidad y el de cierre con modelos de turbulencia aproximados por deducciones empíricas y coeficientes experimentales. Sin embargo, debido a que la modelación de la turbulencia necesariamente tiene que ser tridimensional, los modelos numéricos, necesitan gran capacidad en los tiempo de cálculo además, de bastante memoria disponible en la máquina para que se realicen numerosas operaciones.

Sin embargo, el notable avance y desarrollo de la tecnología computacional, ha permitido que las soluciones mediante aproximaciones numéricas de los problemas de la dinámica de los fluidos se realicen en forma efectiva, con mas rapidez y con cierto de grado de confiabilidad, para algunas aplicaciones prácticas, lográndose un desarrollo similar en la comprensión del fenómeno.

IV.2.5.- Ecuación de Bernoulli.

En muchas ocasiones, como se describió anteriormente, el planteamiento de un problema hidráulico, envuelve demasiadas variables en su solución. Tal podría ser el caso del flujo en tuberías donde por la condición de flujo no uniforme, altas velocidades, variaciones de presión, turbulencia y diversas condiciones geométricas, las solución del sistema podría en algunos casos

considerarse verdaderamente imposible.

Bajo estas condiciones, el ingeniero hidráulico quien es el que esta en contacto directo con problemas de esta naturaleza, se ha visto obligado a utilizar ecuaciones de conservación de masa y de energía más simplificadas y con ciertas consideraciones en la utilización de las mismas, ya que el tratamiento de flujos con base exclusivamente en el análisis matemático es insuficiente para resolver todos los problemas, si no es con el auxilio de *métodos experimentales*, para calibrar las variables que son desconocidas en el sistema.

Así por ejemplo, en función de variables promediadas en el tiempo y en el espacio, la ecuación de continuidad deducida anteriormente en su versión unidimensional (ec.4.9) es la ecuación más general en la solución de problemas prácticos de flujo en tuberías a presión. De igual forma para la ecuación de Conservación de la Energía, que en su forma más práctica es la ampliamente conocida **Ecuación de Bernoulli**, la cual por su utilidad y facilidad de aplicación ha permitido simplificar en gran escala la complejidad de la mayoría de los flujos a presión e incluso a superficie libre.

Existen múltiples y variadas formas de representar la ecuación de Bernoulli, según el tipo de problema y condición de flujo a la que se aplique. Maza, *et al* (1985), realizan un análisis bastante completo y detallado sobre la deducción de la ecuación de Bernoulli, a partir de la Ecuación general de cantidad de movimiento o de Navier-Stokes. Para el presente trabajo considerando que la evaluación del dispositivo se realizará en forma numérica al resolver la ecuación de movimiento en flujo turbulento o ecuaciones de Reynolds con modelo de turbulencia k-ε en PHOENICS, y para el caso experimental, se resolverá el sistema con la ecuación de Bernoulli, se representará ésta, considerando inicialmente flujo sin fricción, es decir se desprecian los efectos viscosos y cualquier otro efecto secundario en el flujo como pérdidas de carga localizada etc.. que en notación clásica se reduce a la forma:

$$\frac{P}{\gamma} + h + \frac{V^2}{2g} = cte = H \quad (4.37)$$

la cual, es la ecuación de Bernoulli para un fluido no viscoso, incompresible y permanente; además, establece que para esas condiciones, la suma de las cargas de posición (h), presión (P/γ)

y velocidad ($V^2/2g$) es decir, la carga total (H), es constante, en cualquier punto a lo largo de una misma línea de corriente.

Si se consideran 2 puntos en la línea de corriente de la lám. 13, la ecuación de Bernoulli, toma la forma:

$$\frac{P_1}{\gamma} + h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + h_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (4.38)$$

Si se desea aplicar la ecuación (4.38) a un flujo real, o sea un flujo en donde los efectos viscosos afectan su comportamiento, habrá necesidad de introducir un término adicional, ΔH a dicha ecuación, esto es:

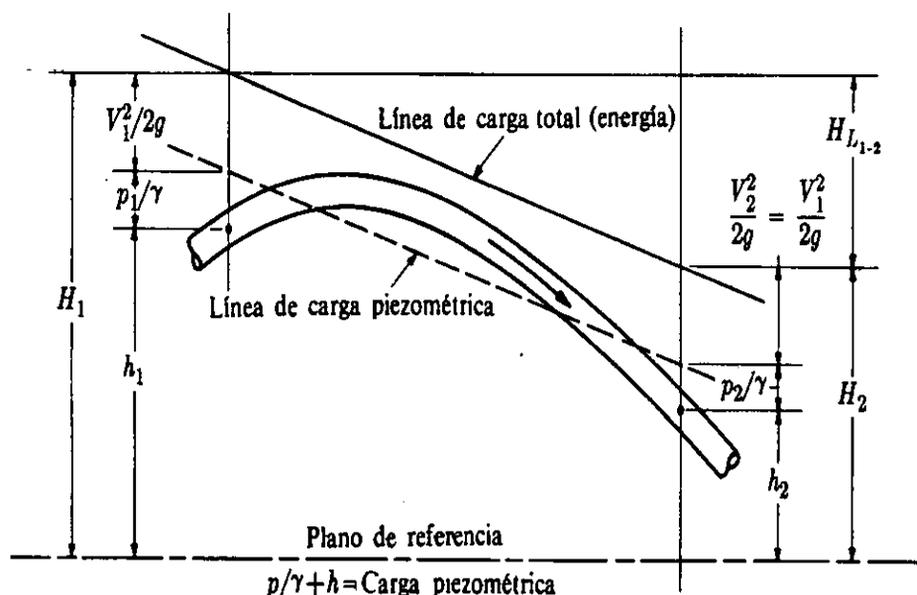
$$\frac{P_1}{\gamma} + h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta H \quad (4.39)$$

En general, el término ΔH representa además de los efectos viscosos, cualquier otro tipo de disipación de energía o pérdida de carga; por ejemplo, pérdidas locales debido a presencia de accesorios varios como válvulas, rejillas, cambios de sección etc. Es importante hacer notar que en flujo turbulento, el valor de las pérdidas de carga no se ha podido obtener en forma teórica, pero sí experimentalmente.

Debido a la importancia de la ecuación de Bernoulli, es necesario realizar un análisis o interpretación física de los términos y de los gradientes de energía que se presentan en el flujo en conductos a presión. La ecuación (4.39) establece las condiciones entre las diferentes transformaciones de la energía mecánica del líquido, por unidad de peso del mismo [FL/F].

La carga de posición es la energía potencial; la carga de presión, es la energía correspondiente al trabajo mecánico ejecutado por las fuerzas debidas a la presión. La carga de velocidad es la energía cinética de toda la vena líquida. La pérdida de carga, es la energía transformada en otro tipo de energía (transferencia de calor) que, en el caso de los líquidos no es utilizable en el movimiento (Sotelo, 1974).

Como se muestra en la lám. 18, la *línea de energía o carga total* une los puntos que indican en cada sección la energía de la corriente. La *línea de carga piezométrica* o gradiente de cargas de presión, une los puntos que marcan en cada sección la suma de las cargas ($z + P/\gamma$) por arriba del plano de referencia.

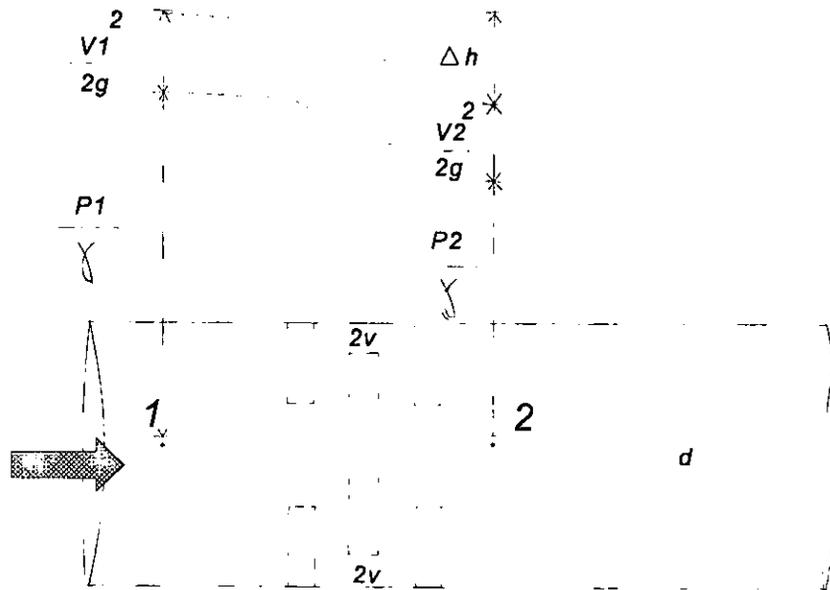


lám. 18.- Interpretación de la ecuación de la energía para una conducción a presión.

IV.2.6.- Análisis Hidráulico del Dispositivo.

De manera general, en un conducto a presión con flujo permanente, para describir y resolver un flujo se requieren dos ecuaciones, una de conservación de la masa y una que describa el estado de movimiento del flujo, que puede ser la de cantidad de movimiento o de la energía. Las tres son el resultado de la aplicación del principio de conservación.

Para el caso del presente dispositivo, se pretende analizar con las 2 primeras, en el sentido unidimensional, utilizando valores medios de las variables que caracterizan al flujo, para evitar la complejidad del tratamiento tridimensional. Considerando una tubería recta de diámetro constante y 2 secciones antes y después del dispositivo, a la misma elevación sobre un plano de referencia arbitrario, y aplicando inicialmente la ecuación de la energía o de Bernoulli (Ec. 4.39):



Lám.19.- Análisis Hidráulico del Dispositivo propuesto.

Si se considera un nivel de referencia en el que exista la misma elevación entre los puntos 1 y 2, ($z_1 = z_2$) y además de la ecuación de continuidad (ec. 4.9) para un conducto de área constante : $V_1 = V_2$, por lo que la ecuación de Bernoulli se reduce a la forma:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \Delta H = \sum_1^2 h_r \quad (4.40)$$

"La diferencia de presiones entre ambos puntos, es igual a la sumatoria de pérdidas de carga (hr) en el recorrido".

En general, se puede considerar que sólo existen pérdidas de carga localizadas o menores, las cuales son el resultado de la disipación de la energía producida por la turbulencia en pleno desarrollo al chocar contra los accidentes de paso impuestos por el dispositivo. Para el presente análisis se consideran 6 accidentes representativos, es decir, existen al menos 6 condiciones importantes de pérdida de carga, y la sumatoria de la ecuación 2 se puede interpretar de la siguiente manera:

$$\Sigma h_r = h_d + h_b + h_c + h_u + h_{rd} + h_a \quad (4.41)$$

donde:

h_r = Sumatoria de pérdidas de carga entre los puntos 1 y 2.

h_d = Pérdida de carga por reducción con diafragma.

h_b = Pérdida de carga por bifurcación a 90°.

h_c = Pérdida de carga por cambio de dirección a 180°

h_u = Pérdida de carga por unión en T a 90°.

h_{rd} = Pérdida de carga por cambio de dirección con diafragma.

h_a = Pérdida de carga por ampliación brusca.

Considerando que las pérdidas de carga localizadas se pueden expresar como una fracción de la carga de velocidad inmediatamente aguas abajo del accidente que se trate, la fórmula general de pérdida local (ec. 3.6) es:

$$h_r = K \frac{V^2}{2g} \quad (4.42)$$

donde

h_r Pérdida de energía en m;

K Coeficiente sin dimensiones que depende del tipo de pérdida que se trate, del Número de Reynolds (Re) y de la rugosidad del tubo.

$V^2/2g$ Carga de velocidad, aguas abajo, de la zona de alteración del flujo (salvo aclaración de lo contrario) en m, según Sotelo, (1975).

entonces la ecuación 4.41, se puede expresar ahora de la siguiente forma:

$$\sum_1^2 h_r = K_d \frac{V_d^2}{2g} + K_b \frac{V_b^2}{2g} + K_c \frac{V_c^2}{2g} + K_u \frac{V_u^2}{2g} + K_{rd} \frac{V_{rd}^2}{2g} + K_a \frac{V^2}{2g} \quad (4.43)$$

substituyendo 4.43 en 4.41, y representándola en forma general:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \sum_{i=1}^n K_i \frac{V_i^2}{2g} \quad (4.44)$$

donde:

$(P_1 - P_2)/\gamma$ Diferencia de carga de presión entre 1 y 2

i Accidente en cuestión.

n Número total de accidentes en el recorrido.

V Velocidad relacionada con la alteración del flujo.

Para cada accidente se tiene un coeficiente de pérdida localizada, entonces la expresión (4.44) se convierte en una fórmula general para un determinado número de obstáculos que se le interpongan al flujo; los coeficientes K_i , se pueden calcular o consultar en cuadros o gráficas que reportan algunos investigadores de valores de pérdida de carga localizada, así por ejemplo, para el valor de K_d , una reducción brusca con diafragma, (Collado,1981), propone la siguiente ecuación:

$$K_d = \left[1 - \left(\frac{D_0}{D} \right)^2 C_c \right]^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{D_0}{D} \right)^4 C_c^2} \quad (4.45)$$

donde:

$D_0/D =$ Relación entre el diámetro del diafragma y el diámetro de la tubería, donde $0 < D_0/D < 1$.

$C_c =$ Coeficiente de contracción del flujo a la salida del diafragma.

de manera semejante se calculan los demás coeficientes K , ya sea mediante el uso de ecuaciones empíricas o utilizando tablas o gráficos de la bibliografía.

Esta es la solución clásica de los problemas en la hidráulica práctica, en donde el tratamiento del problema se basa principalmente en utilizar los valores obtenidos en forma experimental de una condición similar. Sin embargo, la solución anterior para la ecuación 4.44 parecería ser una buena opción para calcular las diferencia de presiones en el dispositivo, pero las fórmulas o gráficos en éste caso particular, no sirven de mucho ya que la geometría del dispositivo no es la que se analiza en las tablas o gráficos en cuestión.

Por ejemplo, para el caso del diafragma, no existe ninguna situación en la bibliografía que contemple una placa de choque inmediatamente aguas abajo. Para el presente caso, esta metodología se considerará no válida, pues la hidrodinámica del sistema es tan compleja que no existe información experimental alguna que valide o reúna todas las situaciones que se presentan en el flujo. Entonces, sólo la ecuación 4.42, será considerada en la evaluación experimental y numérica para calcular el valor de K , el cual se considerará como un valor general que sustituya a los demás K_i del sistema (ec. 4.44) o dicho de otra manera, se considerará sólo un coeficiente de pérdida de carga localizada para cada conjunto de placas constituido de la forma: *diafragma - placa de choque - diafragma*.

Entonces, considerando la ecuación general de gasto para una tubería circular:

$$Q = (\pi/4)d^2V \quad (4.46)$$

y substituyendo el valor de la velocidad en la ecuación 4.42 , entonces:

$$h_r = K \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} \quad (4.47)$$

donde ahora las pérdidas de carga h_r , se encuentran en función del gasto Q del conducto.

Además si se considera que existe un valor constante del diámetro (d) y de la gravedad (g), si se denomina a $J = 8/\pi^2gd^4$, entonces, la ecuación 4.47 se convierte a la forma:

$$h_r = KJQ^2 \quad (4.48)$$

despejando el gasto:

$$Q = (KJ)^{-0.5} h_r^{1/2} \quad (4.49)$$

la cual constituye, “*la ecuación general de gasto en función de las pérdidas de carga localizada en el dispositivo*”. De manera general, se puede observar que la ecuación (4.49) es semejante a la ecuación revisada en la sección 3.1, en donde el gasto es proporcional a la raíz cuadrada de la carga necesaria en el sistema (ec. 3.3).

IV.3.- MODELACIÓN NUMÉRICA.

IV.3.1.- La modelación numérica de PHOENICS.

Como es bien conocido, el flujo de fluidos, la transferencia de masa o calor y las reacciones químicas son gobernados por ecuaciones diferenciales parciales las cuales son no lineales y es muy frecuente encontrarlas fuertemente acopladas. Los procesos más importantes son:

- Conservación de Masa.
- Conservación de Momentum.
- Conservación de la Energía.
- Otras propiedades del flujo.

En general, como se ha visto en la fundamentación físico - matemática, estas ecuaciones pueden ser escritas de la forma (Spalding, 1989):

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \rho_i \phi) + \text{grad}(r_i \rho_i V_i \phi) = \text{grad}(r_i \Gamma_{\phi,i} \nabla(\phi)) + r_i S_{\phi} \quad (4.50)$$

donde:

- ϕ es cualquier variable dependiente.
- r es la fracción de volumen de una fase ($r=1$ para flujo de una sólo fase).
- ρ es la densidad de fase.
- V es el vector de velocidad de fase.
- Γ_{ϕ} es el coeficiente de intercambio (o transporte) por fase.
- t es el tiempo.
- S_{ϕ} es un término fuente por unidad de volumen y por unidad de tiempo.

Los subíndices:

- ϕ es un término de referencia de la variable ϕ .
- i especifica el número de fase. ($i=1$ para la primera fase, $i=2$ para la segunda fase).

La ecuación 4.50, es una ecuación general de estado, para el caso del flujo que se trata en el presente trabajo, serían en conjunto las ecuaciones de Navier - Stokes, (ecs. 4.22), con las

siguientes consideraciones simplificadoras:

a).- flujo en una sólo fase ($r = 1$), es decir, sólo se contempla flujo de agua sin ningún otro fluido, como aire atrapado u otra mezcla.

b).- Las variables dependientes ϕ en este caso serían, las componentes de velocidad u, v, w y los términos de turbulencia, que empleando el modelo $k - \epsilon$ serían: la energía cinética (k) y la tasa de disipación de turbulencia (ϵ).

c).- El coeficiente de intercambio de transporte Γ_ϕ para una sólo fase sería, con la consideración de densidad constante (ρ), igual a la viscosidad cinemática (ν), para flujo laminar o la viscosidad turbulenta (η) para flujo completamente turbulento.

d).- El término S contienen las condiciones de términos fuente adicionales al sistema como podrían ser alguna condición de frontera externa o internas del dominio de solución, es decir, por ejemplo si se contempla un flujo de masa que entra al sistema o una condición de frontera externa como la presión (P).

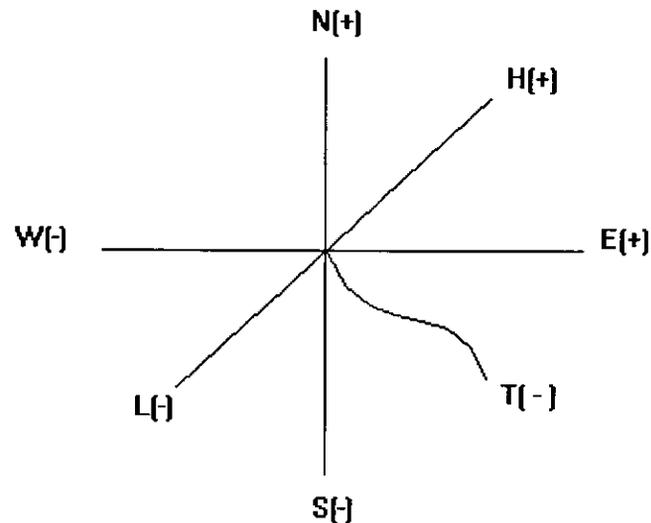
La ecuación (4.50) al integrarse sobre un volumen de control tridimensional como el de la lámina 20 y escribiéndola en forma discretizada:

$$a_P \phi_P = a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_H \phi_H + a_L \phi_L + a_T \phi_T + b \quad (4.51)$$

donde:

- $\phi_N, \phi_T \dots$ representan las variables dependientes en cuestión.
- $a_N, a_L \dots$ son los "coeficientes" que contienen los términos difusivos y convectivos.
- a_T contiene los cambios de tiempo.
- a_P contiene la influencia de todo el volumen de control, como se muestra en la lám. 20.
- b contiene los términos fuente y puede contener contribuciones de las condiciones de frontera y términos adicionales en las ecuaciones que no se encuentran en la forma general.

la lám. (20) muestra la influencia de todos las variables dependientes, alrededor del punto central en un tiempo dado.



lám. 20.- Volumen de control tridimensional de PHOENICS.

donde:

T es el tiempo.
 N,S,E,W,H,L son los extremos del volumen de control o las caras con respecto a los ejes y el centro P, es decir N es el Norte, S es el Sur y están sobre el eje Y. E es el Este, W es el Oeste y están sobre sobre el eje X. H (High) es la parte alta y L (Low) es la parta baja del volumen de control, sobre el eje Z.

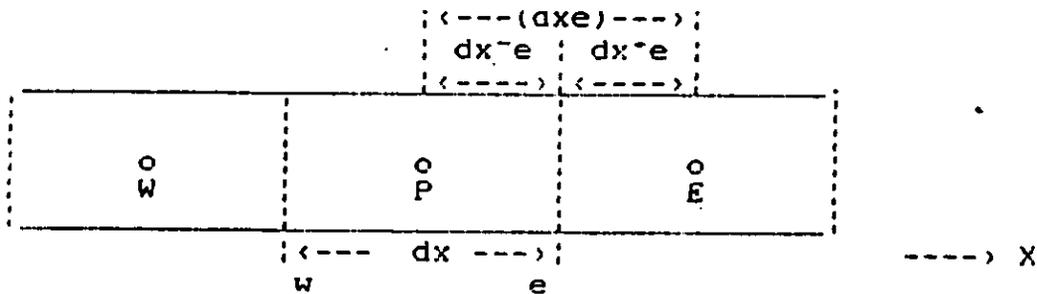
Para calcular los coeficientes de las ecuaciones en el dominio finito, es necesario realizar algunas interpolaciones y consideraciones en la discretización de las mismas, por ejemplo, considerando la ecuacion unidimensional de flujo de calor en estado permanente, con coeficiente de difusividad (k) variable:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (4.52)$$

La representación de esta ecuación en la forma general de la ecuación (4.50), implica que es flujo unidimensional en la dirección x, en régimen permanente ($\partial/\partial t = 0$), de densidad (ρ) constante

($\partial\rho/\partial t = 0$), flujo de una sola fase ($r=1$), sin términos convectivos ($\text{div}(\mathbf{V}_i \phi) = 0$) y sin términos fuente por unidad de volumen y tiempo ($S_\phi = 0$), en este caso el coeficiente de transporte (Γ_ϕ), es el coeficiente de difusividad k . Al representar la integral en el volumen de control de la lám. 21, se obtiene una expresión de la forma:

$$\int_w^e \frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (4.53a)$$



lám 21.- Volumen de control unidimensional para una conducción de calor.

Integrando sobre el volumen de control alrededor del punto P se obtiene:

$$\left(k \frac{dT}{dx} \right)_e - \left(k \frac{dT}{dx} \right)_w = 0 \quad (4.53b)$$

$$\left(k_e \frac{T_E - T_P}{X_E - X_P} \right) - \left(k_w \frac{T_P - T_W}{X_P - X_W} \right) = 0 \quad (4.53c)$$

en donde el coeficiente de transporte se requiere sólo para las caras del volumen de control y no para los nodos de la malla cuando este es procesado, entonces, alguna técnica de interpolación es necesaria como las siguientes 2 opciones:

A).- Media Aritmética

$$K_e = f_e K_P + (1-f_e) K_E \quad (4.54a)$$

B).- Media Armónica

$$K_e = \frac{1}{\frac{(1-f_e)}{K_P} + \frac{f_e}{K_E}} \quad (4.54b)$$

donde:

$f_e = (dx^+)_e/dx_e$ y su valor es función de la geometría del mallado o los volúmenes de control.

La ecuación (4.53c), es la discretización unidimensional de la ecuación de flujo de calor sobre el eje x , por lo que sólo intervienen los subíndices E y w , entonces, comparando con la forma general de discretización de PHOENICS (ec. 4.51), se podría escribir también de de la forma:

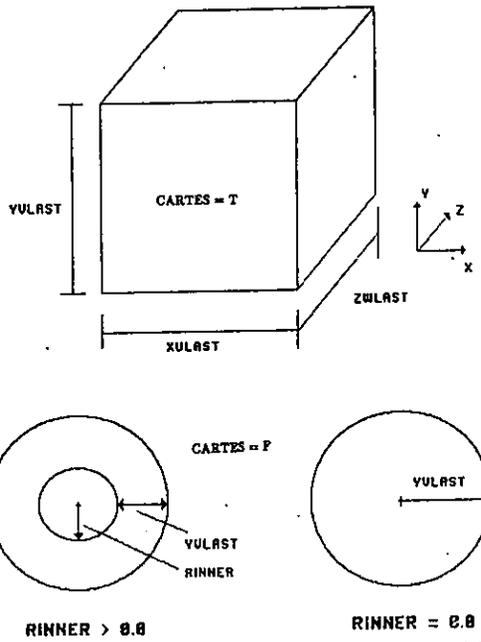
$$T_p \left(\frac{k_e}{dx_e} + \frac{k_w}{dx_w} \right) = \frac{k_e}{dx_e} T_E + \frac{k_w}{dx_w} T_w \quad (4.55)$$

donde ahora los coeficientes a_p , a_E y a_w , se encuentran perfectamente definidos y es la ecuación general que resuelve el sistema para diversas condiciones de malla y tiempo.

El software es bastante accesible, en su versión 2.0, PHOENICS permite realizar variadas aplicaciones, según la naturaleza del problema que se trate. El primer paso consiste en especificar o etiquetar el problema a realizar y discretizar el dominio de solución, definiendo las coordenadas del sistema.

PHOENICS tiene la capacidad de simular flujos en coordenadas cartesianas y polares - cilíndricas. Para la simulación de flujo en tuberías es recomendable utilizar las coordenadas cilíndricas para tener un mejor escenario de simulación. En la lámina 22, se muestran las dimensiones que considera el software para la simulación. En el caso de las coordenadas cilíndricas, X es siempre la dirección circunferencial y es medido en radianes, la dirección radial corresponde al eje Y y la dirección axial corresponde al eje Z .

Una vez obtenidas las dimensiones, el siguiente paso consiste en discretizar el espacio que contiene el propio dominio a considerar. A criterio del usuario se proporcionan los volúmenes de control en los que se dividirá el dominio para formar el mallado espacial del problema.



lám. 22 .- Dimensionamiento de coordenadas cilíndricas y cartesianas en PHOENICS.

PHOENICS cuenta con acceso a una biblioteca del software que proporciona propiedades de hasta 20 diferentes tipos de fluidos entre gases, aire, químicos, petróleo, reactivos, agua entre otros, a los cuales les acredita sus características físicas del fluido como densidad, así como a criterio del usuario viscosidad laminar, viscosidad turbulenta y longitud de mezclado. Dependiendo de las características del flujo a simular se seleccionan los valores correspondientes.

A partir de este paso, el software según las especificaciones indicadas relaciona las variables dependientes que tendrá que resolver y en un dado caso almacenar en un archivo; generalmente en una simulación a flujo en una sólo fase, en regimen permanente y tridimensional. Las variables que resultan de la simulación son presión (P1), velocidad (U1,V1,W1). Cuando se considera turbulencia en el sistema se resuelven ecuaciones de transporte para la tasa de disipación de la turbulencia (EP) y la energía cinética (KE); el número de variables a resolver podría aumentar según la complejidad del sistema, es decir, si se considera además flujo de calor (T), o en dos fases, etc... .

En algunas circunstancias, no existe razón alguna para realizar el balance completo de las ecuaciones, incluyendo todos los términos de la ecuación general. Un ejemplo de este caso podría

ser la conducción de calor, en donde los términos convectivos no juegan un papel importante; otro caso podría ser un flujo con alto número de Reynolds, en donde los efectos viscosos son despreciables comparados con los efectos inerciales. En estos casos es deseable suprimir los términos no importantes de las ecuaciones para reducir de esta forma el tiempo computacional. PHOENICS da la posibilidad de seleccionar a criterio del usuario los términos que interesan en la solución del problema; de esta forma se podrían seleccionar o eliminar, según convenga los términos convectivos, difusivos, transitorios, de transporte y los términos fuente, ya sea de calor, turbulencia entre otros.

El esquema de solución de las variables corresponde a un sistema implícito en donde las ecuaciones linealizadas se resuelven mediante iteraciones internas para cada ecuación. El procedimiento de solución se lleva a cabo primeramente resolviendo lo que se llama un "*SLAB*" o una sección constante del eje Z en dominio computacional. Un *SLAB* es una región bidimensional si el dominio es tridimensional, unidimensional si el dominio es 2D, y sin dimensiones si el dominio es 1D. Si el dominio computacional es 2D con sólo un volumen de control, entonces existe sólo un *SLAB*, entonces el número de *SLABS* corresponde al número de volúmenes de control en la dirección Z. PHOENICS resuelve las ecuaciones de continuidad (ec. 4.4) y cantidad de movimiento (4.50) para cada *SLAB* de la manera siguiente:

Para cada particular *SLAB* se realiza un determinado número de las también llamadas Iteraciones hidrodinámicas (*ITHYD*) para actualizar los coeficientes de la ecuación general (las *a*'s) en el dominio finito de las ecuaciones de acuerdo con el algoritmo conocido como *SIMPLEST*. Durante cada iteración hidrodinámica se realiza cierto número de iteraciones internas para linealizar el grupo de ecuaciones algebraicas lo cual se obtiene por integración de las ecuaciones de conservación.

Cuando todos los *SLABS* en el dominio han sido concluídos, se dice que un "*SWEEP*" (barrido) ha sido completado. En general son necesarios varios *SWEEPS* para llegar a la solución, la excepción podría ser un flujo parabólico, ya que sólo es necesario un *SWEEP* para llegar a la solución. El número total de *SWEEPS* se define a criterio del usuario, así como el número de iteraciones internas (*INNER*), todo esto con el fin de lograr un mejor criterio en la convergencia del sistema.

Existen 2 diferentes criterios de convergencia:

- el primero está relacionado con la solución del grupo de ecuaciones algebraicas simultáneas, el cual resulta de la integración de las ecuaciones de transporte. Estas iteraciones pueden terminar antes, cuando el valor promedio absoluto de la variable en la celda cambia en relación con el anterior en un valor menor de una tolerancia definida por el usuario. Si este criterio nunca se satisface, el software resolverá hasta el número total de (*INNER*) mencionado anteriormente.

-El segundo criterio está conectado al algoritmo utilizado en **EARTH** para la solución de las ecuaciones de transporte (*SIMPLEST*). Estas iteraciones (*SWEEPS* y las iteraciones hidrodinámicas) pueden darse por terminadas, cuando la suma de los valores absolutos de los residuales para una variable dada está asociada con valor de referencia residual, el cual generalmente debe muy cercano a cero.

El residual para una variable independiente (por ejemplo, la temperatura) esta definido por la ecuación:

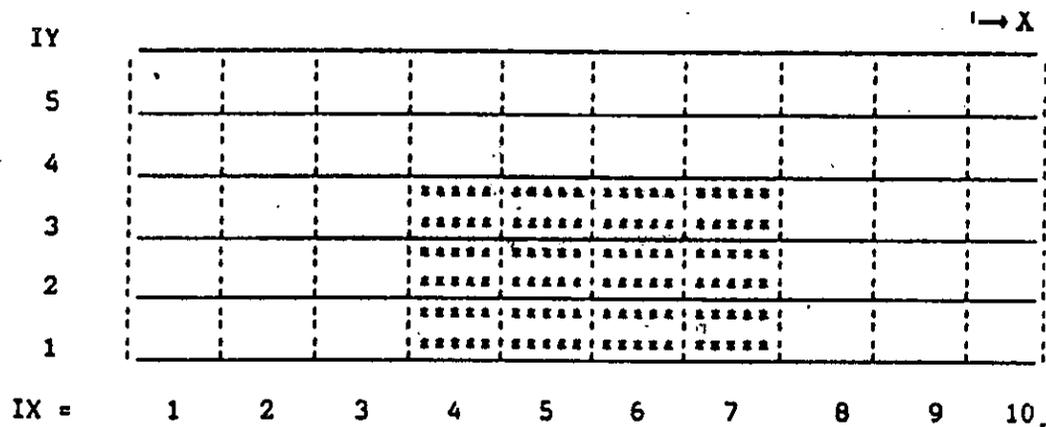
$$a_P T_P - a_N T_N - a_S T_S - a_E T_E - a_W T_W - a_H T_H - a_L T_L - b = RESIDUAL \quad (4.56)$$

El análisis de convergencia y residual se presenta en cada iteración en la pantalla del software mediante gráficos, lo que permite al usuario estar verificando continuamente como esta funcionando la simulación paso a paso (a tiempo real), y determinar si la simulación converge hacia una solución o el caso contrario, si hay inestabilidad numérica y no existe una buena convergencia del sistema.

Uno de los aspectos más importantes en la simulación numérica la constituyen las condiciones de frontera, tanto externas como internas en el sistema, y básicamente se refiere a información conocida que alimenta al sistema y determina las características de la simulación. En PHOENICS, este tipo de condiciones se especifican a través de los términos fuente (S) en la ecuaciones de conservación. Básicamente se selecciona la región o el dominio de influencia en la malla computacional y se aplica el valor introducido por el usuario, para el volumen de control que afecte la condición.

Las condiciones de frontera externas pueden ser diferentes según sea el caso, por ejemplo, se pueden tener condiciones de flujo de masa, de difusión de calor o de cualquier término fuente, en donde dependiendo del tipo de condición, se considera una función convectiva o difusiva según sea el caso.

Ejemplos de condiciones de frontera externa podrían ser paredes, velocidades de flujo, condiciones de presión etc.. Las condiciones de frontera internas, se especifican de igual forma dentro del mallado computacional, un tratamiento interesante corresponde al tipo de condición de frontera interna conocido como obstáculos del flujo, para los cuales el sistema utiliza un concepto de “porosidad de malla”, en donde mediante la selección de las zonas en la malla geométrica donde existen obstáculos, el sistema “bloquea” esas celdas del mallado de la forma:



lám. 23.- Porosidad de malla, en la modelación bidimensional de PHOENICS.

En la lám. 23 se observa, que las celdas 4,5,6,7 en X, y 1,2,3 en Y, representan alguna irregularidad en el dominio del flujo y son considerado como **nulos** en cuestión de análisis y no son considerados en la solución del sistema, pero si afectan como un obstáculo interno en el cual las ecuaciones de conservación no se resuelven o entran al sistema.

Existen diversas características adicionales del sistema, pero no se especifican en el presente trabajo, para no profundizar más al respecto, pues no es el objetivo principal del trabajo. Sin embargo, se recomienda al lector interesado consultar la guía del software (Spalding, 1989), o la página Internet de PHOENICS. (<http://www.cham.co.uk>) 1997.

IV.3.2.- Modelación Bidimensional del Dispositivo.

Del análisis hidráulico considerado con la ecuación de Bernoulli entre 2 puntos (sección 4.2.6), se pueden realizar varias consideraciones:

-Que aunque el flujo es no uniforme debido a las variaciones espaciales del vector velocidad o aceleraciones convectivas, se puede considerar como flujo permanente debido a la condición de gasto constante, y el término transitorio o temporal no es importante en la solución del sistema.

-Como es flujo a descarga libre, se puede considerar el valor de la presión al final del sistema como igual a **cero** o el valor de la presión atmosférica de referencia. En el caso de considerar una válvula en la descarga, se tiene el caso de un valor **constante** de la presión.

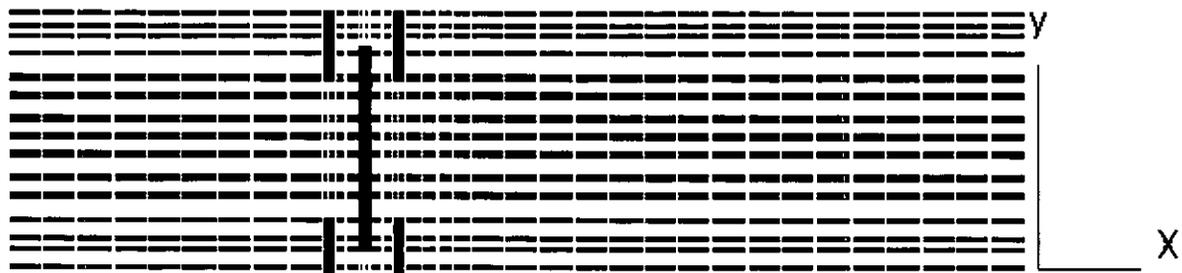
-En la condición de entrada al sistema se puede considerar un valor medio de la velocidad de llegada al sistema.

-Por la condición de obstáculos en el flujo se tiene un flujo del tipo elíptico y turbulento.

-No se consideran los efectos de transferencia de calor.

IV.3.2.1.- Características y Casos de Simulación.

Para la geometría del sistema se establecieron 2 direcciones principales (X y Y), en donde se tiene un mallado espacial en coordenadas cartesianas de la forma que se muestra en la lámina 24:



lám. 24.- Mallado geométrico bidimensional del dispositivo.

Se tienen 32 celdas en la dirección X y 14 en la dirección Y. La magnitud de las celdas se estableció con base en las dimensiones de las regiones en donde era más importante analizar el flujo, es decir, el mallado se hizo más fino o concentrado alrededor de los obstáculos, para poder analizar las variaciones locales de la velocidad y la presión.

En la lám. 24, se puede apreciar que en las celdas iniciales, en X=1 y en Y desde 1 hasta 14, se tiene un valor de 1.5 m/s de velocidad de llegada, Q = 48.9 l/s, y para cada celda en esta frontera, se tiene un valor constante de velocidad, es decir, el perfil de velocidades que se introduce al sistema se podría considerar como “cuadrado” y no parabólico como debería ser. Asimismo en las celdas últimas (X =32 y Y = 1 hasta 14) se tiene una condición de frontera o de salida con el valor de la presión P =0, considerando el valor de referencia para la presión atmosférica. Este tipo de condiciones de frontera son del tipo Dirichlet, en donde se mantiene un valor constante en determinados lugares espaciales durante la simulación.

De igual forma tanto en el extremo inferior como en el superior de la malla, para valores en Y = 1 y 14 y en X = 1 hasta 32, se estableció una frontera sólida con fricción o una pared, en donde, como característica de esta condición de frontera, se tiene que los extremos finales de estas celdas la velocidad es cero. El esfuerzo cortante que se genera en la pared se calcula con la ecuación 4.31, para el caso de turbulencia y se discretiza de la siguiente forma:

$$F_s = \mu * \frac{du}{dy} * Area = \mu * \frac{(U_{wall} - U_p)}{d_n} * Area \quad (4.57)$$

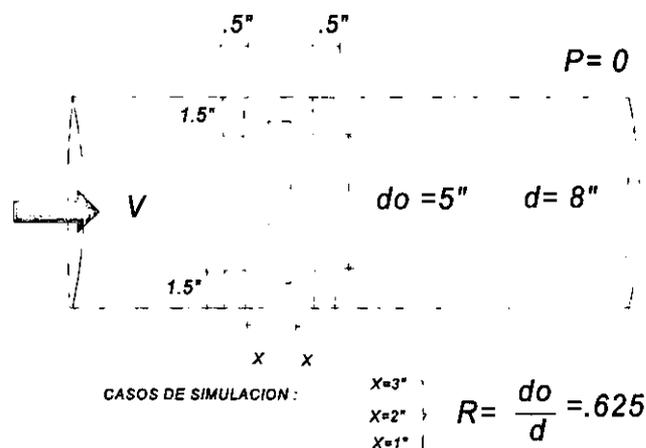
Los obstáculos en el flujo se definieron de acuerdo con la forma geométrica que se pretendía analizar, y las zonas de malla que se “bloquearon”, se muestran como zonas oscuras.

Con la consideración de flujo turbulento, las variables que resuelve el sistema son: los componentes de velocidad $q = q(u, v)$, la presión (P), y como se utiliza un modelo tipo k - ϵ , se resuelve también la energía cinética en el sistema (k) y la tasa de disipación de la turbulencia (ϵ), es decir, que plantearon 4 ecuaciones de transporte del tipo 4.50 y la ecuación de continuidad 4.9, serían 5 igual al número de variables resueltas.

El modelo matemático que se resuelve, está fundamentado en las ecuaciones 4.29 llevadas a la forma de 4.50 por PHOENICS en donde, todos los término de derivada con respecto a z se eliminan del sistema ($\partial/\partial z = 0$), así como los término temporales ($\partial/\partial t = 0$) ya que es flujo permanente. El modelo de turbulencia esta fundamentado con la aplicación de las ecuaciones 4.35 y 4.36 para la viscosidad turbulenta y la longitud de mezcla empleada, los valores de los coeficientes en el modelo $k-\epsilon$ que se utilizaron no son especificados por el manual de usuario de PHOENICS, sin embargo, Spalding (el autor del software) y Launder, citados por Ramírez (1997), recomiendan para C_M un valor de 1.3 y para C_p un valor de .09.

El número de iteraciones consideradas fué de 100 externas o “sweeps” y 20 internas o “inner” para la linealización de las ecuaciones. El tiempo de corrida por cada caso de simulación era de aproximadamente 14 minutos. El análisis de convergencia del sistema se realizó combinándose con un análisis residual de las variables del sistema.

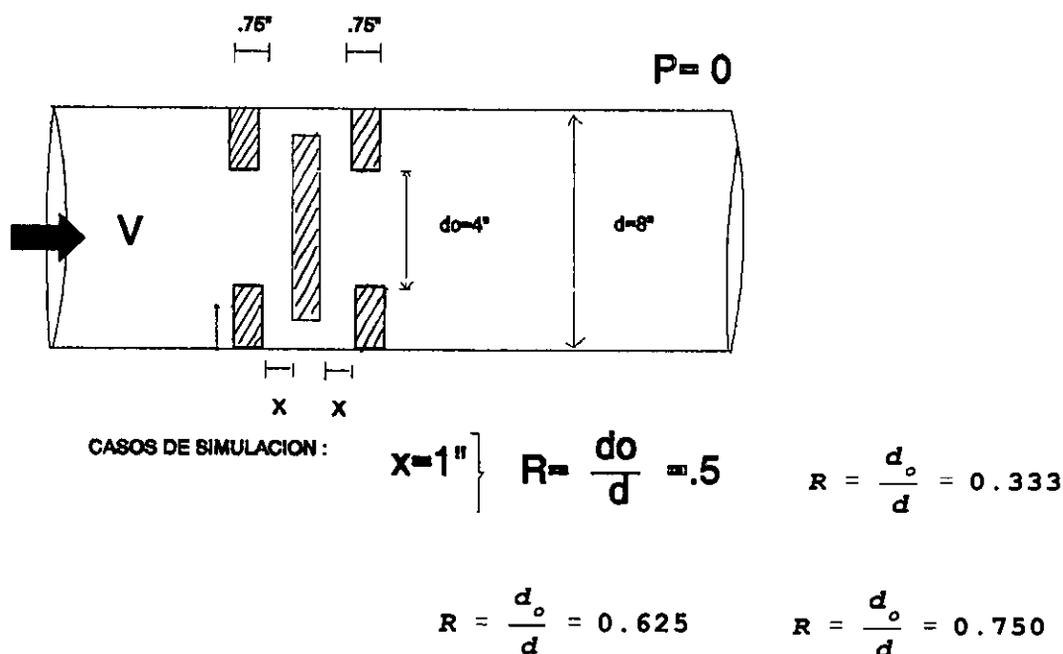
Cabe indicar que las dimensiones utilizadas corresponden a las que se tendría en caso de realizar un corte longitudinal al centro de una tubería de 8" de diámetro con el dispositivo instalado. En la sección 2.2 (Diseño preeliminar del dispositivo) se plantearon algunas variables en las cuales no existía alguna idea sobre el orden de magnitud al que deberían de corresponder para tratar de obtener los objetivos planteados. Los valores de D_p , X , D_o , y ϵ son las variables de diseño más importantes en el sistema.



lám. 25.- Casos de simulación planteados para la variación del espaciamiento X .

Con el fin de obtener la separación óptima entre placas X, y como influyen en el comportamiento de las pérdidas de carga del dispositivo, se varió el espaciamiento en 1", 2" y 3" (pulgadas). Cabe mencionar que el espaciamiento óptimo de diseño hidrodinámico para dar una velocidad al doble dentro del dispositivo resultó de 1 pulgada.

Se realizaron diferentes opciones de diseño, así por ejemplo se varió la relación entre diámetros de diafragma y la tubería ($R = D_o/D$) para calcular de que orden eran las pérdidas de carga. Se probaron 4 opciones: .333, .5 (lám. 26), .625 y .75 para cada separación entre placas, con la característica de que para cada valor, éste se dejó constante mientras las demás variables (X, ϵ y D_p) cambiaban.

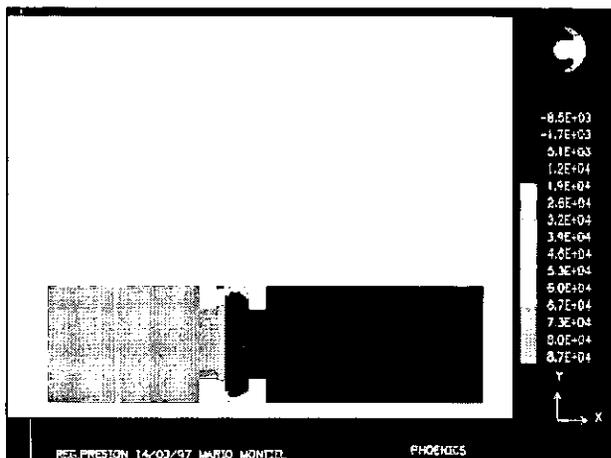


lám 26.- Diferentes casos de simulación para la relación entre diámetros $R = D_o/D$.

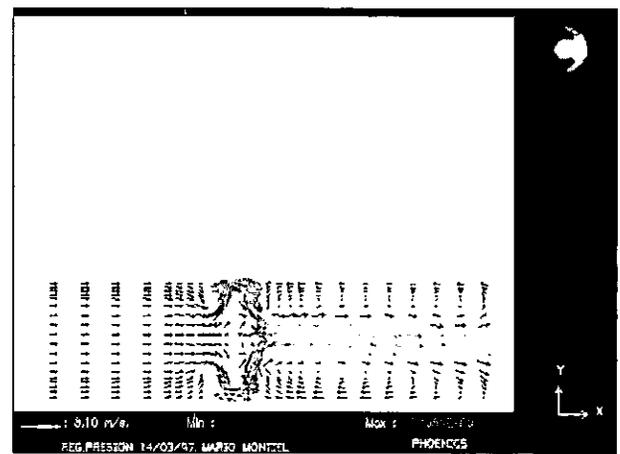
Un requisito de construcción importante fué el espesor (ϵ) o grosor de las placas, pues, éste factor afectaba la economía del material que se necesitaba, y por otra parte hidráulicamente, el espesor nos permite conocer si el orificio del diafragma es de cresta gruesa o delgada. Para saber como afectaba este factor al diseño, se probaron 3 diferentes espesores, 0.5", .75" y 1" en condiciones similares para saber como afectaba el comportamiento de las pérdidas de carga.

IV.3.2.2.- Resultados Preliminares.

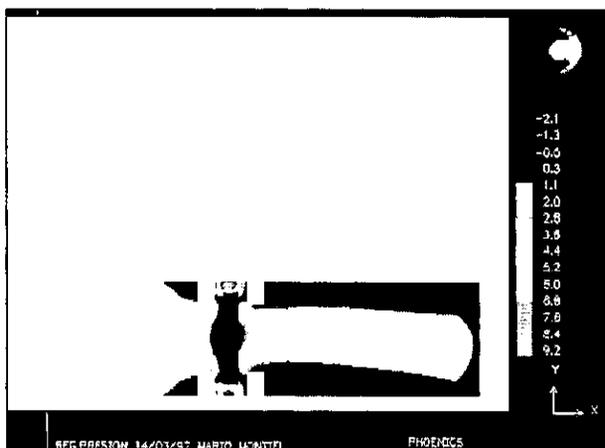
Los resultados que arroja el software pueden ser presentados en cuadros o gráficos (lám . 27), según lo desee el usuario. Para cada variable dependiente, (U1, V1, P, KE, EP), y como caso especial los vectores de velocidad en la dirección principal del flujo, que para el caso bidimensional es la dirección X. El sistema de unidades de PHOENICS es el Sistema Internacional. Para el análisis del dispositivo, básicamente se revisaba la diferencia de presiones (N/m^2) antes y después del dispositivo, y con este valor se calcula, en función del gasto el coeficiente de pérdida de carga localizada K, según la ecuación (4.42).



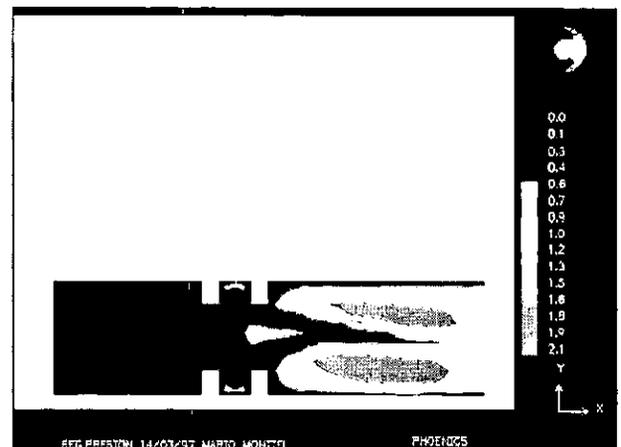
lám. 27a.- Contorno de presión.



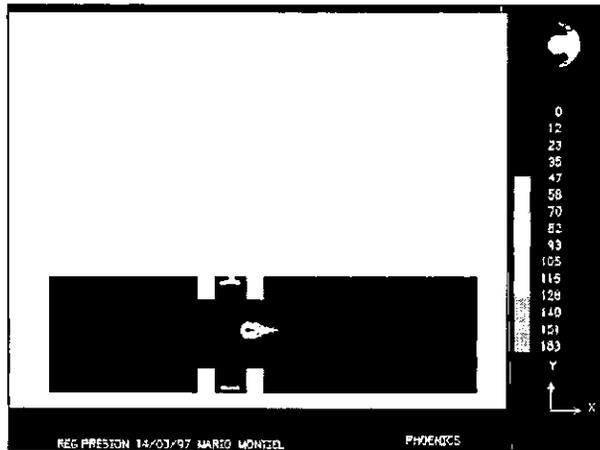
lám. 27b.- Vectores de velocidad en la dirección principal del flujo.



lám. 27c.- Contorno de velocidad en la dirección del flujo.



lám. 27d.- Energía cinética en el sistema.



lám. 27e.- Tasa de disipación de la turbulencia.

lám. 27.- Gráficos de solución para el caso bidimensional.

En una análisis preliminar con respecto a los resultados proporcionados por PHOENICS, se puede observar en la lám. 27a, que el comportamiento de la caída de presión es debido principalmente al dispositivo, en donde para un gasto de 50 l/s, se tienen diferencia de presiones del orden de hasta 8 metros y con la particularidad de que la línea piezométrica cae, incluso hasta por debajo del nivel de referencia, es decir, a presiones negativas en algunos puntos dentro del dispositivo y principalmente en aquellas zonas donde debido a la recirculación del agua, (lám. 27c) predominan las velocidades negativas y la turbulencia.

Sin embargo, estos resultados son preliminares, pues hasta este punto, aún sigue pendiente la simulación tridimensional (3D) en coordenadas cilíndricas, la cual a diferencia del caso anterior presenta condiciones de simulación más objetivas y representativas del fenómeno, ya que según la láminas 25 y 26 , el efecto que se esta simulando podría representar también a una tubería cuadrada con ancho unitario en donde no existe flujo lateral, situación que no es completamente igual a la real, al no contemplarse los efectos de fricción laterales y no en pla nos paralelos como representa el caso bidimensional.

De cualquier forma, estos resultados proporcionan ya, una base de comparación para saber cuales son las variables geométricas e hidrodinámicas que intervienen con mayor peso en el funcionamiento del sistema. Previo a la simulación tridimensional, se establecieron ciertos

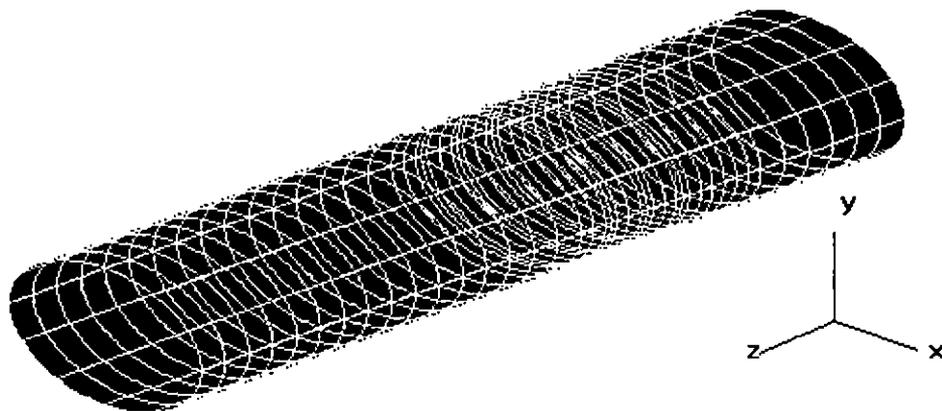
parámetros geométricos para ser analizados con mayor profundidad y alcances posteriores.

IV.3.3.- Modelación Tridimensional.

IV.3.3.1.- Características de la simulación.

Se establecieron las mismas consideraciones de flujo establecidas para la modelación bidimensional, es decir, flujo permanente, turbulento, elíptico y decargando a la atmósfera, con una cierta velocidad de llegada al sistema, sin embargo, a diferencia de la modelación anterior, para el presente caso se estableció una geometría tridimensional en coordenadas cilíndricas en donde el eje X, representa ahora el eje angular en forma de conducto o un tubo, por lo que se considera una circunferencia total y se tiene un valor de 2π radianes. El eje Y representa la subdivisiones del diámetro de la tubería formando un mallado de 16 celdas de 1/2". El eje Z representa la longitud del tubo y se tienen 9 subdivisiones con diferentes condiciones de malla a lo largo del recorrido del dispositivo.

Entonces, el número de SLABS para el presente caso corresponde a 9 a lo largo del eje Z, donde un SLAB constituye una región constante bidimensional en forma de circunferencia con 1 subdivisión en X y 16 en Y. La lámina siguiente representa la malla tridimensional del conducto circular:



lám.28.- Mallado tridimensional en coordenadas cilíndricas

De la lámina 28, se puede apreciar que el eje X-Y, representa una circunferencia total en la que los radios divisores, forman una especie de celdas en forma de anillo o “donas”, que si se considera el eje Z a lo largo, se tendrá un mallado formado por cilindros.

El modelo matemático que se resuelve para cada celda o malla numérica, esta fundamentado en las ecuaciones 4.25 y 4.26, las cuales son llevadas a la forma 4.50, por PHOENICS, mediante un proceso de simplificación, en donde los términos de turbulencia o tensores de esfuerzos de Reynolds son también modelados por un modelo de 2 ecuaciones tipo $k - \epsilon$, es decir, se resuelven 2 ecuaciones de transporte adicionales de la turbulencia tanto para la energía cinética k como para la tasa de disipación ϵ , como se especificó en la sección 4.2.4.

Las condiciones de frontera geométricas se establecieron de la forma siguiente:

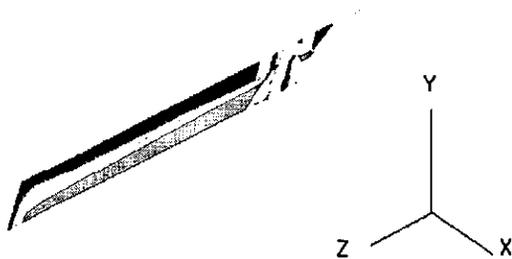
- Pared que rodea al eje circular X dándole la forma de una tubería; es decir que a un cierto valor máximo del radio (r) existe una pared en el flujo, donde U_{wall} de la ecuación (4.57) tiene un valor de cero y existe un fuerza cortante en el sistema.
- Las placas orificio y de choque se delimitaron en el eje Y dimensionándose con el radio de la tubería y se consideraron como obstáculos en el flujo, colocándose según la geometría del dispositivo sobre el eje Z. De esta manera, las placas orificio o diafragma se localizan en la celda 5 y 9, y la placa de choque intermedia en la 7.
- Los valores de frontera fueron , para la presión ($P=0$) y de velocidad de llegada ($V = 1.5 \text{ m/s}$).

Los casos de simulación corresponden a los mismos planteados para flujo bidimensional, pero ahora considerando mejor precisión y análisis de resultados, ya que estos deciden cual de todas las opciones, es mejor para construir en laboratorio.

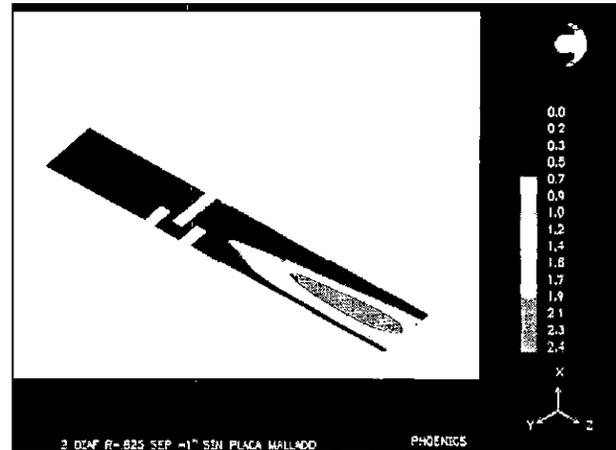
IV.3.1.2.- Resultados Preeliminares.

Los resultados obtenidos en el planteamiento tridimensional corresponden en este caso a la solución de 6 variables, las componentes de velocidad angular ($U1$), radial ($V1$) y en la dirección principal del flujo ($W1$), la presión ($P1$) y la energía cinética ($K1$) y la Tasa de disipación de la turbulencia ($E1$). Como es un modelo tridimensional, en este caso se presenta una opción de

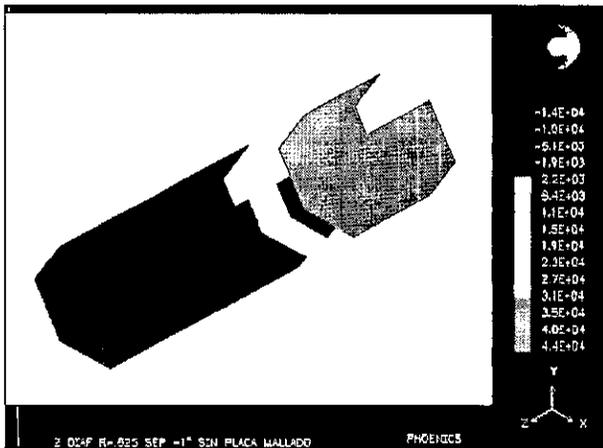
presentación de resultados de un modo “isométrico”, en el cual los resultados de la simulación del flujo se pueden analizar desde diferentes vistas y ángulos. (Láms.29a yb):



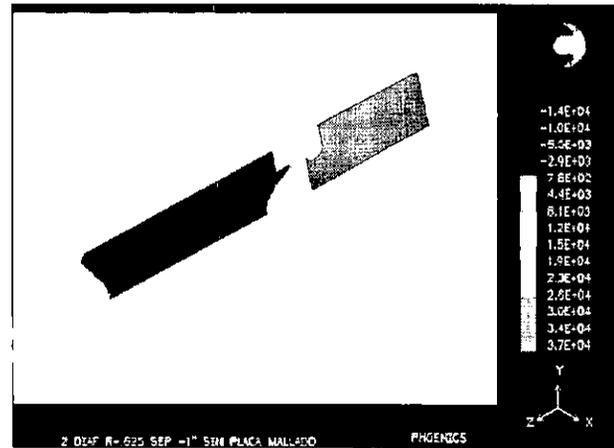
lám. 29a.- Perfil de velocidad en la dirección del flujo.



lám.29b.- Energía cinética en el sistema.



lám. 29c.- Contorno tridimensional de la presión.



lám. 29d.- Corte axisimétrico del contorno de presión

lám. 29.- Gráficos de solución para la modelación tridimensional.

Cuando se trata modelación en coordenadas cilíndricas, PHOENICS, realiza algunas consideraciones en la presentación de los resultados de la simulación de flujo. En este caso como el mallado proporcionado es un sistema simétrico, el análisis del flujo se presenta en una forma similar sobre el eje Z en la dirección principal del flujo conocido como “flujo axisimétrico”,

(láminas 29a,b, y d) asumiendo que los resultados se presentan de la misma forma en la parte complementaria del eje. Esta característica del sistema es propia del análisis de este tipo de flujos, en donde se ahorra espacio y tiempo en la velocidad de cálculo.

Entonces, en la lám. 29a, se observa que para la velocidad en un corte longitudinal en la dirección de la corriente, se presentan velocidades mayores a la salida del segundo diafragma, del orden de 5.8 m/s al centro de la tubería. La energía cinética es proporcional al cuadrado de las componentes de la velocidad, de esta forma su gráfico correspondiente (29b) presenta las variaciones de velocidad puntuales en el sistema.

En cuanto al comportamiento de la presión en el sistema el gráfico 29c y 29d, muestran como, a diferencia del caso bidimensional, ahora en la simulación tridimensional, las pérdidas de carga se reducen a niveles más bajos para las mismas dimensiones de simulación, pues ahora son del orden de 4.2 m, y en el caso anterior eran de 8 m. Este resultado se podría explicar al considerar que ahora se analiza el problema en 3D, influyendo en forma importante el esfuerzo cortante de pared circular además de que la energía existente en el sistema se promedia de tal forma que disminuyen los efectos del balance de energía en la presión del sistema.

IV.3.4.- Diseño final del Dispositivo.

Los resultados preliminares que arrojó la simulación bidimensional indican que se trataba de un dispositivo bastante eficiente en la eliminación de energía. Según los gráficos de la lám. 27, se podrían presentar diversos resultados, según las dimensiones de las variables R, Dp y X. Entonces, estas tres variables fueron las que dominaban el "efecto regulador" del sistema.

Mediante un análisis exhaustivo y detallado, los valores obtenidos para los casos de simulación antes mencionados fueron estudiados y representados a nivel de cuadros y gráficos comparativos para la toma de decisiones sobre la opción más viable de aplicación en el caso de la redes de riego a baja presión. El principal requisito que había que considerar, era el rango de operación de la cargas de los hidrantes en estos sistemas, este rango en promedio normal fluctúa entre 2 a 6 metros, sin embargo en situaciones críticas de manejo de la red donde existen condiciones de relieve no apropiadas este rango se podría ampliar hasta de 8 a 9 metros de operación.

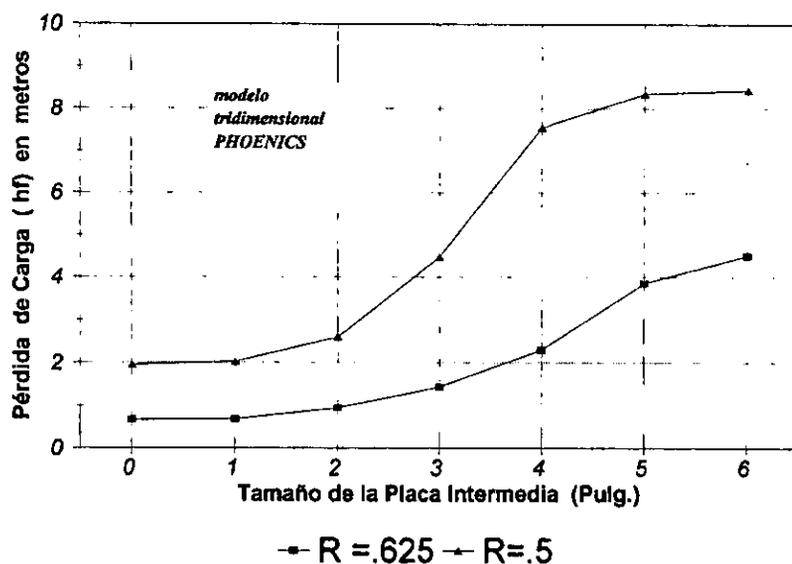
El procedimiento para determinar las dimensiones óptimas fue, ir cambiando las dimensiones de estas variables, con el fin de obtener un diseño que correspondiera a las necesidades de aplicación en el rango antes descrito. De esta forma se procedió mediante un proceso de *prueba y error* de la siguiente manera:

- A).- Variando la Relación Do/D (R), y D_p y dejando fijo X y el espesor de las placas (ϵ).
- B).- Variando D_p y X , y dejando fijo R y ϵ .
- C).- Variando el espesor de las placas (ϵ) y D_p y dejando fijo R y X .
- D).- Variando D_p y dejando fijo los demás variables .

A).- *Variando la Relación Do/D (R) y D_p , dejando fijo X y el espesor de las placas (ϵ)*.- Con respecto a la simulación para conocer la relación $R = Do/D$, de los cuatro casos estudiados, (.33, .5, .625 y .75) se eligió el modo $R = .625$ ya que, para los casos extremos, cuando se cierra o se abre el diafragma, las pérdidas de carga eran bastantes grandes ($R = .33$) del orden de 15 metros, en cambio para $R = .75$, se presentaron muy pequeñas, del orden de 2-3 metros.

Este comportamiento es relativamente fácil de explicar, ya que según la ecuación 4.45, la cual puede ser obtenida aplicando la ecuación de Bernoulli antes y después de un diafragma, el coeficiente de pérdida localizada K es inversamente proporcional a la quinta potencia de la relación entre diámetros R , entonces, cualquier alteración en este factor implicaba un cambio brusco de resultados. Ante esta situación, se analizaron más a detalle la relación de diámetros $R = .5$ y $R = .625$, obteniéndose la siguiente gráfica de resultados:

Variación de la Relación (Do/D)
bajo condiciones similares



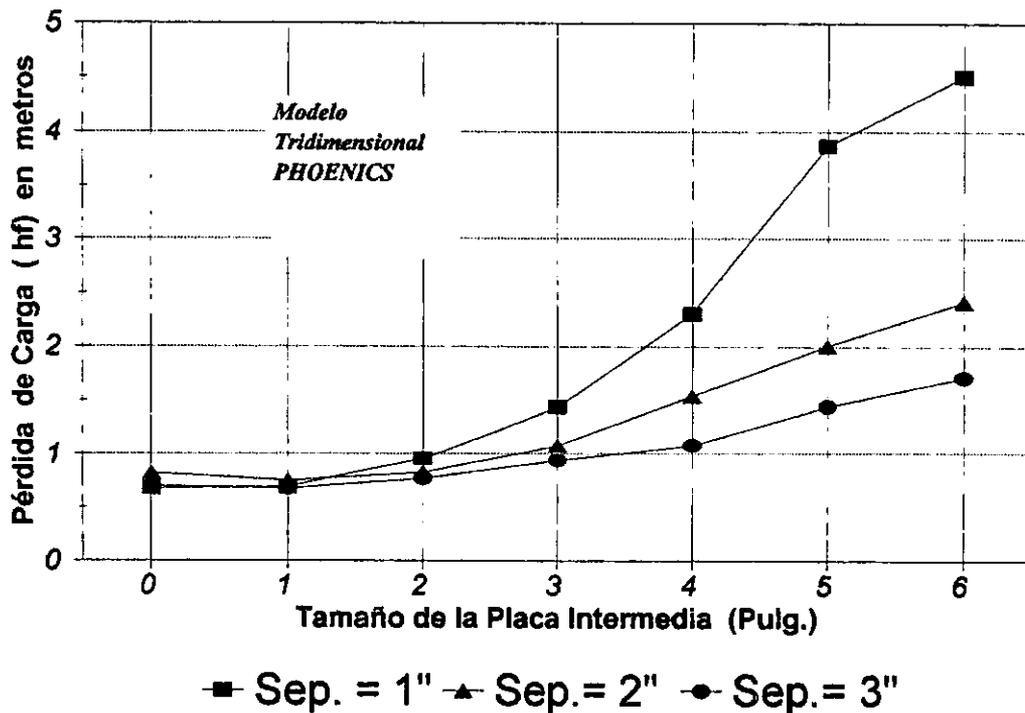
lám. 30.- Pérdidas de carga variando la Relación de diámetros $R = D_o/D$.

De la lám. 30 se puede apreciar que para diferentes tamaños de placa (D_p) y espaciamiento entre placas (X) constante, en $R = 0.5$ se obtenían resultados que abarcaban un rango de operación bastante aceptable, desde 2.5 hasta 8 metros. La pérdida de carga mínima de operación o “nominal” era de 2 metros, para el caso del dispositivo sin placa intermedia ($D_p = 0$), es decir, con sólo introducir al sistema de tuberías el dispositivo ya perdía 2 metros. En el caso de $R = .625$, el comportamiento de la curva es diferente pues su tope máximo de pérdidas de carga es de 4.1 m, pero para la condición mínima ($D_p = 0$) se tienen pérdidas del orden de .8 metros.

La elección de la relación R se basó en un criterio de rangos de aplicación, la desventaja de $R = 0.5$ es que para casos en donde se requiera regular hidrantes con cargas de operación muy bajas (por ejemplo de 0.5 a 2 m) el acomodo geométrico del dispositivo genera pérdidas de carga mayores a la de operación y esto puede repercutir en el gasto descargado en el sistema. Además, debido a que una relación $R = 0.5$, implica que el diámetro de paso en la tubería está a la mitad del diámetro de la tubería, situación que podría en determinados casos ocasionar taponamientos y problemas de sobrepresiones o golpe de ariete en el llenado de la red. Ante tales circunstancias se escogió como relación constante el valor de $R = 0.625$ para el diseño del dispositivo.

B).-Variando D_p y X , y dejando fijo R y ϵ .- La variación del espaciamiento entre placas X se realizó utilizando ya una relación $R = 0.625$ y diferentes tamaños de placa intermedia (D_p). La gráfica 31 muestra los resultados obtenidos para diferentes condiciones de espaciamiento donde para cada curva, la única variable es el valor de X , es decir, para cada valor de separación (1", 2", ó 3") se varió la separación entre placas (D_p).

**PERDIDA DE CARGA DEL DISPOSITIVO
CON VELOCIDAD DE DISEÑO DE 1.5 m/s**



lám. 31.-Pérdidas de carga para diferentes valores de separación entre placas (X) y (D_p).

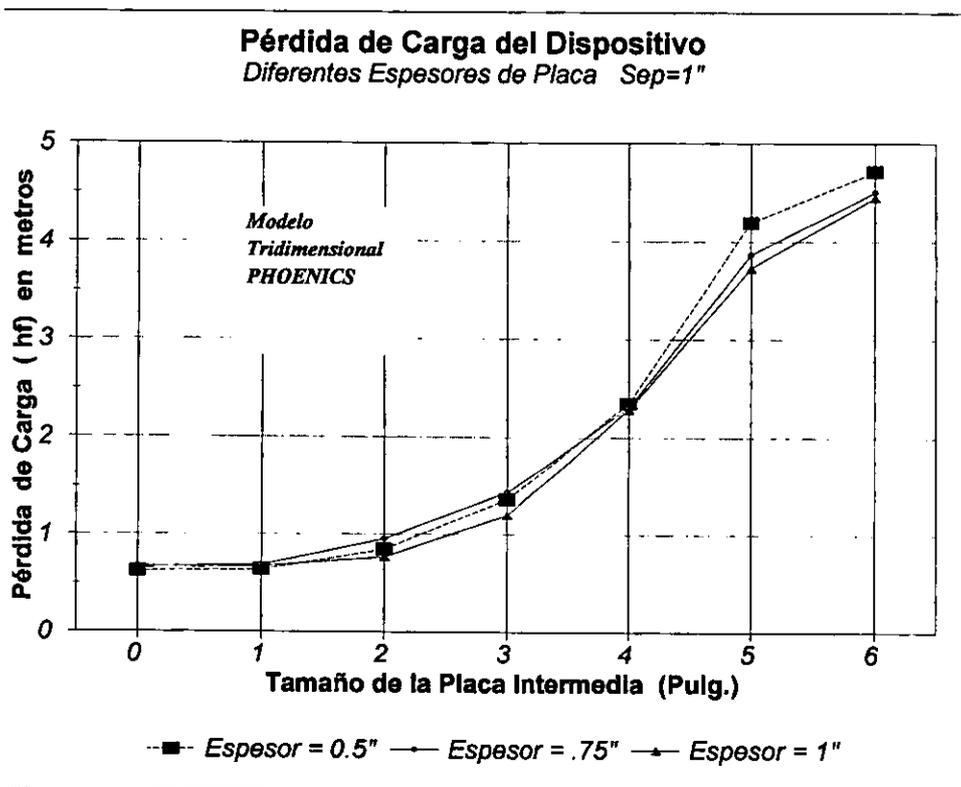
De la lámina 31, se desprende que para un valor fijo de $R = .625$, la separación más efectiva entre placas resulta ser de $X = 1"$, ya que en comparación con con 2" y 3" resulta en mayor disipación de energía como se aprecia en el gráfico. Este comportamiento puede explicarse considerando que el área efectiva de paso entre placas se va disminuyendo, y por el principio de continuidad, la velocidad aumenta y con ello las pérdidas de carga en el interior del dispositivo.

Para fines de diseño, entonces, se eligió el valor de $X = 1"$, por tratarse de la situación más

efectiva en la hidrodinámica del sistema para fines operacionales.

C).-Variando el espesor de las placas (ϵ) y D_p y dejando fijo R y X .- La variación de espesor de las placas se realizó principalmente para analizar como se comportaba el sistema cuando aumentaba el grosor de las placas. Según Sotelo, (1975), así como Collado, (1981), el grosor del orificio (t) de un diafragma aumenta las pérdidas de carga en relación con uno de orificio de cresta delgada. Se considera de cresta gruesa cuando $t \geq .1D$, y en este caso se deben de tomar en cuenta los efectos de fricción en el sistema.

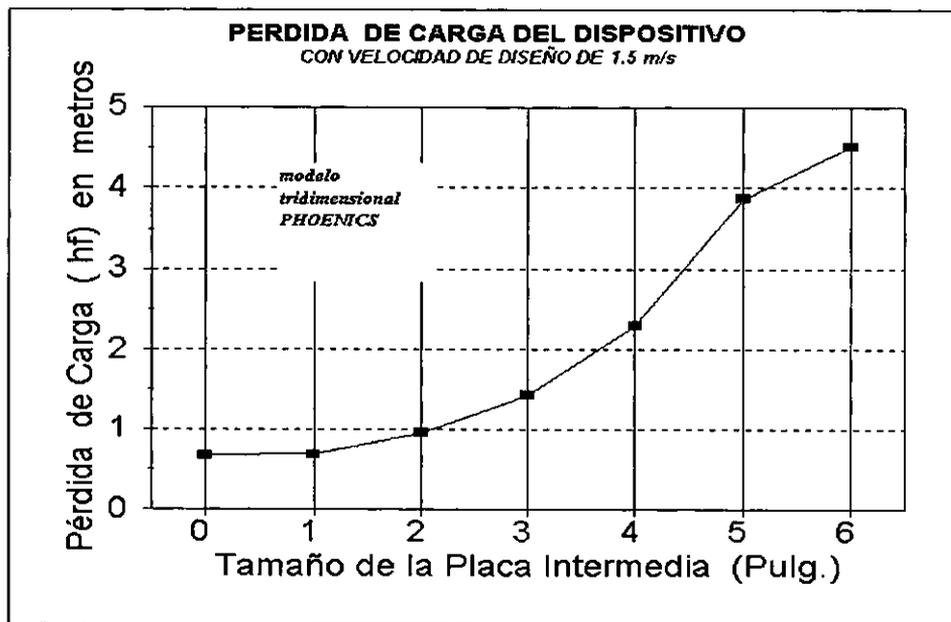
Para fines de experimentación numérica, se consideraron 3 valores para el espesor: $1/2"$, $3/4"$ y $1"$. Considerando tubería de $8"$, para el valor de $1"$ el orificio del diafragma se considera de cresta de gruesa ($t/D = .125$), para valores de $1/2$ se considera de cresta delgada, y para valores de $3/4$ se considera en el límite. La lám. 32 muestra los resultados obtenidos en la simulación con variación del espesor, y D_p , dejando fijo la relación $D/D_o = .625$ y la separación.



lám. 32.- Variación del espesor de placas (ϵ).

De los resultados obtenidos en el gráfico de la lámina 32, se observa que el espesor no es significativo en el funcionamiento del sistema, pues no existe una variación importante en los mismos para condiciones similares. Entonces, para fines de diseño, se consideró utilizar la opción más viable económicamente, $\epsilon = \frac{1}{2}$, ya que el espesor de 1 pulgada se cotizaba 3 veces más caro del valor de éste en el mercado.

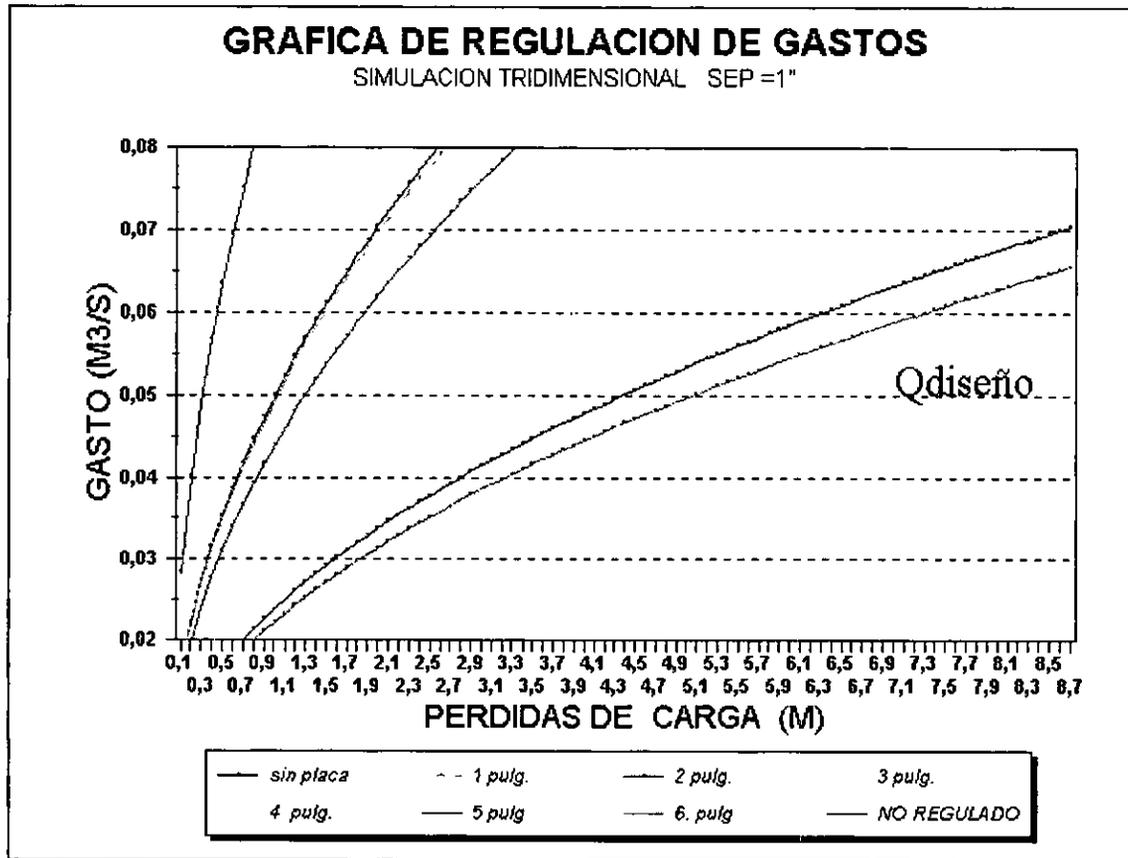
D).- *Variando D_p y dejando fijo las demás variables* . Una vez definidas la variables, R , X y ϵ , faltaba definir cual sería el tamaño de placa óptimo para funcionamiento del sistema. Como resultado de todas las simulaciones se comprobó numéricamente y analíticamente (como se analizará después) que el valor de D_p , constituía uno de los efectos reguladores más importantes del sistema, una vez dejado fijo R , el siguiente factor en importancia era la placa de choque D_p . La lámina 33, muestra la pérdida de carga de diseño para diferentes valores de placa dejando fijas las demás variables y la tabla 3 muestra los resultados de la simulación con los que se construyó tal gráfico.



lám.33.- Variación del tamaño de placa (D_p).

Ante tal situación, y analizando los resultados que muestran el gráfico de la lámina. 33, el rango de operación de la placa abarca pérdidas de carga desde 0.8 hasta 4.5 metros, por esta razón, se optó por construir un dispositivo que abarcara todos los cambio de placas considerados, es decir,

para cada valor de D_p existirá un curva de regulación del sistema, como se muestra en la lámina 34, las cuales se construyeron utilizando un procedimiento semejante al descrito en la tabla 3 donde, se consideran el cálculo del factor K con la ec. 4.45, y el gasto con la ecuación (4.49) y con éste valor de K , suponiendo valores de H_f , se obtienen los datos de la tabla 4.



lám. 34.- Gráfica de regulación carga - gasto para cada tamaño de placa D_p .

El gráfico de la lám. 34, muestra como a partir del tamaño de placa $D_p = 3$, el efecto regulador del sistema comienza a hacerse importante y tiende a un valor constante de gasto para incrementos de carga de operación. La curva 1 del gráfico, corresponde a valores para el caso de una tubería de 8" de diámetro, descargando libremente ($C_d \approx 1$), sin el dispositivo, es decir, no se considera algún efecto de regulación en la curva. Considerando que es simulación numérica, los resultados obtenidos para $D_p = 1"$, $3"$, $4"$, $5"$, y $6"$ muestran como para un determinado valor de pérdida de carga puede haber 2 o más soluciones en el problema para disipar energía e iniciar con un efecto de regulación para aumentos de carga.

CUADRO DE CONSTRUCCION PARA EL CALCULO DE LAS CURVAS DE REGULACION DEL GAS TO

Hf prop. (m)	Gasto sin Dispositivo	CALCULO DE LOS GASTOS REGULADOS PARA LOS VALORES DE J CALCULADOS (m ³ /s)									
		Dp = 0	Dp = 1	Dp = 2	Dp = 3	Dp = 4	Dp = 4.5	Dp = 5	Dp = 5.5	Dp = 6	Dp = 6.5
0.10	0.0284	0.0158	0.0156	0.0139	0.0118	0.0096	0.0082	0.0076	0.0073	0.0070	0.0067
0.20	0.0401	0.0223	0.0220	0.0196	0.0166	0.0136	0.0117	0.0107	0.0103	0.0099	0.0094
0.30	0.0492	0.0273	0.0270	0.0241	0.0204	0.0166	0.0143	0.0131	0.0126	0.0122	0.0115
0.40	0.0568	0.0316	0.0312	0.0278	0.0235	0.0192	0.0165	0.0151	0.0145	0.0141	0.0133
0.50	0.0635	0.0353	0.0349	0.0311	0.0263	0.0214	0.0184	0.0169	0.0162	0.0157	0.0149
0.60	0.0695	0.0387	0.0382	0.0340	0.0288	0.0235	0.0202	0.0185	0.0178	0.0172	0.0163
0.70	0.0751	0.0418	0.0412	0.0367	0.0311	0.0254	0.0218	0.0200	0.0192	0.0186	0.0176
0.80	0.0803	0.0447	0.0441	0.0393	0.0332	0.0271	0.0233	0.0214	0.0206	0.0199	0.0188
0.90	0.0852	0.0474	0.0468	0.0417	0.0353	0.0288	0.0247	0.0227	0.0218	0.0211	0.0200
1.00	0.0898	0.0499	0.0493	0.0439	0.0372	0.0303	0.0261	0.0239	0.0230	0.0222	0.0210
1.10	0.0942	0.0524	0.0517	0.0461	0.0390	0.0318	0.0273	0.0251	0.0241	0.0233	0.0221
1.20	0.0983	0.0547	0.0540	0.0481	0.0407	0.0332	0.0286	0.0262	0.0252	0.0244	0.0230
1.30	0.1024	0.0569	0.0562	0.0501	0.0424	0.0346	0.0297	0.0272	0.0262	0.0253	0.0240
1.40	0.1062	0.0591	0.0583	0.0520	0.0440	0.0359	0.0309	0.0283	0.0272	0.0263	0.0249
1.50	0.1100	0.0612	0.0604	0.0538	0.0455	0.0371	0.0319	0.0293	0.0281	0.0272	0.0258
1.60	0.1136	0.0632	0.0624	0.0556	0.0470	0.0384	0.0330	0.0302	0.0291	0.0281	0.0266
1.70	0.1171	0.0651	0.0643	0.0573	0.0485	0.0395	0.0340	0.0312	0.0300	0.0290	0.0274
1.80	0.1204	0.0670	0.0661	0.0589	0.0499	0.0407	0.0350	0.0321	0.0308	0.0298	0.0282
1.90	0.1237	0.0688	0.0680	0.0605	0.0512	0.0418	0.0359	0.0329	0.0317	0.0306	0.0290
2.00	0.1270	0.0706	0.0697	0.0621	0.0526	0.0429	0.0369	0.0338	0.0325	0.0314	0.0297
2.10	0.1301	0.0724	0.0714	0.0636	0.0539	0.0440	0.0378	0.0346	0.0333	0.0322	0.0305
2.20	0.1332	0.0741	0.0731	0.0651	0.0551	0.0450	0.0387	0.0354	0.0341	0.0330	0.0312
2.30	0.1362	0.0757	0.0748	0.0666	0.0564	0.0460	0.0395	0.0362	0.0348	0.0337	0.0319
2.40	0.1391	0.0774	0.0764	0.0680	0.0576	0.0470	0.0404	0.0370	0.0356	0.0344	0.0326
2.50	0.1419	0.0789	0.0779	0.0694	0.0588	0.0480	0.0412	0.0378	0.0363	0.0352	0.0333
2.60	0.1448	0.0805	0.0795	0.0708	0.0599	0.0489	0.0420	0.0385	0.0371	0.0358	0.0339
2.70	0.1475	0.0820	0.0810	0.0722	0.0611	0.0498	0.0428	0.0393	0.0378	0.0365	0.0346
2.80	0.1502	0.0836	0.0825	0.0735	0.0622	0.0508	0.0436	0.0400	0.0385	0.0372	0.0352
2.90	0.1529	0.0850	0.0840	0.0748	0.0633	0.0517	0.0444	0.0407	0.0391	0.0379	0.0358
3.00	0.1555	0.0865	0.0854	0.0761	0.0644	0.0525	0.0452	0.0414	0.0398	0.0385	0.0364
3.10	0.1581	0.0879	0.0868	0.0773	0.0654	0.0534	0.0459	0.0421	0.0405	0.0391	0.0370
3.20	0.1606	0.0893	0.0882	0.0786	0.0665	0.0543	0.0466	0.0427	0.0411	0.0398	0.0376
3.30	0.1631	0.0907	0.0896	0.0798	0.0675	0.0551	0.0474	0.0434	0.0417	0.0404	0.0382
3.40	0.1655	0.0921	0.0909	0.0810	0.0685	0.0559	0.0481	0.0441	0.0424	0.0410	0.0388
3.50	0.1680	0.0934	0.0922	0.0822	0.0695	0.0567	0.0488	0.0447	0.0430	0.0416	0.0393
3.60	0.1703	0.0947	0.0935	0.0833	0.0705	0.0575	0.0495	0.0453	0.0436	0.0422	0.0399
3.70	0.1727	0.0960	0.0948	0.0845	0.0715	0.0583	0.0502	0.0460	0.0442	0.0428	0.0405
3.80	0.1750	0.0973	0.0961	0.0856	0.0725	0.0591	0.0508	0.0466	0.0448	0.0433	0.0410
3.90	0.1773	0.0986	0.0974	0.0867	0.0734	0.0599	0.0515	0.0472	0.0454	0.0439	0.0415
4.00	0.1796	0.0999	0.0986	0.0878	0.0743	0.0607	0.0521	0.0478	0.0460	0.0445	0.0421
4.10	0.1818	0.1011	0.0998	0.0889	0.0753	0.0614	0.0528	0.0484	0.0465	0.0450	0.0426
4.20	0.1840	0.1023	0.1010	0.0900	0.0762	0.0622	0.0534	0.0490	0.0471	0.0456	0.0431
4.30	0.1862	0.1035	0.1022	0.0911	0.0771	0.0629	0.0541	0.0496	0.0477	0.0461	0.0436
4.40	0.1883	0.1047	0.1034	0.0921	0.0780	0.0636	0.0547	0.0501	0.0482	0.0466	0.0441
4.50	0.1904	0.1059	0.1046	0.0932	0.0789	0.0643	0.0553	0.0507	0.0487	0.0472	0.0446
4.60	0.1925	0.1071	0.1057	0.0942	0.0797	0.0651	0.0559	0.0513	0.0493	0.0477	0.0451
4.70	0.1946	0.1082	0.1069	0.0952	0.0806	0.0658	0.0565	0.0518	0.0498	0.0482	0.0456
4.80	0.1967	0.1094	0.1080	0.0962	0.0814	0.0665	0.0571	0.0524	0.0503	0.0487	0.0461
4.90	0.1987	0.1105	0.1091	0.0972	0.0823	0.0671	0.0577	0.0529	0.0509	0.0492	0.0466
5.00	0.2007	0.1117	0.1102	0.0982	0.0831	0.0678	0.0583	0.0534	0.0514	0.0497	0.0470
5.10	0.2027	0.1128	0.1113	0.0992	0.0839	0.0685	0.0589	0.0540	0.0519	0.0502	0.0475
5.20	0.2047	0.1139	0.1124	0.1001	0.0848	0.0692	0.0595	0.0545	0.0524	0.0507	0.0480
5.30	0.2067	0.1150	0.1135	0.1011	0.0856	0.0698	0.0600	0.0550	0.0529	0.0512	0.0484
5.40	0.2086	0.1160	0.1146	0.1021	0.0864	0.0705	0.0606	0.0555	0.0534	0.0517	0.0489
5.50	0.2105	0.1171	0.1156	0.1030	0.0872	0.0711	0.0611	0.0560	0.0539	0.0521	0.0493
5.60	0.2125	0.1182	0.1167	0.1039	0.0880	0.0718	0.0617	0.0565	0.0544	0.0526	0.0498
5.70	0.2143	0.1192	0.1177	0.1048	0.0887	0.0724	0.0623	0.0571	0.0549	0.0531	0.0502
5.80	0.2162	0.1203	0.1187	0.1058	0.0895	0.0730	0.0628	0.0575	0.0553	0.0535	0.0507
5.90	0.2181	0.1213	0.1197	0.1067	0.0903	0.0737	0.0633	0.0580	0.0558	0.0540	0.0511
6.00	0.2199	0.1223	0.1208	0.1076	0.0911	0.0743	0.0639	0.0585	0.0563	0.0545	0.0515
6.10	0.2217	0.1233	0.1218	0.1085	0.0918	0.0749	0.0644	0.0590	0.0568	0.0549	0.0519
6.20	0.2235	0.1243	0.1228	0.1094	0.0926	0.0755	0.0649	0.0595	0.0572	0.0554	0.0524

Tabla 4.- Datos de la simulación numérica para la construcción de las curvas carga gasto.

IV.4.- ESTUDIO EXPERIMENTAL.

IV.4.1.- Antecedentes.

Con base en los resultados del estudio numérico previo, en el cual se obtuvo el diseño más apropiado del dispositivo regulador para su aplicación en el riego a baja presión, se realizó un estudio experimental en el que se reprodujeron las condiciones de geometría e hidrodinámicas idénticas al diseño numérico, esto con el fin de evaluar tanto al prototipo experimental como los resultados obtenidos del simulador numérico PHOENICS.

El estudio experimental consistió en 2 etapas:

- 1.- Un análisis dimensional del funcionamiento hidráulico del sistema, con el fin de obtener los parámetros adimensionales más importantes que intervienen en la hidrodinámica del flujo.
- 2.- La construcción y evaluación experimental del prototipo a 8" de diámetro sujeto a condiciones de funcionamiento similares a la modelación numérica.

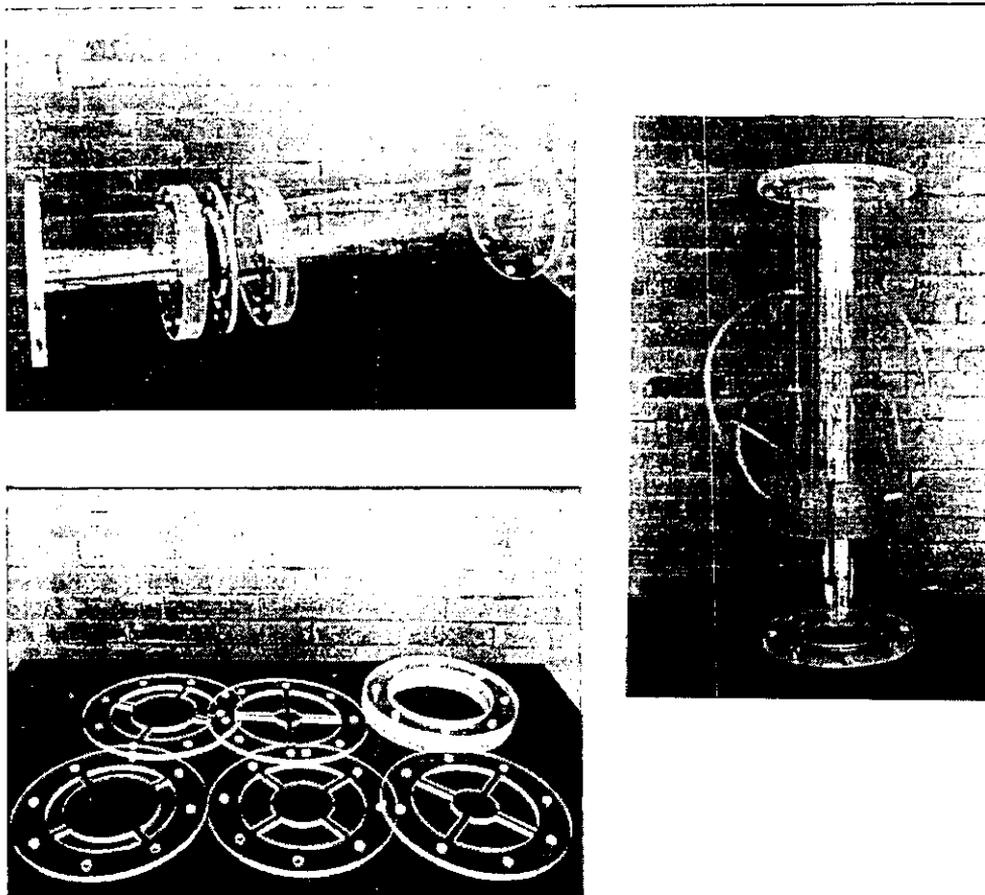
Básicamente se pretendió analizar:

- A).- El comportamiento de las pérdidas de carga producidas por la instalación del dispositivo en una tubería a 8" de diámetro, bajo condiciones de cargas constantes del laboratorio. Para lograr esto, se hizo variar la carga piezométrica antes del dispositivo mediante la válvula de alimentación al sistema y se midió el gasto resultante aguas abajo.
- B).-- Como consecuencia del punto anterior, analizar la eficiencia del dispositivo como regulador de gastos para diferentes valores de presión.
- C).- Algunos efectos secundarios como el comportamiento de la presión en diversos puntos del sistema, y la posibilidad de analizar subpresiones en ciertos puntos del sistema.
- D).- Encontrar la relación H-Q, para usarlo como medidor.

IV.4.2.- Construcción del Prototipo Experimental.

Con los antecedentes de la simulación numérica registrados en el gráfico de la figura 34, era necesario realizar la validación experimental de los mismos. Para tal motivo considerando que el sistema debería de ser funcional en la operación pues requería varios cambios de placa en su estudio experimental, se optó por realizar un diseño, basado en placas de acrílico montadas en un tubería del mismo material sujetas con bridas de conexión en ambos lados. La lámina 35. muestra el plano constructivo para la realización del dispositivo experimental con las dimensiones y características obtenidas de la simulación numérica.

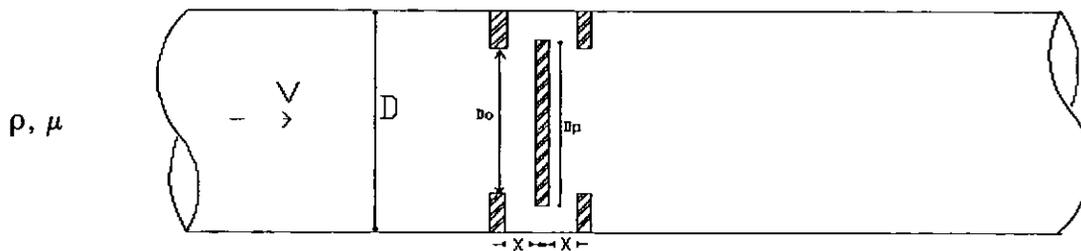
Las fotografías de la lámina 36, muestran al prototipo experimental en 8", en material acrílico, una vez construido y listo para su evaluación en laboratorio, donde se muestran las diferentes placas de choque que se utilizaron como efecto regulador del sistema.



lám 36.- Dispositivo experimental a 8" de diámetro en material acrílico.

IV.4.3.- Análisis Dimensional.

Las principales variables que intervienen en el fenómeno son: la descarga (Q), la caída de presión por unidad de peso ($\Delta P/\gamma$), la velocidad media del flujo (V), el diámetro interior de la tubería (D), la viscosidad dinámica del fluido (μ), la densidad del fluido (ρ), la aceleración de la gravedad (g), el diámetro de la placa de choque (D_p), el diámetro de la placa orificio (D_o) y la distancia entre placas (X), esquematizándolo de la siguiente manera:



lám 37.- Análisis dimensional del problema.

entonces, la ecuación funcional que representa el sistema será:

$$f = f_1 \left(\frac{\Delta P}{\gamma}, V, D, D_p, D_o, X, \rho, \mu, g, Q \right) \quad (4.58)$$

El sistema se puede resolver con las consideraciones siguientes:

1.- De la ecuación de Bernoulli (ec 4.47), se puede considerar que la diferencia de presiones antes y después del dispositivo, corresponde a la pérdida de carga localizada que se produce en el interior del dispositivo, teóricamente esta cantidad se podría expresar como:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = H_f = K \frac{V^2}{2g} \quad (4.59)$$

entonces, el factor a evaluar en este problema, considerando que existe un relación como la ecuación 4.59, sería el coeficiente de pérdida de carga localizada K, ya que éste es el que repercute directamente como un fracción de la carga de velocidad en el conducto.

2.- La ecuación general de gasto en una tubería (ec. 4.46), $Q = (\pi/4)D^2V$, permite eliminar la variable gasto del sistema, considerándolo como una función del diámetro y la velocidad en la tubería.

3.- Considerando que la gravedad se mantiene constante con respecto a un sistema fijo de referencia, también se podría eliminar del sistema, entonces la ecuación 4.58, se convierte ahora en:

$$f = f_1(K, V, D, D_p, D_o, X, \rho, \mu) = 0 \quad (4.60)$$

Donde K ya es un parámetro adimensional implícito del sistema a resolver.

Las cantidades y variables a resolver serían las siguientes:

CANTIDAD	SIMBOLO	DIMENSIONES
Velocidad	V	LT ⁻¹
Diámetro	D	L
Diámetro de placa	D _p	L
Diámetro de Orificio	D _o	L
Separación entre placas	X	L
Densidad	ρ	ML ⁻³
Viscosidad	μ	ML ⁻¹ T ⁻¹

Tabla 5.- Cantidades y variables a resolver en el análisis dimensional.

De esta manera la relación funcional (4.60) se reduce a 7 variables con 3 dimensiones fundamentales, por lo tanto de acuerdo con el Teorema II ó de Buckingham las 7 variables se pueden sustentar en 4 parámetros adimensionales más el parámetro K ya implícito en el sistema.

Considerando los criterios típicos de selección en un sistema de esta naturaleza (Echávez, 1996), se seleccionó a V, ρ, D como variables repetitivas y resolviendo los parámetros, se tienen las siguientes relaciones adimensionales:

$$\Pi_1 = \frac{D_p}{D} \quad \Pi_2 = \frac{D_o}{D} \quad \Pi_3 = \frac{X}{D} \quad \Pi_4 = Re \quad \Pi_5 = K \quad (4.61)$$

La solución general del sistema resulta:

$$f_1 \left(\frac{D_p}{D}, \frac{D_o}{D}, \frac{X}{D}, Re, K \right) = 0 \quad (4.62)$$

Si el término a evaluar es el coeficiente K, entonces:

$$K = f_2 \left(\frac{D_p}{D}, \frac{D_o}{D}, \frac{X}{D}, Re \right) \quad (4.63)$$

Considerando además que por construcción el dispositivo mantiene constante la relación, $R = D_o/D = .625$, la ecuación 4.63, se podría expresar ahora de la forma:

$$K = \frac{D_o}{D} f_3 \left(\frac{D_p}{D}, \frac{X}{D}, Re \right) \quad (4.64)$$

La relación funcional 4.64, representa en términos generales como el sistema está en función directa de 3 términos específicos, dos términos *geométricos* (D_p/D) y (X/D) y un hidrodinámico (Re). Esta relación es general, para todo tipo de dispositivo similar que envuelva las mismas variables (con los correspondientes términos constantes). Para el presente caso, el valor de X/D es un valor constante, el valor de D_p/D corresponde a un valor que en la experimentación se estará variando de acuerdo al tamaño de placa a utilizar. El valor de Re está relacionado directamente con la velocidad (o gasto) de llegada al sistema.

Si se considera un hipótesis adicional se podría considerar que para valores de Re grandes (como es el caso de la experimentación), el comportamiento de la función es independiente de este parámetro, la ecuación 4.64 sería de la forma:

$$K = \frac{D_o}{D} f_3 \left(\frac{D_p}{D}, \frac{X}{D} \right) \quad (4.65)$$

la cual involucra directamente al valor K con la geometría del dispositivo.

IV.4.4.- Instalación Experimental.

La instalación experimental construida para la evaluación del dispositivo se diseñó con la premisa de que resultara práctica en la ejecución de pruebas, eficiente en la obtención de datos y representativa del fenómeno que se planteo analizar, considerando básicamente que se adaptara a las condiciones del Laboratorio de Hidráulica, "Enzo Levi" del Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTALAB).

IV.4.4.1.- Descripción de la Instalación Experimental.

Los componentes principales de la instalación experimental constituyeron diversos módulos dependiendo del análisis a considerar. Se implementó una instalación, como se muestra en la lámina 39, la cual contaba con las siguientes componentes:

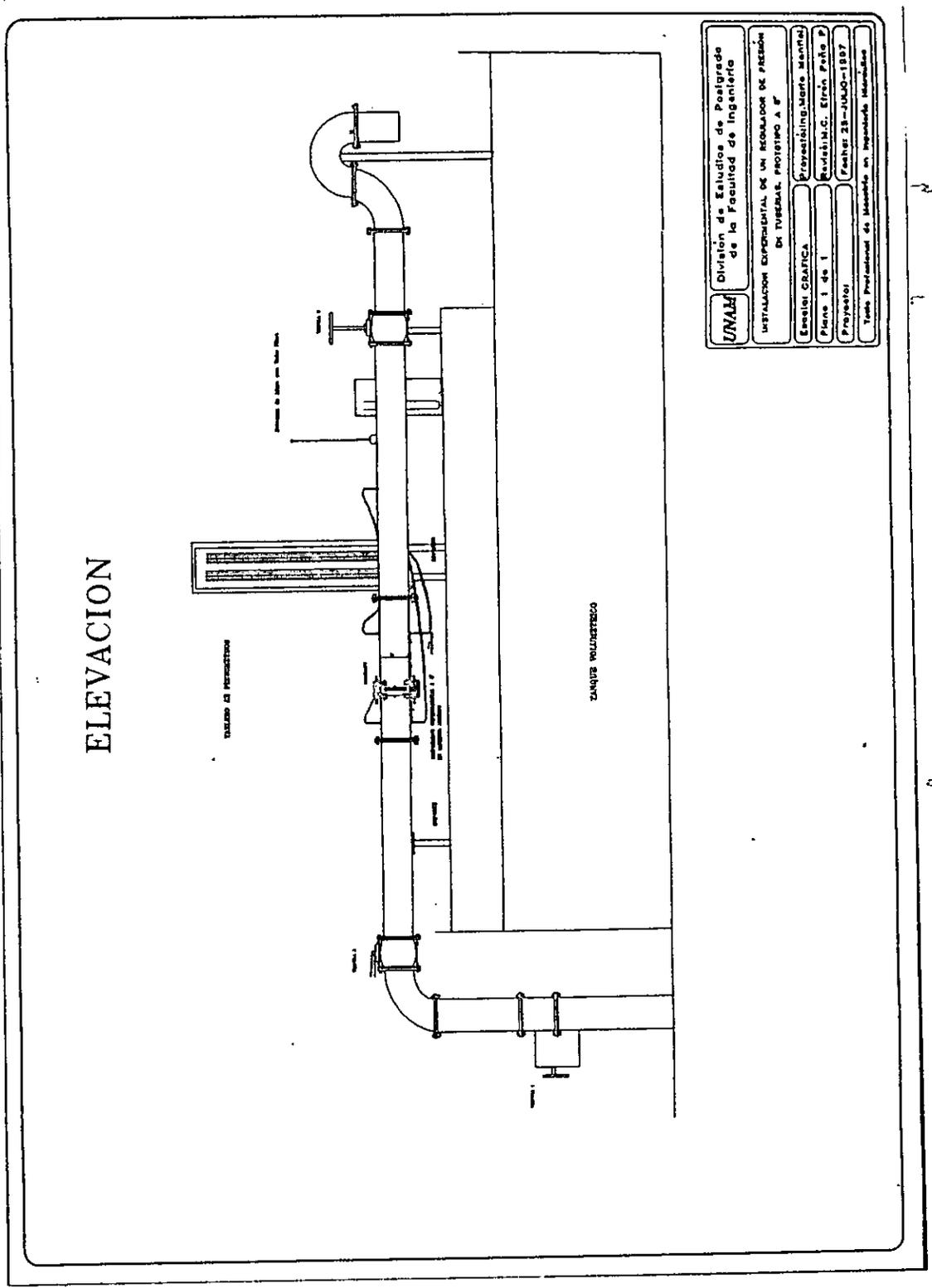
- 1.- Tanque de carga constante.
- 2.- Sistema de tuberías de alimentación y descarga del sistema.
- 3.- Válvulas de control de presión y gastos.
- 4.- Prototipo experimental a 8" de diámetro.
- 5.- Módulo de medición de cargas piezométricas.
- 6.- Módulo de aforo con tubo de Pitot.

Las características del sistema se presentan a continuación:

1.-Tanque de carga constante.- Se acondicionó la instalación de manera que el tanque de carga constante del IMTALAB, funcionara con una carga de trabajo efectiva de aproximadamente 7 m, para las condiciones del sistema.

2.- Sistema de tuberías de alimentación.- Se acondicionó la instalación en el Area de Macromedición del laboratorio, considerando que el rango de gastos a considerar, fue de entre 25 y 100 lps.

3.- Válvulas de control de presión y gastos.- Se instalaron para lograr las condiciones de trabajo apropiadas en la experimentación, y con el fin de aportar las condiciones hidráulicas de presión y velocidad utilizadas en la modelación numérica.



UNAM	División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería	
INSTALACION EXPERIMENTAL DE UN REGULADOR DE PRESION DR. TUDORAE, PROYECTO A 8'		
Escolar GRAFICA	Elaborado por	Ernesto Martínez Martínez
Plano 1 de 1	Revisado por	Revista H.C. Efraín Peña P
Proyecto	Fecha: 23-JULIO-1987	
Tesis Profesional de Maestría en Ingeniería Hidráulica		

lámina 39.- Instalación experimental en el IMTALAB.

La válvula 1, mostrada en la lámina 38, es una válvula de precisión tipo mariposa, la cual funciona como mecanismo regulador de presión y gastos de entrada al sistema. La válvula 2, es del tipo mariposa de media vuelta y permite regular la presión de entrada al sistema, además de dar protección al dispositivo, en casos de cierres o aperturas rápidas. La válvula 3, es del tipo de compuerta y su función consiste en dar la carga de presión necesaria para el correcto funcionamiento del dispositivo aforador o Tubo de Pitot.

4.- Prototipo experimental de 8" de diámetro.- Con base en los resultados de la simulación numérica y las condiciones de operatividad en el sistema hidráulico del laboratorio de hidráulica, donde se tenían cargas de operación de 6 a 7 metros de columna de agua, se construyó un prototipo experimental en material acrílico (lám. 36), con las condiciones de diseño especificadas anteriormente.

El diseño funcional está basado en el principio de funcionamiento de un emisor de riego por goteo a flujo turbulento (lám. 10), en el cual se obliga al flujo a rodear obstáculos, ampliaciones y contracciones que provocan la pérdida de energía necesaria para lograr el equilibrio en la regulación de un gasto dado. Estos goteros debido a su funcionamiento en la operación de cargas grandes y gastos pequeños, sus dimensiones y geometría es bastante embrollada y los materiales de construcción pueden ser de hule, plásticos u otros.

Para el caso de una tubería en 8" de diámetro la construcción del dispositivo pudiese haber sido en material de PVC o algún material similar, sin embargo, para las condiciones de experimentación se eligió el material acrílico, y se dimensionó según los resultados de la simulación numérica previa. La tubería de acrílico utilizada es de 6 mm de espesor, y las placas son de 1/2" de espesor. El dispositivo una vez instalado y en operación se muestra en la lámina 39.

Como se estableció previamente, el efecto regulador del sistema se logra con la variación del diámetro de la placa de choque (D_p) y la distancia entre placas (X), por lo que en la construcción del dispositivo se consideraron 6 casos de experimentación:

- 6 condiciones de trabajo a una distancia $X = 1$ pulgada (2.54 cm), con variación de D_p igual a 0,2,3,4,5 y 6 pulg., y una relación de diámetros $R = .625$.

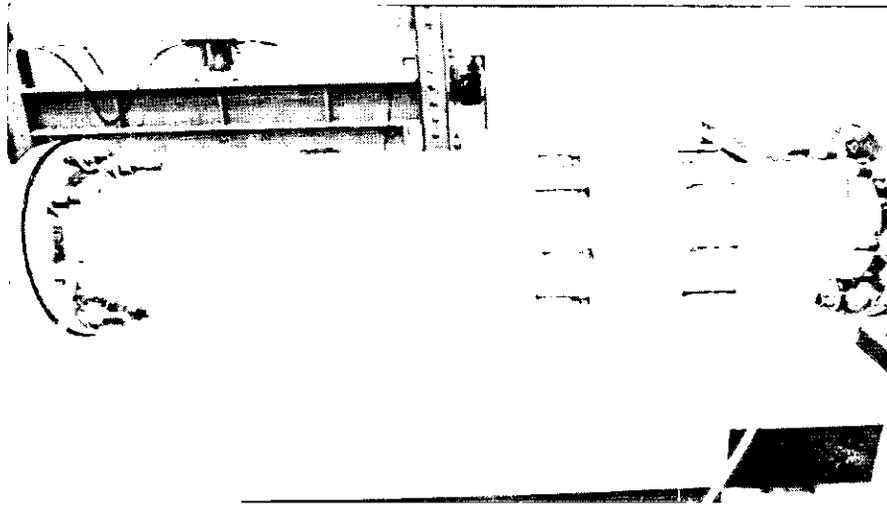


lámina 39.- Dispositivo experimental en operación.

Cabe mencionar, que el caso $D_p = 0$ constituye un variante en el dispositivo, ya que considera sólo el efecto del arreglo de los diafragmas en serie propuesto por Muñoz en 1993 (lám.11), en donde obtuvo resultados de simulación numérica con PHOENICS, considerando el efecto de la capa límite en la regulación de gastos para dispositivos similares en regaderas domésticas. En el presente trabajo, se realizó tal análisis pero sólo para una condición de separación entre placas que en este caso en particular por las características constructivas es de 2.5".

El otro aspecto a considerar en la construcción del dispositivo, es el caso $D_p = 1$, en donde debido a los resultados de la simulación numérica con PHOENICS, el caso $D_p = 1$, era bastante similar a la condición $D_p = 0$, esto se podría explicar considerando que el efecto de choque en la placa, es aproximadamente igual y el efecto regulador es casi el mismo, para ambos.

5.- Módulo de medición de cargas piezométricas.- Se acondicionaron 2 manómetros simples de rama abierta, cuidadosamente calibrados y conectados al eje central de la tubería, para medir la carga de presión antes y después del dispositivo. Se instalaron 7 piezómetros como se muestra en la lám. 39, con el fin de obtener la variación del gradiente de energía antes y después del dispositivo.

Para el caso de medición de cargas grandes, (mayores de 2 metros), antes del dispositivo a una distancia igual al diámetro D de la tubería (20.32 cm), se instaló un manómetro simple de tubo en U con mercurio, como el líquido mas denso dentro del conducto ($\rho = 13,550 \text{ kg/m}^3$), esto con

el fin de determinar la carga piezométrica de llegada al dispositivo.

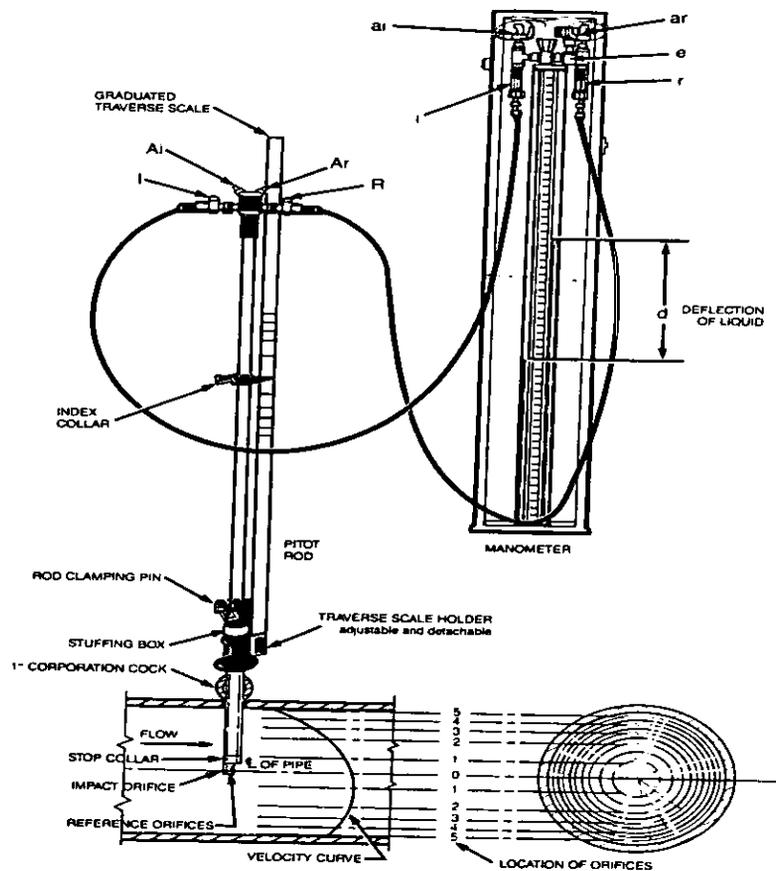
Según los resultados de la simulación numérica y de las condiciones de carga existentes en el laboratorio, se esperaba que después del dispositivo se tuviesen condiciones de carga piezométrica más pequeñas en relación a la carga de llegada, por lo que se instalaron 6 piezómetros simples en tubo transparentes a distancias de 1D, 2D, 3D, 4D, 8D, y 12 diámetros después del dispositivo, esto, considerando que el restablecimiento del gradiente de presión es de aproximadamente 4.5D según (Langren y Sparrow, 1989), citados por Aguilar *et al*, (1989).

En ambos casos, el líquido que lleva en su interior el conducto asciende hasta alcanzar el equilibrio, determinándose entonces la presión mediante la distancia vertical h hasta el menisco (en la superficie libre del líquido), en unidades de columna de líquido y en unidades de presión al multiplicar el valor de h por el peso volumétrico de líquido.

Debido a lo sensible que resulta la medición de la presión de esta forma, la precisión que se obtiene en los resultados, es bastante aceptable, sobre todo para el caso del piezómetro simple con agua, ya que se podrían tener errores en la medición de tan sólo ± 2 milímetros de columna de agua, lo que asegura una buena aproximación en las mediciones, sin embargo, para el caso del mercurio, un error en la medición de milímetros de ± 2 milímetros repercute en un ± 2.7 cm de carga en columna de agua, por lo que se trató de optimizar al máximo las lecturas en el manómetro de mercurio.

6.- Módulo de aforo con Tubo de Pitot. Considerando que una parte importante de la experimentación corresponde en lograr un buen éxito en la obtención de los gastos, se optó por utilizar una metodología que aparte de dar confiabilidad a los resultados obtenidos, no obstruyera ni alterara las condiciones del flujo. Siguiendo la metodología establecida por el IMTA (1989), para la medición de gastos en tuberías con Pitometría, se acondicionó un módulo de aforo (lám.41), consistente en:

- Tubo de Pitot Simple marca Leopold tipo ROD.
- Manómetro en U.



lám.40- Módulo de aforo con tubo de Pitot.

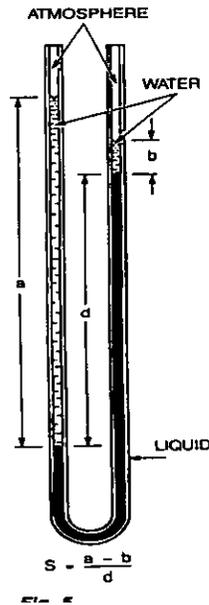
Como actividad previa al aforo, se realizó la determinación del coeficiente de uniformidad de la velocidad o el factor de velocidad en la tubería (F_v) y la densidad relativa (S) del líquido, que se utilizó en el manómetro en U del tubo Pitot, ya que se utilizó una mezcla de líquidos, muy semejante a la densidad del tetracloruro de carbono, el cual tiene un densidad de aproximadamente 1473 kg/m^3 . (1.473 veces mas pesado que el agua).

V.4.5.- Pruebas de Medición Realizadas.

IV.4.5.1.- Determinación de la Densidad Relativa. (S)

Como prueba anterior a la medición, se realizó la determinación de la densidad con respecto al agua del líquido utilizado en el manómetro en U del tubo de Pitot, ya que se desconocía con exactitud su valor. La densidad relativa de un líquido o de una mezcla de líquidos, se puede

calcular por la diferencia en longitudes, producida por el peso de una columna de agua aplicada, si inicialmente se tiene una columna del líquido a calcular en equilibrio y los extremos del cilindro a condición atmosférica (lám. 41). Se realizó la prueba con los siguientes datos:



lám. 41.- Determinación de la densidad relativa (S) del líquido utilizado.

$$S = \frac{a - b}{d} = \frac{51.2 - 34.4}{11.4} = 1.473 \quad (4.66)$$

El resultado encontrado, indica que el líquido utilizado es muy aproximado al valor del tetracloruro de carbono, el cual su valor es de aproximadamente $S = 1.6$, para otros líquidos como el mercurio, su densidad relativa es de 13.56.

IV.4.5.2.- Determinación del Coeficiente de uniformidad o Factor de velocidad (Fv).

La determinación del Coeficiente de uniformidad (Fv), se realizó conforme a la metodología especificada por el IMTA (1989), y el Boletín Técnico SPE- 100 de LEOPOLD (1989), el cual considera inicialmente subdividir el diámetro real de la tubería (203 mm) en 5 anillos concéntricos de la misma área partir del centro de la tubería, es decir, se tuvieron 10 lecturas en total, ya que se consideraron 5 lecturas arriba del centro y 5 por abajo, las cuales se

compararon con la velocidad central (V_c) al mismo tiempo. En la lám. 40, se muestra la subdivisión realizada en la tubería de 8" y los diferentes radios considerados para la misma, así como los resultados obtenidos en velocidades para las diferentes lecturas y el cálculo del factor de velocidad (F_v). Utilizando el software PITOMETRIA del IMTA, se calculó el F_v considerando además, 21 lecturas al centro de la tubería a intervalos de 30 seg de tiempo. La tabla 6, muestra el cálculo para el factor de velocidad (F_v).

Diámetro nominal: 200 mm

Fecha: 19 de sep de 1997

Diámetro real: 206.4 mm

Operador: Petronilo Cortés y Mario Montiel.

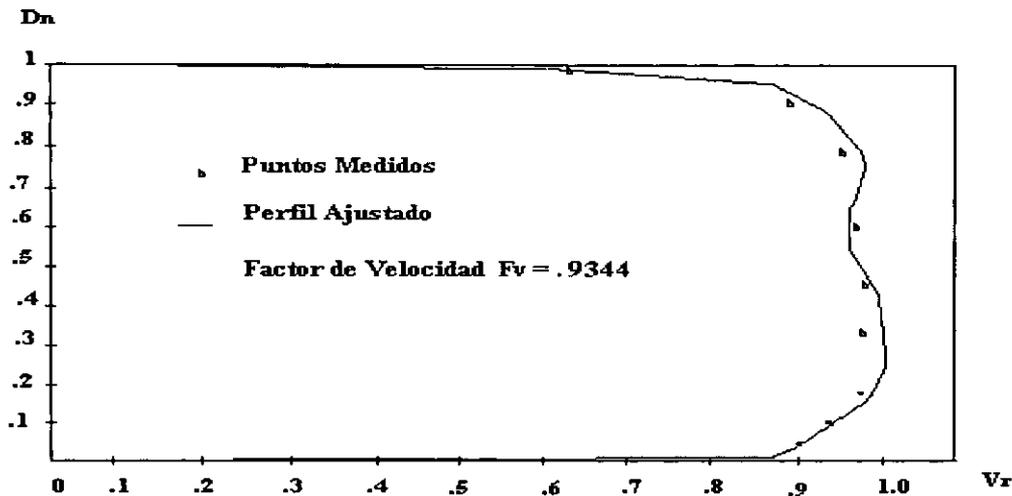
Rn (mm)	h (mm)	hc (mm)	V	Vc
R5 = 97.93	202	511	1.102	1.7529
R4 = 86.37	474	510	1.688	1.751
R3 = 72.96	477	507	1.693	1.746
R2 = 56.45	502	506	1.737	1.744
R1 = 32.6	504	514	1.7408	1.758
-R1 = 32.6	506	510	1.7443	1.7512
-R2 = 56.45	502	508	1.737	1.747
-R3 = 72.96	472	509	1.684	1.749
-R4 = 86.37	468	511	1.677	1.7529
-R5 = 97.93	418	508	1.585	1.747
TOTAL			16.3878	17.499
PROMEDIO			1.63878	1.7499

Tabla 6.- Cálculo del Coeficiente de Uniformidad de la velocidad (F_v).

Entonces el factor de uniformidad para la velocidad en la tubería es igual a:

$$F_v = \frac{V_m}{V_c} = \frac{1.63878}{1.7499} = 0.93449 \quad (4.67)$$

La lámina. 42 muestra el diagrama de velocidades obtenido, en el software Pitometría:



lám. 42.- Diagrama de velocidades experimental obtenido para la tubería de 8".

V.4.5.3.- Cálculo del Gasto en la Tubería.

El tubo de Pitot ha sido bastante estudiado. El principio de funcionamiento podría ser resumido de la siguiente forma: el flujo del agua es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de la presión de impacto y la presión de referencia. Un manómetro conectado a un tubo de Pitot provee un simple y sensible mecanismo para medir esta diferencia de presiones. Si se consideran 2 piezómetros conectados al manómetro y sea H igual a la distancia medida en metros entre las dos elevaciones de la columna de agua, entonces, la velocidad al centro de la tubería, será igual a: $V_c = C (2gH)^{1/2}$, donde, C es el coeficiente del modelo de fabrica de Tubo de Pitot utilizado (que para el presente modelo es .805).

Cuando se usa un líquido más pesado que el agua, se puede demostrar que para un manómetro simple, $H = d (S-1)$, donde S es la densidad relativa del líquido, y d es la deflección que se presenta en el manómetro, entonces ahora la velocidad, será igual a:

$$V_c = .802 \sqrt{2gd(S-1)} \quad (4.68)$$

cuando se calcula el gasto en la tubería, se utiliza la ecuación general de gasto:

$$Q = AV_m = \frac{AV_m}{V_c} V_c = AF_v V_c \quad (4.69)$$

donde A, es el area efectiva en la tubería, Vm es la velocidad media en la tubería, Fv el coeficiente de uniformidad para la velocidad y Vc, la velocidad medida al centro de la tubería. Substituyendo 4.68 en 4.69, se obtiene la ecuación que calcula el gasto en la tubería:

$$Q = .802AF_v \sqrt{2gd(S-1)} \quad (4.70)$$

En la ecuación 4.70, existen variables que para la medición se consideran como constantes, estos valores ya fueron calculados con anterioridad para la tubería experimental y son los siguientes:

- 1- Area Efectiva para tubería de 8", A = .0333 m²
- 2- Coeficiente de Uniformidad, Fv = 0.93449
- 3- Densidad Relativa del líquido, S = 1.473

y considerando estos valores, además del valor de la aceleración de la gravedad, la ecuación 4.70, se traduce a la forma:

$$Q = .07631\sqrt{d} \quad (4.71)$$

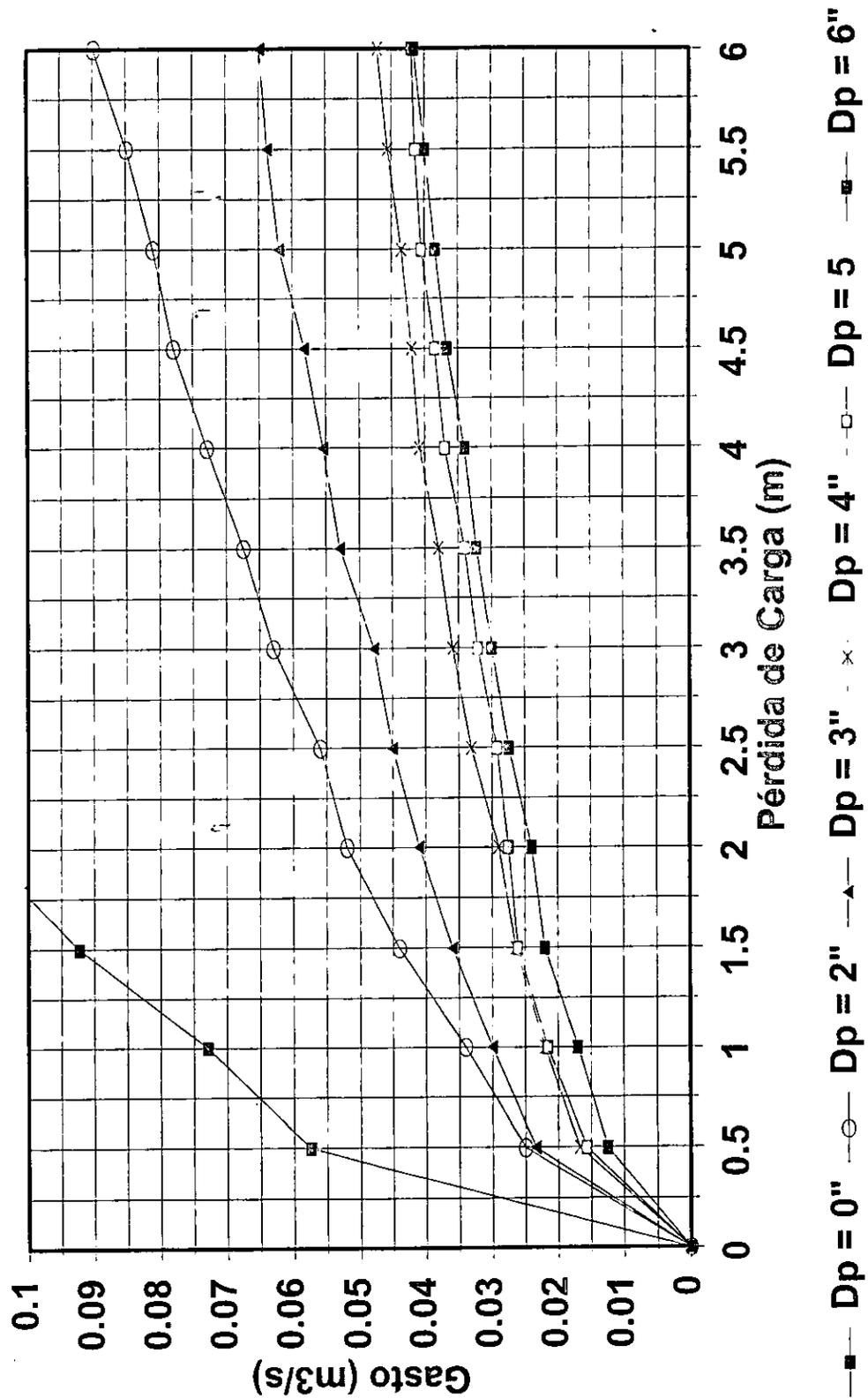
donde d, es la diferencia de niveles en el líquido producido en el manómetro para velocidades medidas al centro de la tubería. Cuando se utiliza el mercurio como líquido más pesado que el agua, S = 13.575 y la ecuación 4.71 cambia a la forma:

$$Q = .393476\sqrt{d} \quad (4.72)$$

Entonces, utilizando la ecuación 4.71, se calcularon los gastos para las pruebas realizadas en las placas de 6", 5", 4", 3" y 2", y para la situación de Dp = 0, se utilizó la ecuación 4.72, pues en la medición se presentaron velocidades muy altas, y fue necesario cambiar a un líquido más pesado como el Mercurio, para poder tener margen de medición en el manómetro.

Las tablas 7 ,8, 9,10,11 y 12, representan los datos obtenidos en la experimentación así, como el cálculo de los respectivos gastos en el sistema. La lámina 43, muestra las curvas Carga- Gasto obtenidas de la experimentación para cada tamaño de placa Dp.

Curvas Experimentales Para Diferentes Tamaños de Placa



lám. 43.- Curvas carga-gasto experimentales.

PRUEBA	CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN EL CONDUCTO										CALCULO DEL GASTO POR PITOMETRIA				
	Lectura (h) del Manómetro en cada toma Piezométrica		P/ m	cm de H ₂ O	Pérdida de Carga (h1-h7) (m)	H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M ³ /s)	H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M ³ /s)
	1	2													
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0000
1	8.60	18.80	10.20	1.38	1.28	0.10	1.40	1.45	1.50	1.45	1.50	1.50	1.45	1.45	0.0092
2	8.50	23.80	15.30	2.07	1.24	0.83	4.10	4.20	4.10	4.10	4.20	4.10	4.13	4.13	0.0155
3	8.15	30.90	22.75	3.08	1.64	1.44	7.90	8.00	8.00	7.90	8.00	8.00	7.97	7.97	0.0215
4	8.10	36.23	28.13	3.81	1.26	2.55	13.10	13.10	13.10	13.10	13.10	13.10	13.10	13.10	0.0276
5	7.90	41.55	33.65	4.56	1.35	3.21	16.45	16.40	16.30	16.45	16.40	16.30	16.38	16.38	0.0309
6	7.70	46.25	38.55	5.22	1.38	3.85	19.50	19.60	19.60	19.50	19.60	19.60	19.57	19.57	0.0338
7	7.60	48.50	40.90	5.54	1.43	4.11	21.25	21.30	21.30	21.25	21.30	21.30	21.28	21.28	0.0352
8	7.45	53.50	46.05	6.24	1.52	4.72	24.10	24.10	24.10	24.10	24.10	24.10	24.10	24.10	0.0375
9	7.40	56.85	49.45	6.70	1.61	5.10	26.00	26.10	26.10	26.00	26.10	26.10	26.07	26.07	0.0390
10	7.30	58.80	51.50	6.98	1.64	5.34	26.90	26.80	26.90	26.90	26.80	26.90	26.87	26.87	0.0396
12	7.20	59.70	52.50	7.11	1.65	5.46	27.50	27.60	27.50	27.50	27.60	27.50	27.53	27.53	0.0400

Tabla 7.- Cálculo del gasto por Pitometría para tamaño de placa intermedia de 6 pulgadas.

PRUEBA	CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN EL CONDUCTO										CALCULO DEL GASTO POR PITOMETRIA				
	Lectura (h) del Manómetro en cada toma Piezométrica		P/ m	cm de H ₂ O	Pérdida de Carga (h1-h7) (m)	H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M ³ /s)	H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M ³ /s)
	1	2													
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0000
1	8.40	22.30	13.90	1.88	1.56	0.32	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	0.0121
2	8.40	24.40	16.00	2.17	1.73	0.44	3.70	3.80	3.70	3.70	3.80	3.75	3.75	3.75	0.0148
3	8.20	30.40	22.20	3.01	1.61	1.40	11.20	11.20	11.20	11.20	11.20	11.20	11.23	11.23	0.0256
4	8.00	37.10	29.10	3.94	1.28	2.66	15.70	15.60	15.60	15.70	15.60	15.60	15.63	15.63	0.0302
5	7.80	41.20	33.40	4.53	1.35	3.17	18.60	18.80	18.70	18.60	18.80	18.70	18.70	18.70	0.0335
6	7.75	42.20	34.45	4.67	1.37	3.30	19.40	19.40	19.30	19.40	19.30	19.30	19.30	19.30	0.0369
7	7.60	47.80	40.20	5.45	1.44	4.01	23.40	23.50	23.30	23.40	23.30	23.40	23.40	23.40	0.0376
8	7.50	49.00	41.50	5.62	1.46	4.16	24.40	24.40	24.30	24.40	24.30	24.30	24.30	24.30	0.0386
9	7.45	51.50	44.05	5.97	1.51	4.46	25.70	25.70	25.60	25.70	25.60	25.60	25.63	25.63	0.0392
10	7.35	52.80	45.45	6.16	1.54	4.62	26.30	26.30	26.40	26.30	26.40	26.35	26.35	26.35	0.0402
11	7.35	56.00	48.65	6.59	1.60	4.99	27.70	27.80	27.70	27.70	27.80	27.75	27.75	27.75	0.0409
12	7.30	58.80	51.50	6.98	1.65	5.32	28.70	28.70	28.70	28.70	28.70	28.70	28.70	28.70	0.0409
13	7.30	59.50	52.20	7.07	1.67	5.41	28.75	28.75	28.70	28.75	28.70	28.75	28.73	28.73	0.0409
14	7.25	59.60	52.35	7.09	1.67	5.42	29.00	28.90	29.00	29.00	28.90	29.00	28.97	28.97	0.0411

Tabla 8.- Cálculo del gasto por Pitometría para tamaño de placa intermedia de 5 pulgadas.

PRUEBA	CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN EL CONDUCTO					CALCULO DEL GASTO POR PITOMETRIA						
	Lectura (h) del Manómetro en cada toma Piezométrica					Pérdida de Carga						
	1	2	3	4	5	P/ m	7	H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M3/s)
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0000
1	8.65	17.00	8.35	1.13	0.87	0.26	3.15	3.20	3.20	3.20	3.18	0.0136
2	8.40	25.10	16.70	2.26	1.08	1.19	9.85	9.80	9.80	9.80	9.82	0.0239
3	8.20	27.30	19.10	2.59	1.12	1.47	11.50	11.60	11.50	11.50	11.53	0.0259
4	8.05	36.20	28.15	3.81	1.23	2.59	19.30	19.20	19.25	19.25	19.25	0.0335
5	7.85	40.70	32.85	4.45	1.33	3.13	22.80	22.70	22.90	22.80	22.80	0.0364
6	7.70	45.80	38.10	5.16	1.43	3.73	27.10	27.10	27.15	27.15	27.12	0.0397
7	7.60	49.20	41.60	5.64	1.50	4.14	28.70	28.80	28.80	28.77	28.77	0.0409
8	7.45	52.25	44.80	6.07	1.55	4.52	29.40	29.35	29.40	29.40	29.38	0.0414
9	7.40	54.45	47.05	6.38	1.59	4.79	31.60	31.60	31.70	31.60	31.63	0.0429
10	7.30	56.40	49.10	6.65	1.65	5.00	32.50	32.60	32.60	32.60	32.57	0.0435
11	7.20	58.90	51.70	7.01	1.68	5.33	34.80	34.90	34.90	35.00	34.90	0.0451

Tabla 9.- Cálculo del gasto por Pitometría para tamaño de placa intermedia de 4 pulgadas.

PRUEBA	CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN EL CONDUCTO					CALCULO DEL GASTO POR PITOMETRIA						
	Lectura (h) del Manómetro en cada toma Piezométrica					Pérdida de Carga						
	1	2	3	4	5	P/ m	7	H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M3/s)
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0000
1	8.70	18.70	10.00	1.36	1.30	0.05	2.85	2.90	2.90	3.00	2.92	0.0130
2	8.60	22.70	14.10	1.91	1.39	0.52	9.30	9.40	9.40	9.40	9.37	0.0234
3	8.30	26.70	18.40	2.49	1.22	1.27	19.40	19.50	19.50	19.30	19.40	0.0336
4	8.05	34.30	26.25	3.56	1.31	2.24	31.60	31.70	31.70	31.80	31.70	0.0430
5	7.93	39.20	31.27	4.24	1.25	2.99	40.30	40.30	40.20	40.20	40.27	0.0484
6	7.80	43.90	36.10	4.89	1.35	3.55	47.80	47.60	47.70	47.70	47.70	0.0527
7	7.70	46.75	39.05	5.29	1.41	3.88	51.80	51.80	51.80	51.80	51.80	0.0549
8	7.50	49.40	41.90	5.68	1.45	4.22	55.00	54.90	54.90	54.90	54.93	0.0566
9	7.30	54.45	47.15	6.39	1.56	4.82	64.60	64.50	64.50	64.60	64.57	0.0613
10	7.20	56.10	48.90	6.63	1.58	5.04	65.75	65.80	65.80	65.80	65.78	0.0619

Tabla 10.- Cálculo del gasto por Pitometría para tamaño de placa intermedia de 3 pulgadas.

PRUEBA	CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN EL CONDUCTO											CALCULO DEL GASTO POR PITOMETRIA				
	Lectura (h) del Manómetro en cada toma Piezométrica							Pérdida de Carga				H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M3/s)
	1	2	3	4	5	6	7	cm de Hg	cm de Hg	cm de Hg	cm de Hg					
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.0000
1	8.80	15.30	18.10	22.80	26.87	29.40	31.52	33.32	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	0.0131
2	8.60	18.10	22.80	26.87	29.40	31.52	33.32	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	0.0226	
3	8.50	22.80	26.87	29.40	31.52	33.32	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	0.0351	
4	8.35	26.87	29.40	31.52	33.32	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	55.90	0.0435	
5	8.25	29.40	31.52	33.32	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	55.90	58.80	0.0454	
6	8.20	31.52	33.32	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	55.90	58.80	61.70	0.0303	
7	8.05	36.25	38.20	40.60	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	55.90	58.80	61.70	64.60	67.50	0.0563	
8	7.90	39.20	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	55.90	58.80	61.70	64.60	67.50	70.40	73.30	0.0603	
9	7.70	43.07	45.60	48.10	50.60	53.00	55.90	58.80	61.70	64.60	67.50	70.40	73.30	76.20	0.0664	
10	7.50	48.10	50.60	53.00	55.90	58.80	61.70	64.60	67.50	70.40	73.30	76.20	79.10	82.00	0.0726	
11	7.40	53.00	55.90	58.80	61.70	64.60	67.50	70.40	73.30	76.20	79.10	82.00	84.90	87.80	0.0768	

Tabla 11.- Cálculo del gasto por Pitometría para tamaño de placa intermedia de 2 pulgadas.

PRUEBA	CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN EL CONDUCTO											CALCULO DEL GASTO POR PITOMETRIA				
	Lectura (h) del Manómetro en cada toma Piezométrica							Pérdida de Carga				H1 (cm)	H2 (cm)	H3 (cm)	PROMEDIO (cm)	GASTO (M3/s)
	1	2	3	4	5	6	7	cm de Hg	cm de Hg	cm de Hg	cm de Hg					
1	8.70	15.70	18.35	22.00	25.40	28.00	31.30	34.30	37.00	39.50	41.80	43.90	45.60	47.10	48.50	0.0216
2	8.70	18.35	22.00	25.40	28.00	31.30	34.30	37.00	39.50	41.80	43.90	45.60	47.10	48.50	50.00	0.0454
3	8.60	19.40	22.00	25.40	28.00	31.30	34.30	37.00	39.50	41.80	43.90	45.60	47.10	48.50	50.00	0.0641
4	8.50	22.00	25.40	28.00	31.30	34.30	37.00	39.50	41.80	43.90	45.60	47.10	48.50	50.00	51.90	0.0697
5	8.40	25.40	28.00	31.30	34.30	37.00	39.50	41.80	43.90	45.60	47.10	48.50	50.00	51.90	53.80	0.0759
6	8.20	31.90	34.30	37.00	39.50	41.80	43.90	45.60	47.10	48.50	50.00	51.90	53.80	55.70	57.60	0.0946
7	7.80	42.70	45.60	48.50	51.40	54.30	57.20	60.10	63.00	65.90	68.80	71.70	74.60	77.50	80.40	0.1154

Tabla 12.- Cálculo del gasto por Pitometría para condición de sin placa intermedia.

IV.4.5.4.- Determinación del Coeficiente de Pérdida de Carga Localizada (K).

Según los resultados del análisis dimensional, la ecuación 4.64, muestra como el coeficiente de pérdida de carga localizada (K), esta en función directa de la relación $R = D_p/D$, X/D y el Número de Reynolds (Re). Esta ecuación, es general para diferentes relaciones diámetros y condiciones de funcionamiento de sistemas parecidos. Sin embargo, si se considera que para el presente trabajo, se trabajó sólo con un espaciamiento $X=1$ ", un diámetro $D = 8$ ", entonces para cada tamaño de placa de choque (D_p), se obtendría una relación del comportamiento de K en función directa del Número de Reynolds. Esta relación podría ser deducida, considerando la ecuación general de pérdida de carga localizada (ec. 3.6), despejando K en función del velocidad, entonces:

$$K = \frac{2gh_r}{v^2} \quad (4.73)$$

además, si se considera el valor de la velocidad en función del Número de Reynolds como: $V = \text{Rev} / D$ y substituyendo en la ecuación 4.73, entonces:

$$K = \frac{2gh_r D^2}{R_e^2 v^2} \quad (4.74)$$

la cual constituye, la ecuación general para calcular K en función del Número de Reynolds para cada tamaño de placa de choque. Ahora si se considera como constante a: $D = .2032$ m, $g=9.81$ m/s², y viscosidad constante para una temperatura de 20° C, ($\nu = 1.02 \times 10^{-6}$ m²/s) y escribiendo la ecuación 4.74 en función del gasto y de h_r , los cuales fueron los datos obtenidos directamente en la experimentación, entonces:

$$K = .020633557 \frac{h_r}{Q^2} \quad (4.75)$$

La cual es la ecuación usada para obtener el valor de K experimental. La tabla 13, muestra los resultados experimentales del Número de Reynolds para cada tamaño de placa, los cuales se calcularon utilizando la ecuación (4.74) y la tabla 14 muestra el cálculo del valor de K

experimental con la ecuación 4.75, además, se construyó la grafica de la lámina 44, para cada valor de tamaño de placa D_p , a diferentes condiciones de funcionamiento del dispositivo.

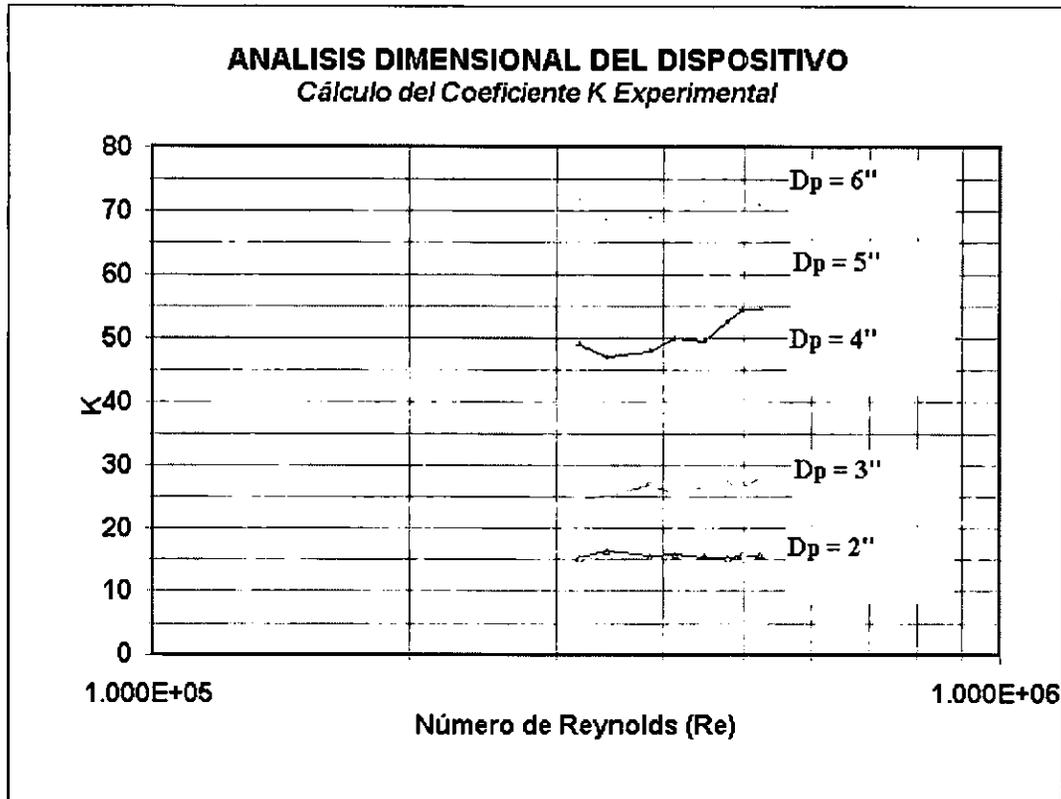


lámina 44.- Gráfica de análisis dimensional del dispositivo.

Del gráfico anterior, se puede estimar en forma aproximada que el coeficiente de pérdida de carga localizada K , para números de Reynolds mayores de 100,000 mantiene un comportamiento casi constante sobre todo cuando se consideran valores de placas de choque (D_p) mínimos. Lo que justifica el la hipótesis realizada en la ecuación 4.65. Este comportamiento de las curvas se podría explicar en función del flujo que se presenta en la tubería, ya que es un flujo muy semejante al de un diafragma o placa orificio, en donde para valores de Re mayores de 50,000, el valor de K es constante. (Sotelo, 1975).

En el caso de placas de choque mayores de 3, el coeficiente K sufre cierta variación, pero con cierta tendencia a mantenerse constante. Estas variaciones podrían atribuirse directamente a efectos producidos por variaciones de la velocidad en la tubería o la turbulencia generada por el dispositivo, la cual es bastante considerando que existe una placa que obstaculiza el flujo de paso.

CALCULO DEL NUMERO DE REYNOLDS POR TAMAÑO DE PLACA

P0	P2	P3	P4	P5	P6
adim	adim	adim	adim	adim	adim
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
353227.159	153577.026	143748.096	103203.761	96446.372	76788.513
448444.915	208864.755	184292.431	135147.782	132690.550	104432.377
567006.378	270295.565	221150.917	162177.339	160334.415	135147.782
657309.669	319440.213	251866.322	178149.350	169180.451	147433.945
737169.723	344012.537	276438.646	203335.982	179992.274	168320.420
	387014.104	293639.273	220536.609	197192.901	184292.431
	414657.969	325583.294	233437.079	208864.755	198421.517
	448444.915	340940.997	250637.706	227293.998	208864.755
	479160.320	358141.624	258009.403	236508.619	225451.073
	497589.563	380871.023	267224.024	248794.781	235894.311
	522161.887	391928.569	280124.495	254937.862	245723.241
	552877.292	399300.266	289953.424	258009.403	256166.479

Tabla 13.- Cálculo del Número de Reynolds por tamaño de placa.

CALCULO DEL COEFICIENTE K EXPERIMENTAL

P0	P2	P3	P4	P5	P6
adim	adim	adim	adim	adim	adim
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3.12	16.51	18.84	36.55	41.85	66.03
3.87	17.85	22.93	42.63	44.22	71.40
3.63	15.99	23.88	44.41	45.43	63.95
3.60	15.26	24.55	49.07	54.41	71.64
3.58	16.45	25.47	47.08	60.09	68.71
	15.60	27.09	48.03	60.07	68.78
	15.85	25.71	50.01	62.47	69.22
	15.49	26.79	49.58	60.29	71.40
	15.26	27.32	52.64	62.64	68.94
	15.72	26.84	54.52	62.90	69.97
	15.71	27.88	54.58	65.89	70.93
	15.28	29.30	55.57	70.18	71.20

Tabla 14.- Cálculo del coeficiente de pérdida localizada K.

IV.5.- MODELACIÓN HÍBRIDA.

Con base en los resultados obtenidos tanto del estudio numérico como de la evaluación experimental, la confrontación entre ambos resulta inevitable, sobre todo si se considera que para fines experimentales se utilizaron los resultados de la modelación numérica tanto bidimensional como tridimensional de PHOENICS.

Ante tal situación, es conveniente incluir en el presente trabajo una tercera etapa para tratar de lograr los objetivos propuestos: La *modelación híbrida del sistema*, la cual se podría definir como el ajuste del modelo numérico con la contrastación de la información real, es decir, a partir de los resultados de la experimentación con flujo turbulento en laboratorio, se pretende calibrar la modelación numérica para tratar de obtener las condiciones óptimas de funcionamiento del Código PHOENICS, en trabajos similares.

IV.5.1.- Confrontación del Estudio Realizado.

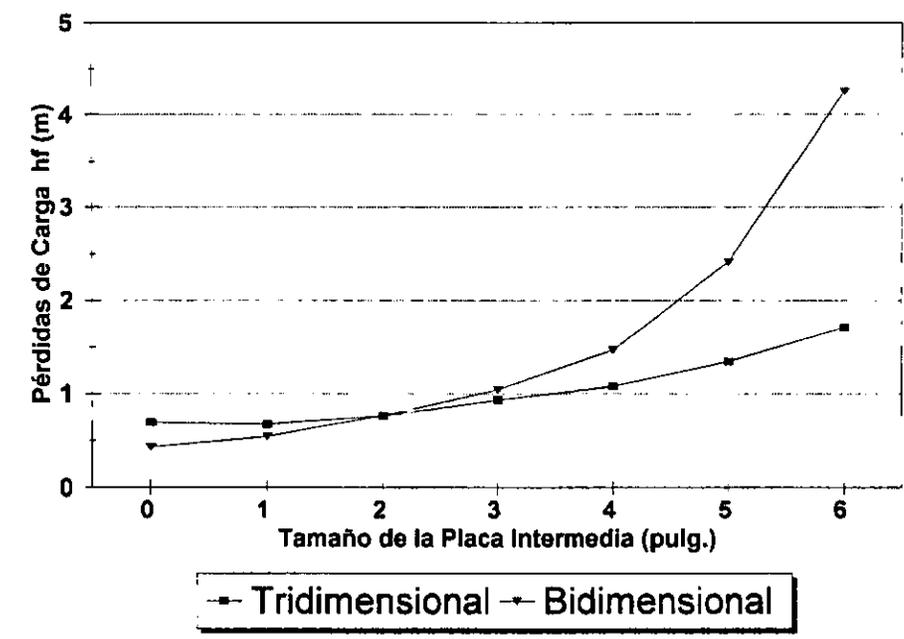
Existen 3 procedimientos que son fundamentales en desarrollo del presente trabajo: *El modelo Bidimensional (2D) en coordenadas cartesianas, la modelación tridimensional (3D) en coordenadas cilíndricas y el estudio experimental*, todos con condiciones de funcionamiento muy similares tanto en la geometría como en la hidrodinámica del flujo y con resultados confrontados con un análisis de precisión y estabilidad numérica.

Sin embargo, debido a factores propios de ambos sistemas (numérico y experimental), existen variaciones en los resultados los cuales se pretenden analizar enseguida con la intención de encontrar la mejor opción para poder lograr los objetivos específicos del presente trabajo.

IV.5.1.1.- Modelo Bidimensional vs Tridimensional.

Con base en las condiciones de simulación que se presentaron en la sección IV.3.2 y IV.3.3, en donde se plantearon condiciones de frontera iguales, el gráfico de la lámina 45, muestra los resultados obtenidos de una comparación entre ambas simulaciones para condiciones de trabajo similares.

Comparación de Modelos de Simulación
Pérdidas de Carga con Separación a 3"



lám.45.- Modelación Bidimensional (2D) vs Tridimensional (3D)

Según la lámina 45, para condiciones de funcionamiento de separación entra placas $X = 3"$, variación del tamaño de placa D_p , $R = 0.625$ y espesor de placas (ϵ) = $.75"$, se nota una tendencia bastante pronunciada de separación de las curvas a partir del tamaño de placa $D_p = 4"$ hasta $D_p = 6"$, aumentando los resultados del modelo 2D en una proporción bastante grande del orden del 200% de diferencia para la máxima placa.

Si se analizan estos resultados con la geometría del dispositivo, se podría llegar a una posible conclusión del fenómeno. Según el gráfico, el efecto comienza a dispararse cuando D_p comienza a ser representativo en el problema, es decir, el flujo es obligado a realizar un efecto de doble codo en su recorrido dentro del dispositivo.

Cuando la placa intermedia es pequeña, el flujo se comporta de manera similar en sus resultados porque las condiciones de frontera implican que sólo existe flujo en la dirección principal, es decir, para 2D existe componente de velocidad en la dirección x y no existe componente en la dirección y , en cambio para 3D existe flujo en z y no existe flujo en la dirección radial (y) en la

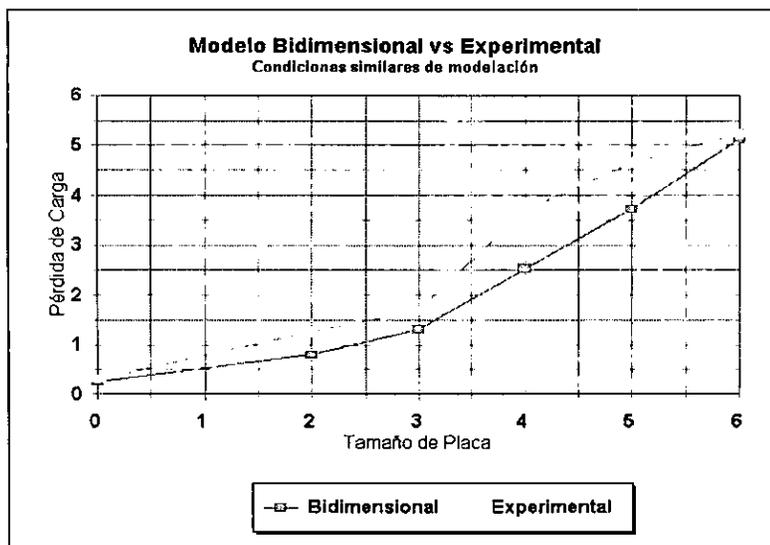
dirección angular (x). Entonces, básicamente son flujos iguales si se analiza desde un corte longitudinal por el centro del tubería. Pero, cuando el efecto de placa es importante ($D_p \geq 4''$), las componentes de velocidad en la dirección, empiezan a tener un efecto significativo en la curva ya que aparece el impacto del choque y además se obliga al flujo a rodear la placa, aumentando para este caso, el valor de la componente en y , mucho más que para la dirección x , la cual casi tiende a cero (aumentando la presión). Sin embargo, en el modelo tridimensional (3D) no ocurre el mismo efecto, en este caso, el flujo que se simula corresponde a un efecto más parecido a lo que está pasando en la realidad; se simula un flujo tipo radial en las direcciones x y y y provocado por la placa de choque, pero con la característica de que el promediado de la velocidad en el sistema recae en sus tres componentes de velocidad y no en una como sucede en 2D, lo que provoca que al resolverse las ecuaciones de movimiento en PHOENICS, la presión se equilibre con menor intensidad que en el caso 2D y por lo tanto no se tengan efectos similares en la condiciones de funcionamiento de ambas modelaciones.

La forma en que se representan y promedian las componentes de velocidad, repercuten en forma directa en el cálculo de la velocidad media dentro del dispositivo. Entonces, como las pérdidas de carga son directamente proporcionales al cuadrado de la velocidad media, en el caso bidimensional, se obtiene una velocidad media mayor que en el caso tridimensional, lo que tiene un efecto importante en el cálculo de las pérdidas de presión en el sistema.

A reserva de realizar nuevos análisis en diferentes condiciones de funcionamiento, se podría especificar, que los modelos bidimensionales de PHOENICS, tienen cierto grado de aceptabilidad sobre todo cuando las condiciones del flujo en el eje no considerado en el sistema no sean importantes para la solución del sistema, dicho de otra manera cuando los efectos de los flujos laterales no tengan importancia en el flujo turbulento.

IV.5.1.2.- Modelo Bidimensional vs Experimental.

Mediante una análisis rápido y sencillo para verificar de que orden eran los errores en la confrontación de estos modelos, se establecieron condiciones similares en la simulación, para realizar el gráfico de la lámina 46, :



lám. 46.- Modelación Bidimensional (2D) vs Experimental.

Se estableció como condición de frontera una velocidad de 1.2 m/s ($Q = 39.8$ lps) mediante un diagrama parabólico y se utilizaron diferentes tamaños de placa (D_p) y un valor de $R = .625$ además de $\epsilon = \frac{1}{2}$ ". De los resultados del gráfico de la lám. 46 se pueden observar resultados muy interesantes, comparados con los analizados con anterioridad, (2D vs 3D). En general, los resultados muestran una tendencia un tanto irregular pero sin separarse mucho en sus resultados puntuales, notándose incluso que existen puntos en los que los resultados son casi los mismos en sus valores.

Al igual que en la comparación entre 2D y 3D, a partir de la placa de 4", el modelo bidimensional empieza a dispararse con respecto a los datos experimentales, sin embargo, ahora los resultados tienden a una exactitud en los extremos que no se presentó en el caso anterior. Para fines de comparación podría decirse que los resultados del modelo bidimensional son aceptables sólo en un cierto rango de variación.

IV.5.1.3.- Modelo Tridimensional (3D) vs Experimental.

Antes de iniciar el análisis para estos modelos, es necesario realizar ciertas observaciones con respecto a la metodología seguida en la simulación numérica y en la construcción del dispositivo. La simulación tridimensional en coordenadas cilíndricas realizada, como se especificó en la sección IV.3.3, reúne los requisitos para considerarla como una simulación adecuada del

fenómeno en todas sus características, es decir, geoméricamente las dimensiones son iguales, las condiciones de frontera se aplicaron en forma similar y la solución de las ecuaciones de flujo turbulento sustentan en gran medida el trabajo realizado.

Sin embargo, existen ciertos detalles que hasta aquí, no han sido comentados. El primero consiste en el *diagrama de velocidades* utilizado como condición de frontera en la entrada al sistema, donde sólo se consideró que existían componentes de velocidad iguales en la dirección principal del flujo y no en las celdas radiales, es decir, se presentó un diagrama de velocidades "cuadrado" en lugar de utilizar un diagrama característico de flujo turbulento, el cual, aunque no es parabólico, tampoco es cuadrado.

El otro detalle importante corresponde a un efecto constructivo no considerado en la simulación numérica: *los soportes de las placas intermedias (Dp)*, los cuales dada su complejidad geométrica no se introdujeron al sistema. Estos soportes, como se pueden observar en el plano constructivo de las láminas 35 y 36, están unidos a la placa de choque formando una sólo pieza para la placa de acrílico y ocupan un area de choque importante en la dirección del flujo, situación que provoca una pérdida de energía extra en la realidad, no considerada en la modelación 3D.

La gráfica de la lámina 47, muestra para las placas de 4" y 6", los resultados de la simulación numérica y una función ajustada de la forma $Q = \alpha h^{\beta}$ para los datos experimentales, los cuales fueron calculados por regresión lineal simple y sus ecuaciones son las siguientes:

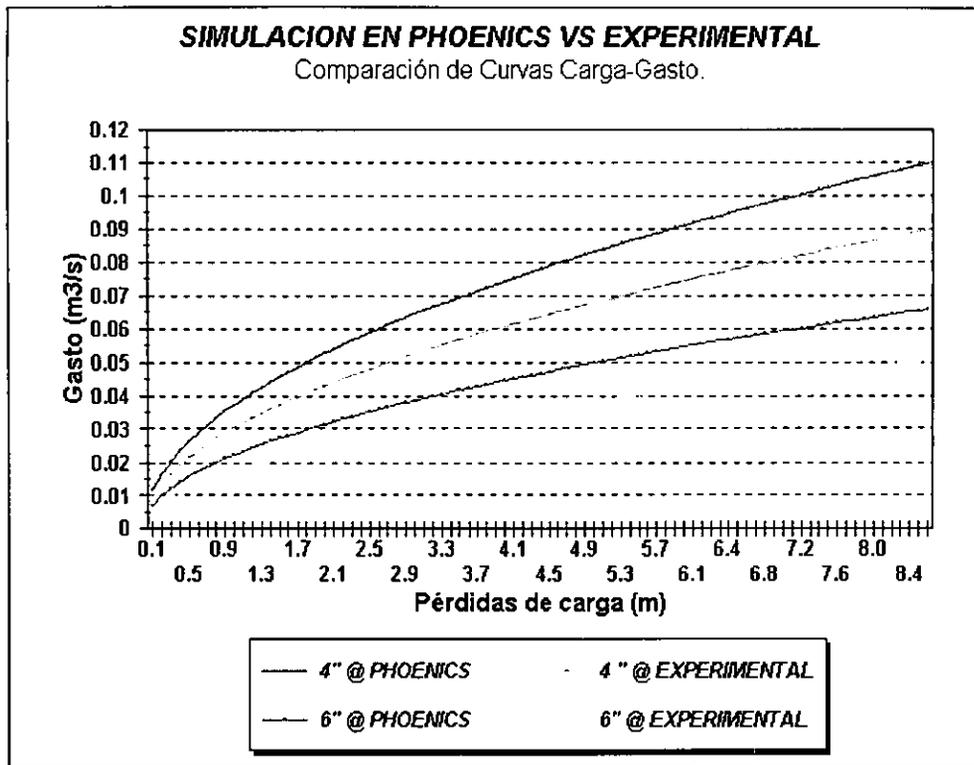
Para la placa de 4:

$$Q = 0.0222581h^{0.4209354} \quad \text{con} \quad R^2 = 0.9985 \quad (4.76)$$

Para la placa de 6:

$$Q = .0175542h^{0.4880738} \quad \text{con} \quad R^2 = 0.9975 \quad (4.77)$$

como se puede apreciar en el ajuste realizado, el factor de correlación es bastante bueno lo que indica que las curvas son bastante representativas del fenómeno. El comportamiento de la curvas carga - gasto para condiciones similares de funcionamiento, se presenta en la lámina 47:



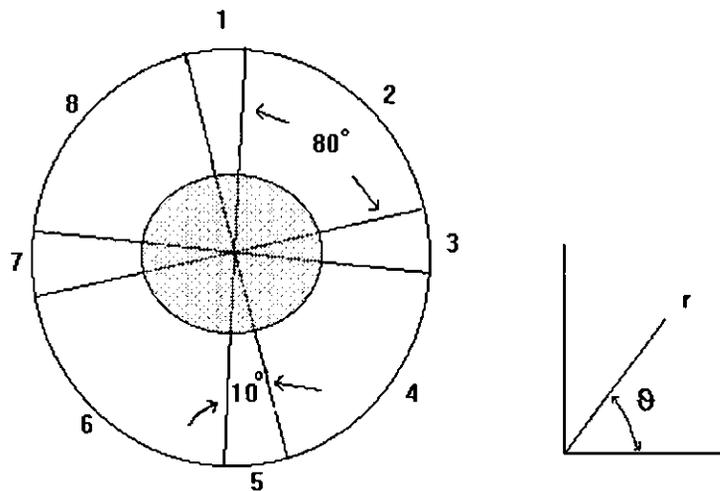
lám. 47.- Modelación experimental vs Modelación tridimensional (3D).

Aunque la lám. 47 sólo muestra los resultados para éstas 2 placas de choque, el comportamiento de las curvas es bastante similar si se comparan los demás tipos de placas. En general se observa que los valores obtenidos en la experimentación, rebasan en cierta proporción los datos obtenidos en la simulación numérica, pero con tendencias bastante similares. Incluso, como puede observarse en la lámina 47, con $D_p = 6"$, en la experimentación no se llega a la condición del gasto de diseño (50 l/s), lo que implica que *el efecto regulador de las placas, es mejor a como se había diseñado inicialmente.*

Para fines de comparación, se puede considerar que los resultados de la simulación numérica tridimensional, tienen una tendencia a representar el fenómeno de una manera bastante efectiva y convincente, sin embargo, no con la cantidad de pérdida de energía que se presenta en la realidad, pero sí representa flujos tan difíciles como el turbulento con obstáculos, sin variaciones importantes como en el caso bidimensional. En lo sucesivo, en el análisis integral del estudio realizado, se tratarán de simular los efectos no considerados, esto con el fin de tratar de aproximar más, ambos resultados.

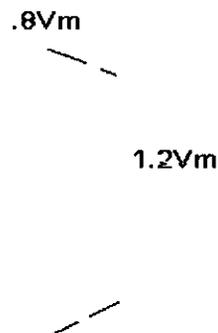
IV.5.2.- Acondicionamiento del Modelo Numérico.

Para considerar las condiciones geométricas sobre los soportes de las placas intermedias, comentadas en el punto anterior, se realizaron ciertas modificaciones realizadas en el eje angular x , al subdividirlo en 8 regiones y no en una como se contempló en simulación anterior: 4 de 10° ($10\pi/180$ radianes) y 4 de 80° ($80\pi/180$ radianes) que en total suman 360° (2π radianes) una circunferencia completa, en donde en las regiones de 10° se colocaron obstáculos como condición de frontera interna, lo que permitió simular los soportes de las placas sin ningún problema de una manera más aproximada a la realidad, como se observa en la lámina 48:



lám. 48.- Adecuación de la placa de choque intermedia.

La condición hidrodinámica se simuló considerando una condición de frontera de un diagrama de velocidades para flujo turbulento el cual para la dirección Z sería de la siguiente manera:



lám. 49.-Diagrama de velocidades turbulento considerado en la modelación híbrida.

donde:

V_m es la velocidad media del sistema $1.23 \text{ m/s} \approx Q = 40 \text{ l/s}$

Sin embargo, a pesar de que no se consideraron los efectos de las componentes de velocidad radial y angular, por no tener una idea del orden en que estas variables se introducen al sistema, el diagrama considerado permite tener una concepción más realista del problema ya que introduce un efecto de más fuerza del chorro en la contracción del diafragma y en el choque con la placa, ya que concentra una velocidad mayor al centro de la tubería, como sucede en la realidad, y fue presentado anteriormente en la prueba de laboratorio por pitometría (lámina 43).

Con la introducción de estas 2 nuevas condiciones de funcionamiento y con el fin de evaluar el efecto de introducir éstas, se realizó una primera simulación para iguales condiciones que las que se describieron en la sección IV.3.3, es decir para un gasto de $q = 50 \text{ lps}$, encontrándose resultados con $\approx 7 \%$ más de pérdida de carga que los resultados presentados con anterioridad en la misma sección, es decir, si para una placa de 6" son separación de 1" y espesor de $\frac{1}{2}$ ", en la simulación de diseño se tenían 4.3 m de pérdida de carga, ahora con la introducción de los soportes y velocidad turbulenta se tienen 4.61 m de pérdida de carga.

En vista de que los resultados no fueron completamente satisfactorios, como una segunda opción en la calibración de PHOENICS, se implementaron condiciones de funcionamiento que se presentaron en laboratorio: se simularon condiciones para un gasto de 40 l/s, un gasto que se presentó en la realidad, para todos los tamaños de placa como se muestra en la lámina 43.

Entonces, conociendo el valor de la pérdida de energía ($\Delta P/\gamma$ en metros) y convirtiendo estos datos a presión en N/m^2 que son las unidades del sistema, se trató de encontrar las condiciones de simulación más apropiadas de PHOENICS mediante un procedimiento de *prueba y error* en donde se estuvo variando el tamaño de las celdas o mallado numérico en sus tres direcciones principales, es decir, para cierta condición de malla tridimensional se simulaba y se comparaba con la condición de laboratorio.

Después de bastantes intentos considerando la placa de 6" y $Q = 40 \text{ l/s}$ para diversas condiciones de malla en las que el tiempo de simulación aumentó en promedio a 2 horas por corrida, se

llegaron a los siguientes conclusiones y resultados:

- El mallado numérico utilizado y que resultó como más apropiado, fue aquel con subdivisiones para el eje Z de 100 celdas, 16 celdas en Y, y 8 en X dando un modelo tridimensional con (100 x 16 x 8) igual a 2, 800 volúmenes de control. Este resultado permitió deducir que el sistema PHOENICS tiene una capacidad limitada de celdas en la dirección Z (Zfrac), de tan sólo 100 celdas de malla, es decir, no es posible subdividir al eje Z en más de éste valor.

- En varios intentos de simulación se aproximó bastante al valor experimental, pero con un análisis de convergencia y residual muy malo. Las 100 celdas disponibles en la dirección Z, podrían simular cualquier longitud en algún modelo, pero para lograr una buena convergencia era necesario disminuir el tamaño de celda, lo que permitió conocer del sistema que uno de los parámetros más importantes en la características de la simulación corresponde a la relación: *Tamaño de celda mínima vs Velocidad máxima en el sistema (CHAM, 1989)*. Esta relación es importante en la convergencia del modelo.

- La adecuación física del modelo no se logró completamente como en el caso de la simulación 3D anterior, esto fue debido en parte a las restricciones anteriores de sólo 100 celdas y a que éstas eran demasiado pequeñas lo cual constituye una condición para lograr una buena convergencia. Sin embargo, se logró adaptar un modelo de 22 cm de largo en el que se contempló la totalidad del arreglo de placas, y las condiciones iniciales y de frontera reales. Estos 22 cm divididos en 100 celdas permite deducir que el tamaño de la celda promedio es de aproximadamente 2.2 mm.

-Para análisis de convergencia se utilizaron como válidos cambios en las iteraciones con variación del orden de .001% , a partir de éste valor, se consideró la simulación como aceptable.

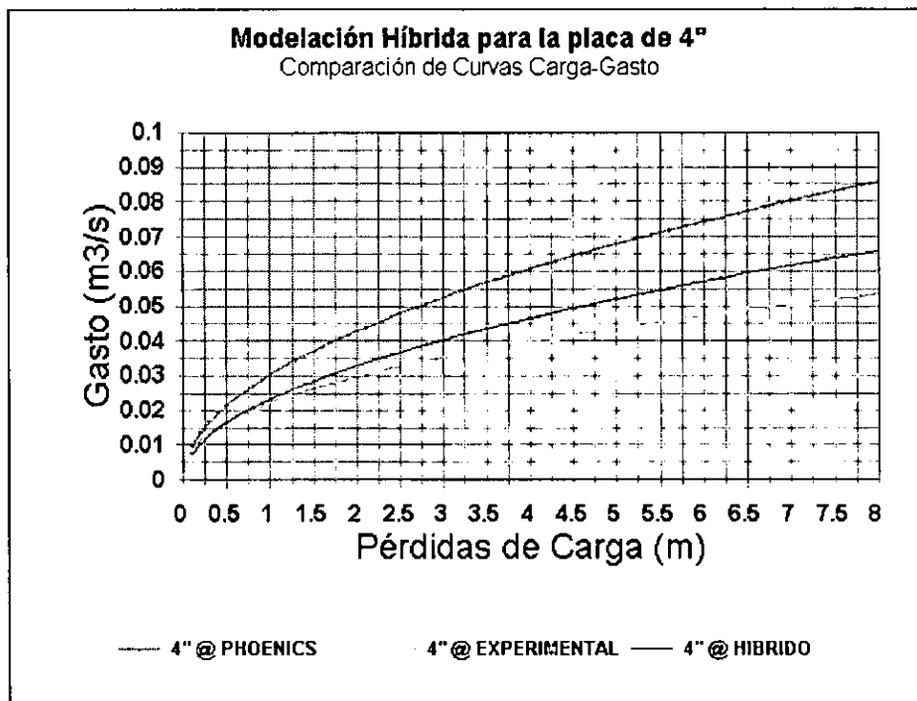
La tabla 15 muestra los resultados obtenidos de la simulación numérica en PHOENICS con los ajustes necesarios provenientes de la simulación híbrida para tres diferentes velocidades y 2 tamaños de placa, donde se utilizó gasto de 40 l/s (como en laboratorio) y el cálculo del valor de K se hizo con la formula de $h_r = KV^2/2g$ y $h_r = \Delta p/\gamma$. Conocidos V y ΔP se despejó K y se promediaron los valores.

<i>Velocidad</i>	<i>Gasto</i>	<i>Placa de 4"</i>	<i>Placa de 6"</i>
<i>m/s</i>	<i>m³/s</i>	Δp <i>N/m²</i>	Δp <i>N/m²</i>
1.5	.0489	4.349E04	no calculado
1.23	.0398	2.942E04	4.35E04
1	.0328	1.47E04	2.852E04

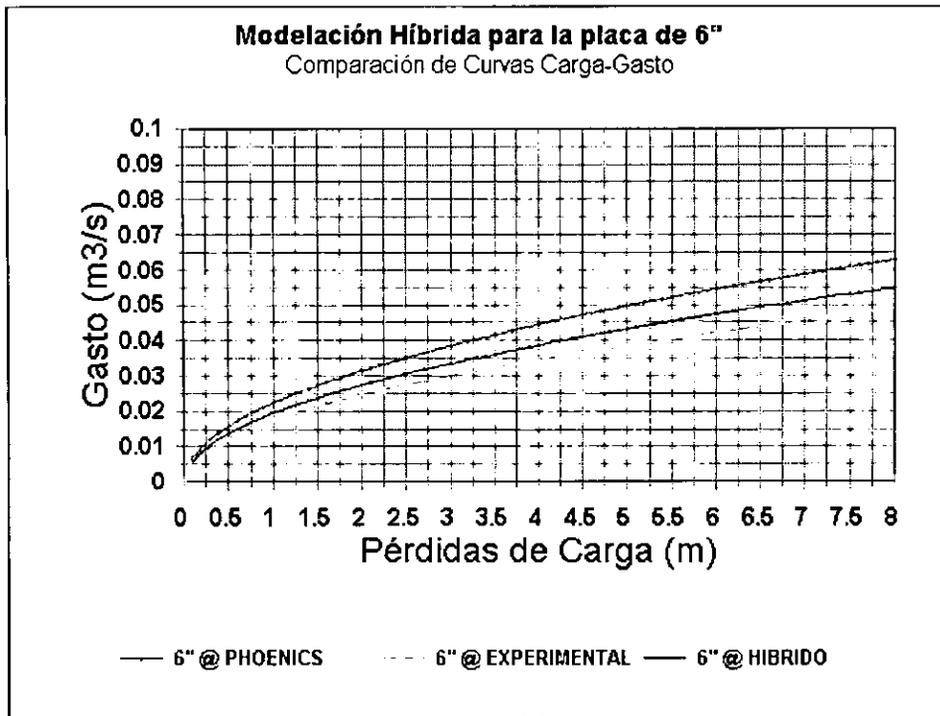
Tabla 15.- Resultados de la simulación numérica "híbrida" con ajuste de malla.

Para la placa de 4", el valor de K resultó ser de 37.06 y para la placa de 6", K = 54.169. El valor del gasto se calculó con la fórmula 4.56 (con su valor de J correspondiente para 8"), dándole valores a hr.

- Los gráficos de la lám. 50 muestran los resultados obtenidos mediante simulación numérica híbrida con la comparación entre la curva carga-gasto de la lámina 47 para las placas de 4, y 6" de la forma:



lám. 51a .-. Modelación híbrida del sistema para las placas de 4".



lám. 51b .-. Modelación híbrida del sistema para las placas de 6" con ajuste de malla.

Como se observa en los gráficos de la lámina 51, el comportamiento de las curvas obedece a una tendencia bastante interesante en la forma de las mismas, aunque los valores distan entre sí, el resultado obtenido se aproxima más en relación con el obtenido con anterioridad en el gráfico 47.

La modelación híbrida del sistema con ajuste de malla geométrica, permite en cierta forma reconocer que el código PHOENICS, tiene una gran capacidad en la solución de problemas de flujos, sobre todo si se considera que el flujo analizado es bastante complejo por la geometría que se considera, y las velocidades altas que se presentan. El flujo turbulento como tal en un análisis numérico semejante hubiese sido muy difícil de explicar y analizar.

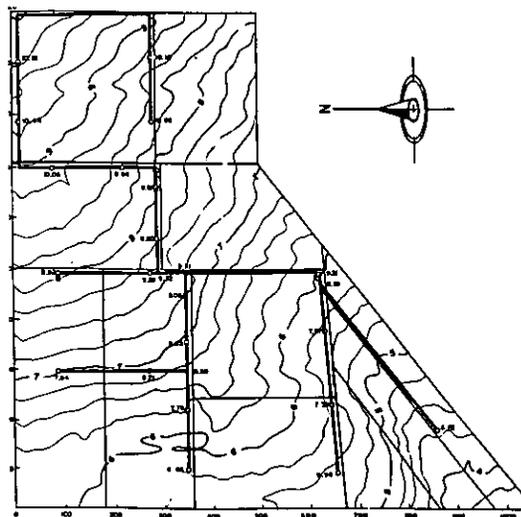
Para el presente caso, los resultados de la simulación híbrida, pueden servir con fines predictivos para trabajos similares de flujo turbulento en tuberías y aplicaciones prácticas del dispositivo en campo. Pero como no existe mejor información que la validada en laboratorio, como parte importante de este capítulo, se retomará la información obtenida en la experimentación para su aplicación en un caso real.

IV.6.- CASO DE APLICACIÓN EN REDES DE RIEGO A BAJA PRESIÓN.

IV.6.1.- Antecedentes.

Las técnicas de riego han sufrido una profunda evolución en los últimos años. Del riego tradicional con transporte del agua por redes de canales se ha pasado ya, a las grandes redes colectivas ramificadas a alta y baja presión. En México, este tipo de técnicas aún no son implementadas a gran escala, sin embargo, ya existe la iniciativa por introducir y evaluar su posible aplicación, ya que en ciertas áreas, la tecnificación del riego por gravedad puede ser una alternativa viable para disminuir las pérdidas de distribución y parcelarias, así como aumentar la productividad.

El Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA) y la Comisión Nacional del Agua (CNA), como parte de convenios con las Asociaciones de Usuarios de los Distritos de Riego, elaboraron un proyecto para la modernización del riego parcelario mediante una red de distribución interparcelaria con tubería de baja presión, en un área piloto del Distrito de Riego 076, "Valle del Carrizo" Sinaloa. El área de estudio (lám. 52) comprende alrededor de 70 ha, de un grupo de 11 parcelas, para los cuales, se desarrolló un proyecto integral de riego interparcelario mediante un paquete tecnológico consistente en nivelación de terrenos con fines de riego, siembra de alta precisión, manejo apropiado de la fertilización, método de riego por compuertas y asesoría técnica durante el ciclo agrícola.

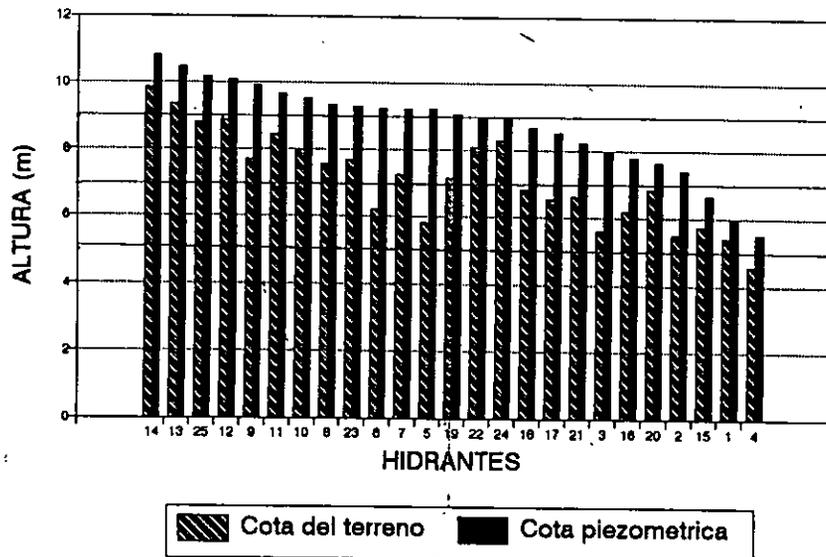


lám. 52.- Área de estudio en el D.R 076.

En el diseño de la red de el Carrizo Sin, se consideraron gastos modulares de 80 l/s para cada hidrante con un carga de operación de diseño de 2 metros para cada hidrante. Utilizando el software de computo DIMRED se realizó el diseño considerando la opción más viable óptimo - económica para los diámetros de las tuberías. Sin embargo, se usaron tuberías de diámetros mayores que se tenían en existencia y una vez puesto en operación el sistema, se ha detectado el problema de variaciones de carga de presión y de gastos en los hidrantes debido a operaciones realizadas fuera del diseño óptimo del sistema.

Este tipo de problemas son propios del manejo colectivo de la red, ya que se tiene considerado la utilización de la red hasta en 3 hidrantes en diferentes secciones al mismo tiempo. Existen 25 hidrantes en el diseño del sistema, a los cuales según los resultados del diseño hidráulico, considerando que están en funcionamiento 3 hidrantes, les corresponde una carga piezométrica distribuida como se muestra en la lámina 53, la carga piezométrica es equivalente a la suma de la carga de presión en la tubería y el desnivel entre la cota del hidrante de descarga y la superficie libre del agua en la obra de toma.

CARGA DISPONIBLE EN LOS HIDRANTES



lám. 53.- Variabilidad de los hidrantes en operación.

Con el fin de representar la situación de la hidráulica del sistema cuando se instala el dispositivo antes de la válvula de descarga, se analizará el caso para la introducción del efecto regulador en la descarga o hidrante. La ecuación general de gasto en la válvula de descarga es:

$$Q = C_d A \sqrt{2gH} \quad (4.77)$$

donde:

Q = Gasto de descarga (L^3T^{-1})

C_d = Coeficiente de descarga. (sin dimensiones).

A = Area de paso (L^2).

g = Aceleración de la gravedad (LT^{-2})

H = Carga efectiva sobre la válvula.(L)

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre 2 puntos, antes y después del dispositivo, se deduce que la diferencia de presiones entre los puntos corresponde a la pérdida de carga localizada que ocurre al instalar el dispositivo en la tubería. Utilizando las relaciones de la sección 4.2.5 para representar la disipación de energía provocada por el dispositivo hr , y la ecuación (4.48), en función del gasto, donde $J = 1/2gA^2$. Cuando se instala el dispositivo en la tubería, ya empieza a actuar como regulador de gasto en la descarga de la válvula por lo que la ecuación 4.77 se puede representar de la siguiente forma:

$$Q = C_d A \sqrt{2g(H-hr)} \quad (4.78)$$

substituyendo el valor de hr (ec. 4.48) en 4.78:

$$Q = C_d A \sqrt{2g(H-KJQ^2)}^{1/2} \quad (4.79)$$

elevando al cuadrado ambos términos:

$$Q^2 = C_d^2 A^2 2g(H-KJQ^2)$$

dividiendo entre Q^2

$$1 = C_d^2 A^2 2g \left(\frac{H}{Q^2} - KJ \right) \quad (4.80)$$

substituyendo el valor de J, la ecuación 4.80 se convierte en:

$$1 = C_d^2 A^2 2g \left(\frac{H}{Q^2} - \frac{K}{2gA^2} \right)$$

realizando operaciones:

$$1 + KC_d^2 = C_d^2 A^2 2g \left(\frac{H}{Q^2} \right)$$

despejando el gasto:

$$Q^2 = \frac{C_d^2 A^2 2gH}{1 + KC_d^2}$$

factorizando C_d^2 , y efectuando raíz cuadrada en ambos lados de la ecuación:

$$Q = \frac{A\sqrt{2gH}}{\left(\frac{1}{C_d^2} + K \right)^{1/2}} \quad (4.81)$$

la cual constituye la ecuación general de gasto para la válvula de descarga considerando la instalación del dispositivo en la tubería de llegada al hidrante.

Cuando no está instalado el dispositivo, el valor del coeficiente de pérdida localizada $K = 0$, y la ecuación 4.81, se convierte en una ecuación de gasto de orificio a descarga libre (Sotelo, 1975). Se puede deducir que los factores que intervienen directamente en la regulación del gasto, corresponden al Área de paso (A), el coeficiente de descarga (Cd) y el valor de K obtenido experimentalmente para cada tamaño de placa. El valor de K es el que resulta como el factor regulante único en el caso de gastos demasiado grandes donde el área es limitada y por lo tanto $Cd \approx 1$, en este caso la carga de presión en la válvula es nula y la carga sobre el hidrante corresponde únicamente a la carga de velocidad.

IV.6.3.- Ejemplo de Aplicación.

Considerando que la técnica de riego implementada es el riego por surcos con tubería por

compuertas conectadas directamente a los hidrantes, de la experiencia en el manejo de este tipo de sistemas, se ha podido establecer que la carga piezométrica óptima de funcionamiento que el hidrante necesita para proporcionar el gasto en las compuertas es de aproximadamente 1 m para una longitud de tubería de aproximadamente 100 metros en terreno a nivel en las cabeceras de las parcelas con gasto de 40 l/s para cada lado (Peña, 1997).

Entonces, para cada hidrante en operación, según la lámina 53, existe un excedente de carga piezométrica, la cual es variable para cada hidrante y se pretende eliminar con la instalación del dispositivo en la tubería antes del hidrante, con placa intermedia calibrada para que funcione como mecanismo de regulación del gasto en caso de excedentes de carga de presión en el sistema, como lo especifica la ecuación (4.81).

Cuando la red esta en funcionamiento con el número de hidrantes máximos permitidos (3), el sistema se comportaría de manera semejante a la lám. 53, la cual proporciona la carga piezométrica efectiva (H_e) sobre la válvula en el hidrante, sin embargo, cuando el número de usuarios disminuye a 1 o 2, el funcionamiento de la red cambia aumentando las cargas piezométricas en todo el sistema, y por lo tanto los gastos que se establezcan en los riegos de los hidrantes en operación.

Este comportamiento es normal, debido a que al disminuir el gasto total en la línea de conducción, disminuyen las pérdidas de carga por fricción en el sistema, lo que aumenta la carga hidráulica sobre el hidrante en operación, que en algunos casos se vuelve un problema crítico, como por ejemplo, el hidrante 5, de la lámina 53, en donde según datos obtenidos del Distrito cuando está regando solamente el usuario, la fuerza del chorro en la descarga del hidrante es tan grande que bota las tuberías de compuertas y se llegan a tener carga de presión del orden de 6 m.

Aunque los resultados son propiamente experimentales, pues la validación en campo aún esta pendiente, de la lám.(43) Las curvas carga - gasto del sistema representan los resultados obtenidos en una tubería de 8" similar a la tubería instalada en la red del Carrizo, y donde se puede apreciar que para la condición de diseño de $Q = 80$ l/s solamente para una condición de $D_p = 2$ " se podría lograr tal situación y con este accidente eliminar el excedente de presión que hay en la descarga.

V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Según la lám. 43, donde se tienen los resultados obtenidos de laboratorio, dependiendo del tamaño de placa utilizado, el comportamiento de la curva tiende hacia un valor constante de regulación, después de determinada pérdida de carga, que para fines prácticos sería de 4 metros. Es decir, una vez instalada la placa, se podría predecir, según la curva que le corresponda el gasto que se tendría para un excedente de presión sobre la tubería.

En general, se observa que para placas mayores de 3" la regulación se logra con un incremento $\leq 10\%$ por metro de incremento de carga en la tubería, LO QUE INDICA QUE EL EFECTO DE REGULACIÓN ES BASTANTE BUENO, cuando las condiciones en campo permiten tener cargas de operación por arriba de 4 metros.

- Con la simulación numérica de PHOENICS, se diseñó el dispositivo regulador de presión y gastos, obteniéndose las dimensiones para su construcción.
- Se obtuvieron las relaciones adimensionales para el análisis hidráulico del dispositivo y la fórmula del gasto en función del coeficiente de pérdidas de energía del dispositivo.
- Con base en una modelación híbrida del sistema se establecieron ciertas consideraciones en el uso del software PHOENICS ver. 2.0 para la simulación del flujo turbulento en tuberías.
- La modelación Bidimensional de flujo turbulento en PHOENICS, bajo ciertas consideraciones como flujo lateral y condiciones de frontera se podría considerar como aceptable. De igual forma la modelación tridimensional resultó ser más efectiva que la anterior.
- Se recomienda el uso del modelo Numérico PHOENICS para su aplicación en casos similares.
- Así como la validación en campo del presente dispositivo.

VI.- BIBLIOGRAFIA

- Aguilar y Rodal, 1992. **Estudio Teórico Experimental de Placas Orificio instaladas en Serie en Tuberías a Presión**. Instituto de Ingeniería. UNAM, México.
- CHAM. 1987. **PHOENICS Instruction Course**. Ed. Concentration Heat and Momentum, (CHAM, LTD), London, England.
- Collado J. Et al. 1981. **Conductos a Presión**. Manual de Diseño de Obras Civiles. Vol 10. Comisión Federal de Electricidad (CFE). Instituto de Investigaciones Eléctricas. México.
- Crane. 1992. **Fluids in Valves and Accesories**. 1ra edición. Ed. Limusa. USA.
- Daily - Harleman. 1975. **Dinámica de los Fluidos**. Con aplicaciones en la Ingeniería. Ed. Trillas. 1era Edición. Traducción al español. México.
- Echávez G. 1996. **Introducción a los Modelos Hidráulicos de Fondo Fijo y a la Ingeniería Experimental**. UNAM - CONACYT- AMH, México.
- Granados A. 1990. **Infraestructura de Regadíos. Redes Colectivas de Riego a Presión**. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, España.
- Guaycochea, 1992. **Hidráulica de Conductos a Presión**. 1era edición. Universidad Autónoma Metropolitana. Iztapalapa, México.
- Hanjalic K. and Launder B.E. 1971. **A Reynolds Stress Model of Turbulence and its Application to Thin Shear Flows**. Mechanical Engineering Department, Imperial College, London.
- Internet. Home page, PHOENICS. 1997. [http// www. CHAM.co.uk/](http://www.CHAM.co.uk/).
- Internet. Reguladores de presión. 1997. [http//www.airproducts.com/](http://www.airproducts.com/).
- Internet. Netafim. Home Page. 1997. [http//www.netafim.com/](http://www.netafim.com/).
- Jensen M.E. 1983. **Desing and Operation of Farm Irrigation Systems**. American Societty of Agricultural Engineers (ASAE). Michigan, USA.
- Keller G. 1969. **Hydraulic System Analysis**. Ed. Hydraulics & Pneumatics Magazine. 1era Ed, Ohio, USA.
- Levi E. 1989.- **El Agua Según la Ciencia**. Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT). Ediciones Castell Mexicana S.A. México.
- Labye Y. 1988. **Design and Optimization of Irrigation Distribution Networks**. Irrigation and Drainage. Paper 44. FAO, Roma, Italia.
- Leopold, 1989. **Leopold Simplex Pitot Equipment**. Bulletin No SPE-100. USA.

- Maza A. J. 1984. **Hidrodinámica**. Bases para la Hidráulica Fluvial. UNAM. Instituto de Ingeniería. 549 pág. México.
- Miller R. W. 1989. **Flow Measurement Engineering Handbook**. 2da edition. Ed. McGraw-Hill Co. New York, USA.
- Muñoz M. A. 1993. **Teoría de Capa Límite en el Diseño de Regaderas usando PHOENICS**. Academia Nacional de Ingeniería, A.C. XIX Congreso. Acapulco, México.
- Ozekici, B. y Sneed R. 1991. **Analysis of pressure losses in tortuous-path emitters**. International Summer Meeting. ASAE. Albuquerque, New México. USA.
- Peña P.E. *et al.* 1976.- **Análisis y Evaluación del Funcionamiento Hidráulico de Goteros**. Boletín 4. Centro Nacional de Métodos Avanzados de Riego. (CENAMAR). Torreón Coahuila, México.
- Peña P.E. 1997. **Manual Práctico de Fertirriego**. Edición especial para FIRCO. Curso de Diseño de Sistemas de Riego a Presión. IMTA-FIRCO. México.
- Ramírez L.H. 1997. **Turbulencia en Fluidos**. Apuntes del Curso. DEPFI -UNAM. Campus Morelos. Jiutepec, Morelos.
- Sotelo A. G. 1975. **Hidráulica General**. Ed. Limusa. 1era edición, México, D.F.
- Spalding D.B. 1989. **The PHOENICS Guide**. CHAM Report TR/100, London, England.
- Speziale C. G. 1990. **A Review of Reynolds Stress Models for Turbulent Shear Flows**. Aerospace and Mechanical Engineering Department Boston, Massachusetts.
- Tritton D.J. 1988. **Physical Fluid Dynamics**. Second Edition. Oxford Science Publications New York, USA.
- Tullis P. 1989. **Hydraulics of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients**. Wiley - Interscience Publication. Nueva York, USA.