

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Validación de un modelo CFD para análisis de golpe de ariete en
conductos cerrados”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

EDUARDO ADÁN CASTILLO OROZCO

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2012

AGRADECIMIENTO

Agradezco a todas las personas que de uno u otro modo contribuyeron a la realización de esta tesis.

DEDICATORIA

A GIANELLA POR SU
AMOR INCONDICIONAL Y A
MIS PADRES POR SU
INVALUABLE GUÍA.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Gustavo Guerrero M.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ricardo Naranjo S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Mario Patiño A.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Eduardo Adán Castillo Orozco

RESUMEN

En esta tesis de grado se validó un modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) para el análisis de flujos transitorios en conductos cerrados, simulando numéricamente un golpe de ariete.

Los golpes de ariete son fenómenos hidráulicos transitorios que ocurren debido al cambio instantáneo en la velocidad del fluido. En éste se producen ondas de sobre y baja presión que viajan a lo largo de los conductos. Éste puede ocurrir en todos los sistemas de presión de tuberías, suscitando graves daños. En esta tesis se analizó este fenómeno, dándole mayor énfasis a la presencia de éste en tuberías de presión de centrales hidroeléctricas.

Para la validación CFD del golpe de ariete se elaboró una simulación numérica CFD de un modelo tridimensional transitorio. Posteriormente los resultados de este análisis fueron validados con resultados experimentales. De esta manera se dejó establecida una metodología para el análisis de este tipo de problemas, permitiendo emplear la misma metodología para casos reales específicos.

Para la validación de este modelo CFD, se analizaron los resultados del análisis computacional, principalmente los valores de presiones predichas por el modelo, los cuales fueron comparados con una onda de golpe de ariete obtenida mediante mediciones reales. En el capítulo 5 se presenta la comparación y análisis de ambos resultados, para la determinación del error de la simulación; sin embargo para mejor comprensión de la metodología de análisis se recomienda la revisión de los capítulos de la forma en que se encuentran numerados.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ABREVIATURAS.....	XIII
SIMBOLOGÍA.....	XIV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. CONSIDERACIONES GENERALES.....	3
1.1. Descripción del problema.....	4
1.2. Objetivos.....	6
1.2.1. Objetivos generales.....	6
1.2.2. Objetivos específicos.....	7
1.3. Metodología de la tesis.....	7
1.4. Estructura de la tesis.....	9

CAPITULO 2

2. MARCO TEÓRICO.....	11
2.1. Introducción.....	11
2.2. Ecuaciones de flujo no permanente a través de conductos cerrados.....	28
2.3. Método de Las Cartas de Allievi.....	38
2.4. Transitorios hidráulicos en plantas hidroeléctricas.....	48
2.5. Cavitación transitoria y separación de columna.....	69
2.6. Metodología para el control de transientes hidráulicos.....	71
2.7. Fundamentos de la Dinámica de Fluidos Computacional.....	79
2.8. Software CFD.....	104

CAPITULO 3

3. ANÁLISIS CFD.....	110
3.1. Introducción a la simulación CFD.....	111
3.2. Geometría del problema.....	112
3.2.1. Descripción de la geometría.....	112
3.2.2. Modelado tridimensional de la geometría.....	113
3.3. Mallado.....	117
3.3.1. Selección del tipo de mallado.....	118
3.3.2. Mallado.....	120

3.3.3. Calidad del mallado.....	128
3.3.4. Análisis de la calidad de mallado.....	132
3.4. Condiciones de frontera.....	138
3.4.1. Entrada.....	139
3.4.2. Salida.....	140
3.4.3. Pared.....	144
3.5. Criterios de resolución.....	145
3.6. Resolución estable.....	146
3.6.1. Propiedades del fluido.....	146
3.6.2. Algoritmo de resolución.....	148
3.6.3. Modelo de turbulencia.....	148
3.6.4. Controles de solución.....	151
3.6.5. Monitores de convergencia.....	153
3.7. Resolución transiente.....	157
3.7.1. Propiedades del fluido.....	157
3.7.2. Algoritmo de resolución.....	161
3.7.3. Modelo de turbulencia.....	161
3.7.4. Controles de solución.....	165
3.7.5. Control del tiempo.....	166
3.7.6. Monitores de convergencia.....	170

3.8. Resultados CFD.....	174
3.8.1. Resultados de la resolución estable.....	174
3.8.2. Resultados de la resolución transiente.....	178
CAPITULO 4	
4. MEDICIONES EXPERIMENTALES.....	186
4.1. Metodología de medición.....	186
4.1.1. Introducción.....	186
4.1.2. Fundamentos de la medición experimental.....	187
4.1.3. Metodología.....	188
4.2. Equipos de mediciones experimentales.....	191
4.3. Resultados de mediciones experimentales.....	196
CAPITULO 5	
5. ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS.....	199
5.1. Análisis de resultados CFD.....	199
5.2. Análisis de mediciones experimentales.....	201
5.3. Comparación de resultados.....	203

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	208
6.1. Conclusiones.....	208
6.2. Recomendaciones.....	210

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Metodología de la tesis.....	8
Figura 2.1	Incremento de presión debido a un cambio instantáneo de la velocidad.....	14
Figura 2.2.a	Propagación de la onda de presión en $t + \delta t$	22
Figura 2.2.b	Propagación de la onda de presión en $t = L/a$	22
Figura 2.2.c	Propagación de la onda de presión en $t = L/a + \delta t$	23
Figura 2.2.d	Propagación de la onda de presión en $t = 2L/a$	23
Figura 2.2.e	Propagación de la onda de presión en $t = 2L/a + \delta t$	24
Figura 2.2.f	Propagación de la onda de presión en $t = 3L/a$	24
Figura 2.2.g	Propagación de la onda de presión en $t = 3L/a + \delta t$	25
Figura 2.2.h	Propagación de la onda de presión en $t = 4L/a$	25
Figura 2.3	Variación de la presión en un sistema sin pérdidas por fricción debido al cierre instantáneo de una válvula..	26
Figura 2.4	Conservación de la masa para flujo no permanente.....	29
Figura 2.5	Conservación de la cantidad de movimiento para flujo no permanente.....	33
Figura 2.6	Diagrama de Allievi para valores pequeños de ρ y θ	40
Figura 2.7	Diagrama de Allievi para valores intermedios de ρ y θ ..	41
Figura 2.8	Diagrama de Allievi para valores grandes de ρ y θ	42
Figura 2.9	Diagrama de Allievi-máxima caída de presión para valores grandes de ρ y θ	43
Figura 2.10	Curva típica de turbina de flujo axial.....	44
Figura 2.11	Tubería de presión rota de central Oigawa, Japón.....	49
Figura 2.12	Casa de máquinas destruida en central Soyano Shushenskaya, Rusia.....	50

Figura 2.13	Esquema de central hidroeléctrica.....	52
Figura 2.14a	Turbina hidráulica Delta, proyecto Oyacachi.....	53
Figura 2.14b	Turbina hidráulica Delta, proyecto Oyacachi.....	54
Figura 2.15	Inyector de turbina Pelton.....	55
Figura 2.16	Turbina Francis proyecto Hidromira 1MW.....	56
Figura 2.17	Rodete Francis y alabes directrices.....	57
Figura 2.18	Rodete de turbina axial.....	57
Figura 2.19a	Proyecto CBK, central Kalayaan, etapa II.....	62
Figura 2.19b	Proyecto CBK, central Kalayaan, etapa II.....	62
Figura 2.20	Rodete de turbo bomba Francis, proyecto CBK.....	63
Figura 2.21	Curva de estabilidad de Gordon.....	68
Figura 2.22	Chimenea de equilibrio, central hidroeléctrica Cumbaya	73
Figura 2.23	Esquema de chimenea de equilibrio con orificio restringido y con cámara de expansión.....	74
Figura 2.24	Esquema de cámara de expansión a pulmón.....	75
Figura 2.25	Movimiento de un elemento infinitesimal de fluido.....	81
Figura 2.26	Elemento de fluido infinitesimalmente pequeño en el espacio.....	84
Figura 2.27	Geometría con mallado estructurado.....	102
Figura 2.28	Geometría con mallado no estructurado.....	102
Figura 2.29	Geometría con mallado híbrido.....	103
Figura 3.1	Dimensiones generales del modelo.....	114
Figura 3.2	Geometría representada en ANSYS-Geometry.....	114
Figura 3.3	Vista isométrica del modelo.....	116
Figura 3.4	Elementos del mallado por barrido.....	120
Figura 3.5	Selección de caras para mallado.....	122
Figura 3.6	Geometría mallada – vista general.....	124
Figura 3.7	Geometría mallada – vista de detalles.....	125
Figura 3.8	Geometría mallada – detalle de elementos.....	126
Figura 3.9	Detalle del mallado.....	127
Figura 3.10	Triángulos y cuadriláteros ideales y oblicuos.....	129
Figura 3.11	Detalles de la calidad del mallado.....	132
Figura 3.12	Calidad de mallado vs. número de elementos.....	134
Figura 3.13	Calidad de mallado vs. porcentaje de elementos.....	135

Figura 3.14	Elementos con oblicuidad < 0.1	136
Figura 3.15	Elementos con oblicuidad >0.5 y < 0.6	137
Figura 3.16	Asignación de nombres a caras de geometría.....	139
Figura 3.17	Curva flujo másico en función del tiempo.....	144
Figura 3.18	Propiedades del agua para solución estable.....	144
Figura 3.19	Configuración de turbulencia a la entrada.....	150
Figura 3.20	Valores de inicialización de solución estable.....	152
Figura 3.21	Residuales de ecuación de la continuidad y velocidad..	155
Figura 3.22	Desbalance de la continuidad y velocidad.....	155
Figura 3.23	Residuales de la energía cinética turbulenta y disipación turbulenta.....	156
Figura 3.24	Monitor de presión estática en la cara salida.....	156
Figura 3.25	Expresión matemática para la densidad en la simulación transiente.....	160
Figura 3.26	Opciones de modelos de turbulencia.....	165
Figura 3.27	Residuales de la continuidad, velocidad x, velocidad y, y velocidad z de solución transiente.....	173
Figura 3.28	Residuales de la energía cinética turbulenta y disipación turbulenta de solución transiente.....	173
Figura 3.29	Contorno de presión estática en la pared.....	176
Figura 3.30	Contorno de velocidad en la salida.....	176
Figura 3.31	Contorno de presión total en la pared.....	177
Figura 3.32	Monitor de presión en la salida vs. Tiempo.....	181
Figura 3.33	Contorno de presión en tiempo $t=0s$	181
Figura 3.34	Contorno de presión en tiempo $t=0.0228s$	182
Figura 3.35	Contorno de presión en tiempo $t=0.0456s$	182
Figura 3.36	Contorno de presión en tiempo $t=0.09s$	183
Figura 3.37	Contorno de presión en tiempo $t=0.105s$	183
Figura 3.38	Contorno de presión en tiempo $t=0.117s$	184
Figura 3.39	Contorno de presión en tiempo $t=0.1365s$	184
Figura 3.40	Contorno de presión en tiempo $t=0.1749s$	185
Figura 3.41	Contorno de presión en tiempo $t=0.1821s$	185
Figura 4.1	Componentes de generador de golpes de ariete.....	193
Figura 4.2	Equipo generador de golpes de ariete.....	194

Figura 4.3	Caja de control del equipo.....	194
Figura 4.4	Onda de presión-escala 300ms.....	197
Figura 4.5	Onda de presión-escala 100ms.....	197
Figura 4.6	Onda de presión-escala 50ms.....	198
Figura 5.1	Onda de presión de golpe de ariete-datos CFD.....	200
Figura 5.2	Onda de presión de golpe de ariete-datos..... experimentales.....	202
Figura 5.3	Comparación de resultados CFD y experimentales.....	205

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 2.1	Método de cartas de Allievi - datos para caso	46
Tabla 2.2	Modelos de turbulencia.....	92
Tabla 2.3	Métodos para solución de sistemas de ecuaciones lineales.....	99
Tabla 3.1	Características de geometría del modelo.....	117
Tabla 3.2	Valores de oblicuidad y calidad de elementos.....	130
Tabla 3.3	Principales funciones matemáticas disponibles en ANSYS CFX.....	143
Tabla 4.1	Datos técnicos de equipo de análisis de golpes de ariete.....	195
Tabla 4.2	Notación de equipo de análisis de golpes de ariete.....	195
Tabla 5.1	Error del modelo CFD.....	207

ABREVIATURAS

AMG	Método algebraico multi malla (algebraic multi grid).
CAD	Diseño asistido por computador (computer aided design).
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
DES	Detached Eddy Simulations.
DNS	Simulaciones numéricas directas (direct numerics simulations).
EDP	Ecuaciones diferenciales parciales.
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral.
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción.
FDM	Método de las diferencias finitas (finite difference method).
FEM	Método de los elementos finitos (finite element method).
FVM	Método de los volúmenes finitos (finite volume method).
LES	Large Eddy Simulations.
PID	Proporcional integral derivativo (proportional integral derivative).
RSM	Modelo de esfuerzos de Reynolds (Reynolds stress model).

SIMBOLOGÍA

a	Velocidad de propagación de la onda del golpe de ariete
A	Sección transversal del conducto
CFL	Número de Courant
D	Diámetro del conducto
Dx	Longitud del elemento de malla
e	Espesor de pared; Energía interna
E	Módulo de elasticidad
E_v	Módulo de elasticidad volumétrico
f	Frecuencia de un flujo oscilatorio; Pérdidas debidas a la fricción
F	Fuerza
g	Aceleración gravitacional
H	Cabezal dinámico
Hz	Hercio, unidad de frecuencia
I_{turb}	Intensidad turbulenta
k	Energía cinética turbulenta; Conductividad del fluido
kg	Kilogramo, unidad de masa
L	Longitud de la tubería
m	Metro, unidad de longitud
m^3	Metro cúbico, unidad de volumen
N	Número de revoluciones

P	Presión; Potencia
Pa	Pascal, unidad de presión
P_o	Presión inicial de un sistema en estado estable
r	Radio local
Q	Caudal
R	Radio de giro de masa rotante
Re	Número de Reynolds
s	Segundo, unidad de tiempo
t	Tiempo
t_c	Tiempo de cierre de válvula
T	Periodo de un flujo oscilatorio
T_m	Tiempo de puesta en marcha mecánico de sistema hidráulico
T_w	Tiempo de puesta en marcha de columna hidráulica
u	Componente de velocidad en dirección "x"
v	Componente de velocidad en dirección "y"
V	Voltio
V	Velocidad
V_o	Velocidad inicial del fluido
w	Componente de velocidad en dirección "z"
W	Peso; Vatio
x, y, z	Coordenadas cartesianas de un sistema
$^{\circ}C$	Grado Centígrado, unidad de temperatura
$^{\circ}$	Flujo másico
m	
$^{\circ}$	Rata de calentamiento de un elemento
q	
Δ	Delta, variación
Δt	Intervalo de tiempo; time step de resolución CFD
∇	Volumen

γ	Peso específico del fluido
ε	Deformación; Razón de disipación turbulenta
μ	Viscosidad dinámica
μ_t	Viscosidad turbulenta
θ	Constante de tiempo u operación de la válvula
θ_e	Ángulo equiángulo para una celda de malla
$\theta_{máx.}$	Ángulo mayor en una celda de malla
$\theta_{min.}$	Ángulo menor en una celda de malla
π	Constante pi 3.1416....
ρ	Densidad del fluido
ρ_0	Densidad inicial de un fluido en estado estable
σ	Esfuerzo axial
τ	Esfuerzo cortante

INTRODUCCIÓN

El estudio de los transitorios hidráulicos empezó con la investigación de las ondas que se propagan en la superficie del agua y el flujo de sangre en las arterias y venas. Sin embargo todos estos problemas no se pudieron resolver estrictamente hasta que se desarrollaron teorías de elasticidad y el uso del cálculo para la solución de ecuaciones diferenciales parciales.

Uno de los fenómenos más importantes relacionado con los transitorios hidráulicos es el denominado “golpe de ariete”, el cual es causado por el cambio instantáneo en la velocidad del fluido en un conducto cerrado. Éste puede ocurrir en todos los sistemas de presión de tuberías, suscitando graves daños, e incluso pueden originar accidentes fatales¹. Debido a esto el análisis de este fenómeno es de gran importancia.

En este proyecto de investigación el principal objetivo es el estudio y análisis de golpes de ariete en conductos cerrados, orientado al análisis en centrales hidroeléctricas. El fenómeno denominado golpe de ariete ha sido estudiado por diferentes científicos a lo largo de la historia, entre los cuales cabe señalar a Michaud, Gromeka, Frizell, Joukowski, Allievi, etc.

¹ Véase efectos de golpe de ariete en central hidroeléctrica Sayano Shushenskaya en [link:“http://www.youtube.com/watch?v=yfZoq68x7IY”](http://www.youtube.com/watch?v=yfZoq68x7IY).

Uno de los principales aportes para el estudio de este fenómeno han sido los experimentos que se realizaron para hoy en día tener un método sólido para analizar este problema. Por ello en este estudio se busca validar un modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) basado en las ecuaciones de Navier-Stokes, aplicado a este fenómeno físico y comparar estos resultados con datos derivados de pruebas experimentales, de tal manera que se deje establecida una metodología de simulación computacional para el análisis de este problema en casos reales.

CAPÍTULO 1

1. CONSIDERACIONES GENERALES

Como se indicó en la introducción el golpe de ariete es causado por un cambio instantáneo en la velocidad del fluido y el estudio de este fenómeno es de suma importancia por los daños que puede producir.

Para el estudio y análisis de los golpes de ariete se pueden realizar experimentos y deducir de una manera muy próxima el comportamiento del fluido. Con el desarrollo del software de CFD² se pueden resolver estos problemas de una forma menos costosa y rápida, pero se debe considerar que al utilizar modelos matemáticos para describir o simular un fenómeno real, éste debe de estar bien planteado para que los resultados que se obtengan sean correctos.

² Para detalles del desarrollo histórico del CFD véase la referencia N°1 ANDERSON JOHN D. JR., Computational Fluid Dynamics.

Por ello en este estudio se decidió analizar el comportamiento físico de este fenómeno usando herramientas CFD y comparar estos resultados con pruebas experimentales para verificar la fidelidad con que el modelo simula la realidad del comportamiento del golpe de ariete en conductos cerrados.

1.1. Descripción del problema

En el presente estudio se analiza el comportamiento de flujos transitorios en conductos cerrados, orientados a problemas de golpes de ariete en centrales hidroeléctricas.

Diversos tipos de operaciones en centrales hidroeléctricas producen transitorios hidráulicos. Por ejemplo el flujo a través de las turbinas es regulado mediante el gobernador de velocidad, en función de las demandas de carga eléctrica. Dándose incluso el caso de rechazos de carga que pueden originar paradas bruscas. Estas condiciones pueden causar la generación de golpes de ariete en las tuberías de presión.

El análisis de este problema se hace más relevante en el diseño de centrales hidroeléctricas de alta caída, donde existen tuberías de

presión de gran longitud, siendo este un factor muy importante a considerar.

El tipo de transitorio estudiado es el originado por el cierre instantáneo de una válvula, cuando un fluido, en este caso el agua, se encuentra fluyendo a través de un conducto cerrado (tubería). Utilizando los datos experimentales provenientes de un equipo de generación de golpe de ariete de la FIMCP ESPOL. Se compara el comportamiento y propagación de la onda elástica del golpe de ariete en el transcurso del tiempo con los resultados provenientes de la simulación numérica CFD.

Para el análisis experimental de este problema se dispone de un equipo generador de golpes de ariete, marca Plint de propiedad de la FIMCP, el cual consta de una tubería de cobre de diámetro interior 12.7mm, espesor de pared de 1.19mm, en espiral con una longitud total de 61m. Se desea determinar el comportamiento físico de la onda elástica que se produce en el golpe de ariete, así como la máxima presión alcanzada y atenuación de ésta en el transcurso del tiempo.

Para el desarrollo del modelo CFD, se usa el programa ANSYS CFX versión 12.1, del cual posee licencia comercial el departamento de Investigación y Desarrollo de la empresa DELTA Delfini. El uso de este software fue facilitado por cortesía de DELTA Delfini, empresa ecuatoriana que se dedica al diseño y fabricación de bombas y turbinas hidráulicas.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivos Generales

- El objetivo de la presente tesis de graduación es llevar a cabo un análisis CFD para simular el proceso de generación de un golpe de ariete en un conducto cerrado debido al cierre instantáneo de una válvula, obteniendo numéricamente soluciones transitorias para el campo de presiones.
- Validar este modelo contrastando los resultados obtenidos numéricamente con datos experimentales.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Determinar la amplitud máxima y periodo de la onda del golpe de ariete que se propaga a través del fluido.
- Determinar las condiciones de borde necesarias para la modelación correcta de este fenómeno físico.
- Establecer una metodología CFD confiable y correcta para la simulación del comportamiento de golpes de ariete en conductos cerrados.

1.3. Metodología de la Tesis

La metodología llevada a cabo para la elaboración de esta tesis de grado se muestra a continuación y además un diagrama en la figura 1.1.

Primero se establecen los objetivos puntuales a alcanzar y se elabora un estudio o investigación previa para analizar que procesos y herramientas son los necesarios para realizar este proyecto.

Luego se elaboraran varios modelos CFD, hasta encontrar el óptimo que simule correctamente el fenómeno físico a estudiar. Se obtienen

resultados del modelo y se comparan con los datos experimentales, resultados de pruebas de laboratorio.

Se analizan y comparan estos resultados. Si éstos son similares y equivalentes se valida el modelo CFD. Caso contrario se verifica el modelo y se ejecuta nuevamente.

Luego de completar los pasos anteriores, se establecen las conclusiones.

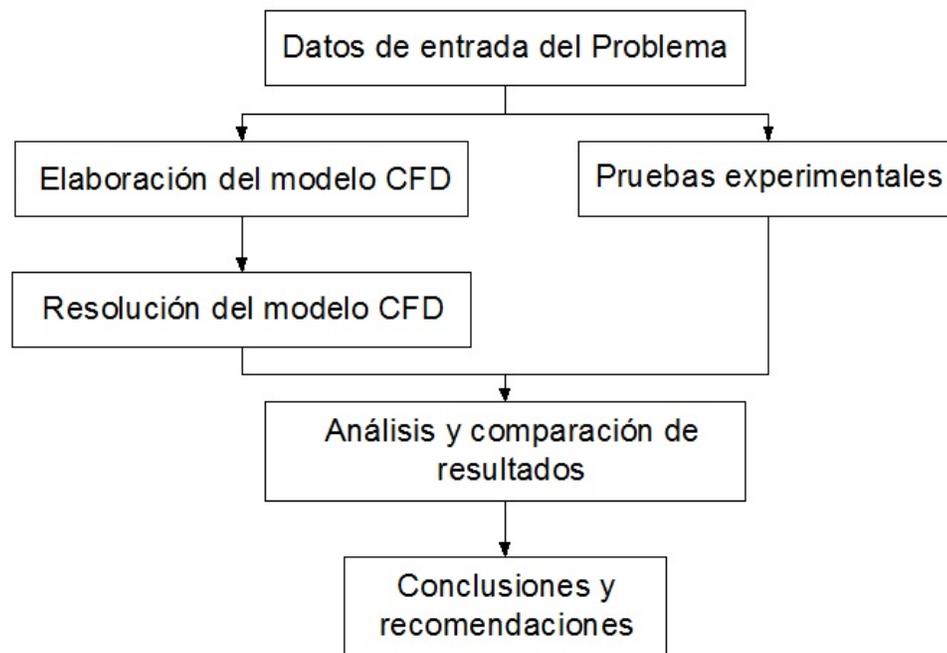


FIGURA 1.1 METODOLOGÍA DE LA TESIS

1.4. Estructura de la Tesis

Esta tesis de grado se ha dividido en seis capítulos, que son los siguientes:

Capítulo 1 Consideraciones Generales. En éste se establece el problema a resolver y los puntos relevantes a considerar, así como los objetivos, la metodología usada para llegar a la solución del problema y la estructura con que se redacta la tesis.

Capítulo 2 Marco Teórico. Se presentan las bases teóricas tanto de los transitorios hidráulicos como de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD); utilizadas para la realización de este estudio

Capítulo 3 Análisis CFD. En éste se detalla toda la metodología para la simulación del problema real y los resultados obtenidos.

Capítulo 4 Mediciones Experimentales. En éste se muestra la metodología para obtener datos experimentales a partir de un golpe de ariete real y los resultados.

Capítulo 5 Análisis y Comparación de Resultados. En éste se comparan y analizan los resultados obtenidos en los capítulos 3 y 4.

El objetivo es validar el modelo CFD sustentándose en los datos experimentales.

Capítulo 6 Conclusiones y Recomendaciones. Se establecen las conclusiones finales, luego de terminado este proyecto.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

El flujo transitorio es aquel en que las propiedades del fluido como densidad, presión, velocidad, etc. varían a través del tiempo. Estrictamente hablando los flujos turbulentos son siempre transitorios dado que las condiciones en un punto se encuentran en cambio continuo, sin embargo si se analiza el promedio en un periodo corto, estos tipos de flujos se consideran como estables si en este tiempo las condiciones no varían.

Si se considera cualquier instalación hidráulica, se nota que éstos son sistemas dinámicos, dado que las condiciones de funcionamiento determinan que las variables hidráulicas cambien con una mayor o menor rapidez dependiendo del caso. Por esta razón es de

importancia el análisis de los transitorios hidráulicos para evitar situaciones indeseables como:

- Presiones excesivamente altas o excesivamente bajas.
- Flujo inverso.
- Movimiento y vibraciones de las tuberías.
- Velocidades excesivamente bajas.
- Golpes de ariete.

2.1.1. Cambio en la presión debido a un cambio instantáneo de la velocidad

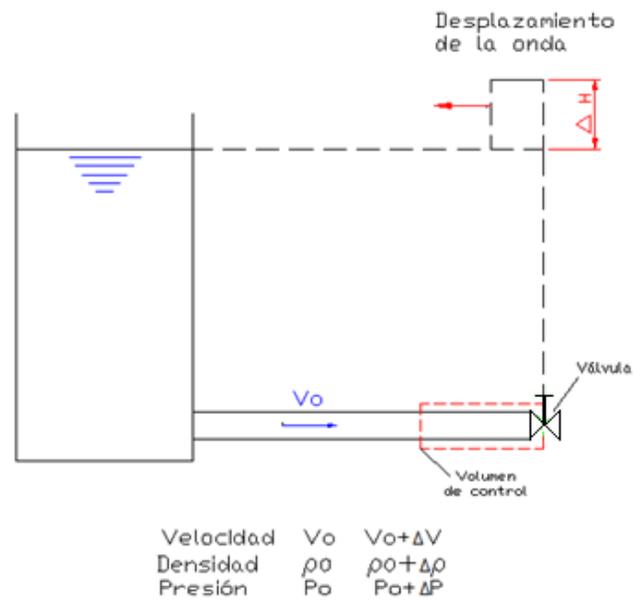
Cuando se suscita un cambio instantáneo de la velocidad en un conducto cerrado, de un estado estable donde la velocidad tiene un valor inicial a otro estado estable con una velocidad final, se pasa por un estado transitorio. Durante este estado transitorio la energía cinética del sistema se convierte en energía en forma de ondas elásticas de presión.

Si se considera el sistema de tubería mostrado en la figura 2.1, en el cuál un fluido se encuentra moviéndose con una velocidad inicial V_o , y una presión inicial en el reservorio de P_o , si la válvula sufre un cambio instantáneo en el tiempo $t = 0$,

la velocidad cambia a $V_o + \Delta V$, y la presión en la válvula varía a $P_o + \Delta P$. Además la densidad del fluido cambia a $\rho_o + \Delta\rho$ y finalmente una onda de presión de magnitud ΔP viaja en dirección aguas arriba.

Para efectos del análisis se asume que el material de la tubería es completamente rígido y se define como “ a ” el valor de la velocidad con que se propaga la onda de presión.

La situación de flujo transitorio mostrado en la figura 2.1.a es transformada a un estado estable figura 2.1.b superponiendo en un volumen de control la velocidad “ a ” en dirección aguas abajo.



(a) Flujo transitorio

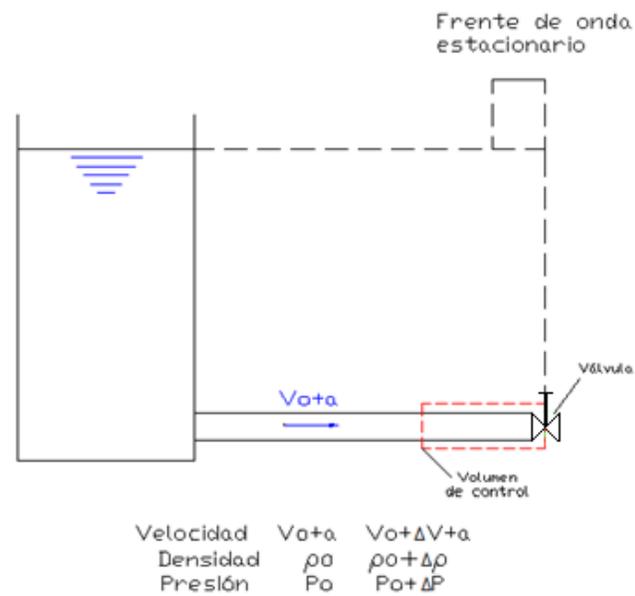
(b) Flujo transitorio convertido a flujo estable por superposición de velocidad a

FIGURA 2.1 INCREMENTO DE PRESIÓN DEBIDO A UN CAMBIO INSTANTÁNEO DE LA VELOCIDAD

Si se establece la dirección x , y la velocidad V como positivas en dirección aguas abajo. Entonces la razón de cambio de la cantidad de movimiento en la dirección x es igual a

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}(m\vec{V}) &= \rho_o(V_o + a)A[(V_o + \Delta V + a) - (V_o + a)] \\ \frac{d}{dt}(m\vec{V}) &= \rho_o(V_o + a)A\Delta V\end{aligned}\quad (2.1.1)$$

Donde A es el área de la sección interior de la tubería.

Omitiendo la fricción, la fuerza resultante F , que actúa sobre el fluido en el volumen de control en la dirección x positiva es

$$\begin{aligned}F &= P_o A - (P_o + \Delta P)A \\ F &= -\Delta P A\end{aligned}\quad (2.1.2)$$

De acuerdo a la segunda Ley de Newton, la razón de cambio de la cantidad de movimiento es igual a la fuerza neta. Por lo tanto de las dos ecuaciones anteriores se tiene que

$$\Delta P = -\rho_o(V_o + a)\Delta V \quad (2.1.3)$$

Para la mayoría de las condiciones transitorias, la velocidad " a " de propagación de la onda es superior a los 1000m/s y la velocidad inicial en estado estable del fluido V_o , no supera los 10m/s . Por lo cual se puede ignorar V_o , por tanto

$$\Delta P = -\rho_o a \Delta V \quad (2.1.4)$$

Considerando que

$$P = \rho g H \quad (2.1.5)$$

Donde H es el cabezal, la ecuación (2.1.4) se puede expresar como

$$\Delta H = -\frac{a}{g} \Delta V \quad (2.1.6)$$

El signo negativo en las ecuaciones (2.1.4) y (2.1.6) denota que la presión o el cabezal incrementan con la disminución de la velocidad y viceversa. Este análisis considera que el cambio instantáneo de la velocidad ocurrió aguas abajo del sistema. Si se considera que la válvula se encuentra aguas arriba de la tubería y se procediera a realizar un análisis similar al anterior, se llegaría a la siguiente expresión.

$$\Delta H = \frac{a}{g} \Delta V \quad (2.1.7)$$

Para el volumen de control analizado en la figura 2.1.b la razón de flujo másico a la entrada y a la salida son respectivamente.

$$\dot{m}_{ent} = \rho_o A (V_o + a) \quad (2.1.8)$$

$$\dot{m}_{sal} = (\rho_o + \Delta\rho) A (V_o + \Delta V + a) \quad (2.1.9)$$

Estas expresiones (2.1.8) y (2.1.9) denotan que la masa dentro del volumen de control incrementa debido al cambio de

densidad del fluido, pero éste puede ignorarse por ser muy pequeño para fluidos considerados incompresibles. Por lo tanto la razón de flujo másico tanto a la entrada como a la salida es igual.

$$\rho_o A(V_o + a) = (\rho_o + \Delta\rho)A(V_o + \Delta V + a) \quad (2.1.10)$$

$$\Delta V = -\frac{\Delta\rho}{\rho_o}(V_o + \Delta V + a) \quad (2.1.10)$$

Considerando que $(V_o + \Delta V) \ll a$, se puede reescribir la ecuación (2.1.10) como

$$\Delta V = -\frac{\Delta\rho}{\rho_o}a \quad (2.1.11)$$

El módulo de elasticidad volumétrico de un fluido se define como:

$$E_v = \frac{\Delta P}{\Delta\rho / \rho_o} \quad (2.1.12)$$

De las ecuaciones (2.1.11) y (2.1.12) se puede obtener la siguiente expresión

$$a = -E_v \frac{\Delta V}{\Delta P} \quad (2.1.13)$$

Basándose en la ecuaciones (2.1.4), se puede llevar la ecuación (2.1.13) a

$$a = \frac{E_v}{a\rho_o} \quad (2.1.14)$$

$$a = \sqrt{\frac{E_v}{\rho_o}} \quad (2.1.15)$$

Esta ecuación define la velocidad con que viaja la onda del golpe de ariete para fluidos compresibles, pero sin considerar la elasticidad del conducto en que está inmerso el fluido.

Si se considera la elasticidad de la tubería la ecuación (2.1.15) se ve modificada a

$$a = \sqrt{\frac{E_v}{\rho_o [1 + (E_v D / eE)]}} \quad (2.1.16)$$

En donde “ D ” representa el diámetro del conducto, “ e ” el espesor de pared y “ E ” el módulo de Young o de elasticidad del conducto.

2.1.2. Propagación y reflexión de la onda de golpe de ariete

Para explicar el comportamiento del golpe de ariete provocado por el cierre instantáneo de una válvula, se muestran las figuras 2.2.a hasta la 2.2.h, para las cuales las condiciones de flujo son estables en el tiempo $t = 0$. Si se asume que el sistema no tiene pérdidas por fricción, entonces, el cabezal de presión a lo largo de toda la tubería es H_o .

Para mejor explicación de la secuencia de eventos que ocurren al originarse este tipo de transitorio hidráulico, éstos se dividen en cuatro periodos. La suma de aquellos equivale a un tiempo total de $4L/a$ que es justamente un periodo de la onda del golpe de ariete.

Primer periodo: $0 < t \leq L/a$ (figura 2.2.a y 2.2.b)

Tan pronto como la válvula se cierra, la velocidad del fluido se reduce a cero, lo cual causa un incremento en la presión de $\Delta H = (a/g)V_o$. Debido a este incremento en la presión la tubería se expande, el fluido se comprime aumentando su densidad, y una onda de presión positiva se propaga hacia el reservorio. Al inicio de este proceso la velocidad del fluido es cero y toda la energía cinética se ha transformado en energía elástica de deformación y compresión. Si “ a ” es la velocidad de la onda y “ L ” la longitud de la tubería, entonces en el tiempo $t=L/a$, toda la longitud de la tubería ha experimentado los efectos de esta perturbación, cuyo efecto hace que el cabezal de presión alcance un valor de $H_o + \Delta H$.

Segundo periodo: $L/a < t \leq 2L/a$ (figura 2.2.c y 2.2.d)

Asumiendo que el reservorio es lo suficientemente grande, se puede considerar que el nivel del fluido dentro de éste es constante. En el momento en que la onda de presión llega hasta el reservorio, ésta tiene una magnitud de $H_o + \Delta H$. Esta diferencia de presiones hace que el fluido empiece a desplazarse desde la tubería hacia el reservorio con velocidad $-V_o$, entonces como la velocidad cambia de 0 a $-V_o$, se origina una caída de presión de $H_o + \Delta H$ a H_o . Esto quiere decir que una onda negativa viaja en dirección a la válvula donde se origino esta misma onda. En tiempo $t = 2L/a$ la presión a caído por completo a H_o en toda la longitud de la tubería y la velocidad del fluido es $-V_o$.

Tercer periodo: $2L/a < t \leq 3L/a$ (figura 2.2.e y 2.2.f)

Como la válvula está completamente cerrada, no se puede mantener una velocidad negativa. Por esta razón la velocidad cambia instantáneamente de $-V_o$ a 0, originando una reducción en la presión a $H_o - \Delta H$, y una onda negativa se propaga en dirección aguas arriba. En el tiempo $t = 3L/a$ la perturbación de presión $H_o - \Delta H$ ha recorrido todo el conducto, y la velocidad del fluido es cero.

Cuarto periodo: $3L/a < t \leq 4L/a$ (figura 2.2.g y 2.2.h)

Cuando la onda del golpe de ariete llega hasta el reservorio, se tiene una condición no estable dado que la presión en el reservorio es mayor que la que posee la tubería. Entonces el fluido comienza a viajar hacia la válvula con velocidad V_o y el cabezal de presión es restaurado a H_o . En el tiempo $t=4L/a$ el cabezal de presión es H_o a lo largo de toda la tubería y el fluido tiene velocidad $V=V_o$, entonces se vuelve a las condiciones iniciales de estado estable.

Por lo tanto si se asume un sistema sin pérdidas por fricción, estos procesos antes detallados se repiten indefinidamente a intervalos $t=4L/a$. Este intervalo es el periodo teórico de la onda del golpe de ariete. Sin embargo en un sistema real, la onda de presión se disipa debido a las pérdidas por fricción en las paredes de la tubería, llegando a un punto en que el fluido se queda estático. En la figura 2.3 se presenta la onda de presión teórica de golpe de ariete para un sistema sin pérdidas por fricción.

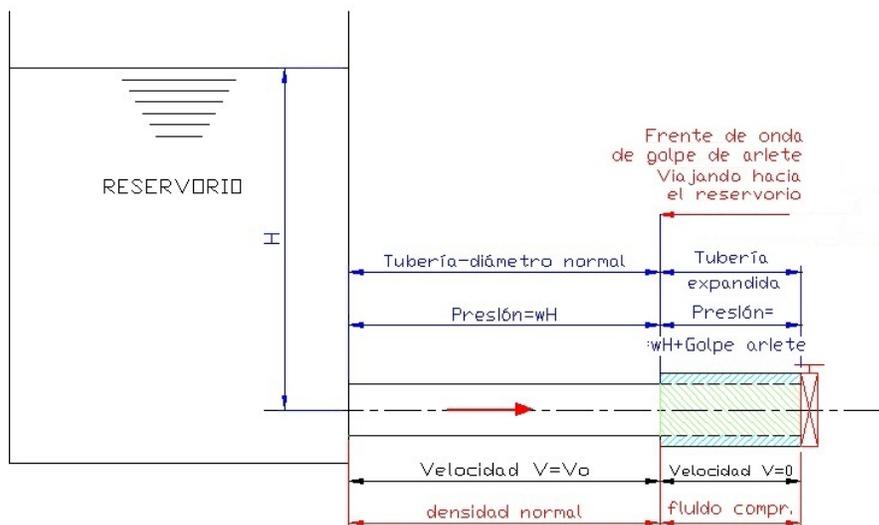


Fig. 2.2.a
Condición en $t + \delta t$
Onda positiva comienza desde la válvula

FIGURA 2.2.a PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t + \delta t$

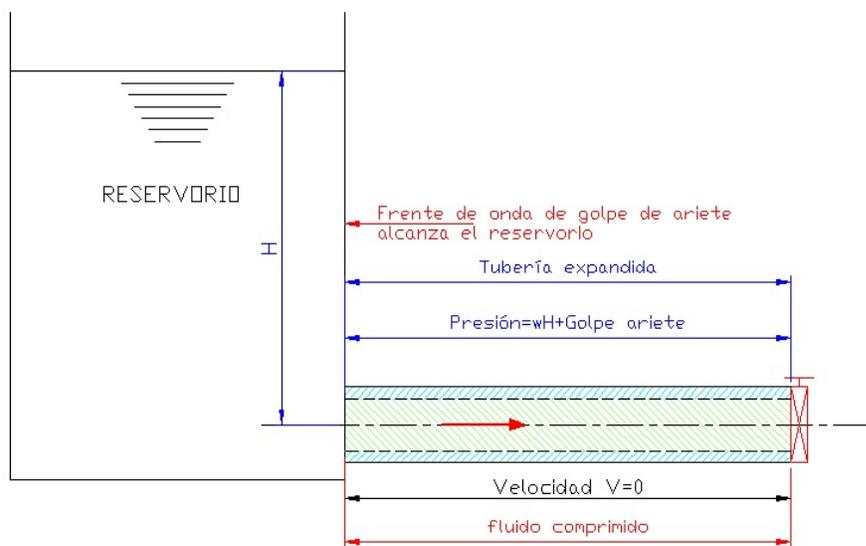


Fig. 2.2.b
Condición en $t = L/a$
Onda positiva alcanza el reservorio

FIGURA 2.2.b PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = L/a$

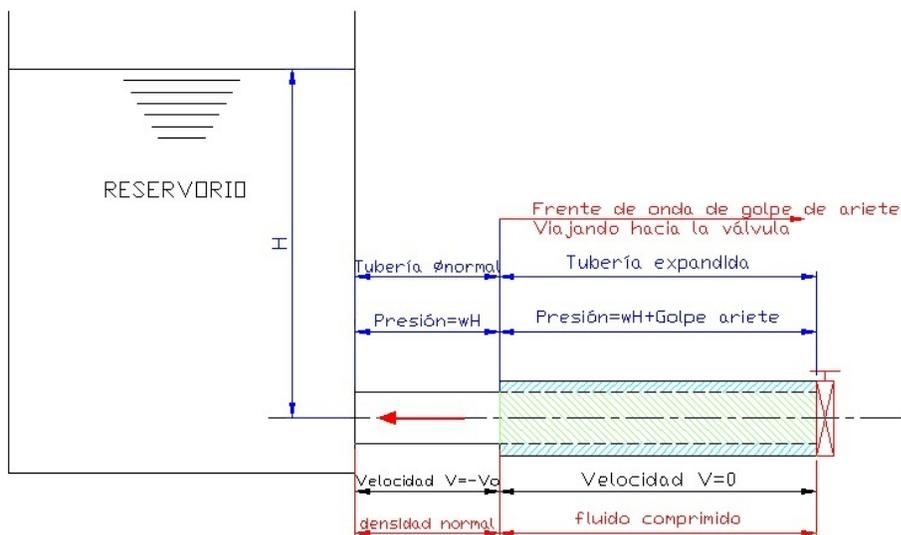


Fig. 2.2.c
Condición en $t = L/a + \delta t$
Reflexión de onda negativa empieza desde el reservorio

FIGURA 2.2.c PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = L/a + \delta t$

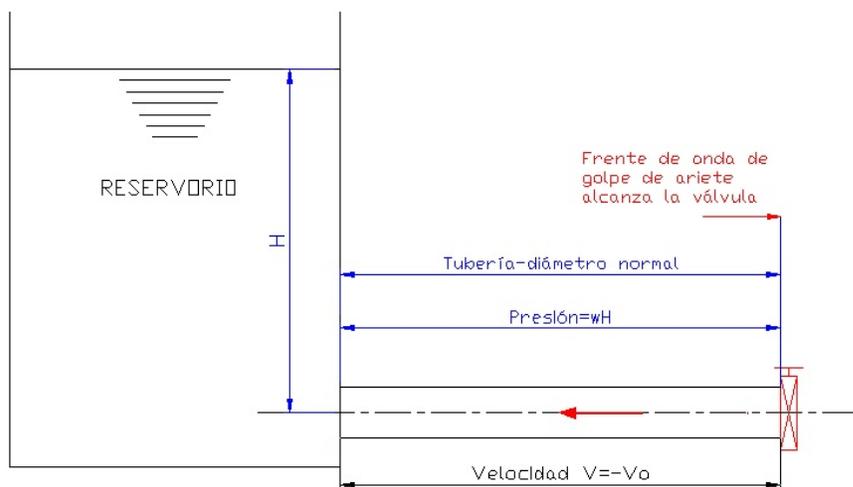


Fig. 2.2.d
Condición en $t = 2L/a$
Reflexión de onda negativa llega hasta la válvula

FIGURA 2.2.d PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = 2L/a$

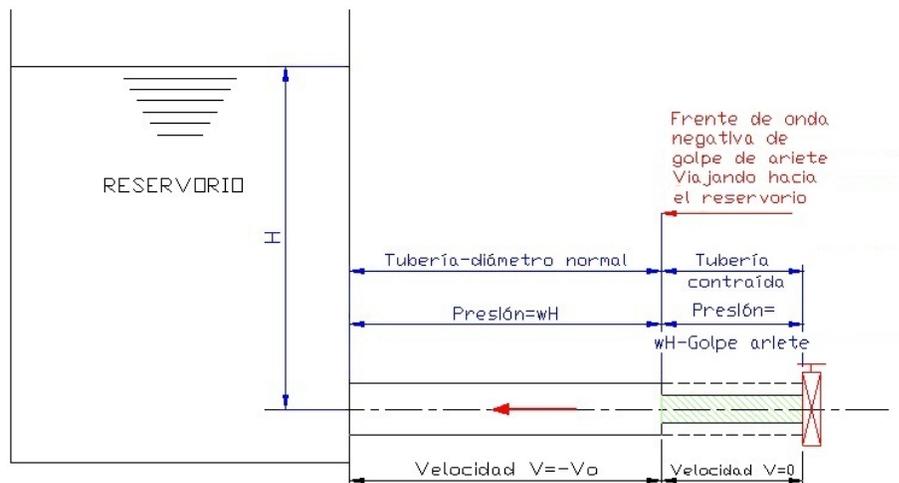


Fig. 2.2.e
Condición en $t=2L/a+\delta t$
Reflexión de onda negativa desde la válvula
hasta el reservorio con signo negativo

FIGURA 2.2.e PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = 2L/a + \delta t$

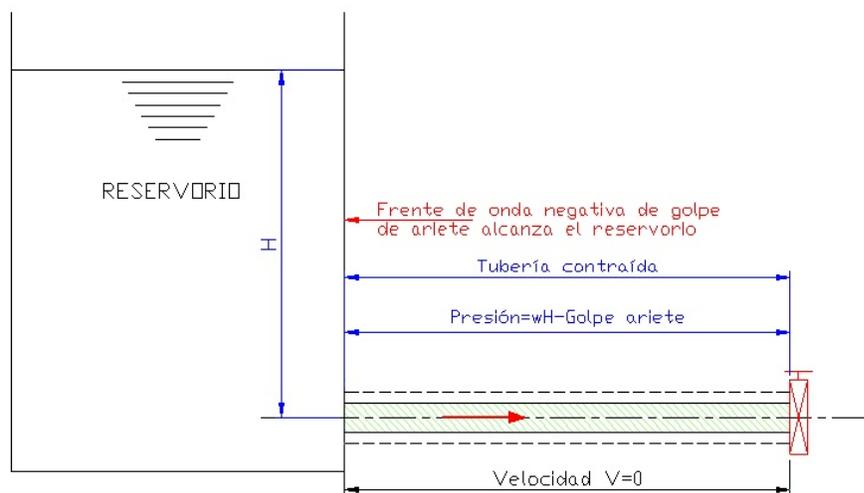


Fig. 2.2.f
Condición en $t=3L/a$
Onda negativa alcanza el reservorio

FIGURA 2.2.f PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = 3L/a$

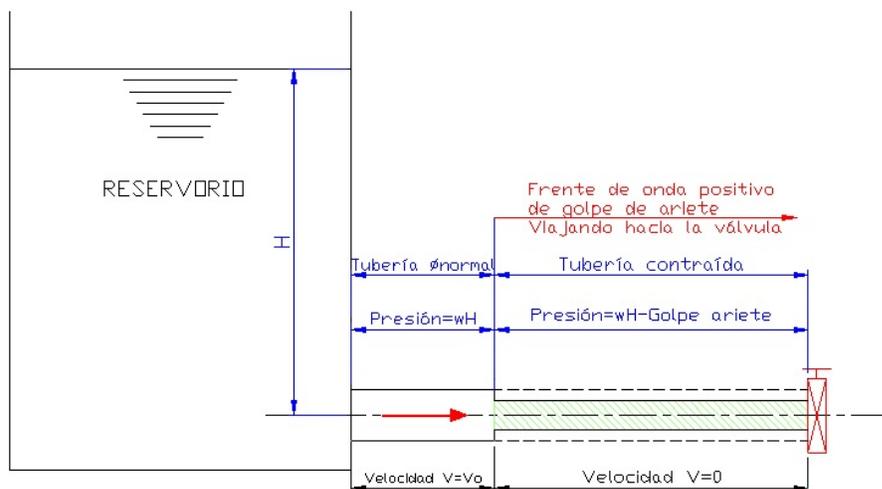


Fig. 2.2.g
 Condición en $t = 3L/a + \delta t$
 Reflexión de onda negativa con signo positivo desde el reservorio

FIGURA 2.2.g PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = 3L/a + \delta t$

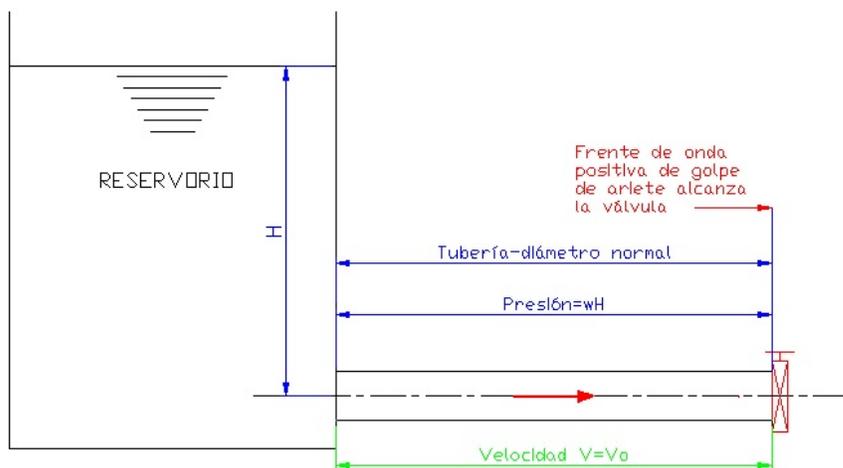


Fig. 2.2.h
 Condición en $t = 4L/a$
 Onda reflectada llega hasta la válvula, completando un ciclo
 (Estos procesos de a-h se repiten indefinidamente)

FIGURA 2.2.h PROPAGACIÓN DE LA ONDA DE PRESIÓN EN $t = 4L/a$

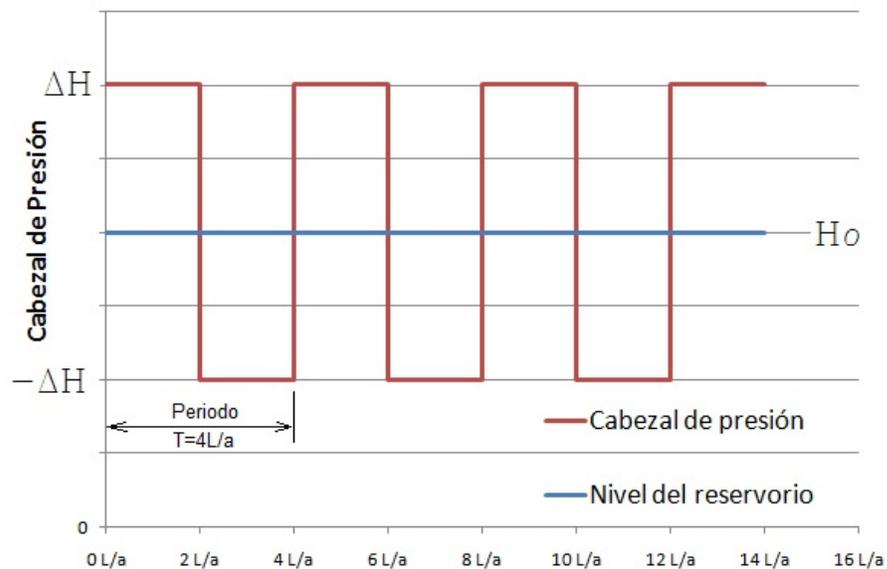


FIGURA 2.3 VARIACIÓN DE PRESIÓN EN UN SISTEMA SIN PÉRDIDAS POR FRICCIÓN DEBIDO AL CIERRE DE UNA VÁLVULA.

En 1897 Joukowski (ruso) realizó varios experimentos en Moscú con longitudes y diámetros de tubería que se detallan a continuación:

7650 m , 50 mm ;

305 m , 101.5 mm ; y

305 m , 152.5 mm

Basado en estos experimentos y sus estudios desarrolló la fórmula para la velocidad de la onda de presión tomando en

consideración la compresibilidad del agua y la elasticidad de la pared de la tubería. También determinó la relación entre la reducción de la velocidad y el incremento de presión resultante, usando las condiciones de conservación de la masa y de la energía. Esto establece que el incremento en la presión, debido a la onda que se origina es máximo para tiempos de cierre inferiores a dos veces la longitud sobre la velocidad de propagación de la onda.

$$T \leq \frac{2L}{a}$$

2.1.3. Clasificación de los transitorios hidráulicos

Los transitorios hidráulicos pueden ocurrir en diversos tipos de conductos. Considerando esto, los transitorios hidráulicos se pueden clasificar en tres categorías:

- i. Transitorios en conductos cerrados.
- ii. Transitorios en canales abiertos.
- iii. Combinación de superficie libre y flujos presurizados.

Matemáticamente los transitorios en sistemas hidráulicos son representados por ecuaciones diferenciales parciales. En el capítulo 2.7, Fundamentos de Dinámica de Fluidos Computacional, se detallará mejor este aspecto.

2.2. Ecuaciones de Flujo no Permanente a través de conductos cerrados

Las características físicas de cualquier situación de flujo de un fluido están regidas por tres principios fundamentales:

- La conservación de la masa.
- La conservación de la cantidad de movimiento.
- La conservación de la energía.

Cada una de estas a su vez se expresan matemáticamente en su forma más general como ecuaciones diferenciales, o también como ecuaciones integrales.

En el capítulo 2.7 se estudia la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y la manera cómo se reemplazan estas ecuaciones por ecuaciones algebraicas aproximadas de un campo de flujo discretizado.

En esta sección se analizan el comportamiento físico de un flujo no permanente a través de un conducto cerrado y como se derivan las ecuaciones gobernantes, considerando dos de los tres principios fundamentales antes mencionados: La conservación de la masa y de la cantidad de movimiento. El tercer principio no se explica, porque el

análisis teórico considera este fenómeno como un proceso adiabático.

2.2.1. Consideraciones

Para la obtención de las ecuaciones gobernantes se hacen algunas asunciones y consideraciones:

- i. EL flujo en el conducto es unidimensional.
- ii. La distribución de velocidad es uniforme a través de cualquier sección de la tubería.
- iii. Las propiedades de la pared del conducto y del fluido son lineales. El esfuerzo es proporcional a la deformación.
- iv. Las formulas para calcular las pérdidas por fricción en flujo estable son válidas también para flujo no permanente.

2.2.2. Conservación de la masa

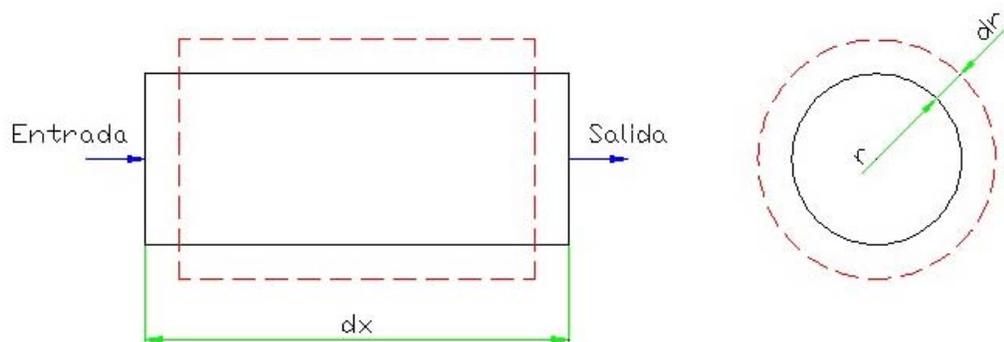


FIGURA 2.4 CONSERVACIÓN DE LA MASA PARA FLUJO NO PERMANENTE

Al observar el volumen de control mostrado en la figura 2.4, los volúmenes de entrada y salida durante un intervalo δt son los siguientes:

$$\nabla_{\text{entrada}} = V\pi r^2 \delta t \quad (2.2.1)$$

$$\nabla_{\text{salida}} = \left(V + \frac{\partial V}{\partial x} \delta x \right) \pi r^2 \delta t \quad (2.2.2)$$

Si “ r ” es el radio del conducto, entonces el incremento de volumen en δt es

$$\delta \nabla_{\text{entrada}} = \nabla_{\text{entrada}} - \nabla_{\text{salida}} = -\frac{\partial V}{\partial x} \delta x \delta t \pi r^2 \quad (2.2.3)$$

Conociendo que el cambio de presión δP durante δt se puede expresar como $\frac{\partial P}{\partial t} \delta t$ y se considera al cambio de volumen debido a la expansión radial del conducto como $\delta \nabla_r$.

Además el esfuerzo radial³ “ σ ” en el conducto debido a la presión P está dada por

$$\sigma = \frac{Pr}{e} \quad (2.2.4); \text{ “} e \text{” es el espesor de pared del conducto}$$

$$\delta \sigma = \delta p \frac{r}{e} = \frac{\partial p}{\partial t} \delta t \frac{r}{e} \quad (2.2.5)$$

³ Véase SINGER, Mecánica de Sólidos, Esfuerzos en cilindros de paredes delgadas, para una deducción completa del esfuerzo radial debido a una presión interna.

El cambio de deformación debida al incremento de radio $r + \delta r$, es $\delta \varepsilon = \delta r / r$ (2.2.6)

Como se asumieron las propiedades elásticas del material como lineales. El modulo de Young E se puede definir como:

$$E = \frac{\delta \sigma}{\delta \varepsilon} \quad (2.2.7)$$

Se reemplazan las ecuaciones (2.2.5) y (2.2.6)

$$E = \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) \delta t \frac{r}{e}}{\frac{\delta r}{r}} \quad (2.2.8)$$

$$\delta r = \frac{\partial p}{\partial t} \frac{r^2}{eE} \delta t \quad (2.2.9)$$

El cambio de volumen debido a la expansión o contracción radial es: $\delta \forall_r = 2\pi r \delta x \delta r$ (2.2.10)

$$\delta \forall_r = 2\pi \frac{\partial p}{\partial t} \frac{r^3}{eE} \delta t \delta x \quad (2.2.11)$$

Se define la expresión $\delta \forall_c$ para representar el cambio de volumen debido a la compresibilidad del fluido.

$$\forall = \pi r^2 \delta x \quad (2.2.12)$$

Por definición el módulo volumétrico es $E_v = \frac{-\delta p}{\delta \forall_c / \forall}$ (2.2.13)

Si se sustituye la ecuación (2.2.12) en la (2.2.13) y se reemplaza $\delta p = (\partial p / \partial t) \delta t$, entonces:

$$\delta V_c = \frac{-\partial p}{\partial t} \frac{\delta t}{E_v} \pi r^2 \delta x \quad (2.2.14)$$

Asumiendo que la densidad del fluido se mantiene constante.

Por ley de conservación de la masa:

$$\delta V_r = \delta V_{entrada} + \delta V_c \quad (2.2.15)$$

Entonces si se reemplazan las ecuaciones (2.2.3), (2.2.11) y (2.2.14) en la (2.2.15) se tiene:

$$-\frac{\partial V}{\partial x} \delta x \delta t \pi r^2 - \frac{\partial p}{\partial t} \frac{\delta t}{E_v} \pi r^2 \delta x = 2\pi \frac{\partial p}{\partial t} \frac{r^3}{eE} \delta t \delta x \quad (2.2.16)$$

$$-\frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial t} \frac{1}{E_v} = \frac{2r}{eE} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.2.17)$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} \left(\frac{2r}{eE} + \frac{1}{E_v} \right) = 0 \quad (2.2.18)$$

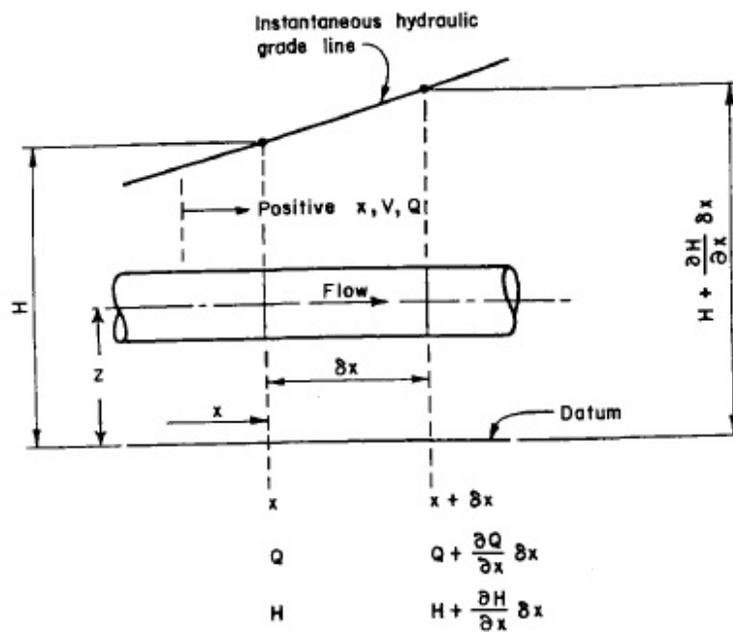
Recordando la expresión (2.1.16) que define la velocidad de propagación de la onda de presión que considera la elasticidad de la tubería:

$$a^2 = \frac{E_v}{\rho \left(1 + \frac{KD}{eE} \right)} \quad (2.2.19)$$

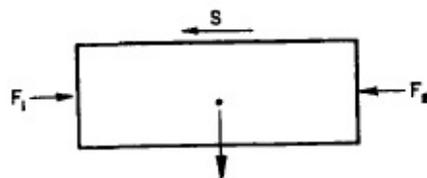
Sabiendo que $p = \rho g H$, y sustituyendo $Q = VA$ la ecuación (2.2.19) se convierte en:

$$\frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.2.20)$$

2.2.3. Conservación de la cantidad de movimiento



(a)



(b) Free body diagram

FIGURA 2.5 CONSERVACIÓN DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO PARA FLUJO NO PERMANENTE. Fuente: CHAUDRY M., Applied Hydraulic Transients

Si se considera el diagrama de cuerpo de la figura 2.5, se pueden determinar las fuerzas F_1 y F_2 debidas a la presión y la fuerza cortante S debida a la fricción.

$$F_1 = \gamma A(H - z) \quad (2.2.21)$$

$$F_2 = \gamma A\left(H - z + \frac{\partial H}{\partial x} \delta x\right) \quad (2.2.22)$$

Si se usa la formula de Darcy Weisbach⁴ para el cálculo de pérdidas por fricción, entonces la fuerza cortante S es:

$$S = \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{8} \pi D \delta x \quad (2.2.23)$$

Entonces,

$$F = F_1 - F_2 - S \quad (2.2.24)$$

$$F = \gamma A(H - z) - \gamma A\left(H - z + \frac{\partial H}{\partial x} \delta x\right) - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{8} \pi D \delta x$$

$$F = -\gamma A \frac{\partial H}{\partial x} \delta x - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{8} \pi D \delta x \quad (2.2.25)$$

Aplicando la segunda ley de Newton,

$$F = m \frac{dV}{dt} \quad (2.2.26)$$

$$\text{Y considerando que: } m = \rho A \delta x = \frac{\gamma}{g} A \delta x \quad (2.2.27)$$

⁴ Véase la referencia N°8, STREETER, V. L., Fluid Mechanics, Third Edition, McGraw Hill, New York, 1966, para una deducción completa.

Si se reemplaza la expresión (2.2.27) en (2.2.26), y se iguala esta con (2.2.25), se tiene:

$$-\gamma A \frac{\partial H}{\partial x} \delta x - \frac{\gamma}{g} \frac{fV^2}{8} \pi D \delta x = \frac{\gamma}{g} A \delta x \frac{dV}{dt} \quad (2.2.28)$$

Dividiendo para “ $\gamma A \delta x$ ” y reemplazando $A = \pi D^2 / 4$

$$\begin{aligned} -\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{fV^2}{g2D} &= \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} \\ \frac{dV}{dt} &= -g \cdot \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{fV^2}{2D} \end{aligned} \quad (2.2.29)$$

Por otra parte, la derivada total de la velocidad por definición es:

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} \\ &= \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.2.30)$$

Por tanto si se reemplaza la ecuación (2.2.30) en la (2.2.29), se tiene:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV^2}{2D} = 0 \quad (2.2.31)$$

Para el análisis de flujos no permanentes Lorenzo Allievi demostró que el término $V(\partial V / \partial x)$ es relativamente pequeño comparado con el término $(\partial V / \partial t)$, por lo que se lo puede

ignorar. Además, para la consideración del flujo en ambas direcciones, se puede convertir la expresión V^2 en $V|V|$ y si se escribe la ecuación en términos del caudal Q , se obtiene

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (2.2.32)$$

2.2.4. Análisis de las ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones (2.2.20) y (2.2.32) son las ecuaciones que describen la conservación de la masa y de la cantidad de movimiento respectivamente.

$$\frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.2.20)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (2.2.32)$$

Si se observan éstas, se puede notar que son ecuaciones diferenciales parciales de primer orden. Estas ecuaciones tienen dos variables independientes que son “ x ” y “ t ” y además dos variables dependientes “ Q ” y “ H ”.

Las otras variables “ A ” y “ D ” son características del sistema conducto y no varían con el tiempo, pero pueden ser

funciones de x . Además la velocidad de la onda “ a ” depende de la característica del sistema.

Por lo tanto este conjunto de ecuaciones diferenciales parciales se consideran como un sistema de ecuaciones “CUASI LINEALES” del tipo “HIPERBOLICAS”, dado que existen dos líneas características en cualquier punto del campo de flujo 2D⁵.

⁵ Para una explicación completa de los sistemas de ecuaciones cuasi lineales véase la referencia N°1 ANDERSON JOHN D. JR., Computational Fluid Dynamics.

2.3.Método de las Cartas de Allievi

Este método es probablemente el más usado para análisis de golpe de ariete, debido a que se pueden obtener resultados con rapidez. Este método consiste en una serie de cartas o gráficos en el que constan parámetros adimensionales y fue desarrollado por Lorenzo Allievi⁶.

Para aplicar este método se asumen dos condiciones, estas son:

- a. Se considera que el área de la sección transversal de la válvula de control aumenta o disminuye linealmente en función del tiempo.
- b. La velocidad a través de la válvula en cualquier instante de tiempo es proporcional a la raíz cuadrada de la suma de los cabezales del golpe de ariete mas el inicial en estado estable.

Las dos variables adimensionales que se consideran en estas cartas son los siguientes:

La constante del conducto

$$\rho = \frac{aV_o}{2gH_o} \quad (2.3.1)$$

⁶ Lorenzo Allievi (Noviembre 18, 1856 – Octubre 30, 1941) ingeniero italiano reconocido por sus estudios acerca de golpes de ariete.

Donde

ρ : Constante del conducto.

a : Velocidad de propagación de la onda de presión.

V_o : Velocidad inicial del fluido dentro del conducto.

H : Cabezal estático inicial de la columna de agua.

g : Aceleración debida a la gravedad.

Y la constante de tiempo u operación de la válvula

$$\theta = \frac{aT}{2L} \quad (2.3.2)$$

Donde

θ : Constante de operación de la válvula.

T : Tiempo de cierre de la válvula.

L : Longitud del conducto.

Estos dos parámetros adimensionales representan los ejes de las cartas de Allievi. Mediante estas cartas o gráficos podemos estimar el incremento máximo de presión debido al cierre instantáneo de una válvula. A continuación en la figura 2.6, 2.7 y 2.8 se muestran éstas para valores pequeños, medianos y grandes de " ρ " y " θ " respectivamente.

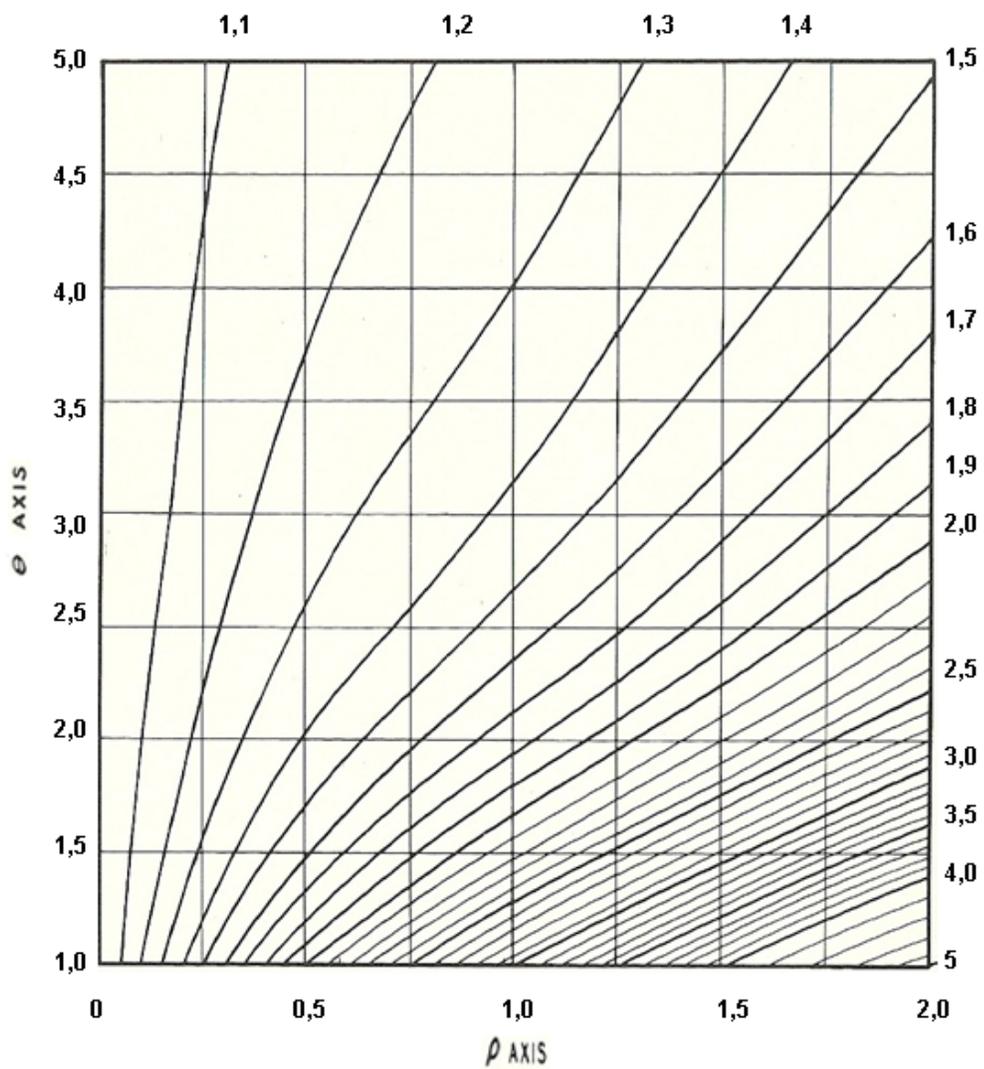


FIGURA 2.6 DIAGRAMA DE ALLIEVI PARA VALORES PEQUEÑOS DE ρ y θ (Máximo incremento de presión debido al movimiento uniforme de una válvula y conducto simple). Fuente: DAVIS & SORENSEN, Handbook of Applied Hydraulics

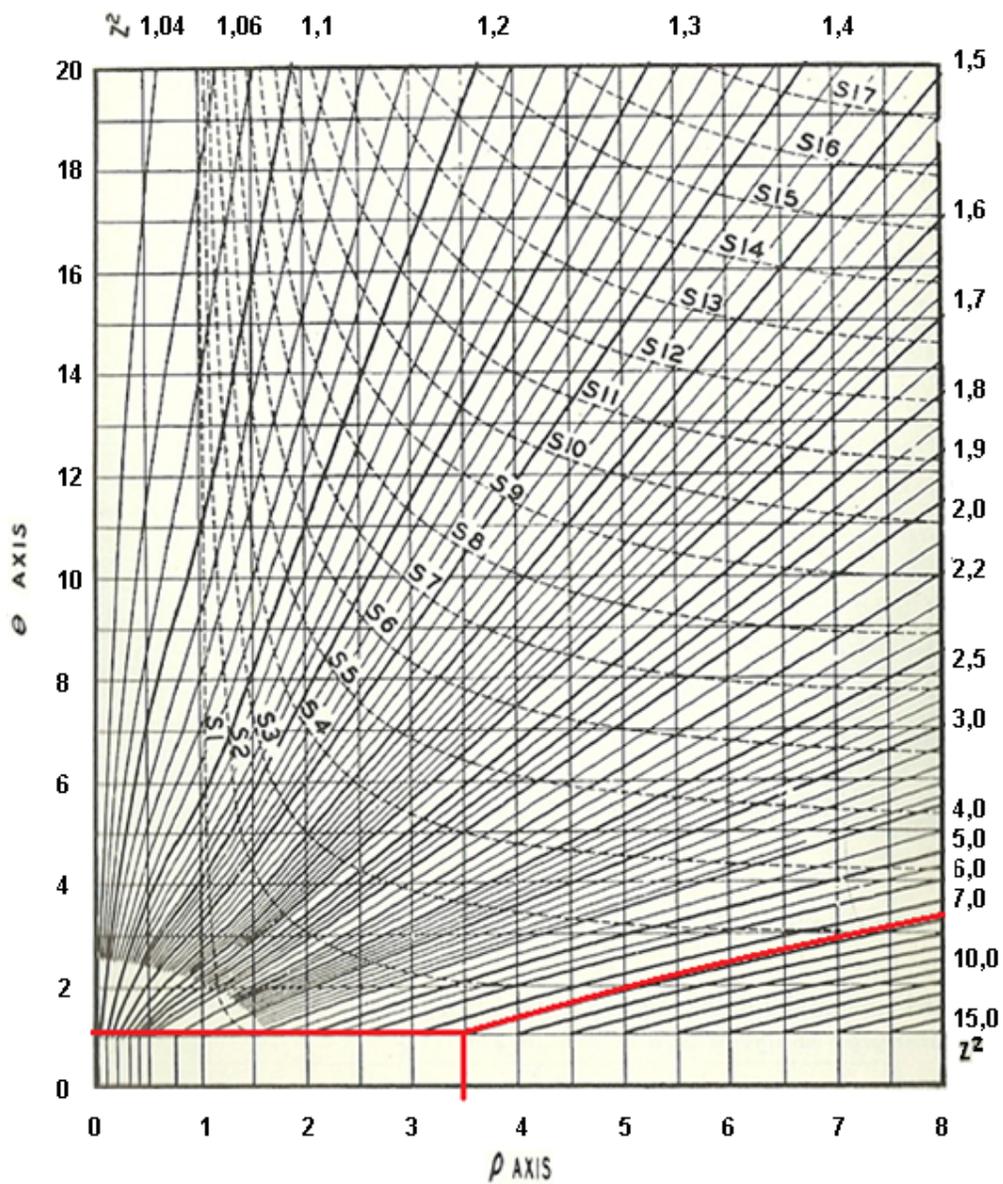


FIGURA 2.7 DIAGRAMA DE ALLIEVI PARA VALORES INTERMEDIOS DE ρ y θ (Máximo incremento de presión debido al movimiento uniforme de una válvula y conducto simple). Fuente: DAVIS & SORENSEN, Handbook of Applied Hydraulics.

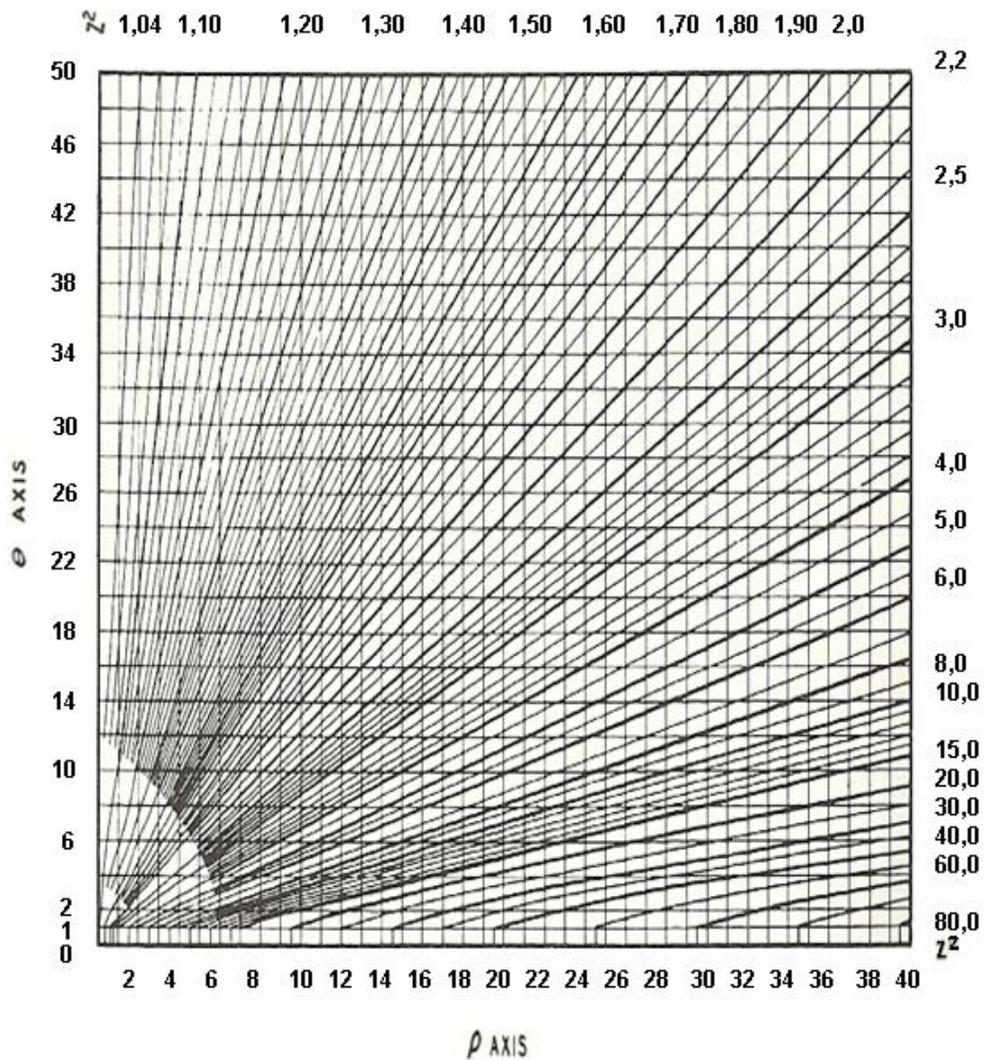


FIGURA 2.8 DIAGRAMA DE ALLIEVI PARA VALORES GRANDES DE ρ y θ
 (Máximo incremento de presión debido al movimiento uniforme de una
 válvula y conducto simple). Fuente: DAVIS & SORENSEN, Handbook of
 Applied Hydraulics

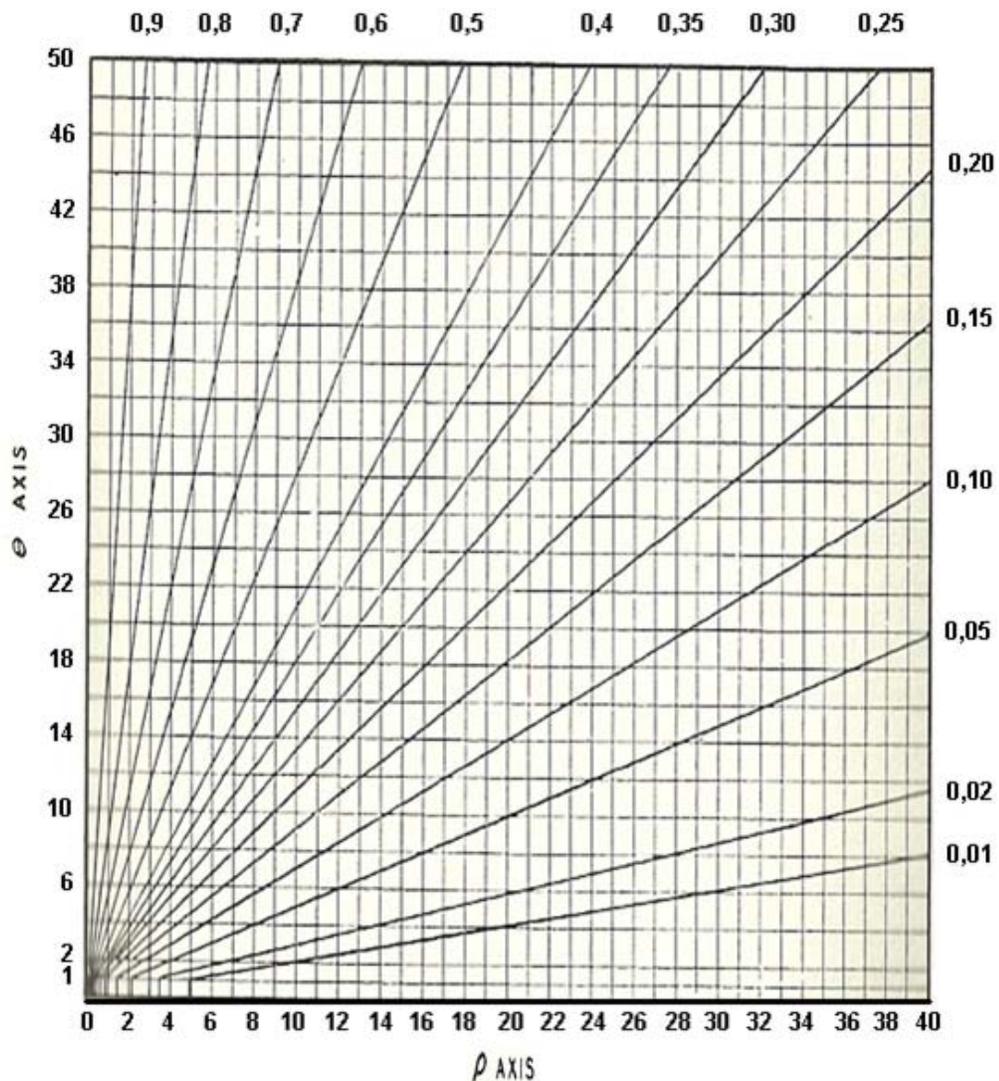


FIGURA 2.9 DIAGRAMA DE ALLIEVI - MÁXIMA CAÍDA DE PRESIÓN PARA VALORES GRANDES DE ρ y θ (debido al movimiento uniforme de una válvula y conducto simple). Fuente: DAVIS & SORENSEN, Handbook of Applied Hydraulics.

2.3.1. Aplicación de Cartas de Allievi en turbina hidráulicas

Cuando en lugar de una válvula se analiza la operación de una turbina hidráulica, es lógico saber que su comportamiento está dado por su curva de operación, por ejemplo el caudal depende de la velocidad instantánea que tenga la turbomquinaria. En la figura 2.10 se muestra una curva típica de una turbina axial.

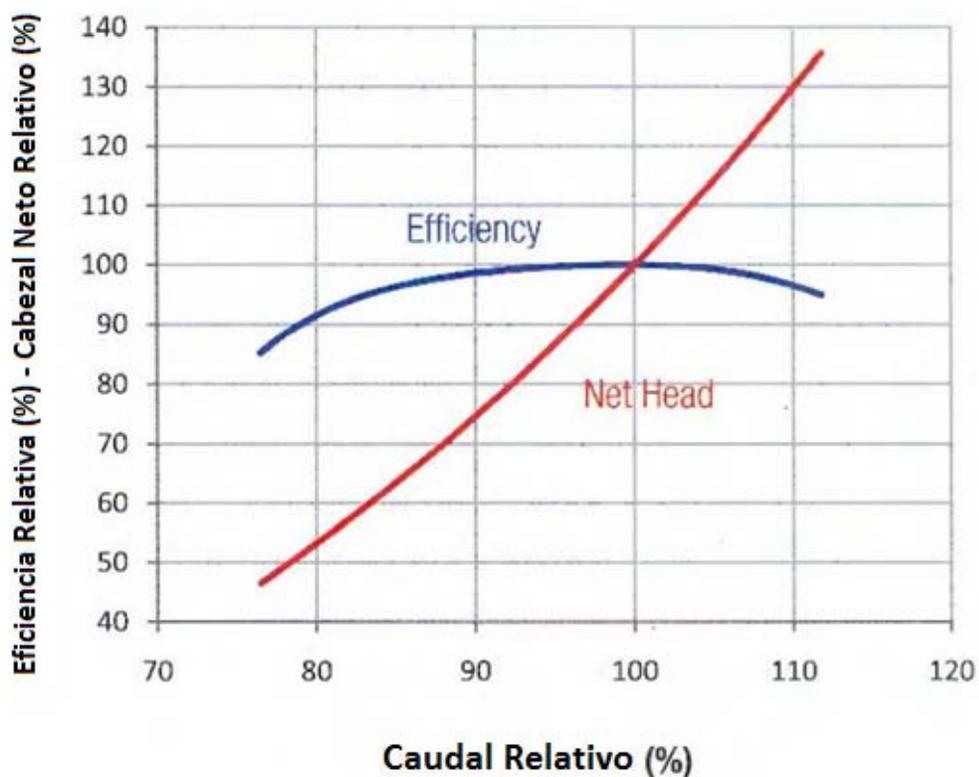


FIGURA 2.10 CURVA TÍPICA DE TURBINA DE FLUJO AXIAL.

Para la aplicación de las cartas de Allievi se supone el movimiento uniforme de una válvula y fluido dentro de un conducto simple. Sin embargo en la aplicación de este método para tuberías en centrales hidroeléctricas se considera como válvula a los diferentes mecanismos de regulación del flujo de cada tipo de turbina. Por ejemplo en las turbinas de impulso Pelton son los inyectores los encargados de la regulación del flujo y para el caso de las turbinas de reacción Francis y Kaplan son los alabes guías o directrices.

2.3.2. Desarrollo del método para caso analizado en la tesis

En esta sección se desarrolla el método de las Cartas de Allievi para un caso real. El caso analizado es el experimento descrito en el capítulo 4 y que es simulado numéricamente en el capítulo 3 mediante un programa CFD. El objetivo es determinar la máxima presión que se alcanza debido al cierre instantáneo de una válvula.

El sistema consiste de una tubería de $61m$ de longitud por donde fluye agua a una velocidad inicial de $0,52m/s$ con una presión estática a la entrada de $100.000Pa$ y una válvula solenoide a la salida, la cual se cierra en un tiempo igual a

0,1s . Para la velocidad de propagación de la onda de presión "a", se establece un valor de 1.339m/s determinado en la sección 4.1.3. Todos los datos se muestran en la tabla 2.1.

TABLA 2.1

Método de Cartas de Allievi - datos para caso real	
Presión inicial " P_o "	100.000Pa
Cabezal inicial " H_o "	10,235 m
Velocidad inicial en el conducto V_o	0,52 m/s
Velocidad de propagación de la onda "a"	1.339 m/s
Tiempo de cierre de válvula	0,1 s
Longitud del conducto	61 m

Con estos datos se calculan las dos variables necesarias para usar el diagrama:

La constante del sistema de tubería

$$\rho = \frac{aV_o}{2gH_o} = \frac{(1.339m/s)(0,52m/s)}{2(9,8m/s^2)(10,235m)} = 3,47$$

La constante de tiempo u operación de la válvula

$$\theta = \frac{aT}{2L} = \frac{(1.339m/s)(0,1s)}{2(61m)} = 1,097$$

Con estos rango de valores de " ρ " y " θ " conviene usar el Diagrama de Allievi para valores intermedios. Este gráfico se muestra en la figura 2.7, donde se ha marcado de color rojo la

forma de utilización de la carta. De éste se puede determinar un $Z^2 = 8$.

Donde

$$Z^2 = \frac{H_o + \Delta h \max}{H_o}$$

Y por tanto

$$\Delta h \max = (Z^2 * H_o) - H_o = (8 * 10,235m) - 10,235m$$

$$\Delta h \max = 71,65m$$

Entonces se concluye que el $\Delta h \max$ de incremento de presión es $71,65m$ de cabezal de agua o su equivalente en presión de $7 \times 10^5 Pa$. Éste es el valor que se compara con los obtenidos mediante simulación CFD en el capítulo 3, y experimentalmente en el capítulo 4.

2.4 Transitorios hidráulicos en plantas hidroeléctricas

2.4.1 Introducción

En centrales hidroeléctricas es muy importante el estudio de los transitorios hidráulicos, ya que pueden ocasionar daños significativos en la infraestructura y accidentes fatales. Los golpes de ariete en centrales hidroeléctricas son causados por operaciones del sistema, como por ejemplo el cierre o apertura brusca de válvulas o de los sistemas de regulación de caudal de las turbinas.

Existen registros de algunos accidentes importantes causados por golpes de ariete. En 1950, en la central OIGAWA en Japón fallecieron tres trabajadores debido a la ruptura de la tubería de presión, la cual falló a causa de un golpe de ariete provocado por el cierre rápido de una válvula en una operación de mantenimiento. El 17 de agosto del 2009 el accidente catastrófico en la central de SAYANO SHUSHENSKAYA en Rusia ocasionó la muerte de setenta y cinco personas, la destrucción total de tres de sus diez equipos turbogeneradores y la paralización total de la central durante un año y medio. Estos son dos ejemplos claros de la

magnitud de daños que se pueden originar por este tipo de fenómeno. En las figuras 2.11 y 2.12 se muestran imágenes de ambos accidentes respectivamente.



FIGURA 2.11 TUBERÍA DE PRESIÓN ROTA DE CENTRAL OIGAWA,
JAPÓN. Fuente: EBASCO SERVICES Inc., New York.



FIGURA 2.12 CASA DE MÁQUINAS DESTRUIDA EN CENTRAL SOYANO SHUSHENSKAYA, RUSIA. Fuente: RT NOTICIAS.

2.4.2 Elementos constructivos de una central hidroeléctrica

Para una mejor comprensión del conjunto que conforma una central hidroeléctrica, se explicará brevemente los elementos constructivos que principalmente la conforman: Captación, aliviadero, canal de derivación, tuberías de presión, cámaras de turbinas, canal de desagüe, sala de máquinas y en algunos casos la chimenea de equilibrio para el control de transitorios hidráulicos. En la figura 2.13 se muestra el esquema general de una central hidroeléctrica.

2.4.3 Turbinas Hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son máquinas que extraen energía del agua. La geometría de la turbina es tal que el fluido ejerce un torque sobre el rotor en la dirección de su rotación. De manera general estas turbinas se pueden clasificar en dos tipos básicos:

- Turbinas de Impulso.
- Turbinas de reacción.

Las turbinas de impulso representadas principalmente por la turbina Pelton se caracterizan porque la caída de presión a través de su rotor es cero; dado que toda la caída de presión ocurre en sus toberas o inyectores. En este tipo de turbina la energía total del fluido es convertido en energía cinética a la salida de los inyectores de abastecimiento. El espacio que envuelve el rodete no está completamente lleno de fluido. Lo que genera el torque, es el impulso de los chorros de fluido que chocan contra las paletas.

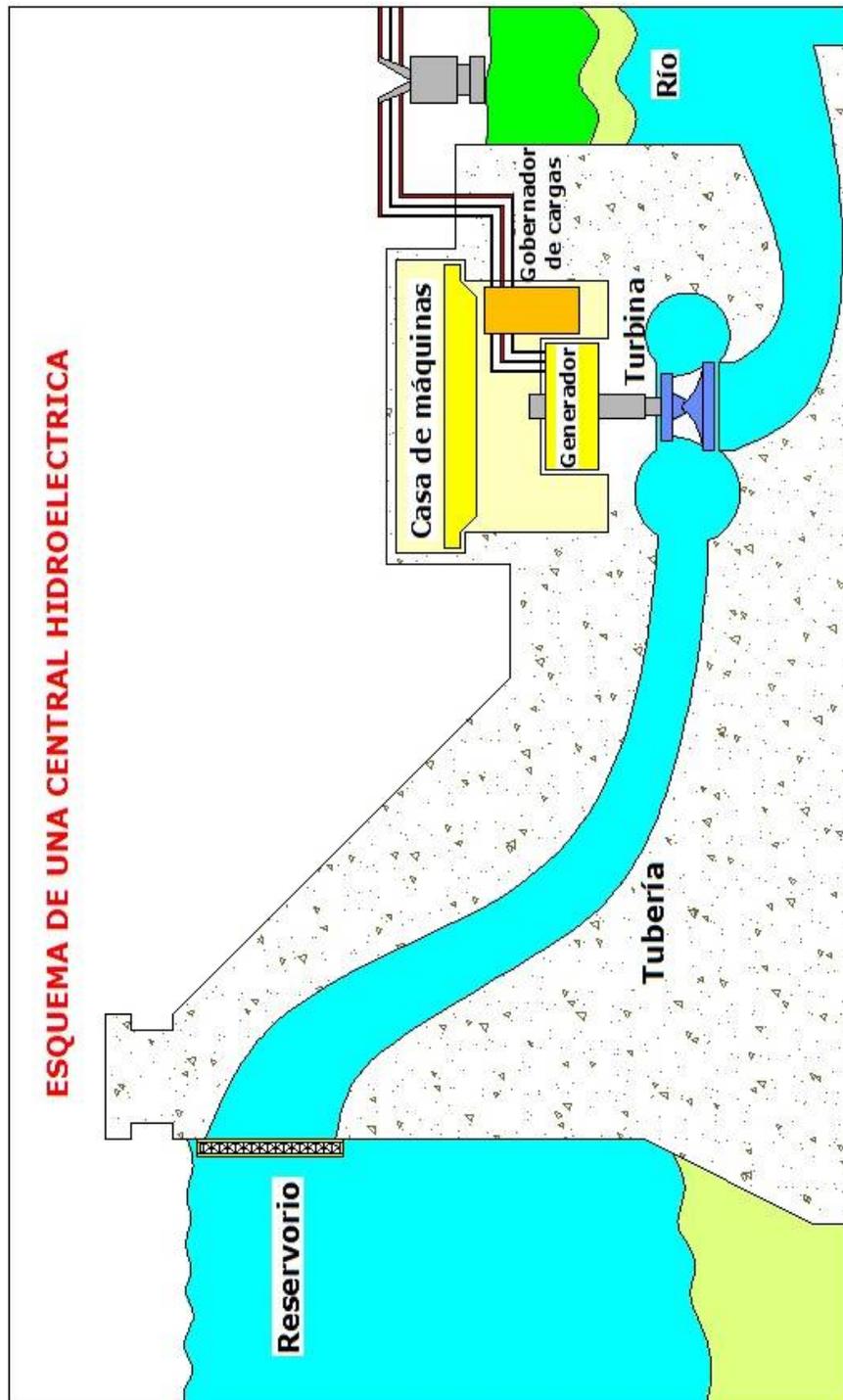


FIGURA 2.13 ESQUEMA DE CENTRAL HIDROELECTRICA.



FIGURA 2.14a TURBINA HIDRÁULICA DELTA, PROYECTO OYACACHI
90kW. Cortesía: DELTA Delfini & Cía., S.A.



FIGURA 2.14b INTERIOR DE TURBINA HIDRÁULICA PELTON,
PROYECTO OYACACHI 90kW. Cortesía: DELTA Delfini & Cía., S.A.



FIGURA 2.15 INYECTOR DE TURBINA PELTON.

Cortesía: DELTA Delfini & Cía., S.A.

Las turbinas tipo Pelton tienen dos tipos de configuraciones:

- Turbina de eje horizontal.
- Turbina de eje vertical.

Las turbinas de eje horizontal son empleadas para potencias pequeñas y se suministran usualmente con uno o dos inyectores; mientras que las de eje vertical son empleadas para potencias grandes y generalmente se suministran con cuatro y seis inyectores. La figura 2.14 muestra una turbina

Pelton de eje horizontal y la 2.15 su respectivo inyector con aguja, tobera y servomotor hidráulico.



FIGURA 2.16 TURBINA FRANCIS PROYECTO HIDROMIRA, 1MW.

Cortesía: DELTA Delfini & Cía., S.A.



FIGURA 2.17 RODETE FRANCIS Y ALABES DIRECTRICES.

Cortesía: DELTA Delfini & Cía., S.A.



FIGURA 2.18 RODETE DE TURBINA AXIAL.

Cortesía: DELTA Delfini & Cía., S.A.

Para las turbinas de reacción, el rodete se encuentra rodeado por una voluta completamente llena del fluido de trabajo. A través del rodete existe una caída de presión y de velocidad relativa del fluido. En este tipo de turbinas sus alabes directrices aceleran el flujo y lo dirigen en la dirección adecuada a medida que el fluido entra al rodete. Así parte de la caída de presión ocurre a través de los alabes directrices y parte ocurre a través del rodete.⁷

Este tipo de turbinas existen de tipo radial, mixto y axial. Las turbinas hidráulicas radiales y mixtas comunes se denominan turbinas tipo Francis en honor a James Francis, ingeniero estadounidense. Para cabezales bajos, el tipo más eficiente de turbina es la turbina axial o de hélice. La turbina Kaplan, así denominada en honor a Víctor Kaplan, profesor alemán, es una muy eficiente turbina hidráulica axial con alabes regulables. En la figura 2.16 se muestra una turbina tipo Francis de 1MW de potencia, cortesía de DELTA-Delfini, en la 2.17 un rodete Francis con sus alabes directrices, y en la figura 2.18 un rodete de turbina Axial.

⁷MUNSON BRUCE R., YOUNG DONALD F., OKIISHI THEODORE H., Fundamentos de Mecánica de Fluidos

2.4.4 Causa de transitorios hidráulicos en centrales

hidroeléctricas

Los transitorios hidráulicos en las tuberías de las centrales hidroeléctricas son originados por varias operaciones en las turbinas, como por ejemplo arranques, incremento o rechazo de carga.

Existen dos tipos de centrales hidroeléctricas en relación a la entrega de la carga que generan: las que operan en forma aislada y las que entregan su energía a la red. En el caso del Ecuador éstas últimas son las que entregan su energía al Sistema Nacional Interconectado.

Cuando el equipo turbogenerador esta sincronizado a una gran red, pueden causar el origen de transitorios:

- i. La aceptación de carga.
- ii. La reducción de carga o el rechazo total de ésta.

Si es un sistema aislado, lo puede causar:

- i. El arranque de la unidad.
- ii. La aceptación de carga.
- iii. La reducción de carga o el rechazo total de ésta.

Una unidad conectada a la red gira a la velocidad sincrónica durante la aceptación o rechazo de carga debido a la gran inercia del sistema. Mientras que la velocidad de la unidad en un sistema aislado se incrementa con el rechazo de carga y disminuye durante la aceptación de ésta.

Para prevención de transitorios hidráulicos en centrales hidroeléctricas se desarrolla un modelo matemático de la central, donde se consideran los siguientes componentes:

- Los conductos por donde fluye el agua.
- La turbina y generador
- El gobernador de velocidad

Conductos o tubería

Los conductos o tuberías influyen mucho y es así que se vuelve más crítico cuando se tienen tuberías de presión de longitudes muy largas, debido a que el tiempo necesario para originar golpes de ariete se hace mayor (como se observó en el capítulo 2.1), aumentando la probabilidad de que por alguna maniobra se originen este tipo de problemas. Las figuras 2.19a y b muestran la central de generación y bombeo

Kalayaan, en donde la tubería de presión posee una gran longitud.

Turbina y Generador

En una central hidroeléctrica la turbina y el generador se encuentran mecánicamente conectados entre sí. Típicamente en centrales grandes de manera directa y en unidades pequeñas por acople directo o en ocasiones por bandas y poleas. El flujo de agua que pasa a través de las turbinas de reacción (Francis y Kaplan) depende del cabezal neto de la unidad y la apertura de los alabes guías, mientras que el flujo a través de las turbinas de impulso (Pelton, Flujo Cruzado) depende del cabezal y de la apertura de los inyectores.

En la figura 2.20 se muestra un rodete turbo-bomba Francis empleado en una central de generación y bombeo.



FIGURA 2.19a PROYECTO CBK, CENTRAL KALAYAAN, ETAPA II

Fuente: IMPSA HYDRO, Argentina.



FIGURA 2.19b PROYECTO CBK, CENTRAL KALAYAAN, ETAPA II

Fuente: IMPSA HYDRO, Argentina.



FIGURA 2.20 RODETE DE TURBO BOMBA FRANCIS, PROYECTO CBK.

Fuente: IMPSA HYDRO, Argentina

Gobernador de Velocidad

El gobernador tiene la función de mantener la velocidad del grupo turbogenerador igual a la velocidad sincrónica de generación. Los principales componentes de un gobernador son un dispositivo sensor de velocidad y un servo mecanismo para la apertura y cierre de alabes guías o inyector, dependiendo del tipo de turbina. Para unidades hidroeléctricas existen tres tipos de gobernadores dependiendo del tipo de control:

- Proporcional
- Acelerómetro
- PID (Proporcional Integral Derivativo)

En el gobernador proporcional la acción correctiva es proporcional a la desviación de velocidad, n ; en el gobernador acelerómetro es proporcional a dn/dt ; en el PID es proporcional a n , dn/dt , y la integración de tiempo de n .

2.4.5 Estabilidad de generación

Al referirse a estabilidad de generación se considera que una central hidroeléctrica debe generar energía con ciertas características importantes, las cuales son voltaje y frecuencia.

Para que la gobernación de una central hidroeléctrica sea estable y se mantenga el incremento en la velocidad de la unidad en los límites permisibles al seguir el rechazo de carga, es necesario un adecuado valor de inercia, provista por la unidad turbo generadora. Comúnmente la inercia de la turbina es pequeña comparada con la del generador. Para

seleccionar la inercia de la unidad, se consideran algunos factores como:

- La fluctuación de frecuencia permitida
- El tamaño del sistema
- El tipo de carga
- El tamaño, longitud, y diseño de la tubería por donde fluye el agua, y
- El tiempo de respuesta del Gobernador de cargas.

Disminuyendo los tiempos de apertura y cierre controlados por el gobernador, se puede mejorar la estabilidad del sistema. Sin embargo, estos no se pueden disminuir desmesuradamente, debido a que se pueden originar golpes de ariete que sobrepasen los límites de diseño.

Para el análisis de la estabilidad de generación es necesario considerar, entre otros, los parámetros fundamentales siguientes:

- a) El Tiempo de Puesta en Marcha (o de aceleración) Hidráulico T_w , es el tiempo necesario para que el cabezal de

presión acelere el flujo desde cero hasta la velocidad normal de operación. Este tiempo está dado por:

$$T_w = \frac{Q}{gH} \sum \frac{L}{A} \quad (2.4.1)$$

Si las áreas son iguales, entonces $T_w = \frac{LV_o}{gH}$ (2.4.2)

Donde

T_w : Tiempo de puesta en marcha de la columna hidráulica.

V_o : Velocidad del agua en la conducción.

H : Altura estática de la columna de agua.

g : Aceleración debida a la gravedad.

b) El Tiempo de puesta en marcha Mecánico T_m , es el tiempo en segundos para que el torque normal de operación acelere las masas rotantes de cero hasta la velocidad sincrónica de operación.

Si el momento de inercia polar WR^2 esta dado en $[kg.m^2]$ y la potencia P en $[MW]$

$$T_m = \frac{WR^2.Nr^2}{90.4 \times 10^6.P} \quad (2.4.3)$$

Si el momento de inercia polar WR^2 esta dado en $[lb.ft^2]$ y la potencia P en $[HP]$

$$T_m = \frac{WR^2 \cdot Nr^2}{1.6 \times 10^6 \cdot P} \quad (2.4.4)$$

Donde

T_m : Tiempo de puesta en marcha mecánico.

W : Peso de las masas rotantes.

R : Radio de giro de las masas rotantes.

Nr : Número sincrónico de revoluciones.

P : Potencia demanda por el sistema de generación.

El tiempo de cierre del regulador se designa como T_g , y es el tiempo de cierre del álabe guía del distribuidor en las turbinas a reacción y el tiempo de cierre de la aguja del inyector en las turbinas Pelton.

De acuerdo al Asme Hydro Power Technical Committee una relación de $T_m/T_w \geq 2$ es razonable para unidades en red. Otro criterio es la curva de Gordon que se basa en datos experimentales de 40 instalaciones Kaplan, Francis y Propeler, el cual se muestra en la figura 2.21. El tiempo de cierre efectivo del regulador T_c se define como dos veces el tiempo necesario para abrir o cerrar los alabes guías del 25 al

75% y a su vez se puede considerar el tiempo de cierre del regulador T_g como T_c más un tiempo muerto (aproximadamente $1,5s$).

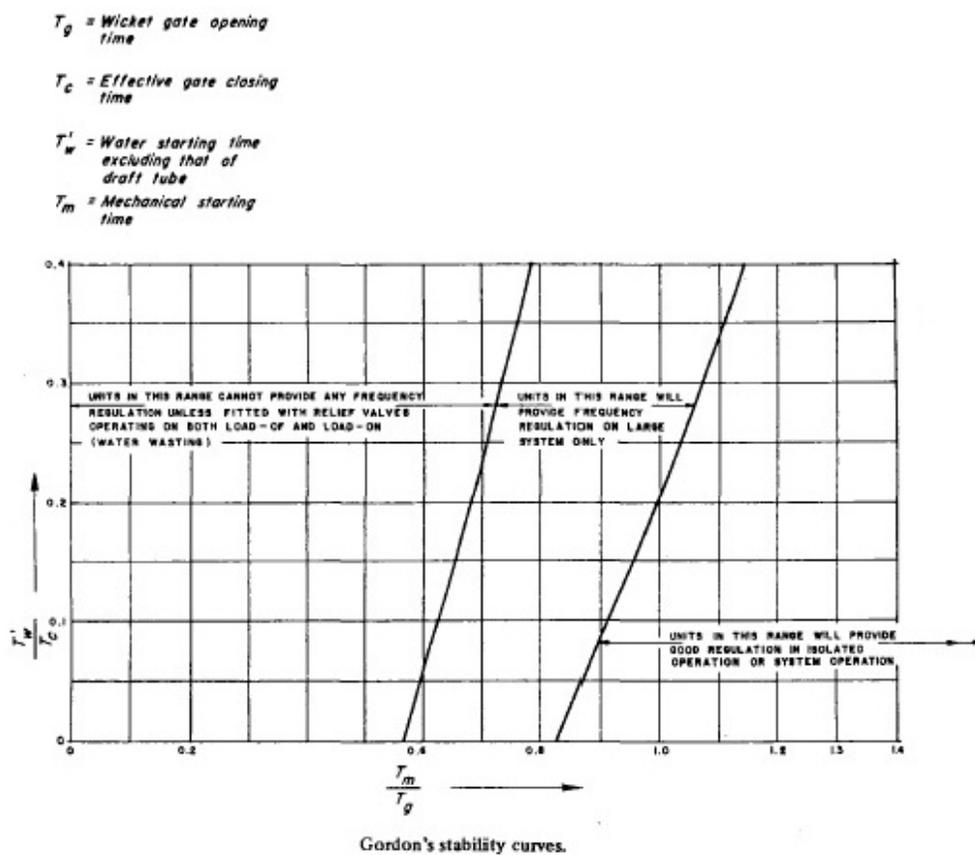


FIGURA 2.21 CURVA DE ESTABILIDAD DE GORDON

2.5 Cavitación transitoria y separación de columna

2.5.1 Introducción

Cuando ocurre un golpe de ariete en un conducto cerrado se origina una onda elástica de sobre y baja presión que viaja a lo largo de éste. Si al bajar la presión el fluido alcanza su presión de vapor, se producirá un cambio de fase de líquido a vapor. Entonces se produce cavitación de este fluido. Durante este comportamiento transitorio puede ocurrir la ruptura de la fase líquida en zonas separadas por cavidades llenas de vapor, fenómeno que se denomina separación de columna. La separación de columna afecta drásticamente al desarrollo del transitorio, debido a que la fase gaseosa modifica la celeridad de la onda.

Dependiendo de la geometría del sistema y el gradiente de velocidad, la cavidad generada por la evaporación puede crecer tanto hasta llenar completamente la sección de la tubería y dividir la columna de líquido. Investigaciones experimentales han mostrado que pequeñas burbujas se dispersan en el interior de la tubería, a las cercanías de la separación de columna.

Si la geometría del sistema está conformada por tuberías horizontales, estas burbujas originadas, se dispersan a lo largo de toda ésta y no logran separar la columna líquida; esto se conoce como flujo cavitado.

2.5.2 Comportamiento físico

A causa de la presencia de las burbujas, el flujo en cavitación es una mezcla de líquido y gas. Experimentos llevados a cabo en el pasado han determinado que existe una mayor disipación de la energía de la onda en la mezcla líquido gas, respecto a una fase únicamente líquida; esta mayor disipación es debida a la transferencia de calor hacia el líquido cuando las burbujas se expanden y contraen.

2.6 Metodología para el control de transientes hidráulicos

Como ya se mencionó en el capítulo 2.1, cuando existe un cambio instantáneo en la velocidad de un fluido, se origina un transitorio hidráulico; en éste se puede originar una onda de presión que se propaga a través del conducto por donde está fluyendo el fluido. En esta tesis de grado se analiza los golpes de ariete en conductos cerrados, orientado a los casos producidos en centrales hidroeléctricas; por lo tanto a continuación detallaremos varios métodos para el control de estos transitorios:

- Chimeneas de equilibrio.
- Cámaras de expansión a pulmón.
- Válvulas de alivio.

2.6.1 Chimeneas de equilibrio

La chimenea de equilibrio es una cámara abierta conectada a la tubería; en éste se disipan las ondas de sobrepresión, produciéndose un cambio de nivel dentro de la chimenea; por lo tanto su objetivo es atenuar la onda del golpe de ariete, disipando su energía.

Por lo general el tramo mayor de una chimenea de equilibrio es subterráneo por razones estructurales y de costos, debido a que estas son estructuras relativamente altas y angostas; además de que se pueden encontrar en zonas de probables sismos.

Otra característica, es que su extremo superior debe encontrarse comunicado con el exterior para permitir que la superficie líquida esté a la presión atmosférica y la posibilidad de reboses en caso de grandes oscilaciones del nivel.

En el diseño de éstas se debe considerar que la cota de encuentro del túnel con la chimenea de equilibrio debe ser suficientemente baja, con el objetivo de evitar el riesgo de entrada de aire a la conducción en túnel, ya que esto formaría bolsones de aire. En el caso de que se formen bolsones de aire, estos pueden implosionar dentro de la tubería, pudiendo llegar a ocasionar la destrucción de la estructura.



FIGURA 2.22 CHIMENEA DE EQUILIBRIO, CENTRAL HIDROELECTRICA CUMBAYA. Fuente: Informe del Ing. Jorge Arancibia para Salomón Smith Barney.

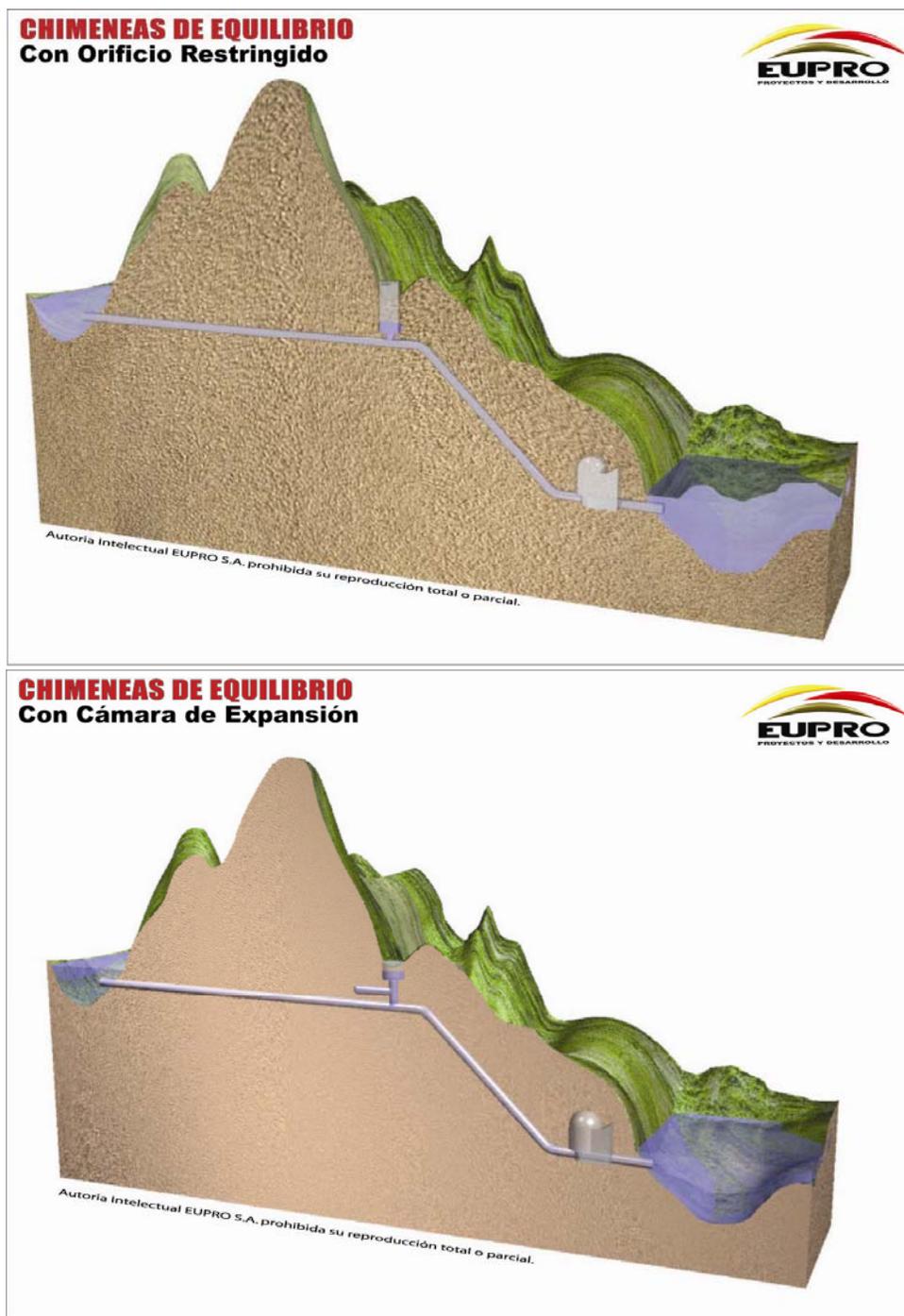


FIGURA 2.23 ESQUEMA DE CHIMENEA DE EQUILIBRIO CON ORIFICIO RESTRINGIDO Y CON CÁMARA DE EXPANSIÓN. Fuente: EUPRO S.A.

2.6.2 Cámaras de expansión a pulmón

Las cámaras de expansión a pulmón son cavernas excavadas en la roca, conectadas a la tubería de presión de la conducción, donde se encapsula un volumen de aire. Su objetivo en las centrales hidroeléctricas es atenuar los efectos del golpe de ariete y mejorar las características de estabilidad de regulación de los grupos turbina generador.

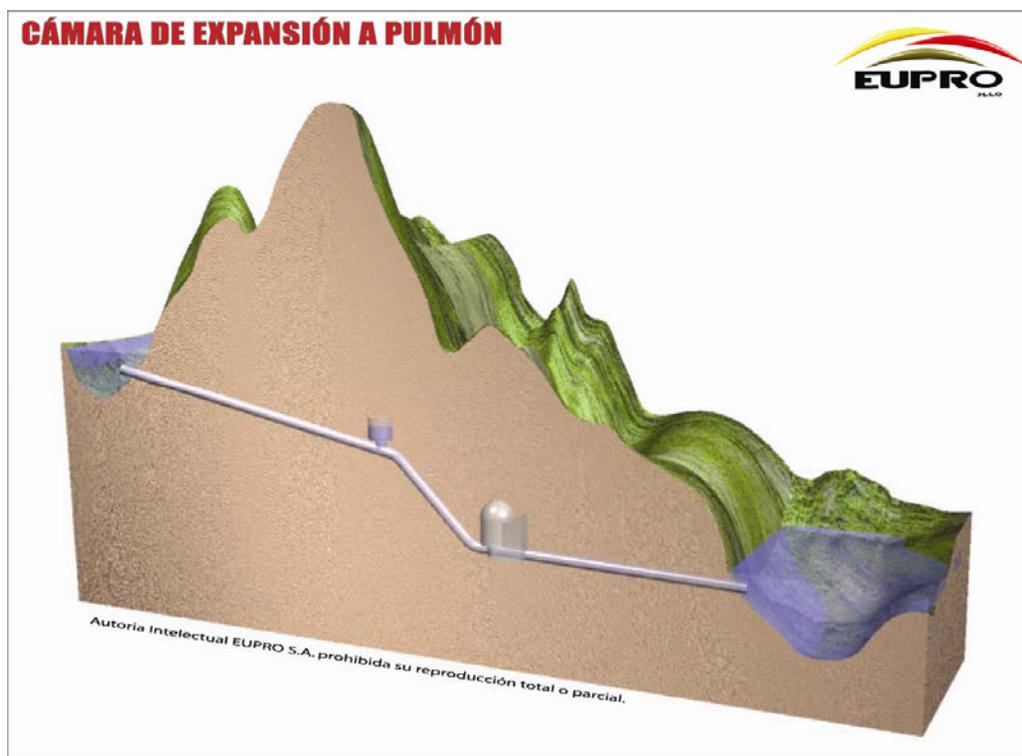


FIGURA 2.24 ESQUEMA DE CÁMARA DE EXPANSIÓN A PULMÓN.

Fuente: EUPRO S.A.

Este método para el control de transitorios hidráulicos fue introducido en Noruega en los primeros años de la década del 70; con el fin de solucionar el problema económico envuelto en la implantación de chimeneas de equilibrio y además del acceso en terrenos muy escarpados.

Las cámaras de expansión a pulmón se conectan a uno o más compresores que están situados en partes de los túneles de acceso en la superficie. A estas cámaras llega un sistema de tuberías y cables que atraviesan un tapón sellador de hormigón, para admitir aire desde los compresores y poder sensar la cámara de aire comprimido. En cámaras ya existentes se conoce que los volúmenes de las cavernas van de 2.000 a 110.000 m^3 aproximadamente.

Las ventajas que presenta este método de control son principalmente económicas, ambientales y de facilidad en cuanto a los trazados del sistema de conducción. Económica y ambientalmente evitan la construcción de chimeneas de equilibrio con un largo tramo exterior, que son estructuras más costosas y además producen mayor impacto ambiental. Este método presenta mayor libertad en la elección del trazado del

túnel de conducción y por ello se pueden localizar más cerca de la central, lo que las hace más eficientes en cuanto a tiempo de respuesta hidráulico.

Su principal desventaja es que debe mantenerse un volumen de aire comprimido y evitar el escape de aire desde el pulmón hacia la conducción, ya que el mismo podría causar muchos daños; sin embargo este fenómeno es controlable aunque necesita un mantenimiento adecuado.

2.6.3 Válvulas

Otro método de control de transitorios hidráulicos es el empleo de diferentes tipos de válvulas. Dependiendo de su tipo, éstas actúan de diferente forma; En general las operaciones que realizan éstas, son: abrir o cerrar para reducir el cambio de la velocidad del flujo en los conductos; Permitir un rápido escape de agua desde los conductos al exterior, si en el interior de estos se sobrepasa el límite de presión permitido; y abrirse en el caso que se necesite admitir aire para evitar la disminución de la presión dentro del conducto y no se llegue hasta la presión de vapor, que genera cavitación.

Los tipos más conocidos de válvulas que se emplean en centrales hidroeléctricas son las siguientes:

- i. Válvulas de seguridad.
- ii. Válvulas cheque.
- iii. Válvulas de alivio de presión.
- iv. Válvulas de entrada de aire.
- v. Válvulas de regulación de presión.

2.7 Fundamentos de la Dinámica de Fluidos Computacional

Las características físicas de cualquier situación de flujo de un fluido están regidas por tres principios fundamentales:

- La conservación de la masa.
- La conservación de la cantidad de movimiento.
- La conservación de la energía.

Cada una de éstas a su vez se expresa matemáticamente en su forma más general como ecuaciones diferenciales o también como ecuaciones integrales. En la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se reemplazan estas ecuaciones por ecuaciones algebraicas aproximadas de un campo de flujo discretizado.

Cuanto mayor sea el grado de discretización del campo de flujo, más aproximadas serán las ecuaciones algebraicas obtenidas en CFD.

2.7.1 Introducción a la Dinámica de Fluidos Computacional

Como se mencionó anteriormente los principios que gobiernan cualquier situación de flujo en un fluido son: la conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento y la conservación de la energía.

Para la obtención de las ecuaciones matemáticas correspondientes a cada principio antes mencionado se pueden seguir diferentes modelos de flujo. Los modelos de flujo son los siguientes:

- i. Volumen de control finito fijo en el espacio.
- ii. Volumen de control finito moviéndose con el fluido.
- iii. Elemento de fluido infinitesimal fijo en el espacio.
- iv. Elemento de fluido infinitesimal moviéndose en una línea de corriente.

Como resultado de la aplicación de estos modelos de flujo se obtienen diferentes tipos de ecuaciones matemáticas. Para un volumen de control finito fijo en el espacio se obtienen ecuaciones INTERGRALES de forma CONSERVATIVA. Para un volumen de control finito moviéndose con el fluido ecuaciones INTEGRALES de la forma NO CONSERVATIVA. Para un elemento de fluido infinitesimal fijo en el espacio ecuaciones DIFERENCIALES PARCIALES (EDP) de forma CONSERVATIVA y finalmente analizando un elemento de fluido infinitesimal moviéndose en una línea de corriente se obtienen ecuaciones DIFERENCIALES PARCIALES (EDP) de la forma NO CONSERVATIVA.

2.7.2 Ecuaciones básicas de flujo de fluidos

Derivada sustancial

Al considerar un elemento diferencial de fluido moviéndose en un flujo desde un punto inicial a un punto final, las propiedades de este elemento como la densidad, presión, velocidad, etc. se verán alterados.

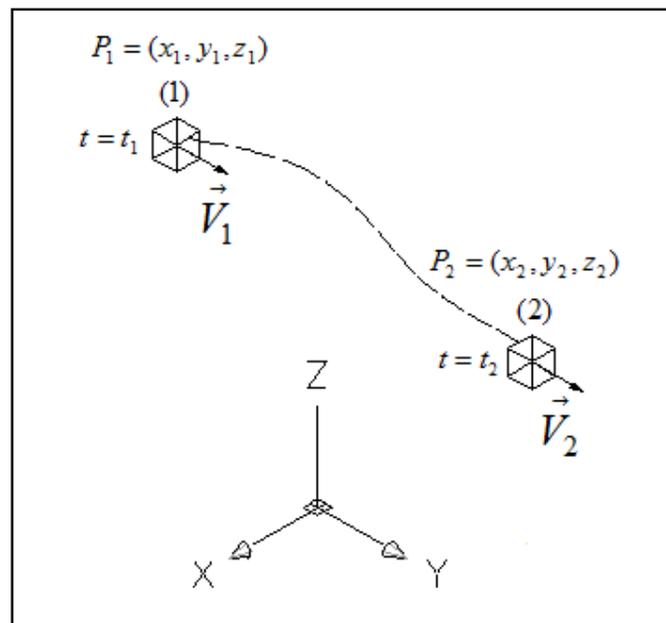


FIGURA 2.25 MOVIMIENTO DE UN ELEMENTO INFINITESIMAL DE FLUIDO

El término derivada sustancial $D(\)/Dt$ representa la razón de cambio instantáneo de alguna de estas propiedades al pasar de un punto a otro.

El operador derivada sustancial en coordenadas cartesianas se define como:

$$\frac{D(\quad)}{Dt} = \frac{\partial(\quad)}{\partial t} + u \frac{\partial(\quad)}{\partial x} + v \frac{\partial(\quad)}{\partial y} + \omega \frac{\partial(\quad)}{\partial z} \quad (2.7.1)$$

Donde “t” representa el tiempo.

La velocidad “V” con que se mueve el elemento diferencial de fluido es:

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + \omega\hat{k} \quad (2.7.2)$$

El divergente de la velocidad

El divergente de la velocidad es la razón de cambio de volumen de un elemento finito de fluido en movimiento o estático por unidad de volumen.

$$\begin{aligned} \text{div} \vec{V} &= \vec{\nabla} \cdot \vec{V} = \left(\frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k} \right) \cdot \left(u\hat{i} + v\hat{j} + \omega\hat{k} \right) \\ \vec{\nabla} \cdot \vec{V} &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \quad (2.7.3) \\ \vec{\nabla} \cdot \vec{V} &= \frac{1}{\nabla} \frac{D(\nabla)}{Dt} \end{aligned}$$

2.7.2.1 Ecuación de la continuidad

En la ecuación de la continuidad el principio físico que se define es “La Conservación de la masa”.

Este principio básicamente significa que el “flujo neto de masa saliendo del volumen de control a través de la superficie de control” es igual a la “razón de disminución de masa dentro del volumen de control”.

Existen cuatro representaciones matemáticas de este principio obtenidas a partir de los cuatro modelos de flujo.

Considerando el modelo de flujo de un volumen de control finito y fijo en el espacio se deriva la siguiente ecuación integral, que es de forma “conservativa”.

$$\iint_S \rho \cdot d\vec{V} \cdot d\vec{S} + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV = 0 \quad (2.7.5)$$

Siguiendo el modelo de flujo de un volumen de control finito moviéndose con el fluido, se obtiene la siguiente ecuación integral, que es de forma “no conservativa”.

$$\frac{D}{Dt} \iiint_V \rho dV = 0 \quad (2.7.6)$$

Para un modelo de flujo que considera un elemento infinitesimalmente pequeño fijo en el espacio se deriva un tipo de ecuación diferencial de forma “conservativa”. Este tipo de expresión es la usada para programación computacional, y es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.7.7)$$

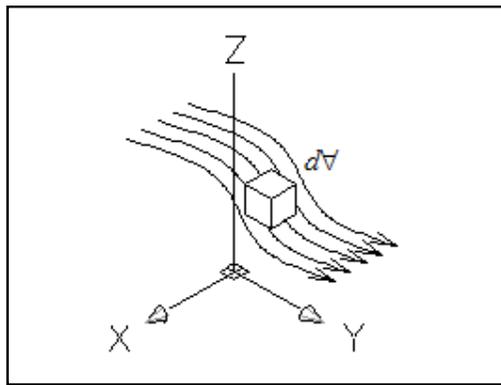


FIGURA 2.26. ELEMENTO DE FLUIDO INFINITESIMALMENTE PEQUEÑO
FIJO EN EL ESPACIO

Finalmente si se utiliza como modelo de flujo a un elemento infinitesimalmente pequeño moviéndose con el fluido se llegaría a la expresión (2.7.8), que es la cuarta forma en que se puede expresar la ecuación de la continuidad. Ésta es una ecuación parcial diferente a la (2.7.7) porque es obtenida de otro modelo de flujo y

por definición se la denomina de forma “no conservativa”.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) = 0 \quad (2.7.8)$$

2.7.2.2 Ecuaciones de la cantidad de movimiento

Estas ecuaciones se basan en el principio físico que denota que la cantidad de movimiento de un sistema cerrado permanece constante.

Si se considera un elemento infinitesimal de fluido moviéndose con el flujo, se puede llegar a las siguientes ecuaciones:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho \cdot f_x \quad (2.7.8.a)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho \cdot f_y \quad (2.7.8.b)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho \cdot f_z \quad (2.7.8.c)$$

En donde u, v, w son las componentes de velocidad en las direcciones x, y, z respectivamente de un plano cartesiano. Además $\tau_{i,j}$ es el esfuerzo cortante

aplicado en la cara “ i ” actuando en la dirección “ j ”, y f_i la fuerza por unidad de masa en dirección “ i ”.

Estas 3 ecuaciones (2.7.8) son las ecuaciones de la cantidad de movimiento de forma “no conservativa” y se las conoce como “las ecuaciones de NAVIER-STOKES” en honor a M. Navier y G. Stokes.

Estas ecuaciones también pueden ser expresadas de forma conservativa si analizamos el mismo elemento infinitesimal de fluido, pero fijo y no en movimiento. Las Ecuaciones de “NAVIER-STOKES” en su forma “conservativa” se presentan en las expresiones (2.7.9).

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho \cdot f_x$$

(2.7.9.a)

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho \cdot f_y$$

(2.7.9.b)

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho \cdot f_z$$

(2.7.9.c)

2.7.2.3 Ecuación de conservación de la energía

Este principio físico denota que en un sistema la energía se conserva y aplicando este principio para un elemento infinitesimal de fluido que se mueve con el flujo podemos establecer que “la razón de cambio de energía dentro del elemento de fluido es igual al flujo neto de calor entrando al elemento mas la rata de trabajo hecha sobre el elemento por las fuerzas de cuerpo y de superficie.

Al final la ecuación de la energía se muestra en la expresión (2.7.10)

$$\rho \frac{D(e + V^2/2)}{Dt} = e \overset{\circ}{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \left[\frac{\partial(uP)}{\partial x} + \frac{\partial(vP)}{\partial y} + \frac{\partial(\omega P)}{\partial z} \right] + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(\omega\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(\omega\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(\omega\tau_{zx})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V}$$

(2.7.10)

Esta es la forma “no conservativa” de la ecuación de la energía, donde “ $\overset{\circ}{q}$ ” es la rata de calentamiento del elemento por unidad de masa debido a la conducción,

radiación, absorción, emisión, etc. Además “ k ” es la conductividad del fluido y “ e ” la energía interna.

2.7.2.4 Adecuación de las ecuaciones para CFD.

Los tres principios fundamentales de la Dinámica de Fluidos Computacional que son la “la conservación de la masa”, “conservación de la cantidad de movimiento” y “la conservación de la energía” pueden ser expresadas matemáticamente en su forma más general como ecuaciones integrales o por ecuaciones diferenciales.

Dependiendo del modelo de flujo que se aplique se obtienen diferentes formas de ecuaciones como se lo indicó en la sección 2.7.1.

Para el análisis convencional esto no es relevante, pero sí lo es para el CFD, debido a que para algún algoritmo específico de resolución no todas las formas se comportan iguales en lo referente a la convergencia de la solución.

La forma de las ecuaciones gobernantes que son obtenidas de un modelo fijo en el espacio son llamadas de “forma conservativa”.

La forma conservativa de las ecuaciones fundamentales es más conveniente para el análisis numérico y para la programación computacional. Esto se debe a que las ecuaciones de la continuidad, cantidad de movimiento y energía pueden ser representadas por el mismo tipo de ecuación genérica.

$$\frac{\partial(U)}{\partial t} + \frac{\partial(F)}{\partial x} + \frac{\partial(G)}{\partial y} + \frac{\partial(H)}{\partial z} = J \quad (2.7.4)$$

Donde U, F, G, H y J se interpretan como vectores columna que se detallan a continuación:

$$U = \begin{Bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \end{Bmatrix}$$

$$F = \begin{cases} \rho u \\ \rho u^2 + P - \tau_{xx} \\ \rho uv - \tau_{xy} \\ \rho uw - \tau_{xz} \\ \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) u + Pu - h \frac{\partial T}{\partial x} - u \tau_{xx} - v \tau_{xy} - w \tau_{xz} \end{cases}$$

$$G = \begin{cases} \rho v \\ \rho uv - \tau_{yx} \\ \rho v^2 + P - \tau_{yy} \\ \rho vw - \tau_{yz} \\ \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) v + Pv - k \frac{\partial T}{\partial y} - u \tau_{yx} - v \tau_{yy} - w \tau_{yz} \end{cases}$$

$$H = \begin{cases} \rho w \\ \rho uw - \tau_{zx} \\ \rho vw - \tau_{zy} \\ \rho w^2 + P - \tau_{zz} \\ \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) w + Pw - k \frac{\partial T}{\partial z} - u \tau_{zx} - v \tau_{zy} - w \tau_{zz} \end{cases}$$

$$J = \begin{cases} 0 \\ \rho f_x \\ \rho f_y \\ \rho f_z \\ \rho (uf_x + vf_y + wf_z) + \rho g \end{cases}$$

Los vectores columna F, G, H se conocen como “Términos de Flujo”, el vector J como “Término Fuente” y finalmente el vector U como “Vector Solución”.

2.7.2.5 Modelos de turbulencia

En la simulación CFD se trata de considerar todas las variables posibles que se presentan en la realidad, entonces para la resolución adecuada de un problema o fenómeno real además de las ecuaciones gobernantes, se debe considerar la turbulencia, que casi siempre está presente en todas las condiciones de flujo de fluidos y transferencia de calor.

Si se considera un flujo turbulento, éste tiene pequeñas variaciones en sus propiedades a una frecuencia alta. La simulación numérica de estas variaciones sería extremadamente compleja, por lo cual las ecuaciones que se utilizan son promediadas en el tiempo para su análisis. También es importante mencionar que la turbulencia es un evento dinámico y caótico que no puede ser predicho fácilmente, por lo cual todos estos modelos existentes, son de tipo estadístico y semi-empíricos.

Hasta hoy en día existen varios modelos de turbulencia, y ninguno globalmente aceptado; sin

embargo cada modelo es superior o inferior a otro en cuanto a precisión y recursos computacionales necesarios para su solución dependiendo del tipo de aplicación. La tabla 2.2 muestra algunos tipos de modelos de turbulencia existentes.

TABLA 2.2

Modelos de turbulencia

Tipos de modelo	modelo
Algebraicos	Cebeci-Smith Baldwin-Lomax
Modelos de una ecuación	Prandtl Spalart-Almaras
Modelos de dos ecuación	K-Epsilon K-w
Esfuerzos de Reynolds	RMS
Simulaciones numéricas directas	DNS
Large Eddy Simulations	LES
Detached Eddy Simulations	DES

Finalmente se puede concluir que la simulación de flujos turbulentos del CFD se asocia con

incertidumbres basadas en la naturaleza estadística de la turbulencia. A pesar que las ecuaciones básicas del movimiento de fluidos, es decir ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento, parecen ser determinantes en su naturaleza, la extremada sensibilidad de los fenómenos a pequeña escala hace imposible establecer problemas de simulación específicos, a menos que los datos estadísticos sean utilizados.

2.7.2.6 Introducción a técnicas computacionales

En esta sección se hace una pequeña introducción de las técnicas computacionales básicas, es decir cómo se convierten las ecuaciones diferenciales sean de primer o segundo orden a expresiones discretas aproximadas, las cuales se usan para desarrollar esquemas numéricos de solución y las principales técnicas de discretización usadas.

Discretización

Si se tiene un dominio de algún estado de flujo de un fluido y se quiere encontrar una solución mediante técnicas CFD, éste en realidad no encuentra la solución del dicho dominio por completo; sino que resuelve las ecuaciones para ciertos puntos discretos.

Así mismo existen varios caminos o técnicas para hallar soluciones discretas aproximadas a partir de las ecuaciones diferenciales parciales, y a su vez cada uno de ellos tiene ciertas ventajas o desventajas. Las principales técnicas de discretización son las siguientes:

- Método de diferencias finitas.
- Método de elementos finitos.
- Método de volúmenes finitos.

Método de diferencias finitas.-

Es el procedimiento más simple de discretización. En este método se divide el dominio completo en varios puntos y los resultados se obtienen para cada uno de ellos, estos puntos se denominan puntos de malla.

En este método para la aproximación de las ecuaciones diferenciales parciales se usan “Series de Taylor truncadas”. Las ecuaciones algebraicas aproximadas se aplican a cada punto y como resultado se tiene un sistema de ecuaciones, que al resolverlo permite hallar el resultado de cada punto de malla.

La principal ventaja de esta técnica, es la facilidad con que se obtienen las ecuaciones algebraicas, por ello su fácil programación; aunque solo trabaja muy bien con geometrías regulares y presenta problemas cuando se tratan de geometrías complejas.

Método de elementos finitos.-

El método de elementos finitos (FEM) se basa en el “método de los residuos ponderados”. Ésta es una técnica muy poderosa para soluciones de ecuaciones diferenciales parciales, el cual fue desarrollado entre 1940 y 1960, principalmente para problemas estructurales dinámicos.

En este método el dominio es dividido en una serie de elementos y se obtienen resultados para las esquinas de cada

elemento, pudiendo emplear funciones de interpolación para hallar valores de las propiedades dentro de cada elemento. Es decir que la técnica FEM utiliza el método de residuos ponderados o Galerkin y polinomios de interpolación para la obtención de ecuaciones algebraicas y luego estas ecuaciones son ensambladas para todo el dominio, obteniendo un sistema de ecuaciones a resolver.

La ventaja de este método es que para EDP lineales, la solución es exacta en los nodos, este método es muy empleado en soluciones de problemas estructurales de sólidos; sin embargo no se lo usa para problemas de flujo de fluidos y transferencia de calor por ser menos eficiente que el método de volúmenes finitos.

Método de volúmenes finitos.-

El método de volúmenes finitos (FVM) fue desarrollado a comienzos de 1970 y éste se puede considerar como un caso especial del método de residuos ponderados.

En este método de discretización el dominio se divide en una serie de volúmenes de control y la solución se obtiene para el

centro de cada volumen. Para el desarrollo de este método se usan las ecuaciones diferenciales parciales gobernantes en su forma integral y estas son aproximadas mediante funciones de interpolación en ecuaciones algebraicas.

La principal ventaja de este método es la alta eficiencia computacional que tiene al usarse en problemas de flujo de fluidos y de transferencia de calor; sin embargo no se puede emplear en problemas de mecánica de sólidos y además la solución no tiene tan buena convergencia como el FEM en problemas no lineales.

2.7.3 Solución de sistemas de ecuaciones

Luego de lo mencionado anteriormente, se conoce que todos los métodos de discretización llegan a sistemas de ecuaciones algebraicas que deben ser resueltas. Dependiendo de las ecuaciones gobernantes y el método de discretización, los sistemas de ecuaciones pueden ser:

- Lineales
- No Lineales

Se podría emplear un procedimiento estándar de solución de sistemas de ecuaciones, por ejemplo la inversión directa de la matriz; pero debido a que en las soluciones de la mayoría de problemas de fluidos, estos contienen un gran número de puntos de malla (cientos de miles, incluso millones), entonces sería impracticable usar métodos directos de solución.

Sistemas lineales.-

Los sistemas lineales surgen de la discretización de ecuaciones diferenciales que no tienen no linealidades. Los sistemas de ecuaciones algebraicos lineales tienen la siguiente forma:

$$[A]\{x\} = \{B\}$$

En donde los coeficientes de la matriz $[A]$ son independientes de las variables $\{x\}$.

Para la solución de sistemas de ecuaciones lineales se pueden seguir varias técnicas, en la tabla 2.3 se hace referencia de algunos de los métodos más usados.

TABLA 2.3

Métodos para solución de sistemas de ecuaciones lineales

Método	Proceso
Directo	Matriz Tri diagonal Eliminación Gausiana Descomposición LU
Indirecto o Iterativo	Jacobi Stone Gauss-Seidel Gradiente Conjugada ADI SOR
Multimalla	Geométrico Algebraico (AMG)
Factorización Matricial	Incompleta LU Incompleta Cholesky

Sistemas no lineales.-

Los sistemas de ecuaciones no lineales son aquellos en que la matriz es función de las variables de flujo como se muestra a continuación:

$$[A(x)]\{x\} = \{B\}$$

Para resolver sistemas de ecuaciones no lineales existen diferentes métodos. Dos de los más usados para resolver este tipo de problemas son:

- Método de Newton.
- Método Cuasi-Newton.

2.7.4 Generación de malla

En el proceso de discretización se convierte el dominio continuo en uno discretizado, para esto se requiere una división que se logra mediante la generación de una malla en el dominio.

Caracterizando al mallado por la conectividad de sus puntos existen tres tipos de malla:

- i. Malla estructurada.
- ii. Malla no estructurada.
- iii. Malla híbrida.

Cabe señalar que los algoritmos de solución diseñados para mallado estructurado no pueden ser usados para resolver mallados no estructurados, mientras que los algoritmos de solución diseñado para resolución de problemas con malla no

estructurada si pueden ser empleados para geometrías con malla regular.

Mallado estructurado.-

El mallado estructurado se caracteriza por su conectividad regular, lo que significa que cada punto tiene el mismo número de vecinos. Esto limita la geometría de sus elementos a cuadriláteros en 2D y hexaedros en mallado 3D. Un ejemplo de este tipo de mallado se puede observar en la figura 2.27.

Mallado no estructurado.-

Este tipo de mallado fue desarrollado principalmente para el método de elementos finitos. En este tipo de mallado la conectividad de los elementos puede ser arbitraria, lo que permite el empleo de varias formas de elementos como tetraedros, pirámides, y triángulos extruidos. La figura 2.28 muestra una geometría 3D con mallado no estructurado.

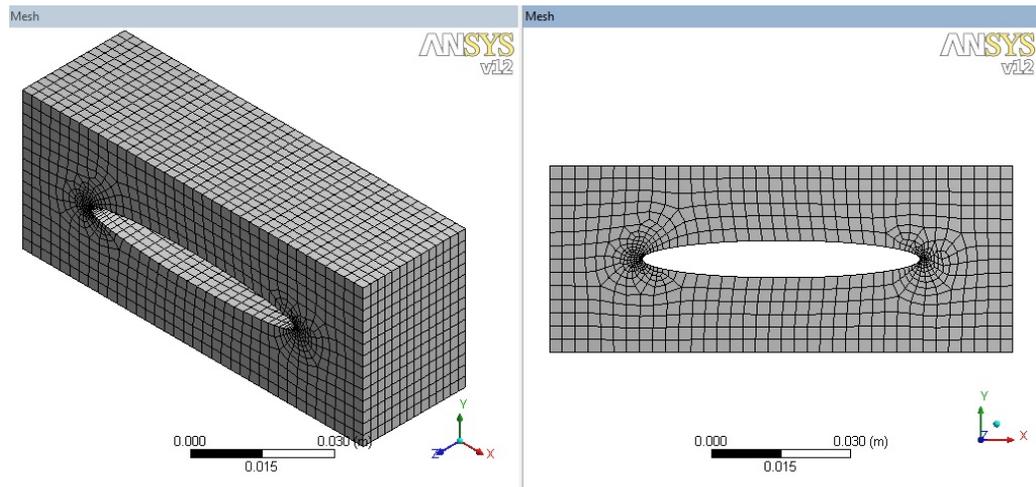


FIGURA 2.27 GEOMETRÍA CON MALLADO ESTRUCTURADO

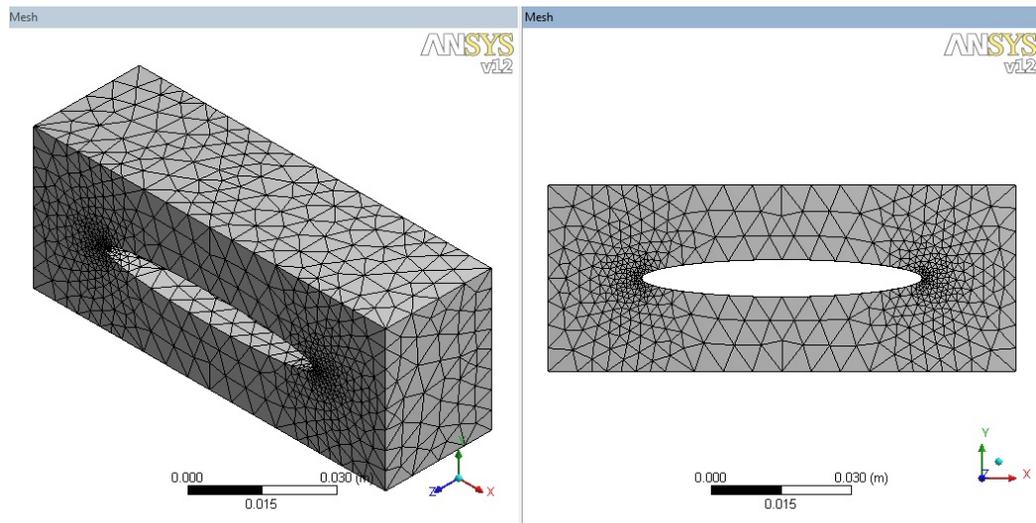


FIGURA 2.28 GEOMETRÍA CON MALLADO NO ESTRUCTURADO

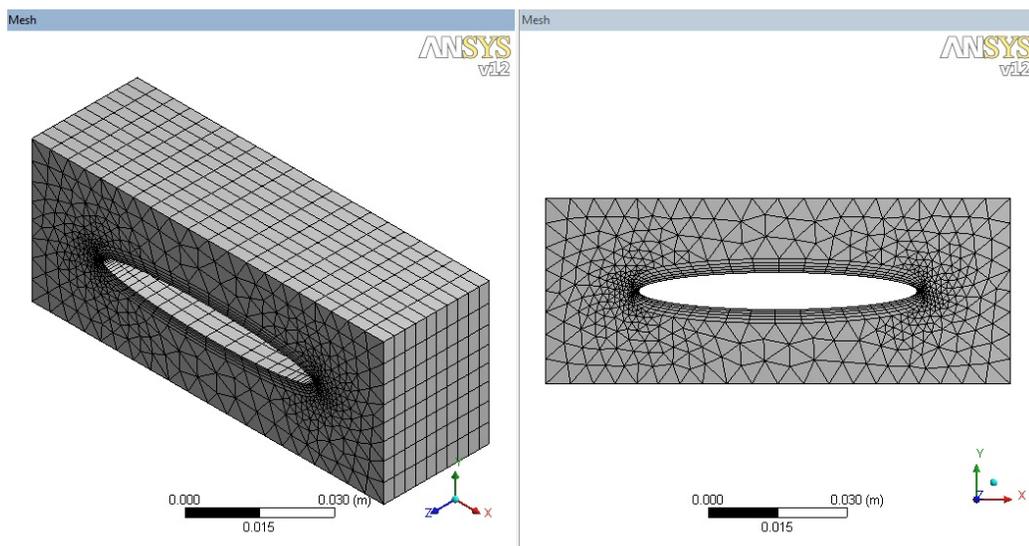


FIGURA 2.29 GEOMETRÍA CON MALLADO HÍBRIDO

Mallado híbrido.-

El mallado híbrido es una combinación de mallas estructuradas y no estructuradas. En algunos casos, como por ejemplo para la modelación de flujo viscoso se necesita de un refinamiento para la capa límite, la cual puede ser malla estructurada y para el resto del dominio malla no estructurada. Un ejemplo de esto se muestra en la figura 2.29.

2.8 Software CFD

En la actualidad algunas empresas, universidades, o institutos han desarrollado programas comerciales y también libres de simulación CFD con entornos gráficos, de los cuales se pueden adquirir licencias temporales o permanentes. Estos programas de CFD pueden brindar gran ayuda en el desarrollo de productos en la industria y también a la investigación científica. A continuación se muestra un listado de varios programas de CFD libres y comerciales.

2.8.1 Códigos libres

En la siguiente lista se muestran programas de dominio público, y códigos que se encuentran disponibles bajo licencia GPL, BSD.

- ADFC -- ADFC
- Applied Computational Fluid Dynamics -- Solver
- CFD2k -- CFD2k
- Channelflow -- Channelflow
- CLAWPACK -- CLAWPACK
- Code_Saturne -- Code_Saturne
- COOLFluiD -- COOLFluiD
- DiagonalizedUpwindNavier Stokes -- DUNS

- Dolfyn -- dolfyn
- Edge -- Edge
- ELMER -- ELMER
- FDS -- FDS
- Featflow -- Featflow
- Femwater -- Femwater
- FreeFEM -- FreeFEM
- Gerris Flow Solver -- Gerris Flow Solver
- GPDE -- Discreteadjoint CFD
- IMTEK Mathematica Supplement (IMS) -- IMTEK
Mathematica Supplement (IMS)
- iNavier -- iNavierSolver
- ISAAC -- ISAAC
- Kicksey-Winsey -- Kicksey-Winsey
- MFIx -- Computationalmultiphaseflow
- NaSt2D-2.0 -- NaSt2D-2.0
- NEK5000 -- NEK5000
- NSC2KE -- NSC2KE
- NUWTUN -- NUWTUN
- OpenFlower -- OpenFlower
- OpenFOAM -- OpenFOAM
- OpenLB -- OpenLB

- OpenFVM -- OpenFVM
- PETSc-FEM -- PETSc-FEM
- PP3D -- parpp3d++
- REEF3D -- REEF3D
- SLFCFD -- SLFCFD
- SSIIM -- CFD NTNU
- Tochnog -- Tochnog
- Typhonsolver -- Typhonsolver

2.8.2 Códigos comerciales

A continuación se listan algunos programas comerciales de CFD, de los cuales se pueden adquirir licencias temporales o permanentes.

- EasyCFD -- EasyCFD
- AppliedComputational Fluid Dynamics-PartenovCFDSolver
- AcuSolve -- ACUSIM Software
- ADINA-F -- ADINA's
- ANSWER -- ACRi's
- CFD++ -- MetacompTechnologies
- CFD2000 -- AdaptiveResearch
- CFD-FASTRAN -- ESI Group
- CFD-ACE -- ESI Group

- CFdesign -- CFdesign
- CFX -- ANSYS
- Coolit -- DaatResearch'sCoolit
- CoolitPCB -- DaatResearch'sCoolit
- DLR - TAU -- TAU's
- DQMoM -- CMCLinnovations
- FENSAP-ICE -- NTI
- FINE/Hexa -- Numeca
- FINE/Turbo -- Numeca
- FIRE -- AVL
- FLACS -- GexCon
- COMSOL Multiphysics CFD Module -- COMSOL
- FloEFD -- Mentor'sFloEFD
- FloTHERM-- Mentor'sFloTHERM
- FloVENT-- Mentor'sFloVENT
- FLOW-3D -- FlowScience
- FLOWVISION -- FlowVision
- FLUENT -- ANSYS
- FLUIDYN -- Fluidyn
- FluSol -- FluSol
- Flowz--Zeus Numerix
- GASP-- AeroSoft

- J-FLO -- NTI's
- KameleonFireEx - KFX -- ComputIT's
- KINetics Reactive Flows -- ReactionDesign
- KIVA--Los AlamosNationalLaboratory
- NOGRID FPM -- NOGRIDS
- NX AdvancedFlow -- MAYA
- NX Flow -- MAYA
- PHOENICS -- CHAM
- PowerFLOW -- ExaPowerFLOW
- PumpLinx -- SimericsInc
- Range Software -- Range
- RheoChart -- RheoChart
- Smartfire -- FSEG University of Greenwich
- SPLASH -- South Bay Simulations, Inc.
- srm suite -- CMCL innovations
- STALLION 3D -- HanleyInnovations
- STAR -- CD-adapco
- Tdyn -- CompassI
- TMG-Flow -- MAYA
- Turb'Flow -- Fluorem
- TURBOcfd -- TURBOcfdadvanceddesigntechnology

2.8.3 Características del software

Para el desarrollo de esta tesis se usó el programa ANSYS-CFX, el cual es un programa CFD de uso general. Éste es capaz de modelar:

- Flujos estables y transientes.
- Flujos laminares y turbulentos.
- Flujo subsónico, transónico y supersónico.
- Transferencia de calor y radiación térmica.
- Gravedad.
- Flujos no-Newtonianos
- Flujo multifase.
- Combustión.
- Flujo en múltiples sistemas de referencia.
- Partículas dispersas.

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS CFD

Como se sabe el objetivo de esta tesis de grado es el desarrollo y validación de un modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) para el análisis de golpes de ariete generados en conductos cerrados. En este capítulo se presenta el procedimiento llevado a cabo para simular este fenómeno por medio del programa ANSYS-CFX, paquete de CFD basado en el método de volúmenes finitos.

En esta sección se presentan algunas consideraciones importantes que deben tenerse en cuenta al usar las herramientas que este método ofrece para la simulación del flujo de fluidos.

Es importante mencionar que la complejidad de este modelo se debe a que es una simulación transitoria de un dominio tridimensional que

representa al usado en las pruebas experimentales a las que se hace referencia en el capítulo 4.

3.1 Introducción a la simulación CFD

Antes de comenzar con la simulación CFD se debe establecer qué tipo de problema se está analizando y además el método de solución a emplear.

En la sección 2.1 se describió que el fenómeno denominado golpe de ariete se produce por el cambio instantáneo de la velocidad en el flujo estable de algún fluido. Se simula el banco experimental para demostración de golpes de ariete de la FIMCP de la ESPOL. Este banco consiste de una tubería en espiral de 61 *m* de longitud, por la cual fluye agua en régimen estable a una velocidad dada y que súbitamente a la salida se bloquea el flujo por medio de una válvula accionada por una solenoide.

Considerando lo descrito anteriormente se debe realizar una simulación transitoria que logre representar el fenómeno que ocurre a través del tiempo luego del cierre de la válvula y lograr simular la propagación de la onda de presión que se genera, para compararla con los resultados experimentales. La simulación transitoria CFD se

basa en las ecuaciones de, Navier-Stokes, que se resuelven numéricamente por el método de volúmenes finitos.

En las secciones posteriores se dará una mayor descripción de cada uno de los aspectos considerados para llevar a cabo la solución numérica de este problema.

3.2 Geometría del problema

Como el problema es de flujo confinado en un conducto cerrado, el primer paso consiste en representar la geometría tridimensional que ocupa el agua dentro de la tubería. Para efectos de la simulación no se toma en cuenta la deformación de las paredes del conducto, asumiendo que se trata de una tubería rígida.

El cierre de la válvula se simula mediante una expresión matemática como condición de borde en un extremo de la tubería, que define un caudal másico en función del tiempo, el cual es llevado a cero.

3.2.1 Descripción de la geometría.

La geometría del banco de pruebas experimental del cual se va a realizar la simulación es muy sencilla, sin ningún tipo de forma complicada para modelar.

Este consta de un espiral de 32 vueltas de tubería de 12,7 *mm* de diámetro interior y paso entre vueltas de 20 *mm* , como se representa en la figura 3.1. En la tabla 4.1 se pueden observar los datos del espiral con mayor detalle.

3.2.2 Modelado tridimensional de la geometría

Para la construcción de la geometría 3D del modelo se podría emplear cualquier programa de CAD que permita modelar sólidos y posteriormente exportar este archivo al ANSYS-CFX en un formato adecuado; Sin embargo este mismo programa cuenta con un modelador de geometría llamado ANSYS-GEOMETRY, el cual es muy poderoso. Éste es el empleado para representar el modelo.

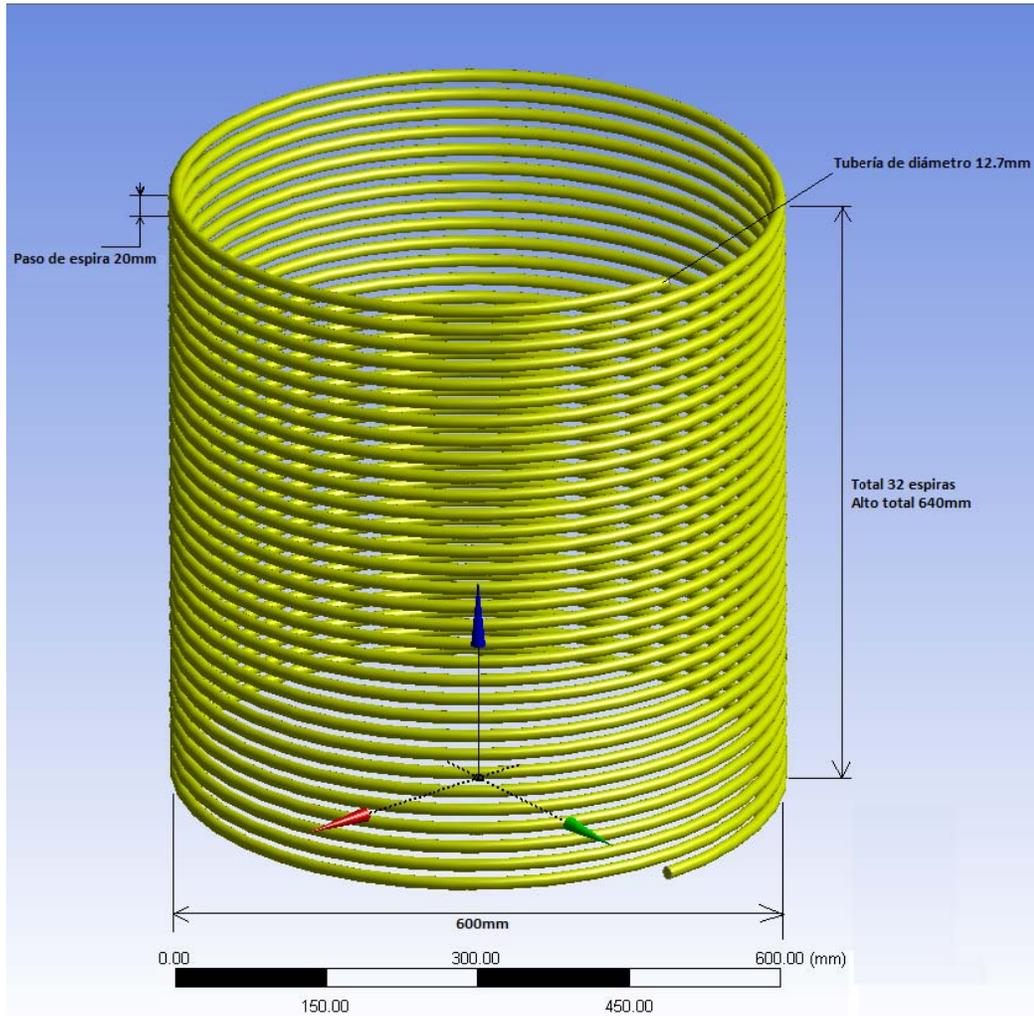


FIGURA 3.1 DIMENSIONES GENERALES DEL MODELO

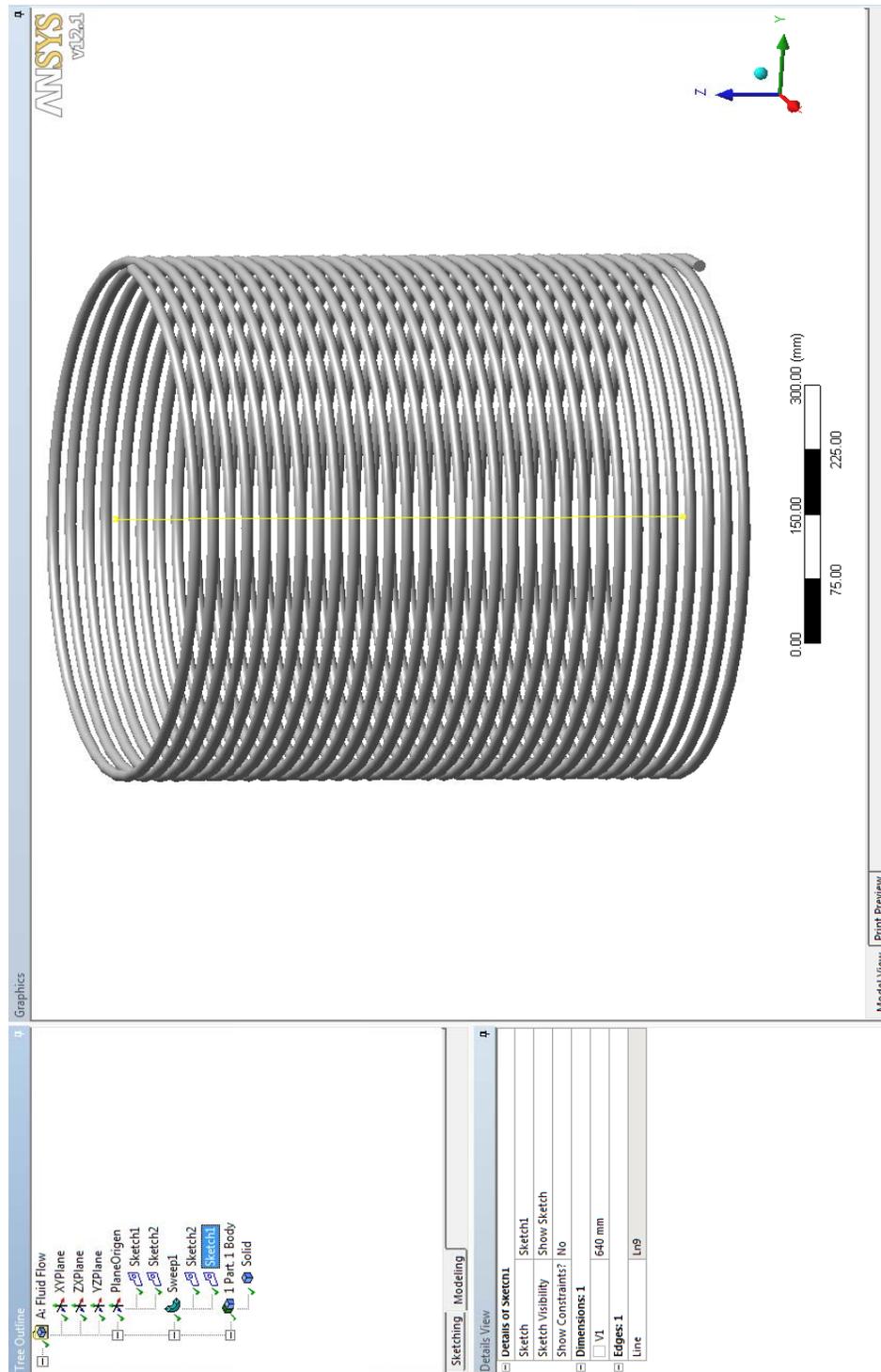


FIGURA 3.2 GEOMETRÍA REPRESENTADA EN ANSYS-GEOMETRY

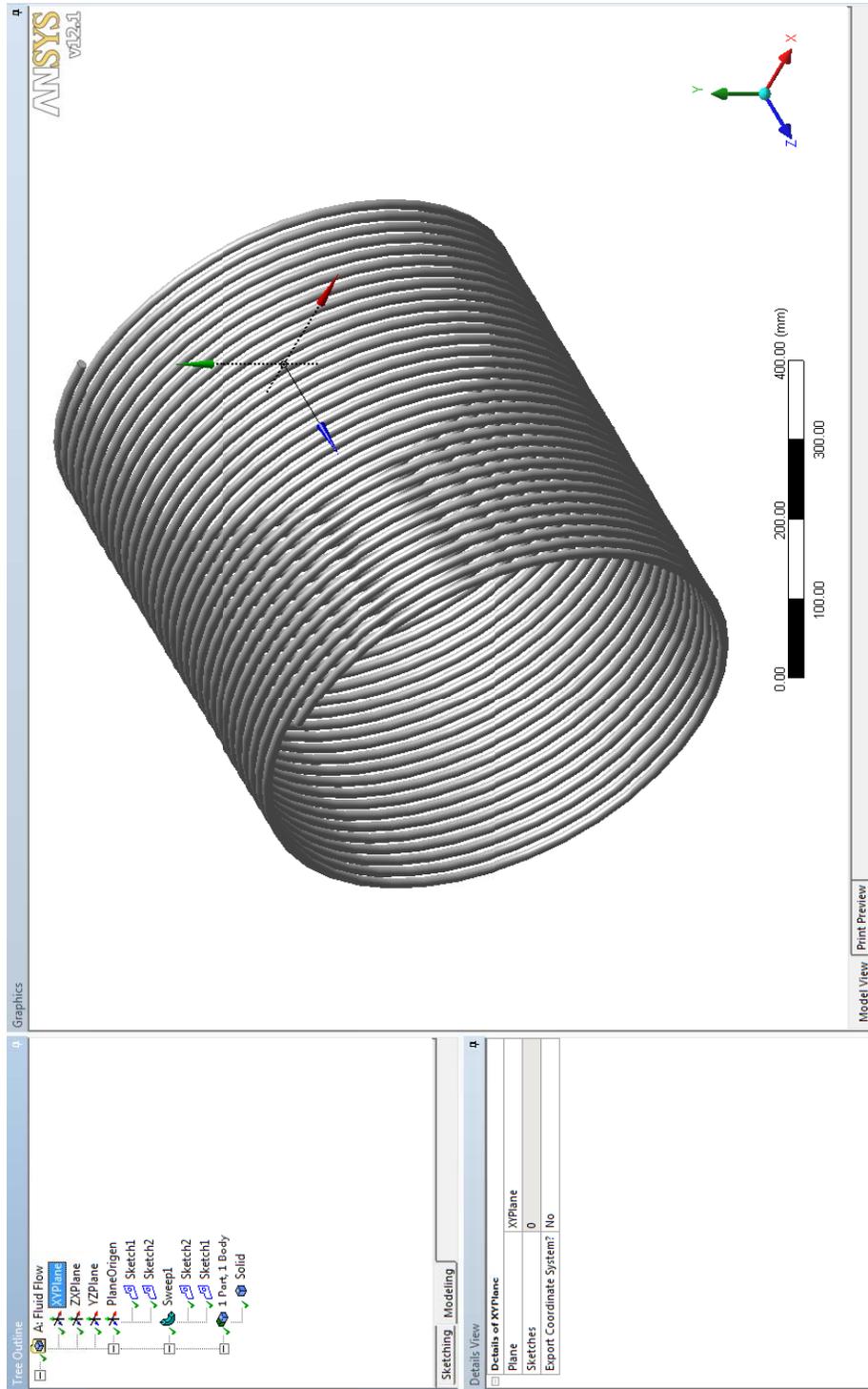


FIGURA 3.3 VISTA ISOMÉTRICA DEL MODELO

Las figuras 3.2 y 3.3 muestran la geometría 3D del modelo. Algunas características obtenidas de esta geometría se detallan en la tabla 3.1

TABLA 3.1

Características de Geometría del Modelo

Propiedad	Detalle
Volumen	7,6349 e -3 m^3
Área de superficie	2,406 m^2
Número de caras	3
Número de líneas	2

3.3 Mallado

El mallado de la geometría se realiza para dividir el dominio completo en varios volúmenes de control y así la solución se obtiene para cada uno de estos volúmenes. El paquete ANSYS-CFX posee su propio generador de malla, el cual se empleó para obtener el mallado del modelo.

3.3.1 Selección del tipo de mallado.

El primer paso para construir el mallado de una geometría es seleccionar el tipo o procedimiento de mallado. El generador de mallas del ANSYS CFX versión 12.1 tiene varios métodos disponibles para mallado de volúmenes. Los métodos disponibles son los siguientes:

- Automático (*Automatic*).
- Tetraédrico (*Tetrahedrons*).
- Hexaedros dominantes (*Hex dominant*).
- Barrido (*Sweep*).
- Multi zona (*Multizone*).
- Mallado CFX (*CFX-Mesh*).

Cada uno de estos métodos tiene ciertas ventajas sobre otro al emplearse en ciertos casos específicos. Por lo tanto se debe seleccionar el más indicado para el caso analizado en esta tesis.

Al revisar las características de estos métodos, se llega a la conclusión que una buena opción a emplearse es el “mallado por barrido” (*sweepmethod*) debido a la buena eficiencia de

este tipo de mallado para geometrías obtenidas por barridos de caras.

Debido a que la topología del modelo se obtuvo a partir del barrido de una cara a lo largo de una espiral, el programa reconoce a ésta como “geometría apta para barrer” (*sweepable*). Empleando este método el cuerpo puede ser mallado eficazmente con hexaedros y triángulos extruidos. Esto se hace porque el número de nodos y elementos para un mallado obtenido por barrido son usualmente mucho menores que los obtenidos con otros mallados libres y además el tiempo necesario para crear los elementos es también más pequeño.

Los requerimientos de este tipo de mallado para una geometría, es poseer dos caras en lados opuestos del modelo. Estas caras son llamadas “fuente” (*source*) y “objetivo” (*target*).Entonces se malla la cara llamada “fuente” con cuadriláteros y/o triángulos y éstos son copiados hasta el “objetivo”, lo cual significa que se construyen hexaedros y triángulos extruidos en todo el volumen.

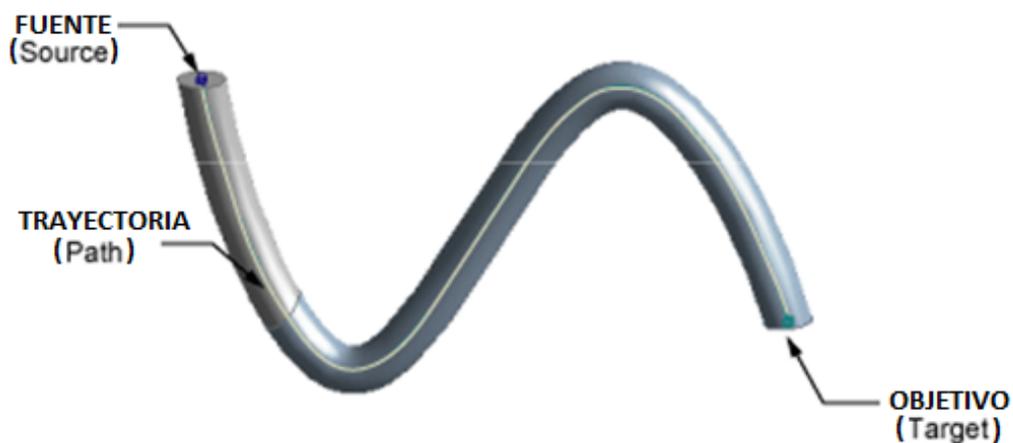


FIGURA 3.4 ELEMENTOS DEL MALLADO POR BARRIDO

3.3.2 Mallado

En la tabla 3.1 se puede observar que el modelo analizado posee tres caras, una cara es la entrada del fluido, la otra la salida en donde se simula el cierre rápido de la válvula y finalmente la última corresponde a la pared de la tubería.

Siempre que existe una pared sólida se producen grandes gradientes de las propiedades del fluido, debido a la capa límite, por lo que casi siempre cerca a estas zonas se construye un mallado fino; sin embargo para este caso no es muy importante este aspecto, debido a que el enfoque del análisis es la propagación de la onda del golpe de ariete y este fenómeno no depende de las propiedades en las

paredes, sino de cómo se propaga la onda de presión a lo largo de la tubería. Por ello no se realiza el típico refinamiento de malla en las cercanías de la pared, lo cual ayuda a minimizar el número de elementos, ahorrando memoria de máquina y tiempo de procesamiento.

En la figura 3.5 se muestra la pantalla que corresponde a la selección de caras para el mallado. En éste la cara pintada de rojo es la salida, y la que se escoge como “fuente” para el método por “barrido” (*sweepmethod*), por lo tanto la entrada será el “objetivo” (*target*). También puede escogerse en forma inversa las caras fuente y objetivo.

Un aspecto importante a considerar es el tamaño de los elementos en dirección de la “trayectoria” (*path*); ya que este influye en la selección del valor del “incremento del tiempo” (*time step*) que se establece para la resolución del problema y de esto depende directamente el número de iteraciones necesarias para lograr la convergencia del análisis. Además debido a que la onda de golpe de ariete que se genera es muy delgada, si la malla es muy gruesa en la dirección de

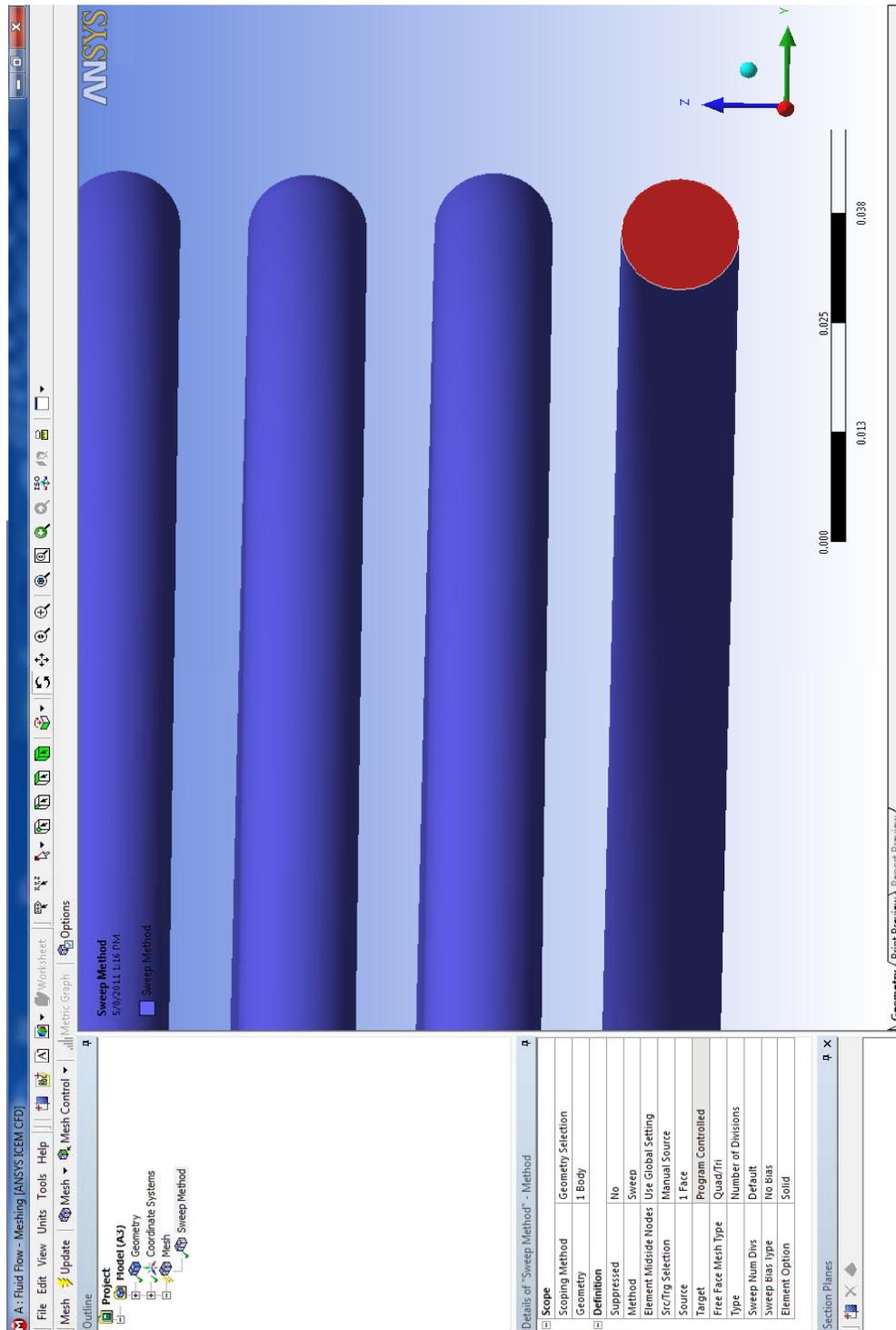


FIGURA 3.5 SELECCIÓN DE CARAS PARA EL MALLADO

propagación no se la va a capturar adecuadamente. Una explicación más detallada de esto se dará en el capítulo 3.5.

Adicionalmente es necesario explicar un criterio básico de calidad de mallado y relación de aspecto de los elementos.

Como se mencionó anteriormente no se realizó refinamiento de malla en las cercanías de pared de la tubería. Con este criterio se establece que en dirección radial a la tubería se tendrá una división de 10 elementos aproximadamente (malla gruesa), entonces cada elemento tendrá en promedio $1,27 \times 10^{-3} m$ (diámetro/10), por lo tanto para respetar la relación de aspecto, los elementos deben tener esa misma dimensión en la dirección normal o de la trayectoria del mallado (*path*). Para establecer esto en el ANSYS-MESH, basta seleccionar como opción “tamaño de elemento” (*element size*) e ingresar el valor $0,00127 m$. De aquí en adelante para referirse a este valor se usa “ Dx ”.

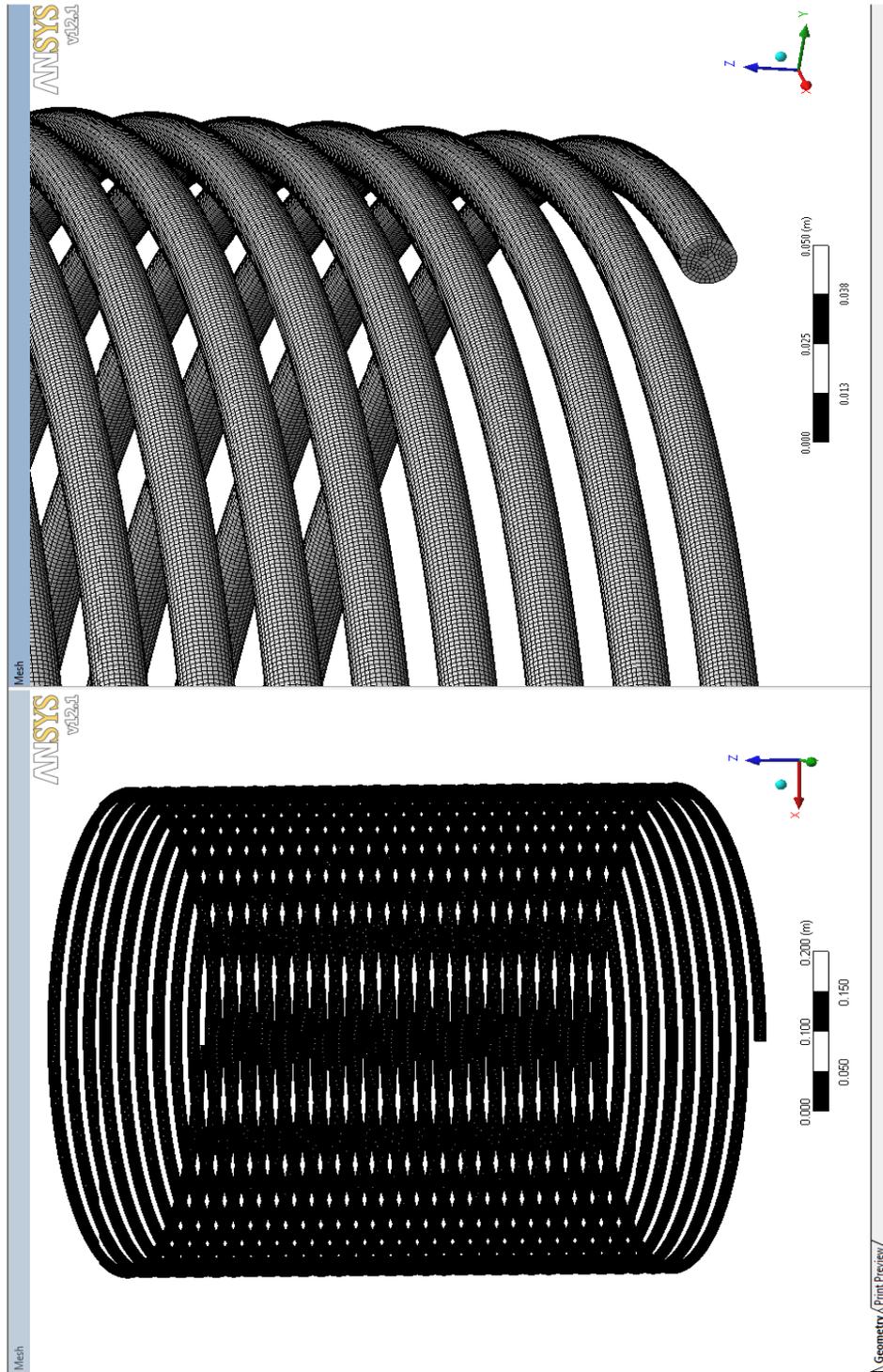


FIGURA 3.6 GEOMETRÍA MALLADA – VISTA GENERAL

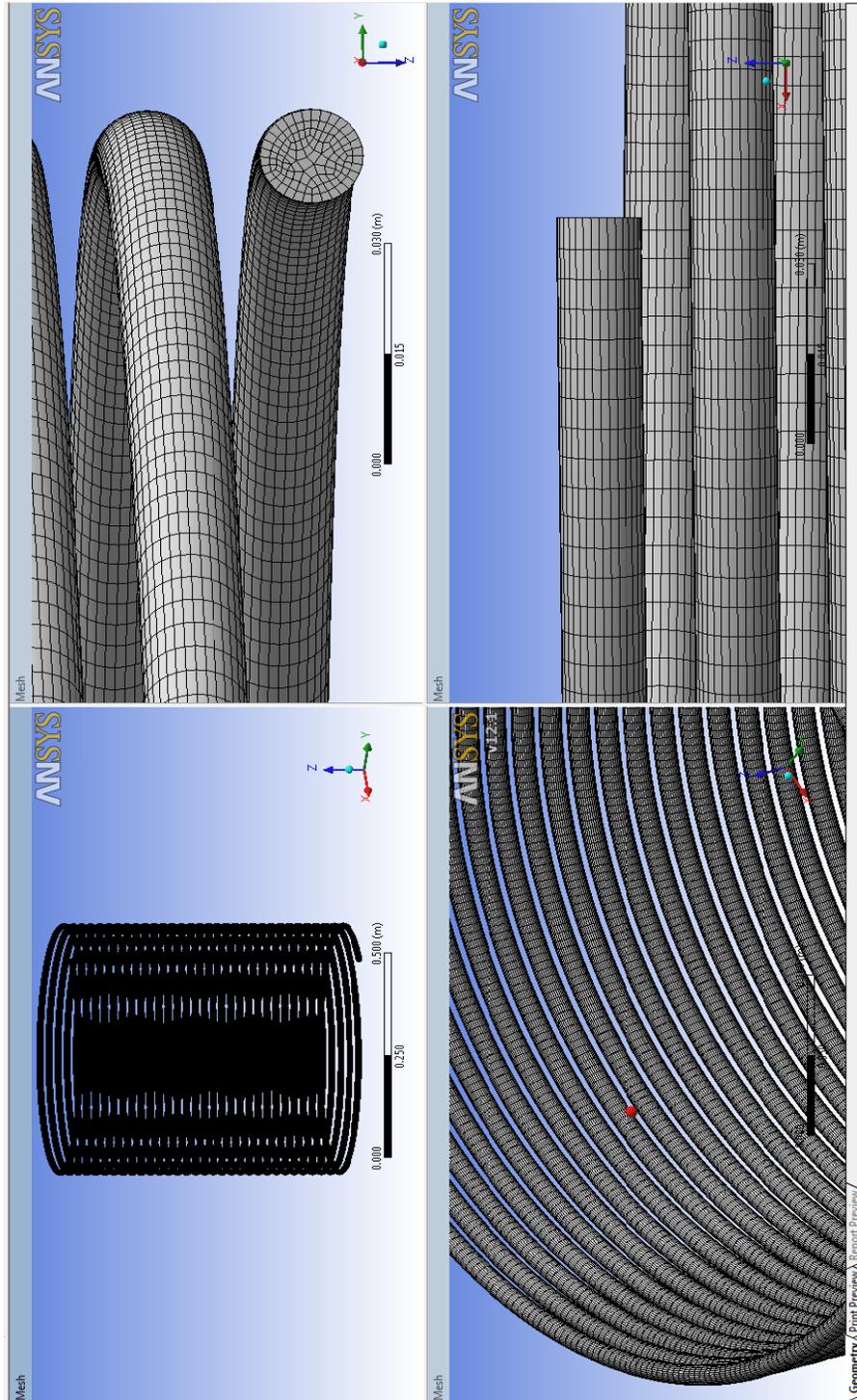


FIGURA 3.7 GEOMETRÍA MALLADA – VISTA DE DETALLES

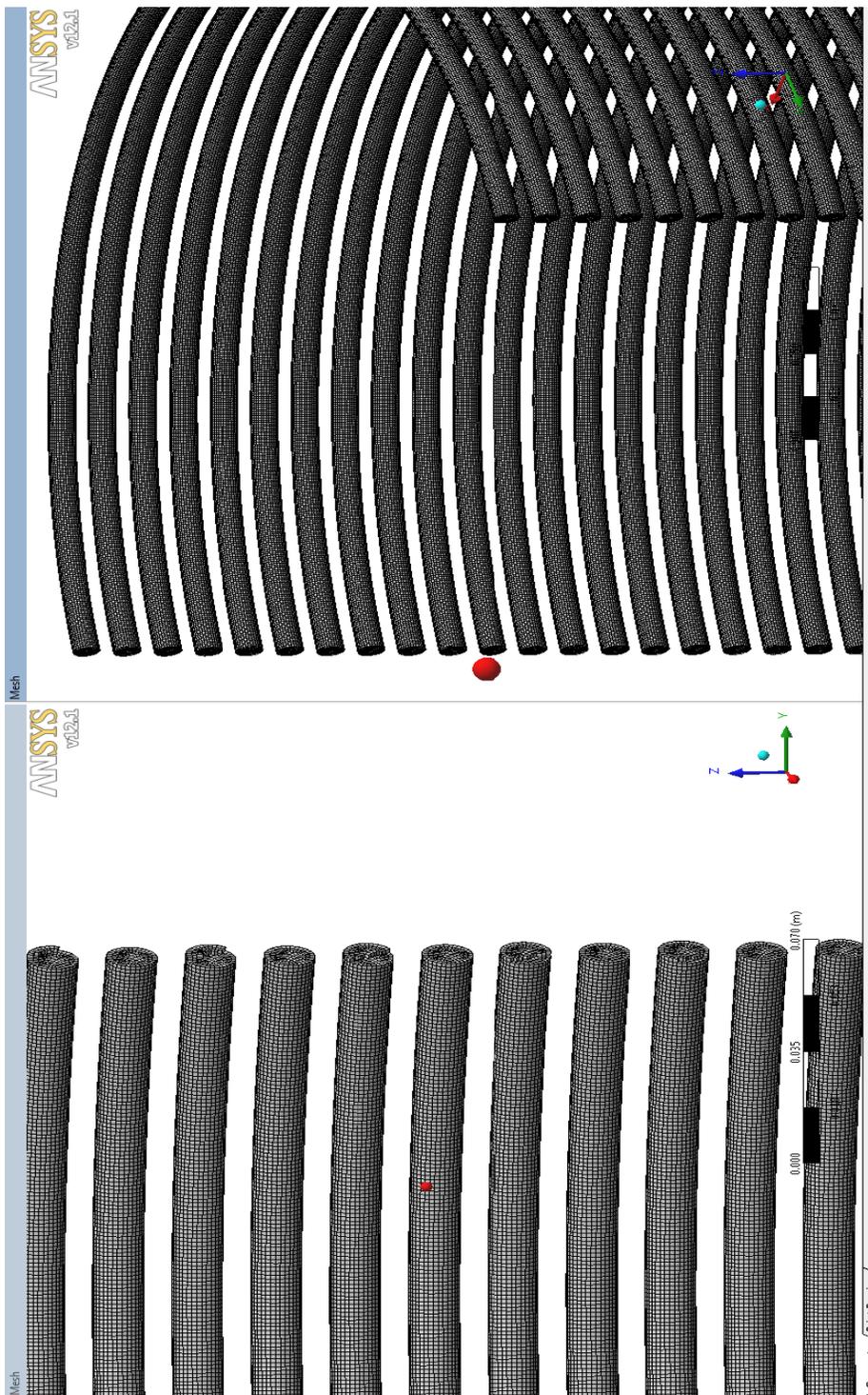


FIGURA 3.8 GEOMETRÍA MALLADA – DETALLE DE ELEMENTOS

Basado en estas consideraciones se genera el mallado conforme se muestra en las figuras 3.6, 3.7, y 3.8, en las cuales se puede observar la geometría mallada desde diferentes ángulos. En la figura 3.9 se presentan los detalles del mallado generado, pudiéndose observar que el número total de elementos asciende a 5'401.776 y el de nodos a 6'207.435, lo cual denota un dominio relativamente grande a pesar de haber tomado medidas para tratar de minimizarlo.

Details of "Mesh" ⌵	
[-] Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Relevance	0
[-] Sizing	
Use Advanced Si...	Off
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Minimum Edge L...	3.9898e-002 m
[-] Advanced	
Shape Checking	CFD
Element Midside ...	Dropped
Straight Sided El...	
Number of Retries	Default (0)
Rigid Body Beha...	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
[-] Pinch	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate on Refr...	No
[-] Statistics	
Nodes	6207435
Elements	5401776
Mesh Metric	None

FIGURA 3.9 DETALLE DEL MALLADO

3.3.3 Calidad del mallado.

La calidad del mallado se enfoca a la simetría de los elementos que conforman el dominio. Es preferible tener elementos lo más simétricos posibles. Por ejemplo, si es un elemento tipo hexaedro es mejor mientras más se aproxime a un cubo perfecto.

Hay algunos métodos para establecer la calidad de un elemento con respecto a otro en función de su simetría. A continuación se enumeran algunos de estos métodos:

- Área
- Relación de aspecto
- Relación de lados
- Relación de diagonales
- Asimetría angular
- Asimetría de tamaño
- Asimetría de ángulo medio
- Estiramiento
- Cambio de tamaño
- Conicidad

Para el mallado CFD, ANSYS-CFX usa un criterio de revisión de forma basado en la relación de aspecto, volumen del elemento y ángulo de las caras. Éste recomienda como estándar usar el criterio de “oblicuidad” (*skewness*) para calificar la calidad del mallado.

El criterio “oblicuidad” (*skewness*) es uno de los principales métodos para establecer la calidad de un mallado. Este cataloga la simetría y la oblicuidad de los elementos. En la figura 3.10 se puede observar este criterio.

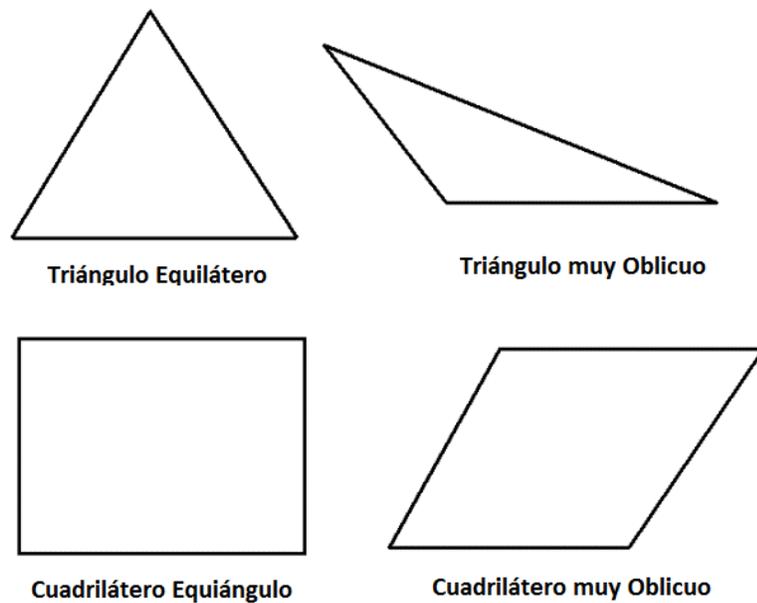


FIGURA 3.10 TRIÁNGULOS Y CUADRILÁTEROS IDEALES
Y OBLICUOS

La tabla 3.2 muestra el rango de los valores de oblicuidad y su correspondiente interpretación de calidad del elemento. Considerando el concepto de oblicuidad, éste indica un valor de 0 para un elemento equilátero (mejor elemento), y 1 para definir a un elemento completamente degenerado (peor elemento). Un elemento completamente degenerado se caracteriza por tener sus nodos muy cercanos, es decir casi coplanares.

TABLA 3.2

Valores de oblicuidad y calidad de elementos

Valor de oblicuidad	calidad del elemento
1	Degenerado
0.9 — <1	Muy malo
0.75 — 0.9	Pobre
0.5 — 0.75	Regular
0.25 — 0.5	Bueno
>0 — 0.25	Excelente
0	Equilátero perfecto

En el mallado se busca la simetría de los elementos debido a que las ecuaciones que son resueltas en CFD asumen de que los elementos son relativamente equiláteros y equiangulares.

Para la medición de la oblicuidad se usan dos métodos:

- a) Método basado en volúmenes equiláteros (solo usado en triángulos y tetraedros).
- b) Método basado en la desviación de un ángulo equilátero normalizado (se puede usar en todos los tipos de elementos, pirámides y prismas).

En el método basado en volúmenes equiláteros la oblicuidad se define como:

$$oblicuidad = \frac{\text{tamaño.óptimo.del.elemento} - \text{tamaño.del.elemento}}{\text{tamaño.óptimo.del.elemento}}$$

(3.3.1)

Y el tamaño óptimo del elemento es el tamaño de un elemento equilátero con el mismo radio de circunscripción.

En el método de desviación de ángulo normalizado, la oblicuidad se define como:

$$oblicuidad = \text{mayor.valor} \left[\frac{\theta_{\text{máx.}} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\text{min.}}}{\theta_e} \right] \quad (3.3.2)$$

Donde

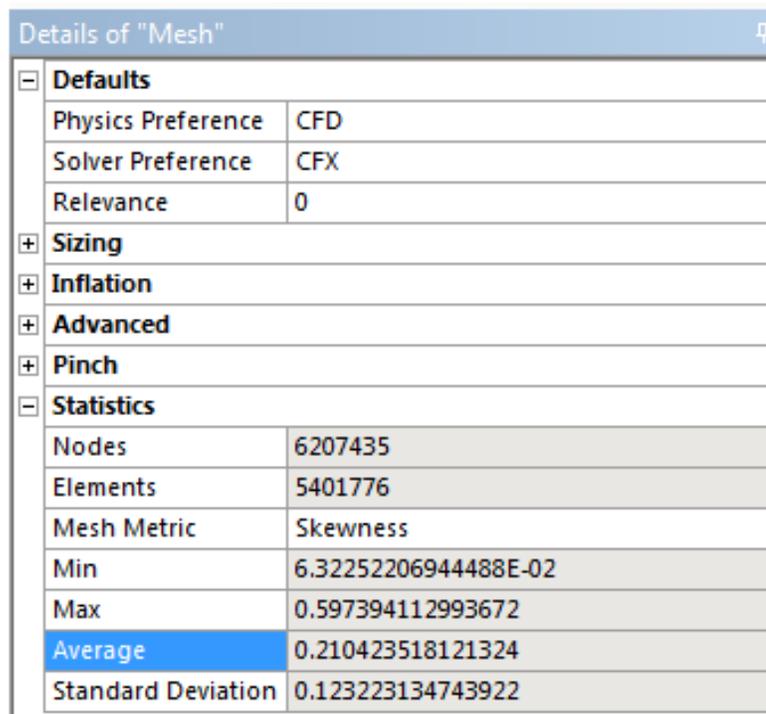
$\theta_{\text{máx.}}$: Mayor ángulo en la celda o la cara,

$\theta_{\text{min.}}$: Menor ángulo en la celda o cara

θ_e : Ángulo equiángulo para una celda o una cara (60° para triángulos, y 90° para cuadrilátero).

3.3.4 Análisis de la calidad de mallado.

El ANSYS-MESH tiene la opción de revisar la calidad del mallado al ingresar a “detalle de mallado” (*details of mesh*). Al utilizar esta opción se obtiene una pantalla como la que se muestra en la figura 3.11.



Details of "Mesh"	
[-] Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Relevance	0
[+] Sizing	
[+] Inflation	
[+] Advanced	
[+] Pinch	
[-] Statistics	
Nodes	6207435
Elements	5401776
Mesh Metric	Skewness
Min	6.32252206944488E-02
Max	0.597394112993672
Average	0.210423518121324
Standard Deviation	0.123223134743922

FIGURA 3.11 DETALLES DE LA CALIDAD DEL MALLADO

Para el modelo analizado en esta tesis se puede observar en la figura 3.11 que la geometría tiene una calificación promedio de 0,21 (*average*), lo cual significa, según la tabla 3.2, que es un mallado excelente. Se observa además, que el valor mínimo (mejor) es 0,063 (*min.*), mientras que el valor máximo (peor) es de 0,597 (*max.*). La figura 3.12 muestra un gráfico de barras donde se detallan los valores de calidad de la malla vs. Número de elementos o celdas, y en la figura 3.13 se tiene la estadística equivalente en forma porcentual.

Si se observan las figuras 3.12 y 3.13 se ve claramente que la mayor parte de elementos tiene una excelente calidad. Aproximadamente el 39,87% de elementos tiene una calificación menor a 0,1; mientras que tan solo un 2% supera el valor de 0,5

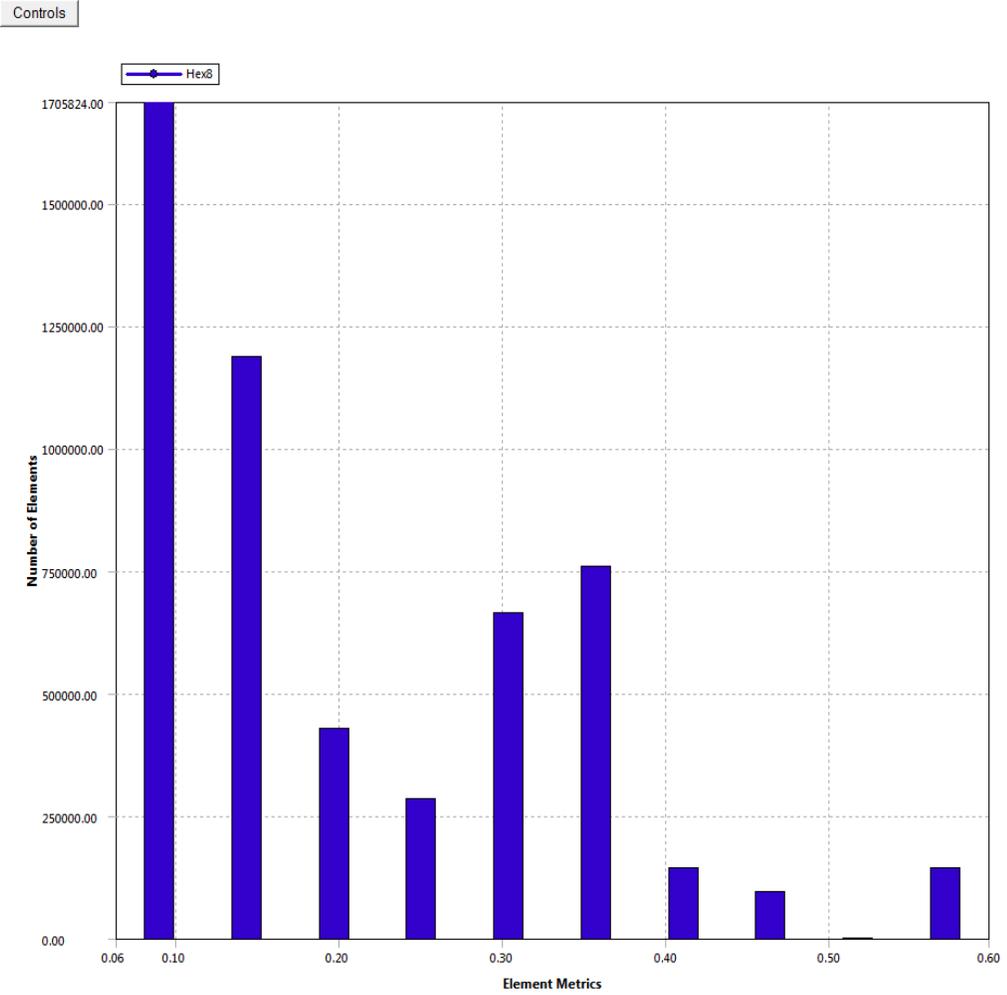


FIGURA 3.12 CALIDAD DE MALLADO VS. NÚMERO DE ELEMENTOS

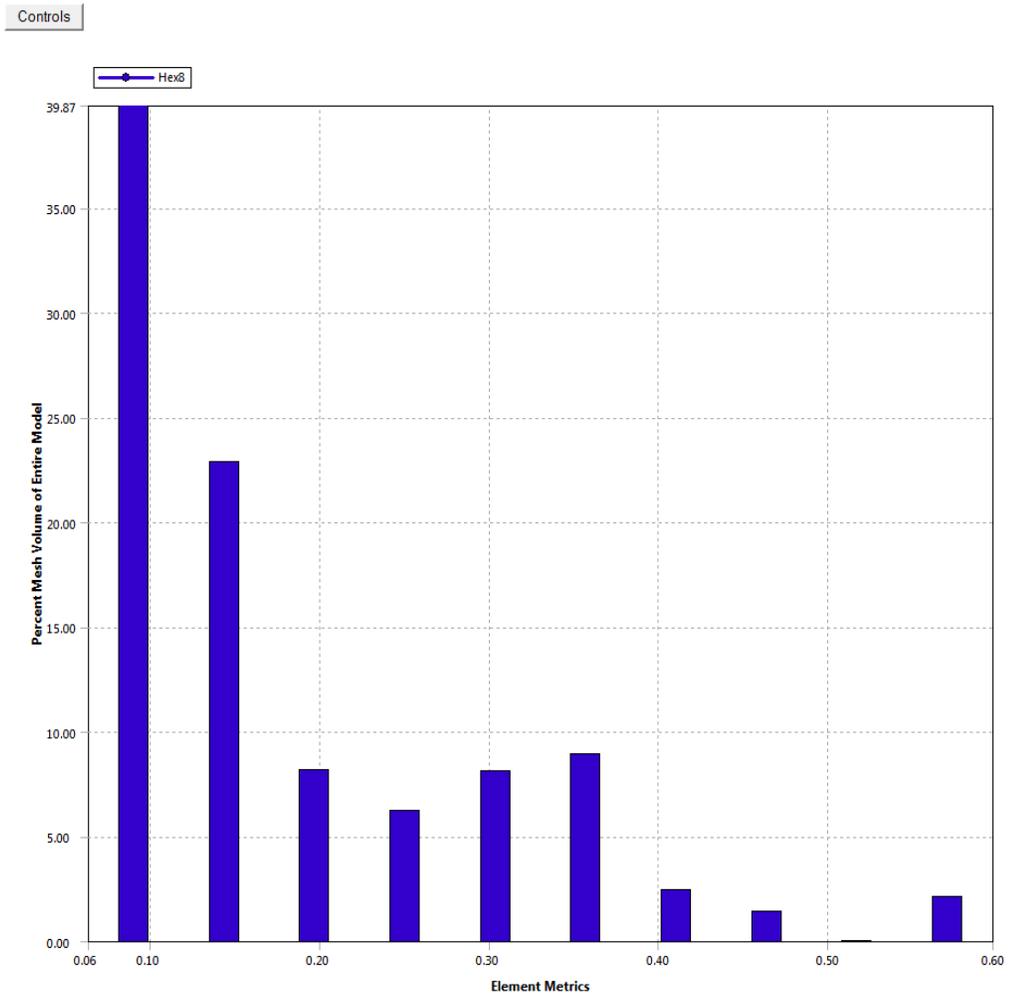


FIGURA 3.13 CALIDAD DE MALLADO VS. PORCENTAJE DE ELEMENTOS

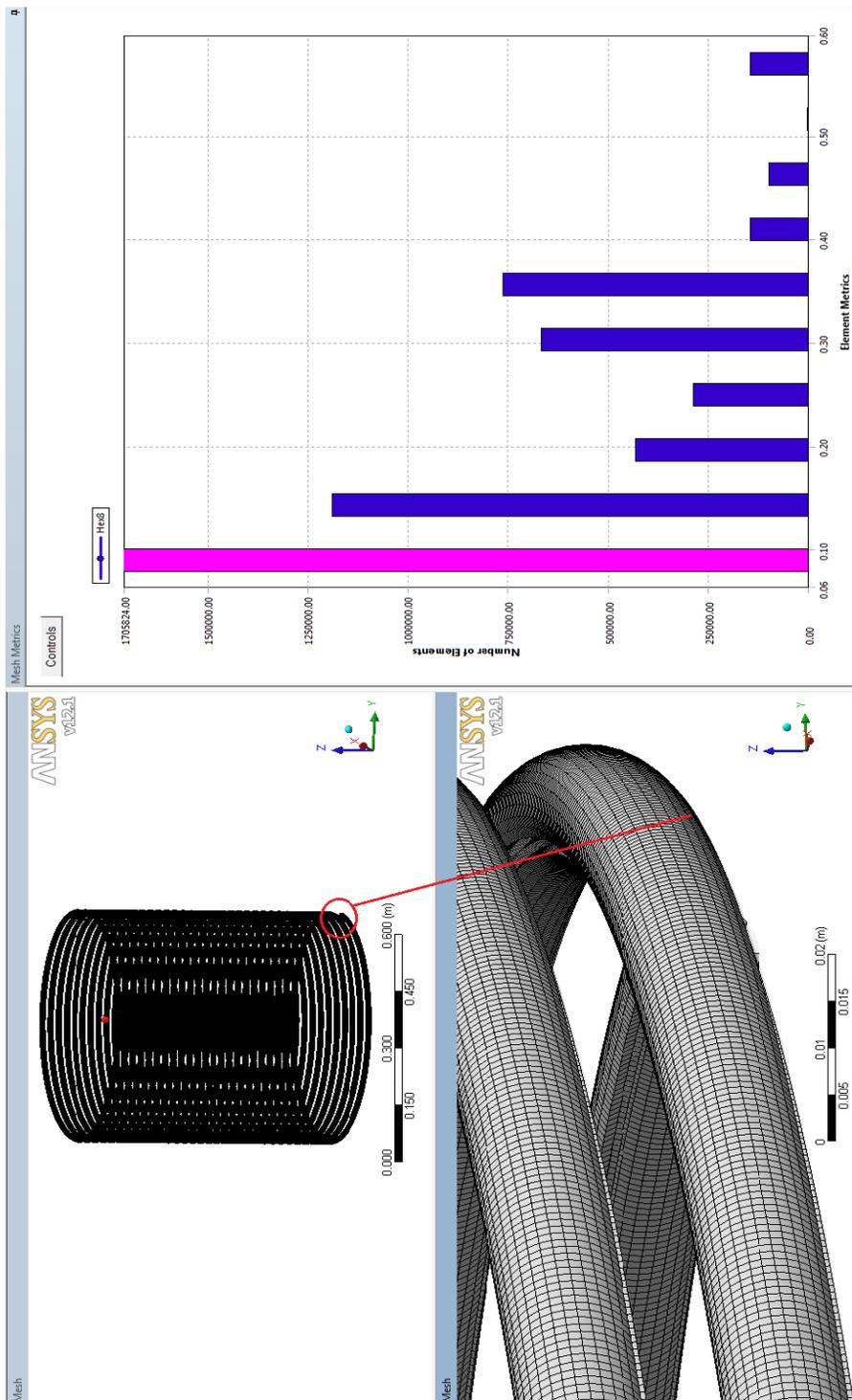


FIGURA 3.14 ELEMENTOS CON OBLICUIDAD < 0,1 (mejores)

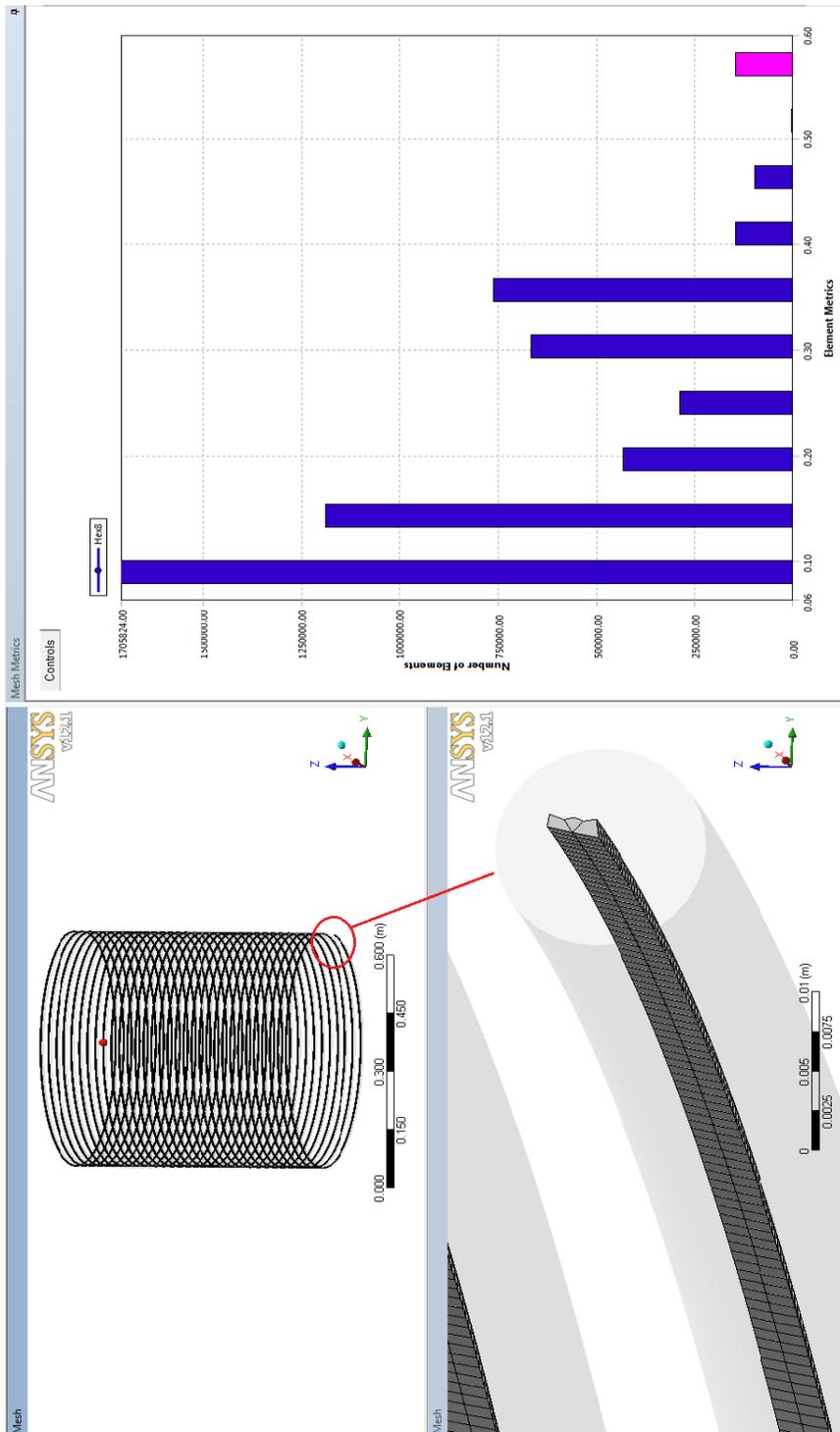


FIGURA 3.15 ELEMENTOS CON OBLICUIDAD >0,5 y <0,6 (peores)

3.4 Condiciones de frontera.

La geometría del modelo tiene 3 caras, como ya se mencionó anteriormente. Una corresponde a la entrada de agua, la segunda es la salida, en donde se simula el cierre de la válvula y finalmente la última es la pared de la tubería.

La prueba experimental que se describe en el capítulo 4 es la que se ha simulado en CFD. Luego se verificarán los datos experimentales con los resultados obtenidos en la simulación. Por lo tanto se establecen previamente las condiciones en la secuencia de como suscitan:

- i. El agua se encuentra fluyendo a través de la tubería a una velocidad inicial promedio de $0,52\text{ m/s}$ y la presión a la entrada de ésta es 1 bar (100.000 Pa).
- ii. Repentinamente se cierra la válvula en un tiempo de $0,045\text{ s}$, lo cual inicia una onda elástica de presión que recorre la tubería.

Después de tener establecidas las condiciones a simular, se asignan los nombres correspondientes a cada cara y luego se establecen las condiciones de borde en cada una de ellas.

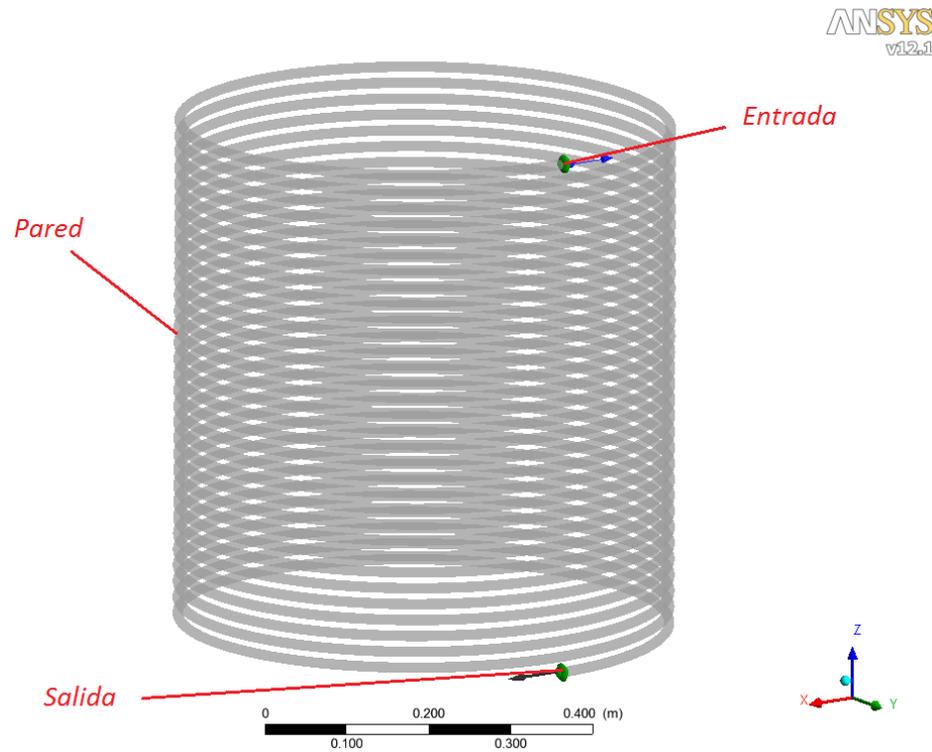


FIGURA 3.16 ASIGNACIÓN DE NOMBRES A CARAS DE GEOMETRÍA

3.4.1 Entrada

La entrada del dominio corresponde a una cara circular de diámetro $0,0127\text{ m}$ ($12,7\text{ mm}$). Para ésta se selecciona como condición de borde una “apertura” (*opening*), debido a que en algún momento el fluido intentara salir del dominio por esta cara, cuando la salida esté completamente cerrada y la onda

de sobrepresión aparezca, aunque inicialmente por esta cara entra el fluido.

El tipo de condición de borde “apertura” puede trabajar como “entrada” (*inlet*) y “salida” (*outlet*) dependiendo de las condiciones de flujo. Adicionalmente se establece para esta cara la opción de “presión estática y dirección”, donde la presión relativa es el valor indicado en la sección anterior ($100.000 Pa$).

3.4.2 Salida

La salida, al igual que la entrada, es una cara circular de $0,0127 m$ ($12,7 mm$) de diámetro. En ésta el tipo de condición de borde es una “salida” (*outlet*).

Se sabe que inicialmente la velocidad promedio del fluido es $0,52 m/s$, y que ésta en el momento que se cierra la válvula pasa a ser $0 m/s$. Dentro de las opciones de este tipo de condición de borde se puede usar “razón de flujo másico” (*mass flow rate*), la cual se eligió porque mediante esta opción es posible controlar el caudal desde un valor inicial hasta que sea completamente cero.

Como se conoce el tiempo de cierre de la válvula, se debe crear una expresión matemática que relacione el flujo másico o la velocidad del fluido en función del tiempo. A continuación se explica cómo se deriva esta expresión.

Datos:

Velocidad inicial promedio $V_o = 0,52m/s$

Densidad inicial del agua $\rho_o = 997kg/m^3$

Diámetro interior de la tubería $D = 0,0127m$

Tiempo de cierre de la válvula $t_c = 0,045$

Desarrollo:

El área y el flujo másico inicial son

$$A = \pi \frac{D^2}{4} = \pi \frac{(0,0127m)^2}{4} = 1,267 \times 10^{-4} m^2$$

$$\dot{m}_o = V_o * A * \rho_o = (0,52m/s)(1,267 \times 10^{-4} m^2)(997kg/m^3) = 0,06567kg/s$$

El ANSYS-CFX dispone de algunas funciones y expresiones matemáticas predefinidas. Entre las funciones matemáticas que se encuentran disponibles, está la función “*step(x)*”, la

cual es 0 para (x) negativo, 1 para (x) positivo y 0,5 para (x) igual a 0. La función “ $step(x)$ ” se muestra en la expresión (3.4.1) y en la tabla 3.3 las principales funciones matemáticas disponibles en el programa.

$$step(x) = \begin{cases} 0; x < 0 \\ 0,5; x = 0 \\ 1; x > 0 \end{cases} \quad (3.4.1)$$

Utilizando la función “ $step(x)$ ” para definir la expresión matemática que relacione el flujo másico en función del tiempo, la cual representa el cierre de la válvula, se deriva la siguiente:

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_0 + step(t) * \left(\frac{-\dot{m}_o * t}{t_c} \right) + step(t - t_c) * \left(\frac{\dot{m}_o * t}{t_c} - \dot{m}_o \right) \quad (3.4.2)$$

Function	Operand's Values	Result's Dimensions
abs([a])	Any	[a]
acos([])	$-1 \leq x \leq 1$	Radians
asin([])	$-1 \leq x \leq 1$	Radians
atan([]) ^[a]	Any	Radians
atan2([a], [a]) ^[b]	Any	Radians
besselJ([], []) ^[b]	$0 \leq n$	Dimensionless
besselY([], []) ^[b]	$0 \leq n$	Dimensionless
cos([radians])	Any	Dimensionless
cosh([])	Any	Dimensionless
exp([])	Any	Dimensionless
int([]) ^[c]	Any	Same as Operand
loge([]) ^[d]	$0 < x$	Dimensionless
log10([]) ^[e]	$0 < x$	Dimensionless
min([a], [a])	Any	[a]
max([a], [a])	Any	[a]
mod([a], [a]) ^[f]	Any	[a]
nint([]) ^[g]	Any	Same as Operand
sin([radians])	Any	Dimensionless
sinh([])	Any	Dimensionless
sqrt([a])	$0 \leq x$	[a] ^{0.5}
step([]) ^[h]	Any	Dimensionless
tan([radians]) ^[i]	Any	Dimensionless
tanh([])	Any	Dimensionless

TABLA 3.3 PRINCIPALES FUNCIONES MATEMÁTICAS DISPONIBLES EN EL ANSYS CFX

La figura 3.17 muestra el gráfico de la ecuación (3.4.2), la cual es la expresión del flujo másico en función del tiempo que se utiliza como condición de borde o frontera para la salida.

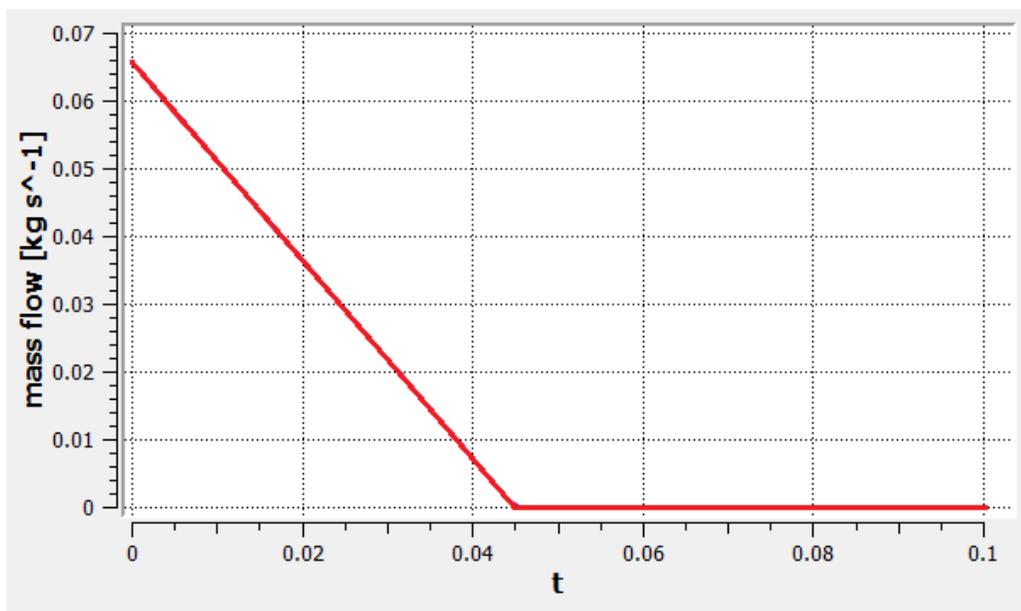


FIGURA 3.17 CURVA FLUJO MÁSIICO EN FUNCIÓN DEL TIEMPO

3.4.3 Pared

La pared es la cara que se encuentra en contacto con el material sólido de la tubería de cobre. Para ésta se selecciona un tipo de condición de borde “pared” (*wall*) con condición de “no deslizamiento” (*no slip wall*). Para hacer la simulación CFD lo más próxima a la realidad se considerara la rugosidad absoluta $\varepsilon = 0.0015\text{mm}$ correspondiente a tuberías estiradas.

Cabe señalar que el modelo completo se define como “dominio de fluido” (*fluid domain*), de tipo estacionario y el fluido agua.

Adicionalmente vale mencionar que la configuración realizada, es decir presión estática en la entrada y flujo másico a la salida es una condición robusta para análisis CFD.

3.5 Criterios de resolución

La resolución de este problema sin duda alguna debe ser por un análisis de tipo “Transitorio”; sin embargo inicialmente, antes de que la válvula a la salida se cierre, el agua se encuentra fluyendo de manera estable debido a un diferencial de presión.

Por esta razón es necesaria que la simulación se inicie con una solución estable (*steady state*). Considerando esto, la simulación se realizará en dos etapas. Primero se hace una simulación de tipo estable con un flujo másico inicial $\dot{m}_o = 0,6567 kg/s$, de esta manera se desarrollan los perfiles hidráulicos dentro de la tubería. Luego de esto se empieza la simulación transiente con el resultado de la solución de estado estable como condición inicial. Dentro de la

simulación transiente se puede iniciar el cerrado de la válvula inmediatamente.

3.6 Resolución estable

En esta sección se detallan los principales criterios considerados para la primera simulación que es de tipo estable, la cual servirá como punto de partida para la simulación transiente que representa el modelo matemático del golpe de ariete.

3.6.1 Propiedades del fluido

El fluido que se está analizando es agua a temperatura ambiente y por lo cual se utilizan las propiedades de este material que se encuentran almacenadas en la biblioteca del programa, éstas se indican en la figura 3.18.

En el análisis de estado estable la densidad se considera constante⁸, es decir el fluido es de tipo incompresible.

⁸El programa ANSYS-CFX considera por defecto la densidad de los líquidos como constantes.

The image shows a software interface window titled "Material: Water" with a sub-tab "Material Properties". The window displays the following settings:

- Option:** General Material
- Thermodynamic Properties:**
 - Equation of State:** Value
 - Molar Mass:** 18.02 [kg kmol⁻¹]
 - Density:** 997 [kg m⁻³]
 - Specific Heat Capacity:** Value, 4181.7 [J kg⁻¹ K⁻¹], Constant Pressure
 - Reference State:** Specified Point, Ref. Temperature: 25 [C], Reference Pressure: 1 [atm]
 - Reference Specific Enthalpy:** 0.0 [J/kg]
 - Reference Specific Entropy:** 0.0 [J/kg/K]
- Transport Properties:** (disabled)
- Radiation Properties:** (disabled)
- Buoyancy Properties:** Value, Thermal Expansivity: 2.57E-04 [K⁻¹]

Buttons at the bottom: OK, Apply, Close.

FIGURA 3.18 PROPIEDADES DEL AGUA PARA SOLUCIÓN ESTABLE

3.6.2 Algoritmo de resolución

El programa ANSYS-CFX usa el método multi-malla (indicado en la tabla 2.3) para la resolución del sistema de ecuaciones lineales derivadas de la discretización de las ecuaciones gobernantes. Este es un método donde la solución de las ecuaciones se encuentra mediante un proceso iterativo.

Este método de aproximación es muy conveniente para ser usado en este tipo de problemas, debido a la rapidez con que las ecuaciones discretas son balanceadas sobre un volumen de control. El método acelera la convergencia de la solución mediante el empleo de una o varias mallas virtuales más gruesas que la original. La elaboración de estas mallas temporales lo hace mallando varias veces el modelo y luego consiguiendo la solución.

3.6.3 Modelo de turbulencia

Es necesario elegir un modelo de turbulencia adecuado para estimar las perturbaciones. Para la simulación estable se utiliza el modelo k -Epsilon. Se emplea este modelo por ser el mismo que se usa en la simulación transiente.

El criterio para la selección de este modelo se explica en la sección 3.7.3 de la resolución transiente.

En la figura 3.19 se muestra que para la condición de frontera “Entrada” se establece la opción intensidad de turbulencia, la cual se define con la expresión (3.6.1)

$$I_{turb} = 0.16(\text{Re})^{-1/8} \quad (3.6.1)$$

Para el modelo que se está analizando se determina la intensidad de la turbulencia a continuación:

$$I_{turb} = 0.16(\text{Re})^{-1/8}$$

$$I_{turb} = 0.16 \left(\frac{\rho V D}{\mu} \right)^{-1/8}$$

$$I_{turb} = 0.16 \left(\frac{(997 \text{ kg/m}^3)(0.52 \text{ m/s})(0.0127 \text{ m})}{8.998 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2} \right)^{-1/8}$$

$$I_{turb} = 0.0526$$

Donde Re es el Número de Reynolds, V es la velocidad inicial del fluido, D es el diámetro interior de la tubería, ρ y μ son respectivamente la densidad y viscosidad dinámica del agua a 25°C , tomados de la tabla A.2 del apéndice A.

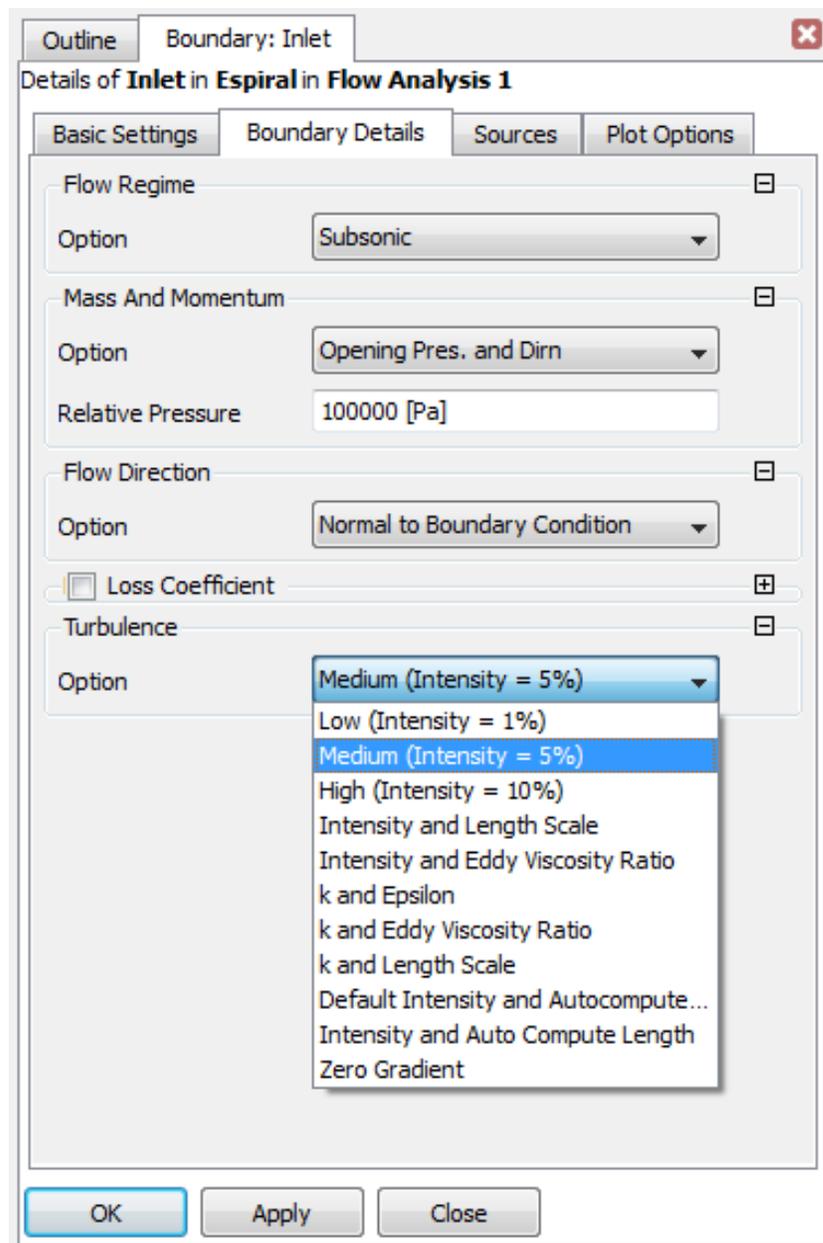


FIGURA 3.19 CONFIGURACIÓN DE TURBULENCIA A LA ENTRADA

El resultado de aplicar la ecuación de intensidad de la turbulencia, proporciona un valor del 5,26%. En base a lo anterior se escoge la opción de “Turbulencia media (Intensidad = 5%)”.

3.6.4 Controles de Solución

Los controles de la convergencia de la solución se hacen mediante la ecuación de la continuidad, de la cantidad de movimiento, de la disipación turbulenta y de la energía cinética turbulenta. No se considera la ecuación de conservación de la energía debido a que no se estableció la existencia de transferencia de calor en el modelo.

Para la inicialización de la solución es aconsejable utilizar las condiciones iniciales de todos los elementos del dominio cuando sea posible. Este modelo tiene valor inicial de presión para la condición de borde entrada, pero no de velocidad. La inicialización se hace con valores aproximados para acelerar el tiempo de convergencia. La figura 3.20 muestra los valores de inicialización usados en la solución estable.

Adicionalmente para obtener la solución se deben establecer ciertos controles y criterios de convergencia. Para esta simulación se escoge un máximo de 150 iteraciones con “control en la escala de tiempo” (*Timescale Control*) automático y un criterio de convergencia en los residuales RMS de la continuidad y cantidad de movimiento de 0,00001.

Initial Conditions	
Velocity Type	Cartesian
Cartesian Velocity Components	
Option	Automatic with Value
U	0.5 [m s ⁻¹]
V	0.5 [m s ⁻¹]
W	0 [m s ⁻¹]
Static Pressure	
Option	Automatic with Value
Relative Pressure	98000 [Pa]

FIGURA 3.20 VALORES DE INICIALIZACIÓN DE SOLUCIÓN ESTABLE

3.6.5 Monitores de convergencia

Para monitorear la convergencia se emplean gráficos que se actualizan en función del proceso iterativo. Estos gráficos se denominan monitores de convergencia.

Para la obtención de la solución estable se utilizan los siguientes gráficos:

Residuales de la ecuación de la continuidad, velocidad x , velocidad y , velocidad z . Se muestra en la figura 3.21.

Monitor de desbalance de la continuidad, velocidad x , velocidad y , velocidad z . Se muestra en la figura 3.22.

Residuales de la energía cinética turbulenta y disipación turbulenta. Se muestra en la figura 3.23.

Monitor de la presión estática a la salida de la tubería. Se muestra en la figura 3.24.

Para los gráficos de los residuales, lo deseable es que estos lleguen a ser lo más pequeños posibles, de tal manera que el

error de las iteraciones sea insignificante. En la sección 3.7.6 se explican la forma de cálculo de los residuales de las ecuaciones. En el gráfico de desbalance, el desbalance de las variables se presenta de manera porcentual y se desea llegar a valores cercanos a 0%.

El monitor de la presión estática a la salida es simplemente un gráfico adicional que en la solución transiente representa la equivalencia de un transductor de presión. Para la simulación estable el único valor de interés es el último, el cual representa el valor de la presión estática a la salida cuando el agua fluye de manera estable.

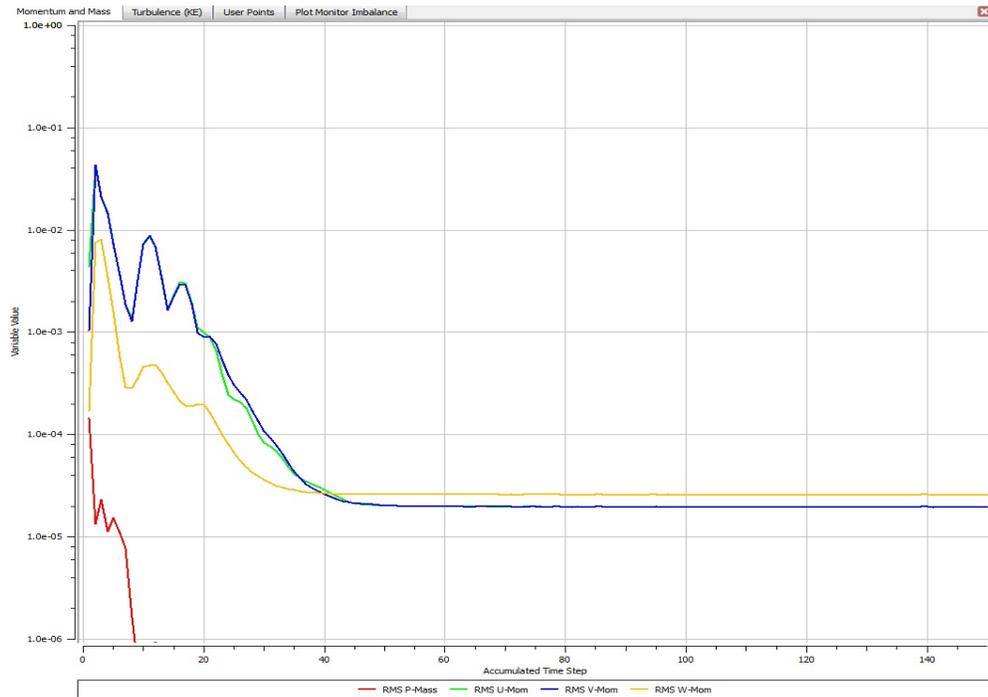


FIGURA 3.21 RESIDUALES DE EC. DE LA CONTINUIDAD Y VELOCIDAD

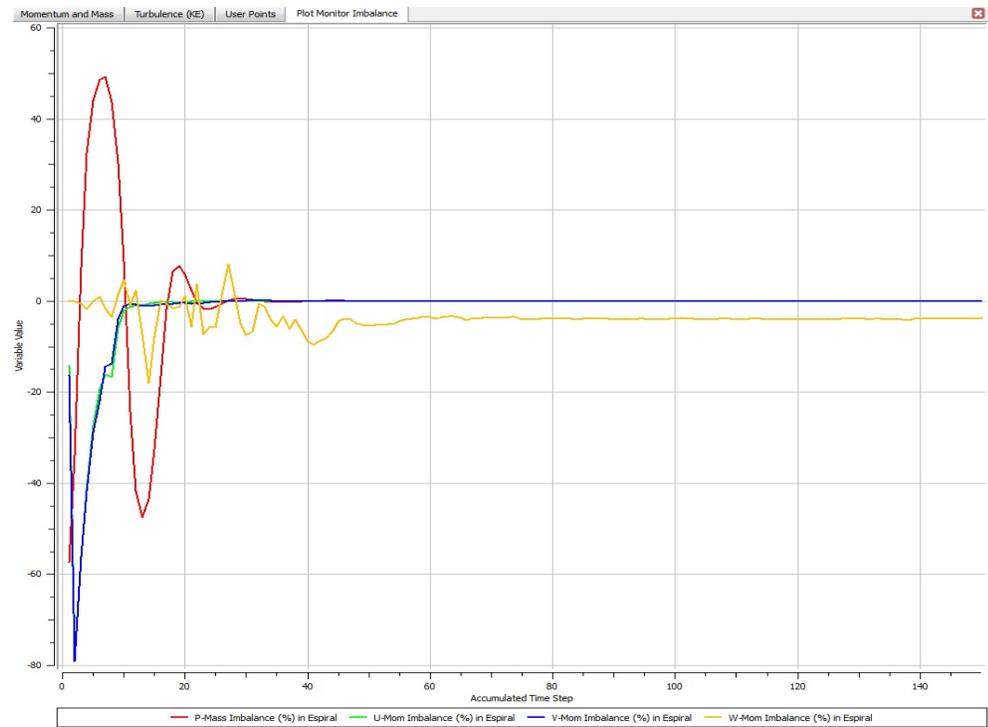


FIGURA 3.22 DESBALANCE DE LA CONTINUIDAD Y VELOCIDAD

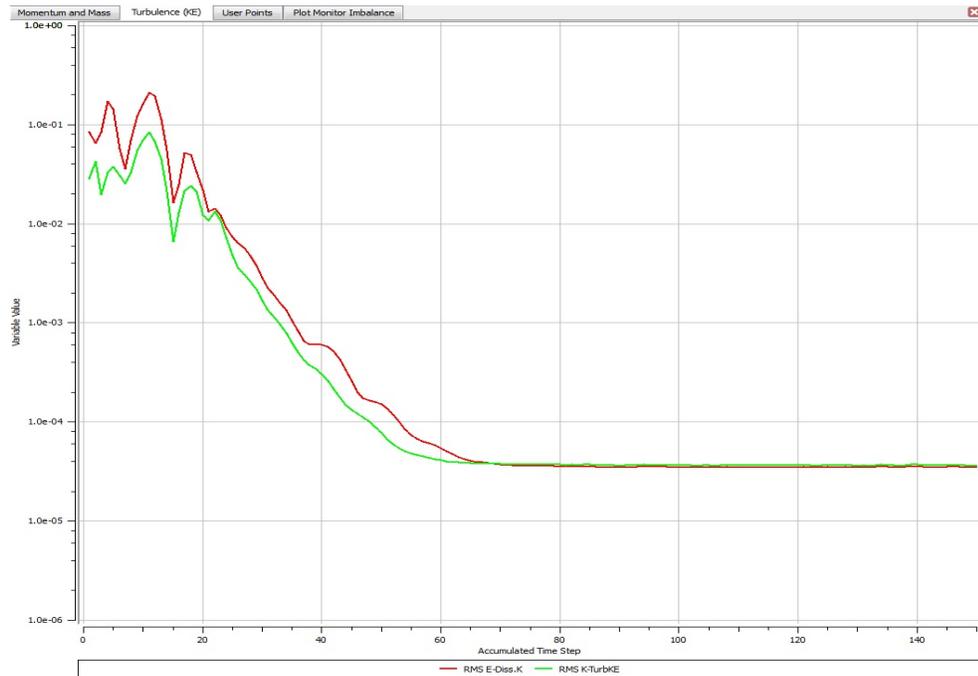


FIGURA 3.23 RESIDUALES DE LA ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTE Y DISIPACIÓN TURBULENTE

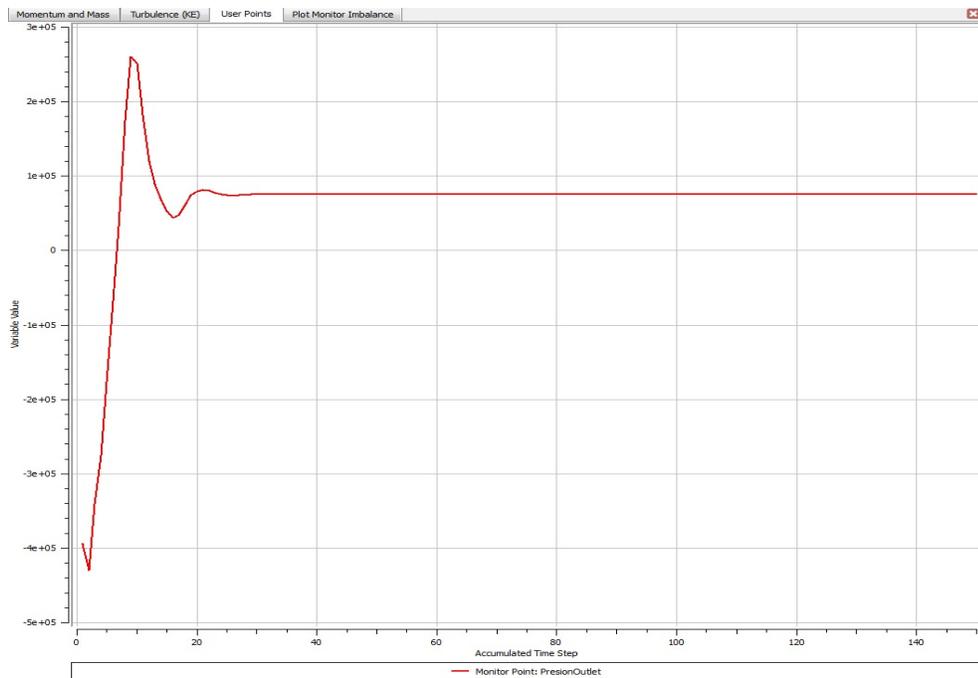


FIGURA 3.24 MONITOR DE PRESIÓN ESTÁTICA EN LA CARA SALIDA

3.7 Resolución transiente

Una vez ya realizada la simulación estable, se usa ésta como punto de inicio para la solución del problema en un régimen transiente. En esta sección se describen las propiedades del fluido, el algoritmo de resolución, el modelo de turbulencia, los controles de la solución y los monitores de convergencia usados para esta simulación transiente, de la cual los resultados se validan experimentalmente en el capítulo 4.

3.7.1 Propiedades del fluido

En la simulación transiente del modelo, se requiere determinar el comportamiento físico de la onda elástica de presión que se origina a partir del cierre instantáneo de la válvula.

Para que una onda viaje a través de un medio, se necesita que el medio, en este caso el agua sea compresible, de tal modo que la perturbación se desplace de un punto a otro. Por lo tanto para capturar la propagación de la onda de presión, que se desplaza a lo largo del conducto se considera al fluido como compresible, es decir que su densidad varía en función de la presión y/o temperatura.

La propiedad que caracteriza la compresibilidad de un fluido es el módulo de elasticidad volumétrico E_v .

En la tabla 2.1 del capítulo 2 se muestran los valores del módulo de elasticidad volumétrico para algunos fluidos, entre ellos el del agua, que es el valor usado en la simulación.

En general los gases tienen módulo de elasticidad volumétrico bajos y los líquidos relativamente altos. Valores grandes del módulo de elasticidad volumétrico indican que el fluido es poco compresible, es decir que se necesitan grandes cambios en la presión para producir un pequeño cambio de volumen. Para el agua, el módulo de elasticidad volumétrico es $2.151 \cdot 10^9 \text{ Pa}$.

El módulo de elasticidad volumétrico se define como:

$$E_v = -\frac{dP}{dV/V} \quad (3.7.1)$$

$$E_v = \frac{dP}{d\rho/\rho} \quad (3.7.2)$$

Donde dP es el cambio diferencial de presión necesario para crear un cambio diferencial de volumen, dV , de un volumen

\forall . El signo negativo se incluye porque un aumento de presión produce una disminución de volumen. Como al disminuir el volumen de una masa dada, $m = \rho \forall$, se obtiene un incremento en la densidad, la ecuación 3.7.1 se puede expresar como la 3.7.2.

El módulo de elasticidad volumétrico tiene dimensiones de presión. En unidades SI, como $N/m^2 (Pa)$.

Para que el programa CFX considere el agua como fluido compresible basta con cambiar el valor constante de la densidad por una expresión que varíe en función de la presión o de la temperatura. Para este caso se emplea una expresión matemática que relaciona el cambio de densidad en función de la presión. Se usa la expresión (3.7.2) de la siguiente forma:

$$\rho(P) = \frac{\rho_o}{1 - \left(\frac{P - P_o}{E_v} \right)} \quad (3.7.3)$$

Donde $\rho(P)$ es la densidad en tiempo real en función de la presión, ρ_o la densidad inicial, P la presión instantánea en

tiempo real, P_o la presión inicial en condición estable y E_v el módulo de elasticidad volumétrico.

En la figura 3.25 se muestra una curva que representa el cambio que sufriría la densidad del fluido si la presión cambia de $0 Pa$ a $1'000.000 Pa$ (aproximadamente $10atm$). El cambio en densidad es muy pequeño ($< 0.5kg/m^3$).

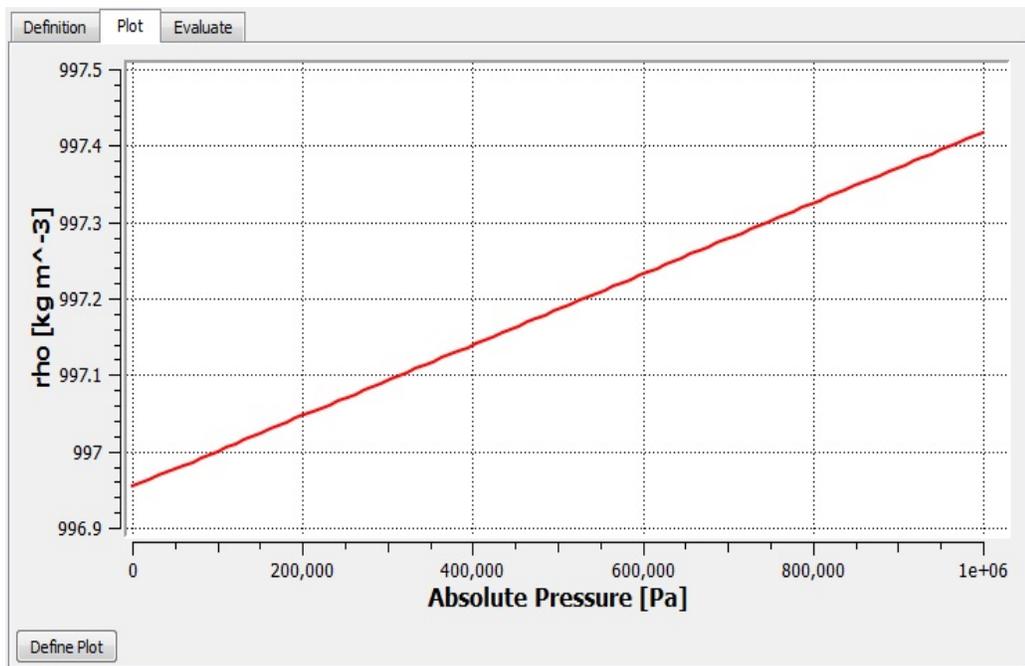


FIGURA 3.25 EXPRESIÓN MATEMÁTICA PARA LA DENSIDAD EN LA SIMULACIÓN TRANSIENTE

3.7.2 Algoritmo de resolución

Al igual que en la simulación estable, el programa ANSYS-CFX emplea el método algebraico multi-malla. Como se mencionó en la sección 3.6.2, éste es un método iterativo donde la solución de las ecuaciones es aproximada mediante un proceso de iteraciones.

3.7.3 Modelo de turbulencia

Para el análisis transiente de un golpe de ariete, los modelos de turbulencia⁹ más recomendados son los modelos donde la viscosidad turbulenta es expresada como función algebraica. También puede ser usado el modelo $k - \varepsilon$ ($k - Epsilon$) que es un modelo sofisticado, ya que usa ecuaciones diferenciales adicionales para describir la viscosidad turbulenta.

El CFX dispone de varias opciones de modelos de turbulencia, los modelos disponibles son los siguientes:

⁹ Véase la referencia N°7, SODJA J., Turbulence Models in CFD, para una explicación completa de los modelos de turbulencia.

- k – Epsilon
- Shear Stress Transport
- BSL Reynold Stress
- SSG Reynold Stress

La figura 3.26 muestra una pantalla del CFX, donde se muestran los diferentes tipos de modelos de turbulencia disponibles en el programa.

Como se puede observar entre estas opciones se encuentra el modelo k –*Epsilon*, el cual se escoge por el criterio anteriormente mencionado. El k –*Epsilon* es un modelo semi empírico de dos ecuaciones que se basa en la ecuación de la energía cinética k y en la ecuación de la razón de disipación ε .

La ecuación de la energía cinética turbulenta k se muestra en la expresión (3.7.4)

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k$$

(3.7.4)

Donde

ρ : densidad del fluido.

k : energía cinética turbulenta.

t : tiempo.

μ_t : viscosidad turbulenta.

G_k : generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad.

G_b : generación de energía cinética turbulenta debido a fuerzas de flotación.

Y_m : contribución a la razón de disipación debido a efectos de compresibilidad.

S_k : fuente que puede ser definida por el usuario.

La segunda ecuación es de la disipación ε , la cual se presenta en la expresión (7.3.5)

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

(3.7.5)

Donde

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$: constantes.

S_ε : fuente definida por el usuario.

La viscosidad turbulenta se define de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.7.6)$$

Las constantes del modelo se asumen como universales para todo tipo de fluidos. Para obtener sus valores, se utilizaron fluidos simples, donde la ecuación puede simplificarse y se puede utilizar datos experimentales para obtener el valor de las constantes. Los fluidos utilizados fueron aire y agua. Las constantes tienen los siguientes valores:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92$$

$$C_\mu = 0,09$$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,3$$

Este modelo predice adecuadamente el comportamiento generado por la turbulencia en regiones alejadas a paredes físicas donde la viscosidad turbulenta predomina, sin embargo en las zonas muy cercanas a la pared, donde la velocidad del fluido es cero, la viscosidad molecular predomina a la turbulenta, por ello es necesario establecer condiciones adicionales en esta región.

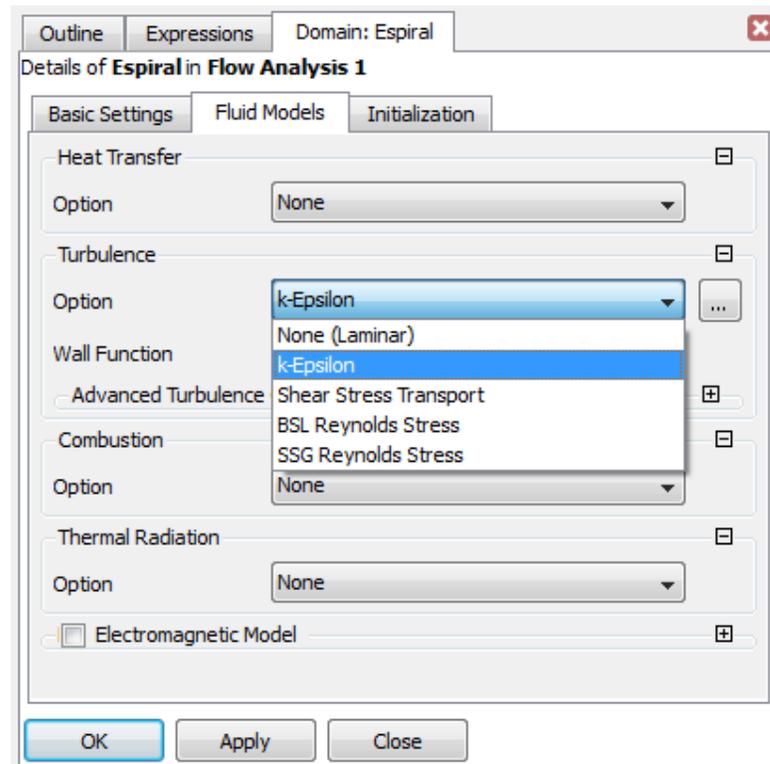


FIGURA 3.26 OPCIONES DE MODELOS DE TURBULENCIA

3.7.4 Controles de Solución

Al igual que para la simulación estable los controles de la solución se aplican a la convergencia de la ecuación de la continuidad, de la cantidad de movimiento, la disipación turbulenta y la energía cinética turbulenta; sin embargo, como la simulación transiente es una solución numérica a través del tiempo es necesario considerar el principio de conservación

de la energía. En este caso se considera que la temperatura del fluido permanece constante ($25^{\circ}C$).

En esta resolución los valores iniciales de las variables se toman de los resultados de la solución estable, lo cual presenta muchas ventajas. Por ejemplo permite simular el cierre de la válvula de inmediato dado que ya se tienen los perfiles de velocidad desarrollados dentro del ducto.

También se define al sistema referencial como estacionario y para simplificar el problema se desprecia la aceleración gravitacional, dado que ésta no tiene mayor influencia en el comportamiento del modelo.

3.7.5 Control del tiempo

Al realizar una simulación transiente se debe considerar como criterio adicional de control a la variable tiempo, a diferencia de la simulación estable.

El primer parámetro a definir es la duración de la simulación (*Time Duration*), para lo cual el programa dispone de las siguientes opciones:

- Tiempo total.
- Tiempo por corrida.
- Número máximo de “incrementos de tiempo” (*time steps*).
- Número de de “incrementos de tiempo” por corrida.

Si se considera la longitud del conducto “*L*” de la tabla 4.1 y el valor teórico de la velocidad de propagación de la onda de golpe de ariete “*a*” de la ecuación (2.1.16). El periodo de la onda de presión es:

$$L = 61m$$

$$a = 1339m/s$$

$$T = \frac{4L}{a} = \frac{4(61m)}{1330m/s} = 0,182s$$

Dentro de la opciones para la duración de la simulación se escoge la opción “tiempo total” (*total time*). Dado que mientras mayor sea el valor de tiempo total de simulación, más tiempo seguirá resolviendo el problema el computador, se decide que

la simulación dure el tiempo necesario para capturar tres periodos de la onda de presión; ya que éste es suficiente para realizar la comparación con los datos experimentales.

$$DuraciónSimulación = 3(T) = 3(0,182s) = 0,506s$$

El segundo parámetro es la variable “incremento de tiempo”(time Step). Esta variable es muy importante dado que el programa debe calcular una solución a cada intervalo real igual al valor establecido como “incremento de tiempo”.Esto significa que la variable incremento de tiempo no es más que un Δt para el cual el programa CFD resuelve el problema.

Para determinar un incremento de tiempo adecuado es conveniente considerar el Número de Courant o CFL¹⁰, que se define como el cociente entre el intervalo Δt y el tiempo de residencia (en este caso de la perturbación) en un volumen finito. Éste es:

$$CFL = \frac{\Delta t}{Dx/u} \quad (3.7.7)$$

Donde,

CFL , es el Número de Courant

Δt , Intervalo de tiempo

Dx , Intervalo de espacio

u , es la velocidad

La condición CFL es una condición de convergencia de las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales solucionadas con algoritmos. Como consecuencia de esta condición, el incremento de tiempo debe ser inferior a un cierto valor, sino la simulación producirá resultados incorrectos.

En la sección 3.3.2, se definió al tamaño del elemento de malla en sentido de la trayectoria del barrido como " Dx ", igual a $0,00127.m$. También se considera el valor teórico de la velocidad de propagación de la onda de golpe de ariete " a " igual a $1339.m/s$.

¹⁰ La condición CFL se llama así en honor a Richard Courant, Kurt Friedrich y Hans Lewy que la describieron en un artículo en 1928.

Si se parte de la idea de querer capturar la propagación del frente de onda, el *Número de Courant* o *CFL* debe ser igual a 1, esto es, siendo demasiado estricto, lo cual es una cosa impracticable; sin embargo un *Número de Courant* o *CFL* igual a 10 es aceptable. Por lo tanto se calcula el valor del incremento de tiempo, considerando este criterio.

$$CFL = \frac{\Delta t}{Dx/u}$$

$$\Delta t = \frac{CFL * Dx}{u}$$

$$\Delta t = \frac{10 * 0.00127m}{1339m/s} = 9.5 \times 10^{-6} s$$

$$\Delta t \approx 1.0 \times 10^{-5} s$$

Por último el parámetro de “tiempo inicial” (*initial time*) se establece en 0 segundos, dado que el inicio de la solución es el punto de partida de la simulación transiente.

3.7.6 Monitores de convergencia

Al igual que para la solución estable, durante el proceso de resolución se grafican monitores de convergencia que avanzan conforme continúa el proceso iterativo. La figura 3.27 muestra el monitor de los residuales de la ecuación de la

continuidad, velocidad x , velocidad y , y velocidad z ; mientras la figura 3.28 los residuales de la energía cinética turbulenta y de la disipación turbulenta. Observando estos gráficos se puede apreciar cómo se desarrolló la solución transiente. A continuación se explica en qué consisten los residuales de las ecuaciones.

En la etapa de procesamiento, el ANSYS CFX debe resolver el sistema discreto de ecuaciones lineales. Éste es un proceso iterativo donde la solución exacta de las ecuaciones es aproximada durante el transcurso de las iteraciones. El sistema lineal de ecuaciones discretas puede ser escrita en la forma matricial general como:

$$[A][\phi] = [b] \quad (3.7.8)$$

Donde $[A]$ es el coeficiente matricial, $[\phi]$ el vector solución y $[b]$ el lado derecho.

La ecuación puede ser resuelta iterativamente comenzando con una solución aproximada, ϕ^n , que es mejorada con una corrección, ϕ^i , para llegar a una mejor solución, ϕ^{n+1} , que es

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (3.7.9)$$

Donde ϕ' es una solución de

$$A\phi' = r^n \quad (3.7.10)$$

Por lo tanto el residual, se obtiene de la siguiente forma:

$$r^n = b - A\phi^n \quad (3.7.11)$$

Se configuró el programa para que a medida que avanza el proceso iterativo se graben automáticamente los valores de la presión estática en la cara “*salida*”. Con estos valores se elabora un monitor que equivale a tener un sensor de presión en la misma cara. La curva de los valores de presión se grafica en la figura 3.32, la cual se explica en mayor detalle en la sección 3.8.2.

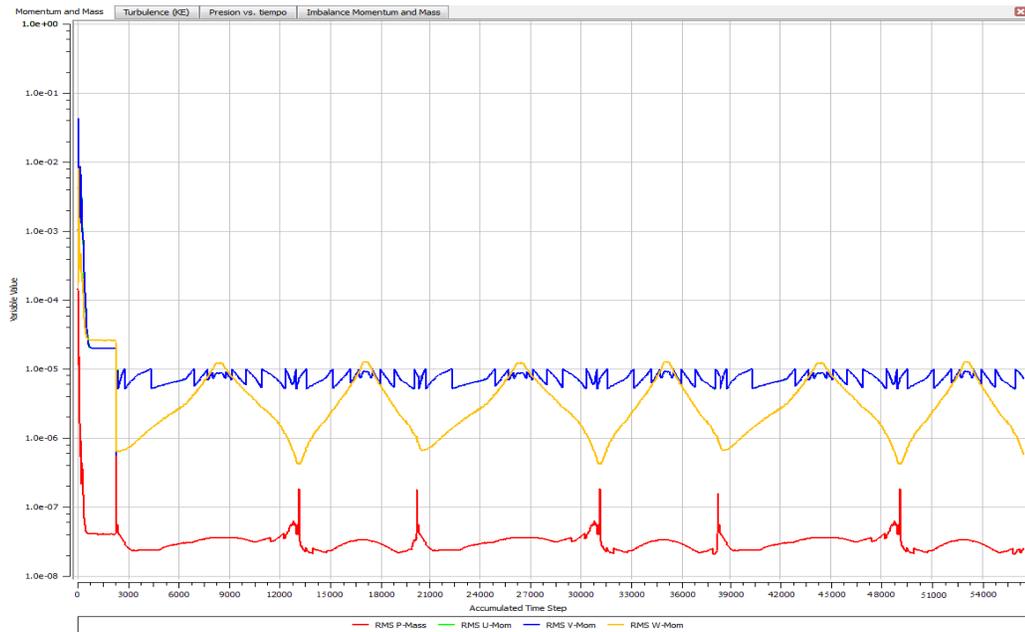


FIGURA 3.27 RESIDUALES DE LA CONTINUIDAD, VELOCIDAD x, VELOCIDAD y, VELOCIDAD z DE SOLUCIÓN TRANSIENTE

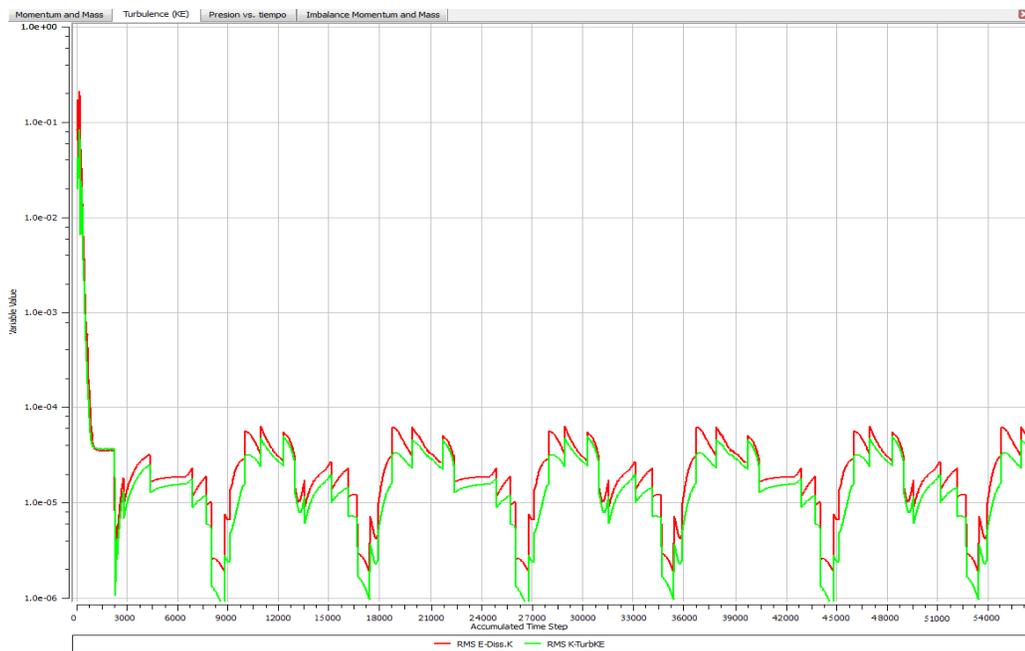


FIGURA 3.28 RESIDUALES DE LA ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTO Y DISIPACIÓN TURBULENTO DE SOLUCIÓN TRANSIENTE

3.8 Resultados CFD

Los resultados de la simulación CFD se han dividido en dos secciones. En la primera sección se muestra el resultado de la simulación estable, cuyo objetivo era determinar las condiciones iniciales para la simulación transiente.

En la segunda sección se muestra el resultado del análisis transiente, es decir los efectos del golpe de ariete.

3.8.1 Resultados de la resolución estable

Para obtener la solución de esta simulación fue necesario un total de 150 iteraciones hasta lograr la convergencia, de tal manera que el máximo valor de los residuales¹¹ de masa y de la cantidad de movimiento fuera inferior a 1×10^{-5} .

¹¹ El residual es una medida del desbalance local de una ecuación conservativa en cada volumen de control. Ésta es la forma más importante de medir la convergencia de las ecuaciones, durante el proceso iterativo de solución.

Dado que en este problema la malla tenía aproximadamente 5'500.000 elementos, con 5 incógnitas por cada elemento el resultado de la simulación es un conjunto de 27'500.000 valores. El ANSYS-CFX, así como la mayoría de los programas comerciales de CFD permiten presentar los resultados de un modelo de manera visual para facilitar la representación de los mismos. Por ejemplo en la figura 3.29 se presenta el contorno de presión estática en la pared de la tubería cuyos valores están referidos a la escala en Pascales a la izquierda de la figura. En esta figura se puede observar que a la entrada, la presión estática es de $99.873 Pa$ y a la salida de $75.270 Pa$. Estas condiciones se cumplen cuando el agua se encuentra fluyendo de manera estable a lo largo de toda la tubería, antes de que se cierre la válvula a la salida del conducto.

La figura 3.30 muestra detalle del contorno de la velocidad del fluido a la salida de la tubería. Como es de esperarse, la velocidad es igual a cero donde el fluido tiene contacto con las paredes del conducto. Esto se debe a la condición de no deslizamiento definida antes de la resolución del problema.

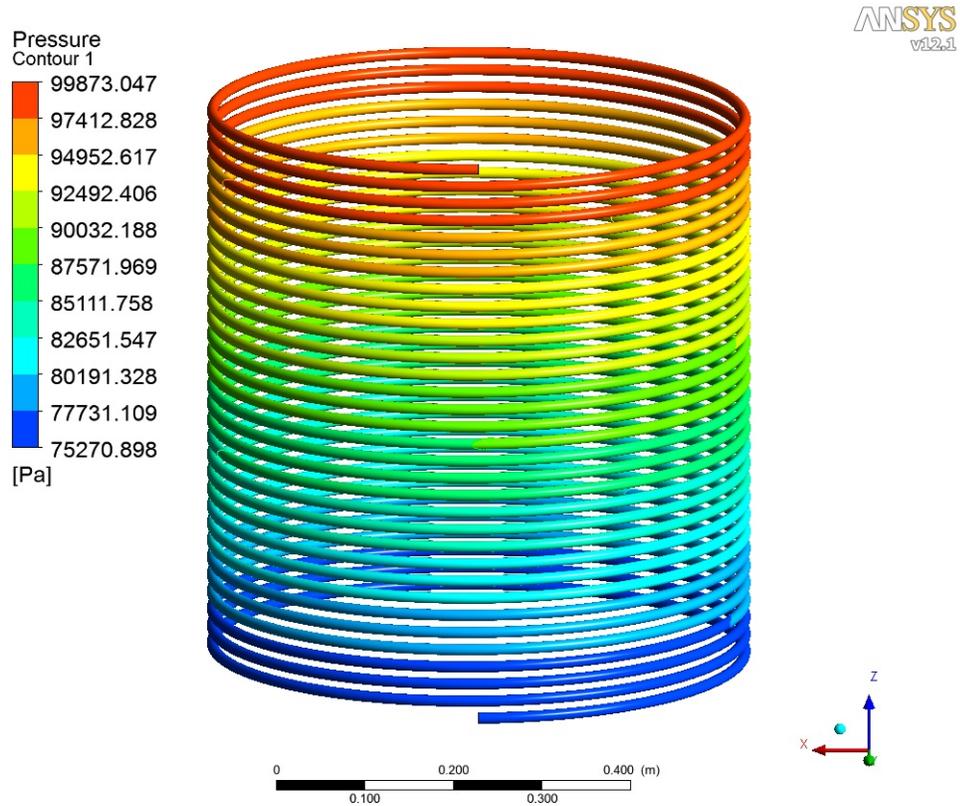


FIGURA 3.29 CONTORNO DE PRESIÓN ESTÁTICA EN LA PARED

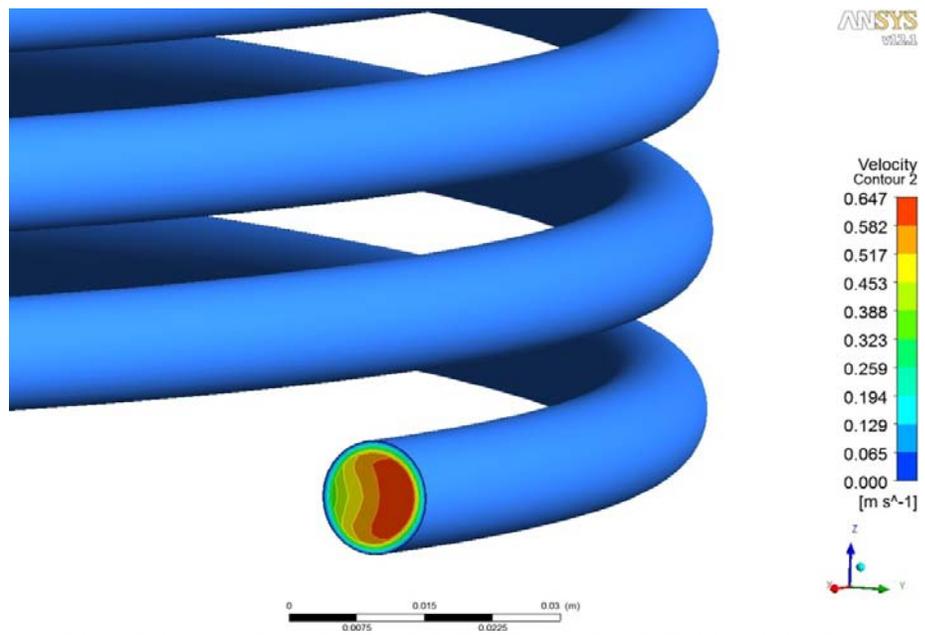


FIGURA 3.30 CONTORNO DE VELOCIDAD EN LA SALIDA

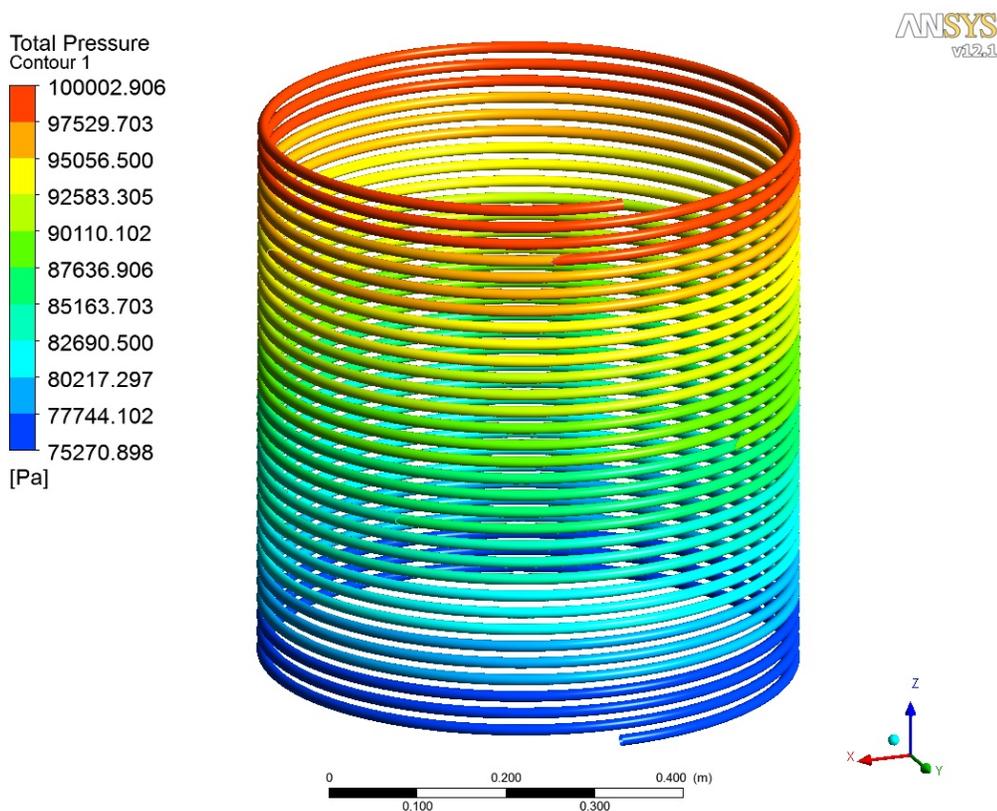


FIGURA 3.31 CONTORNO DE PRESIÓN TOTAL EN LA PARED

En la figura 3.31 se presenta el contorno de presión total en la pared de la tubería. En este gráfico se observa que a la entrada la presión es $100.002 Pa$; mientras que en la salida la presión es $75.271 Pa$. Se puede deducir entonces que la pérdida de presión debido a la fricción del fluido en las paredes de la tubería es igual a $24.731 Pa$.

3.8.2 Resultados de la resolución transiente

Únicamente con una simulación transitoria es posible realizar el análisis CFD del golpe de ariete. Los resultados mostrados en esta sección representan el comportamiento físico que experimenta el fluido posteriormente al cierre instantáneo de la válvula.

El programa ANSYS CFX almacena por defecto todos los resultados de las propiedades del fluido para cada “incremento de tiempo” Δt . Esto genera archivos muy pesados cuando se analizan dominios relativamente grandes. Por lo tanto para ahorrar memoria, se configuró en el programa para que únicamente se graben los resultados de presión del modelo en cada Δt .

Para capturar la onda de presión que se genera posteriormente al cierre instantáneo de la válvula, se estableció un monitor de convergencia que presenta los resultados de las presiones en la cara salida para cada Δt . Este monitor grafica las presiones en esta cara en función del tiempo y también en función del número de incrementos de tiempo (*time step*). Para este análisis se consideró una

duración total de la simulación de $0,546\text{ s}$, tiempo en el cual teóricamente se deben capturar tres periodos de onda de la perturbación de la presión.

En la figura 3.32 se muestra el monitor de presión en la cara salida en función del tiempo. Esta gráfica es equivalente a los datos registrados por el transductor de presión ubicado a la salida de la tubería del banco de pruebas experimentales de análisis de golpe de ariete. Observando esta figura se puede notar la formación de tres periodos de onda durante los $0,546\text{ s}$ que totaliza la simulación.

Las figuras 3.33 a 3.41 son contornos de presión a diferentes Δt , las cuales presentan el comportamiento de este fenómeno y especialmente como se propaga la perturbación de la presión a través del conducto conforme transcurre el tiempo.

Con los resultados del análisis transiente para cada Δt fue posible elaborar un video¹² que muestra el cambio en los contornos de presión conforme transcurre el tiempo. En este

video se puede apreciar cómo se propaga la onda del golpe de ariete a través del conducto.

¹² Véase el video de la simulación transitoria del golpe de ariete en un conducto cerrado en: "<http://youtu.be/MlaKgX4sPVs>".

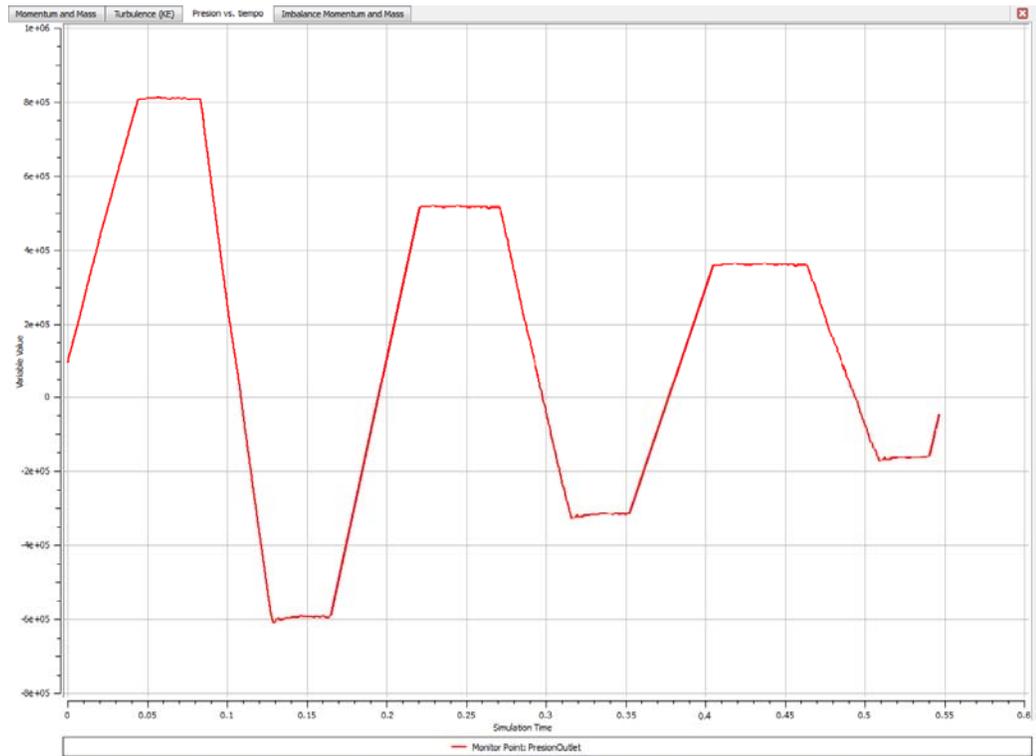


FIGURA 3.32 MONITOR DE PRESIÓN EN LA SALIDA VS. TIEMPO

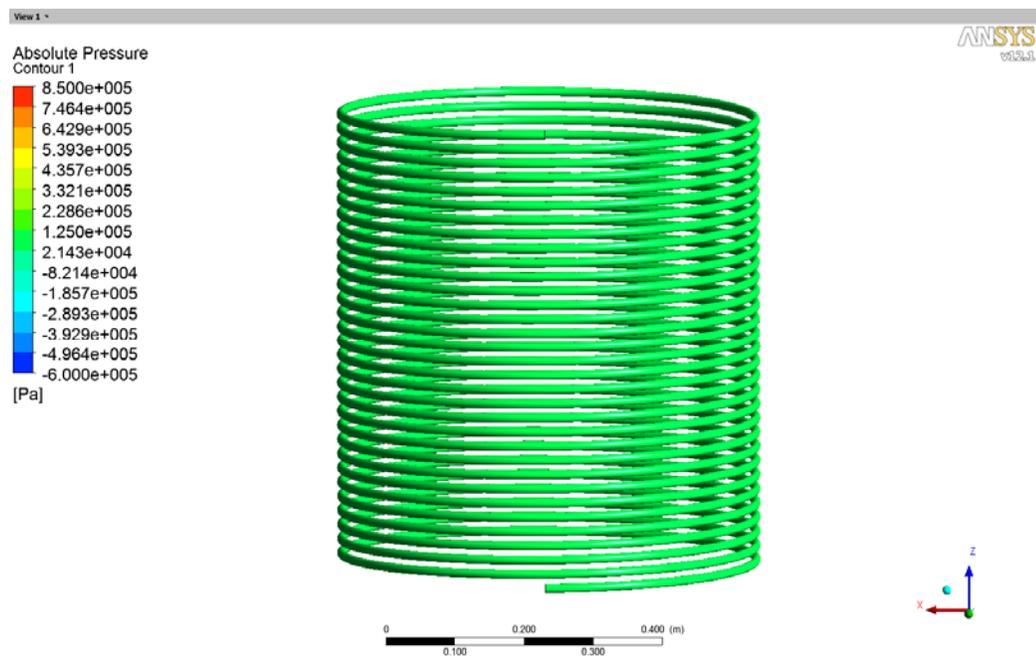
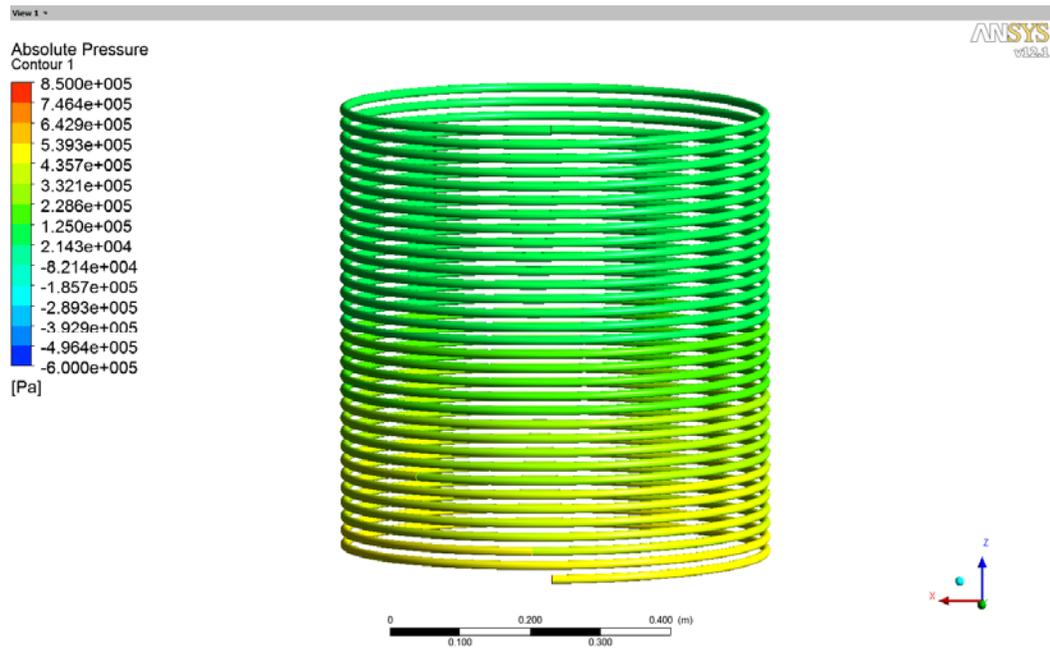
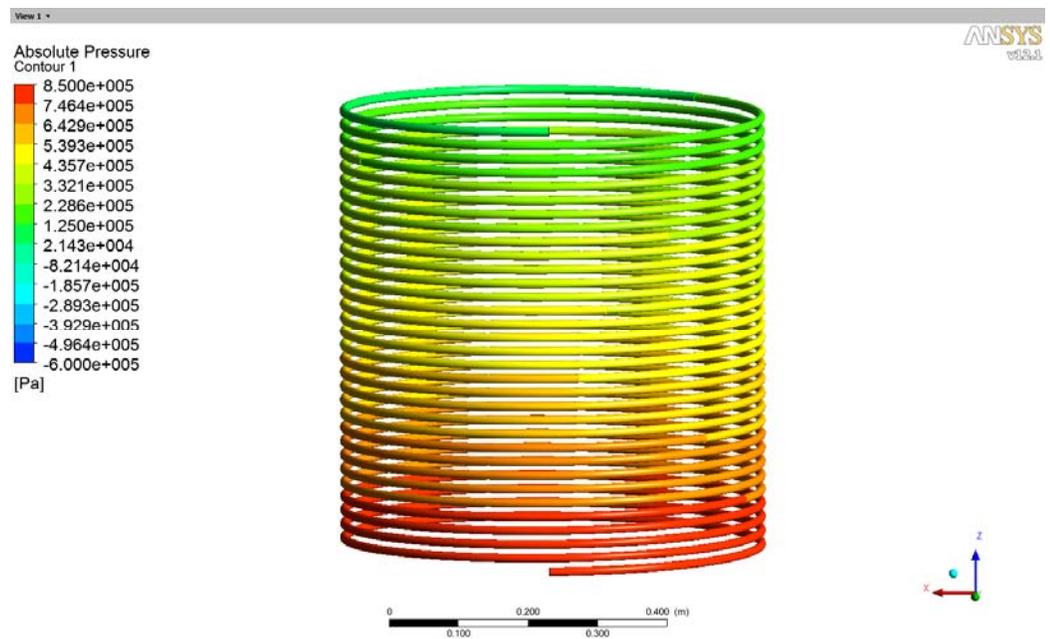
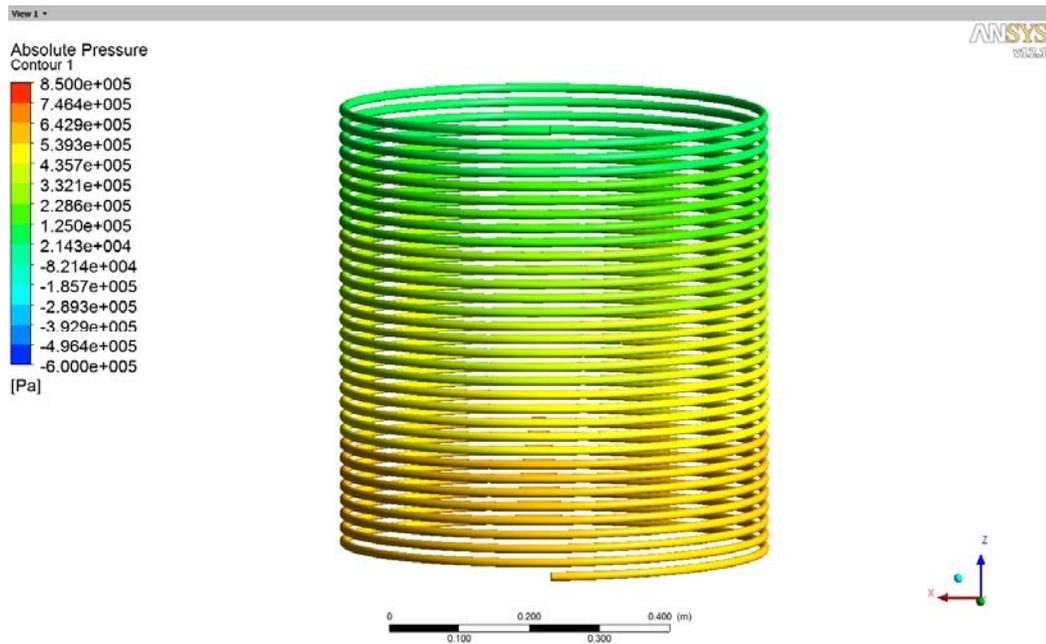
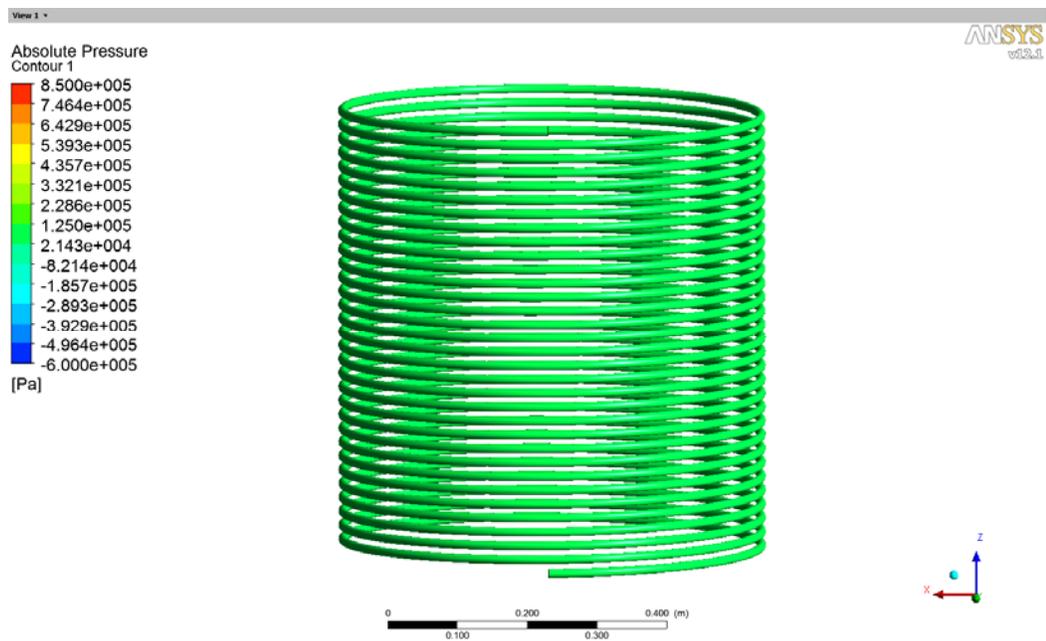
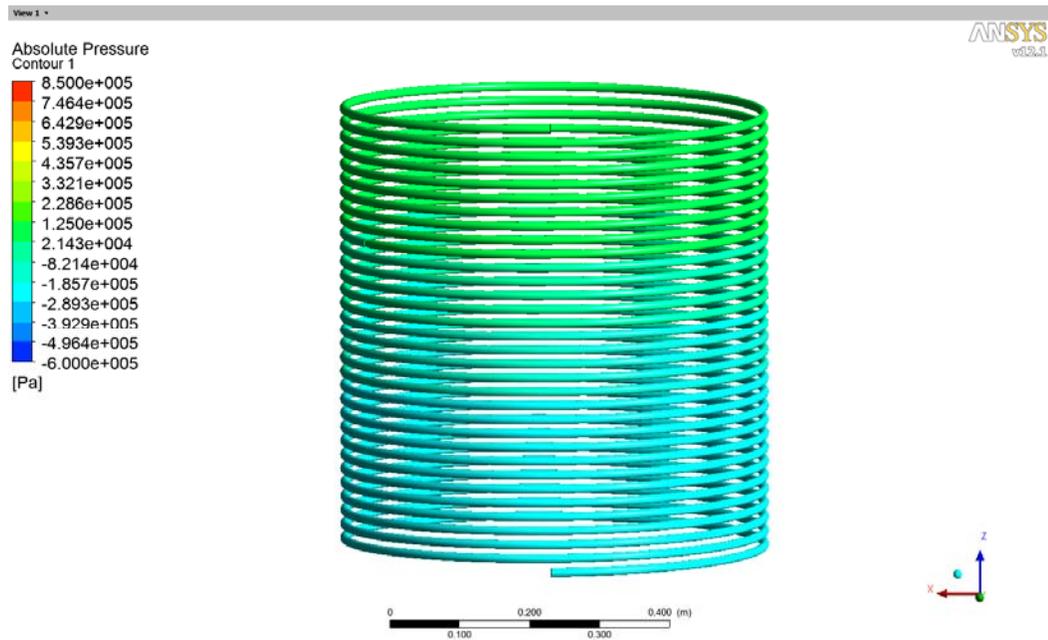
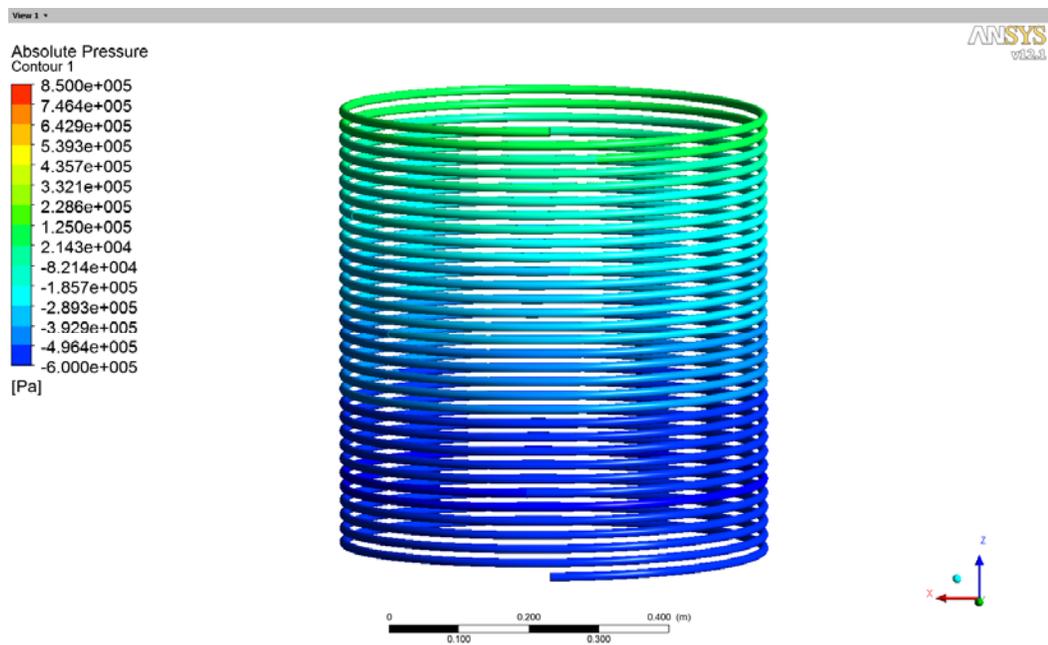
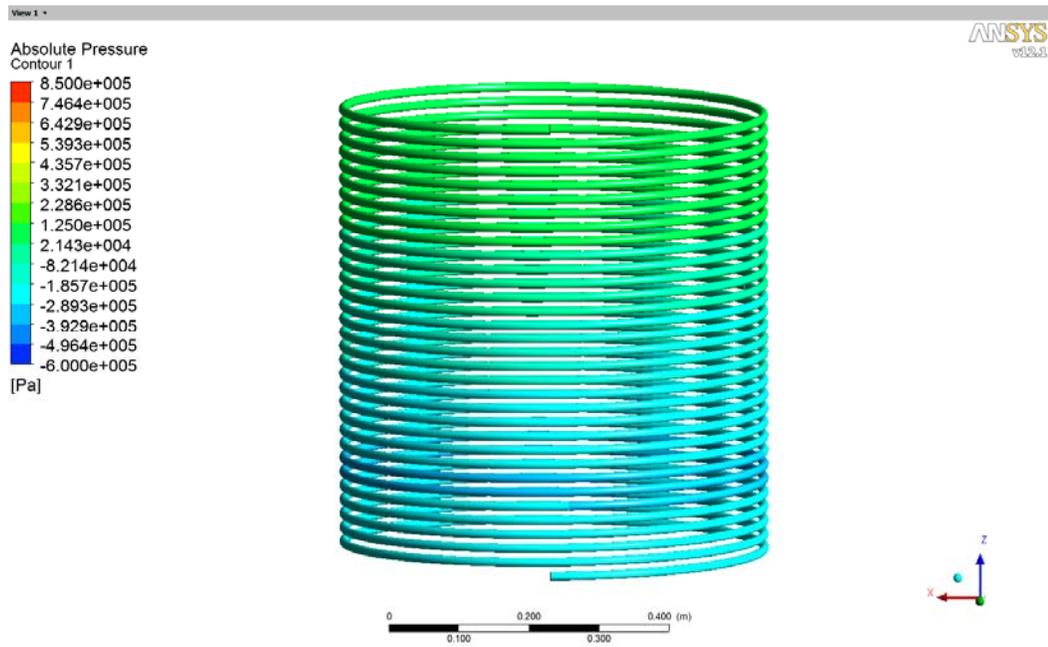
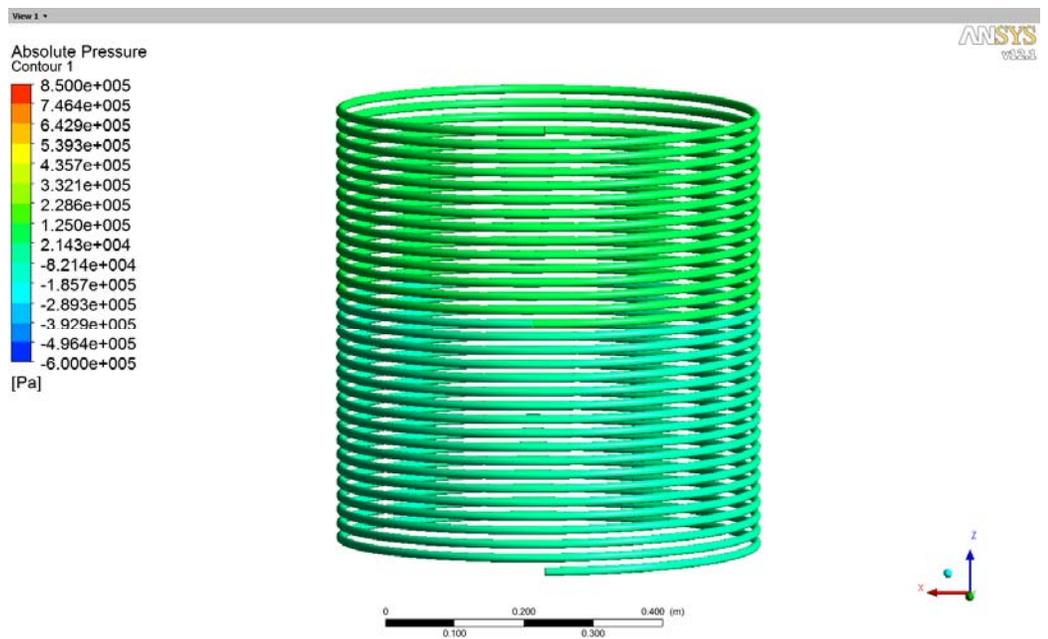


FIGURA 3.33 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0s$

FIGURA 3.34 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,0228s$ FIGURA 3.35 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,0456s$

FIGURA 3.36 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,09s$ FIGURA 3.37 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,105s$

FIGURA 3.38 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,117s$ FIGURA 3.39 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,1365s$

FIGURA 3.40 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,1749s$ FIGURA 3.41 CONTORNO DE PRESIÓN EN TIEMPO $t = 0,1821s$

CAPÍTULO 4

4 MEDICIONES EXPERIMENTALES

4.1 Metodología de Medición

4.1.1 Introducción

Como se estableció en el principio de esta tesis de grado, el objetivo de las mediciones experimentales es obtener datos reales de la generación y desarrollo de un golpe de ariete a causa del cierre instantáneo de una válvula, con el fin de compararlos con los resultados de la simulación CFD y poder validar el modelo que se desarrolló en el capítulo 3. De esta manera se valida una metodología adecuada para la simulación numérica de este fenómeno y poderla utilizar confiablemente para otros casos reales en la tuberías de presión de centrales hidroeléctricas y otros casos de interés.

La única manera para obtener datos reales cuando se origina un golpe de ariete es provocar uno intencionalmente y adquirir estos datos; cabe señalar que en el pasado ya se condujeron extensivos experimentos por personas como Joukowski (ruso) y Frizell (norte americano) para el estudio de este fenómeno.

4.1.2 Fundamentos de la medición experimental

En esta sección se establecen los fundamentos necesarios para la recreación experimental de un transitorio hidráulico.

Como se sabe un transitorio hidráulico se origina por el cambio repentino de las condiciones estables de un fluido. Una de las causas que pueden originar un transitorio hidráulico es el arranque o parada de alguna turbo máquina (bombas, turbinas hidráulicas) y también el cierre instantáneo de una válvula.

En cualquiera de los casos la manera más sencilla de producir un transitorio hidráulico golpe de ariete, es considerar que en un conducto cerrado, es decir una tubería con un diámetro y longitud dado por la que fluye algún fluido

establemente se vea afectado por un cambio instantáneo en sus condiciones estables. Se logra esto, colocando una válvula al final de la tubería, y cerrándola lo suficientemente rápido, para que se origine el golpe de ariete. Como consecuencia aparece una onda elástica de presión que viaja a lo largo de la tubería, la cual se puede monitorear mediante un transductor de presión en el transcurso del tiempo.

4.1.3 Metodología

Para la elaboración de experimentos de estudio de golpes de ariete, el laboratorio de Termo fluidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción FIMCP de la ESPOL cuenta con un equipo marca PLINT ENGINEERS & PARTNERS Ltd. Las características de este equipo se detallan en la sección 4.2

Los componentes e instrumentos con que cuenta el equipo de análisis de transitorios hidráulicos para llevar a cabo este experimento son los siguientes:

- Fuente de agua
- Tramo de tubería de cobre (62m aprox.)

- Electroválvula
- Transductor electrónico de presión (0-150Psi) y
- Osciloscopio

Para el análisis del comportamiento de un transitorio hidráulico principalmente se busca determinar el desarrollo de la onda elástica de presión que se origina cuando se cambian las condiciones del fluido en un tiempo relativamente corto, y verificar cómo se comporta éste en el transcurso del tiempo.

El procedimiento que se sigue para llevar a cabo el experimento se detalla a continuación:

- I. Se verifica la calibración del transductor de presión.
- II. Se calibra la escala del osciloscopio para poder tener buena visualización de la onda del golpe de ariete.
- III. Abrir la entrada de agua y dejar que fluya durante unos pocos minutos para expulsar todo el aire del sistema.
- IV. Se maniobra la válvula de desviación y la de regulación para tener un caudal aproximado de 6 lt/min y presión interna en la entrada de 100.000 Pa . Si limitamos el caudal a este valor, entonces se sabrá que la velocidad

inicial del fluido es $V_0 = 0.52 \text{ m/s}$, y la máxima presión alcanzada por la onda del golpe de ariete será aproximadamente $P_{\text{max}} = 6.9 \times 10^5 \text{ Pa}$. La velocidad inicial del fluido se limita debido a que si ésta supera este valor, la máxima presión generada podría superar el rango máximo seguro del transductor de presión.

- V. Se cierra la válvula solenoide y se capturan los resultados.

Para determinar la velocidad “ a ” con que se propaga la onda del golpe de ariete se usan los valores de densidad y módulo de compresibilidad del agua de la tabla A.1 y el módulo de Young del cobre tomado de la tabla B.1. Ambas tablas se encuentran en los apéndices A y B respectivamente. Además el diámetro y el espesor de la tubería se encuentran en la tabla 4.1 de la sección 4.2

$$\rho_0 = 999 \text{ kg / m}^3$$

$$E_v = 2.15 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$E = 115 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$D = 12.7 \text{ mm}$$

$$e = 1.19 \text{ mm}$$

Entonces se procede a usar la formula (2.1.16)

$$a = \sqrt{\frac{E_v}{\rho \omega [1 + (E_v D / eE)]}}$$
$$a = 1339 \text{ m/s}$$

De esta manera se determina la presión máxima y velocidad con que se propaga la onda del golpe de ariete y estos resultados deben coincidir con la figura adquirida por el osciloscopio. El resultado de esto se detalla en la sección 4.3 de este mismo capítulo.

4.2 Equipos de mediciones experimentales

Como se mencionó anteriormente, para el análisis experimental de este fenómeno se usa un equipo específico para el estudio de golpes de ariete disponible en el laboratorio de termo fluidos de la FIMCP.

El equipo consiste básicamente de una tubería de cobre en espiral por donde se hace fluir agua desde un extremo. En el otro extremo de la tubería, es decir a la salida se puede cortar el flujo mediante una válvula solenoide. Un transductor de presión está fijado cerca de la válvula, y se encuentra conectado a un osciloscopio, para captar las fluctuaciones de presión provocadas por el cierre de la válvula.

Existe además una válvula de desviación en la entrada y una segunda válvula regulable que se encuentra después de la válvula solenoide, es decir al final de la tubería. Estas dos válvulas sirven para variar la razón de flujo y la presión interna antes del cierre de la válvula solenoide.

Un manómetro de Bourdon se encuentra instalado entre la válvula solenoide y la válvula de regulación para permitir la visualización de la presión en el sistema y además para la calibración del transductor de presión.

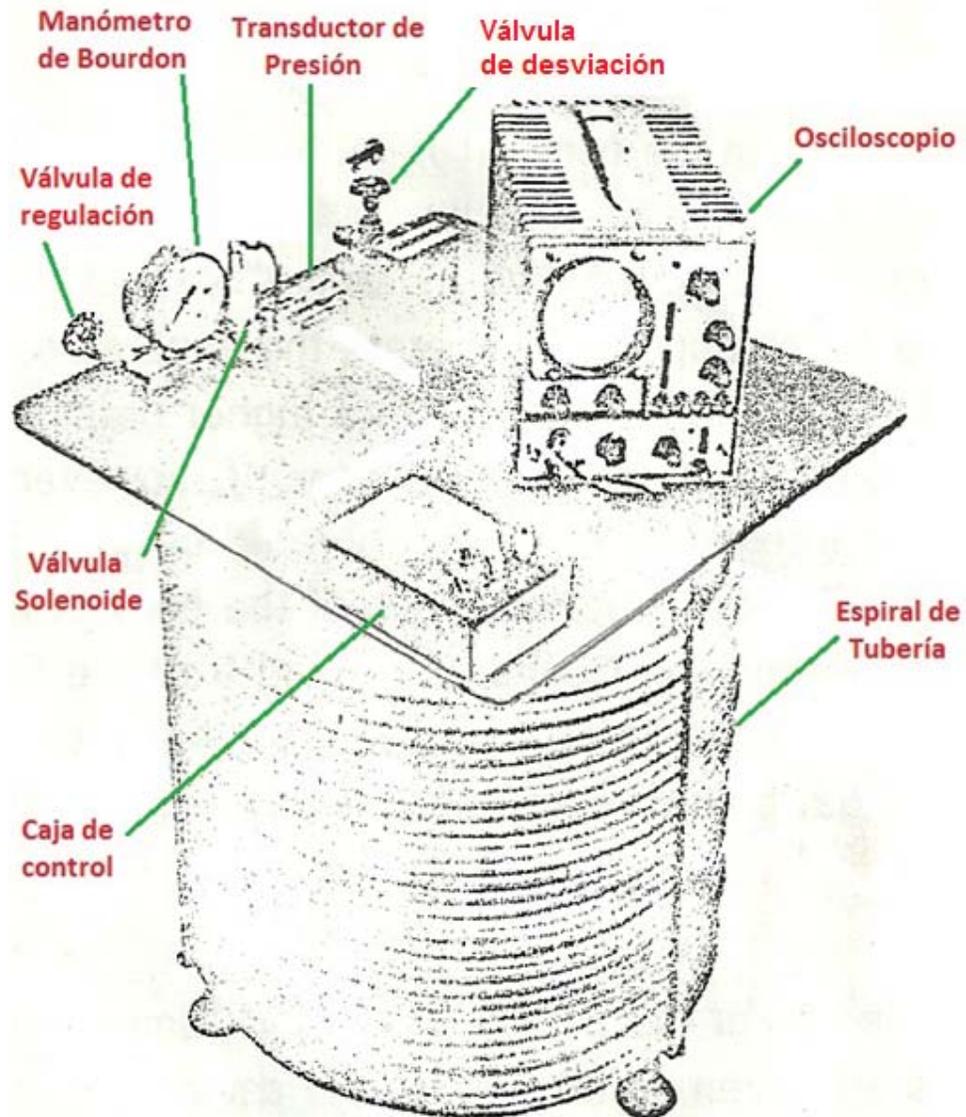


FIGURA 4.1 COMPONENTES DE GENERADOR DE GOLPES DE ARIETE

Para operar el equipo, éste incluye una caja de control como se muestra en la figura 4.3. Dentro de esta caja se encuentran las baterías para la excitación del osciloscopio y del transductor de presión.



FIGURA 4.2 EQUIPO GENERADOR DE GOLPES DE ARIETE



FIGURA 4.3 CAJA DE CONTROL DEL EQUIPO

TABLA 4.1

Datos técnicos de equipo de análisis de golpes de ariete
Marca: PLINT & PARTNERS LTD
Modelo: TE.86/D

Dato	Sistema	Unidades
	Internacional	Inglesas
Longitud de la tubería	61 m	200 ft
Diámetro interior de la tubería	0,0127 m	0,5 in
Espesor de pared de la tubería	0,00119 m	0,047 in
Presión máx. del transductor de presión	$11 \times 10^5 \text{ N/m}^2$	150 lbf/in^2
Excitación del osciloscopio	6 V DC	
Excitación del transductor de presión	6 V DC	

TABLA 4.2

Notación del equipo de análisis de golpes de ariete

Dato	Símbolo	Unidades
Longitud de la tubería	L	m
Diámetro interior de la tubería	D	m
Sección transversal	A	m^2
Espesor de pared de la tubería	e	m
Presión, relativa a la atmósfera	P	N/m^2
Densidad del agua	ρ	kg/m^3
Velocidad inicial del agua	V_0	m/s
Velocidad de propagación de la onda	a	m/s
Módulo de elasticidad volumétrico del agua	E_v	N/m^2
Módulo de Elasticidad de la tubería	E	N/m^2

4.3 Resultado de mediciones experimentales

Los resultados de la medición experimental son los valores de presiones obtenidas por el transductor de presión en el periodo posterior al cierre de la válvula solenoide. Si se cambia la escala de tiempo/cm dentro del osciloscopio se puede visualizar la onda de presión del golpe de ariete en diferentes rangos.

En las figuras 4.4 a 4.6 se presentan los gráficos de la onda de presión de golpe de ariete producido por el cierre instantáneo de la válvula solenoide. La figura 4.4 corresponde a una escala de 300ms/cm, es decir $1\text{cm}=300\text{ms}$. La figura 4.5 a una escala de 100ms/cm. Finalmente la figura 4.6 a una escala de 50ms/cm.

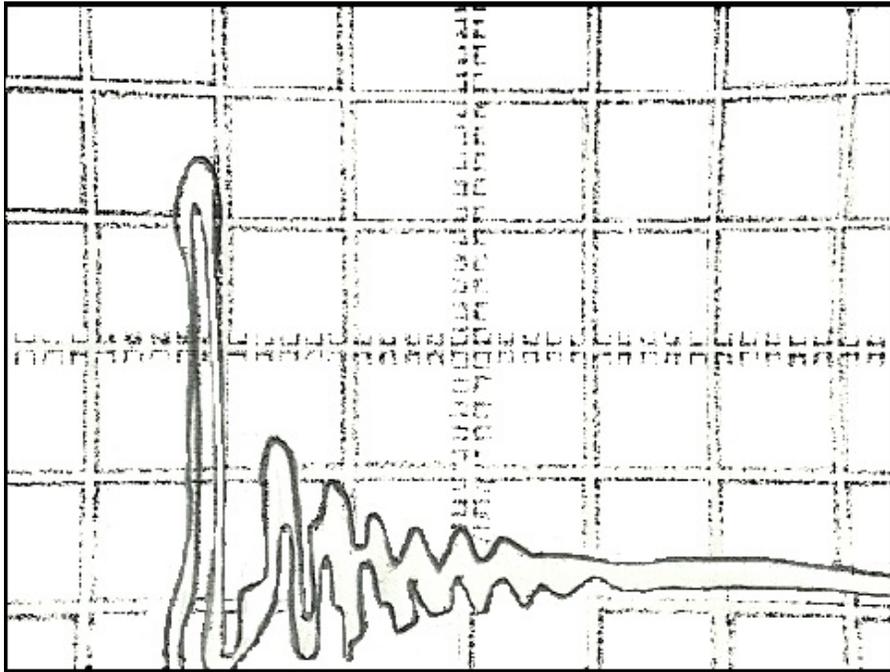


FIGURA 4.4 ONDA DE PRESIÓN, ESCALA 300ms

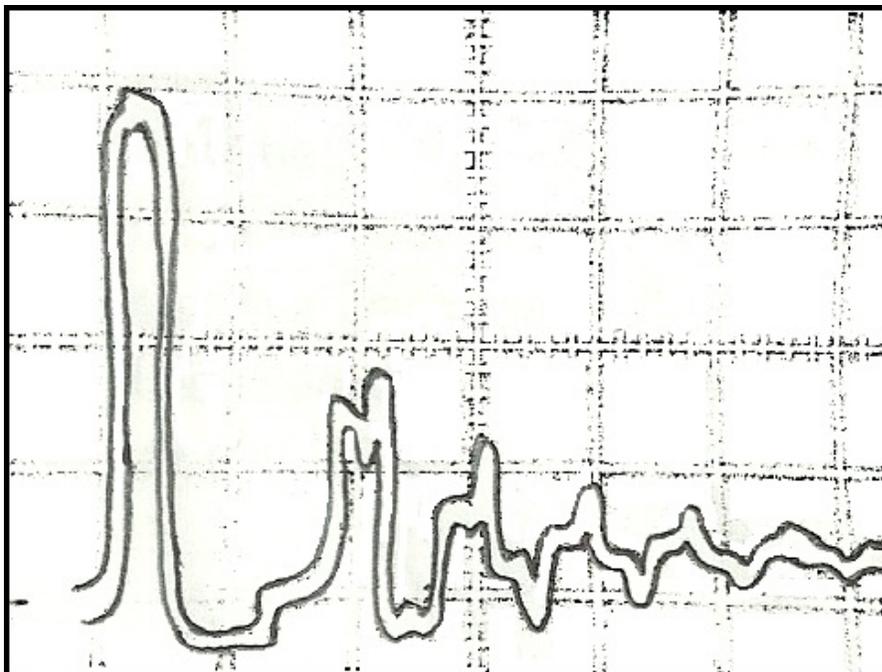


FIGURA 4.5 ONDA DE PRESIÓN, ESCALA 100ms

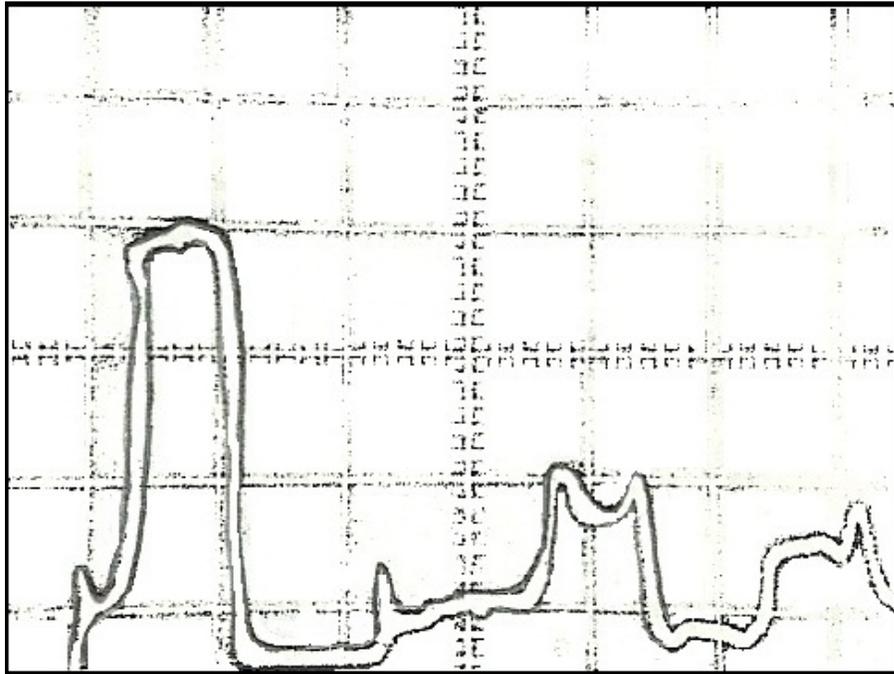


FIGURA 4.6 ONDA DE PRESIÓN, ESCALA 50ms

CAPÍTULO 5

5 ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

5.1 Análisis de resultados CFD

La figura 3.29 del capítulo 3 muestra un monitor de presión versus tiempo. En este monitor se graficaron los valores de las presiones en la cara denominada “salida” conforme avanzaba la solución transiente del modelo. Este gráfico representa el comportamiento de la onda del golpe de ariete que se generó debido al cierre instantáneo de la válvula.

Desde el post procesador del ANSYS-CFX se puede exportar este monitor con sus respectivos valores a un archivo de texto (txt), o directamente a formato Excel. En la figura 5.1 se muestra la curva exportada del CFX en un gráfico de Excel.

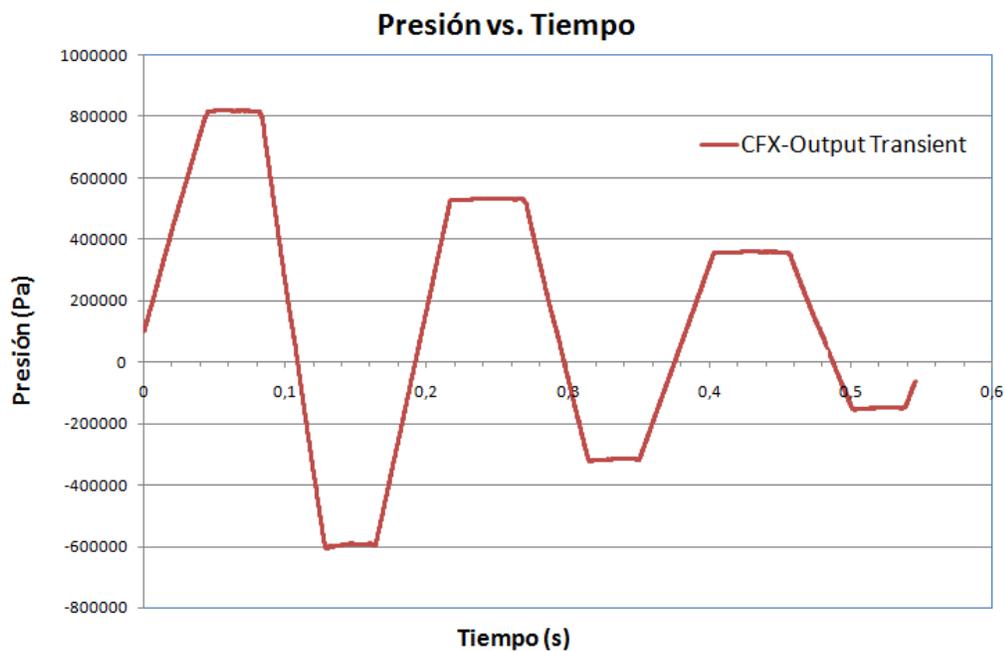


FIGURA 5.1 ONDA DE PRESIÓN DE GOLPE DE ARIETE – DATOS CFD

Con estos datos se establece, que según el análisis CFD, el periodo de la onda es $0,1892\text{ s}$, la amplitud máxima de presión registrada es 821.070 Pa y la presión más baja llega a -608.510 Pa . Ambas presiones, la más alta y más baja se registran en la primera onda de presión que se genera en el interior del conducto, inmediatamente después del cierre de la válvula. Aunque físicamente es imposible llegar a ese valor de presión negativa, el CFX lo determina, debido a que éste establece ese valor en función de un marco referencial de presión y además no considera el cambio de fase cuando el fluido

alcanza la presión de vapor. Este aspecto se detalla completamente en la sección 5.3 de comparación de los resultados.

5.2 Análisis de mediciones experimentales

Como se indicó en el capítulo anterior, los datos experimentales con que se valida la simulación CFD se tomaron de la prueba descrita en el manual del equipo de generación y análisis de golpes de ariete. Estos datos se mostraron en el capítulo 4 y al igual que los resultados CFD, se llevan a un archivo de Excel para su comparación en la siguiente sección.

La figura 5.2 muestra el comportamiento de la onda del golpe de ariete determinado en la prueba experimental. De esta figura se puede establecer que el periodo de la onda es aproximadamente $T = 0,182s$. Como se conoce la longitud de la tubería $L = 61m$ (tabla 4.1), se puede determinar la velocidad de propagación de la onda de presión, la cual es

$$a = \frac{4L}{T} = \frac{4(61m)}{0,182s} = 1340m/s$$

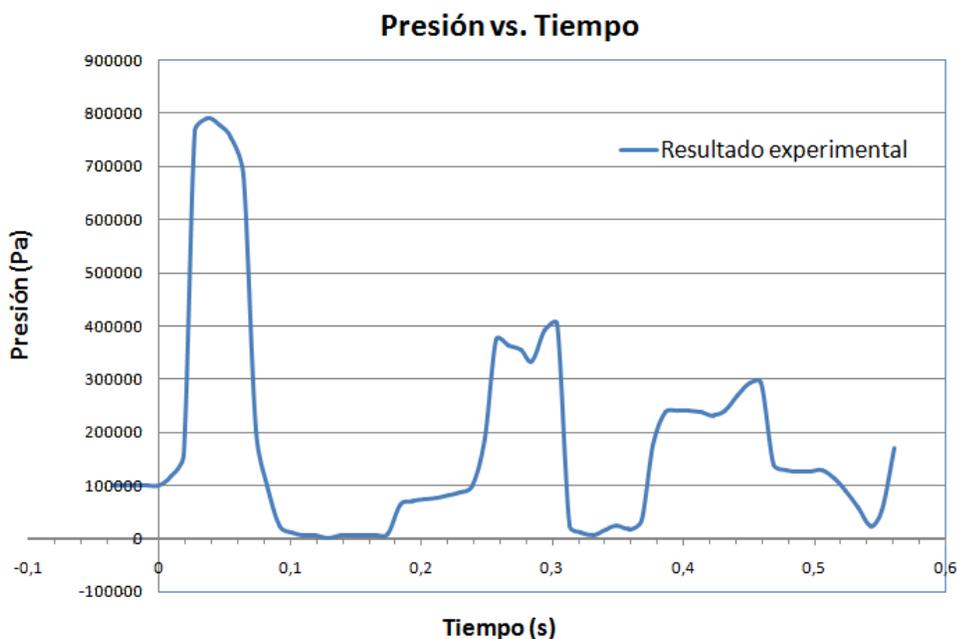


FIGURA 5.2 ONDA DE PRESIÓN DE GOLPE DE ARIETE – DATOS EXPERIMENTALES

Según el resultado experimental, la onda de presión viaja a través del conducto a una velocidad “ a ” igual a 1340 m/s y se puede observar en la figura 5.2 que esta onda se va atenuando conforme transcurre el tiempo hasta que desaparece, al disiparse toda su energía.

Un parámetro muy importante del resultado experimental, es la amplitud máxima de presión que alcanza la onda (790.000 Pa). Ésta llega casi a una presión 8 veces superior a la nominal en situación

estable. Por esta razón el análisis de este fenómeno es muy importante, dado que de no considerar este aspecto se pueden llegar a tener accidentes en los sistemas de tuberías.

Al comparar la curva obtenida experimentalmente con el comportamiento teórico, se nota que el pulso inicial positivo de presión coincide muy bien con lo esperado; sin embargo teóricamente el pulso negativo siguiente debería alcanzar valores muy inferiores al mostrado en la figura 5.1. Esto no se observa, debido a que el transductor de presión instalado en el equipo solo podía adquirir rangos de presiones positivas y además cuando la presión llega al valor de presión de vapor del fluido, ocurre un cambio de fase del mismo.

5.3 Comparación de resultados

En la figura 5.3 se muestran la onda de golpe de ariete obtenida mediante el análisis CFD (curva roja) y la curva proveniente de la prueba experimental (curva azul).

Al comparar estos dos resultados se puede observar que la curva obtenida experimentalmente y los resultados de la simulación CFD,

coinciden muy bien en los pulsos positivos de presión; sin embargo esto no sucede con los pulsos negativos por lo explicado anteriormente. En La curva experimental se nota que los valores inferiores de presión llegan hasta $0 Pa$; mientras que los resultados del análisis CFD muestran que la presión alcanza valores de hasta $-600.000 Pa$.

Considerando que este gráfico muestra valores de presiones manométricas y que su referencia es la presión atmosférica al nivel del mar, el pulso negativo de presión debido al cierre instantáneo de la válvula debe alcanzar una presión manométrica negativa hasta alcanzar la presión de vapor del fluido, que es $3.291 Pa(abs)$ para el agua. Cuando esto ocurre se da un cambio de fase en el fluido.

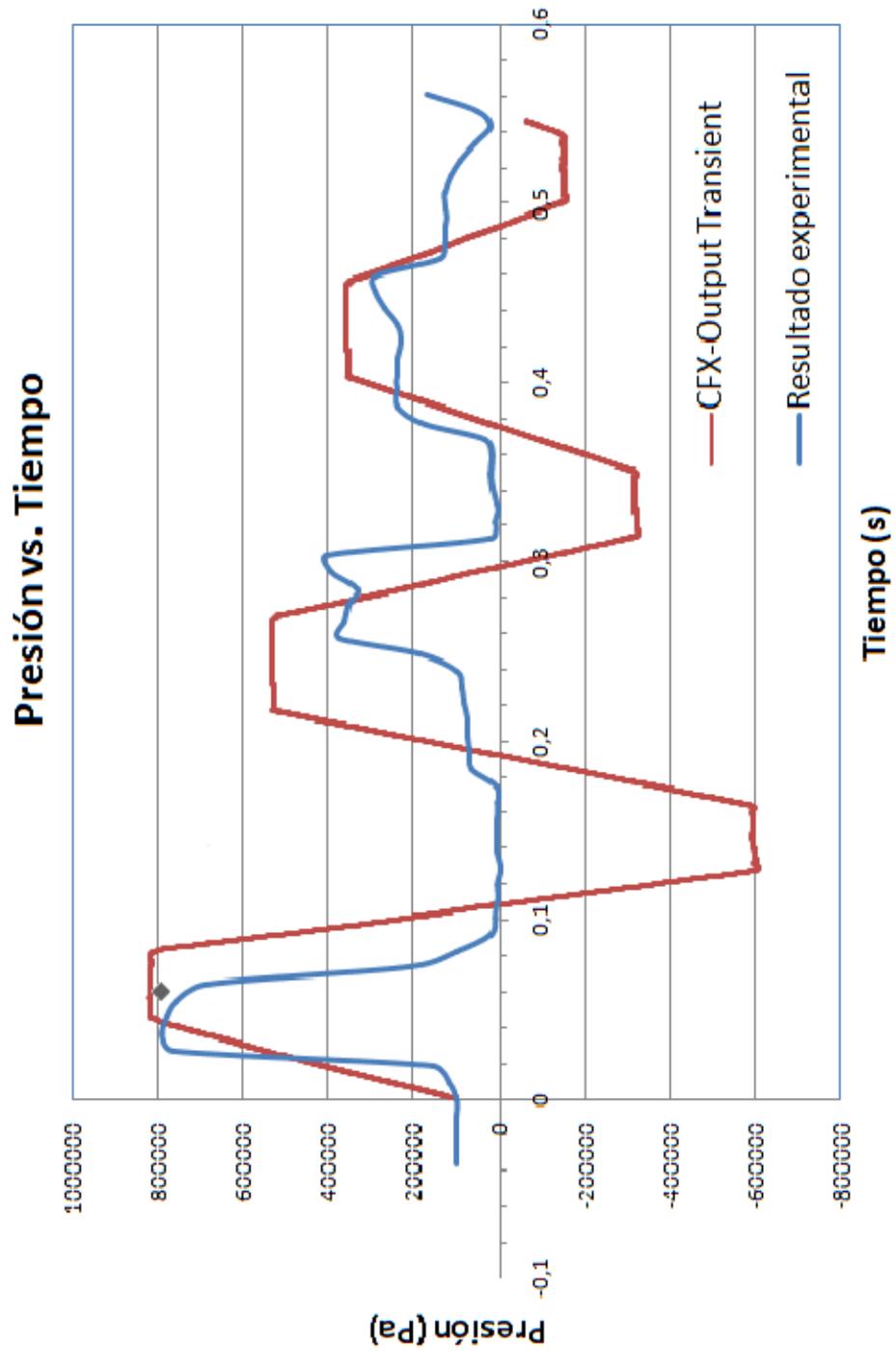


FIGURA 5.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS CFD Y EXPERIMENTALES

Para la curva experimental no se nota el aspecto anteriormente mencionado, debido a que el transductor de presión instalado en la prueba solo podía adquirir rangos de presiones positivas (de 0 a $11 \times 10^5 Pa$, tabla 4.1); mientras que los resultados CFD no contemplan esto, a causa de que en la simulación CFD no se consideró cambio de fase, y solamente se estableció la presión atmosférica como una presión referencial.

Cabe señalar además que en la figura 5.1 se muestra un punto (color negro), que representa el valor de la primera amplitud de presión calculado usando las cartas de Allievi. En la sección 2.3.2 que se empleó este método, se determinó un incremento de presión de $7 \times 10^5 Pa$, para una constante del sistema de tubería de $\rho = 3,47$ y una constante de operación de la válvula de $\theta = 1$. Si este valor de aumento de presión es sumado a la presión inicial antes del cierre de la válvula ($75.271 Pa$) resultado de la simulación CFD estable, la presión alcanzaría un valor de $775.271 Pa$, El cual es similar a los resultados, tanto experimental, como de la simulación CFD.

Los resultados obtenidos del análisis CFD, predicen de manera muy próxima el comportamiento real del fenómeno. Con respecto al resultado experimental, la onda de presión de golpe de ariete

obtenida de la simulación CFD se asemeja en periodo y amplitud a la curva experimental, por tanto predice la velocidad de propagación de la onda de presión de manera correcta.

Para la estimación de error del modelo CFD se consideran los dos aspectos más importantes a predecir. El primero es la máxima amplitud de presión y el segundo es el periodo de la onda del golpe de ariete.

La tabla 5.1, muestra un resumen de resultados y errores del modelo CFD. Los errores tienen un valor de 3,93% y 3,96% para la estimación de la amplitud máxima de presión y del periodo de la onda de golpe de ariete, respectivamente.

TABLA 5.1

Error del modelo CFD

Propiedad	Resultados Experimentales	Resultados CFD	Error del modelo CFD
Amplitud primer pulso de presión	790.000 Pa	821.070 Pa	3,93%
Periodo de la onda de golpe de ariete	0,1820 s	0,1892 s	3,96%

CAPÍTULO 6

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones.

- De acuerdo a los resultados que se obtuvieron de la simulación numérica CFD y prueba experimental, que se muestran en la tabla 5.1. Se concluye que el modelo CFD predijo de una manera correcta a la realidad del proceso de generación del golpe de ariete, provocado por el cierre instantáneo de una válvula. Los errores que se obtuvieron son aproximadamente del 4%, que para una simulación de flujo transitorio es aceptable.
- Como consecuencia de lo anteriormente mencionado, el modelo CFD para el análisis del golpe de ariete descrito en esta tesis queda validado como un modelo adecuado para la predicción de

este tipo de fenómeno. Por lo cual se considera que la metodología utilizada es correcta y confiable, entonces puede ser usada en problemas reales específicos, donde una recreación experimental no sea factible.

- En esta tesis para el análisis del golpe de ariete en un conducto cerrado se realizó una simulación CFD de tipo transitoria. Este análisis se describe en el capítulo 3, los resultados y la comparación de éstos se muestran en el capítulo 5, donde se nota que el modelo elaborado predice adecuadamente el comportamiento de la onda elástica de presión que se propaga a través del tiempo.
- Para definir un modelo CFD que prediga de manera adecuada al fenómeno golpe de ariete, se deben considerar algunos aspectos muy importantes como el refinamiento del mallado, tipo de solución, condiciones de fronteras adecuadas, modelo de turbulencia apropiado y control del incremento de tiempo en las iteraciones. El análisis de este tipo de fenómeno es muy sensible y alguna mala consideración de estas variables afectará una correcta convergencia de los resultados.

6.2 Recomendaciones

- Aunque la resolución CFD del golpe de ariete es un análisis de tipo transitorio, es recomendable que éste comience de una solución estable. De esta manera en la simulación estable se desarrollan los perfiles de velocidad y dentro de simulación transitoria se puede iniciar el cerrado de la válvula inmediatamente.
- Se recomienda para este tipo de análisis, donde se presentan dominios relativamente grandes, comenzar con un dominio reducido, de tal manera que el análisis avance con mayor rapidez y luego, usando las configuraciones adecuadas, es decir después de haber dominado por completo el modelo pasar al análisis del dominio completo.
- Para optimizar la medición experimental, se puede instalar un sensor de presión capaz de captar la rápida evolución de la presión que se produce en el golpe de ariete y conectar éste a un sistema de adquisición de datos electrónico, una computadora y el programa de control y adquisición. Una alternativa

recomendable es la adquisición y análisis de datos mediante Labview por su rapidez y confiabilidad.

- Actualmente el equipo generador de golpes de ariete se encuentra inutilizable debido a que faltan los siguientes componentes: el manómetro, el transductor de presión estática, la válvula solenoide y el osciloscopio. Por lo recomendado en el enunciado anterior se puede mejorar el sistema de adquisición de datos mediante Labview, con lo cual ya no sería necesario el empleo del osciloscopio. Se recomienda a la FIMCP la adecuación óptima de este equipo para su utilización en el laboratorio de termo fluido. En el Apéndice C se muestra el listado de los componentes faltantes y el presupuesto necesario.

APÉNDICE A

PROPIEDADES FÍSICAS DE FLUIDOS COMUNES

TABLA A.1

Propiedades físicas aproximadas de algunos líquidos comunes

Líquido	Temperatura (°C)	Densidad " ρ " (kg/m ³)	Módulo de elasticidad volumétrico " E_v " (Pa)
Aceite SAE 30	15,6	912	1,5 e9
Agua	15,6	999	2,15 e9
Agua de mar	15,6	1030	2,34 e9
Alcohol etílico	20	789	1,06 e9
Benceno	15	880	1,05 e9
Gasolina	15,6	680	1,3 e9
Glicerina	20	1260	4,52 e9
Mercurio	20	13600	2,85 e10
Querosín	20	804	1,32 e9
Tetra cloruro de Carbono	20	1590	1,31 e9

TABLA A.2

Propiedades físicas del agua

Temperatura (°C)	Densidad ρ (kg / m ³)	Peso específico (kN / m ³)	Viscosidad dinámica (N .s / m ²)	Viscosidad cinemática (m ² / s)	Presión de vapor (N/m ²) <i>abs</i>	Velocidad del sonido (m / s)
0	999,9	9,806	1,787E-03	1,787E-06	6,105E+02	1403
5	1000	9,807	1,519E-03	1,519E-06	8,722E+02	1427
10	999,7	9,804	1,307E-03	1,307E-06	1,228E+03	1447
20	998,2	9,789	1,002E-03	1,004E-06	2,338E+03	1481
25	997,0	9,777	8,999E-04	9,025E-07	3,291E+03	1494
30	995,7	9,765	7,975E-04	8,009E-07	4,243E+03	1507
40	992,2	9,731	6,529E-04	6,580E-07	7,376E+03	1526
50	988,1	9,690	5,468E-04	5,534E-07	1,233E+04	1541
60	983,2	9,642	4,665E-04	4,745E-07	1,992E+04	1552
70	977,8	9,589	4,042E-04	4,134E-07	3,116E+04	1555
80	971,8	9,530	3,547E-04	3,650E-07	4,734E+04	1555
90	965,3	9,467	3,147E-04	3,260E-07	7,010E+04	1550
100	958,4	9,399	8,180E-04	2,940E-07	1,013E+05	1543

La densidad, viscosidad dinámica, viscosidad cinética y presión de vapor fueron tomados del Handbook of Chemistry and Physics, 69ava edición, CRC Press, 1988.

La velocidad del sonido de R. D. Blevins, Applied Fluid Dynamics Handbook, Van Nostrand Reinhold Co., Inc., New York, 1984.

Para esta tabla el peso específico se calculó en base a $g = 9,807 \text{ m/s}^2$

APÉNDICE B

PROPIEDADES FÍSICAS DE MATERIALES COMUNES

TABLA B.1

Propiedades físicas aproximadas de algunos materiales comunes

Material	Módulo de Young "E" (GPa)	Relación de Poisson
Acero	200-212	0,27
Aluminio aleación	68-73	0,33
Cobre	107-131	0,34
Concreto	14-30	0,1-0,15
Hierro fundido	80-170	0,25
Polietileno	0,8	0,46
PVC	2,4-2,75	
Vidrio	46-73	0,24

APÉNDICE C

PRESUPUESTO PARA REPARACIÓN DE EQUIPO GENERADOR DE GOLPES DE ARIETE

Equipo generador de golpes de ariete

Marca: PLINT & PARTNERS
Modelo: TE.86/D
Serie: TE.86/4185

PRESUPUESTO

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	VALOR
1	Válvula solenoide OMEGA SV133, 10W, 120 Vac, 60Hz cuerpo acero inoxidable, conector 1/4 NPT, Tc 4-15ms	1	145,00
1	Manómetro de dial OMEGA PGC-25L-160 rango 0-160 Psi, conector 1/4 NPT	1	25,00
1	Transductor de presión estática OMEGA PX209-200AI rango 0-200 Psia, salida 4-20 mA, excitación 7-35 Vdc	1	235,00
1	Fuente DC SL SILVER SLS-24-012T de 24Vdc, 1.2Amp 4.85W	1	94,30
1	Accesorios varios	1	50,00
		TOTAL	549,30

2-WAY GENERAL PURPOSE SOLENOID VALVES

DIRECT ACTING, NORMALLY OPEN, STAINLESS STEEL VALVE BODY

SV130 Series

All Models
\$145



- ✓ Stainless Steel Valve Body Resists Corrosion
- ✓ Rugged NEMA 4 (IP65) Housing
- ✓ Mounts in Any Position
- ✓ Rated for Continuous Duty

TYPICAL APPLICATIONS

- ✓ Automation
- ✓ Humidifiers
- ✓ Water Treatment
- ✓ Dispensing
- ✓ Laundry, Dry Cleaning Equipment
- ✓ Machine Tools
- ✓ Vending Machines

The SV130 Series direct-acting solenoid valves consist of a coil, plunger, and sleeve assembly. In a normally open valve, a plunger return spring holds the plunger away from the orifice, allowing flow

through the valve. When current flows through the coil, a magnetic field is produced and it turns the stop into an electromagnet that attracts the magnetic plunger.

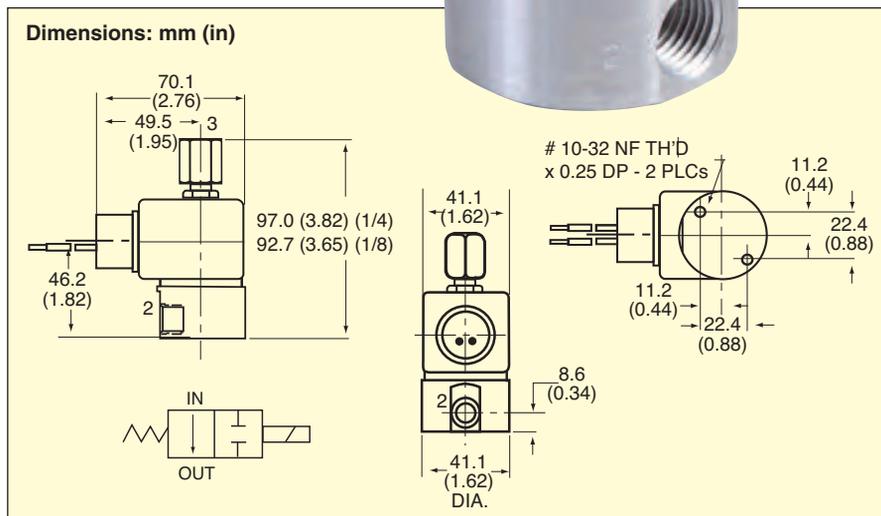
This action compresses the return spring and brings the plunger against the orifice to prevent flow through the valve.

SPECIFICATIONS

- Wetted Parts:** Stainless steel, copper and seal
- Medium:** Liquid or gases
- Max Static Pressure:** 1.5 times max psid, vacuum (>5 microns ABS)
- Ambient Temp:** -9 to 50°C (15 to 122°F)
- Mounting:** Pipe mounting, any direction
- Power:** 10 W, 120 Vac coils, 50 to 60 Hz
- Weight:** 500 g (1.1 lb)



SV133, \$145, shown smaller than actual size.



AVAILABLE FOR FAST DELIVERY!

To Order (Specify Model Number)

MODEL NO.	PRICE	NPT FITTING	ORIFICE	C _v	SEAL	DIFF PRES (psid)		TEMP		RESPONSE TIME	
						MIN	MAX	°C	°F	OPEN	CLOSE
SV131	\$145	1/4	3/64"	0.05	FKM	0	400	116	240	4 to 15 ms	4 to 15 ms
SV132	145	1/4	1/16"	0.11	FKM	0	325	116	240	4 to 15 ms	4 to 15 ms
SV133	145	1/4	3/32"	0.15	FKM	0	250	116	240	4 to 15 ms	4 to 15 ms

ACCESSORIES

MODEL NO.	PRICE	DESCRIPTION
SVCOIL-110AC	\$50	Replacement coil, 110 Vac
SVCOIL-220AC	60	Replacement coil, 220 Vac
SVCOIL-24DC	55	Replacement coil, 24 Vdc

Note: Some solenoid valves are available with 24 Vdc coils. 5 piece minimum order. UL approval is not available with 24 Vdc coils. Specifications effected; pressure ratings may decrease; coil wattage ratings may increase. Consult Engineering.

Ordering Example: SV131, 1/4 NPT direct-acting stainless steel normally open valve with a 3/64" orifice and FKM seal, \$145.

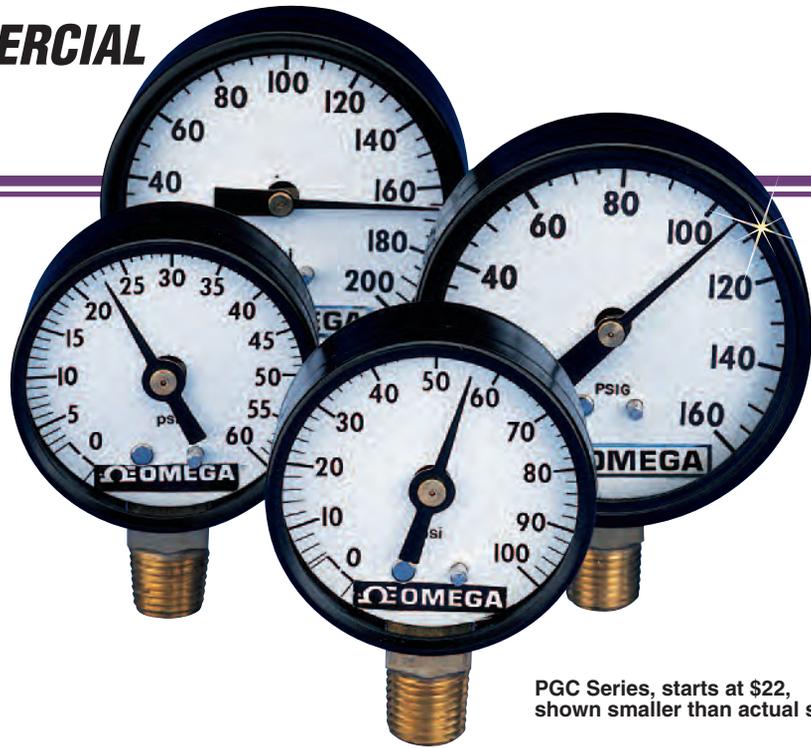
Recommended Reference Book:
Bottom-Line Automation,
MS-1783, \$90.
See Section Y
For Additional Books



HOW TO ORDER COMMERCIAL GRADE GAUGES

Standard Case

The high reliability of the OMEGA® commercial gauge line is chiefly attributable to the unique OMEGA® spring-suspended movement. The entire movement is suspended between 2 springs, the Bourdon tube above and the link below. Wearing parts have been reduced to a minimum. Movement parts are ultrasonically cleaned and lubricated with silicone oil to ensure long cycle life. The OMEGA® spring-suspended movement is largely resistant to shock, pulsation, and vibration. The result is longer gauge life. The numerous applications for OMEGA® commercial gauges include installation on pumps, portable compressors, industrial machinery, hydraulic and pneumatic systems, instrumentation, and pressurized vessels.



PGC Series, starts at \$22, shown smaller than actual size.

SPECIFICATIONS

Temperature: 66°C (150°F) max

Case: Painted steel

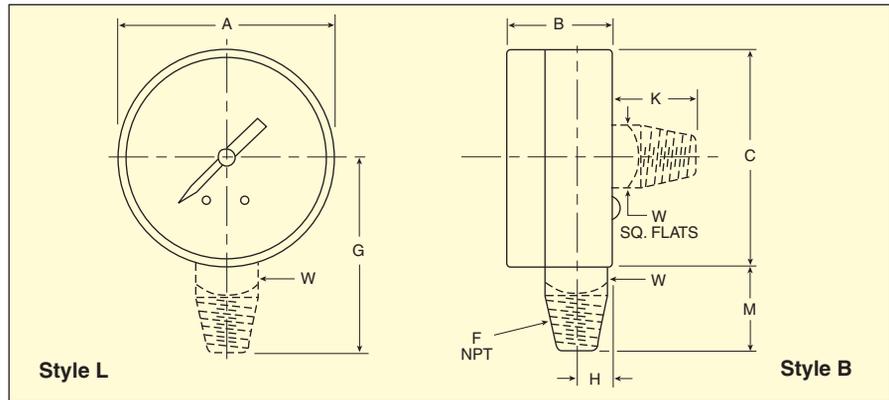
Window: Polycarbonate plastic

Bourdon Tube: Bronze

Connection: Brass ¼ NPT

Ranges: Vacuum to 600 psi

Accuracy: 3-2-3% (3% over first and last 10% of range, 2% over remainder)



STANDARD RANGES

RANGE CODE	RANGE
30V	30/0 inHg vac
30V/15	30 inHg vac to 15 psi
30V/30	30 inHg vac to 30 psi
30V/100	30 inHg vac to 100 psi
15	0 to 15 psi
30	0 to 30 psi
60	0 to 60 psi
100	0 to 100 psi
160	0 to 160 psi
300	0 to 300 psi
400	0 to 400 psi
600	0 to 600 psi

Dimensions: mm (in)

DIAL SIZE	A	B		C	F NPT	G	H	K	M	W	WT. (OZ)
		LOWER	BACK								
50.8 (2)	53 (2 ¹ / ₄)	27 (1 ³ / ₆₄)	26 (1 ¹ / ₃₂)	54 (2 ¹ / ₆₄)	¼	47 (1 ²⁷ / ₃₂)	10 (¾)	22 (¾)	20 (2 ⁵ / ₃₂)	14 (9 ¹ / ₁₆)	4½
63.5 (2½)	69 (2 ²³ / ₃₂)	29 (1 ¹ / ₈)	29 (1 ¹ / ₈)	68 (2 ¹¹ / ₁₆)	¼	55 (2 ⁵ / ₃₂)	10 (¾)	22 (¾)	20 (2 ⁵ / ₃₂)	14 (9 ¹ / ₁₆)	6

AVAILABLE FOR FAST DELIVERY!

DIAL SIZE	MODEL NO.	CONNECTION	PRICE
2"	PGC-20L-[*]	Lower	\$22
	PGC-20B-[*]	Back	25
2½"	PGC-25L-[*]	Lower	25
	PGC-25B-[*]	Back	27

[*] Insert range code from Standard Ranges table. Other standard ranges available; see pages G-37 to G-40.

Ordering Example: PGC-20B-30, commercial pressure gauge with 2" dial, back connection and 0/30 psi range, \$25.

Recommended Reference Book: Pocket Reference, GE-1600, \$15.
Visit omega.com/bobi for Additional Books



RUGGED SOLID STATE TRANSDUCERS

WITH AMPLIFIED OUTPUTS

STANDARD AND METRIC MODELS

EXCLUSIVE!

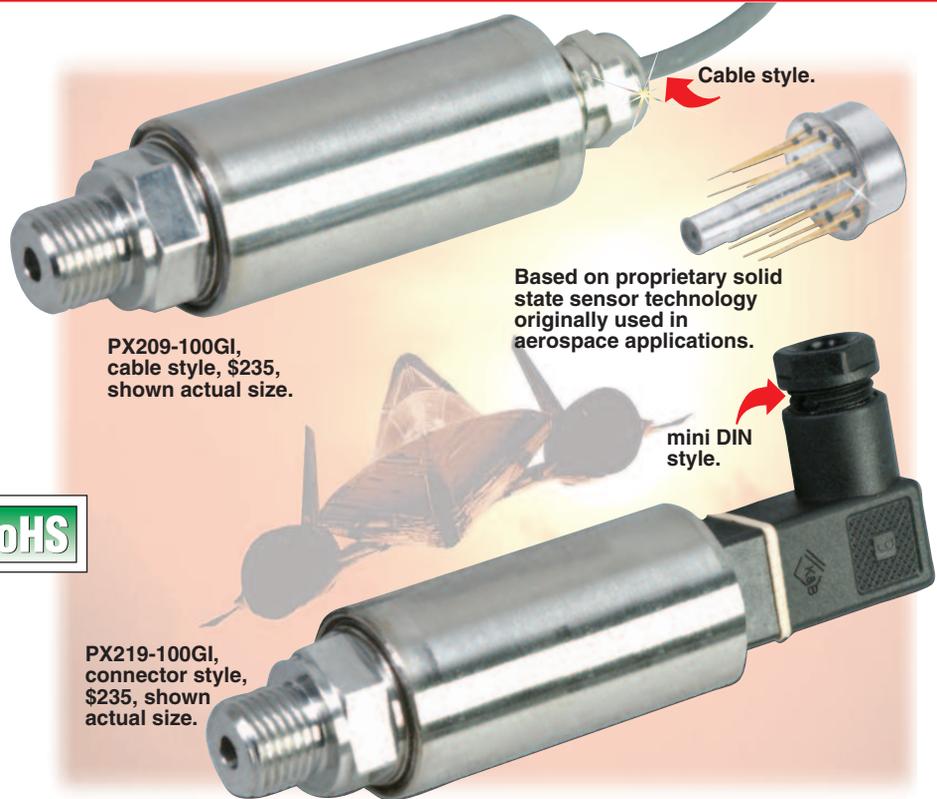
PX209/PXM209 Series
 0-15 to 0-300 psi-Standard Units
 0-1 to 0-20 bar-Metric Units
 Gage, Absolute, and
 Compound Ranges

Starts at
\$235



- ✓ **Stainless Steel Fitting and Body**
- ✓ **5-Point NIST-Traceable Calibration Included**
- ✓ **Solid State Media Isolation (Suitable for Use with Many Industrial Liquids and Gases)**
- ✓ **Broad Temperature-Compensated Range of -20 to 80°C (-4 to 176°F) Yields High Stability with Changing Temperatures**
- ✓ **Electrical Isolation to 100 MΩ Ensures Long-Term Reliability**
- ✓ **Rugged High Shock and Vibration Design for Tough OEM Applications**
- ✓ **100,000 Hr MTBF Typical**

Based on proprietary sensor technology developed by OMEGA to meet the high reliability and accuracy demanded by aerospace applications, the PX209/PXM209 Series voltage and current output pressure transducer offers superior performance in non-corrosive applications, including: engine/powertrain testing, well monitoring, and ground and race water monitoring. The transducer uses a 4-active-arm bridge sensor



with a micro-machined diffused silicon diaphragm and proprietary thin-film media, plus dielectric isolation barriers.

This same core sensing element technology, which includes multiple types of signal conditioning and the ability to survive extremes of shock and vibration, provides a modular building block for OMEGA's revolutionary family of pressure-sensing instruments.

SPECIFICATIONS

Voltage Output

Excitation: 24 Vdc @ 15 mA

5 Vdc Output: 7 to 35 Vdc

10 Vdc Output: 12 to 35 Vdc

Output: 0 to 5 Vdc or 0 to 10 Vdc, ±1.5% FSO, 3-wire

Zero Balance: 0 Vdc ±2% FSO

4 to 20 mA Output

Excitation: 24 Vdc (7 to 35 Vdc) reverse polarity protected

Output: 4 to 20 mA (2-wire) ±1% FSO

Zero Balance: 4 mA ±2% FSO

Max Loop Resistance:

50 x (supply voltage - 10) Ω

Common Specifications

Accuracy: 0.25% FS (including linearity, hysteresis and repeatability)

Operating Temperature: -54 to 121°C (-65 to 250°F)

Compensated Temperature: -20 to 80°C (-4 to 176°F)

Thermal Effects: 0.04% FS/°C (0.02% FS/°F)

Proof Pressure: 150%

Burst Pressure: 300% range max

Response Time: 2 ms typical

Vibration Sensitivity: At 20 g peak sinusoidal vibration from 10 Hz to 2000 Hz (½" D.A.), the output shall not exceed 0.04% FS/g for 15 psi range to 0.005% FS/g for 100 psi and above

Natural Frequency: >35 kHz for 100 psi range

Gage Type: Diffused silicon strain gages

Wetted Parts: 316 SS, borosilicate glass, silicon nitride, epoxy

Pressure Port: See dimensional drawing on page B-91

Electrical Connections:

PX209/PXM209: 1 m (36") shielded 4-conductor cable

PX219/PXM219: DIN 40050 plug connector supplied

Weight: 128 g (4.5 oz)



CURRENT OUTPUT
 PRESSURE TRANSDUCERS

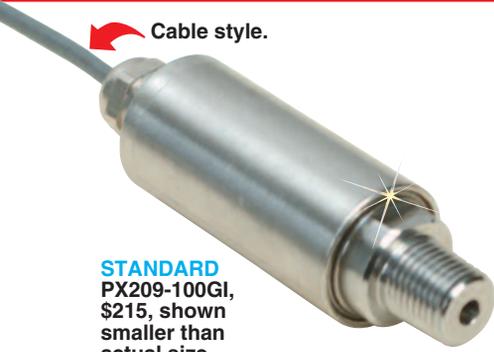
B

STANDARD MODELS

AVAILABLE FOR FAST DELIVERY!

To Order (Specify PX209 for Cable or PX219 for DIN Connector)

psi	bar	CABLE STYLE	PRICE	CONN. STYLE	PRICE	COMPATIBLE METERS*
GAGE PRESSURE RANGES (psig) WITH 4 TO 20 mA OUTPUT						
0 to 15	0 to 1.0	PX209-015GI	\$235	PX219-015GI	\$235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 30	0 to 2.1	PX209-030GI	235	PX219-030GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 60	0 to 4.1	PX209-060GI	235	PX219-060GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 100	0 to 6.9	PX209-100GI	235	PX219-100GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 200	0 to 13.8	PX209-200GI	235	PX219-200GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 300	0 to 20.7	PX209-300GI	235	PX219-300GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
ABSOLUTE PRESSURE RANGES (psia) WITH 4 TO 20 mA OUTPUT						
0 to 15	0 to 1.0	PX209-015AI	\$235	PX219-015AI	\$235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 30	0 to 2.1	PX209-030AI	235	PX219-030AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 60	0 to 4.1	PX209-060AI	235	PX219-060AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 100	0 to 6.9	PX209-100AI	235	PX219-100AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 200	0 to 13.8	PX209-200AI	235	PX219-200AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 300	0 to 20.7	PX209-300AI	235	PX219-300AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
VACUUM AND COMPOUND RANGES WITH 4 TO 20 mA OUTPUT						
-14.7 to 0	-1 to 0	PX209-30VACI	\$235	PX219-30VACI	\$235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
-14.7 to 15	-1 to 1.0	PX209-30V15GI	235	PX219-30V15GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
-14.7 to 45	-1 to 3.1	PX209-30V45GI	235	PX219-30V45GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
-14.7 to 85	-1 to 5.9	PX209-30V85GI	235	PX219-30V85GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
-14.7 to 135	-1 to 9.3	PX209-30V135GI	235	PX219-30V135GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E



STANDARD
PX209-100GI,
\$215, shown
smaller than
actual size.

**Order a snubber
to protect your
pressure transducer!**



PS-4G, \$12.75, shown actual size.

Comes complete with 5-point NIST traceable calibration. * See section D for compatible meters.

Ordering Example: PX219-015AI, 4 to 20 mA output transducer for absolute pressure with a 0 to 15 psia range, PS-4G snubber and TX4-100 shielded wire, \$235 + 12.75 + 35 = **\$282.75.**

STANDARD ACCESSORIES

MODEL	PRICE	DESCRIPTION
PS-4G	\$12.75	¼ NPT pressure snubber for gaseous media
PS-4E	12.75	¼ NPT pressure snubber for water and light oils
PS-4D	12.75	¼ NPT pressure snubber for dense liquids (motor oil)
TX4-100	35.00	30 m (100') of 4-conductor shielded wire

METRIC MODELS

AVAILABLE FOR FAST DELIVERY!

To Order (Specify PXM209 for Cable or PXM219 for DIN Connector)

bar	CABLE STYLE	PRICE	CONN. STYLE	PRICE	COMPATIBLE METERS*
GAGE PRESSURE RANGES (bar) WITH 4 to 20 mA OUTPUT					
0 to 1.0	PXM209-001GI	\$235	PXM219-001GI	\$235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 1.6	PXM209-1.60GI	235	PXM219-1.60GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 2.5	PXM209-2.50GI	235	PXM219-2.50GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 4.0	PXM209-004GI	235	PXM219-004GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 6.0	PXM209-006GI	235	PXM219-006GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 10.0	PXM209-010GI	235	PXM219-010GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 16.0	PXM209-016GI	235	PXM219-016GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 20.0	PXM209-020GI	235	PXM219-020GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
ABSOLUTE PRESSURE RANGES (bar) WITH 4 to 20 mA OUTPUT					
0 to 1.0	PXM209-001AI	\$215	PXM219-001AI	\$215	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 1.6	PXM209-1.60AI	235	PXM219-1.60AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 2.5	PXM209-2.50AI	235	PXM219-2.50AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 4.0	PXM209-004AI	235	PXM219-004AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 6.0	PXM209-006AI	235	PXM219-006AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 10.0	PXM209-010AI	235	PXM219-010AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 16.0	PXM209-016AI	235	PXM219-016AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
0 to 20.0	PXM209-020AI	235	PXM219-020AI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
VACUUM AND COMPOUND RANGES (bar) WITH 4 to 20 mA OUTPUT					
VAC to 0	PXM209-VAC000GI	\$235	PXM219-VAC000GI	\$235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
VAC to 1	PXM209-VAC001GI	235	PXM219-VAC001GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
VAC to 3	PXM209-VAC003GI	235	PXM219-VAC003GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
VAC to 6	PXM209-VAC006GI	235	PXM219-VAC006GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E
VAC to 9	PXM209-VAC009GI	235	PXM219-VAC009GI	235	DPi8, DP41-E, DP25B-E

Comes complete with 5-point NIST traceable calibration. * See section D for compatible meters.

Note: The current output versions of the vacuum and compound sensors generate 4 mA at vacuum and 20 mA at full scale.

Ordering Example: PXM219-001AI, 4 to 20 mA output transducer for absolute pressure with a 0 to 1 bar range, PS-4G-MG snubber and TX4-100 shielded wire, \$235 + 12.75 + 35 = **\$282.75.**

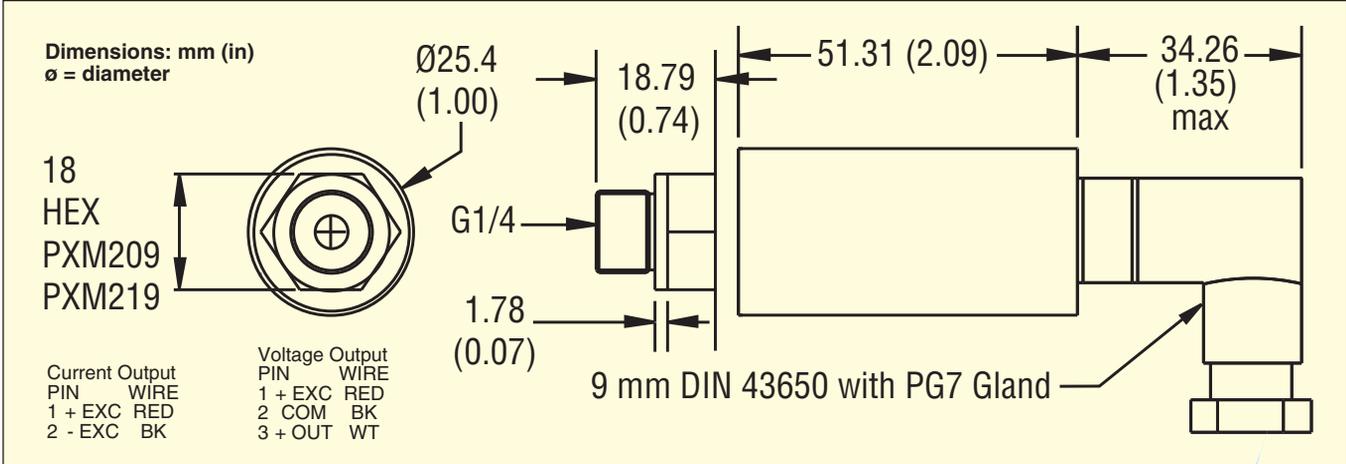
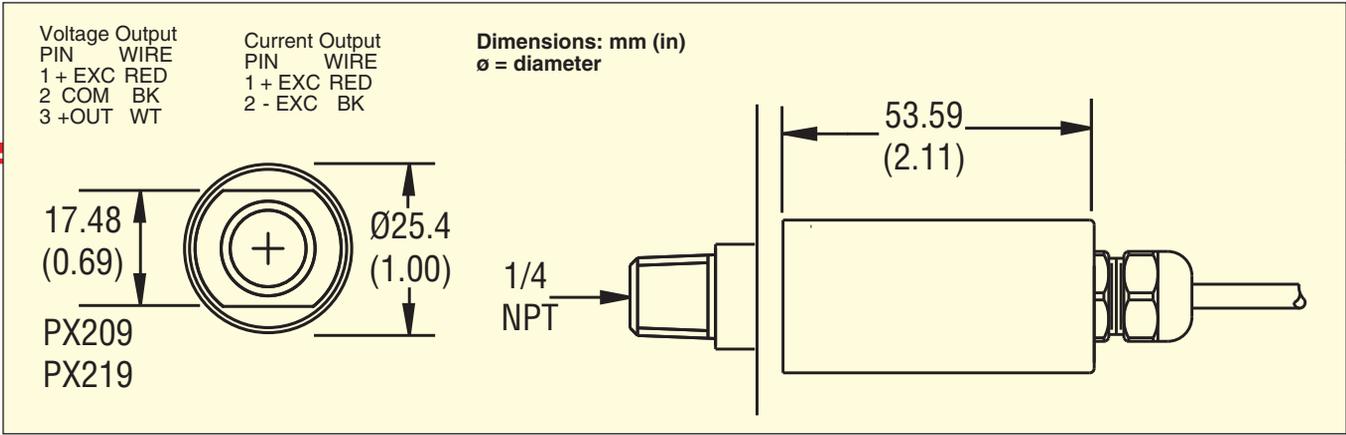
METRIC ACCESSORIES

MODEL	PRICE	DESCRIPTION
PS-4G-MG	\$12.75	¾ pressure snubber for gaseous media
PS-4E-MG	12.75	¾ pressure snubber for water and light oils
PS-4D-MG	12.75	¾ pressure snubber for dense liquids (motor oil)
TX4-100	35.00	30 m (100') of 4-conductor shielded wire

Recommended Reference Video:
Pressure, Industrial Measurement
Series, **VT-1005-DVD, \$100.**
Visit omega.com/bobi
for Additional Books 



CURRENT OUTPUT PRESSURE TRANSDUCERS
B



MAKE IT WIRELESS! ADD WIRELESS CAPABILITY TO YOUR PROCESS MEASUREMENT SYSTEM!

Wireless Connections From
Your Sensor to Your
Instrumentation:

- ✓ Thermocouple, RTD, Infrared Temperature, Humidity, pH, as well as Process Voltage/Current
- ✓ Easy to Install and Use
- ✓ Capable of Distances up to 120 m (400')



**For Complete
Details See
Wireless
Section W**



WRS232-USB wireless transmitter, \$159, shown close to actual size.

Wireless Communications
From Your Instrument to a PC:

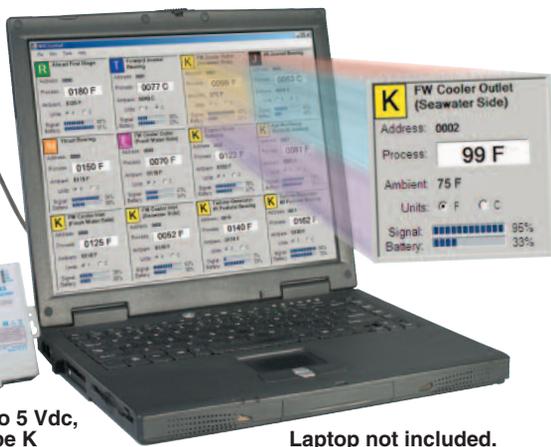
- ✓ Convert the RS232 Signal on Your Meter, Controller or PLC
- ✓ Works with any PC with a USB Port
- ✓ Easy to Install with Seamless Operation
- ✓ Capable of Distances up to 120 m (400')



UWTC-1, \$125.

Both models shown smaller than actual size.

UWTC-REC2, \$235, available with 4 to 20 mA, 0 to 5 Vdc, 0 to 10 Vdc and Type K thermocouple output.



Laptop not included.

Power Supplies

SDN Series DC Power Supplies (DIN Mounted)

Class 1, Div. 2 Hazardous Locations
Feature narrow width on DIN rail for space-critical applications, rugged metal case, and DIN connector. Large, sturdy, multiple-point screw terminations for quick connection. High-efficiency >88%, switching-type power supply. Extra boost capacity for high inrush loads without foldback or

shutdown. Auto-select voltage input. For industrial control and process control applications including DC input solenoids, valves, switches (prox switches), relays, PLCs, and sensors. UL and C-UL Listed, CSA and CE Certified. Meet SEMI F47 SAG Immunity.

SOLA HD



No. 3WY63

Voltage Output	Amps	Input Voltage	W (in.)	H (in.)	D (in.)	Mfr. Model	Item No.	\$ Each
12VDC	9	115-230VAC	2.56	4.88	4.55	SDN9-12-100P	5DJL5	✓ 391.25
12VDC	16	115-230VAC	3.26	4.88	4.55	SDN16-12-100P	5DJL7	✓ 569.50
24VDC	2.5	85-132/176-264VAC/90-375VDC	1.97	4.88	4.55	SDN2.5-24-100P	3WY62	✓ 270.00
24VDC	3.8	85-132/176-264VAC/210-375VDC	2.56	4.88	4.55	SDN4-24-100LP	3WY63	✓ 371.50
24VDC	5	115-230VAC	1.97	4.88	4.55	SDN5-24-100C	5DJL8	✓ 443.50
24VDC	5	85-132/176-264VAC/210-375VDC	2.56	4.88	4.55	SDN5-24-100P	3WY64	✓ 394.75
24VDC	10	115-230VAC	2.36	4.88	4.55	SDN10-24-100C	5DJL9	✓ 627.00
24VDC	10	85-132/176-264VAC/210-375VDC	3.26	4.88	4.55	SDN10-24-100P	3WY65	✓ 574.00
24VDC	20	115-230VAC	3.42	4.88	4.98	SDN20-24-100C	5DJN0	✓ 947.50
48VDC	5	115-230VAC	3.26	4.88	4.55	SDN5-48-100P	5DJL6	✓ 569.50

SC Series Power Supplies

Rugged European compact design for low-power industrial and electronic applications, including control components and computer/communication peripherals in control panels. Industrial DIN

rail mounted with extremely narrow width on DIN rail. Universal wide-range input. Linear (SCL) and switching (SCP) models available. SCLs are UL Listed under UL Standard 508.

SOLA HD



No. 5JV87

Voltage Output	Amps	Input Voltage	W (in.)	H (in.)	D (in.)	Mfr. Model	Item No.	\$ Each
5VDC	6	85-264VAC	1.29	4.72	2.68	SCP30S5B-DN	5JV87	✓ 256.00
12VDC	2.5	85-264VAC	1.29	4.72	2.68	SCP30S12B-DN	5JV84	✓ 253.00
15VDC	2	85-264VAC	1.29	4.72	2.68	SCP30S15B-DN	5JV85	✓ 251.25
24VDC	1.3	85-264VAC	1.29	4.72	2.68	SCP30S24B-DN	5JV86	✓ 251.25
24VDC	3.8	115-230VAC	7.00	4.70	1.80	SCP100S24X-CP	5DJN1	✓ 522.50
24VDC	3.8	115-230VAC	7.00	4.70	1.80	SCP100S24X-DVN	5DJN2	✓ 522.50
±15VDC	1 (Each Leg)	85-264VAC	1.29	4.72	2.68	SCP30D15B-DN	5JV83	✓ 288.25
±12VDC	0.35 (Each Leg)	±115/230	2.55	4.71	1.29	SCL10D12-DN	5JV79	✓ 178.75
±15VDC	0.30 (Each Leg)	±115/230	2.55	4.71	1.29	SCL10D15-DN	5JV80	✓ 178.75

* Minimum load of 0/12A on primary output leg. † Output can be a series connected for 12V. ‡ Isolated power supply.

SL Silver Line Series Power Supplies

- Adjustable input voltages from 100, 120, 200, 230, or 240VAC
- 50/60 Hz
- Operating temp. range: 0° to 50°C
- Short-circuit and overvoltage protection on 5V outputs
- Low noise output: 3mV

Industry standard footprint has easy screw terminal connection. Linear, low-noise technology provides quiet, smooth DC performance. Tight load and line regulation at 0.05%. Suitable for industrial control and process systems. UL and C-UL Recognized, CE Certified, and TUV.

SOLA HD



No. 5JV98

Voltage Output	Amps	W (in.)	H (in.)	D (in.)	Mfr. Model	Item No.	\$ Each
5VDC	3	4.85	4.00	1.62	SLS-05-030-1T	5JV98	✓ 94.30
5VDC	9	7.00	2.75	4.87	SLS-05-090-1T	3TA29	✓ 203.75
12-15VDC	1.7/1.5	4.85	4.00	1.62	SLS-12-017T	5JV99	✓ 94.30
12VDC	3.4	4.87	5.62	2.50	SLS-12-034T	5JW01	✓ 129.15
12VDC	6.8	9.00	2.75	4.87	SLS-12-068T	3TA30	✓ 203.75
24VDC	1.2	4.85	4.00	1.62	SLS-24-012T	5JW02	✓ 94.30
24VDC	2.4	4.87	5.62	2.50	SLS-24-024T	5JW03	✓ 129.15
24VDC	3.6	7.00	4.87	2.75	SLS-24-036T	5JW04	✓ 188.50
24VDC	4.8	9.00	4.87	2.75	SLS-24-048T	5JW05	✓ 245.00
24VDC	7.2	13.98	4.87	2.75	SLS-24-072T	5JW06	✓ 270.00
24VDC	12	16.85	4.87	3.46	SLS-24-120T	5JW07	✓ 368.25
±12-15VDC	±1.0/0.8	4.00	6.50	1.62	SLD-12-1010-12T	5JV96	✓ 106.45
15VDC	3 (Each Leg)	9.00	4.87	2.75	SLD-15-3030-15T	5JV97	✓ 202.50

SDP Series DC Power Supplies (DIN Mounted)

- Class 2 limited power source
- Adjustable output voltage
- Operating temp. range: -10° to 70°C
- Short-circuit protection
- Low output noise
- DC OK signal

Easy-to-install units provide clean, stable DC power with a special industrial overload design that can start high in-rush loads without oversizing. Compact and lightweight, with no derating necessary until after 60°C. DIN rail mount. Meet UL, C-UL, CE, and Class 2 NFPA70, except No. 1GYK4 meets UL, C-UL, and CE standards.

SOLA HD



No. 4FB82



No. 1GYK4

Voltage Output	Amps	Input Voltage	W (in.)	H (in.)	D (in.)	Mfr. Model	Item No.	\$ Each
5-6VDC	5	85-264VAC	1.77	2.95	3.58	SDP5-5-100T	4FB83	✓ 179.25
10-12VDC	2.5	85-264VAC	1.77	2.95	3.58	SDP2-12-100T	4DA92	✓ 213.25
12-15VDC	3.4	85-264VAC	1.77	2.95	3.58	SDP3-15-100T	4FB84	✓ 220.75
24-28VDC	0.6	85-264VAC	0.9	2.95	3.8	SDP06-24-100T	4FB82	✓ 105.00
24-28VDC	1.3	85-264VAC	1.77	2.95	3.58	SDP1-24-100T	4DA90	✓ 163.00
24-28VDC	2.1	85-264VAC	1.77	2.95	3.58	SDP2-24-100T	4DA91	✓ 217.00
24-28VDC	3.8	85-264VAC	2.85	2.95	3.8	SDP4-24-100LT	1GYK4	✓ 263.25
48-56VDC	1	85-264VAC	1.77	2.95	3.58	SDP1-48-100T	4FB85	✓ 202.50

BIBLIOGRAFÍA

1. ANDERSON JOHN D., Computational Fluid Dynamics, The Basics with Applications, McGraw-Hill.
2. ASME HYDRO POWER TECHNICAL COMMITTEE, The Guide to Hydropower Mechanical Design, HCI Publications, 1996.
3. CHAUDHRY M. HANIF, Applied Hydraulic Transients, Litton Educational Publishing.
4. DAVIS CALVIN V. & SORENSEN KENNETH E., Handbook of Applied Hydraulics, Third Edition, McGraw-Hill.
5. MUNSON BRUCE R., YOUNG DONALD F., OKIISHI THEODORE H., Fundamentos de Mecánica de Fluidos, Limusa Wiley.

6. SAYMA ABDULNASER, Computational Fluid Dynamics, Ventus Publishing.
7. SODJA J., Turbulence Models in CFD, University of Ljubljana, 2007.
8. STREETER V. L., Fluid Mechanics, Third Edition, McGraw Hill, New York, 1966.
9. WESSELING P., Principles of Computational Fluid Dynamics, Springer, 2001.