

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y AMBIENTAL

ANÁLISIS DEL FLUJO TRANSITORIO EN SISTEMAS DE BOMBEO

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE MAGÍSTER EN
RECURSOS HÍDRICOS MENCIÓN EN DISEÑO DE PROYECTOS
HIDRÁULICOS**

LUIS ENRIQUE RÍOS CANDO

luis_riosc@hotmail.com

DIRECTOR: Dr. Ing. Marco Castro Delgado

macd0706@gmail.com

CODIRECTORA: Ing. MSc. Ximena Hidalgo Bustamante

ximena.hidalgob@gmail.com

Quito, julio 2016

DECLARACIÓN

Yo, Luis Enrique Ríos Cando, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Luis Enrique Ríos Cando

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Luis Enrique Ríos Cando, bajo mi supervisión.

Dr. Ing. Marco Castro D.

DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Expreso mi más infinito agradecimiento a todas las personas que han sido base y apoyo para el desarrollo de este proyecto y meta de vida.

Mil gracias por su ayuda, paciencia y tiempo compartido.

Luis Enrique

DEDICATORIA

A mí amada familia

Luis Enrique

CONTENIDO

ÍNDICE GENERAL

DECLARACIÓN.....	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
DEDICATORIA	V
CONTENIDO	VI
RESUMEN	XVI
ABSTRACT	XVII
PRESENTACIÓN	XVIII
CAPÍTULO 1.....	1
SISTEMAS DE BOMBEO Y DEFINICIONES BÁSICAS	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. SISTEMAS DE BOMBEO.....	1
1.2.1. <i>BOMBAS</i>	2
1.2.2. <i>LÍNEA DE IMPULSIÓN</i>	2
1.2.3. <i>ESTRUCTURAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA</i>	2
1.3. DEFINICIONES BÁSICAS	2
1.3.1. <i>FLUJO A PRESIÓN</i>	3
1.3.2. <i>FLUJO PERMANENTE</i>	3
1.3.3. <i>FLUJO TRANSITORIO</i>	3
1.3.4. <i>ECUACIÓN DE BERNOULLI</i>	3
1.3.5. <i>ECUACIÓN DE CONTINUIDAD</i>	6
1.3.6. <i>PÉRDIDAS DE CARGA O ENERGÍA</i>	6
1.4. BOMBAS HIDRÁULICAS	13
1.4.1. <i>CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS</i>	14
1.4.2. <i>BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO</i>	14
1.4.3. <i>BOMBAS ROTODINÁMICAS</i>	15
1.4.4. <i>ELEMENTOS DE UNA BOMBA ROTODINÁMICA</i>	17
1.4.5. <i>TEORÍA DE FUNCIONAMIENTO</i>	17
1.4.6. <i>ALTURA ÚTIL DE UNA BOMBA</i>	22
1.4.7. <i>RENDIMIENTO Y POTENCIA DE LAS BOMBAS</i>	24
1.4.8. <i>CURVAS CARACTERÍSTICAS</i>	25
1.4.9. <i>VELOCIDAD ESPECÍFICA Y SEMEJANZA</i>	27
1.4.10. <i>PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE BOMBEO</i>	28

1.4.11. ARREGLO DE BOMBAS (ESTACIONES DE BOMBEO).....	29
1.5. TERMINOLOGÍA USADA EN UN SISTEMA DE BOMBEO.....	30
1.5.1. ALTURA ESTÁTICA TOTAL.....	30
1.5.2. ALTURA ESTÁTICA DE DESCARGA (H_{SD}).....	30
1.5.3. ALTURA ESTÁTICA DE SUCCIÓN (S).....	30
1.5.4. ALTURA DINÁMICA DE SUCCIÓN (hs).....	30
1.5.5. PÉRDIDAS DE CARGA EN IMPULSIÓN (H_{r_i})	31
1.5.6. PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES (H_r).....	31
1.5.7. ALTURA DINÁMICA TOTAL (TDH).....	31
1.5.8. CAVITACIÓN.....	32
1.5.9. PRESIÓN DE VAPOR (P_v)	32
1.5.10. ALTURA NETA POSITIVA DE SUCCIÓN DISPONIBLE (NPSHd).....	33
1.5.11. ALTURA NETA POSITIVA DE SUCCIÓN REQUERIDA (NPSHr).....	34
1.5.12. ALTURA MÁXIMA DE SUCCIÓN (hs_{max}).....	34
CAPÍTULO 2.....	36
FLUJO TRANSITORIO.....	36
2.1. INTRODUCCIÓN.....	36
2.2. FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN	36
2.3. HISTORIA DE LAS INVESTIGACIONES DEL FLUJO TRANSITORIO	37
2.4. FENÓMENO DE TRASLACIÓN DE ONDAS EN CONDUCTOS A PRESIÓN	39
2.5. PRINCIPALES PROBLEMAS QUE OCASIONA EL FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN	42
2.5.1. SOBREPRESIONES	43
2.5.2. DEPRESIONES	43
2.5.3. SOBREVELOCIDAD EN TURBOMÁQUINAS	44
2.6. TIPOS DE FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS PRESURIZADOS	44
2.6.1. FLUJO TRANSITORIO RÁPIDO	44
2.6.2. FLUJO TRANSITORIO LENTO	45
2.7. DEFINICIONES BÁSICAS DEL FLUJO TRANSITORIO	46
2.7.1. PERIODO DE LA CONDUCCIÓN.....	46
2.7.2. CELERIDAD DE LA ONDA DE PRESIÓN	46
2.7.3. TIEMPO DE PERTURBACIÓN TRANSITORIA.....	50
2.7.4. FÓRMULA DE JOUKOWSKI.....	51
2.7.5. FÓRMULA DE MICHAUD.....	51
2.7.6. FÓRMULA DE ALLIEVI.....	52
2.8. ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN	52
2.8.1. ECUACIÓN DINÁMICA	53
2.8.2. ECUACIÓN DE CONTINUIDAD	53

2.9.	MÉTODOS DE RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL FLUJO TRANSITORIO.....	55
2.10.	MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS	57
2.10.1.	<i>COMBINACIÓN LINEAL DE LAS ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL FLUJO TRANSITORIO.....</i>	58
2.10.2.	<i>DETERMINACIÓN DEL MULTIPLICADOR LINEAL.....</i>	58
2.10.3.	<i>TRANSFORMACIÓN A SISTEMAS DE ECUACIONES DIFERENCIALES ORDINARIAS (CURVAS CARACTERÍSTICAS)</i>	59
2.10.4.	<i>DETERMINACIÓN DE CARGA PIEZOMÉTRICA Y VELOCIDAD EN EL TIEMPO Y ESPACIO. 61</i>	
2.10.5.	<i>CONDICIONES DE BORDE.....</i>	62
2.11.	CRITERIO DE COURANT	63
CAPÍTULO 3.....		66
FLUJO TRANSITORIO OCASIONADO POR LA OPERACIÓN DE BOMBAS ROTODINÁMICAS		66
3.1.	INTRODUCCIÓN.....	66
3.2.	CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LAS BOMBAS QUE GENERAN FLUJO TRANSITORIO.....	66
3.3.	EXPLICACIÓN FÍSICA DEL FENÓMENO DE GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO	68
3.4.	ZONAS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA.....	72
3.5.	CARACTERIZACIÓN DE LAS BOMBAS EN EL PRIMER CUADRANTE.....	75
3.5.1.	<i>REPRESENTACIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS A VELOCIDAD NOMINAL</i>	76
3.5.2.	<i>REPRESENTACIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS A DIFERENTES VELOCIDADES DE GIRO</i>	77
3.5.3.	<i>MOMENTO POLAR DE INERCIA DEL GRUPO MOTOR - BOMBA</i>	78
3.6.	CONDICIONES DE FRONTERA IMPUESTAS POR LA PARADA ACCIDENTAL DE UNA BOMBA	83
3.6.1.	<i>ETAPA 1</i>	84
3.6.2.	<i>ETAPA 2</i>	86
CAPÍTULO 4.....		87
DISPOSITIVOS DE CONTROL Y ATENUACIÓN DEL GOLPE DE ARIETE		87
4.1.	INTRODUCCIÓN.....	87
4.2.	DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIOS	87
4.2.1.	<i>CHIMENEAS DE EQUILIBRIO.....</i>	88
4.2.2.	<i>TANQUES UNIDIRECCIONALES</i>	91
4.2.3.	<i>CALDERINES O CÁMARAS DE AIRE</i>	94

4.2.4. VÁLVULAS	98
4.2.5. INCREMENTO DEL MOMENTO POLAR DE INERCIA	100
4.3. RECOMENDACIONES PARA LA SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIO.....	101
4.4. GUÍA PARA EL PREDIMENSIONAMIENTO DE LOS PRINCIPALES DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIOS EN SISTEMAS DE BOMBEO.....	102
CAPÍTULO 5.....	107
SIMULACIÓN DEL FLUJO TRANSITORIO EN SISTEMAS DE BOMBEO – EJEMPLO DE APLICACIÓN	107
5.1. INTRODUCCIÓN.....	107
5.2. DESCRIPCIÓN DE LAS APLICACIONES UTILIZADAS PARA LA SIMULACIÓN DEL FLUJO TRANSITORIO	108
5.2.1. APPLICACIÓN FTB 1.0.....	108
5.2.2. SOFTWARE ALLIEVI.....	116
5.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	122
5.4. METODOLOGÍA APLICADA.....	125
5.5. PARÁMETROS GENERALES	125
5.6. RÉGIMEN ESTACIONARIO.....	126
5.6.1. CONDUCCIÓN.....	128
5.6.2. CARACTERIZACIÓN DE DEPÓSITOS, CAUDAL DE DISEÑO Y PÉRDIDAS DE CARGA	
128	
5.6.3. ESTACIÓN DE BOMBEO Y PUNTO DE FUNCIONAMIENTO	130
5.7. CARACTERIZACIÓN DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO.....	130
5.7.1. DEFINICIÓN DE COEFICIENTES DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS	131
5.7.2. ESTIMACIÓN DEL MOMENTO POLAR DE INERCIA	133
5.8. DETERMINACIÓN DEL INTERVALO DE TIEMPO PARA EL MODELO	133
5.9. INGRESO DE LA TOPOLOGÍA, PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LOS ELEMENTOS Y MODELO	135
5.10. SIMULACIÓN DEL MODELO DE FLUJO TRANSITORIO	136
5.10.1. ESCENARIO 1 – SIN PROTECCIONES	137
5.10.2. SIMULACIÓN DE ESCENARIO 2 – PROTECCIÓN CON TANQUES UNIDIRECCIONALES	140
5.10.3. SIMULACIÓN DE ESCENARIO 3 – PROTECCIÓN CON CÁMARA DE AIRE	144
5.11. ANÁLISIS DE RESULTADOS	147
CAPÍTULO 6.....	155
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	155
6.1. CONCLUSIONES.....	155
6.2. RECOMENDACIONES	158

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	160
--	------------

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1. RUGOSIDAD ABSOLUTA PARA DISTINTOS MATERIALES	11
TABLA 1.2. COEFICIENTES DE PÉRDIDA DE CARGA LOCALIZADA – ACCESORIOS MÁS COMUNES	13
TABLA 1.3. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO - CARACTERÍSTICAS	15
TABLA 1.4. BOMBAS DE VELOCIDAD - CARACTERÍSTICAS	16
TABLA 2.1. PROPIEDADES ELÁSTICAS DE DIFERENTES MATERIALES USADOS EN CONDUCCIONES.....	49
TABLA 4.1. RECOMENDACIONES PARA LA SELECCIÓN Y UBICACIÓN DE DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIOS	101
TABLA 5.1. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS – FORMA TABULAR	123
TABLA 5.2. PROPIEDADES DEL AGUA REQUERIDAS	126
TABLA 5.3. DISCRETIZACIÓN DE LOS TRAMOS DE LA CONDUCCIÓN	128
TABLA 5.4. PARÁMETROS DE LOS DEPÓSITOS DE SUCCIÓN Y DESCARGA	129
TABLA 5.5. RESUMEN DE CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA Y OTROS PARÁMETROS	129
TABLA 5.6. PARÁMETROS DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO	130
TABLA 5.7. ESTIMACIÓN DEL MOMENTO POLAR DE INERCIA.....	133
TABLA 5.8. CARACTERÍSTICAS DE LOS TANQUES UNIDIRECCIONALES.....	140
TABLA 5.9. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS CALDERINES DEL ESCENARIO 3.....	144
TABLA 5.10. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE LA ESTIMACIÓN DEL WR ²	148
TABLA 5.11. RESUMEN DE RESULTADOS DE TODOS LOS ESCENARIOS	154

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBEO	1
FIGURA 1.2. ILUSTRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI EN UN SISTEMA	4
FIGURA 1.3. PESO ESPECÍFICO DEL AGUA VS. TEMPERATURA - PARA 1 ATM DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA.....	5
FIGURA 1.4. VISCOSIDAD CINEMÁTICA DEL AGUA VS TEMPERATURA – PARA 1 ATM DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA	9
FIGURA 1.5. DIAGRAMA DE MOODY	10
FIGURA 1.6. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR SU PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	14
FIGURA 1.7. ESQUEMA TÍPICO DE UNA BOMBA ROTODINÁMICA Y SUS COMPONENTES	17
FIGURA 1.8. SECCIONES TÍPICAS EN EL RODETE.....	18
FIGURA 1.9. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD DE ENTRADA Y SALIDA - BOMBAS ROTODINÁMICAS	19
FIGURA 1.10. ARREGLO TÍPICO DE UNA BOMBA ROTODINÁMICA	23
FIGURA 1.11. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA ROTODINÁMICA	26
FIGURA 1.12. CURVAS DEL SISTEMA DE UN SISTEMA DE BOMBEO	28
FIGURA 1.13. ALTURAS CARACTERÍSTICAS EN UN SISTEMA DE BOMBEO	32
FIGURA 1.14. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN DE VAPOR ABSOLUTA VS. TEMPERATURA – A 1ATM DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA	33
FIGURA 2.1. ESQUEMA EXPLICATIVO DE LA GENERACIÓN DE UN FLUJO TRANSITORIO	37
FIGURA 2.2. VARIACIÓN CRONOLÓGICA DE LA CARGA PIEZOMÉTRICA SOBRE LA VÁLVULA – ARREGLO TANQUE – TUBERÍA – VÁLVULA, SIN CONSIDERAR PÉRDIDAS POR FRICCIÓN ...	41
FIGURA 2.3. VARIACIÓN CRONOLÓGICA DE LA CARGA PIEZOMÉTRICA SOBRE LA VÁLVULA – ARREGLO TANQUE – TUBERÍA – VÁLVULA, CONSIDERANDO PÉRDIDAS POR FRICCIÓN....	42
FIGURA 2.4. VARIACIÓN DEL MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL AGUA (K) CON LA TEMPERATURA	50
FIGURA 2.5. ALGORITMO EXPLICATIVO DEL MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS	57
FIGURA 2.6. DIAGRAMA ESPACIO – TIEMPO PARA EXPLICAR CURVAS CARACTERÍSTICAS ...	61
FIGURA 3.1. ESQUEMA DE OCURRENCIA DE FLUJO TRANSITORIO EN UN SISTEMA DE BOMBEO.....	68

FIGURA 3.2. EVOLUCIÓN DEL GOLPE DE ARIETE POR PARO ACCIDENTAL DE UN SISTEMA DE BOMBEO – EVENTOS 1 Y 2.....	71
FIGURA 3.3. EVOLUCIÓN DEL GOLPE DE ARIETE POR PARO ACCIDENTAL DE UN SISTEMA DE BOMBEO – EVENTOS 3 Y 4.....	72
FIGURA 3.4. CURVA Q VS H COMPLETA DE UNA BOMBA.....	73
FIGURA 3.5. ESQUEMA DE LAS DIFERENTES ZONAS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS	74
FIGURA 3.6. VARIACIÓN DE WR ² - VARIAS ECUACIONES.....	83
FIGURA 4.1. COMPORTAMIENTO DE UNA CHIMENEA DE EQUILIBRIO ANTE UNA ONDA DEPRESIVA	89
FIGURA 4.2. GRÁFICA DE RELACIÓN DE ÁREAS VS PORCENTAJE DE REFLEXIÓN DE ONDAS	89
FIGURA 4.3. ESQUEMA DE TANQUE UNIDIRECCIONAL	92
FIGURA 4.4. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DEL TANQUE UNIDIRECCIONAL.....	93
FIGURA 4.5. ESQUEMA DE UN CALDERÍN	95
FIGURA 4.6. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN CALDERÍN.....	96
FIGURA 4.7. ESQUEMA DE UN CALDERÍN CON VEJIGA.....	97
FIGURA 4.8. GRUPO MOTOR - BOMBA CON VOLANTE DE INERCIA	100
FIGURA 4.9. PROCESO DE CÁLCULO PARA PREDIMENSIONAR UN CALDERÍN – ESQUEMA 1	103
FIGURA 4.10. PROCESO DE CÁLCULO PARA PREDIMENSIONAR UN CALDERÍN – ESQUEMA 2	104
FIGURA 4.11. PROCESO DE CÁLCULO PARA PREDIMENSIONAR UN TANQUE UNIDIRECCIONAL.....	105
FIGURA 4.12. PROCESO DE CÁLCULO PARA PREDIMENSIONAR UNA CHIMENEA DE EQUILIBRIO	106
FIGURA 5.1. VENTANA PRINCIPAL DE LA APLICACIÓN FTB 1.0.....	109
FIGURA 5.2. MÓDULO RES – FORMULARIO DE CÁLCULO Y ARCHIVO DE RESULTADOS	111
FIGURA 5.3. MÓDULO TUB – FORMULARIO DE CÁLCULO	113
FIGURA 5.4. MÓDULO DISP – FORMULARIO DE CÁLCULO	114
FIGURA 5.5. MÓDULO FIN – FORMULARIO DE CÁLCULO	115
FIGURA 5.6. PANTALLA PRINCIPAL DEL SOFTWARE ALLIEVI.....	116
FIGURA 5.7. OPCIONES DE ELEMENTOS PARA INGRESO DE TOPOLOGÍA EN ALLIEVI	117

FIGURA 5.8. TABLA DINÁMICA DE INGRESO DE DATOS DE TUBERÍAS Y NODOS EN ALLIEVI	118
FIGURA 5.9. TABLA DE DATOS PARA CARACTERIZAR UNA ESTACIÓN DE BOMBEO EN ALLIEVI	119
FIGURA 5.10. OPCIONES DEL MENÚ VISTA.....	119
FIGURA 5.11. MENÚ PROYECTO EN ALLIEVI.....	120
FIGURA 5.12. MENÚ CONFIGURAR DE ALLIEVI.....	121
FIGURA 5.13. MENÚ CONFIGURACIÓN DE ALLIEVI.....	122
FIGURA 5.14. FORMA GRÁFICA DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS	123
FIGURA 5.15. ESQUEMA DEL ARREGLO HIDRÁULICO SUCCIÓN – ESTACIÓN DE BOMBEO – IMPULSIÓN – DESCARGA.....	124
FIGURA 5.16. METODOLOGÍA PARA LA CONFORMACIÓN DE UN MODELO DE FLUJO TRANSITORIO EN SISTEMAS DE BOMBEO.....	125
FIGURA 5.17. FORMULARIO FTB UTILIZADO PARA EL CÁLCULO DE PARÁMETROS DE FLUJO PERMANENTE DEL PROBLEMA.....	127
FIGURA 5.18. INGRESO DE DATOS DE LOS PUNTOS DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS EN ALLIEVI	131
FIGURA 5.19. AJUSTE POR MÍNIMOS CUADRADOS DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS.....	132
FIGURA 5.20. DETERMINACIÓN DEL INTERVALO DE TIEMPO.....	134
FIGURA 5.21. TOPOLOGÍA DEL SISTEMA DE BOMBEO ANALIZADO	135
FIGURA 5.22. ENVOLVENTES EXTREMAS DE CARGA PIEZOMÉTRICA $H(X)$ – ESCENARIO 1 ..	138
FIGURA 5.23. ENVOLVENTES EXTREMAS DE CARGA DE PRESIÓN $P(X)$ – ESCENARIO 1	138
FIGURA 5.24. ENVOLVENTE DE CAUDALES EXTREMOS $Q(X)$ – ESCENARIO 1	139
FIGURA 5.25. VARIACIÓN CRONOLÓGICA DE LA CARGA DE PRESIÓN EN SECCIONES DE INTERÉS DE LA IMPULSIÓN	139
FIGURA 5.26. VARIACIÓN DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN Y CAUDAL EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO – ESCENARIO 1.....	140
FIGURA 5.27. ENVOLVENTES EXTREMAS DE CARGA PIEZOMÉTRICA $H(X)$ – ESCENARIO 2 ..	141
FIGURA 5.28. ENVOLVENTES EXTREMAS DE CARGA DE PRESIÓN $P(X)$ – ESCENARIO 2	141
FIGURA 5.29. ENVOLVENTE DE CAUDALES EXTREMOS $Q(X)$ – ESCENARIO 2	142
FIGURA 5.30. VARIACIÓN CRONOLÓGICA DE LA CARGA DE PRESIÓN EN SECCIONES DE INTERÉS DE LA IMPULSIÓN – ESCENARIO 2	142

FIGURA 5.31. VARIACIÓN DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN Y CAUDAL EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO – ESCENARIO 2.....	143
FIGURA 5.32. VARIACIÓN DEL NIVEL DE SUPERFICIE LIBRE EN LOS TANQUES UNIDIRECCIONALES	143
FIGURA 5.33. ENVOLVENTES EXTREMAS DE CARGA PIEZOMÉTRICA $H(X)$ – ESCENARIO 3 ..	144
FIGURA 5.34. ENVOLVENTES EXTREMAS DE CARGA DE PRESIÓN $P(X)$ – ESCENARIO 3	145
FIGURA 5.35. ENVOLVENTE DE CAUDALES EXTREMOS $Q(X)$ – ESCENARIO 3	145
FIGURA 5.36. VARIACIÓN CRONOLÓGICA DE LA CARGA DE PRESIÓN EN SECCIONES DE INTERÉS DE LA IMPULSIÓN – ESCENARIO 3	146
FIGURA 5.37. VARIACIÓN DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN Y CAUDAL EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO – ESCENARIO 3.....	146
FIGURA 5.38. VARIACIÓN DE NIVEL DE SUPERFICIE LIBRE EN CALDERÍN	147
FIGURA 5.39. PERTURBACIÓN TRANSITORIA – VARIACIÓN DE PARÁMETROS DE LAS BOMBAS EN EL TIEMPO	148
FIGURA 5.40. ENVOLVENTE DE PRESIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS $P(X)$ – SITIOS CON PROBLEMAS DE SOBREPRESIÓN Y DEPRESIÓN SIN PROTECCIÓN	149
FIGURA 5.41. ENVOLVENTE DE PRESIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS $P(X)$ – CON PROTECCIÓN DE TANQUES UNIDIRECCIONALES	151
FIGURA 5.42. ENVOLVENTE DE PRESIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS $P(X)$ – CON PROTECCIÓN DE CALDERÍN	152
FIGURA 5.43. ENVOLVENTES DE CARGA PIEZOMÉTRICA – TODOS LOS ESCENARIOS	152
FIGURA 5.44. ENVOLVENTES DE CARGA DE PRESIÓN – TODOS LOS ESCENARIOS	153
FIGURA 5.45. ENVOLVENTES DE CARGA CAUDAL – TODOS LOS ESCENARIOS.....	153

RESUMEN

Al igual que en los sistemas de conducción a gravedad, uno de los aspectos más relevantes a tomar en cuenta dentro del diseño de un sistema de bombeo es el fenómeno de golpe de ariete, por cuanto ocasiona solicitudes extremas a los conductos y turbomáquinas; por lo que es necesario un conocimiento adecuado sobre este particular fenómeno, en cuanto corresponde a sus causas, efectos y principales parámetros característicos, a sabiendas que el funcionamiento de una bomba asocia condiciones de frontera especiales dentro del análisis de flujo transitorio.

Este trabajo describe al fenómeno de golpe de ariete desde los conceptos básicos, hasta lograr una ilustración de los eventos que tienen lugar cuando existe un flujo transitorio inducido por las maniobras de una bomba rotodinámica; a la vez que se describe su fundamento matemático, su resolución asociada al método de las características y los parámetros necesarios para su simulación mediante un modelo numérico.

De forma descriptiva y breve se presentan los dispositivos más comunes para el control y atenuación del flujo transitorio en sistemas de bombeo, acompañados de varios algoritmos que pueden ser utilizados para el predimensionamiento de estas estructuras.

Se propone una metodología para la elaboración de un modelo numérico de flujo transitorio de un sistema de bombeo en un programa comercial, con la ayuda de varias herramientas que han sido creadas para el efecto; finalmente esta metodología se aplica en un problema puntual.

ABSTRACT

In the hydraulic design of pumping systems is very important analyze the water hammer phenomenon because it cause extreme stresses in the pipelines and serious damages in the turbo machinery; for this reason, is necessary understand this particular event: causes, effects and the main parameters knowing that the operation of the pumps define special boundary conditions.

In this paper, we study the water hammer from the basics definitions to understand the events that take place when occurs transient flow induced by pumps operation; also described the fundamentals equations of the movement, the resolution by the method of characteristics and parameters necessary for simulation using a numerical model.

The most common devices and structures for control and attenuation of transient flow in the pumping systems are described briefly, also various algorithms for these devices pre-dimensioning.

Finally, a methodology is proposed for the development of a numerical model of transient flow of a pumping system in a commercial program, with the help of various tools created for this purpose. This methodology is applied to a specific problem.

PRESENTACIÓN

El creciente requerimiento del abastecimiento de agua tanto para consumo humano como para riego, ha generado la necesidad de ejecutar proyectos de infraestructura en donde se incluya dentro de sus arreglos a sistemas de bombeo, que permitan vencer desniveles topográficos y así obtener los beneficios de los recursos hídricos de zonas donde aún existe disponibilidad; todo esto motivado por la configuración orográfica de nuestro país, sus heterogéneas disponibilidades del recurso hídrico y el acelerado crecimiento de la población.

Bajo estos antecedentes, es necesario que la ingeniería nacional esté preparada para poder realizar los correspondientes diseños de estos sistemas y lograr un correcto funcionamiento, además de cumplir y prolongar la vida útil de estas estructuras. Uno de los aspectos principales que involucran al correcto funcionamiento y cuidado de un sistema de bombeo, es la consideración en el diseño de la ocurrencia del fenómeno de flujo transitorio, el mismo que al no ser tomado en cuenta puede causar graves daños a los componentes de estos sistemas y por consiguiente repercutir en el aspecto económico - financiero ante la avería de un sistema del que dependen muchas actividades productivas.

Es así que, atañe de mucha importancia el conocimiento y análisis del fenómeno de flujo transitorio en sistemas de bombeo, sus causas, consecuencias y sus eventuales métodos de atenuación.

En tal virtud, los objetivos propuestos en este trabajo son:

1. Objetivo General

Aportar a un mejor entendimiento y resaltar la necesidad del análisis del proceso de variación en el espacio y tiempo de los parámetros hidrodinámicos en un sistema de bombeo, ante la ocurrencia de un flujo transitorio, mediante la aplicación de un modelo matemático basado en el método de las características.

2. Objetivos Específicos

- Establecer los principios básicos de funcionamiento de un sistema de bombeo y su problemática ligada a la ocurrencia de un fenómeno transitorio;
- Indicar la formulación matemática que representa al fenómeno de flujo transitorio, de manera particular a los inducidos en sistemas de bombeo y sus más comunes métodos de resolución;
- Comprender el funcionamiento de los principales métodos de atenuación (protección) ante la ocurrencia de golpe de ariete en un sistema de bombeo;
- Elaborar una aplicación computacional que permita obtener las condiciones iniciales y todas las características de un sistema de bombeo para su posterior utilización en un modelo numérico de flujo transitorio; y,
- Conocer las particularidades del software Allievi y el algoritmo general para la creación de un modelo numérico de flujo transitorio para un sistema de bombeo, asociando escenarios con y sin protección.

El presente trabajo contiene los siguientes capítulos:

CAPITULO 1: en este capítulo se presentan las definiciones y conceptos básicos que atanen a los diferentes componentes de un sistema de bombeo y su funcionamiento en condiciones normales (flujo permanente); estos conocimientos son previos para el entendimiento del tema central del presente trabajo: análisis del flujo transitorio.

CAPITULO 2: se realiza una descripción concisa de los fundamentos y proceso del flujo transitorio en conductos a presión en general, se explica el fenómeno de traslación de ondas, los conceptos básicos, las ecuaciones fundamentales del movimiento y los principales métodos de resolución.

CAPÍTULO 3: contiene la descripción del flujo transitorio ocasionado por la operación de una bomba rotodinámica; se presenta una explicación física del fenómeno, el fundamento matemático básico y los principales parámetros mediante lo cual se da solución a este problema mediante el método de las características.

CAPITULO 4: en este apartado se presenta una breve descripción del funcionamiento y las bases para el pre dimensionamiento de los diferentes dispositivos que se utilizan para el control y atenuación del golpe de ariete en sistemas de bombeo.

CAPITULO 5: en el Capítulo final de este trabajo se realiza una simulación del flujo transitorio en un sistema de bombeo, tomando en consideración todos los criterios y parámetros que han sido descritos en los capítulos anteriores; se pone a consideración una metodología para proceder a la simulación del flujo transitorio, utilizando varias herramientas que han sido creadas para este fin.

CAPITULO 6: conclusiones y recomendaciones

CAPÍTULO 1

SISTEMAS DE BOMBEO Y DEFINICIONES BÁSICAS

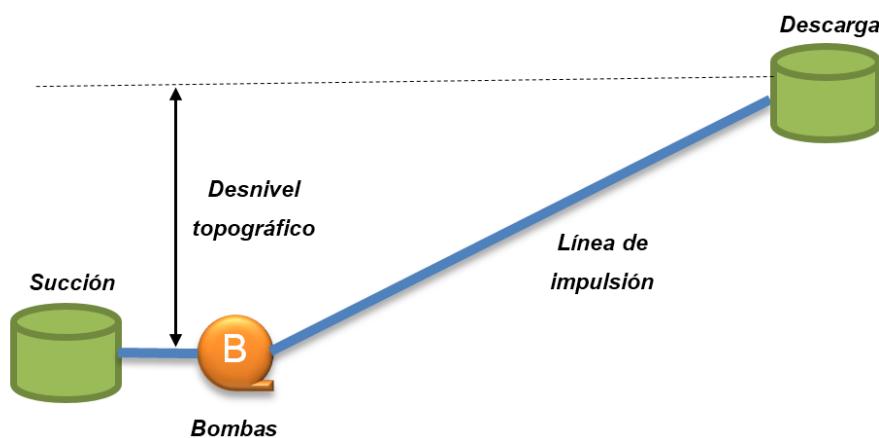
1.1. INTRODUCCIÓN

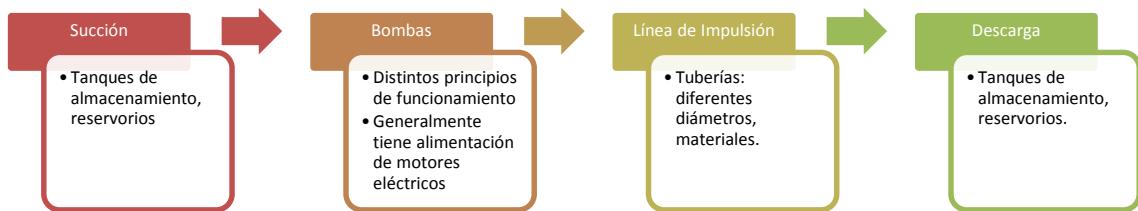
En este Capítulo se presentan las definiciones y conceptos básicos que atanen a los diferentes componentes de un sistema de bombeo y su funcionamiento en condiciones normales (flujo permanente); estos conocimientos son previos para el entendimiento del tema central del presente trabajo: análisis del flujo transitorio.

1.2. SISTEMAS DE BOMBEO

Un sistema de bombeo es un arreglo de varias estructuras hidráulicas y equipamiento mecánico, que operando en conjunto permite elevar volúmenes de fluido en un desnivel topográfico con flujo presurizado; de manera general e indicativa, este arreglo puede ser discretizado de la siguiente manera:

Figura 1.1. Componentes de un sistema de bombeo





ELABORACIÓN: Luis Ríos

1.2.1. BOMBAS

Son los dispositivos encargados de convertir energía mecánica en energía de velocidad y presión, e impulsar volúmenes de fluido en un desnivel topográfico.

1.2.2. LÍNEA DE IMPULSIÓN

También conocida como conducción, está conformada por tuberías o conductos que unen dos o varios sitios desde las fuentes hasta los sitios de demanda; la línea de impulsión en sistemas de bombeo está conformada por conductos presurizados.

El trazado de las conducciones depende de las condiciones topográficas del terreno entre la fuente hasta el sitio de demanda, y definirá numerosas geometrías tanto en su trazado en planta como en elevación; obviamente siempre equilibrando los factores de diseño hidráulico - civil y constructivo.

1.2.3. ESTRUCTURAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA

Son estructuras que se ubican en las fuentes y sitios de demanda de fluido respectivamente, la tipología de estas estructuras es variada y pueden adoptar geometrías desde las más simples como un tanque cilíndrico o cúbico hasta estructuras de mayores volúmenes que incluyan dissipación de energía, formas particulares de embocadura, entre otras; todo dependerá de las solicitudes e importancia del proyecto en general.

1.3. DEFINICIONES BÁSICAS

En este acápite se presentan las definiciones básicas que atañen al funcionamiento y análisis de un sistema de bombeo con el fluido agua.

1.3.1. FLUJO A PRESIÓN

Este tipo de movimiento de fluido tiene lugar en conductos cerrados sobre los que se aplica una presión interna diferente a la atmosférica.

El flujo a presión que será tratado en este trabajo será unidimensional, con una distribución uniforme de velocidades y con régimen turbulento.

1.3.2. FLUJO PERMANENTE

Denominado también flujo estacionario y se caracteriza porque la velocidad media del movimiento es constante en el tiempo o sufre variaciones despreciables respecto a los valores promedio. En un flujo permanente también se suponen variaciones nulas de densidad, presión y temperatura en el tiempo.

Este tipo de flujo tiene lugar en sistemas presurizados y en sistemas con flujo a lámina libre (canales).

1.3.3. FLUJO TRANSITORIO

También llamado flujo no permanente o inestacionario y se caracteriza porque existe variación de los parámetros hidrodinámicos de un instante a otro, es decir no son constantes en el tiempo. En cada uno de estos instantes se producen condiciones de flujo permanente (eventual equilibrio) y varían rápidamente hasta alcanzar una nueva condición estacionaria.

En el Capítulo 2 se describe el concepto de flujo transitorio con mayores detalles.

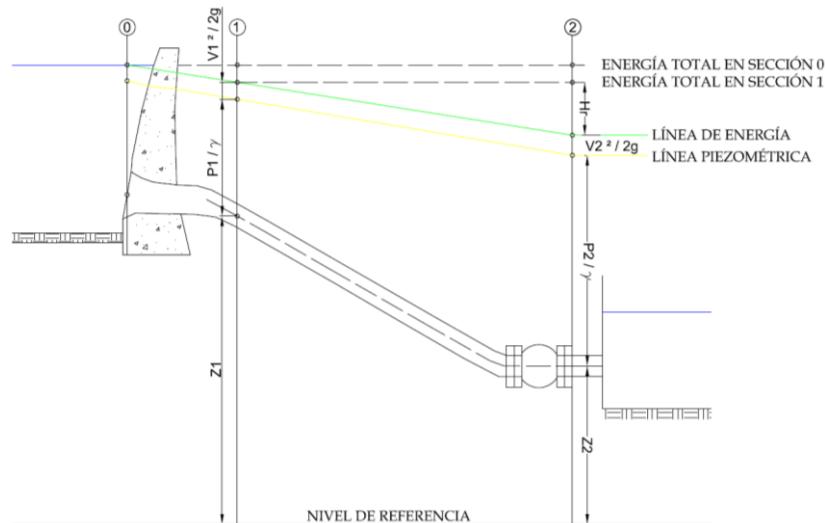
1.3.4. ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ecuación de energía o de Bernoulli es la ecuación básica de la hidrodinámica, y representa el principio de conservación de la energía en un sistema y procede del análisis de la Segunda Ley de Newton en una vena líquida y con un nivel de referencia establecido.

En la ecuación de Bernoulli se identifican 3 términos:

Energía = carga de posición + carga de presión + carga de velocidad.

Figura 1.2. Ilustración de la ecuación de Bernoulli en un sistema



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Para un fluido en movimiento con flujo permanente, la ecuación de Bernoulli tiene la siguiente forma entre las secciones de control 1 y 2:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + H_r \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Donde:

$\frac{P_1}{\gamma}$: carga de presión en sección 1;

$\frac{P_2}{\gamma}$: carga de presión en sección 2;

Z_1 : energía de posición en sección 1;

Z_2 : energía de posición en sección 2;

$\frac{V_1^2}{2g}$: carga de velocidad en sección 1;

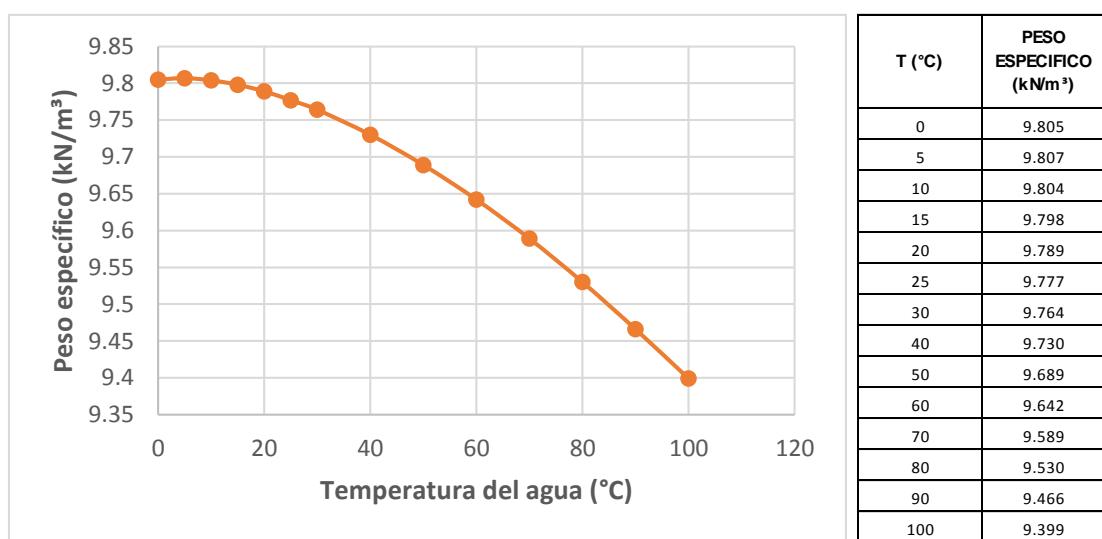
$\frac{V_2^2}{2g}$: carga de velocidad en sección 2;

γ : peso específico del fluido que varía con la temperatura; y,

Hr: pérdidas de energía en el tramo 1 - 2;

En la siguiente Figura se observa la variación del peso específico del fluido agua con la temperatura y para 1 atm de presión atmosférica.

Figura 1.3. Peso específico del agua vs. temperatura - para 1 atm de presión atmosférica



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Una forma sencilla y práctica de interpretar a la ecuación de Bernoulli en un sistema, es mediante la identificación de la línea de energía y línea piezométrica (Ver Figura 1.2).

La línea de energía une los puntos de energía total de todas las secciones de un sistema; esta línea siempre es decreciente en dirección del movimiento del fluido, excepto cuando existen dispositivos generadores de energía (bombas).

La línea piezométrica une a la sumatoria de las cargas de posición y presión en las diferentes secciones de un sistema. Generalmente la carga de presión que se estila utilizar, es relativa y toma como referencia a la presión atmosférica. Esta línea de cargas piezométricas puede ser ascendente y descendente en la dirección del flujo, por la presencia de singularidades en el sistema que varíen la carga de velocidad.

1.3.5. ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

La ecuación de continuidad refiere el principio de conservación de la masa, y define que en todo fluido incompresible y con flujo estacionario, el producto de la velocidad media por el área transversal en cualquier sección de un conducto es constante y es igual al gasto del sistema.

Tomando como referencia a la Figura 1.2, la ecuación de continuidad se expresa así:

$$Q_1 = Q_2 \quad (\text{Ec. 1.2})$$

$$V_1 * A_1 = V_2 * A_2 = \text{ctte} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

Donde:

- Q₁: caudal en sección 1;
- Q₂: caudal en sección 2;
- V₁: velocidad media del fluido en sección 1;
- V₂: velocidad media del fluido en sección 2;
- A₁: área transversal en sección 1; y,
- A₂: área transversal en sección 2.

1.3.6. PÉRDIDAS DE CARGA O ENERGÍA

Por efecto del desplazamiento de un fluido en un conducto, la energía total va decreciendo debido a la fricción del fluido con el contorno del conducto y por la existencia de singularidades como piezas especiales, cambios de dirección, válvulas en el sistema.

$$H_r = Hf + Hl \quad (\text{Ec. 1.4})$$

Donde.

- H_r: pérdidas de carga totales;
- H_f: pérdidas de carga por fricción; y,
- H_l: pérdidas de carga localizadas.

- **PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN**

Las pérdidas de carga por fricción son importantes en sistemas con conducciones largas. Existen varias fórmulas experimentales que se han desarrollado y permiten el cálculo de las pérdidas de carga por fricción; a continuación, se nombran las más relevantes

- Chezy (1775)

$$Hf = \frac{4V^2}{C^2 D} * L \quad (Ec. 1.5)$$

Donde:

- Hf: pérdidas de carga por fricción;
 V: velocidad media del fluido;
 C: coeficiente de resistencia al flujo de Chezy;
 D: diámetro hidráulico del conducto; y,
 L: longitud de la conducción.

Se deriva de la ecuación general de Chezy y permite determinar de manera directa las pérdidas de carga por fricción, sin tomar en cuenta las condiciones de flujo en el conducto. El coeficiente C adopta distintas valoraciones de acuerdo al material de los conductos y se lo encuentra con mucha facilidad en la literatura técnica.

Una ecuación análoga a la de Chezy es la ecuación de Manning, que permite el cálculo adecuado de pérdidas de carga por fricción para conductos con flujo en transición.

- Darcy – Weisbach (1857)

$$Hf = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (Ec. 1.6)$$

Donde:

- Hf: pérdidas de carga por fricción;
 f: factor de fricción - adimensional;
 L: longitud de la conducción;

- D: diámetro hidráulico del conducto;
- V: velocidad media del fluido; y,
- g: aceleración de la gravedad en el sitio.

Esta ecuación suele ser la más utilizada por la práctica ingenieril actual para el cálculo de las pérdidas de carga por fricción, ya que incorpora al tipo de flujo que tiene lugar en el conducto mediante la inclusión del factor de fricción (f).

Se realizaron varias experimentaciones para poder valorar al factor de fricción y se tomó como base fundamental al tipo de flujo definido por el número de Reynolds.

El número adimensional de Reynolds (Re) relaciona las fuerzas viscosas con las fuerzas de inercia en un volumen de control, y se define con la siguiente expresión para un conducto cilíndrico:

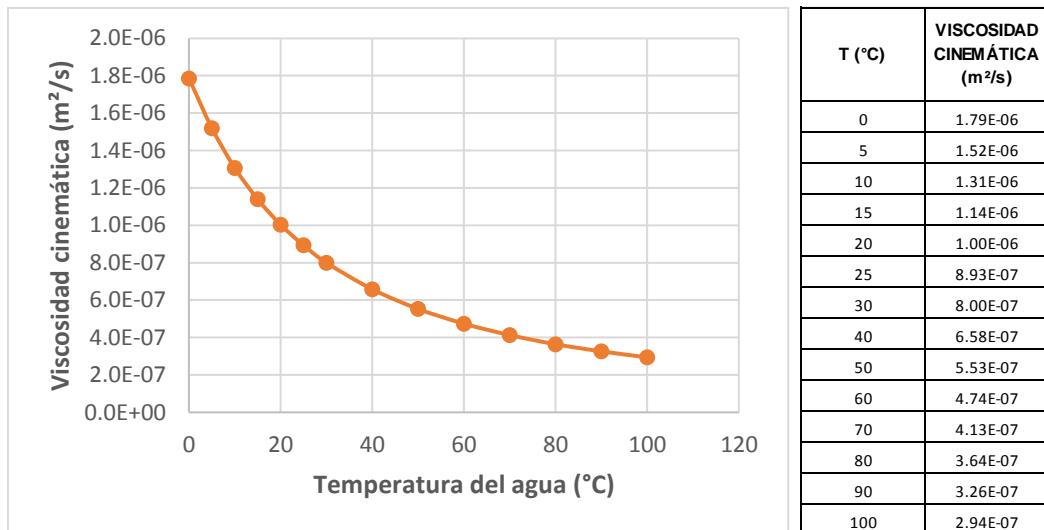
$$Re = \frac{V*D}{\nu} \quad (Ec. 1.7)$$

Donde:

- V: velocidad media del fluido;
- D: diámetro hidráulico del conducto; y,
- ν : viscosidad cinemática del fluido que varía con la temperatura.

En la siguiente Figura se observa la variación de la viscosidad cinemática del agua con la temperatura y para 1 atm de presión atmosférica.

Figura 1.4. Viscosidad cinemática del agua vs temperatura – para 1 atm de presión atmosférica



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Para conductos no cilíndricos, el diámetro hidráulico puede ser definido por la siguiente relación:

$$D = \frac{4A}{P} \quad (\text{Ec. 1.8})$$

Donde:

- A: área mojada del conducto; y,
P: perímetro mojado del conducto.

La clasificación del flujo en función del número de Reynolds es la siguiente:

- Flujo laminar cuando $Re < 2000$;
- Flujo en transición cuando $2000 < Re < 4000$; y,
- Flujo turbulento cuando $Re > 4000$.

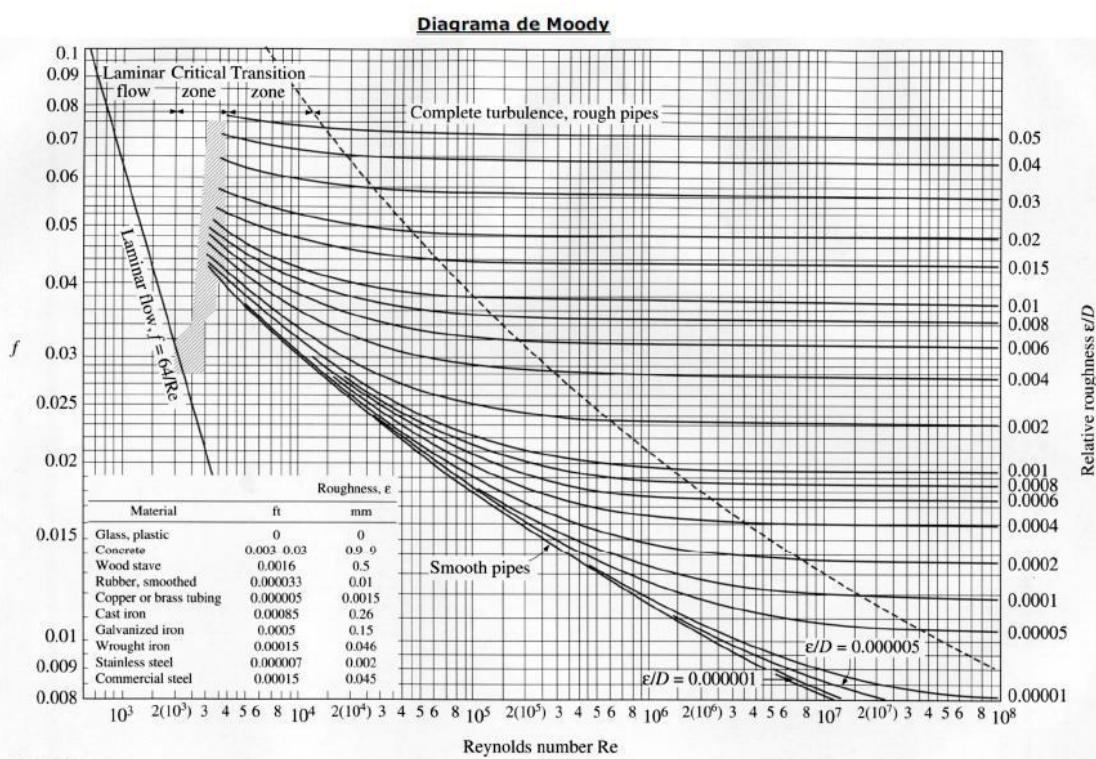
Las fórmulas para estimar el factor de fricción son varias y tienen distintos rangos de aplicación, así por ejemplo nombramos:

- Ecuación de Hagen – Poiseuille (1846), para flujo laminar
- Ecuación de Blasius (1911), para zona de transición y turbulenta;

- Ecuación de Nikuradse (1933), para flujo laminar, transición y turbulento;
- Ecuación de Prandlt y Von Karman (1920 – 1930), para tubos hidráulicamente lisos y rugosos; y,
- Ecuación de Colebrook – White (1939), para flujo en transición y turbulento.

Una mención especial al respecto de estos estudios experimentales para determinar el factor de fricción merece el Diagrama de Moody (1944), que sintetizó los trabajos realizados por Nikuradse y White al ensayar con tuberías reales, producto de esta experimentación creó un ábaco en donde se relaciona al número de Reynolds (Re), la rugosidad relativa del conducto (ϵ/D) y el factor de fricción (f) (Ver Figura 1.5)

Figura 1.5. Diagrama de Moody



FUENTE: (HERZ, 1975)

Con el Diagrama de Moody se puede estimar el factor de fricción de manera gráfica, conociendo el número de Reynolds, la geometría y la rugosidad absoluta (ϵ) del material del conducto.

La rugosidad absoluta para los distintos materiales se los puede obtener de manera experimental, de literatura técnica y de catálogos de los fabricantes de los conductos; en la siguiente Tabla se observan los valores más comunes de rugosidad absoluta:

Tabla 1.1. Rugosidad absoluta para distintos materiales

MATERIAL	DESDE	HASTA
Acero sin costura	0.01 mm	0.05 mm
Acero galvanizado	-	0.3 mm
Acero nuevo con juntas lisas	0.05 mm	0.10 mm
Acero soldado con empates lisos	0.30 mm	0.40 mm
Acero con remaches trasversales simples	0.60 mm	0.70 mm
Acero con remaches trasversales dobles	1.20 mm	1.30 mm
Acero fundido nuevo	0.25 mm	1.00 mm
Acero fundido oxidado	1.00 mm	1.50 mm
Acero fundido con incrustaciones	1.50 mm	3.00 mm
Hormigón nuevo excelente acabado		0.01 mm
Hormigón con años de uso	0.20 mm	0.30 mm
Hormigón con pésimo acabado	1.50 mm	1.60 mm
Asbesto - cemento	-	0.10 mm
Madera	0.20 mm	1.00 mm
Plástico (PVC – PRFV)	0.01 mm	0.04 mm

ELABORACIÓN: Luis Ríos

FUENTE: (HERZ, 1975)

A pesar de que con el Diagrama de Moody se puede estimar fácilmente el factor de fricción y por ende las pérdidas de carga longitudinales, es necesario resaltar que la ecuación de Colebrook – White tiene un gran campo de aplicabilidad para todo tipo de conducciones con flujo en zona de transición y turbulenta y sus resultados son comparables a los estimados con el ábaco de Moody, por tanto esta ecuación es ampliamente utilizada en la práctica ingenieril ya que permite una rápida y automática estimación del factor de fricción con una adecuada aplicación de métodos numéricos, e inclusive con importantes cantidades de información.

La ecuación de Colebrook – White es la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon/D}{3.71} \right) \quad (Ec. 1.9)$$

Esta ecuación es implícita y requiere de un método numérico (tanteo, obtención de raíces) para estimar el valor del factor de fricción y posteriormente determinar las pérdidas de carga por fricción.

- **PÉRDIDAS DE CARGA LOCALES**

Las pérdidas de carga locales tienen lugar en singularidades de las conducciones, es decir en sitios donde existan variantes a la geometría y dirección regular del conducto y las líneas de corriente sufran variaciones con importancia; entre las principales singularidades tenemos: cambios de dirección, válvulas, descargas, ampliaciones, reducciones, entre otras.

La determinación de las pérdidas de carga locales ha sido objeto de innumerables y exhaustivos estudios experimentales. Uno de los trabajos con mayor relevancia y detalle en este ámbito es el libro ‘Handbook of Hydraulic Resistance’ (IDELCHIK, 2006), el mismo que cuenta con vasta información para la determinación de las pérdidas locales hasta para las más complejas geometrías de embocaduras, transiciones, bifurcaciones, difusores, entre otras.

En general las pérdidas locales se estiman en función de la carga de velocidad del fluido y esta estimación se la realiza mediante coeficientes (k), que por simplicidad han sido tabulados para las singularidades más comunes.

$$Hl = k \frac{V^2}{2g} \quad (Ec. 1.10)$$

Donde:

hl : pérdidas de carga localizadas;

k : coeficiente de pérdida localizada; y,

$\frac{V^2}{2g}$: carga de velocidad.

Tabla 1.2. Coeficientes de pérdida de carga localizada – accesorios más comunes

SINGULARIDAD	COEFICIENTE k
Codo a 90°	0.50 – 1.40
Codo a 45°	0.30 – 0.50
Té - flujo recto	0.40
Té - flujo a derivación	1.40
Té – flujo desde derivación	1.70
Reducciones	0.06 – 0.07
Válvula de pie	5.0 – 11.3
Válvula de compuerta	0.10 – 0.22
Válvula de bola	0.04 – 0.06
Válvula mariposa	0.30 – 0.86

ELABORACIÓN: Luis Ríos

FUENTE: (HERZ, 1975)

Los coeficientes k tienen un amplio rango de valores que varían en función de la geometría y condiciones de operación, por lo que siempre será necesaria una apropiada revisión y con el mayor detalle posible.

1.4. BOMBAS HIDRÁULICAS

Las bombas hidráulicas son dispositivos que permiten convertir energía mecánica en energía hidráulica (carga de velocidad y presión), todo esto en el movimiento de un fluido incompresible.

En otras palabras, estos dispositivos reciben una fuerza motora externa (motores, fuerza animal, humana) que incrementa la cantidad de movimiento y la transfiere al fluido.

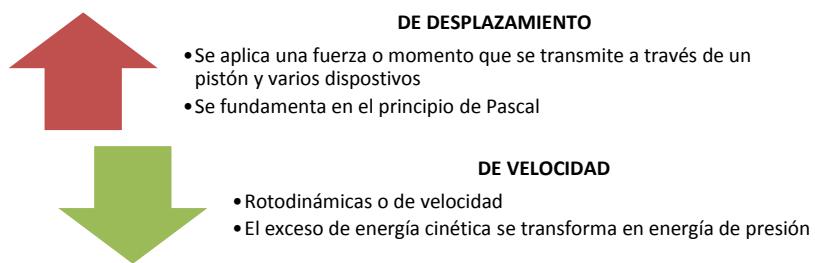
Desde la antigüedad, estos dispositivos han sido desarrollados de manera significativa tanto en funcionalidad, en los campos de aplicación e inclusive en el diseño mecánico de sus componentes; es así que el desarrollo se ha marcado desde la creación del Tornillo de Arquímedes hasta las actuales turbomáquinas que cuentan con sofisticados mecanismos de control y mayores eficiencias.

1.4.1. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

Existen diversas clasificaciones de las bombas, destacando diferentes parámetros que las caracterizan; sin embargo la categorización más relevante que engloba a la totalidad de estos dispositivos está referida a su principio de funcionamiento.

Esta clasificación define los siguientes grupos de bombas:

Figura 1.6. Clasificación de las bombas por su principio de funcionamiento



ELABORACIÓN: Luis Ríos

1.4.2. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO

Las bombas de desplazamiento o reciprocatores permiten generar un movimiento volumétrico de fluido, y este a su vez produce un incremento de presión por el empuje de las paredes.

Existen dos grandes grupos de bombas de desplazamiento: bombas oscilantes o cíclicas y bombas rotatorias o continuas, las mismas que funcionan en un rango amplio de carga hidráulica, potencia y eficiencia, tal como se observa en la siguiente Tabla.

Tabla 1.3. Bombas de desplazamiento - características

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO	CARGA HIDRÁULICA (m)	POTENCIA (kW)	CAUDAL (m ³ /h)	EFICIENCIA (%)
<i>Oscilantes o cíclicas</i>				
Pistón – bomba de cubo	5 -200	0.3 – 50	10 -100	40 – 85
Bombas de émbolo	40 – 400	0.5 – 50	2 -50	60 – 85
Bombas de diafragma	1 – 2	0.03 – 5	2 – 20	20 – 60
Impulsadas por gas o vapor	5 - 20	1 - 50	40 - 400	-
<i>Rotatorias o continuas</i>				
Paleta flexible	5 – 10	0.05 – 0.5	2- 20	25 – 50
Cavidad progresiva	10 – 100	0.5 -10	2 – 100	30 – 70
Tornillo de Arquímedes	0.2 – 1	0.04	15 – 30	30 – 70
Tornillo abierto	2 – 6	1 – 50	40 – 400	60 – 80
Bobina y espiral	2 – 10	0.03 – 0.3	2 – 10	60 -70
Molinos de rosca	0.2 – 1	0.02 – 20	5 – 400	20 – 50
Escaleras hidráulicas	5 – 10	0.02 – 1	5 – 20	50 – 70
De cuerda y arandelas	5 -50	0.02 - 1	5 -30	50 -80

ELABORACIÓN: Luis Ríos

FUENTE: (FRAENKEL, 2010)

Las bombas reciprocatantes pueden vencer desniveles en el rango de 0.2 hasta 400 m, pero con caudales no mayores a 400 m³/h. (111 l/s) y eficiencias máximas del 80%; por estas razones estos dispositivos suelen ser utilizados en aplicaciones sencillas y económicas de abastecimiento de agua en zonas con poca densidad poblacional (zonas rurales), con limitados requerimientos de caudal y carga hidráulica.

1.4.3. BOMBAS ROTODINÁMICAS

Las bombas de velocidad o rotodinámicas, basan su principio de funcionamiento en el traspaso de la cantidad de movimiento hacia el fluido. Estas bombas disponen de una parte móvil (rotor) que transfiere un momento cinético al fluido y que posteriormente en el cuerpo de la bomba (rodete, difusor y carcasa) se transforma la energía cinética en energía de presión, con un movimiento continuo del fluido. Generalmente estas bombas son impulsadas por motores eléctricos.

En la siguiente Tabla se presentan las características de las bombas de velocidad, tipificadas por la trayectoria del flujo a lo largo del rodete:

Tabla 1.4. Bombas de velocidad - características

BOMBAS DE VELOCIDAD	CARGA HIDRÁULICA (m)	POTENCIA (kW)	CAUDAL (m ³ /h)	EFICIENCIA (%)
Axiales o de hélice	3 -5	10 – 500	100 – 500	50 – 90
Flujo mixto	2 – 10	150 -500	10 -500	50 -90
Centrífugas o radiales	4 – 60	0.1 – 500	1 -500	30 – 85
Multietapas flujo mixto	6 -20	50 – 500	10 -100	50 - 80
Multietapas centrífuga	10 – 300	5 – 500	1 – 100	30 - 80
Eyectora	10 - 30	5 - 500	50 -500	20 -60

ELABORACIÓN: Luis Ríos

FUENTE: (FRAENKEL, 2010)

Como se observa en la Tabla anterior, las bombas rotodinámicas tienen un amplio campo de aplicación tanto en carga hidráulica y caudal, con eficiencias aún mayores que las bombas de desplazamiento.

Es por estas características que este tipo de bombas son utilizadas en sistemas de abastecimiento de agua con mayores solicitudes hidráulicas y que suplen la demanda de grandes centros poblados. De la misma forma estos sistemas requieren de mayores seguridades en el diseño y construcción para mantener la operación y servicio continuo ante la ocurrencia de eventos extremos como los flujos inestacionarios.

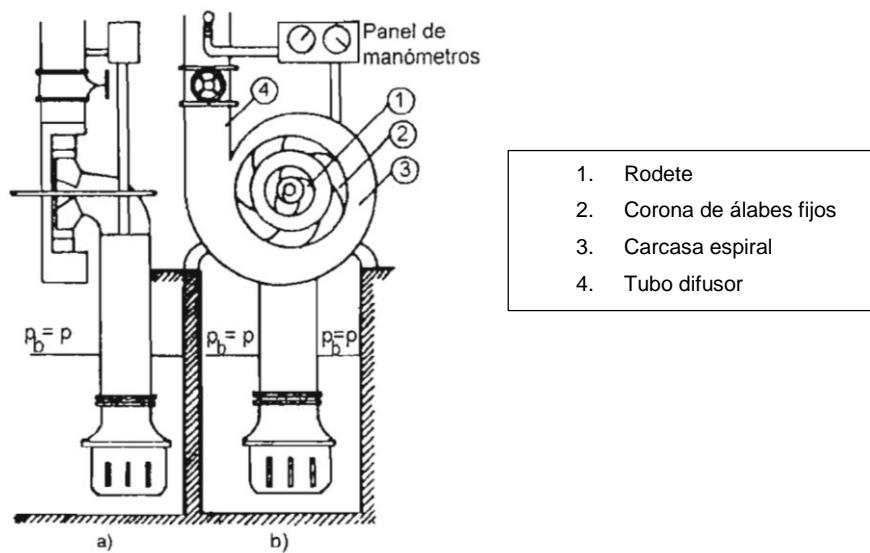
En tal virtud, las bombas rotodinámicas serán objeto de estudio y posteriormente se constituirán en uno de los principales insumos para la evaluación del flujo transitorio en sistemas de bombeo.

1.4.4. ELEMENTOS DE UNA BOMBA ROTODINÁMICA

Este tipo de bombas están conformadas por los siguientes elementos:

- Rodete (1): gira en conjunto con el eje del motor. Este rodete consta de un determinado número de álabes y se encarga de dotar de energía cinética y de presión al fluido;
- Corona de álabes fijos (2): acumula todos los volúmenes de fluido que salen del rodete y transforma la energía cinética en energía de presión, por efecto de la geometría de este componente;
- Carcasa espiral (3): también recoge el líquido evacuado por el rodete, cumple idéntica función del difusor, a la vez que conduce el líquido hacia la tubería de salida;
- Tubo difusor (4): complementa el proceso de difusión en la obtención de energía de presión.

Figura 1.7. Esquema típico de una bomba rotodinámica y sus componentes



FUENTE: (CORCHO, 2005)

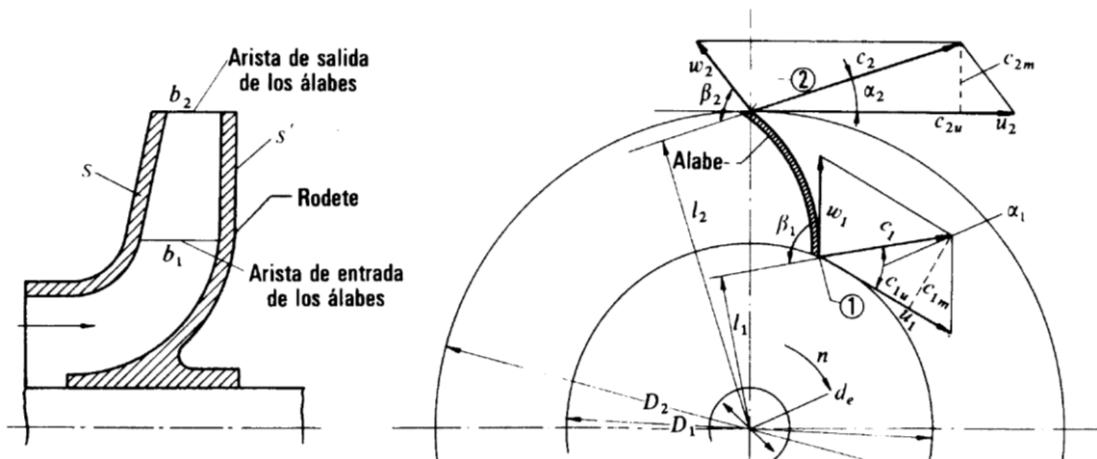
1.4.5. TEORÍA DE FUNCIONAMIENTO

El movimiento del fluido al interior de una bomba de velocidad es complejo, ya que los vectores velocidad no son paralelos a las superficies de los interiores de la

bomba, además de la ocurrencia de movimientos secundarios en la zona de descarga del rodete y en el proceso de difusión. Hasta el momento no se ha desarrollado una teoría fácil al entendimiento de todo el diseño hidrodinámico de estos dispositivos.

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las bombas de velocidad y define la carga hidráulica equivalente a la energía que se transfiere al fluido. La deducción de esta ecuación fundamental se la realiza tomando en consideración secciones ortogonales en el rodete de la bomba, en los puntos 1 y 2 (entrada y salida del flujo respectivamente).

Figura 1.8. Secciones típicas en el rodete



FUENTE: (MATAIX, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 1986)

Se supone flujo en régimen permanente en el rodete, que al girar crea una depresión al ingresar el fluido al interior de la bomba; se definen los siguientes parámetros:

- c_1 : velocidad absoluta a la entrada del álabe (m/s);
- c_2 : velocidad absoluta a la salida del álabe (m/s);

- n : velocidad de rotación del rodete en revoluciones por minuto (rpm);
- u_1, u_2 : velocidad periférica del rodete a la entrada y salida del álabе (m/s); y,
- w_0, w_1 : velocidad relativa en la entrada y salida del álabе (m).

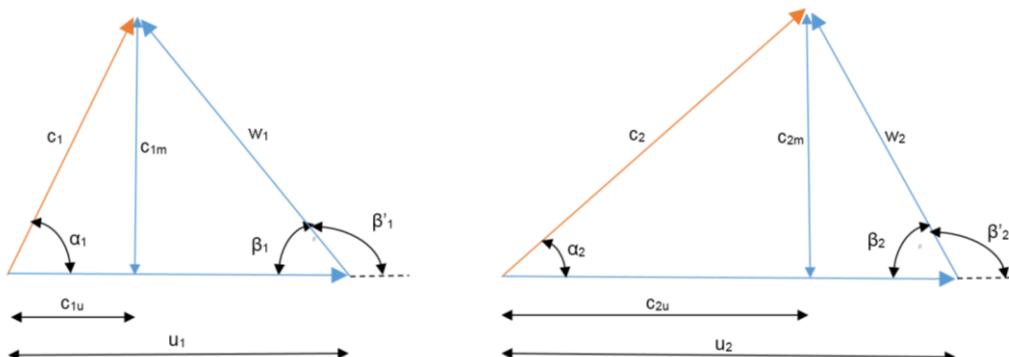
Las velocidades absolutas, periféricas y relativas se relacionan con las siguientes ecuaciones vectoriales de movimiento relativo.

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad (\text{Ec. 1.11})$$

$$c_2 = w_2 + u_2 \quad (\text{Ec. 1.12})$$

La partícula de fluido cambia su velocidad absoluta en su paso por el rodete. Estas dos ecuaciones vectoriales pueden ser representadas mediante dos triángulos denominados ‘triángulo de entrada (1) y triángulo de salida (2)’, que se muestran en la siguiente Figura.

Figura 1.9. Triángulos de velocidad de entrada y salida - bombas rotodinámicas



ELABORACIÓN: Luis Ríos

FUENTE: (MATAIX, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 1986)

En los triángulos de velocidad aparte de las velocidades absolutas y periféricas (c , w y u), se definen los siguientes parámetros adicionales:

- c_{im} : componente perpendicular de la velocidad absoluta;
- c_{iu} : componente periférica de la velocidad absoluta;
- α_i : ángulo que forma las velocidades c_i y u_i ;
- β_i : ángulo que forma las velocidades w_i y u_i .

El subíndice i refiere la posición de análisis en el rodete: $i=1$ – triángulo de velocidades en la entrada, $i=2$ – triángulo de velocidades a la salida. Aplicando trigonometría se deducen las siguientes relaciones:

- En triángulo de entrada

$$u_1 c_{1m} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2} \quad (\text{Ec. 1.13})$$

- En triángulo de salida

$$u_2 c_{2m} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2} \quad (\text{Ec. 1.14})$$

A las ecuaciones vectoriales iniciales, se aplica el teorema del momento de la cantidad de movimiento y luego de un proceso matemático (MATAIX, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 1986) se obtiene la ecuación simplificada de Euler para bombas, que refiere la transferencia de energía entre el rodete y el fluido:

$$Y_t = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (\text{Ec. 1.15})$$

Donde:

γ_t : energía específica intercambiada entre el rolete y el fluido (m^2/s^2).

Esta ecuación de Euler puede ser expresada también en forma de carga hidráulica (altura), aplicando la ecuación de Bernoulli:

$$H_t = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (\text{Ec. 1.16})$$

Donde:

H_t : altura hidráulica que dota una bomba (m); y,

g : aceleración de la gravedad en el sitio (m/s^2).

Finalmente, esta ecuación referida a la altura hidráulica de la bomba (H_t), puede ser expresada en términos de las velocidades absolutas, periféricas y relativas de entrada y salida al rolete, utilizando las equivalencias trigonométricas obtenidas con los triángulos de velocidades.

$$H_t = - \left[\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right] \quad (\text{Ec. 1.17})$$

Estableciendo la ecuación de Bernoulli entre la sección de entrada y salida del rolete (puntos 1 y 2 respectivamente) e igualando a la última forma de la ecuación de Euler, se puede definir la carga de presión (H_p) y la carga dinámica (H_d) que brinda el rolete al fluido.

$$H_t = H_p + H_d \quad (\text{Ec. 1.18})$$

$$H_p = - \left[\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right] \quad (\text{Ec. 1.19})$$

$$H_d = - \left[\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right] \quad (Ec. 1.20)$$

1.4.6. ALTURA ÚTIL DE UNA BOMBA

La altura útil de una bomba está definida por la carga hidráulica teórica (H_t) que se transfiere del rodete al fluido, menos las pérdidas que tienen lugar al interior de la bomba. Aplicando la ecuación de Bernoulli entre las secciones de entrada y salida de la bomba y asumiendo que la variación de la carga de posición y la carga de velocidad son nulas; se determina que la altura útil está dada por la diferencia de presiones manométricas en las secciones de análisis.

$$H_u = \frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_e}{\gamma} \quad (Ec. 1.21)$$

Donde:

H_u : altura útil de la bomba;

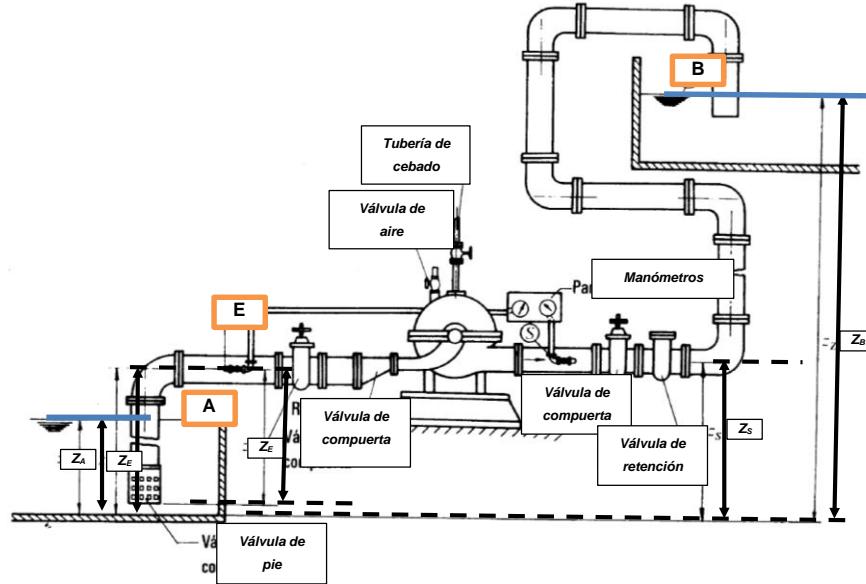
$\frac{P_s}{\gamma}$: presión manométrica registrada en la salida de la bomba;

$\frac{P_e}{\gamma}$: presión manométrica registrada en la entrada de la bomba; y,

γ : peso específico del fluido.

Otra forma de expresar la altura útil de una bomba se la obtiene al aplicar la ecuación de Bernoulli en las secciones de succión y descarga (A y B) de un arreglo corto de una bomba rotodinámica, como el que se muestra a continuación.

Figura 1.10. Arreglo típico de una bomba rotodinámica



FUENTE: (MATAIX, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 1986)

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + H_u = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + H_{ext} \quad (\text{Ec. 1.22})$$

Donde:

$\frac{P_A}{\gamma}$: carga de presión en succión;

$\frac{P_B}{\gamma}$: carga de presión en descarga;

Z_A : energía de posición en succión;

Z_B : energía de posición en descarga;

$\frac{V_A^2}{2g}$: carga de velocidad en succión;

$\frac{V_B^2}{2g}$: carga de velocidad en descarga;

H_u : carga efectiva de la bomba; y,

H_{ext} : pérdidas de carga externas a la bomba en impulsión, succión y accesorios;

Las cargas de velocidad se anulan dado que generalmente las áreas de los depósitos para succión y descarga son amplias y la velocidad tiende a 0; por tanto la ecuación se simplifica a la siguiente forma:

$$H_u = \frac{P_B - P_A}{\gamma} + Z_B - Z_A + H_{ext} \quad (Ec. 1.23)$$

La ecuación anterior de carga útil de la bomba es general para el caso que los depósitos se encuentren presurizados (situación poco común). No obstante y como es el caso de lo representado en la Figura 1.6, los depósitos A y B se encuentran a presión atmosférica por tanto los términos de carga de presión también se anulan y la ecuación de la carga útil adopta la siguiente forma:

$$H_u = Z_B - Z_A + H_{ext} \quad (Ec. 1.24)$$

Es importante recalcar que el término H_{ext} que representa a todas las pérdidas externas al funcionamiento de la bomba, debe ser revisado y estimado de manera exhaustiva tanto en las pérdidas por fricción, pérdidas locales y las pérdidas singulares en la succión y descarga.

1.4.7. RENDIMIENTO Y POTENCIA DE LAS BOMBAS

De acuerdo a las pérdidas que tienen lugar en el arreglo motor - bombas (pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas), se puede estimar la eficiencia de estos dispositivos. Estos conceptos están intrínsecamente ligados a la definición de las potencias dentro de un arreglo motor – bomba, así por ejemplo:

- Potencia de accionamiento: también denominada potencia en el eje, generalmente la suministra el motor a la bomba;

$$Pa = \frac{Q \gamma H_u}{\eta_m \eta_h \eta_v} \quad (Ec. 1.25)$$

- Potencia interna: potencia que transfiere el rodamiento al fluido, potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas en el acople motor – bomba;

$$Pi = \frac{Q \gamma H_u}{\eta_h \eta_v} \quad (Ec. 1.26)$$

- Potencia útil: es la potencia de incremento que experimenta el fluido, potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas.

$$P = Q \gamma H_u \quad (Ec. 1.27)$$

Donde:

- P: potencia útil;
 Pi: potencia interna;
 Pa: potencia de accionamiento;
 Q: caudal;
 Hu: carga efectiva de la bomba;
 γ: peso específico del fluido;
 η_v: eficiencia volumétrica;
 η_h: eficiencia hidráulica; y,
 η_m: eficiencia mecánica.

La valoración de las eficiencias del conjunto motor – bomba son producto de estudios en modelos físicos a escala y por ende deben ser suministrados en forma precisa por el fabricante.

1.4.8. CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las curvas características de las bombas rotodinámicas representan la variación de la potencia (P), carga hidráulica (H) y eficiencia (η) para diferentes valores de caudal; estas curvas son obtenidas mediante ensayos que realizan los fabricantes de estos dispositivos en los respectivos bancos de prueba.

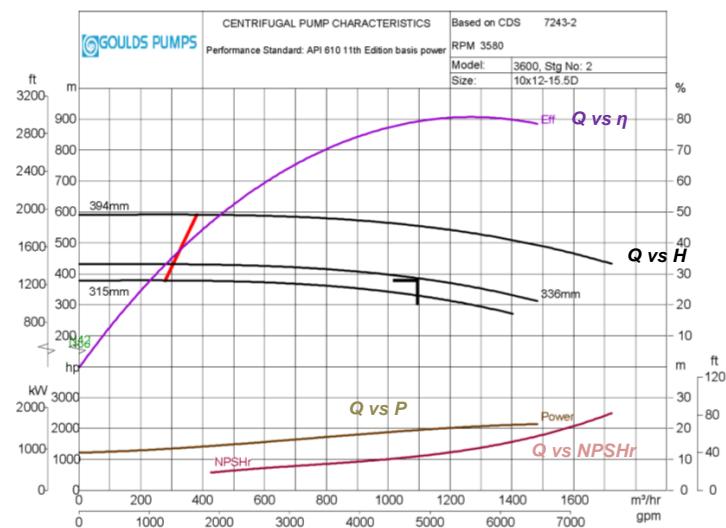
Como se mencionó anteriormente en estas pruebas se varía el caudal y se mantiene constante el número de revoluciones de las bombas teniendo un control de admisión de caudal mediante una válvula y para distintos diámetros de rodete. De esta forma se generan las curvas características y también se obtienen los

puntos de máxima eficiencia, también denominados valores nominales de la bomba.

Se definen las curvas: caudal vs. potencia, caudal vs. carga hidráulica, caudal vs. eficiencia y caudal vs. NPSHr.

En la siguiente Figura se muestran las formas gráficas típicas de las curvas características:

Figura 1.11. Curvas características de una bomba rotodinámica



FUENTE: (GOULDS PUMPS, 2014)

Las curvas características de las bombas pueden variar levemente en sus formas dependiendo del tipo de rodamiento y su velocidad específica; no obstante, las tendencias no se modifican, es decir la carga hidráulica disminuye con el incremento de caudal, la eficiencia se incrementa a razón del caudal hasta alcanzar un valor pico (nominal) y posteriormente desciende, la potencia se creciente con el caudal bombeado, al igual que la carga neta de succión requerida.

Los ensayos completos de las bombas toman en consideración varias pruebas elementales de las bombas y de esa forma se pueden definir las colinas de

rendimientos de las mismas refiriendo un campo de operación específico, para diferentes velocidades de giro y potencias.

1.4.9. VELOCIDAD ESPECÍFICA Y SEMEJANZA

La velocidad específica es un parámetro importante dentro del diseño de las bombas y en general de las turbomáquinas, ya que es un parámetro que se mantiene constante para toda una gama de máquinas y posteriormente definirá la morfología de la máquina.

La velocidad específica es el número de revoluciones mediante la cual una bomba puede impulsar un caudal unitario y elevar una altura unitaria; esta velocidad específica se define con la siguiente relación:

$$n_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

Donde:

- n_s: velocidad específica: (
- N: velocidad de rotación del rodete (rpm);
- Q: caudal de bombeo (m³/s); y,
- H: carga hidráulica (m).

El caudal y la carga hidráulica en lo posible deben estar referidos al punto de operación nominal de las curvas características. En función de la velocidad específica (n_s) se puede definir el tipo del rodete que necesita la bomba y el tipo de flujo que tendrá lugar, así por ejemplo:

- Velocidad específica alta, aproximada de 300 – rodete con flujo axial;
- Velocidad específica baja, cercana a 15 – rodete con flujo radial (centrífuga); y,

- Velocidad específica media, próxima a 90 – rodete con flujo mixto.

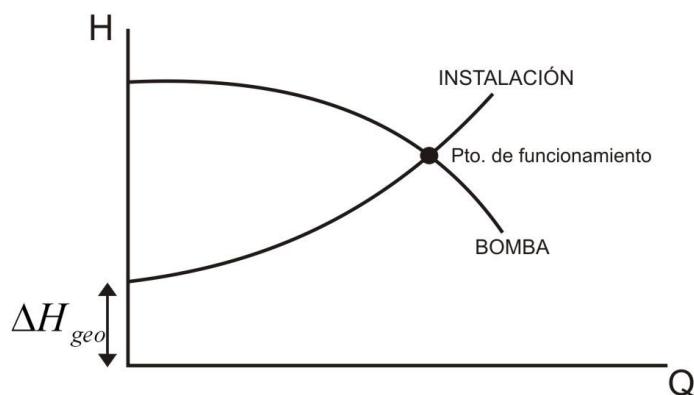
La definición de velocidad específica se origina en la relación de semejanza geométrica entre una bomba modelo aplicada a un prototipo, es así que en función de este parámetro se pueden determinar las características de las bombas comerciales inclusive sus curvas características

1.4.10. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE BOMBEO

El punto de funcionamiento de un sistema de bombeo representa el balance de las características de las bombas (curva caudal – carga hidráulica) vs. las características resistentes a vencer (desnivel topográfico ‘altura estática’ y pérdidas de carga).

El punto de funcionamiento de un sistema puede ser determinado de forma gráfica, las intersecan las curvas características de la bomba Q vs H, con la curva de pérdidas de carga del sistema; estas curvas son de tipo cuadráticas.

Figura 1.12. Curvas del sistema de un sistema de bombeo



FUENTE: (BELLÓN, 2010)

1.4.11. ARREGLO DE BOMBAS (ESTACIONES DE BOMBEO)

Un sistema de bombeo puede estar conformado por una o varias bombas, número de dispositivos que dependerá de las solicitudes principales del sistema, es decir caudal y altura de elevación de los volúmenes de fluido.

Existen dos arreglos mediante los cuales se pueden acoplar bombas: en serie y en paralelo.

- **EN SERIE**

La impulsión de una bomba es la aspiración de la siguiente unidad, por tanto el caudal que se impulsa será el mismo en todas las máquinas y las cargas hidráulicas deberán sumarse; es un arreglo permanente, continuo por etapas y localizado en un solo sitio (estación de bombeo).

Una variante de este arreglo de bombas son los sistemas booster, en los que se ubican bombas en sitios específicos del desarrollo de la línea de impulsión para elevar a una mayor altura los volúmenes de fluido, obviamente se conserva el caudal constante.

- **EN PARALELO**

La aspiración del fluido en todas las bombas se realiza en un punto común, las mismas que dirigen el caudal hacia una estructura múltiple que cumple la función de acumular todo el caudal a impulsar, previo a su ingreso a la línea de impulsión (conducción)

Generalmente, todas las bombas que conforman el arreglo en paralelo tienen las mismas características de caudal y carga hidráulica en el punto nominal; razón por

la cual estas estaciones de bombeo son utilizadas cuando el caudal es variable o cuando se necesita una alta seguridad en la dotación de fluido.

1.5. TERMINOLOGÍA USADA EN UN SISTEMA DE BOMBEO

Una vez conocidas las definiciones básicas hidrodinámicas y del funcionamiento de las bombas, es necesario definir los conceptos fundamentales que rigen al funcionamiento de un sistema de bombeo en general.

1.5.1. ALTURA ESTÁTICA TOTAL

Diferencia de cotas entre el nivel de suministro y la descarga (desnivel topográfico entre tanque de succión y descarga).

1.5.2. ALTURA ESTÁTICA DE DESCARGA (H_{sd})

Diferencia de cotas entre el eje de la bomba y el nivel característico de superficie libre de la descarga.

1.5.3. ALTURA ESTÁTICA DE SUCCIÓN (S)

Diferencia de cotas entre el eje de la bomba y el nivel característico de superficie libre de la succión.

1.5.4. ALTURA DINÁMICA DE SUCCIÓN (hs)

Representa toda la energía necesaria para elevar el fluido desde el nivel de superficie libre de agua hasta el eje de la bomba.

Cuando el nivel de superficie libre de la succión está por debajo del eje de la bomba:

$$-hs = S + Hr_s \quad (\text{Ec. 1.29})$$

Cuando el nivel de superficie de la succión está por encima del eje de la bomba:

$$hs = S - Hr_s \quad (Ec. 1.30)$$

Donde:

- S: altura estática de succión;
- hs: altura dinámica de succión; y,
- Hrs: pérdidas de carga totales en la succión.

1.5.5. PÉRDIDAS DE CARGA EN IMPULSIÓN (Hri)

Energía necesaria para trasladar volúmenes de fluido en determinada longitud de impulsión; pérdidas por fricción más pérdidas locales.

1.5.6. PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES (Hr)

Sumatoria de pérdidas de carga en succión y pérdidas de carga en impulsión.

$$H_r = H_{rs} + H_{ri} \quad (Ec. 1.31)$$

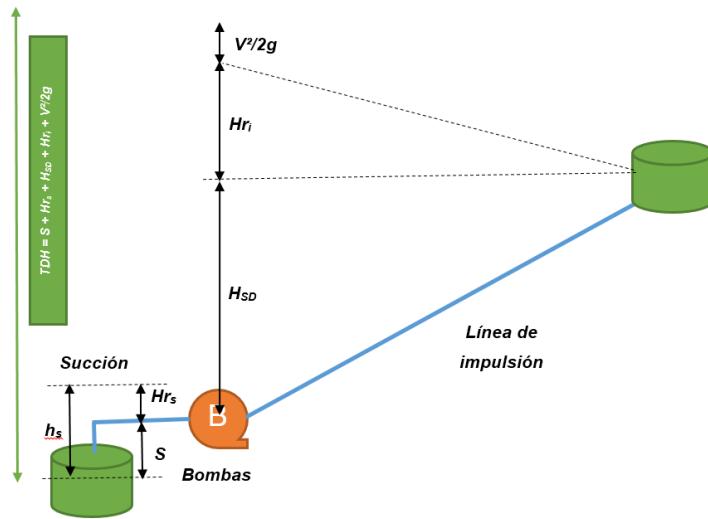
1.5.7. ALTURA DINÁMICA TOTAL (TDH)

Sumatoria de la altura estática de descarga, pérdidas de carga totales, altura estática de succión y carga de velocidad del conducto.

$$TDH = H_{SD} + H_r \pm S + \frac{V^2}{2g} \quad (Ec. 1.32)$$

La altura de succión estática puede ser positiva o negativa dependiendo del tipo de arreglo de la succión: (+) cuando el eje de la bomba está por encima del nivel de superficie libre de la succión, (-) cuando el eje de la bomba está bajo el nivel de superficie libre de la succión.

Figura 1.13. Alturas características en un sistema de bombeo



ELABORACIÓN: Luis Ríos

1.5.8. CAVITACIÓN

Este fenómeno tiene lugar porque la presión en algún punto de la corriente de un fluido desciende por debajo de un valor admisible.

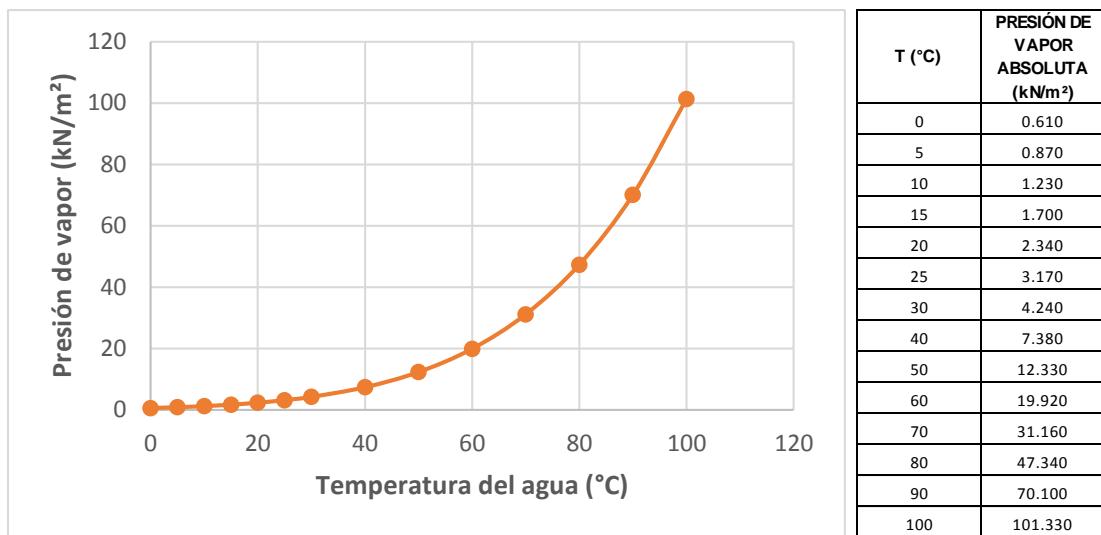
De acuerdo a la termodinámica un líquido entra en ebullición (cambio de estado líquido a gaseoso) cuando alcanza una presión denominada presión de vapor (P_v), la misma que varía de acuerdo con la temperatura. El líquido se evapora y genera cavidades o burbujas de vapor, las mismas que son arrastradas por la corriente y llegan a zonas con presiones elevadas donde se produce el fenómeno de condensación; esta condensación es violenta y ocasiona diferenciales de presión local que pueden sobrepasar los 1000 bares con el respectivo impacto en el contorno que conduce el fluido, generando daños en los materiales.

1.5.9. PRESIÓN DE VAPOR (P_v)

Presión que ejercen las moléculas en estado gaseoso de un fluido, que han sido desalojadas fuera de la masa líquida al presentarse elevadas tasas de energía cinética por el choque con otras moléculas.

En la siguiente Figura se presenta la variación de la presión de vapor para el fluido agua en un rango de temperatura 0 – 100°C, para presión atmosférica a nivel del mar.

Figura 1.14. Variación de la presión de vapor absoluta vs. temperatura – a 1atm de presión atmosférica



ELABORACIÓN: Luis Ríos

1.5.10. ALTURA NETA POSITIVA DE SUCCIÓN DISPONIBLE (NPSHd)

Es una carga hidráulica disponible para conducir determinado caudal desde la succión hasta el eje de la bomba; esta carga neta está definida por la siguiente ecuación:

$$NPSHd = \frac{P_s - P_v}{\gamma} - S - Hr_s \quad (Ec. 1.33)$$

Donde:

Ps: presión absoluta en succión;

Pv: presión absoluta de vapor del fluido a determinada temperatura;

- γ : peso específico del fluido a determinada temperatura;
 S: altura estática de succión; y,
 H_{rs} : pérdidas de carga en la succión.

Esta ecuación es aplicable cuando el tanque de succión se encuentra por debajo del eje de la bomba, cuando efectivamente exista succión.

1.5.11. ALTURA NETA POSITIVA DE SUCCIÓN REQUERIDA (NPSHr)

Esta carga hidráulica es definida por el fabricante e impone las condiciones de operación de las bombas, es la altura neta positiva de succión disponible mínima; con el fin de evitar eventuales problemas de cavitación incipiente en la succión de la bomba y mantener la carga de presión necesaria al ingreso del rodamiento, para lo cual se debe cumplir esta condición:

$$NPSHd \geq NPSHr \quad (\text{Ec. 1.34})$$

1.5.12. ALTURA MÁXIMA DE SUCCIÓN (hs_{max})

Es la altura máxima de succión con la que podrá operar una bomba, sin generar problemas de cavitación.

$$hs_{max} = \frac{P_s - P_v}{\gamma} - NPSHr - H_{rs} \quad (\text{Ec. 1.35})$$

Donde:

- P_s : presión absoluta en succión – generalmente es presión atmosférica;
 P_v : presión absoluta de vapor del fluido a determinada temperatura;
 γ : peso específico del fluido a determinada temperatura;
 $NPSHr$: altura neta de succión requerida; y,
 H_{rs} : pérdidas de carga en la succión.

Es evidente que la altura máxima de succión dependerá de las características propias de la bomba (referidas por el fabricante) y las condiciones del fluido.

CAPÍTULO 2

FLUJO TRANSITORIO

2.1. INTRODUCCIÓN

En este Capítulo se realiza una descripción concisa de los fundamentos y proceso del flujo transitorio en conductos a presión en general, se explica el fenómeno de traslación de ondas, los conceptos básicos, las ecuaciones fundamentales del movimiento y los principales métodos de resolución.

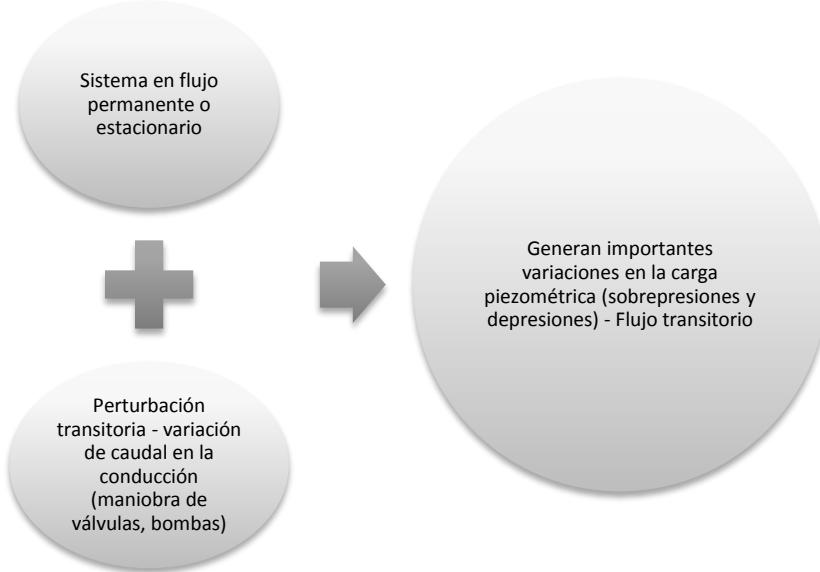
2.2. FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN

Tal como fue descrito en el Capítulo 1, un flujo transitorio o no permanente se caracteriza por existir una variación de los parámetros hidrodinámicos de un instante a otro, es decir no son constantes en el tiempo. En cada uno de estos instantes se producen condiciones de flujo permanente de eventual equilibrio y varían rápidamente hasta alcanzar una nueva condición estacionaria; estas nuevas condiciones estacionarias pueden asociar magnitudes extraordinarias de los parámetros hidrodinámicos sobretodo en la carga de presión del sistema, situación que resulta ser perjudicial para los componentes de un arreglo hidráulico.

Este tipo de flujo puede originarse tanto para flujos a superficie libre como para flujos presurizados, o la combinación de estos dos; en este trabajo nos referiremos netamente a los transitorios en flujos presurizados, en donde la base fundamental es el fenómeno de traslación o propagación de ondas.

La siguiente Figura sintetiza a breves rasgos el concepto de flujo transitorio:

Figura 2.1. Esquema explicativo de la generación de un flujo transitorio



ELABORACIÓN: Luis Ríos

2.3. HISTORIA DE LAS INVESTIGACIONES DEL FLUJO TRANSITORIO

El estudio de los flujos transitorios tuvo su inicio con las investigaciones de propagación de las ondas del sonido en el aire, propagación de ondas de aire en flujos a superficie libre y estudios del flujo sanguíneo.

Newton, Lagrange, Fuler, Laplace, Monge, Young, Riemann, entre otros investigadores fueron los responsables de las primeras investigaciones de flujo transitorio, tomando ya en consideración el concepto de celeridad de onda con varios arreglos de conductos, diferentes fluidos y sus propiedades elásticas.

Joukowski en el año 1897 realizó extensos trabajos de laboratorio y realizó la publicación de un artículo sobre la teoría básica del golpe de ariete, definiendo así una fórmula para la celeridad de onda de presión y una relación entre la velocidad media y el incremento de presión; los ensayos que ejecutó incluyeron el análisis del flujo con varias perturbaciones transitorias. Posteriormente en el año 1902, el

italiano Allievi desarrolló la teoría general del golpe de ariete desde sus principios básicos en un arreglo tanque – tubería - válvula e introdujo varios parámetros adimensionales, con los que pudo generar varios ábacos para determinar la variación de presiones ante las maniobras de una válvula. Estos primeros estudios consideraron arreglos sencillos de los conductos, con una perturbación transitoria que estuvo dada por el cierre o apertura de una válvula y sin considerar los efectos de fricción en el sistema; estos estudios estuvieron vigentes en las primeras dos décadas del siglo XX.

Hasta el año 1940 hubo un desarrollo bastante importante de las teorías propuestas por Joukowski y Allievi, asociando algunas modificaciones como por ejemplo la inclusión de las pérdidas por fricción del sistema y se desarrollaron matemáticamente las ecuaciones básicas de los transitorios que fueron propuestas por Weber. Se generaron varios ábacos para la determinación de la variación de sobrepresiones, e inclusive Schnyder y Bergeron realizaron las primeras experimentaciones de transitorios con bombas centrífugas llegando finalmente a definir un método gráfico para la resolución de este problema.

Posterior al año 1940, numerosos autores e investigadores como Rich, Jaeger, Parmakian, Ruus, Gray, Streeter, Evangelisti, Wylie, continuaron con los estudios de los transientes, pudiendo desarrollar varios métodos numéricos para la resolución de las ecuaciones fundamentales del movimiento, además de la continua experimentación de dispositivos para el control y atenuación del flujo transitorio tales como tanques unidireccionales, chimeneas de equilibrio, entre otros.

Dentro del desarrollo de los métodos numéricos merece una mención especial el método de las características cuyo fundamento matemático fue introducido por Monge en 1897 y desarrollado con fines computacionales por Gray y aplicado por Lai y Streeter; este método tiene una alta aplicabilidad para la resolución de varios problemas de flujo transitorio, por ende, su vigencia.

2.4. FENÓMENO DE TRASLACIÓN DE ONDAS EN CONDUCTOS A PRESIÓN

Este fenómeno se constituye en el fundamento para la explicación del flujo transitorio en un conducto a presión.

El fenómeno de traslación de ondas se explica con un arreglo hidráulico sencillo tanque – tubería – válvula, bajo las siguientes consideraciones:

- No existe fricción en la tubería;
- El sistema funciona con flujo permanente con la válvula totalmente abierta, por tanto, la velocidad (V_0) y la carga piezométrica inicial (H_0) se mantienen constante en la tubería;
- Eje de referencia es positivo en dirección del flujo en régimen permanente; y,
- En el tiempo 0 la válvula se cierra totalmente (maniobra ideal).

Posterior al cierre instantáneo de la válvula tienen lugar los siguientes eventos:

- **EVENTO 1:** consecuencia del cierre total de la válvula la velocidad media del fluido se reduce a 0, creando un incremento de presión positivo ΔH . Por causa de esta sobrepresión la tubería se expande, el fluido se comprime (incrementa su densidad) y una onda inicia su traslación hacia aguas arriba de la válvula (con dirección al tanque). La velocidad con la que las ondas de sobrepresión se trasladan hacia aguas arriba se denomina celeridad de onda (a) y su magnitud depende de las propiedades elásticas del material del conducto y del fluido; nótese que tras la onda de presión la velocidad del fluido es nula.

Este evento concluye cuando las ondas de sobrepresión llegan al depósito, en un tiempo que está definido por el cociente entre la longitud de la tubería (L) y la celeridad de onda.

Intervalo de ocurrencia del evento 1: $0 < t \leq L/a$

- EVENTO 2: una vez que la onda de presión positiva llega al tanque, se presentan condiciones inestables en la salida del depósito ya que se mantiene un nivel de superficie libre constante (H_0) y en la tubería se tiene una presión igual a $H_0 + \Delta H$. Dado este diferencial de presión, el fluido inicia a moverse con dirección hacia aguas arriba de la válvula con una velocidad de flujo estacionario ($-V_o$), este movimiento relativo del fluido hace que la carga sobre la tubería cambie a sus condiciones estacionarias (H_0).

En definitiva, la onda de presión se refleja en el tanque, cambia de dirección y se dirige hacia la válvula, dejando aguas arriba de su frente de onda condiciones de presión H_0 y velocidad media ($-V_o$).

Intervalo de ocurrencia del evento 2: $L/a < t \leq 2L/a$

- EVENTO 3: la onda de presión llega hasta el sitio de la válvula que se encuentra totalmente cerrada, por tanto la velocidad se anula momentáneamente (de $-V_o$ a 0), en consecuencia se genera una depresión $-\Delta H$, que inicia un desplazamiento hacia aguas arriba de la válvula generando una carga de presión $H_0 - \Delta H$ con una velocidad media del fluido 0.

Intervalo de ocurrencia del evento 3: $2L/a < t \leq 3L/a$

- EVENTO 4: una vez que la onda de presión negativa llega al tanque, se genera un desbalance de presiones - con carga H_0 en el depósito y en la tubería $H_0 - \Delta H$ – por tanto el líquido empieza a moverse con velocidad en sentido positivo (V_o) y a medida que la onda de presión

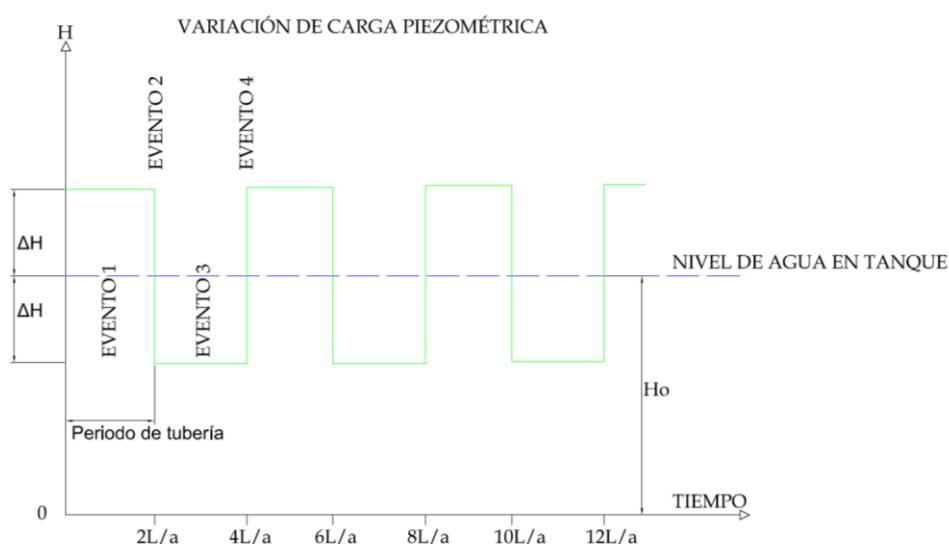
regresa hacia la válvula define la carga piezométrica inicial de flujo permanente H_0 .

$$\text{Intervalo de ocurrencia del evento 4: } 3L/a < t \leq 4L/a$$

Si la válvula continúa cerrada para tiempos posteriores a $4L/a$, tendrá lugar la misma sucesión de eventos descritos de forma cíclica.

En la siguiente Figura se puede observar la variación cronológica de la carga piezométrica sobre la válvula para un cierre instantáneo de la misma.

Figura 2.2. Variación cronológica de la carga piezométrica sobre la válvula – arreglo tanque – tubería – válvula, sin considerar pérdidas por fricción

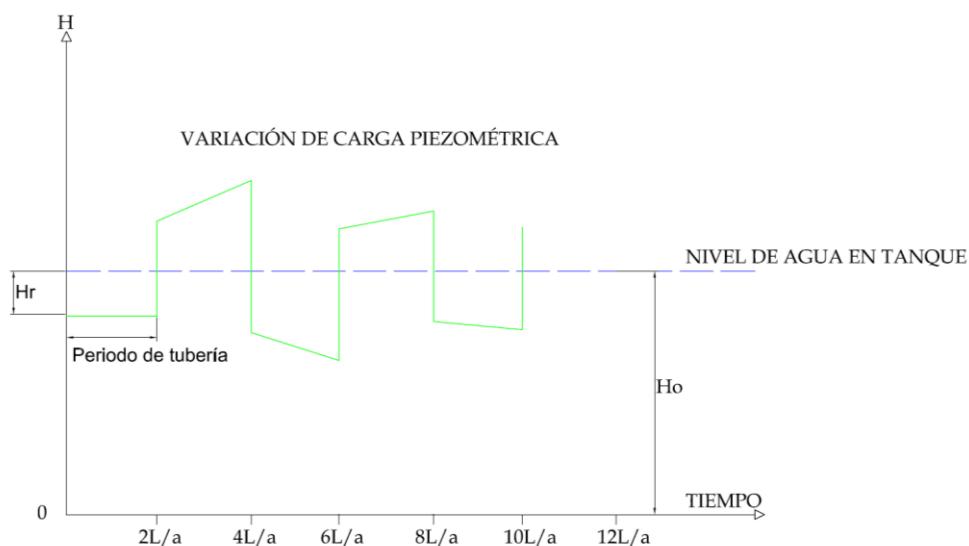


ELABORACIÓN: Luis Ríos

El arreglo hidráulico utilizado para explicar el fenómeno de propagación de ondas en un conducto presurizado es ideal, al no considerar las pérdidas de carga por fricción se observa que la variación de la carga piezométrica tiene la misma magnitud en todo el tiempo de análisis.

En sistemas de conducción reales está variación de la carga hidráulica se ve afectada por la fricción existente en el sistema, por tanto, a medida que el tiempo transcurre la magnitud de la sobrepresión tiende a alcanzar las condiciones de un flujo estacionario (efecto de empaquetamiento), tal como se muestra en la siguiente Figura.

Figura 2.3. Variación cronológica de la carga piezométrica sobre la válvula – arreglo tanque – tubería – válvula, considerando pérdidas por fricción



ELABORACIÓN: Luis Ríos

2.5. PRINCIPALES PROBLEMAS QUE OCASIONA EL FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN

Tomando como base a la explicación del fenómeno de traslación de ondas, se advierte que los problemas que pueden tener lugar en conductos presurizados por efecto el fenómeno de flujo transitorio son los siguientes:

- Sobrepresiones;
- Depresiones; y,

- Sobrevelocidad en turbomáquinas.

2.5.1. SOBREPRESIONES

Nombre asignado a toda presión que exceda a la presión de trabajo en cualquier punto de la conducción. Este problema genera un incremento en las tensiones del material de los conductos, situación que de no ser tomada en cuenta puede generar colapsos de la instalación de tuberías o deformaciones en el rango plástico.

Por estas razones la determinación de los espesores y/o clase del material de los conductos bajo régimen inestacionario, es de gran importancia para asegurar un correcto funcionamiento de los sistemas.

2.5.2. DEPRESIONES

Son todas aquellas presiones que tienen lugar en cualquier punto de las conducciones y están por debajo de la carga piezométrica de diseño, las depresiones más perjudiciales son aquellas presiones relativas menores a la presión atmosférica local. Producto de estas depresiones críticas se pueden generar los siguientes problemas adicionales:

- Colapso de la tubería: al reducirse la presión interna y alcanzar valores por debajo de la presión exterior, la tubería trabajará a compresión y producirá pandeo (deformación) en el contorno de la tubería hasta colapsar; y,
- Separación de columna líquida: si la tubería soporta este efecto de compresión, adicionalmente se puede producir la vaporización del agua por efecto de la disminución de presión relativa y formar burbujas o cavidades de aire, que al ser sometidas a una presión superior a la de vaporización pueden reducir con rapidez su volumen, provocando que la columna líquida separada choque violentamente.

2.5.3. SOBREVELOCIDAD EN TURBOMÁQUINAS

Este problema está ligado esencialmente al funcionamiento y diseño mecánico de las máquinas (turbinas, bombas), con frecuencia las máquinas pueden sufrir sobrevelocidades cuando existen paros repentinos y accidentales de su funcionamiento, para el caso de las turbinas un rechazo de carga del sistema y en el caso de las bombas una falla en el suministro eléctrico que alimenta a los motores.

Este fenómeno tiene lugar por la acción combinada de las masas rotantes (rodete) y la inercia del agua, las velocidades de giro son mayores a las nominales y los esfuerzos se incrementarán de manera proporcional dada la fuerza centrífuga que tiene lugar; si este fenómeno es recurrente y las piezas de las turbomáquinas sufrirán un acelerado desgaste.

2.6. TIPOS DE FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS PRESURIZADOS

Dentro del análisis de flujo transitorio en conductos a presión se ha realizado una clasificación específica tomando en consideración el tiempo de duración de los eventos:

- Flujo transitorio rápido; y,
- Flujo transitorio lento.

2.6.1. FLUJO TRANSITORIO RÁPIDO

Esta primera clasificación corresponde al denominado golpe de ariete, el mismo que tiene lugar cuando se modifica el caudal del sistema y su ocurrencia se remite a cortos intervalos de tiempo dependiendo de las características de la conducción.

Este flujo rápido está relacionado directamente con el fenómeno de traslación de ondas que se produce posterior a una perturbación transitoria que modifique el caudal estacionario, por ejemplo, la maniobra de una válvula, maniobra de encendido y/o apagado de un sistema de bombeo, entre otras.

El flujo inestacionario rápido es más drástico generalmente cuando las maniobras que generan el transitorio tienen un tiempo de duración menor al periodo de la conducción y las variaciones en la carga piezométrica suelen ser de importantes magnitudes. Para el análisis de este transitorio es necesario tomar en consideración las propiedades elásticas del fluido y del material de la conducción. La representación matemática de este flujo está dado con ecuaciones en derivadas parciales (modelo elástico).

2.6.2. FLUJO TRANSITORIO LENTO

Este flujo transitorio se caracteriza porque las variaciones del caudal que generan el transiente por lo general ocurren en un tiempo mayor al periodo de la conducción y se produce el denominado fenómeno de oscilación de masa. Para el análisis de este transitorio se desprecian los parámetros elásticos del fluido y de la conducción, se asume que la masa de agua se transporta como un ‘sólido’ a velocidades equivalentes a 1 mach, la energía cinética se transforma en energía potencial.

La oscilación de masa es un fenómeno cuya ocurrencia se remite a varios minutos y tiene lugar en sistemas donde existen estructuras que están expuestas a presión atmosférica, el caso de tanques y chimeneas de equilibrio.

La resolución de este transitorio es más simple ya que las ecuaciones que rigen el movimiento son del tipo diferenciales ordinarias, con mayores facilidades para su resolución (modelo rígido).

2.7. DEFINICIONES BÁSICAS DEL FLUJO TRANSITORIO

A continuación, se definen los conceptos y parámetros básicos para la comprensión del flujo transitorio:

2.7.1. PERIODO DE LA CONDUCCIÓN

El periodo de la conducción (T), que está definido por el tiempo de viaje de ida y retorno de la onda de presión entre el sitio de ubicación de la perturbación transitoria y el sitio de reflexión -inicio y fin de la tubería; la relación que define el periodo de la conducción es:

$$T = 2 \frac{L}{a} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

- T: periodo de la conducción (s);
- L: longitud de la conducción (m); y,
- a: celeridad de la onda de presión (m/s).

2.7.2. CELERIDAD DE LA ONDA DE PRESIÓN

Este parámetro está definido como la velocidad con que se transporta la onda de presión al interior de la tubería, al existir una variación en el caudal del sistema. La celeridad depende de las propiedades elásticas del fluido, del material que conforma el conducto y de las fuerzas resistivas externas (grados de libertad de movimiento del conducto).

La expresión general que permite estimar la celeridad de onda es la siguiente:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\gamma}{g} \left(\frac{1}{K} + \frac{D \cdot c_1}{e \cdot E_a} \right)}} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

- a: celeridad de onda (m/s);
- γ : peso específico del agua (kg/m^3);
- g: aceleración de la gravedad (m/s^2);
- K: módulo de elasticidad volumétrico del fluido (kg/m^2);
- Ea: módulo de elasticidad del material del conducto (kg/m^2);
- D: diámetro interno del conducto (mm); y,
- e: espesor del conducto (mm);
- c_1 : coeficiente adimensional que depende de las propiedades elásticas del conducto

El coeficiente adimensional c_1 puede ser determinado bajo las siguientes relaciones:

- Para tuberías empotradas en un extremo sin juntas de expansión.

$$c_1 = \frac{5}{4} - \mu \quad (\text{Ec. 2.3})$$

- Para tuberías empotradas y con restricción del movimiento longitudinal en sentido del flujo.

$$c_1 = 1 - \mu^2 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

- Para tuberías con juntas de expansión.

$$c_1 = 1 - \frac{\mu}{2} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

- μ : coeficiente de Poisson del material del conducto

Esta ecuación de cálculo de la celeridad de onda es válida para conductos de acero, hierro dúctil, plástico, asbesto cemento; conductos que son característicos en sistemas de bombeo; no obstante, se han definido varias adaptaciones para el cálculo de la celeridad de onda en otros materiales y diámetros de considerables dimensiones como túneles revestidos y no revestidos, así por ejemplo:

- Para túneles circulares:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\gamma}{g} \left(\frac{1}{K} + \frac{1}{G} \right)}} \quad (Ec. 2.6)$$

Donde:

- a: celeridad de onda (m/s);
- γ : peso específico del agua (kg/m^3);
- g: aceleración de la gravedad (m/s^2);
- K: módulo de elasticidad volumétrico del agua (kg/m^2); y,
- G: módulo de rigidez del material de las paredes del túnel (kg/m^2).

- Para túneles blindados

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\gamma}{g} \left(\frac{1}{K} + \frac{D*c_2}{e*E_a} \right)}} \quad (Ec. 2.7)$$

$$c_2 = \frac{Ea*e}{G*D+Ea*e} \quad (Ec. 2.8)$$

Donde:

- a: celeridad de onda (m/s);
- γ : peso específico del agua (kg/m^3);
- g: aceleración de la gravedad (m/s^2);
- D: diámetro interno del conducto (mm);
- e: espesor del blindaje (mm);

- c₂: coeficiente adimensional que depende de las características del blindaje;
- K: módulo de elasticidad volumétrico del agua (kg/m^2); y,
- G: módulo de rigidez del material del blindaje (kg/m^2).

Como se observa en las ecuaciones anteriores, el cálculo de la celeridad de onda depende de la geometría transversal de los conductos (excepto para túneles sin blindaje), sus restricciones al movimiento, las propiedades elásticas del material y fluido.

En la siguiente Tabla se presentan valores típicos del módulo de elasticidad (Ea) y módulo de Poisson (μ) para diferentes materiales; no obstante, siempre será recomendable solicitar al fabricante de las tuberías la confirmación de las propiedades de los materiales.

Tabla 2.1. Propiedades elásticas de diferentes materiales usados en conducciones

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD Ea (GPa)	MÓDULO DE POISSON μ
Acero templado	200 -212	0.27
Hormigón	14 – 30	0.10 – 0.15
Cobre	107 – 131	0.34
Acero fundido	80 – 170	0.25
Latón	78 – 110	0.36
PVC, PRFV	2.4 – 2.75	0.33

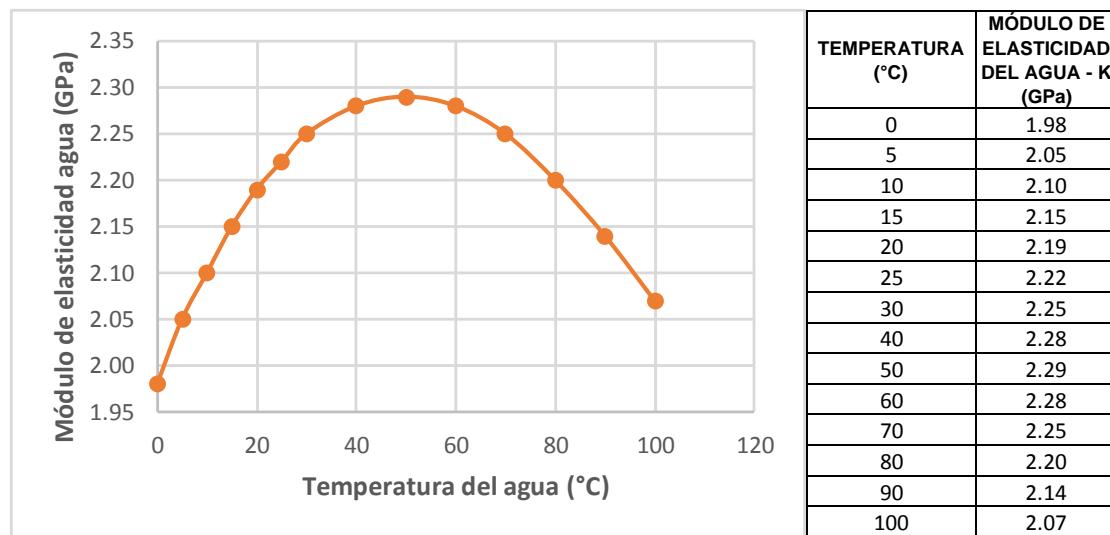
- Factor de conversión 1 GPA = $1 \times 10^8 \text{ kg}/\text{m}^2$

ELABORACIÓN: Luis Ríos

El módulo volumétrico de elasticidad (K) de los fluidos varía de acuerdo a la temperatura y también de acuerdo a la presión atmosférica local, para el caso del fluido agua que es de particular interés en nuestro estudio, se observa que la

tendencia de variación de este parámetro es creciente hasta aproximadamente 50°C, para posteriormente tener un punto de quiebre e iniciar un descenso en su magnitud para mayores temperaturas, tal como se observa en la siguiente Figura.

Figura 2.4. Variación del módulo de elasticidad del agua (K) con la temperatura



ELABORACIÓN: Luis Ríos

2.7.3. TIEMPO DE PERTURBACIÓN TRANSITORIA

Entiéndase por perturbación transitoria a la maniobra en válvulas, bombas u otros dispositivos que generan un cambio brusco o gradual en el caudal del sistema y genera un flujo transitorio.

Estos tiempos son catalogados de la siguiente manera:

- Instantáneo o brusco cuando se producen en un tiempo menor al periodo de la conducción $tc < 2L/a$; y,
- Gradual o lento: cuando el evento de cambio de caudal del sistema se produce en un tiempo mayor al periodo de la conducción $tc \geq 2L/a$.

En la práctica ingenieril las maniobras graduales o lentas son las seleccionadas para la operación de los sistemas.

2.7.4. FÓRMULA DE JOUKOWSKI

Esta fórmula permite el cálculo del cambio de presión ΔH (sobrepresión o depresión) en una tubería, cuando el tiempo de cierre (variación del caudal) es ‘instantáneo’ o menor al periodo de la conducción.

$$\Delta H = -\frac{a * \Delta v}{g} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

- ΔH : variación de la presión (m);
- a: celeridad de la onda de presión (m/s);
- Δv : variación de la velocidad en el conducto (m/s); y,
- g: aceleración de la gravedad (m/s^2).

2.7.5. FÓRMULA DE MICHAUD

Fórmula válida para el cálculo de sobrepresión en un sistema para un cierre lento.

$$\Delta H = \frac{2L * V_o}{g * t_c} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

- ΔH : variación de la presión (m);
- L: longitud de la tubería (m);
- V_o : velocidad media del conducto en flujo permanente (m/s);
- g: aceleración de la gravedad (m/s^2); y,
- t_c : tiempo de duración de perturbación transitoria (s).

2.7.6. FÓRMULA DE ALLIEVI

Fórmula utilizada para el cálculo de sobrepresiones y depresiones en un sistema para un cierre gradual.

$$\Delta H = \frac{H_o}{2} (C^2 \pm C \sqrt{4 + C^2}) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

$$C = \frac{L * V_o}{g * H_o * t_c} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde:

- H_o: carga estática sobre válvula (m);
- L: longitud de la tubería (m);
- V_o: velocidad media del conducto en flujo permanente (m/s);
- g: aceleración de la gravedad (m/s²); y,
- t_c: tiempo de duración de perturbación transitoria (s).

El término ($\pm C \sqrt{4 + C^2}$) define la variación de la carga piezométrica, (+) para sobrepresiones y (-) para depresiones.

Las ecuaciones de Joukowski, Michaud y Allievi son aplicables para sistemas sencillos tanque – tubería – válvula, sin embargo, pueden ser utilizadas para cálculos preliminares o referenciales de sistemas complejos. El análisis de sistemas más elaborados requiere de un mayor desarrollo matemático mediante las ecuaciones fundamentales del flujo transitorio y más aún si las maniobras de perturbación tienen variadas tendencias.

2.8. ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN

Las ecuaciones que rigen al flujo transitorio proceden de un balance diferencial de fuerzas y masas en un volumen de control considerando la inercia del agua; este análisis se realiza bajo las siguientes hipótesis:

- Flujo unidimensional y distribución de velocidades uniforme;
- El comportamiento del fluido y de las paredes del conducto tienen un comportamiento elástico - lineal (esfuerzo proporcional a la deformación);
- Densidad del fluido constante; y,
- Se asume que el modelo de estimación de pérdidas de carga en flujo estacionario es válido para flujo transitorio (empaqueamiento de onda).

2.8.1. ECUACIÓN DINÁMICA

Esta expresión matemática se deriva de la segunda ley de Newton y relaciona la fuerza con la variación de la cantidad de movimiento lineal.

$$\frac{dV}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Donde:

- V: velocidad;
t: variable tiempo;
g: aceleración de la gravedad;
H: carga piezométrica;
x: variable espacio - distancia;
f: factor de fricción de la tubería ecuación de Darcy - Weisbach; y,
D: diámetro del conducto.

2.8.2. ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

Esta ecuación proviene de la aplicación del principio de conservación de la masa en un volumen de control para un diferencial de tiempo: volumen de líquido que ingresa es igual al volumen que se almacena al interior del volumen de control más el volumen de fluido que sale.

$$\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{g}{a^2} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{a^2} V \operatorname{sen} \theta = 0 \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde:

- a: celeridad de la onda de presión;
- V: velocidad;
- g: aceleración de la gravedad;
- H: carga piezométrica;
- t: variable tiempo; y,
- x: variable espacio - distancia;

Realizando un análisis dimensional y dado que la relación entre la velocidad estacionaria y la celeridad de onda es muy inferior a 1, estas ecuaciones pueden reducirse a la siguiente forma:

- Ecuación dinámica.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2 D} V |V| = 0 \quad (\text{Ec. 2.15})$$

- Ecuación de continuidad.

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Estas dos expresiones fundamentales del flujo transitorio son ecuaciones diferenciales parciales de primer orden, con dos variables independientes espacio (x) y tiempo (t) y dos variables dependientes caudal (Q) y carga piezométrica (H); los demás parámetros son características de los conductos variables en función del espacio.

Este sistema de ecuaciones define el movimiento en flujo transitorio considerando las características elásticas del fluido y conducto y las pérdidas de energía en el sistema; este es el denominado **modelo de la columna elástica** y permite la resolución de todos los transitorios ya sean estos rápidos o lentos con mayor precisión.

Es importante indicar que estas ecuaciones fundamentales pueden ser simplificadas para cuando el flujo transitorio sea lento y tenga lugar el fenómeno de oscilación de masa, asumiendo que la celeridad es infinita y el fluido se traslada como un sólido (tubería sin deformación).

Esta simplificación da lugar al **modelo de la columna rígida** cuyas ecuaciones son diferenciales ordinarias y son:

- Ecuación dinámica.

$$\frac{dQ}{dt} + g A \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2 D A} Q |Q| = 0 \quad (\text{Ec. 2.17})$$

- Ecuación de continuidad.

$$Q = Q(t) \quad (\text{Ec. 2.18})$$

El modelo rígido puede ser utilizado en particular para sistemas que tengan depósitos a superficie libre, en donde se permita la oscilación de la masa de agua, así como chimeneas de equilibrio, tanques de presión, entre otros.

2.9. MÉTODOS DE RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL FLUJO TRANSITORIO

Como se expresó en el numeral anterior, las ecuaciones que representan de mejor manera al flujo transitorio son las dadas por el modelo de la columna elástica, que son ecuaciones diferenciales parciales de primer orden cuyas funciones resultantes son de tipo hiperbólico y cuentan con innumerables soluciones. Sin embargo y gracias a la aplicación de varios artificios matemáticos se ha logrado ‘linealizar’ estas ecuaciones y desarrollar varios métodos de resolución gráficos y analíticos, que brindan soluciones aproximadas.

Estos métodos numéricos determinan la variación de los parámetros hidrodinámicos de los sistemas: caudal, velocidad y carga piezométrica; valores que son esenciales con fines de diseño hidráulico.

Con el desarrollo de la tecnología, en la actualidad es posible contar con la programación de varios de estos métodos, con la aplicación de varias técnicas y artificios matemáticos que facilitan la resolución del sistema de ecuaciones fundamentales del flujo transitorio. Existen varios métodos utilizados: método de elementos finitos, métodos pseudoespectrales, método de elementos spectrales, método implícito de diferencias finitas y el método de las características, siendo estos dos últimos los más difundidos.

El método implícito de diferencias finitas, se basa en el reemplazo de las derivadas parciales por diferencias finitas y las funciones resultantes del sistema se resuelven simultáneamente (naturaleza de método implícito); dependiendo de la complejidad del sistema que se analice, este método requerirá de varias iteraciones y de la resolución de varias ecuaciones no lineales. Este método es estable y puede utilizar intervalos de tiempo relativamente grandes y de aquello dependerá la solución.

En el método de las características las derivadas parciales se convierten en ecuaciones diferenciales ordinarias, las mismas que se resuelven por medio de una técnica explícita de diferencias finitas. En este método se establece una condición de frontera para cada sección de conducto y para determinado intervalo de tiempo, por lo que es totalmente conveniente para la resolución de sistemas complejos en geometría y con perturbaciones transitorias complejas.

Dado que el método de las características toma en consideración a las variables espacio y tiempo con sus distintas condiciones de borde, es necesario determinar un efectivo intervalo de tiempo para el análisis para satisfacer la convergencia del

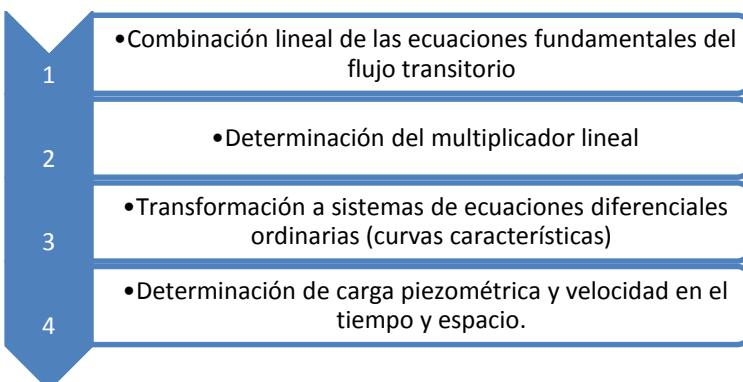
modelo (criterio de Courant); sin embargo, de esta ligera complicación este método es sencillo de programar, tiene mayor eficiencia en el cálculo y sobretodo refleja de manera correcta el fenómeno de traslación de onda.

La gran mayoría de paquetes computacionales utilizan como método resolutivo de los problemas de flujo transitorio al método de las características, por tanto, en el siguiente acápite se hará una síntesis de la resolución mediante este método y sus principales parámetros.

2.10. MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS

El método de las características permite la resolución del sistema de ecuaciones fundamentales de flujo transiente en sistemas sencillos y complejos, con perturbaciones transitorias de cualquier índole; este método puede explicarse bajo el siguiente algoritmo:

Figura 2.5. Algoritmo explicativo del método de las características



ELABORACIÓN: Luis Ríos

2.10.1. COMBINACIÓN LINEAL DE LAS ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL FLUJO TRANSITORIO

Se parte de las ecuaciones fundamentales del modelo elástico, las mismas que provienen de un balance diferencial de masas y fuerzas en un volumen de control.

- Ecuación dinámica.

$$\frac{dV}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2 D} V |V| = 0 \quad (\text{Ec. 2.19})$$

- Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{g}{a^2} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{a^2} V \operatorname{sen} \theta = 0 \quad (\text{Ec. 2.20})$$

Estas ecuaciones son no lineales en la velocidad y la carga piezométrica, en función del espacio y del tiempo, por tanto, no tienen una solución general. Siendo la ecuación de continuidad L1 y la ecuación dinámica L2, se procede a linealizar este sistema de ecuaciones, tomando en consideración un multiplicador desconocido λ .

$$L = L1 + \lambda L2 = 0 \quad (\text{Ec. 2.21})$$

De esta forma se pueden determinar dos valores para el multiplicador λ , valores reales y distintos, que a su vez establecen dos sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias.

2.10.2. DETERMINACIÓN DEL MULTIPLICADOR LINEAL

Se reemplazan las ecuaciones para la función L y se obtiene la siguiente expresión:

$$L = \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{g}{a^2} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{a^2} V \operatorname{sen} \theta + \left(\frac{dV}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2 D} V |V| \right) \lambda = 0 \quad (\text{Ec. 2.22})$$

$$L = \lambda \left[\frac{\partial V}{\partial x} \left(V + \frac{a^2}{g*\lambda} \right) + \frac{dV}{dt} \right] + \left[\frac{\partial H}{\partial x} (V + \lambda * g) + \frac{dH}{dt} \right] + V \sin \theta + \lambda * f \frac{V |V|}{2 D} = 0 \quad (Ec. 2.23)$$

Tomando en consideración las definiciones de las derivadas en el tiempo de la carga piezométrica y velocidad, se determina al multiplicador lineal λ

$$\frac{\partial x}{\partial t} = V + \lambda * g \quad (Ec. 2.24)$$

$$\frac{\partial x}{\partial t} = V + \frac{a^2}{\lambda * g} \quad (Ec. 2.25)$$

$$V + \frac{a^2}{\lambda * g} = V + \lambda * g \quad (Ec. 2.26)$$

$$\lambda = \pm \frac{a}{g} \quad (Ec. 2.27)$$

2.10.3. TRANSFORMACIÓN A SISTEMAS DE ECUACIONES DIFERENCIALES ORDINARIAS (CURVAS CARACTERÍSTICAS)

Una vez conocido el valor del multiplicador λ , se pueden convertir las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales a ecuaciones diferenciales ordinarias, asociando dos sistemas correspondientes a cada signo de λ .

- Para $\lambda (+)$

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a}{g} \frac{dV}{dt} + V \sin \theta + \frac{a*f}{2 g D} V |V| = 0 \quad (Ec. 2.28)$$

$$\frac{dx}{dl} = V + a \quad (Ec. 2.29)$$

- Para $\lambda (-)$

$$\frac{dH}{dt} - \frac{a}{g} \frac{dV}{dt} + V \sin \theta - \frac{a*f}{2 g D} V |V| = 0 \quad (Ec. 2.30)$$

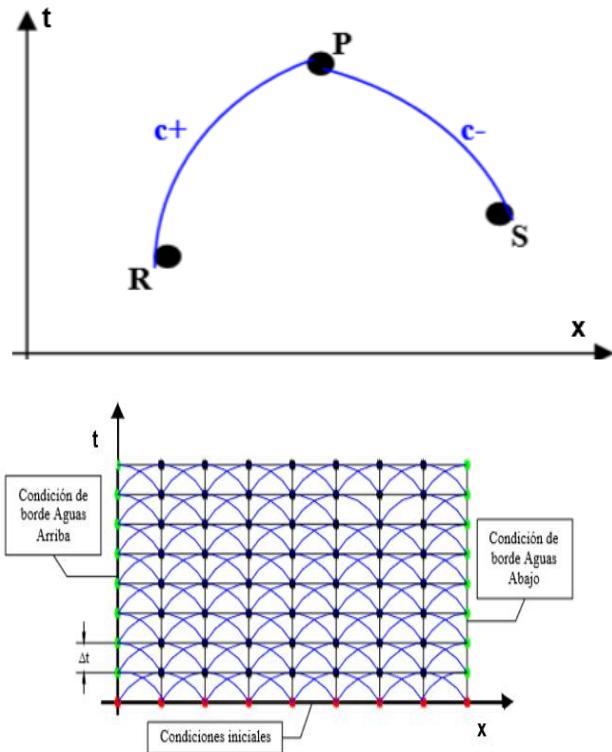
$$\frac{dx}{dl} = V - a \quad (Ec. 2.31)$$

El significado físico de estos sistemas de ecuaciones se lo explica mediante un diagrama espacio – tiempo. Se considera que la carga piezométrica y la velocidad son conocidas en los puntos extremos de las curvas (puntos R y S); en la intersección de las curvas características (\pm) en el punto P las ecuaciones características son válidas y también pueden definir un valor de carga piezométrica y velocidad en el mismo plano espacio – tiempo

De esta forma se pueden obtener soluciones a lo largo de las características, partiendo de condiciones conocidas (condiciones de borde) y hallando nuevas intersecciones de las curvas para obtener los valores de carga piezométrica y velocidad para otros tiempos.

Generalmente la celeridad de la onda de presión es mucho mayor que la velocidad en los conductos, por tanto, el término V puede suprimirse de las ecuaciones características, por tanto, las funciones características ahora son rectas con pendiente $\pm c$.

Figura 2.6. Diagrama espacio – tiempo para explicar curvas características



FUENTE (PÉREZ, 2005)

2.10.4. DETERMINACIÓN DE CARGA PIEZOMÉTRICA Y VELOCIDAD EN EL TIEMPO Y ESPACIO.

Una vez comprendido el significado físico de las curvas características se emplea la técnica de diferencias finitas para un intervalo Δt con los sistemas de ecuaciones de ecuaciones diferenciales ordinarias.

Es así que la carga piezométrica en un punto intermedio P se lo obtiene con la siguiente ecuación:

$$H_p(i) = \frac{1}{2} [H(i+1) + H(i-1)] + \frac{a}{g} [V(i-1) - V(i+1)] - \sin \theta * \Delta t [V(i-1) + V(i+1)] - \frac{a*f*\Delta t}{2 g D} [V(i-1) * |V(i-1)| - V(i+1) * |V(i+1)|] \quad (Ec. 2.32)$$

En tanto que la velocidad en el punto P está definido por:

$$H_p(i) = \frac{1}{2} [V(i+1) + V(i-1)] + \frac{a}{g} [H(i-1) - H(i+1)] - \sin \theta * \Delta t [V(i-1) + V(i+1)] - \frac{f * \Delta t}{2g} [V(i-1) * |V(i-1)| - V(i+1) * |V(i+1)|] \quad (Ec. 2.33)$$

Posteriormente se aplican las condiciones de borde para obtener los valores iniciales de carga piezométrica y velocidad, para de esta manera cerrar el ciclo en el tiempo; para finalmente realizar el salto de tiempo Δt y repetir el proceso.

2.10.5. CONDICIONES DE BORDE

También conocidas como condiciones de frontera y son fundamentales para el desarrollo del método de las características. Existen condiciones de frontera de variada complejidad y también es necesario establecer sus ecuaciones características; a continuación, se enuncian las condiciones de frontera más usuales:

- Depósito ubicado en extremo aguas arriba o aguas abajo con nivel constante.
Las curvas características de esta condición de borde dependen en gran proporción de su nivel de superficie libre, no obstante, cuando las pérdidas por ingreso o salida son importantes las ecuaciones características se ven afectadas por los coeficientes de pérdida singular.
- Válvula ubicada en extremo aguas abajo.
La ecuación característica depende del coeficiente de descarga de la válvula, área de apertura y de la carga piezométrica.
- Orificio en extremo aguas abajo.

La ecuación característica es similar a la de una válvula, sin embargo, el área transversal permanece constante.

- Variación de diámetros y propiedades elásticas de los conductos.
Para definir las ecuaciones características se toma en consideración las pérdidas de carga locales en el cambio de diámetro y el cambio de geometría transversal.
- Bombas rotodinámica en extremo aguas arriba.
La definición de las curvas características para las bombas depende de la curva caudal – carga piezométrica a una determinada velocidad de giro.

El desarrollo y definición de las ecuaciones características de estas condiciones de borde se las puede encontrar en la literatura técnica.

2.11. CRITERIO DE COURANT

Los resultados que se obtienen con el método de las características son muy sensibles y variantes conforme a los diferenciales de tiempo (Δt) y espacio (Δx) que se utilicen; por tanto, se deben definir estos diferenciales de una manera tal que la resolución del sistema de ecuaciones sea estable y convergente.

Dada la naturaleza matemática de las ecuaciones diferenciales de flujo transitorio (no lineales), los métodos para determinar la convergencia y estabilidad son muy complejos; por tanto, se recurre a linealizar estas ecuaciones y en función del esquema de diferencias finitas en el campo ($x - t$) se ha logrado definir que los modelos cumplen las condiciones de estabilidad y convergencia bajo la siguiente expresión:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{a} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

Esta condición es el denominado Criterio de Courant.

La selección del diferencial o intervalo de tiempo se vuelve complejo cuando existen dos o más conductos con diferentes propiedades elásticas y/o geométricas. Si el intervalo de tiempo es tal que la longitud del tramo para cualquier conducto en el sistema no es igual al producto de la celeridad por Δt , entonces Δx debe ser mayor que $a^* \Delta t$ para satisfacer los criterios de estabilidad.

De acuerdo al criterio de (CHAUDHRY, 1979), cuando el rango de variación de las longitudes de los conductos en análisis es pequeño, tan solo es necesario realizar un simple ajuste de velocidades de onda (a) entre los conductos para alcanzar resultados suficientemente precisos; por lo que se debe satisfacer la siguiente ecuación:

$$\Delta t = \frac{L_i}{a_i * n_i} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

Donde:

- i: subíndice que identifica al número de conducto que conforman el sistema (1-N);
- L_i : longitud del conducto i;
- a_i : celeridad del conducto i; y,
- n_i : es el número de tramos Δx en los que se divide el conducto i (número entero).

Este balanceo y ajuste de la celeridad de onda en los conductos es una técnica con gran aplicabilidad y puede ser programado fácilmente mediante tanteos sucesivos hasta alcanzar los valores adecuados de Δx y Δt que definan un menor error.

En la mayoría de programas comerciales de flujo transitorio existe un módulo que se encarga de la revisión del intervalo de tiempo y reporta los errores porcentuales

en el ajuste de la celeridad de onda; es una herramienta de gran utilidad y la selección del intervalo de tiempo queda a criterio del diseñador.

CAPÍTULO 3

FLUJO TRANSITORIO OCASIONADO POR LA OPERACIÓN DE BOMBAS ROTODINÁMICAS

3.1. INTRODUCCIÓN

Este Capítulo contiene la descripción del flujo transitorio ocasionado por la operación de una bomba rotodinámica; se presenta una explicación física del fenómeno, el fundamento matemático básico y los principales parámetros mediante lo cual se da solución a este problema mediante el método de las características.

3.2. CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LAS BOMBAS QUE GENERAN FLUJO TRANSITORIO

El flujo transitorio en sistemas de bombeo se presenta como resultado de diversas condiciones de operación o maniobras que modifican las condiciones de flujo permanente, generando variaciones del caudal y carga piezométrica.

Estas maniobras asociadas a la operación de las bombas pueden generar sobrepresiones, depresiones y fallas mecánicas en los dispositivos; la magnitud de estas presiones no es posible establecerlas de manera estricta, pues dependen en gran proporción de la configuración de los sistemas de bombeo y sus características sobre todo de la longitud de la línea de impulsión y de las características de las turbomáquinas.

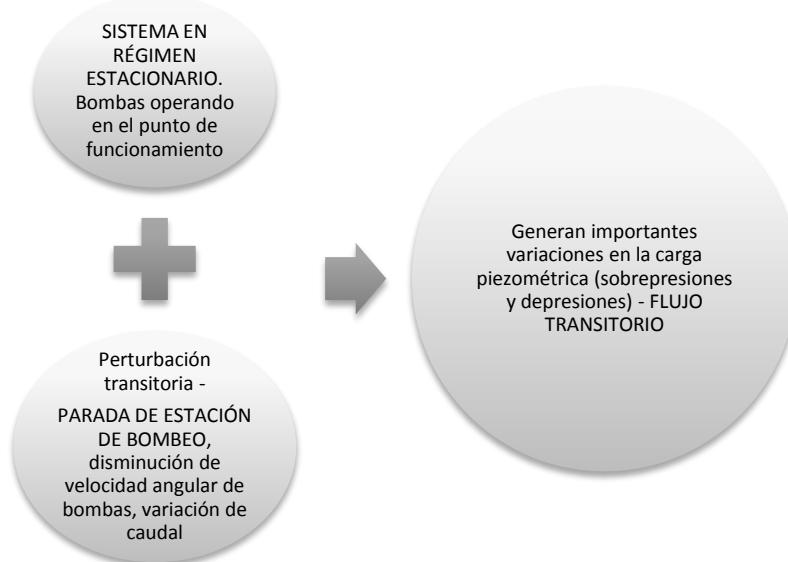
La operación normal de un sistema de bombeo regularmente asocia un encendido de las máquinas con la válvula de retención o descarga totalmente cerrada hasta que se alcance la velocidad nominal de rotación, para posteriormente desobturar la válvula de manera gradual y permitir el flujo hacia la impulsión. El apagado de un

sistema de bombeo tiene un algoritmo inverso al encendido, en primera instancia se cierra la válvula de retención y luego se interrumpe el flujo de electricidad a los motores de las bombas; nótese que en ambas maniobras la variación de caudal se la realiza en tiempos adecuados, generalmente lentos para evitar la presencia de flujo transitorio en el sistema.

De acuerdo a la experiencia en el diseño de sistemas de bombeo a diferente escala, se ha podido definir que generalmente se producen los efectos más perjudiciales en la línea de impulsión cuando se genera un **paro accidental** de la estación de bombeo, ya sea por desperfectos mecánicos o una falla en el suministro eléctrico. Como es de suponerse un desperfecto en la estación de bombeo ocasionará una disminución gradual de la velocidad nominal de la bomba puesto que la inercia de las masas rotantes del dispositivo es pequeña en relación a la inercia del líquido de la conducción; la pérdida de velocidad angular en el rolete de la bomba genera una disminución (variación) en el caudal del sistema y por ende se produce flujo transitorio.

En la siguiente Figura se observa un esquema sencillo de cómo se produce el flujo transitorio en un sistema de bombeo:

Figura 3.1. Esquema de ocurrencia de flujo transitorio en un sistema de bombeo



ELABORACIÓN: Luis Ríos

3.3. EXPLICACIÓN FÍSICA DEL FENÓMENO DE GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO

La explicación del fenómeno de golpe de ariete en un sistema de bombeo tomará en consideración a la maniobra que produce los efectos más perjudiciales, es decir el paro accidental de las bombas

Esta explicación toma en consideración a un sistema succión – bombas – línea de impulsión – descarga que fue definido en el Capítulo 1, agregando un aditamento especial a la salida de las bombas; una válvula de retención o descarga. Esta válvula tiene la función de separar la estación de bombeo de la línea de impulsión y evitar un flujo inverso de las bombas, en definitiva, funciona como un tapón que protege a la estación de bombeo.

De manera análoga a lo explicado en el Capítulo 2 al respecto del fenómeno de traslación de ondas, el golpe de ariete efecto de una paralización de un sistema de bombeo también se produce en 4 eventos que se explican a continuación:

- EVENTO 1: consecuencia del paro accidental de la estación de bombeo, el rodete soporta una disminución de velocidad angular, por tanto, el caudal que suministraba la bomba varía, la línea piezométrica empieza a “descolgarse” de su condición de régimen estacionario, a medida que una onda de depresión se traslada desde el sitio de las bombas hasta el tanque de descarga.

La onda de presión negativa (depresión) se produce por efecto de la disminución de caudal suministrado por la bomba.

Intervalo de ocurrencia del evento 1: $0 < t \leq L/a$

- EVENTO 2: una vez que la onda de presión negativa llega al tanque de descarga, esta onda se refleja y se dirige hacia la estación de bombeo. En su retorno hacia la estación de bombeo, esta onda genera las condiciones de flujo estacionario iniciales, es decir la línea piezométrica se reestablece.

Al cabo de este evento se ha cumplido el periodo fundamental de la tubería.

Intervalo de ocurrencia del evento 2: $L/a < t \leq 2L/a$

- EVENTO 3: cuando la onda de presión arriba al sitio de la estación de bombeo, se pueden producir dos escenarios:
 - Cuando la válvula de retención se encuentre abierta y exista un flujo inverso que ingrese a las bombas y produzca un funcionamiento de disipación de energía (como turbina), en este caso el análisis de reflexión de la onda es complejo y

puede originar sobrevelocidad en las máquinas con sus posteriores consecuencias.

- Cuando la válvula de retención se encuentra totalmente cerrada, produciendo una reflexión de la onda de presión y a reglón seguido una sobrepresión porque el gasto se anula; esta sobrepresión se traslada hacia la descarga.

La presencia de esta válvula de retención es una protección de la estación de bombeo, sin embargo, produce una sobrepresión importante.

En este trabajo nos ocuparemos tan solo del transitorio en el cual la válvula de retención se encuentra totalmente cerrada al iniciar este evento.

Intervalo de ocurrencia del evento 3: $2L/a < t \leq 3L/a$

- EVENTO 4: la onda de sobrepresión llega al tanque de descarga y se refleja con dirección a la estación de bombeo haciendo que las presiones sean similares a las de régimen transitorio.

Una vez que esta onda de depresión llega hasta la válvula de descarga se refleja y produce una onda de presión negativa para iniciar un nuevo ciclo.

Intervalo de ocurrencia del evento 4: $3L/a < t \leq 4L/a$

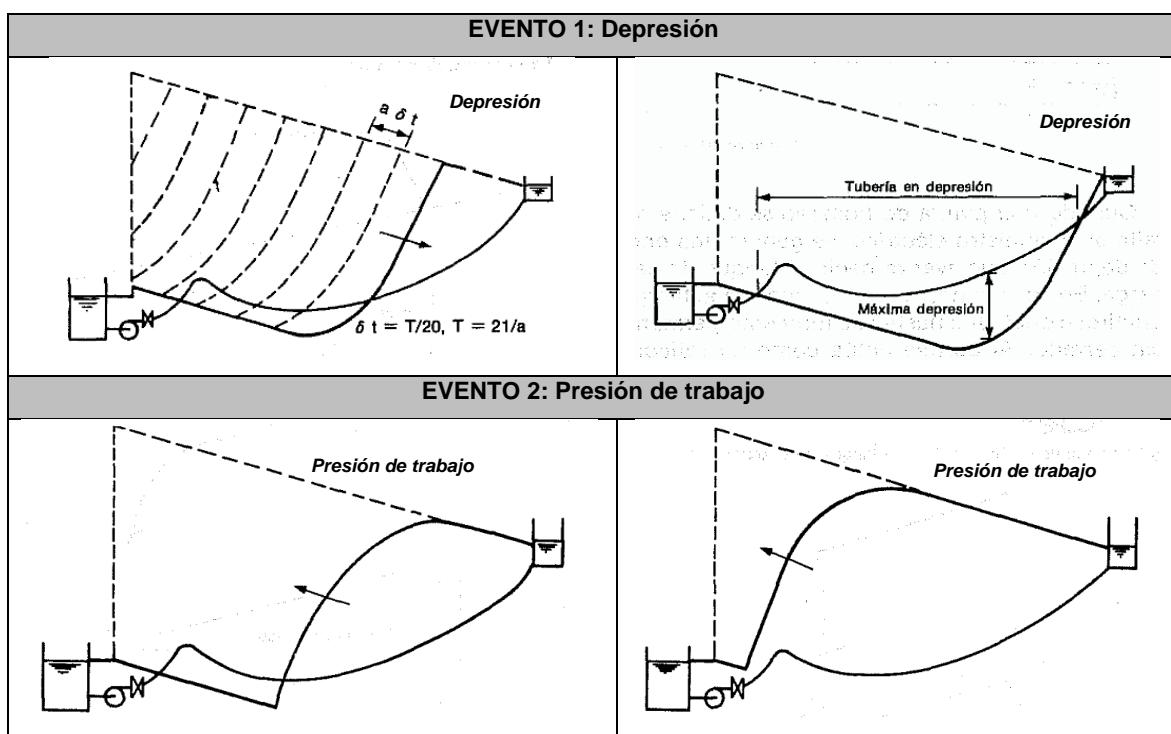
Estos eventos pueden resumirse de la siguiente manera:

- EVENTO 1: se producen depresiones en línea de conducción;
- EVENTO 2: la línea de impulsión soporta presiones de trabajo o de régimen transitorio;
- EVENTO 3: se producen sobrepresiones en toda la línea de conducción, y;

- EVENTO 4: ídem a evento 2.

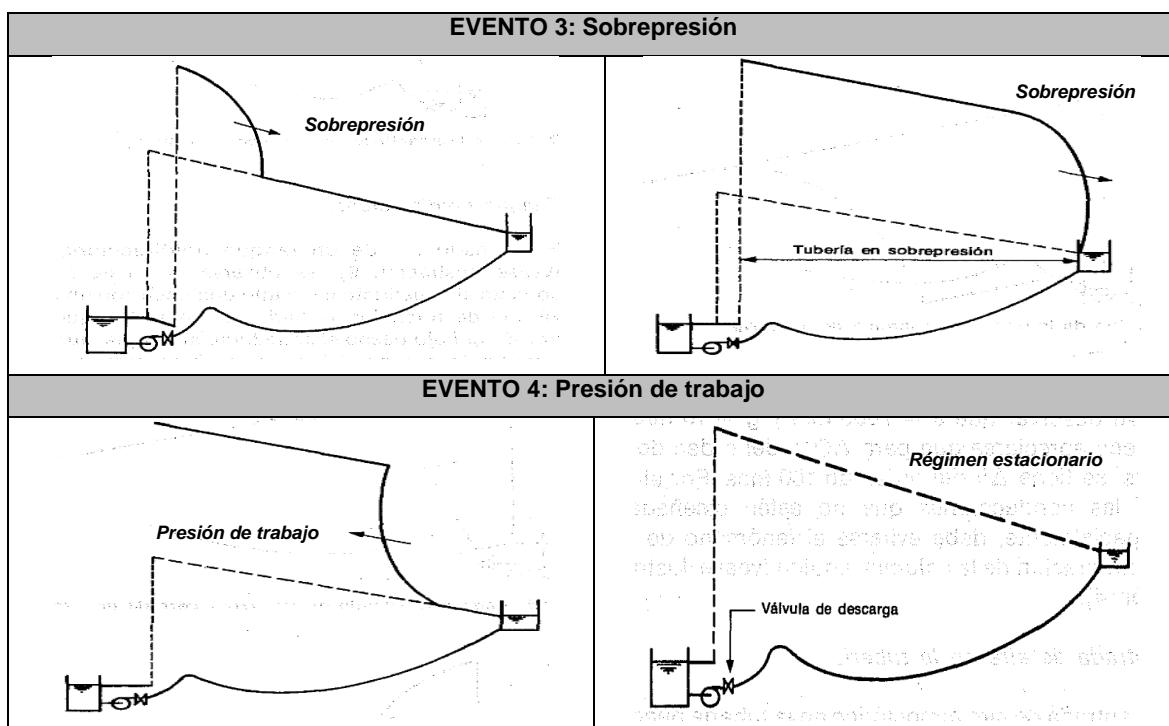
En las siguientes Figuras se observa una explicación gráfica del fenómeno.

Figura 3.2. Evolución del golpe de ariete por paro accidental de un sistema de bombeo – eventos 1 y 2



FUENTE: (CARMONA, 1987)

Figura 3.3. Evolución del golpe de ariete por paro accidental de un sistema de bombeo – eventos 3 y 4



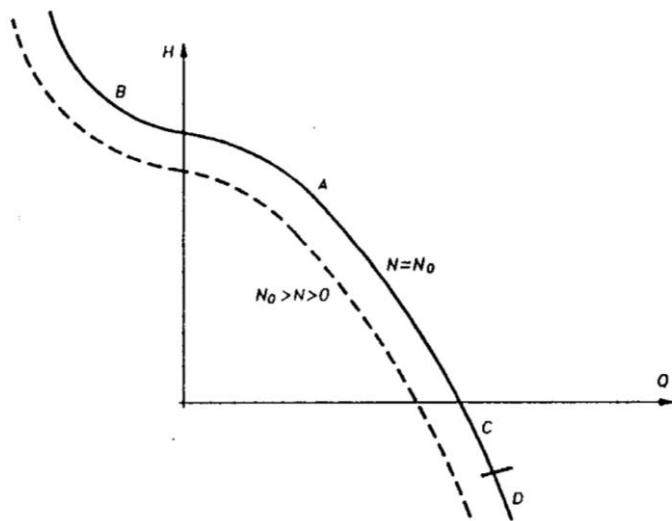
FUENTE: (CARMONA, 1987)

3.4. ZONAS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA

En el análisis de flujo transitorio en sistemas de bombeo, es fundamental caracterizar a la estación de bombeo ya que es la condición de frontera decisiva en el transiente. Las bombas se diseñan en régimen permanente para que trabajen en su punto de funcionamiento (valores nominales) con un rendimiento óptimo, sin embargo, esto no limita a que puedan existir otros puntos de trabajo en donde la bomba tenga un comportamiento distinto.

En la Figura que se muestra a continuación se observa la curva caudal (Q) vs carga hidráulica (H) de una bomba, en donde se identifican tres zonas con comportamientos distintos de las bombas con velocidad angular (N) y torque positivo (M).

Figura 3.4. Curva Q vs H completa de una bomba



FUENTE: (ABREU, 1994)

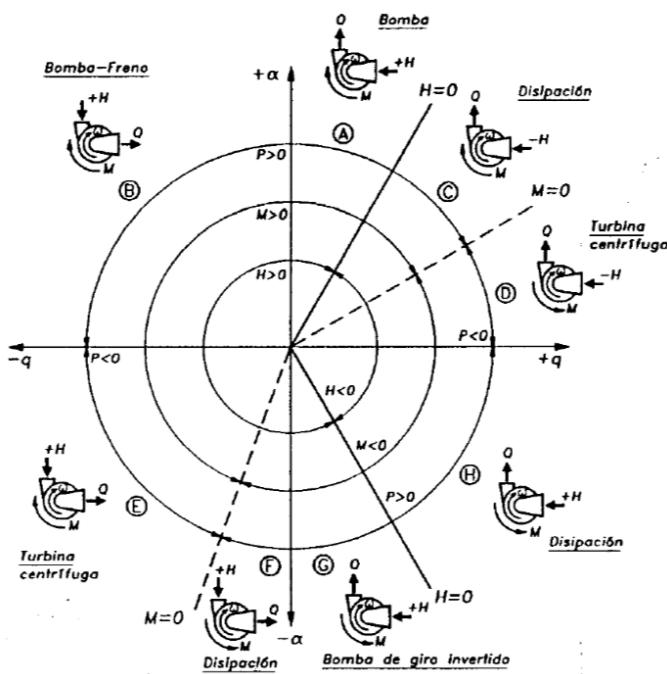
Las principales zonas de funcionamiento de una bomba son las siguientes:

- Zona A: cuando $H > 0$, $Q > 0$, $N > 0$ y $M > 0$; la bomba funciona en la zona normal de bombeo, escenario para el cual se realiza el diseño de flujo estacionario;
- Zona B: cuando $H > 0$, $Q < 0$, $N > 0$ y $M > 0$; la altura a impulsar es superior a la que puede dotar la bomba, por tanto, el caudal se invierte y la bomba trabaja como freno ante el posible vaciado del tanque de descarga;
- Zona C: cuando $H < 0$, $Q > 0$, $N > 0$ y $M > 0$; el caudal se incrementa tal que las pérdidas en la bomba (mecánicas, hidráulicas y por rozamiento) superan a la altura generada y se inicia un proceso de disipación de energía, la carga en la aspiración es mayor que en la impulsión.
- Zona D: cuando $H < 0$, $Q > 0$, $N > 0$ y $M < 0$; este comportamiento no se observa en la Figura anterior y se produce cuando la carga de aspiración se incrementa aún más que en la zona C, el caudal forzado

a atravesar la bomba produce un giro inverso del rodeté por ende el torque cambia de signo. La bomba entrega energía al motor y en conjunto trabaja como una turbina centrífuga.

Adicionalmente existen 4 modos de trabajo de las bombas en donde funcionan como turbinas centrípetas y bombas girando en sentido inverso; la siguiente Figura muestra un esquema general de las diferentes zonas de funcionamiento de una bomba referidas para el esquema $\alpha - \beta$ de las bombas.

Figura 3.5. Esquema de las diferentes zonas de funcionamiento de las bombas



FUENTE: (ABREU, 1994)

El análisis del flujo transitorio completo en sistemas de bombeo debería ser analizado en todas sus regiones de operación, para lo cual se utiliza el mencionado diagrama $\alpha - \beta$ y las curvas de Marchal, Flesch y Suter que son curvas adimensionales en función de la velocidad específica del rodeté; se recalca que mediante estas curvas se puede caracterizar a los equipos de bombeo en todas las

zonas de funcionamiento, con diferentes velocidades de rotación y no tan solo en el punto de operación (zona A).

Casi en la totalidad de los casos, el fabricante de los equipos nunca suministra las curvas características de las bombas para todas las regiones, situación por la cual se limita el análisis de transitorios con datos reales para zonas distintas a la del punto de funcionamiento (zona A). En este trabajo el análisis de transitorios se regirá tan solo al funcionamiento de los equipos en la zona A; para que en posteriores trabajos se pueda analizar la repercusión del funcionamiento de las bombas en otras regiones en el flujo transitorio.

3.5. CARACTERIZACIÓN DE LAS BOMBAS EN EL PRIMER CUADRANTE

El funcionamiento del grupo impulsor en esta zona es el más frecuente con altura y caudal positivos, asumiendo la existencia de una válvula de retención en la cabeza de la línea de impulsión que evite un flujo inverso en los equipos.

La caracterización de los equipos de bombeo para el análisis de flujo transitorio se compone de las siguientes actividades:

- Determinación de las curvas características de las bombas para diferentes velocidades de rotación; y,
- Estimación del momento polar de inercia del grupo motor – bomba.

3.5.1. REPRESENTACIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS A VELOCIDAD NOMINAL

Uno de los principales insumos para caracterizar a las bombas son las curvas características Q vs. H utilizadas para el diseño en flujo estacionario (Ver Capítulo 1). Cuando se produce una parada accidental de la estación de bombeo los equipos experimentan una desaceleración de la velocidad de rotación nominal – que produce el transitorio – por lo que es necesario conocer el comportamiento de la bomba a velocidades inferiores a las de diseño, todavía dentro del primer cuadrante.

Sin importar el método de resolución del transitorio, siempre es necesario contar con la familia de curvas características de las bombas para diferentes velocidades de rotación, información que regularmente el fabricante no la suministra y se debe recurrir a un método analítico para caracterizar a la bomba como condición de frontera.

En el método de las características, se expresa el comportamiento de las bombas mediante un sistema de ecuaciones; usualmente para las bombas rotodinámicas se utilizan polinomios de segundo orden en función del caudal, tanto para la eficiencia – potencia (η – P) como para la carga piezométrica (H).

$$H = A + BQ + CQ^2 \quad (\text{Ec. 3.1})$$

$$\eta = DQ + EQ^2 \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

H: carga piezométrica;

Q: caudal;

η : eficiencia del grupo motor – bomba; y,

A – E: coeficientes de ajuste.

Los coeficientes de las ecuaciones que representan a la bomba se los obtiene mediante un ajuste de mínimos cuadrados a los datos suministrados por el fabricante, inclusive están ecuaciones pueden ajustarse a curvas de mayor orden siempre y cuando se disponga de una base de datos experimental importante; sin embargo, trabajar con polinomios de orden alto ha presentado serios inconvenientes en el proceso de cálculo sobre todo cuando se tienen que realizar extrapolaciones, por tanto es suficiente trabajar con polinomios de segundo grado.

3.5.2. REPRESENTACIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS A DIFERENTES VELOCIDADES DE GIRO

Se toma en consideración un factor adimensional α que relaciona a las velocidades angulares de la bomba:

$$\alpha = \frac{N}{N_o} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

- a: coeficiente adimensional de velocidad de giro;
- N: velocidad de giro de la bomba diferente a la nominal; y,
- N_o: velocidad de giro nominal.

De acuerdo a las leyes de similitud en las bombas y aplicando este factor adimensional α , las curvas características de las bombas se expresan de la siguiente manera para velocidades de giro distintas a la nominal.

$$H = A * \alpha^2 + B * \alpha * Q + C * Q^2 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$$\eta = D \frac{Q}{\alpha} + E \frac{Q^2}{\alpha^2} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Se debe mencionar que estas ecuaciones no son válidas para cuando la velocidad de giro de las bombas está por debajo del 50% de la velocidad nominal, para obtener las curvas características con velocidades menores a este límite se debería considerar a la teoría de semejanza restringida o mejor todavía si se realiza un ensayo de la bomba a velocidades de giro bajas.

3.5.3. MOMENTO POLAR DE INERCIA DEL GRUPO MOTOR - BOMBA

El concepto físico del momento polar de inercia o también conocido como momento de segundo orden es la suma de los momentos de inercia de los componentes materiales o básicos de un sistema con respecto a una línea o plano dado, por lo general esta línea o plano está referenciado por el centro de gravedad; los momentos de cada masa o componente está dado por el producto de la masa por la distancia elevada al cuadrado (ML^2).

El momento polar de inercia WR^2 es una medida física de un sólido, mediante la cual se opone a la aceleración rotacional resultante de la inercia de un cuerpo que gira alrededor de un eje perpendicular al plano del movimiento; explicándolo de manera particular, el momento polar de inercia del grupo motor – bomba son todas aquellas inercias (masas) que obligan a disminuir la velocidad de rotación de la bomba, una vez que se ha perdido el suministro eléctrico, existiendo una oposición al giro.

Las masas rotantes del grupo motor – bomba es el resultado de una combinación del impulsor, rotor, flecha, acople y líquido rotante; es así que el momento polar de inercia debe ser calculado para un cuerpo compuesto dado para una masa por el cuadrado de su distancia a un punto o plano de referencia.

La estimación del momento polar de inercia es muy importante para el análisis de flujo transitorio en sistemas de bombeo ya que de su valor depende de modo directo la magnitud de la presión resultante, es un valor muy sensible.

Generalmente esta información debe suministrarla el fabricante de los equipos, no obstante, es una práctica muy común no contar con esta información. Ante esta situación varios autores han visto la necesidad de desarrollar y emplear fórmulas empíricas y estadísticas para estimar este valor, siempre y cuando no se tenga el valor dado por el fabricante.

Una de las fórmulas más antiguas es la fórmula de Linton que se expresa de la siguiente manera:

$$WR^2 = 150 \left(\frac{1.013 * P}{N_o} \right)^{1.435} \quad (Ec. 3.6)$$

Donde:

WR^2 : momento polar de inercia del grupo motor – bomba (kg.m^2);

P: potencia del motor (HP); y,

N_o : velocidad de rotación nominal (rpm).

En México se han realizado innumerables experiencias al respecto de la estimación del momento polar de inercia de un grupo motor – bomba, es así que el Dr. Soldán Córdoba elaboró varias regresiones de tipo exponencial, que ajustó a varios datos de equipos de bombeo, clasificándolos por el tipo de flujo en el rodete; se obtuvieron los siguientes resultados:

- Para bombas de flujo axial, con un coeficiente de correlación $R^2=0.95$.

$$WR^2 = 149.23 \left(\frac{P}{N_o} \right)^{1.5285} \quad (Ec. 3.7)$$

- Para bombas de flujo radial, con un coeficiente de correlación R²=0.93.

$$WR^2 = 92 \left(\frac{P}{N_o} \right)^{1.253} \quad (Ec. 3.8)$$

- Para todas las bombas de flujo axial, radial y mixto, con un coeficiente de correlación R²=0.87.

$$WR^2 = 141.86 \left(\frac{P}{N_o} \right)^{1.1143} \quad (Ec. 3.9)$$

Donde:

WR²: momento polar de inercia del grupo motor – bomba (kg.m²);

P: potencia del motor (HP); y,

N_o: velocidad de rotación nominal (rpm).

De la misma manera Thorley realizó un estudio por separado para estimar el WR² de la bomba y del motor utilizando información de varios fabricantes, se obtuvo las siguientes expresiones:

$$WR^2 = WR^2_B + WR^2_M \quad (Ec. 3.10)$$

Donde:

WR²: momento polar de inercia del grupo motor – bomba (kg.m²);

WR²_B: momento polar de inercia de la bomba (kg.m²); y,

WR²_M: momento polar de inercia del motor (kg.m²);

- Con una muestra de 284 valores de varios fabricantes, sin realizar clasificaciones de potencia de las bombas, se ajustó la siguiente ecuación con un $R^2=0.96$.

$$WR^2_B = 1.134 * 10^7 \left(\frac{P}{N_o^3} \right)^{0.9556} \quad (Ec. 3.11)$$

- Con una muestra de 28 valores de varios fabricantes de bombas relativamente ligeras y de flujo radial, se ajustó la siguiente ecuación con un $R^2=0.903$.

$$WR^2_B = 1.049 * 10^6 \left(\frac{P}{N_o^3} \right)^{0.844} \quad (Ec. 3.12)$$

Donde:

WR^2_B : momento polar de inercia de la bomba (kg.m^2);

P: potencia del motor (HP); y,

N_o : velocidad de rotación nominal (rpm).

Dentro de la misma investigación Thorley realizó un análisis de regresión para valores de inercia tan solo del motor y con una muestra de 272 datos pudo determinar la siguiente ecuación cuyo coeficiente de ajuste es $R^2=0.97$.

$$WR^2_M = 76.7 \left(\frac{P}{N_o} \right)^{1.48} \quad (Ec. 3.13)$$

Donde:

WR^2_M : momento polar de inercia del motor (kg.m^2);

P: potencia del motor (HP); y,

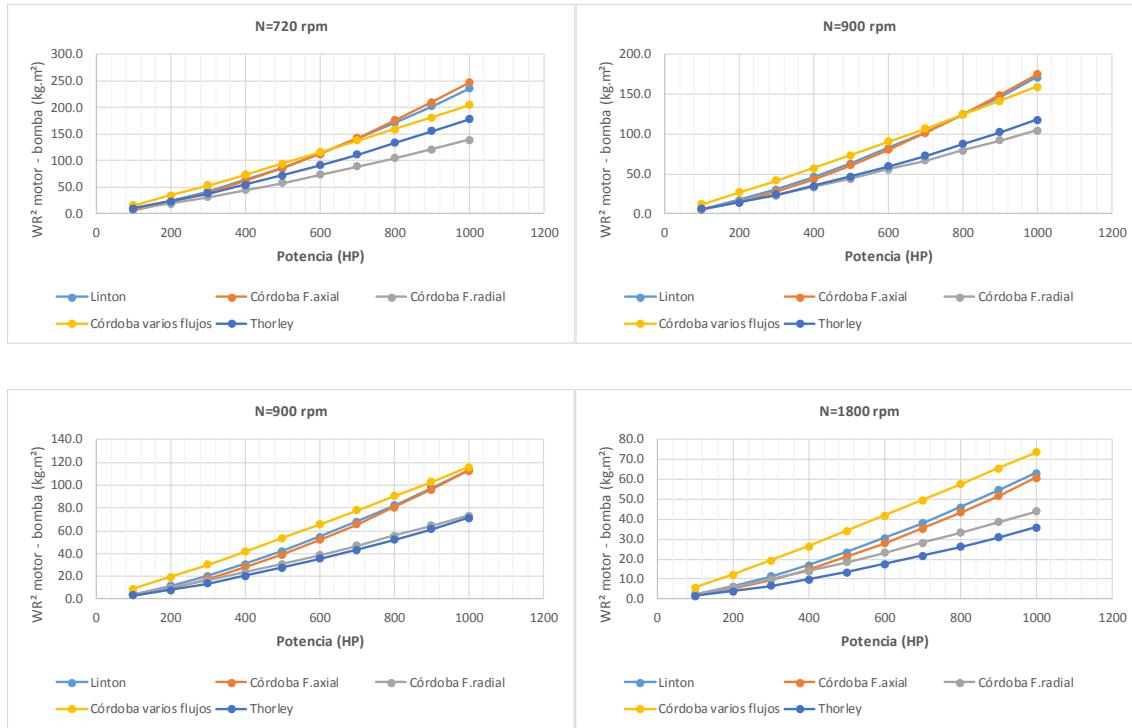
N_o : velocidad de rotación nominal (rpm).

Las ecuaciones de ajuste que se han presentado muestran un grado de correlación aceptable, no obstante, es necesario realizar las siguientes puntualizaciones previo a la selección del momento polar de inercia de un grupo impulsor:

- Es evidente que mientras un grupo impulsor tenga un menor momento polar de inercia, las variaciones de presión en el sistema que se producirán serán mayores, dado que existe un menor grado de oposición a la aceleración rotacional, por tanto, la variación de caudal en el sistema se producirá en corto tiempo.
- A mayor momento polar de inercia, la variación de presión en el sistema será menor, ya que la variación del caudal que causa el transitorio se producirá en un tiempo prolongado.
- Ante la ausencia de un valor de WR^2 suministrado por el fabricante, siempre será necesario realizar un estudio comparativo de los valores que se puedan obtener con las diversas ecuaciones propuestas, con la finalidad de seleccionar el momento polar de inercia más bajo y permitir un diseño con un margen de seguridad.
- En el caso que el fabricante suministre los valores del momento polar de inercia, es necesario verificar las unidades que se utilicen y evitar tener unidades diferentes a las referidas por el análisis dimensional, ya que el momento polar de inercia es un valor muy sensible dentro del estudio del transitorio.

Para ilustrar el concepto de selección del momento polar de inercia, se presenta en la siguientes Figuras la variación del WR^2 con las diferentes ecuaciones empíricas para diferentes valores de potencia y velocidades nominales de rotación.

Figura 3.6. Variación de WR^2 - varias ecuaciones



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Las ecuaciones muestran diversas valoraciones y definen una tendencia clara cuando mayor es la velocidad nominal, así por ejemplo para un $N=1800$ rpm los valores más altos de momento polar de inercia están referidos por la ecuación de Linton y el límite mínimo está dado por la ecuación de Thorley; no obstante, para velocidades menores esta tendencia no se mantiene aun cuando, radicando aquí la importancia de un análisis previo a la selección del momento polar de inercia con las ecuaciones empíricas.

3.6. CONDICIONES DE FRONTERA IMPUESTAS POR LA PARADA ACCIDENTAL DE UNA BOMBA

Tal como se mencionó en el Capítulo anterior, dentro del método de las características es necesario definir las condiciones de frontera para cada uno de los problemas de flujo transitorio, que básicamente es modelan el comportamiento

hidráulico de los extremos de una conducción, aportando una relación adicional entre la velocidad y carga piezométrica que junto a las ecuaciones características pueden definir lo que ocurren en ese punto del campo espacio – tiempo.

Para la explicación de las condiciones de frontera por la parada de una bomba se empleará un arreglo típico succión – estación de bombeo- línea de impulsión – descarga, con válvula de retención a la salida de la estación de bombeo. Se analizarán dos etapas secuenciales modelando el comportamiento de los elementos existentes y que dan lugar a las condiciones de frontera de cada fase.

3.6.1. ETAPA 1

Se asume que el sistema de bombeo trabaja con régimen estacionario con dirección de flujo normal y la válvula de retención totalmente abierta; y se produce el paro accidental de la estación de bombeo.

Se considera que las bombas sufren una desaceleración dada la parada accidental, sin embargo, sigue trasegando fluido, aunque a velocidades inferiores que la nominal. El sistema de ecuaciones que definirán las condiciones de frontera de una bomba está conformado por la ecuación de inercia, la curva Q vs. H girando a diferentes velocidades, la curva de rendimiento a distintas velocidades de giro y la ecuación general de rendimiento de la bomba.

La ecuación de inercia de la bomba se expresa de la siguiente forma:

$$M = \frac{P}{N_o} = \frac{\gamma Q H}{\eta N} = -WR^2 \frac{d\omega}{dt} \quad (Ec. 3.14)$$

La integración de esta ecuación diferencial, entre dos instantes consecutivos en el intervalo Δt (diferencias finitas) resulta:

$$\beta_i + \beta_{i+1} = \frac{2*WR^2*N_o}{M_o*\Delta t} (\alpha_i + \alpha_{i+1}) \quad (Ec. 3.15)$$

$$\alpha = \frac{N_i}{N_o} \quad (Ec. 3.16)$$

$$\beta = \frac{M_i}{M_o} \quad (Ec. 3.17)$$

El comportamiento de la bomba a velocidades inferiores que la nominal fue establecida mediante las leyes de semejanza en secciones anteriores, con la curva Q vs. H y que traducido a términos de diferencias finitas se expresa:

$$H = A * \alpha^2_{i+1} + B * \alpha_{i+1} * Q + C * Q^2 \quad (Ec. 3.18)$$

La ecuación de rendimiento Q vs. η a nuevas velocidades de giro se escribe así:

$$\eta = D \frac{Q}{\alpha_{i+1}} + E \frac{Q^2}{\alpha^2_{i+1}} \quad (Ec. 3.19)$$

La ecuación de rendimiento general de la bomba se expresa como:

$$M_o * \beta_{i+1} = \frac{\gamma Q H}{\alpha_{i+1} * \eta_{i+1} * N_o} \quad (Ec. 3.20)$$

Donde:

- i: subíndice del método de diferencias finitas que asocia el tiempo de cálculo;
- M: torque del eje de transmisión;
- P: potencia del eje de transmisión;

- WR²: momento polar de inercia;
- N: velocidad de rotación;
- γ: peso específico del fluido;
- Q: caudal;
- H: carga hidráulica;
- η: eficiencia del grupo motor – bomba.
- N_o: velocidad de rotación nominal;
- M_o: torque del eje de transmisión nominal;
- Δt: intervalo de tiempo;
- α: coeficiente adimensional de velocidades de giro; y,
- β: coeficiente adimensional de torque.

Todo este sistema de ecuaciones se denomina conjunto de enlace y aporta tres incógnitas eficiencia, velocidad de giro y torque; además de las ecuaciones características que aportan las incógnitas de velocidad y carga piezométrica en el tiempo de cálculo. En definitiva, la condición de frontera referida a una bomba requiere de la solución de un sistema de 5 ecuaciones con 5 variables incógnitas, este sistema de ecuaciones puede ser resuelto con facilidad con un método numérico por ejemplo Newton Raphson.

3.6.2. ETAPA 2

Una vez que el caudal a través de la bomba disminuye, llega un tiempo en el cual el caudal se anula por la presencia ideal de la válvula de retención, por tanto, la condición de frontera se simplifica a Q (t)=0 y la determinación de la carga piezométrica se regirá a la solución dada por la ecuación característica del tramo de tubería.

CAPÍTULO 4

DISPOSITIVOS DE CONTROL Y ATENUACIÓN DEL GOLPE DE ARIETE

4.1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se presenta una breve descripción del funcionamiento y las bases para el pre dimensionamiento de los diferentes dispositivos que se utilizan para el control y atenuación del golpe de ariete en sistemas de bombeo.

En la sección 2.5 se explicó con claridad los efectos del golpe de ariete y sus consecuentes problemas ante un erróneo diseño de las impulsiones. Las líneas de impulsión pueden ser diseñadas para admitir toda la magnitud de la variación de presión por el flujo transitorio, sin embargo, este diseño podría ser demasiado costoso ya que necesitaría de importantes espesores de las tuberías para el caso del acero y en general de altas resistencias de los materiales de los conductos.

Ante esta situación se baraja siempre la opción de la inclusión de estos dispositivos de control en diferentes ubicaciones de la conducción, para controlar las sobrepresiones y depresiones hasta rangos admisibles y evitar el diseño de impulsiones demasiado costosas.

4.2. DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIOS

Los dispositivos que generalmente son utilizados para el control de transitorios son:

- Chimeneas de equilibrio;
- Tanques unidireccionales,

- Calderines o cámaras de aire; y,
- Válvulas.

Además, se puede incrementar el momento polar de inercia del grupo impulsor para que la variación del caudal sea lenta y las variaciones de presión no sean perjudiciales al sistema.

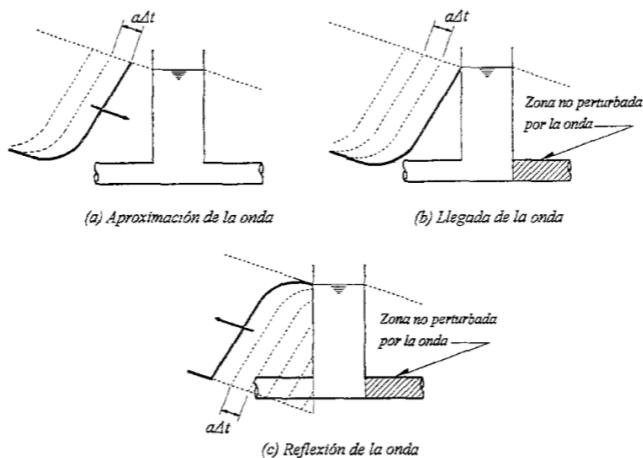
4.2.1. CHIMENEAS DE EQUILIBRIO

Se las denomina también como tanques de oscilación, almenaras o tanques bidireccionales. Estas estructuras están sometidas a presión atmosférica por lo tanto el nivel de superficie libre de este dispositivo en régimen estacionario es igual a la carga piezométrica en donde se conecta a la línea de conducción; la forma de controlar el transitorio con esta estructura es mediante la oscilación de masa.

El funcionamiento de las chimeneas de equilibrio se basa la relación inversa entre su área transversal (A_{CH}) y el área de la tubería de la conducción (A_T). Esta relación A_T/A_{CH} debe ser lo suficientemente grande tal que la oscilación de agua que se produzca en esta estructura tenga una aceleración despreciable frente al gradiente hidrostático debido a la gravedad.

La onda de presión que llegue hasta la chimenea de equilibrio se reflejará completamente en esta estructura, protegiendo al resto de la conducción, tal como se observa en la siguiente Figura:

Figura 4.1. Comportamiento de una chimenea de equilibrio ante una onda depresiva



FUENTE: (ABURTO, 2001)

De acuerdo a las recomendaciones de la literatura técnica, la relación entre el área de la chimenea y la línea de impulsión puede ser determinado con el criterio de Mosonyi y Seth, que plantea una gráfica A_T/A_{CH} vs. el porcentaje de reflexión de las ondas deseado (S) para pozos simples sin orificio restringido.

Figura 4.2. Gráfica de relación de áreas vs porcentaje de reflexión de ondas



FUENTE: (ABURTO, 2001)

Esta gráfica de tipo exponencial refiere mayores valores de área transversal para la chimenea mientras menor es el coeficiente de reflexión de las ondas, así por ejemplo para una reflexión no menor del 90%, la chimenea de equilibrio deberá tener al menos un área equivalente a 16 veces la sección transversal de la tubería de conducción.

Esta estructura tiene las siguientes ventajas y desventajas para su aplicación:

VENTAJAS

- No requiere de mantenimiento en el tiempo; y,
- No permite que los efectos del golpe de ariete se trasladen hacia el tramo aguas abajo, es decir realiza un seccionamiento de la impulsión.

DESVENTAJAS

- La corona de la chimenea de equilibrio debe estar por encima de la cota piezométrica en régimen estacionario para el gasto máximo, para evitar derrames de fluido; esta situación es un condicionante para que estas estructuras puedan ser utilizadas como soluciones en todos los sistemas de bombeo, ya que generalmente los desniveles en los que se trabajan son considerables.

Las chimeneas para sistemas de bombeo suelen ser estructuras superficiales y de sección constante que constructivamente y por economía del proyecto no pueden ser tan altas (no mayores a 20 m), siendo este el limitante para la aplicación de estas estructuras. Muy al contrario de lo que ocurre en centrales hidroeléctricas donde generalmente las chimeneas de equilibrio suelen ser subterráneas e inclusive de secciones variables.

- Al seccionar la línea de impulsión con la chimenea de equilibrio, se definen dos tramos de interés: estación de bombeo – chimenea y chimenea – descarga. Con este seccionamiento se confina la ocurrencia del golpe de ariete y sus efectos al tramo estación de bombeo – chimenea, por tanto, este tramo de impulsión se encontrará mayormente solicitado a la variación de presiones incluso a mayor a la solicitud de la línea sin protecciones y seguramente requiera de un incremento en la resistencia del material de los conductos, situación que podría encarecer el proyecto; y,
- Mientras más cercana se encuentra la chimenea a la estación de bombeo, se pueden generar fuertes velocidades en flujo inverso de las bombas, que pueden causar agotamiento de los materiales y su posible destrucción. En este aspecto tiene mucho que ver la operación de las válvulas de retención ubicadas en la salida de la estación de bombeo.

La efectividad de una chimenea de equilibrio dependerá de las particularidades del sistema de bombeo y de su ubicación dentro de la línea de impulsión, no será recomendable utilizarla para grandes alturas de bombeo, sin embargo, su utilización puede ser efectiva para pequeñas alturas y altos caudales por ejemplo en sistemas de bombeo de aguas residuales.

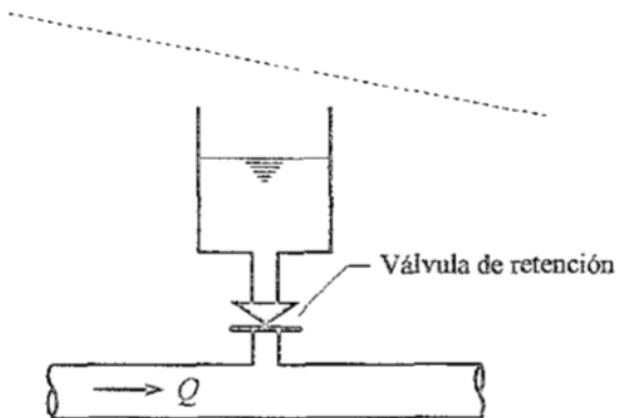
4.2.2. TANQUES UNIDIRECCIONALES

Un tanque unidireccional está conectado a la línea de impulsión mediante una tubería que tiene una válvula de retención que permite el flujo tan solo en dirección hacia la impulsión y permite una ‘inyección’ de volúmenes de agua cuando se detecta un diferencial de presión que puede ser ocasionado por un transitorio. Este diferencial de presión es detectado cuando la línea piezométrica se ubica por debajo del nivel de superficie libre del tanque, cuando ocurre esto la válvula de retención se abre, el agua fluye hacia la línea de impulsión y permite reflejar una parte de la onda.

El nivel de superficie libre de este tanque puede estar por debajo de la línea piezométrica, ya que se encuentra aislado de la presión de la línea por la presencia de la válvula de retención; por este motivo los tanques unidireccionales son más pequeños que las chimeneas de equilibrio.

Una vez que el transitorio ha ocurrido y el tanque unidireccional ha cedido parte de su volumen de agua a la línea de impulsión, es necesario restablecer el volumen de agua del mismo, por tanto, estos tanques cuentan con un by-pass desde la línea de impulsión, que opera con dispositivos de control de nivel que permiten el ingreso del agua hasta cuando se tenga el nivel máximo requerido.

Figura 4.3. Esquema de tanque unidireccional

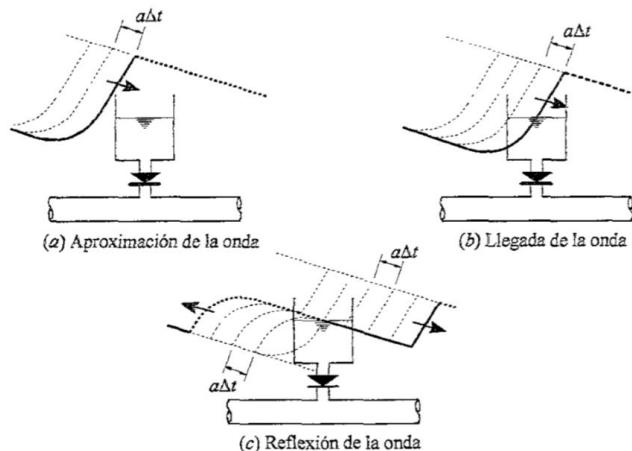


FUENTE: (ABURTO, 2001)

Los tanques unidireccionales reflejan tan solo parte de la onda de presión y la restante magnitud de la onda se transmite hacia el tramo aguas abajo, al contrario de las chimeneas de equilibrio en donde prácticamente el golpe de ariete se confina al tramo estación de bombeo – chimenea; por esta razón siempre es más efectivo que se coloquen tanques unidireccionales en serie.

El volumen de agua requerido para un tanque unidireccional debe ser estudiado de manera exhaustiva ya que no es admisible que un tanque unidireccional se vacíe completamente ante la ocurrencia de un transitorio, ya que podría ser perjudicial a la línea al crear vacíos no establecidos en el diseño.

Figura 4.4. Esquema de funcionamiento del tanque unidireccional



FUENTE: (ABURTO, 2001)

Esta estructura tiene las siguientes ventajas y desventajas para su aplicación:

VENTAJAS

- El nivel de superficie libre en estos tanques está por debajo de la línea piezométrica, por tanto, son más pequeños que una chimenea de equilibrio; y,
- Al reflejar parte de la onda de presión, no se inducen altas velocidades en reversa de las bombas.

DESVENTAJAS

- Se requiere de mantenimiento con cierta periodicidad, sobre todo del sistema de la válvula de retención y del by-pass de llenado; y,
- Para un funcionamiento eficaz de estas estructuras se requiere generalmente de un trabajo en serie, ya que a no reflejar completamente

4.2.3. CALDERINES O CÁMARAS DE AIRE

Estos dispositivos se ubican habitualmente inmediatamente aguas abajo de la estación de bombeo y son los más utilizados para la protección de estaciones de bombeo ante una parada accidental. Un calderín es un depósito cerrado unido a la línea de conducción y que en su parte superior tiene comprimido un volumen de aire; el volumen de aire está en contacto directo con el agua.

Durante el trabajo en régimen estacionario el aire en la cámara está comprimido a una presión igual a la presión del agua dentro de la impulsión, tal que no exista flujo entre la cámara y la tubería.

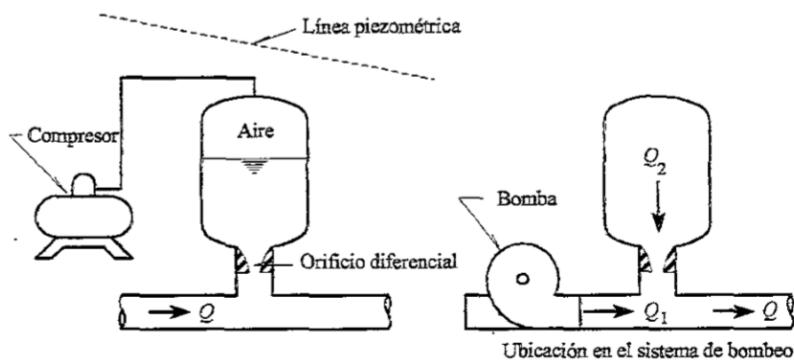
Al existir un diferencial de presión inicia una ‘inyección’ de fluido a la conducción que reduce las depresiones del transitorio; el volumen de aire dentro de la cámara se expande y su presión disminuye. Posteriormente la presión en la tubería se incrementa y genera un flujo hacia el calderín y alivia las sobrepresiones en la tubería, el aire dentro de la cámara disminuye su volumen y su presión aumenta (el aire se comprime).

La cámara de aire se convierte en una fuente de energía que tiende a mantener el movimiento del fluido en la conducción, el caudal se reduce de una forma controlada y mucho más lenta de lo que ocurriría sin la presencia del calderín; en definitiva, la

dissipación del golpe de ariete se lo realiza mediante una oscilación de masa con la ayuda de la presión de aire.

La eficacia de este dispositivo radica en tener un mayor volumen de aire para reducir las variaciones de presión, si el calderín tiene un volumen de aire insuficiente se pueden provocar presiones incluso más altas de lo que generaría la línea sin protecciones. De manera análoga a los tanques unidireccionales, la definición del volumen de agua y aire en los calderines es de particular importancia, además se debe considerar el aspecto de fugas de aire y la posible disolución en agua, por eso siempre es necesario contar con un compresor instalado junto a los calderines.

Figura 4.5. Esquema de un calderín

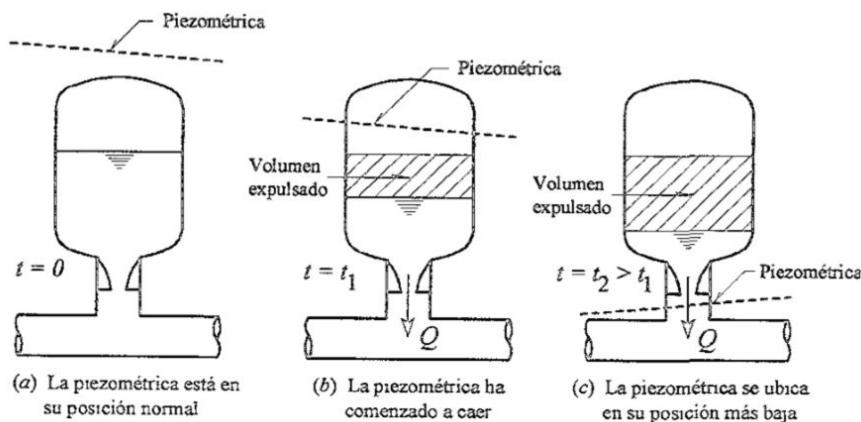


FUENTE: (ABURTO, 2001)

Cuanto mayor sea el gasto que circula de la cámara de aire a la tubería durante los períodos de presión baja en la tubería, tanto menores serán las depresiones. Pero la entrada rápida de un gasto grande a la cámara en los períodos de sobrepresión, puede provocar presiones muy altas ya que el caudal se incrementa. Por esta razón resulta conveniente tener pérdidas de carga mínimas en la entrada y salida del calderín, es decir, que se tenga una resistencia hidráulica asimétrica en la conexión

de la cámara con la tubería: mediante un orificio restringido o diferencial o con la colocación de una válvula de no retorno.

Figura 4.6. Esquema de funcionamiento de un calderín

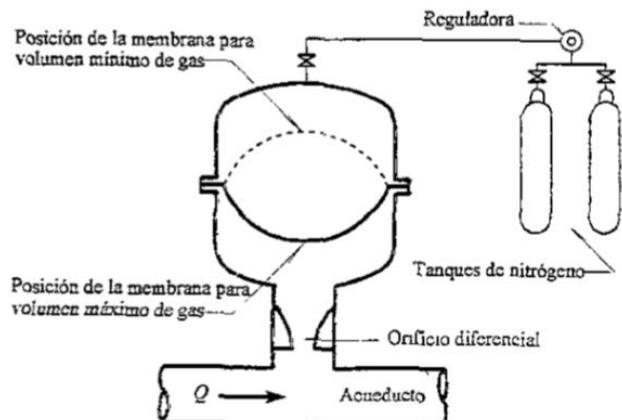


FUENTE: (ABURTO, 2001)

En la actualidad se maneja una variación de estas cámaras en donde el volumen de aire no está en contacto con la superficie del agua, sino se aloja en una membrana o ‘vejiga’, que está conformada de un material flexible y a la postre evita las pérdidas de aire. Al existir esta membrana no se requiere de un compresor para la alimentación de aire, ya que habitualmente se trabaja con nitrógeno que se necesita administrar desde el exterior a una alta presión, estos tanques se conectan a la cámara mediante una válvula reductora de presión y de esta forma se mantiene la presión incluso cuando hay pequeñas fugas de gas.

Los calderines con membrana son de pequeñas dimensiones y pueden ser colocados en sitios lejanos de difícil acceso de la línea de impulsión, ya que su operación es autónoma y el volumen de nitrógeno puede abastecer para varios meses.

Figura 4.7. Esquema de un calderín con vejiga



FUENTE: (ABURTO, 2001)

La utilización de los calderines como dispositivos de control de transitorios tiene las siguientes ventajas y desventajas:

VENTAJAS

- Reduce de manera deseada la magnitud de la onda depresiva luego de un paro accidental;
- Su efecto sobre la onda de presión no depende de la cota de nivel de superficie libre en la cámara;
- El volumen de agua requerido para su funcionamiento es apreciablemente menor que para una chimenea de equilibrio y/o tanque unidireccional; y,
- Este dispositivo generalmente suele ser colocado en la zona inmediata a la estación de bombeo, situación que facilita su mantenimiento y operación.

DESVENTAJAS

- Las cámaras de aire convencionales requieren de compresores para mantener el volumen de aire constante y válvulas para controlar la salida y entrada de los caudales, estos dispositivos requieren de mantenimiento; y,
- La cercanía de este dispositivo a la estación de bombeo, permite reducir el efecto de la onda depresiva de manera local, sin embargo, la magnitud de onda que no sea reflejada será transmitida aguas abajo y dependiendo de la configuración en elevación de la impulsión muy seguramente requiere de la inclusión de algún otro dispositivo adicional para controlar del todo el transitorio.

4.2.4. VÁLVULAS

Sin duda la colocación de un conjunto de válvulas en sitios requeridos y específicos son de gran utilidad para el control de transitorios, todo depende del tipo de válvulas y de su operación. Regularmente siempre es necesario utilizar arreglos en donde a más de las válvulas se emplee algún dispositivo que sea capaz de atenuar a gran escala un transitorio.

A continuación, se anotan las válvulas que son más utilizadas para el control de transitorios:

- Válvulas de aire: existen varios tipos de estas válvulas que permiten admitir y/o expulsar aire, estas válvulas se las diseña de la mano con el régimen estacionario y se las ubica en sitios altos donde puedan crearse bolsas de aire que perjudiquen al funcionamiento de la impulsión y en el proceso de vaciado y llenado.
- Válvulas anticipadoras de onda: estas válvulas tienen una conformación y operación compleja, ya que existe un juego de apertura y cierre de la válvula de acuerdo al desarrollo del transitorio

en el tiempo y principalmente permite reducir la magnitud de la depresión en la zona cercana a la estación de bombeo, asimismo permite reducir sobrepresiones, mediante la salida de caudales del sistema.

Esta válvula es una combinación de una válvula de seguridad más una válvula de alivio, con diferentes presiones de 'seteo'.

- Válvulas de alivio: el funcionamiento de estas válvulas permite aliviar tan solo sobrepresiones, disponen de un piloto que es accionado cuando la presión en la línea de conducción excede cierto valor, la forma de aliviar presiones es mediante la salida de caudales del sistema.

Dentro de esta categoría se pueden incluir a los by-pass de las estaciones de bombeo, el mismo que funciona cuando el grupo impulsor dispone de cierto nivel de presión en la succión, es decir que el nivel de superficie libre de la succión este por encima del eje del impulsor.

Al producirse el paro de las bombas, la presión comienza a descender aguas abajo de la válvula de retención, si la presión llega a caer por debajo del nivel de agua del tanque de succión, entonces a través del by-pass se produce un flujo desde el depósito de succión hacia la conducción principal sin pasar por las bombas. Este aporte de caudal realiza una función de control similar al que haría un tanque unidireccional instalado en dicho punto, de esta forma se evita que las depresiones en el tramo inicial aguas abajo de la planta lleguen a ser perjudiciales; para un correcto funcionamiento de este by-pass es necesario que la válvula de retención se encuentre totalmente operativa.

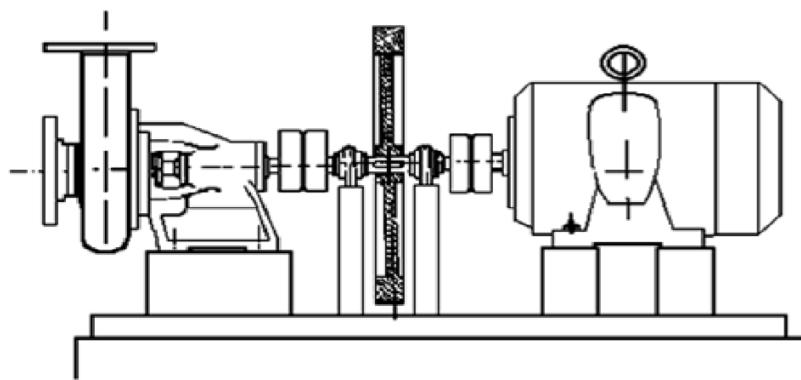
En general, el diseño de las válvulas para el control de transitorio es un tema muy amplio que no se analiza en el presente trabajo, ya que su cálculo y modelación en un software comercial requiere de un profundo análisis y mayores detalles.

4.2.5. INCREMENTO DEL MOMENTO POLAR DE INERCIA

Este recurso es raramente utilizado para el control de transitorios, a pesar que numéricamente puede dar resultados satisfactorios, ya que si existe un incremento en el momento polar de inercia WR^2 obviamente el diferencial de la velocidad angular de las masas rotantes en el tiempo disminuye, tiene lugar una desaceleración más lenta y con su correspondiente variación de caudal en la misma magnitud.

Es aconsejable su uso para impulsiones cortas mediante la inclusión de volantes o discos en el eje de transmisión, para conseguir un aumento considerable en el tiempo de parada de las bombas en comparación con el periodo de la tubería; no obstante, la inclusión de un peso adicional dentro de las masas rotantes repercute en el incremento de la potencia del motor acoplado a la bomba,

Figura 4.8. Grupo motor - bomba con volante de inercia



FUENTE: (ABURTO, 2001)

4.3. RECOMENDACIONES PARA LA SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIO

En la siguiente Tabla se presenta una recopilación de varios criterios de la literatura técnica con varias recomendaciones para la ubicación y selección de los dispositivos de control de los transitorios en una línea de impulsión.

Tabla 4.1. Recomendaciones para la selección y ubicación de dispositivos de control de transitorios

DISPOSITIVO	OBJETIVO	CONDICIONES A CUMPLIR	OBSERVACIONES
Chimenea de equilibrio	Limitar variaciones de presión y seccionar a la línea de impulsión	<ul style="list-style-type: none"> - Pequeñas alturas de impulsión - Pendiente de la impulsión suave - Perfil en elevación regular y convexo 	<ul style="list-style-type: none"> - La línea piezométrica no debe estar muy separada de la línea de conducción para evitar excesivas alturas de la chimenea. - Muy aplicable en bombeos de aguas residuales
Tanque unidireccional	Limitar depresiones en puntos altos	<ul style="list-style-type: none"> - Perfiles convexos - $\frac{a*V_o}{g*h} > 1$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Requiere de mantenimientos de las válvulas
Calderín o cámara de aire	Limitar variaciones de presión	<ul style="list-style-type: none"> - Eficaz en perfiles cóncavos - $\frac{a*V_o}{g*h} > 1$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevado costo - Necesita mantenimiento
Válvulas anticipadoras de onda	Limitar variaciones de presión	<ul style="list-style-type: none"> - Eficaz en perfiles cóncavos - $\frac{a*V_o}{g*h} > 1$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesita mantenimiento - Diseño exhaustivo
Válvulas de aire	Protegen a la conducción de depresiones	- Perfiles irregulares	<ul style="list-style-type: none"> - Requieren mantenimiento para un funcionamiento efectivo - Diseño exhaustivo
Válvulas de alivio	Limitar sobrepresiones	<ul style="list-style-type: none"> - Perfil cóncavo - Elevadas alturas de bombeo - $\frac{a*V_o}{g*H_o} \gg 1$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Requieren mantenimiento para un funcionamiento efectivo - Diseño exhaustivo
By-pass de estación de bombeo	Limitar depresiones	- $\frac{a*V_o}{g*H_o} \ll 1$	- Válida en succiones positivas

DISPOSITIVO	OBJETIVO	CONDICIONES A CUMPLIR	OBSERVACIONES
Incremento del momento polar de inercia	Prolongar el tiempo de variación del caudal que genera el transitorio	- $\frac{4*WR^2*No^2}{A*L*Ho^2*\gamma} > 0.04$	- Efectivo para grupos motor – bombas de baja potencia

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Donde:

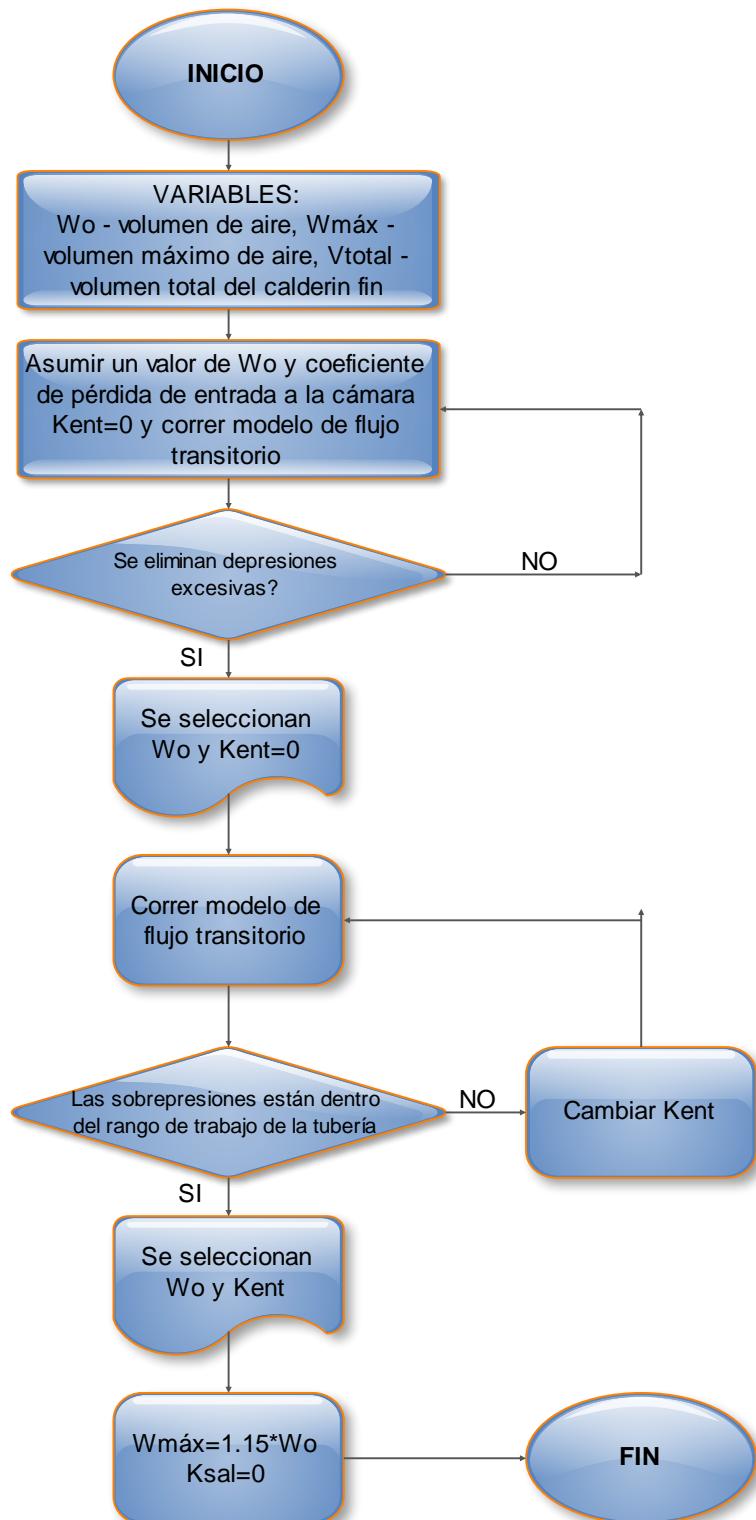
- a: celeridad de la onda de presión (m/s);
- g: aceleración de la gravedad (m/s);
- γ : peso específico del fluido (t/m^3);
- A: área transversal del conducto (m^2);
- V_o : velocidad media en régimen transitorio (m/s);
- H_o : carga total dinámica del sistema TDH (m);
- L: longitud de la tubería (m);
- h: carga de presión en el sitio de ubicación del dispositivo (m); y,
- WR^2 : momento polar de inercia del grupo impulsor ($t.m^2$).

4.4. GUÍA PARA EL PREDIMENSIONAMIENTO DE LOS PRINCIPALES DISPOSITIVOS DE CONTROL DE TRANSITORIOS EN SISTEMAS DE BOMBEO

En esta sección se presentan directrices generales y útiles para el predimensionamiento básico de los dispositivos de control de transitorios más utilizados: calderines, tanques unidireccionales y chimeneas de equilibrio.

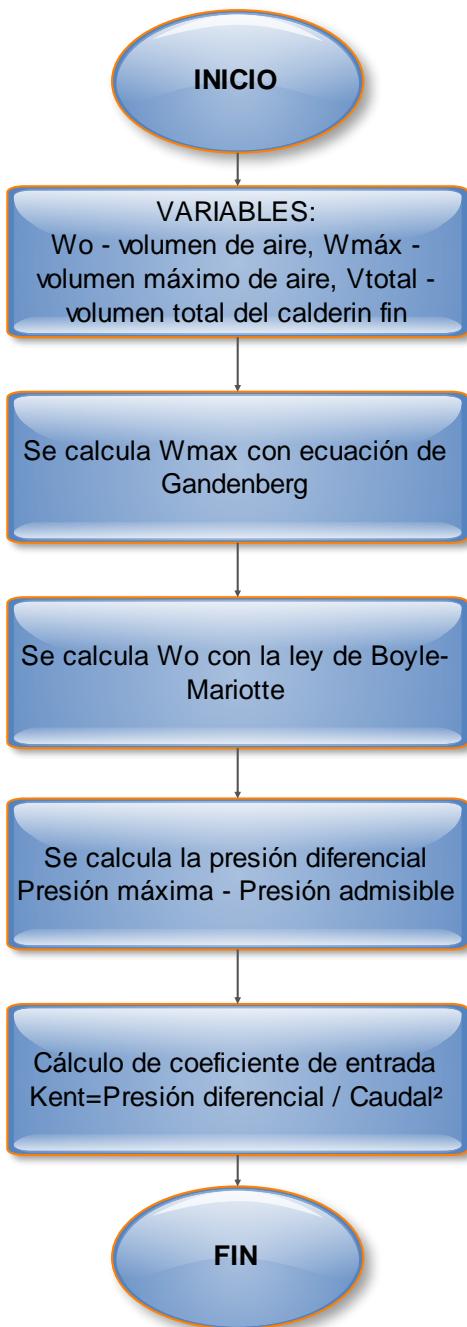
Estas bases de dimensionamiento están ligadas ya a la simulación del transitorio con un software y a procesos iterativos prueba – error hasta alcanzar los resultados deseados.

Figura 4.9. Proceso de cálculo para predimensionar un calderín – esquema 1



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 4.10. Proceso de cálculo para predimensionar un calderín – esquema 2



Ecuación de Gandenbergr:

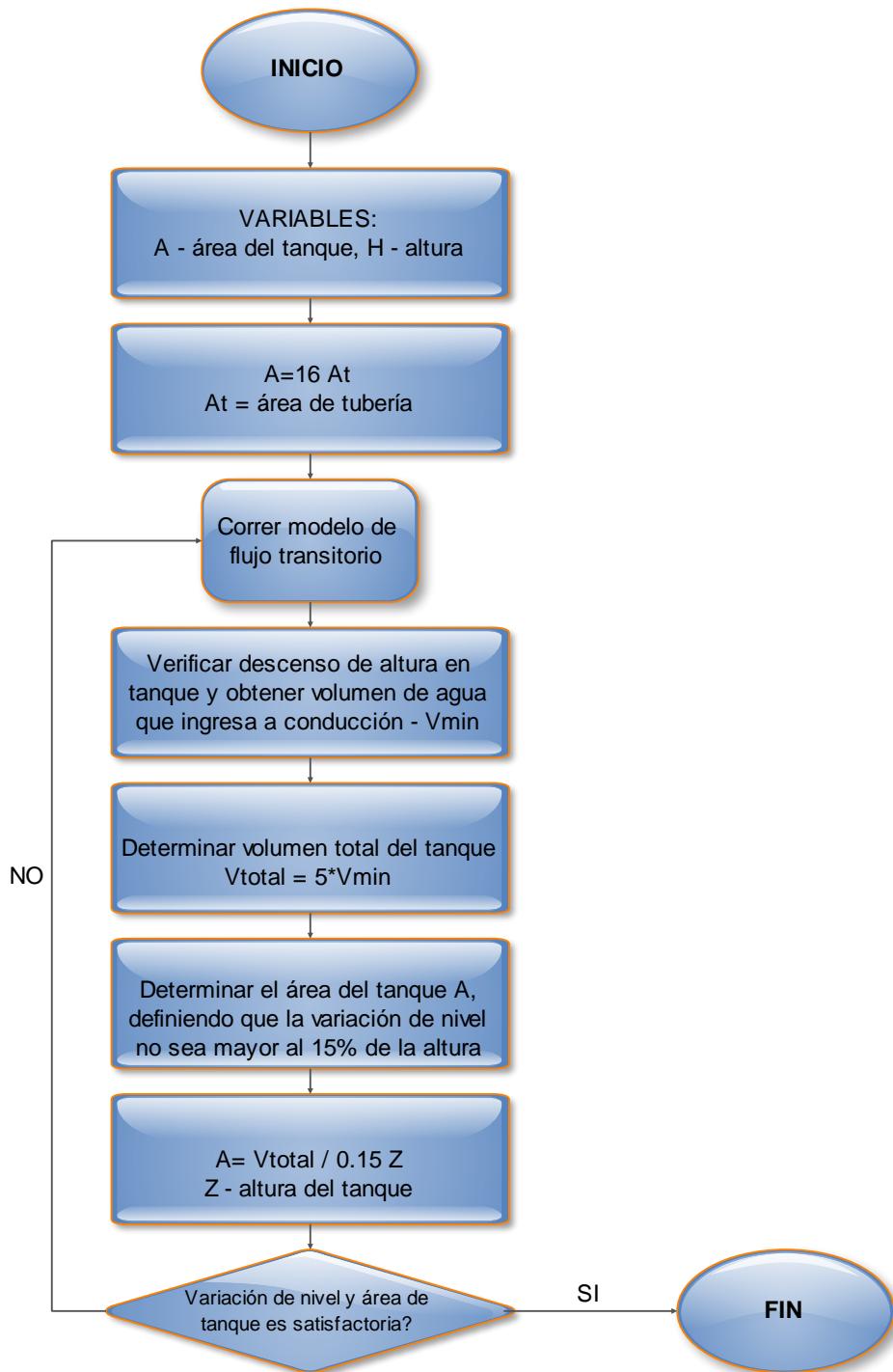
$$W_{max} = \frac{Q*L}{g*At} \left(\frac{H_o+10}{H_g+10} \right)^2 \left(\frac{H_{min}+1}{H_o-H_{min}} \right) \quad (Ec. 4.1)$$

Ecuación de Boyle - Mariotte:

$$W_o = \frac{W_{max}*(H_{min}+10)}{H_o+10} \quad (Ec. 4.2)$$

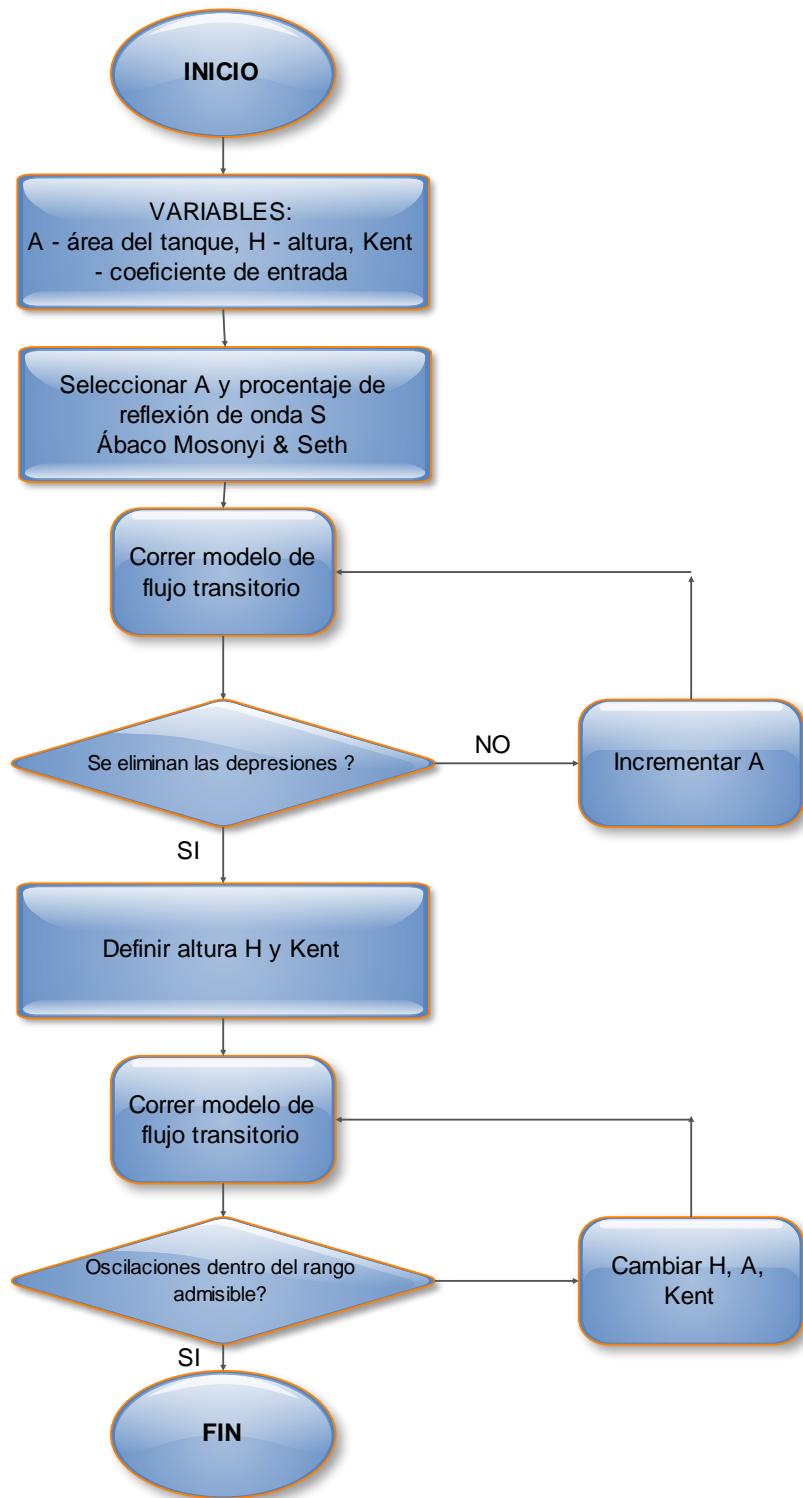
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 4.11. Proceso de cálculo para predimensionar un tanque unidireccional



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 4.12. Proceso de cálculo para predimensionar una chimenea de equilibrio



ELABORACIÓN: Luis Ríos

CAPÍTULO 5

SIMULACIÓN DEL FLUJO TRANSITORIO EN SISTEMAS DE BOMBEO – EJEMPLO DE APLICACIÓN

5.1. INTRODUCCIÓN

En el Capítulo final de este trabajo se realiza una simulación del flujo transitorio en un sistema de bombeo, tomando en consideración todos los criterios y parámetros que han sido descritos en los capítulos anteriores.

Se pone a consideración una metodología para proceder a la simulación del flujo transitorio, utilizando varias herramientas que han sido creadas para este fin. Una de las herramientas que ha sido desarrollada como parte de este trabajo es la aplicación FTB 1.0 que es un macro de MS Office Excel en donde se ofrecen varias ayudas para la preparación de información previa para la rápida elaboración de un modelo de flujo transitorio y también la interpretación de sus resultados.

El modelo de flujo transitorio ha sido elaborado en el software Allievi que utiliza como motor general de cálculo al método de las características, método que ya fue estudiado en el Capítulo 3; este software es gratuito y es desarrollado por la Universidad Politécnica de Valencia UPV con su grupo investigador del Instituto Tecnológico del Agua ITA.

La simulación de flujo transitorio que se presenta tiene la finalidad de explicar con claridad la ocurrencia del fenómeno de golpe de ariete en un sistema bombeo, para su caso más crítico ‘parada accidental de las bombas’ y su utilidad para el diseño hidráulico de la línea de impulsión.

Cabe indicar que también se han incluido escenarios de simulación con dispositivos de protección que han sido dimensionados de manera somera, a fin de observar su efecto básico en el control de transitorios; es de mencionar que el dimensionamiento preciso y detallado de los dispositivos de control de los transitorios engloba muchos otros conceptos y algoritmos que no son alcance de este trabajo.

5.2. DESCRIPCIÓN DE LAS APLICACIONES UTILIZADAS PARA LA SIMULACIÓN DEL FLUJO TRANSITORIO

Para la simulación de flujo transitorio propuesta se utilizaron dos aplicaciones: Aplicación FTB 1.0 y Software Allievi; en las siguientes secciones se realiza una descripción breve de las utilidades y funcionamiento de estas aplicaciones.

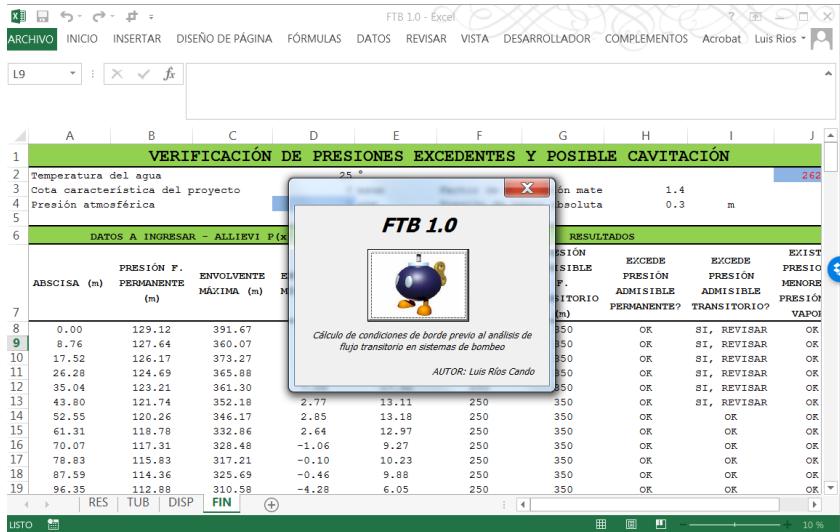
5.2.1. APLICACIÓN FTB 1.0

Esta aplicación es un macro de MS Office Excel que ha sido creada por el autor de este trabajo, con la finalidad de calcular y referir los principales parámetros de flujo estacionario de un sistema de bombeo y otras utilidades, previo al ingreso de la información a cualquier software de cálculo de flujo transitorio; también contiene un módulo que ayuda a la fácil interpretación de resultados.

FTB 1.0 tiene 4 módulos de cálculo que están localizados e identificados en cada una de las hojas del programa; para el cálculo de los diferentes parámetros se utilizaron las funcionalidades de las hojas electrónicas y adicionalmente se realizó una programación en lenguaje BASIC orientada a varios objetos creados en la aplicación.

Los módulos que conforman FTB 1.0 son; RES, TUB, DISP y FIN.

Figura 5.1. Ventana principal de la aplicación FTB 1.0



ELABORACIÓN: Luis Ríos

• MÓDULO RES

Con este módulo se realiza el cálculo de los parámetros en flujo estacionario de un sistema de bombeo, condición inicial para el cálculo del transitorio. Este módulo se ejecuta en un formulario donde se deben ingresar los siguientes parámetros necesarios (campos en blanco del formulario):

- Temperatura del agua;
- Bombas: número de bombas, velocidad de rotación nominal, eficiencia nominal, caudal de diseño;
- Línea de impulsión: diámetro interno, espesor de tubería, longitud, material, rugosidad absoluta; y,
- Cotas características del bombeo.

Una vez ingresados los parámetros útiles se procede a los respectivos cálculos, bajo el siguiente orden:

- Cálculo de pérdidas de carga: para el cálculo de pérdidas de carga por fricción se tienen tres opciones:
 - Fórmula de Manning
 - Fórmula de Darcy – Weisbach con cálculo del factor de fricción con la fórmula explícita del Código Brasileño; y,
 - Fórmula de Darcy – Weisbach con cálculo del factor de fricción con la fórmula implícita Colebrook – White.

El usuario deberá escoger la opción de cálculo de pérdidas por fricción de acuerdo a su experiencia.

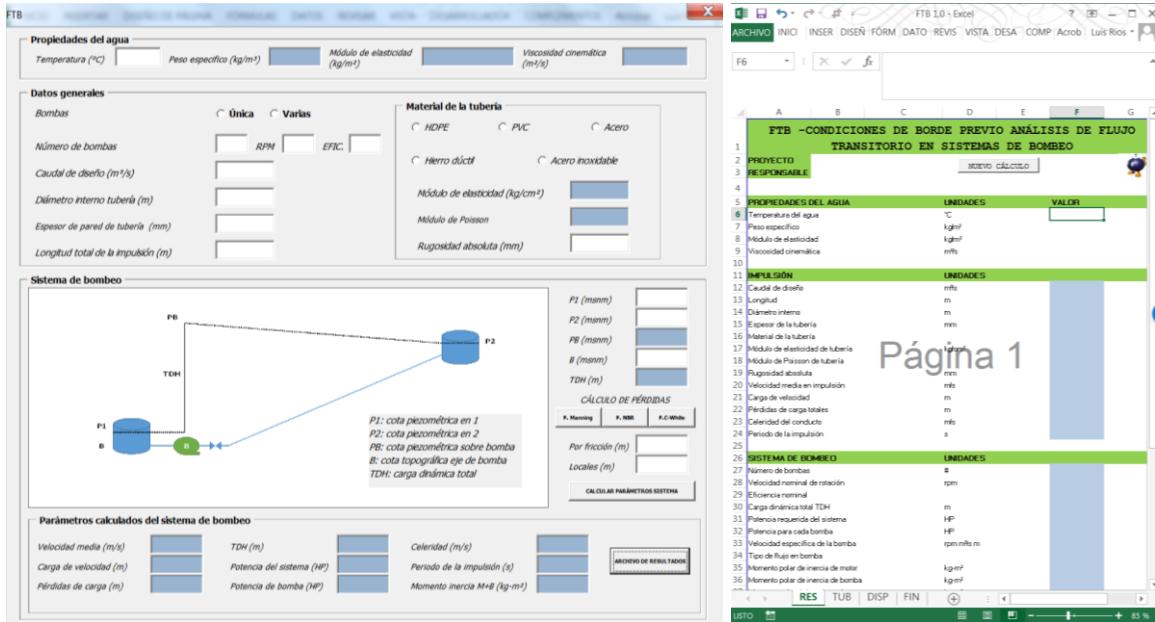
Las pérdidas localizadas son calculadas como un porcentaje de las pérdidas por fricción (10%).

En el caso que los valores de pérdidas que han sido calculados no satisfagan al usuario, se pueden ingresar de forma manual en los campos correspondientes.

- Cálculo de parámetros del sistema: una vez calculadas las pérdidas de carga, se procede al cálculo de los parámetros que caracterizan al sistema de bombeo y son útiles para conformar un modelo de flujo transitorio: velocidad media, carga de velocidad, carga total dinámica, potencia del sistema, potencia por bomba, celeridad, periodo de la impulsión y momento polar de inercia del grupo impulsor.

Finalmente se puede generar un archivo de resultados que se escribe en la hoja RES, este archivo de resultados contiene toda la información de parámetros de entrada y salida al formulario.

Figura 5.2. Módulo RES – formulario de cálculo y archivo de resultados



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Es importante mencionar que este módulo es útil para un cálculo rápido de las condiciones de flujo estacionario; es de suponer que previo al estudio de transitorios el diseñador debió haber realizado el diseño completo y exhaustivo de las bombas, succión, impulsión y descarga en flujo permanente; este módulo no sirve para el diseño completo en régimen permanente.

• MÓDULO TUB

El módulo TUB sirve para realizar una estimación preliminar del intervalo de tiempo Δt para la simulación de flujo transitorio, se utiliza la metodología recomendada por (CHAUDHRY, 1979), en donde se realiza un ajuste en la celeridad de onda de cada uno de los conductos hasta cumplir con las condiciones de estabilidad y convergencia del criterio de Courant.

Los datos que se deben ingresar son los siguientes (casillas con fondo blanco):

- Temperatura del agua;
- Aceleración de la gravedad;
- Módulo de Young y Poisson de las tuberías;
- Límites y tolerancia de tiempo y espacio: Δt , $\Delta \lambda$, Máx t y Máx λ .
- Topología de las tuberías:
 - # de tubería;
 - Cota de nodo inicial Ni;
 - Cota de nodo final Nf;
 - Diámetro interno de tubería;
 - Longitud del tramo de tubería; y,
 - Espesor de la tubería.

Estos datos deben ser ingresados en las unidades indicadas en caso de tenerlas; la estimación del intervalo de tiempo se ejecuta dando click en el botón OBTENER DELTA t, botón que ejecuta la subrutina de cálculo tomando en consideración los límites y tolerancia Δt , $\Delta \lambda$, Máx t y Máx λ .

El modo de cálculo del intervalo de tiempo Δt es iterativo y dependerá de la habilidad y conocimiento del diseñador para un cálculo óptimo.

En la siguiente Figura se observa el formulario de cálculo del módulo TUB.

Figura 5.3. Módulo TUB – formulario de cálculo

DETERMINACION PRELIMINAR DE Δt PARA CONVERGENCIA DEL MODELO															
2 T	25 °C	Temperatura del agua		RESULTADOS											
3 W	996.98 kg/m ³	Peso específico del agua		Δt (s)	0.001	Δx promedio	8.5 m								
4 K	2.26E+08 kg/m ³	Módulo de elasticidad del agua		Δλ	0.01	Celeridad promedio	950 m/s								
5 g	9.81 m/s ²	Aceleración de la gravedad		Máx t (s)	0.5	Δt/Δx	0.0011								
6 Ea	2.07E+10 kg/m ⁴	Módulo de elasticidad del material		Máx λ	2	1/a	0.0011								
7 μ	0.3	Modulo de Poisson				MODEL ESTABLE Y CONVERGENTE		OBTENER Δt							
8 R	1.05	Coeficiente de ajuste Δx				ERROR MÁXIMO		Criterio de Courant							
9 Δt	0.009 s					5% OK									
PERÍODO DE LA IMPULSIÓN 4.6 s															
DATOS CALCULADOS															
#	TUBERÍA	Cota nodo Ni	Cota nodo Nf	DIÁMETRO INTERNO TUBERÍA (mm)	LONGITUD DE TRAMO (m)	ESPEZOR	CELERIDAD DE ONDA a (m/s)	t=L/C (s)	E E * R	# Tramos	Δx	ERROR t=L/C (s)	CELERIDAD a PORCENTAJE	AJUSTADA a t (m/s)	
13	1 - AA P	105.0	105.0	1580	8.80	10.0	950	0.01	1.00	1.050	1	8.8	0.01	3%	978
14	2 - aa P	105.0	137.1	1580	192.69	10.0	950	0.20	21.90	22.992	23	8.4	0.21	2%	931
15	3	137.1	138.9	1580	45.04	10.0	950	0.05	5.12	5.374	5	9.0	0.04	5%	1001
16	4	138.9	134.7	1580	60.15	10.0	950	0.06	6.83	7.177	7	8.6	0.06	0%	955
17	5	134.7	140.0	1580	75.18	10.0	950	0.08	8.54	8.971	9	8.4	0.08	2%	928
18	6	140.0	133.2	1580	50.45	10.0	950	0.05	5.73	6.020	6	8.4	0.05	2%	934
19	7	133.2	158.9	1580	171.92	10.0	950	0.18	19.54	20.514	21	8.2	0.19	4%	910
20	8	158.9	159.5	1580	70.00	10.0	950	0.07	7.95	8.353	8	8.8	0.07	2%	972
21	9	159.5	175.3	1580	150.83	10.0	950	0.16	17.14	17.997	18	8.4	0.16	2%	931
22	10	175.3	175.9	1580	200.00	10.0	950	0.21	22.73	23.864	24	8.3	0.22	3%	926
23	11	175.9	163.3	1580	90.88	10.0	950	0.10	10.33	10.843	11	8.3	0.10	3%	918
24	12	163.3	163.3	1580	45.00	10.0	950	0.05	5.11	5.369	5	9.0	0.04	5%	1000
25	13	163.3	188.0	1580	216.41	10.0	950	0.23	24.59	25.822	26	8.3	0.23	3%	925
26	14	188.0	169.2	1580	171.03	10.0	950	0.18	19.44	20.407	20	8.6	0.18	0%	950
27	15	169.2	172.1	1580	143.03	10.0	950	0.15	16.25	17.066	17	8.4	0.15	2%	935
28	16	172.1	208.1	1580	151.34	10.0	950	0.16	17.20	18.058	18	8.4	0.16	2%	934
29	17	208.1	208.8	1580	74.00	10.0	950	0.08	8.41	8.830	9	8.2	0.08	4%	914

ELABORACIÓN: Luis Ríos

• MÓDULO DISP

Este módulo permite realizar el prediseño de dos dispositivos de control de transitorios (calderines y tanques unidireccionales), utilizando los algoritmos de cálculo que fueron presentados en el Capítulo anterior. Los datos a ingresarse están en las casillas con fondo blanco y las dimensiones finales responden a un proceso iterativo que involucra incluso a la simulación del modelo de flujo transitorio.

A continuación, se observa el formulario de cálculo de este módulo DISP.

Figura 5.4. Módulo DISP – formulario de cálculo

The screenshot shows a Microsoft Excel spreadsheet titled "FTB 1.0 - Excel". The ribbon at the top has tabs for Archivo, Inicio, Insertar, Diseño de página, Fórmulas, Datos, Revisar, Vista, Desarrollador, Foxit PDF, and Compartir. The formula bar shows the formula $=0.25*\text{PI()}\text{*F7}^2$. The spreadsheet contains several sections with data and formulas:

- PREDISEÑO DE DISPOSITIVOS DE ALIVIO DE GOLPE DE ARIETE**
- CÁMARA DE AIRE O CALDERÍN**
 - DATOS DE INGRESO**
 - 5 Caudal de diseño m^3/s : 4.6
6 Longitud de la impulsión m : 2132
7 Diámetro de la impulsión m : 158
8 Área transversal de impulsión m^2 : 1.96
9 Carga hidráulica sobre bombas m : 128
10 Carga estática sobre las bombas m : 121
11 Carga mínima deseada sobre bombas m : 11 Ref. Envolvente de depresiones
 - RESULTADOS**
 - 14 Volumen máximo del calderín m^3 : 267 Fórmula de Gandenberger
15 Volumen de aire para calderín m^3 : 41 Ley de Boyle-Mariotte
16 Volumen de agua para calderín m^3 : 226
17 Volumen de reserva para calderín m^3 : 6
18 Volumen total calculado de calderín m^3 : 273
19 Volumen total asumido de calderín m^3 : 280
 - DIMENSIONES DEL CALDERÍN**
 - 21 Número de calderines: 4
22 Diámetro: 4
23 Altura: 6
- TANQUE UNIDIRECCIONAL**
- DIMÉTRICO ALCAL DE TANQUE CUMPLE - OK**
- 31 Diámetro de la impulsión m : 1.58
32 Área transversal de impulsión m^2 : 1.96
33 Diámetro inicial estimado para tanque m : 6.4
34 Área transversal para tanque m^2 : 32.17
- 35 Diámetro inicial de tanque cumplido - OK
36 Volumen de tanque unidireccional en primera iteración m^3 : 3
37 Volumen de depósito de tanque unidireccional m^3 : 51 Ref. Simulación inicial
38 Factor de seguridad FS: 2
39 Volumen de tanque unidireccional con FS m^3 : 193
40 Dimensiones del tanque unidireccional

ELABORACIÓN: Luis Ríos

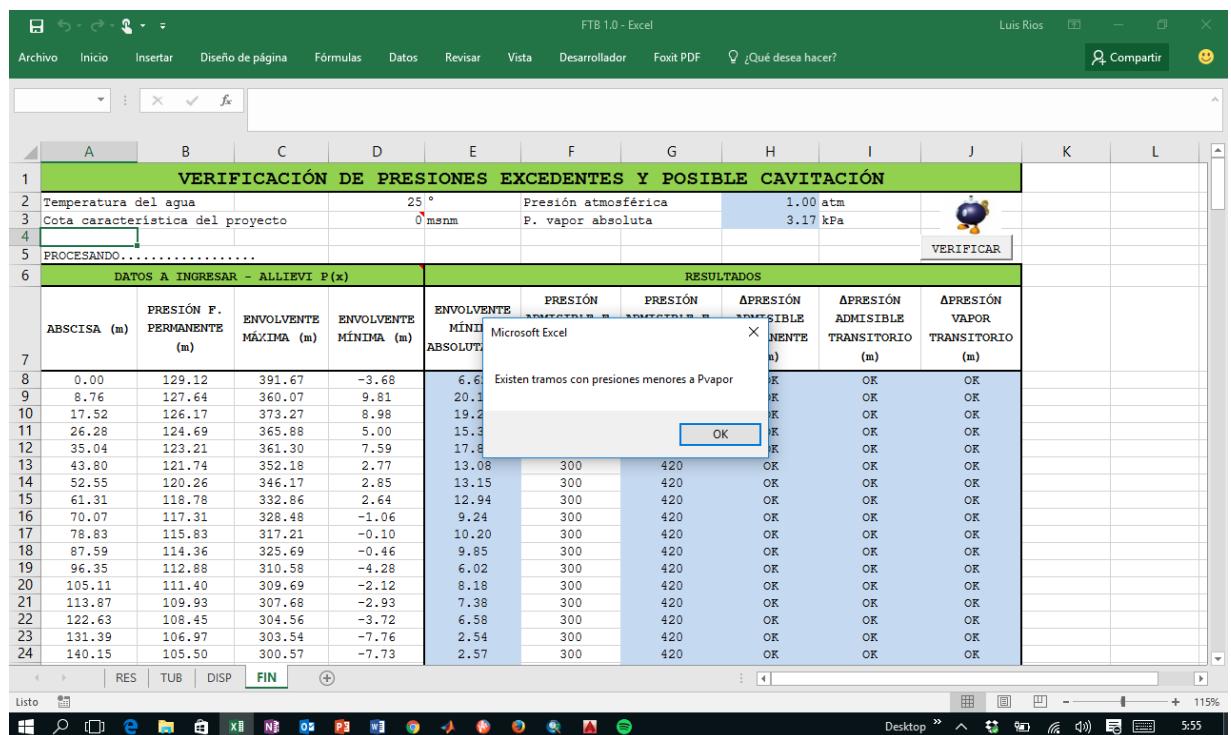
• MÓDULO FIN

El módulo de cálculo FIN es una herramienta útil para definir los sitios de la impulsión en donde se exceda la presión admisible de trabajo, tanto en flujo estacionario como transitorio y también para identificar los sitios en donde la presión sea menor a la presión de vaporización del agua, para posteriormente realizar los cambios pertinentes en el diseño.

Los datos a ingresarse son las abscisas y presiones de flujo permanente y las envolventes extremas de presiones en flujo transitorio (máxima y mínima); además se debe ingresar la presión admisible de trabajo de las tuberías, la temperatura del agua y la cota característica de la impulsión.

Este módulo se ejecuta dando click en el botón VERIFICAR y al finalizar el cálculo recibirá mensajes en pantalla de los problemas existentes en la impulsión, por ejemplo, presiones excedentes en flujo permanente, presiones excedentes en flujo transitorio y presiones menores a presión de vaporización.

Figura 5.5. Módulo FIN – formulario de cálculo



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Es importante indicar que esta aplicación FTB 1.0 cuenta con varias *funciones públicas* creadas exclusivamente para el funcionamiento de los 4 módulos descritos, estas funciones permiten definir los valores de peso específico, módulo de elasticidad, viscosidad cinemática y presión de vaporización del agua en función de la temperatura, y también la presión atmosférica referida por la altitud.

5.2.2. SOFTWARE ALLIEVI

Allievi es un software profesional de propiedad de la Universidad Politécnica de Valencia, que permite el cálculo de transitorios hidráulicos en sistemas presurizados y también a superficie libre, con resultados de alta confiabilidad; este programa trabaja bajo el entorno del sistema operativo Windows y su interfaz gráfica es mediante ventanas, cuadros de texto, íconos, entre otros.

La licencia de este programa es gratuita y tan solo requiere de un registro en la página principal de descarga, posteriormente los creadores del software enviarán vía correo electrónico la respectiva licencia.

Figura 5.6. Pantalla principal del software Allievi



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Este programa cuenta con un menú principal cuyas opciones son: dibujo, vista, proyecto y configuración.

• MENÚ DIBUJO

En este módulo el usuario puede ingresar la topología del sistema de bombeo, es decir con este módulo se ingresan todos los elementos necesarios para conformar el modelo; existen 5 tipos de elementos principales: básicos, depósitos, válvulas, protección y varios.

Figura 5.7. Opciones de elementos para ingreso de topología en Allievi



ELABORACIÓN: Luis Ríos

- Básicos: contiene los elementos que se utilizan con mayor frecuencia para conformar un modelo, por ejemplo, nudos, tuberías, bombas y canales.
- Depósitos: estos elementos permiten representar a reservorios o tanques con diferentes geometrías, diferentes niveles de superficie libre, condiciones de entrada y salida de tuberías.
- Válvulas: en este menú se pueden encontrar diferentes opciones de accesorios relacionados con valvulería: válvulas de retención, válvulas de regulación, válvulas de alivio, válvulas de control de sobrevelocidad, inyectores, válvulas compuestas y automáticas.
- Protección: se dispone de 3 dispositivos de control de transitorios: calderines, tanques unidireccionales y chimeneas de equilibrio.
- Varios: con estas herramientas el usuario puede definir condiciones de frontera tales como leyes de apertura y/o cierre (caudal vs. tiempo) y un elemento específico para simular una turbina con su sistema de regulación de velocidad.

Los valores que caracterizan a cada uno de estos elementos de los debe ingresar en una tabla dinámica (panel de datos) que aparece en la parte inferior de la pantalla principal del programa, el ingreso de datos requiere de intuición y práctica del usuario.

A manera de ejemplo, en la siguiente Figura se observan los datos que se deben ingresar para caracterizar las tuberías y nudos.

Figura 5.8. Tabla dinámica de ingreso de datos de tuberías y nodos en Allievi

Nombre	Ni	Zi (m)	Nf	Tuberías - Datos básicos					Pérdidas		Caudal nulo		
				Zf (m)	Dint (mm)	L (m)	e (mm)	a (m/s)	Perfil	Rug (mm)	k	Qin=0	H Imp
T2	N3	105	N31	137.11	1580	192.7	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T3	N31	137.11	N5	138.91	1580	45	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T4	N5	138.91	N6	134.71	1580	60.1	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T5	N6	134.71	N7	139.96	1580	75.2	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T6	N7	139.96	N8	133.2	1580	50.5	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T7	N8	133.2	N9	158.85	1580	171.9	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T8	N9	158.85	N10	159.45	1580	70	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T9	N10	159.45	N29	175.25	1580	150.8	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T10	N29	175.25	N12	175.88	1580	200	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T11	N12	175.88	N13	163.28	1580	90.9	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T12	N13	163.28	N14	163.3	1580	45	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T13	N14	163.3	N25	187.96	1580	216.4	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T14	N25	187.96	N16	169.2	1580	171	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T15	N16	169.2	N17	172.08	1580	143	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T16	N17	172.08	N18	208.07	1580	151.3	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T17	N18	208.07	N28	208.81	1580	74	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T18	N28	208.81	N20	193.24	1580	75.6	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T19	N20	193.24	N21	199	1580	53.3	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----
T20	N21	199	N22	226.5	1580	96	10	879.8697	Calc.	----	0.05	0	----

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Se ingresan longitudes, cotas de los nudos, diámetros interiores, calibre de la tubería, celeridad, rugosidad absoluta de los conductos y coeficiente de pérdidas locales; se debe indicar que la celeridad (a) puede ser calculada con una subrutina del programa o se la puede ingresar de forma manual.

A continuación se presenta la tabla de datos que se debe ingresar para caracterizar una estación de bombeo.

Figura 5.9. Tabla de datos para caracterizar una estación de bombeo en Allievi

	Estación de bombeo - Datos básicos						Instalación			Rotación			Parada/Arranque						
	Nombre	Ni	Nf	Z (m)	Num	Curva	V Reg	V Ret	By-Pas	Nreg	Nnom	I	Inicial	Inst. par.	Nuevo arr	Inst. arr.	Duració	Nueva par	Inst. par.
SISTEM	N2	N3	105	4	Por dun	No	Si	No		885	885	382	Calc	En ma	2	No			

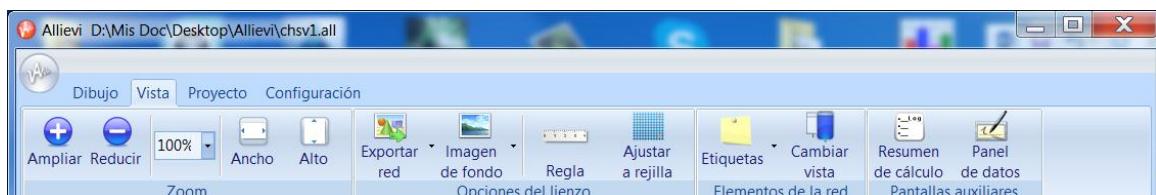
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Se deben ingresar los nodos que limitan a la estación de bombeo, la cota del eje, el número de bombas, las curvas características, accesorios típicos, velocidad de rotación, momento polar de inercia y las condiciones con las que se genera el transitorio (parada o arranque).

- **MENÚ VISTA**

En este menú constan varias herramientas con las cuales se puede personalizar las vistas y salidas de pantalla del programa, por ejemplo se pueden colocar fondos, reglas, exportar la topología, cambiar vista de los elementos, aparecer resumen de cálculos y el panel de datos.

Figura 5.10. Opciones del menú Vista

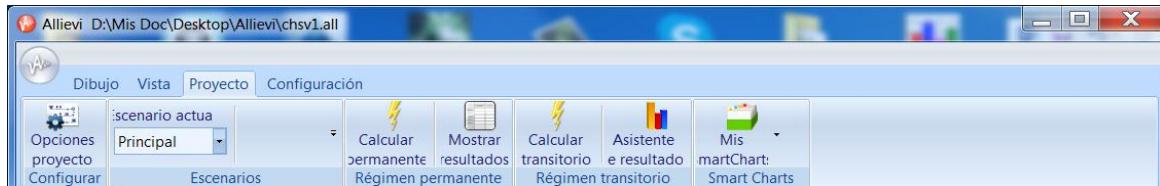


ELABORACIÓN: Luis Ríos

- **MENÚ PROYECTO**

Este menú contiene opciones importantes para el desarrollo, cálculo y presentación de resultados del modelo de flujo transitorio.

Figura 5.11. Menú Proyecto en Allievi



ELABORACIÓN: Luis Ríos

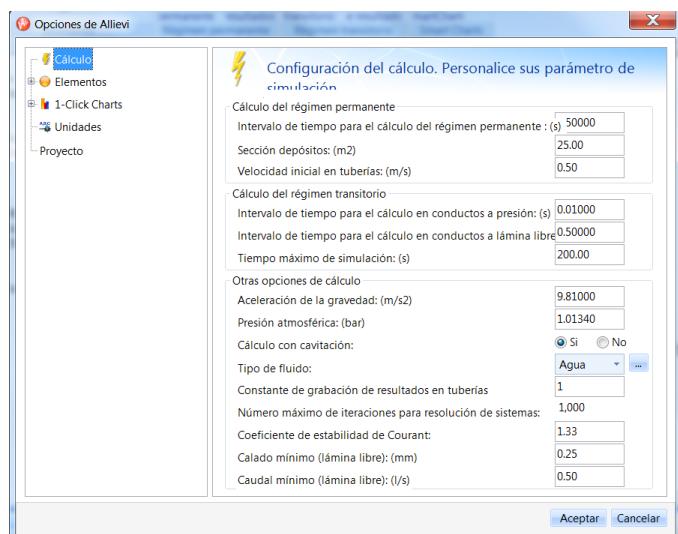
- Configurar: con esta opción se pueden modificar las unidades de medida, el formato de las gráficas resultantes, configurar el aspecto gráfico de los elementos de la topología y variar los parámetros de cálculo tanto para flujo permanente como para transiente.
Entre las principales variables para el cálculo tenemos: intervalos de tiempo, tiempos de simulación, propiedades del fluido a adoptar, coeficiente de estabilidad y número de iteraciones para la simulación; en esta opción el usuario debe ingresar o cambiar los parámetros necesarios.
- Escenarios: con esta opción se pueden establecer diferentes escenarios de cálculo, es decir planteando el funcionamiento de diversos elementos de la topología; se debe recalcar que en ningún escenario se podrá cambiar la topología inicial del modelo, por tanto la topología inicial deberá contener todos los accesorios y dispositivos que se deseen simular para posteriormente activarlos o desactivarlos.
- Régimen permanente: con estos botones se realiza el cálculo del modelo en régimen estacionario y se pueden visualizar sus resultados.
- Régimen transitorio: de la misma manera que en el régimen permanente, estos botones permiten calcular el transitorio y presentar los resultados de una manera tabular y gráfica con la ayuda del asistente de resultados.
Se presentan diferentes opciones para la presentación de resultados de los distintos elementos que conforman el modelo como la variación

de los parámetros en el tiempo y gráficas de envolventes; el proceso para generar estas gráficas es sistemático.

- Smart charts: esta opción permite personalizar las gráficas resultantes de la simulación de flujo permanente y transitorio

En la siguiente Figura se presenta una de las ventanas más importantes del menú Proyecto.

Figura 5.12. Menú Configurar de Allievi

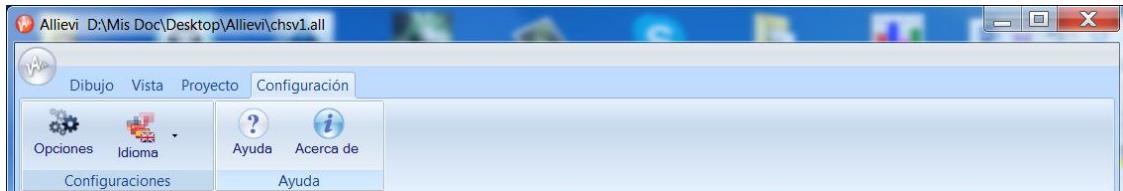


ELABORACIÓN: Luis Ríos

• MENÚ CONFIGURACIÓN

En este menú se puede encontrar diversas opciones para configurar el idioma del software y se puede acceder al manual técnico del programa editado por los desarrolladores.

Figura 5.13. Menú Configuración de Allievi



ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Con la finalidad de emplear los conocimientos referentes al flujo transitorio en sistemas de bombeo, se presenta el siguiente esquema hidráulico (bomba – impulsión – descarga), para el análisis de transientes con la ayuda de las herramientas del software Allievi y de la aplicación FTB 1.0.

El arreglo hidráulico vence un desnivel topográfico de 121.5 m (entre las cotas 105 y 226.5 msnm) y comprende un tanque-reservorio cuyo nivel de la tubería de salida se ubica en la cota 105 msnm y mantiene un nivel constante de superficie libre de agua en la cota 106 msnm; de este tanque se deriva una tubería de acero de 1600 mm de diámetro interior, en una longitud de 8.8 m hasta la estación de bombeo que se conforma de 4 bombas en paralelo de flujo mixto.

Cada bomba tiene las siguientes características:

- Caudal nominal: 1150 l/s
- Carga dinámica total (TDH): 128.14 m
- Eficiencia nominal: 0.84
- Velocidad sincrónica nominal: 885 rpm

Las curvas características de las bombas caudal vs. altura, caudal vs. eficiencia y caudal vs. potencia son las siguientes:

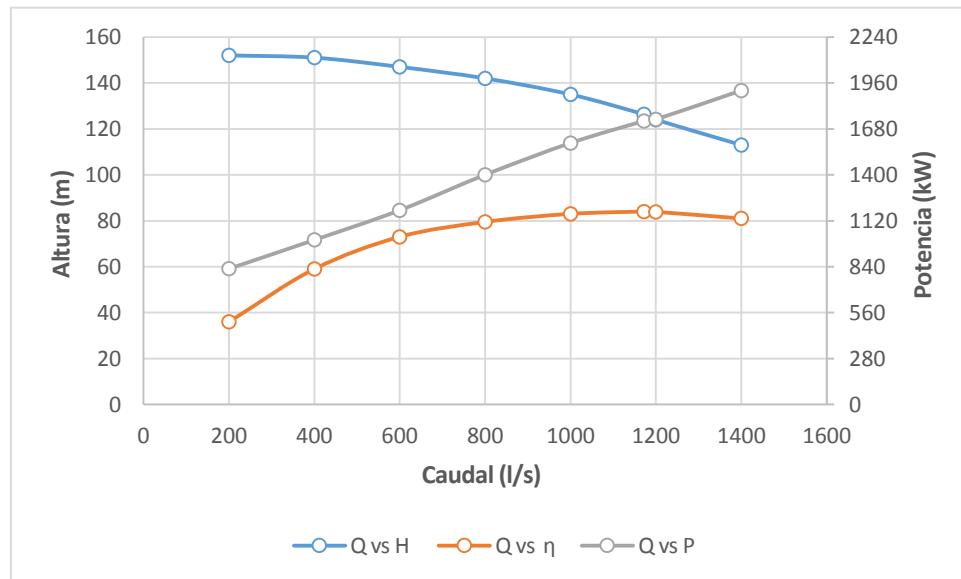
Tabla 5.1. Curvas características de las bombas – forma tabular

CAUDAL Q (l/s)	ALTURA H (m)	EFICIENCIA η (%)	POTENCIA P (kW)
200	152	36	828
400	151	59	1003
600	147	73	1184
800	142	80	1400
1000	135	83	1594
1172	126.3	84	1727
1200	124	84	1738
1400	113	81	1914

FUENTE: (GOULDS PUMPS, 2014)

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.14. Forma gráfica de las curvas características de las bombas



ELABORACIÓN: Luis Ríos

La línea de impulsión la conforman tubos de acero cuyo diámetro externo es 1600 mm, en una longitud aproximada de 2135 m; la tubería es superficial y paralela al perfil natural del terreno, el calibre de la tubería en todos los conductos del sistema es de 10 mm; la tubería está recubierta interiormente con pintura bituminosa y

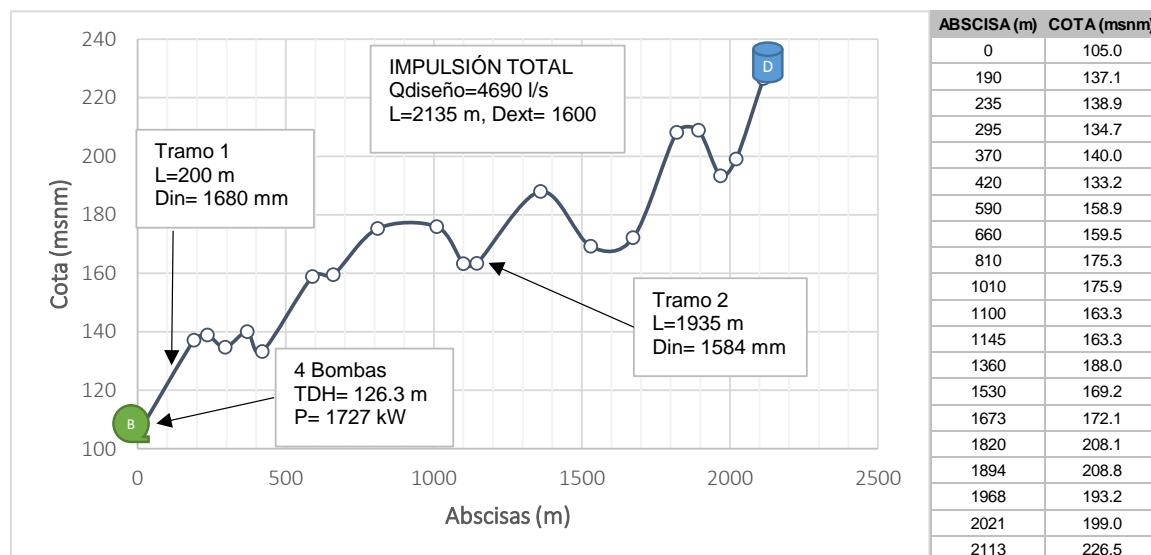
define una rugosidad absoluta de $\epsilon=0.05$ mm. La presión nominal de trabajo en flujo permanente es 220 m y se aplicará un factor de mayoración de 1.4 para la comprobación de presiones en condiciones transitorias.

El tanque-reservorio de descarga mantiene un nivel constante de agua en la cota 230 msnm y la tubería de ingreso desde la impulsión se ubica en la cota 226.5 msnm.

Las propiedades del agua se establecerán para una temperatura de 25°C y presión atmosférica local de 1 atm.

La siguiente Figura muestra el perfil de la impulsión y las principales características del arreglo hidráulico en estudio.

Figura 5.15. Esquema del arreglo hidráulico succión – estación de bombeo – impulsión – descarga

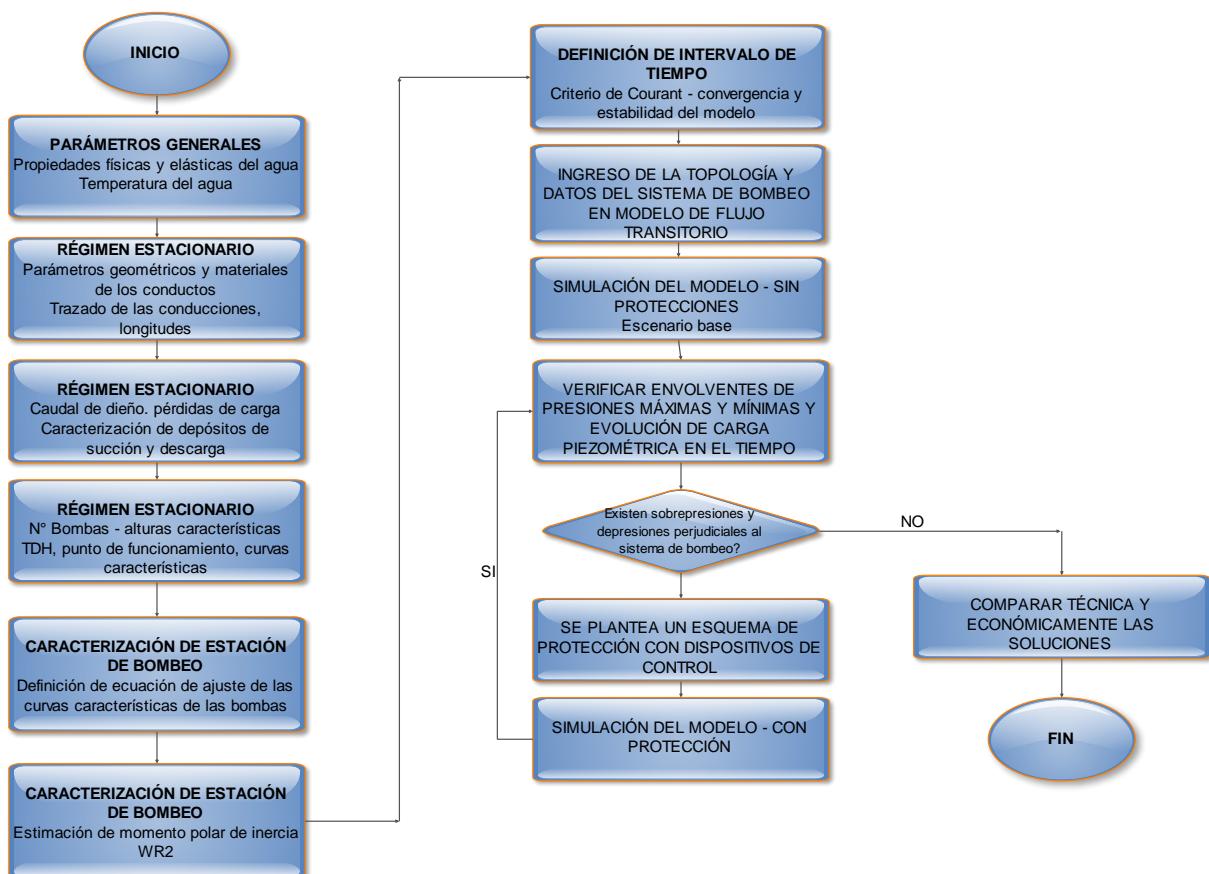


ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.4. METODOLOGÍA APLICADA

A continuación, se presenta un flujograma en donde se indica la metodología aplicada para la simulación del flujo transitorio del problema propuesto; es un algoritmo genérico y válido para cualquier análisis de transitorios en sistemas de bombeo.

Figura 5.16. Metodología para la conformación de un modelo de flujo transitorio en sistemas de bombeo



ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.5. PARÁMETROS GENERALES

Los parámetros generales están referidos a las características físicas y elásticas del agua, en función de la presión atmosférica y su temperatura; muchas de estas

características deben ser tomadas en consideración inclusive desde el diseño en flujo permanente.

Las propiedades del agua que se requieren son las siguientes:

Tabla 5.2. Propiedades del agua requeridas

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura	25°C
Peso específico	997.0 kg/m ³
Módulo de elasticidad	2.26 x 10 ⁸ kg/m ²
Presión de vapor absoluta	3.17 kN/m ²
Viscosidad cinemática	8.9 x 10 ⁻⁷ m ² /s

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Estos parámetros de los obtiene con mucha simplicidad ya que se encuentran tabulados en la literatura técnica, o también se los puede definir conocer con la aplicación FTB 1.0 en el archivo de resultados del módulo RES.

Estos valores deben ser ingresados/modificados en el menú Opciones del Proyecto (ver Sección 5.2.2).

5.6. RÉGIMEN ESTACIONARIO

Una vez conocido el problema en el contexto general, se procede al cálculo de las condiciones iniciales del sistema con la ayuda de la aplicación FTB 1.0, tomando en consideración al diseño en flujo permanente.

Es importante indicar que la aplicación FTB 1.0 sirve para establecer de manera rápida los parámetros necesarios previos al ingreso en el modelo de flujo transitorio, y no constituye una herramienta para el diseño de los sistemas de bombeo en flujo

permanente, ya que el diseño en flujo estacionario de una impulsión requiere de mucho más análisis sobretodo en la selección de las bombas.

El cálculo de estas condiciones de borde es un paso previo y de control inicial del modelo de flujo transitorio.

Figura 5.17. Formulario FTB utilizado para el cálculo de parámetros de flujo permanente del problema

FTB

Propiedades del agua																						
Temperatura (°C)	25	Peso específico (kg/m^3)	997.0	Módulo de elasticidad (kg/m^2)	226377000.0																	
			Viscosidad cinemática (m^2/s)																			
0.00000089																						
Datos generales																						
Bombas	<input type="radio"/> Única <input checked="" type="radio"/> Varias																					
Número de bombas	4	RPM	885	EFIC.	0.84																	
Caudal de diseño (m^3/s)	4.6																					
Diámetro interno tubería (m)	1.58																					
Espesor de pared de tubería (mm)	10																					
Longitud total de la impulsión (m)	2135																					
Material de la tubería																						
<input type="radio"/> HDPE <input type="radio"/> PVC <input checked="" type="radio"/> Acero																						
<input type="radio"/> Hierro dúctil <input type="radio"/> Acero inoxidable																						
Módulo de elasticidad (kg/cm^2)		2073055.00																				
Módulo de Poisson		0.30																				
Rugosidad absoluta (mm)		0.0500																				
Sistema de bombeo																						
<p>P1: cota piezométrica en 1 P2: cota piezométrica en 2 PB: cota piezométrica sobre la bomba B: cota topográfica eje de bomba TDH: carga dinámica total</p>																						
<table border="1"> <tr> <td>P1 (msnm)</td> <td>106</td> </tr> <tr> <td>P2 (msnm)</td> <td>230</td> </tr> <tr> <td>PB (msnm)</td> <td>234.14</td> </tr> <tr> <td>B (msnm)</td> <td>105</td> </tr> <tr> <td>TDH (m)</td> <td>128.14</td> </tr> </table> <p>CÁLCULO DE PÉRDIDAS</p> <table border="1"> <tr> <td>F. Manning</td> <td>F. NBR</td> <td>F.C.White</td> </tr> <tr> <td>Por fricción (m)</td> <td>4.04</td> </tr> <tr> <td>Locales (m)</td> <td>0.10</td> </tr> </table> <p>CALCULAR PARÁMETROS SISTEMA</p>						P1 (msnm)	106	P2 (msnm)	230	PB (msnm)	234.14	B (msnm)	105	TDH (m)	128.14	F. Manning	F. NBR	F.C.White	Por fricción (m)	4.04	Locales (m)	0.10
P1 (msnm)	106																					
P2 (msnm)	230																					
PB (msnm)	234.14																					
B (msnm)	105																					
TDH (m)	128.14																					
F. Manning	F. NBR	F.C.White																				
Por fricción (m)	4.04																					
Locales (m)	0.10																					
Parámetros calculados del sistema de bombeo																						
Velocidad media (m/s)	2.35	TDH (m)	128.14	Celeridad (m/s)	950.3																	
Carga de velocidad (m)	0.28	Potencia del sistema (HP)	9328.1	Periodo de la impulsión (s)	4.49																	
Pérdidas de carga (m)	4.14	Potencia de bomba (HP)	2332.0	Momento inercia $M+B$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	388.6																	
<input type="button" value="ARCHIVO DE RESULTADOS"/>																						

ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.6.1. CONDUCCIÓN

En función de los datos reportados en el planteamiento del problema del perfil de la tubería, geometría de la sección transversal y propiedades de los materiales, se elabora una tabla en donde se discretiza a la conducción y se establecen las cotas de los nudos, longitudes de los tramos y se calcula también la celeridad de onda.

Tabla 5.3. Discretización de los tramos de la conducción

# TUBERÍA	COTA NUDO Ni	COTA NUDO Nf	DIÁMETRO INTERNO TUBERÍA (mm)	LONGITUD DE TRAMO (m)	ESPESOR (mm)	CELERIDAD DE ONDA - a (m/s)
1 - AA P	105.0	105.0	1580	8.80	10.0	950
2 - aa P	105.0	137.1	1580	192.69	10.0	950
3	137.1	138.9	1580	45.04	10.0	950
4	138.9	134.7	1580	60.15	10.0	950
5	134.7	140.0	1580	75.18	10.0	950
6	140.0	133.2	1580	50.45	10.0	950
7	133.2	158.9	1580	171.92	10.0	950
8	158.9	159.5	1580	70.00	10.0	950
9	159.5	175.3	1580	150.83	10.0	950
10	175.3	175.9	1580	200.00	10.0	950
11	175.9	163.3	1580	90.88	10.0	950
12	163.3	163.3	1580	45.00	10.0	950
13	163.3	188.0	1580	216.41	10.0	950
14	188.0	169.2	1580	171.03	10.0	950
15	169.2	172.1	1580	143.03	10.0	950
16	172.1	208.1	1580	151.34	10.0	950
17	208.1	208.8	1580	74.00	10.0	950
18	208.8	193.2	1580	75.62	10.0	950
19	193.2	199.0	1580	53.31	10.0	950
20	199.0	226.5	1580	96.02	10.0	950

ELABORACIÓN: Luis Ríos

En la topología del modelo de flujo transitorio se deberán ingresar 20 tramos de tubería y 21 nudos.

5.6.2. CARACTERIZACIÓN DE DEPÓSITOS, CAUDAL DE DISEÑO Y PÉRDIDAS DE CARGA

• DEPÓSITOS

Los depósitos de succión y descarga están definidos como tanques con nivel de superficie libre constante en el tiempo, en el software Allievi estos depósitos están identificados con la abreviatura GD (grandes depósitos). En la siguiente Tabla se muestran los parámetros característicos de estos tanques:

Tabla 5.4. Parámetros de los depósitos de succión y descarga

PARÁMETRO	VALOR
Tipo de depósitos	GD
Depósito de succión	
Cota de solera (Zs)	105 msnm
Cota de espejo de agua (Z0)	106 msnm
Depósito de descarga	
Cota de solera (Zs)	226.5 msnm
Cota de espejo de agua (Z0)	230 msnm

ELABORACIÓN: Luis Ríos

• CAUDAL DE DISEÑO Y PÉRDIDAS DE CARGA

El caudal de diseño de la conducción es 4600 l/s; las pérdidas de carga han sido estimadas con la ayuda de la aplicación FTB 1.0 módulo RES, se aplica la fórmula implícita de Colebrook – White para el cálculo de las pérdidas por fricción.

Tabla 5.5. Resumen de cálculo de pérdidas de carga y otros parámetros

PARÁMETRO	VALOR
Caudal de diseño	4600 l/s
Longitud de conducción	2135 m
Diámetro interno	1.58 m
Espesor de tubería	10 mm
Rugosidad absoluta - ϵ	0.05 mm
Velocidad media en conducción	2.35 m/s
Carga de velocidad	0.28 m
Pérdidas de carga totales	4.14 m
Celeridad del conducto - a	950 m/s
Periodo de la conducción 2L/a	4.5 s

ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.6.3. ESTACIÓN DE BOMBEO Y PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

Siendo la perturbación transitoria la pérdida de velocidad de rotación de las bombas y por ende variación en el caudal del sistema, es indispensable caracterizar estos dispositivos; esta caracterización se la puede realizar con el módulo RES de FTB 1.0.

Una vez que se han establecido las cotas características de los depósitos, del perfil de la tubería y las pérdidas de carga, se puede definir el punto de funcionamiento de la estación de bombeo y sus principales parámetros asociados:

Tabla 5.6. Parámetros de la estación de bombeo

PARÁMETRO	VALOR
Número de bombas en paralelo	4
Caudal nominal	4600 l/s
Velocidad nominal de rotación No	885 rpm
Eficiencia nominal	0.84
Carga dinámica total TDH	128.14 m
Potencia nominal requerida por el sistema	9328.1 HP
Potencia para cada bomba	2332 HP
Velocidad específica ns	50
Tipo de flujo en bomba	MIXTO

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Las curvas características de las bombas son suministradas por el fabricante y constan en el planteamiento del problema.

5.7. CARACTERIZACIÓN DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO

Esta caracterización de la estación de bombeo está asociada a los requerimientos para el análisis de flujo transitorio, para definir las condiciones de frontera impuestas por las bombas rotodinámicas para la resolución por el método de las características.

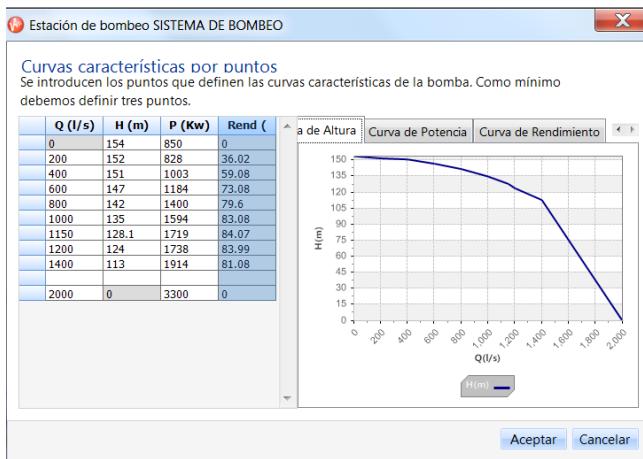
5.7.1. DEFINICIÓN DE COEFICIENTES DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS

Tal como se definió en la sección 3.5, las curvas características Q vs H y Q vs η forman parte del sistema de ecuaciones de enlace que definen la condición de frontera de un bomba, por lo que es importante definir los valores de los coeficientes de estas ecuaciones de segundo orden; siempre y cuando se considere una operación de las bombas en el primer cuadrante.

En el software Allievi, para definir estos valores de coeficientes es necesario ingresar varios puntos de las curvas características y mediante una subrutina interna se determinan estos coeficientes, pero no los reporta al usuario.

En la siguiente Figura se observa la ventana de ingreso de estos valores en el software Allievi.

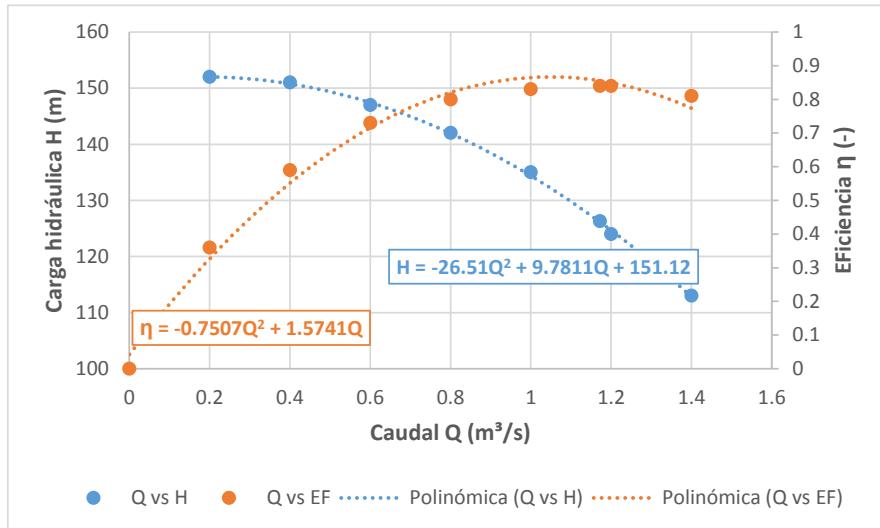
Figura 5.18. Ingreso de datos de los puntos de las curvas características en Allievi



ELABORACIÓN: Luis Ríos

A pesar que el software genera estas ecuaciones características, para ilustrar la determinación de los coeficientes de las curvas del problema propuesto, se ha realizado un ajuste mediante una regresión por mínimos cuadrados.

Figura 5.19. Ajuste por mínimos cuadrados de las curvas características



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Los coeficientes de las ecuaciones son:

- $A=-26.51$, $B=9.7811$, $C=151.12$ – para ecuación caudal vs carga
- $D= -0.7507$, $E=1.5741$ – para ecuación caudal vs eficiencia

Las ecuaciones características del sistema de enlace son:

$$H = 151.12 \alpha^2 + 9.7811 \alpha Q - 26.51 Q^2 \quad (\text{Ec. 5.1})$$

$$\eta = -0.7507 \frac{Q}{\alpha} + 1.5741 \frac{Q^2}{\alpha^2} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

Se debe indicar que el programa Allievi si permite el análisis del funcionamiento de las bombas en todos los cuadrantes, para lo cual se utilizan las curvas universales de Marchal y Suter.

5.7.2. ESTIMACIÓN DEL MOMENTO POLAR DE INERCIA

Ante la no definición de este parámetro por parte del fabricante, se realiza el cálculo del momento polar de inercia WR^2 del grupo motor-bomba. La aplicación FTB 1.0 tiene una subrutina de cálculo en donde se recomienda el WR^2 adecuado para el sistema de bombeo, luego de una comparación entre los valores determinados con las ecuaciones empíricas referidas en la sección 3.5.3.

Esta recomendación del WR^2 se lo realiza con módulo RES; y para el problema planteado se estiman los siguientes valores:

Tabla 5.7. Estimación del momento polar de inercia

PARÁMETRO	VALOR
Potencia para cada bomba	2332 HP
Velocidad de rotación nominal	885 rpm
WR^2 del motor	321.8 kg-m ²
WR^2 de la bomba	66.8 kg-m ²
WR^2 total - redondeado	389 kg-m ²

ELABORACIÓN: Luis Ríos

En la caracterización del sistema de bombeo, no se debe olvidar que uno de los accesorios fundamentales que imponen las condiciones de borde es la presencia de la válvula de retención, por tanto se debe activar la correspondiente casilla en Allievi.

5.8. DETERMINACIÓN DEL INTERVALO DE TIEMPO PARA EL MODELO

Con la finalidad que el modelo de flujo transitorio sea convergente y estable, se debe definir un intervalo de tiempo para el análisis, ya que Allievi aplica el método de las características para la resolución.

Para este efecto se creó una subrutina en el módulo TUB de la aplicación FTB 1.0 que permite definir este intervalo de tiempo mediante un ajuste de la celeridad de onda de los tramos de tubería (metodología propuesta por Chaudhry). Para definir Δt se necesita ingresar las características de los tramos de tubería en una tabla que contenga los datos y el orden establecido en la Tabla 5.3.

Se deben ingresar todos los valores cuyas casillas se encuentren con fondo blanco para posteriormente ejecutar la subrutina al dar click en el botón OBTENER DELTA t y el análisis se realizará entre los límites y tolerancias establecidas. Finalmente el usuario recibirá la notificación del Δt seleccionado, el error promedio de ajuste, periodo de la impulsión y si el modelo será estable y convergente.

Como se mencionó en secciones atrás, la ejecución de este módulo y la definición del intervalo de tiempo dependen del conocimiento y habilidad del usuario.

Figura 5.20. Determinación del intervalo de tiempo

DETERMINACION PRELIMINAR DE Δt PARA CONVERGENCIA DEL MODELO						
T	25 °C	Temperatura del agua	Δt	0.01	RESULTADOS	
W	996.98 kg/m ³	Peso específico del agua	$\Delta \lambda$	0.01	Δx promedio	8.8 m
K	2.26E+08 kg/m ³	Módulo de elasticidad del agua	Máx t (s)	5	Celeridad promedio	876 m/s
g	9.81 m/s ²	Aceleración de la gravedad	Máx λ	2	$\Delta t/\Delta x$	0.0011
Ea	2.07E+10 kg/m ³	Módulo de elasticidad del material	l/a		0.0011	
μ	0.3	Módulo de Poisson				
R	1.01	Coefficiente de ajuste Δx				
Δt	0.010 s					
MODELO ESTABLE Y CONVERGENTE						OBTENER DELTA t
ERROR PROMEDIO						Criterio de Courant
PERIODO DE LA IMPULSIÓN						8%
4.5 s						

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Se selecciona un $\Delta t=0.01$ s, intervalo de tiempo con el cual el modelo cumple con el criterio de Courant; este valor de Δt debe ser ingresado/modificado en el menú Opciones del Proyecto (ver Sección 5.2.2).

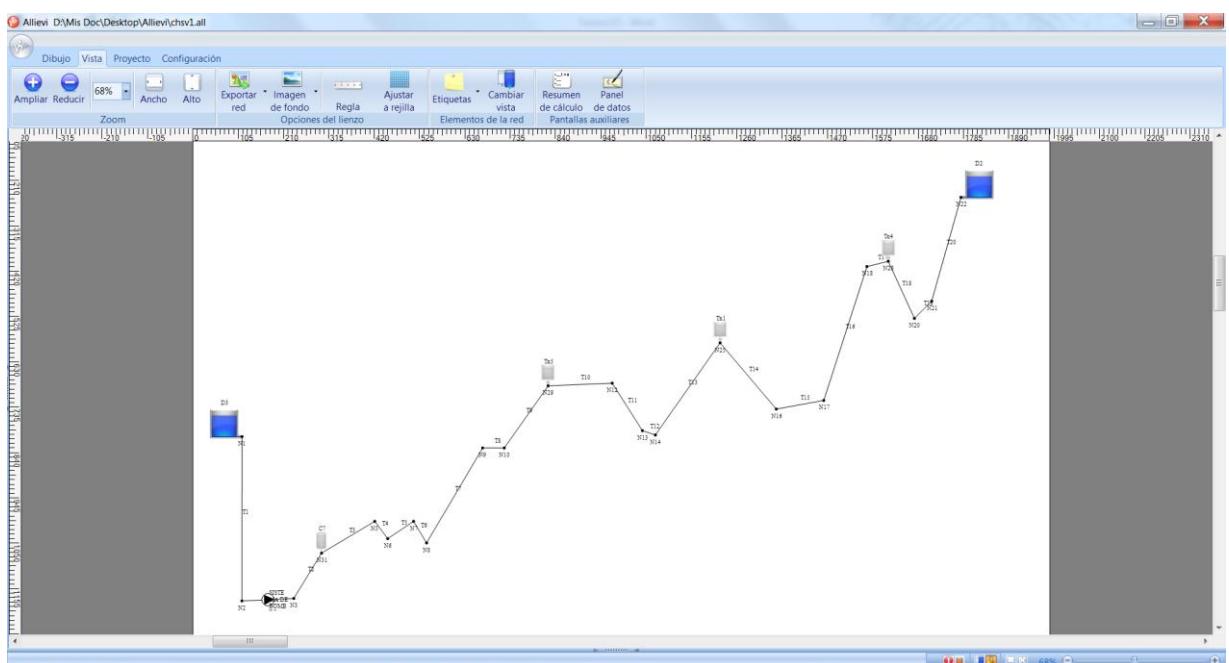
5.9. INGRESO DE LA TOPOLOGÍA, PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LOS ELEMENTOS Y MODELO

Este proceso se supedita al trabajo en el software Allievi, para crear e ingresar todos los elementos que conforman la topología o red del sistema a analizar y tomando como referencia a todos los datos definidos en las secciones 5.6, 5.7 y 5.8.

Se ingresan nudos, tramos de tubería, depósitos y la estación de bombeo; es importante indicar que en el caso que el usuario vaya a simular varios escenarios en el mismo modelo, ingrese todos los dispositivos a usarse en todas las simulaciones, ya que el software no permite cambios posteriores. Por esta razón en la topología se han incluido tres tanques unidireccionales y una cámara de aire, dispositivos que serán analizados más adelante.

En la siguiente Figura se observa la topología ingresa al software Allievi.

Figura 5.21. Topología del sistema de bombeo analizado



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Una vez ingresada la topología del sistema, se procede al ingreso de los parámetros de cada uno de los elementos en el panel de datos con la información procesada anteriormente; de esta forma el modelo queda listo para los respectivos cálculos.

En primera instancia se debe realizar el cálculo en régimen permanente para establecer las condiciones iniciales y de frontera del modelo; para posteriormente realizar el cálculo en régimen transitorio. Estas opciones de cálculo se las encuentra en el menú Proyecto, así como también las herramientas para la visualización de sus resultados.

En cada simulación se activará en la parte izquierda de la pantalla la ventana resumen de cálculo, en donde se podrán observar todas las incidencias y advertencias de los cálculos, para tomar los respectivos correctivos en el caso que se requiera.

5.10. SIMULACIÓN DEL MODELO DE FLUJO TRANSITORIO

En virtud que el fenómeno transitorio define variaciones de las variables hidrodinámicas en función del tiempo y espacio, los principales resultados que se presentarán en todos los escenarios simulados son los siguientes:

- Envolventes de presiones extremas, ya sea en forma de carga piezométrica (H) y carga de presión (P): esta gráfica permite observar los valores máximos de H y P de todo el tiempo de simulación (t) y en toda la línea de conducción (x).
- Envolvente de caudales extremos $Q(x)$.
- Variación de carga de presión (P) en función del tiempo en sitios de importancia: en nudos 3, 25, 28, 29, 29 y 31.

- Variación de la velocidad de rotación y caudal en la estación de bombeo en función del tiempo: con esta gráfica se observa la variación cronológica de la perturbación transitoria.

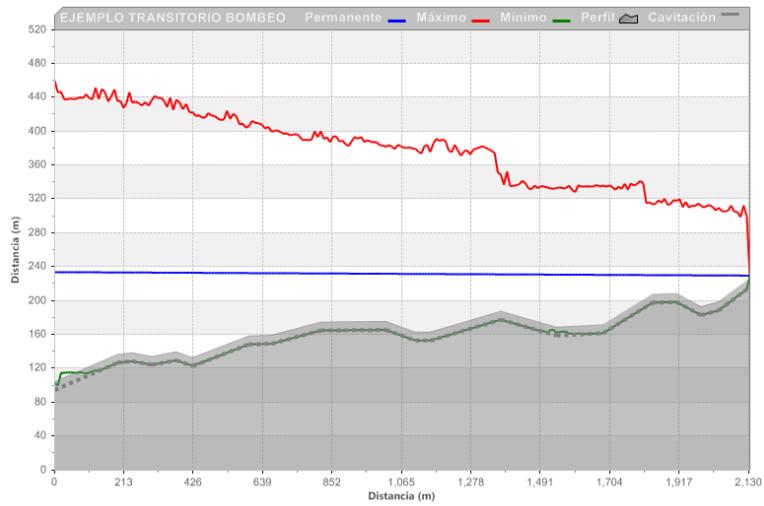
La simulación del transitorio se la realiza para un tiempo total de 200 s y la verificación de resultados de la existencia de sobrepresiones y depresiones excesivas se lo realizará con la ayuda del módulo FIN de la aplicación FTB 1.0.

5.10.1. ESCENARIO 1 – SIN PROTECCIONES

Se simula el escenario base de flujo transitorio del sistema de bombeo, en donde no se considera la presencia de dispositivos de control. Con la simulación de este escenario se puede definir los sitios en los cuales la conducción se encontrará solicitada a sobrepresiones y depresiones por la parada accidental de la estación de bombeo; en base a los resultados obtenidos en este escenario se podrán aplicar los correctivos necesarios para la atenuación y control del transitorio.

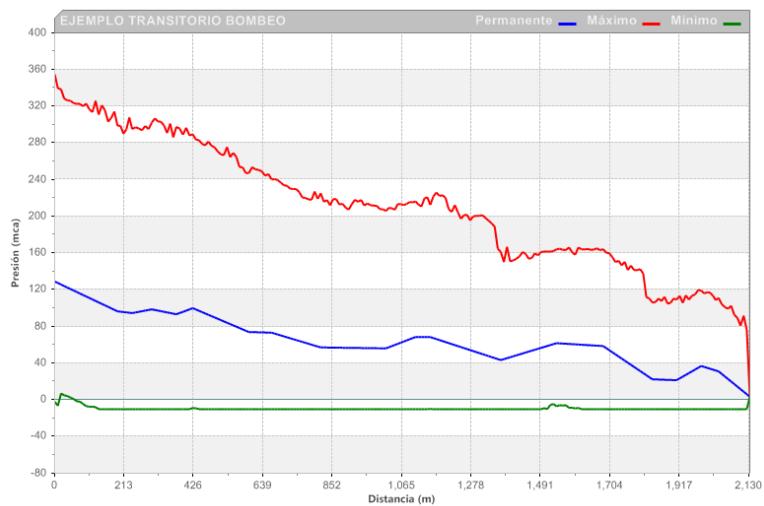
En las siguientes Figuras se observan los resultados para la simulación del sistema sin protecciones:

Figura 5.22. Envoltorios extremos de carga piezométrica $H(x)$ – escenario 1



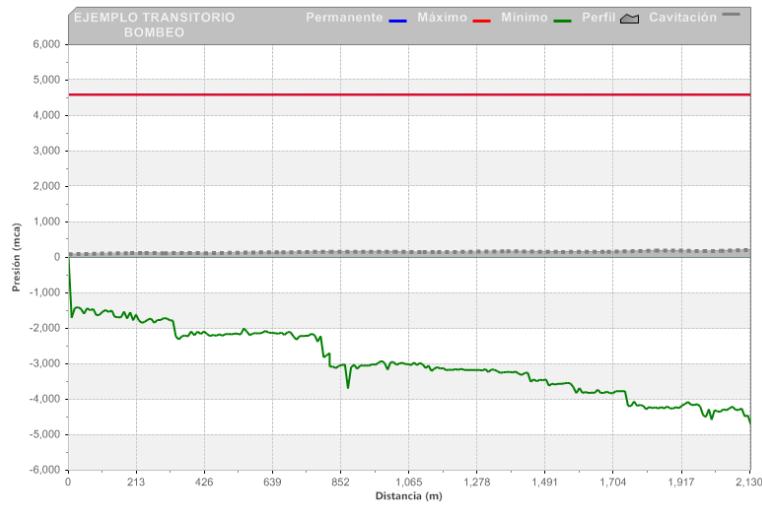
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.23. Envoltorios extremos de carga de presión $P(x)$ – escenario 1



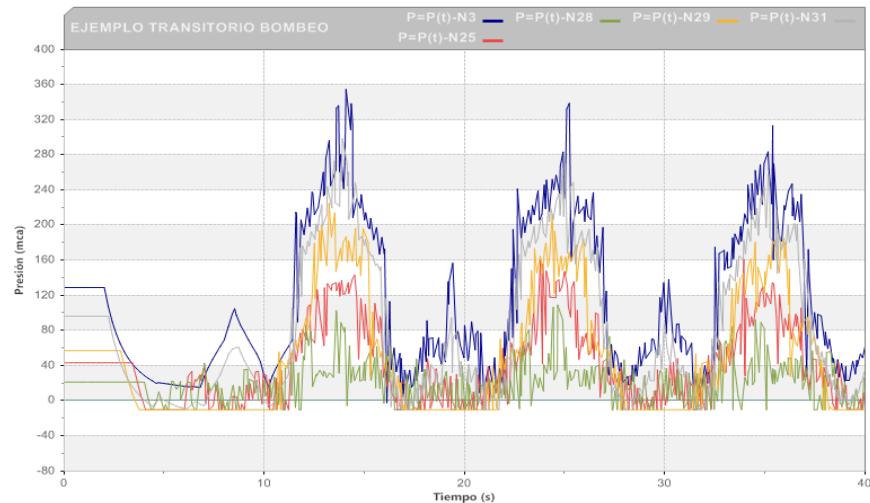
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.24. Envolvente de caudales extremos $Q(x)$ – escenario 1



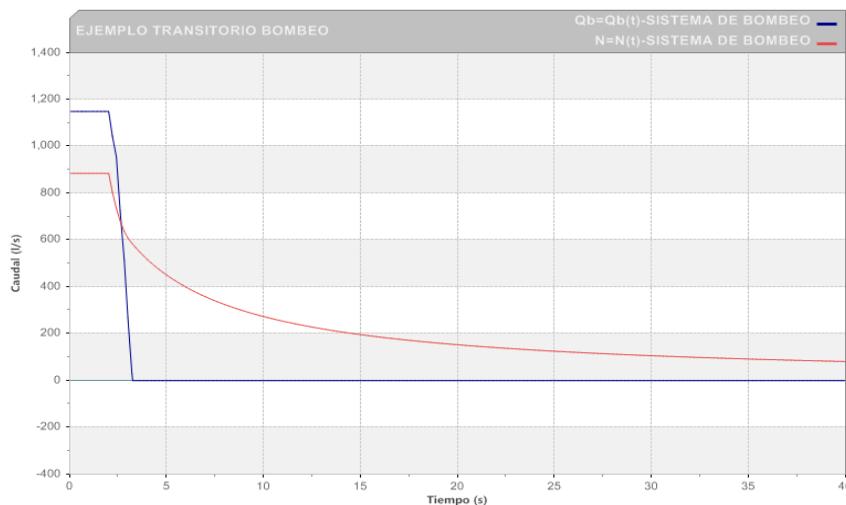
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.25. Variación cronológica de la carga de presión en secciones de interés de la impulsión



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.26. Variación de velocidad de rotación y caudal en la estación de bombeo – escenario 1



ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.10.2. SIMULACIÓN DE ESCENARIO 2 – PROTECCIÓN CON TANQUES UNIDIRECCIONALES

Este escenario simulado incluye a dos tanques unidireccionales ubicados en diferentes abscisas de la impulsión, con la finalidad de elevar la envolvente mínima de presiones; la ubicación de estos tanques está referida a los sitios topográficos en donde existen puntos de quiebre de la conducción.

Los tanques unidireccionales han sido predimensionados bajo el algoritmo planteado en el Capítulo 5 y tienen las siguientes características.

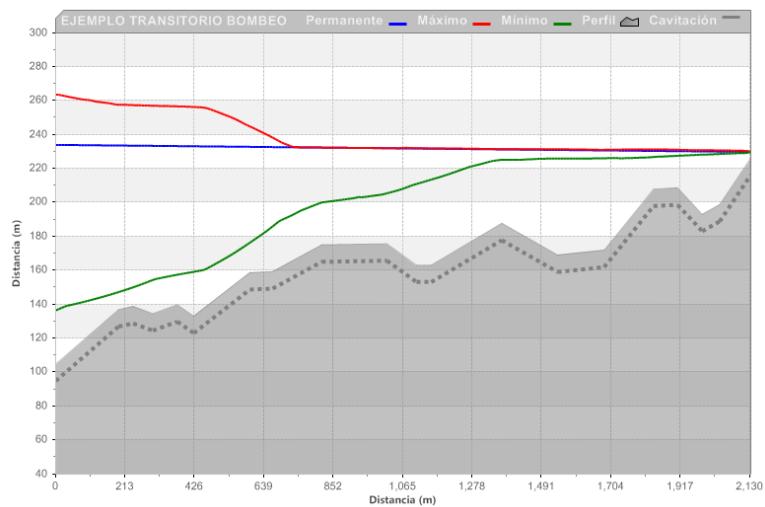
Tabla 5.8. Características de los tanques unidireccionales

PARÁMETRO	VALOR
Tanques ubicados en nudos	25 / 29
Cotas en nudos	187.96 / 175.25
Diámetro de los tanques	5 m
Nivel de superficie libre máximo	195 / 180 msnm
Coeficiente de salida	1.5

ELABORACIÓN: Luis Ríos

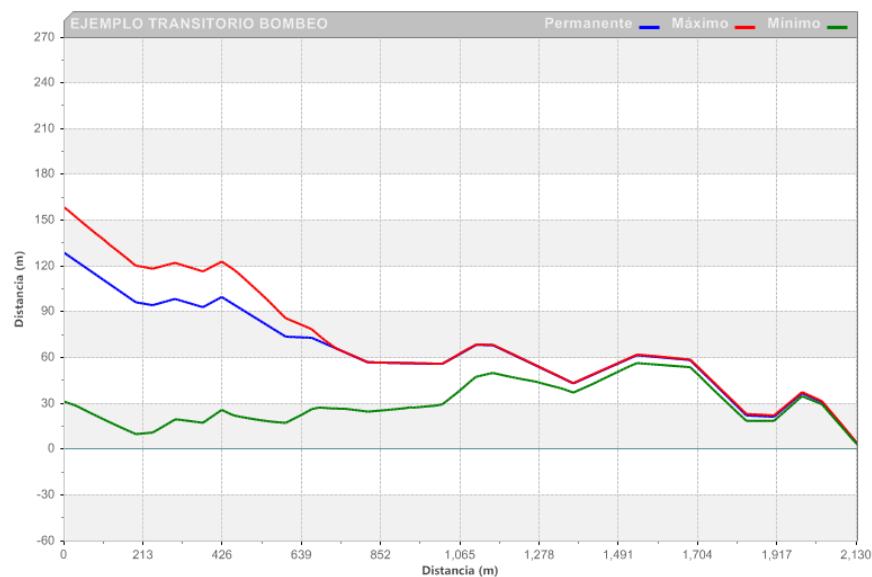
En este escenario también se presenta la variación del nivel de superficie libre de agua en los dispositivos de protección.

Figura 5.27. Envoltorios extremos de carga piezométrica $H(x)$ – escenario 2



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.28. Envoltorios extremos de carga de presión $P(x)$ – escenario 2



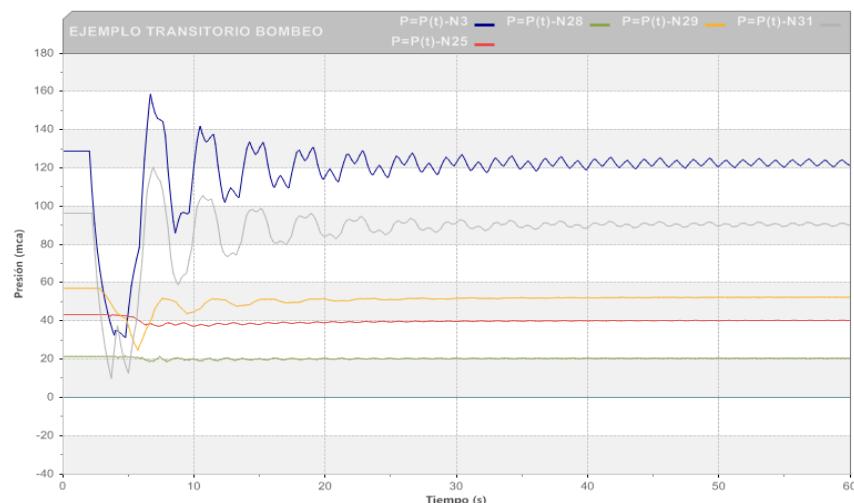
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.29. Envolvente de caudales extremos Q(x) – escenario 2



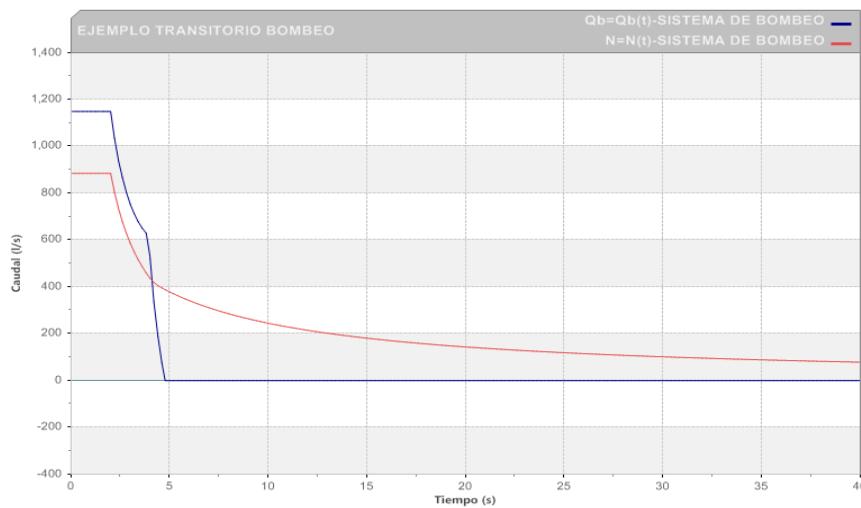
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.30. Variación cronológica de la carga de presión en secciones de interés de la impulsión – escenario 2



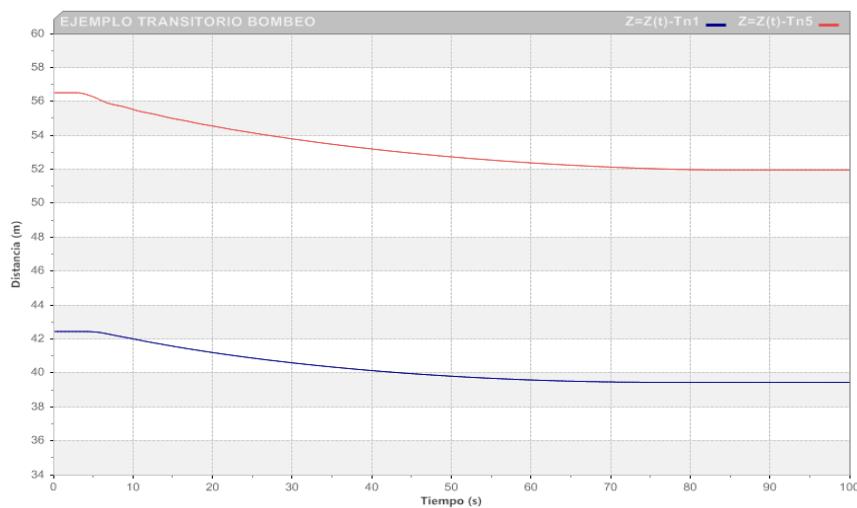
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.31. Variación de velocidad de rotación y caudal en la estación de bombeo – escenario 2



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.32. Variación del nivel de superficie libre en los tanques unidireccionales



ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.10.3. SIMULACIÓN DE ESCENARIO 3 – PROTECCIÓN CON CÁMARA DE AIRE

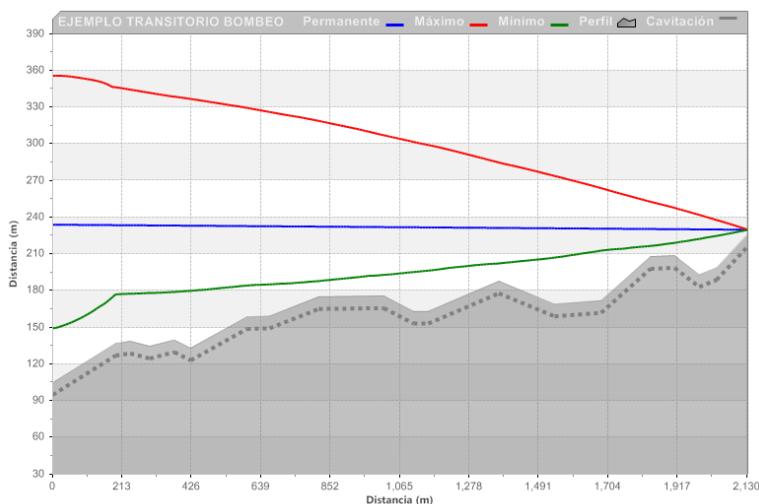
El segundo escenario de protección se lo realiza mediante la ubicación de 4 calderines en las inmediaciones de la estación de bombeo, con la finalidad de elevar la envolvente mínima de presiones en todo el tramo de la impulsión. El dimensionamiento de los calderines se los realiza en base al algoritmo presentado en el Capítulo anterior.

Tabla 5.9. Características principales de los calderines del escenario 3

PARÁMETRO	VALOR
Calderines ubicados en	Nudo 3
Cota del nudo	137.11 msnm
Diámetro de calderín	4 m
Longitud o altura de calderín	6 m
Volumen total de calderín	75.4 m ³
Cota de ingreso a calderín	138 msnm
Coeficientes de entrada y salida	1.5

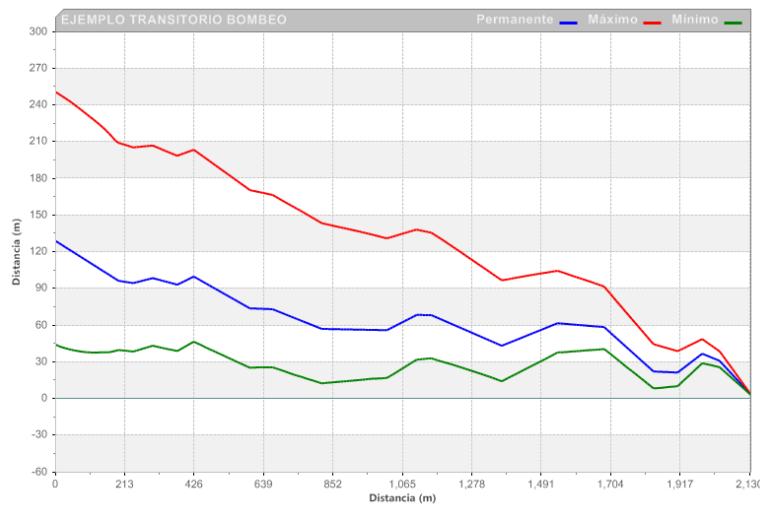
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.33. Envolventes extremas de carga piezométrica H(x) – escenario 3



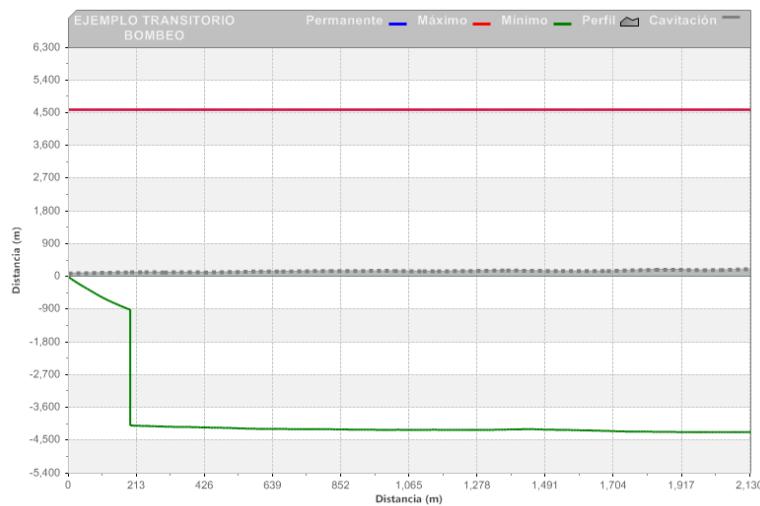
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.34. Envoltorios extremos de carga de presión $P(x)$ – escenario 3



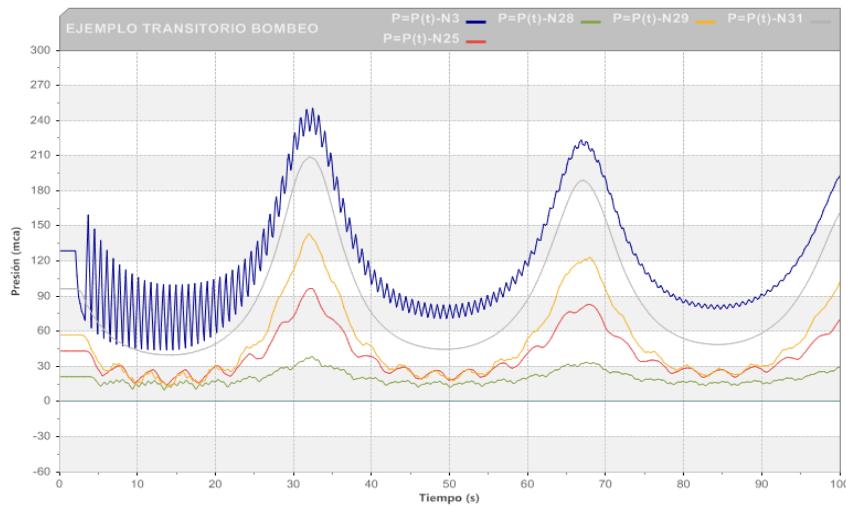
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.35. Envoltorios de caudales extremos $Q(x)$ – escenario 3



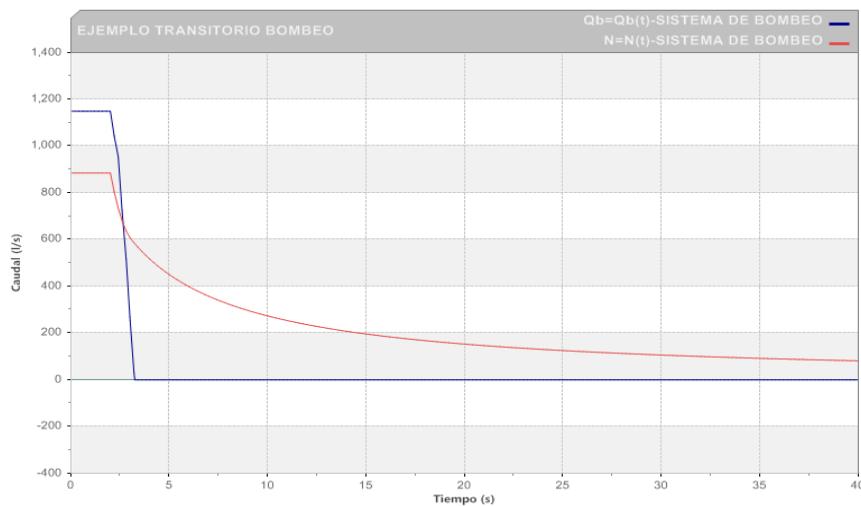
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.36. Variación cronológica de la carga de presión en secciones de interés de la impulsión – escenario 3



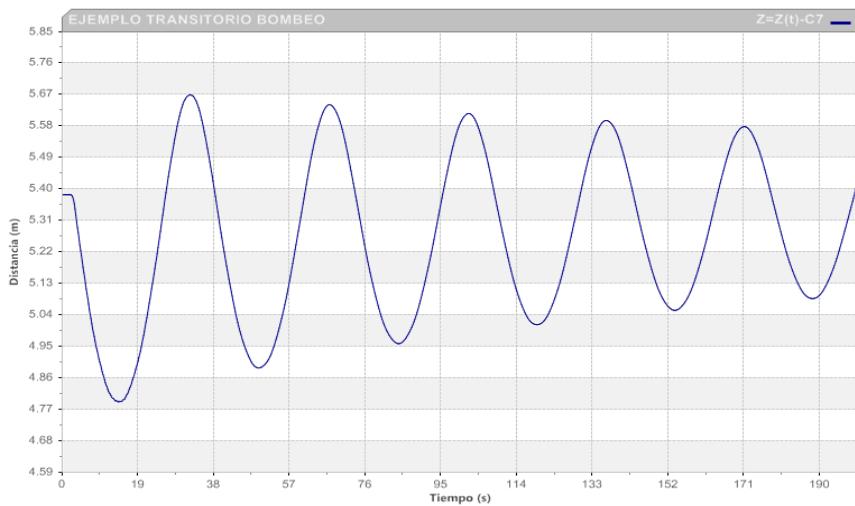
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.37. Variación de velocidad de rotación y caudal en la estación de bombeo – escenario 3



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.38. Variación de nivel de superficie libre en calderín



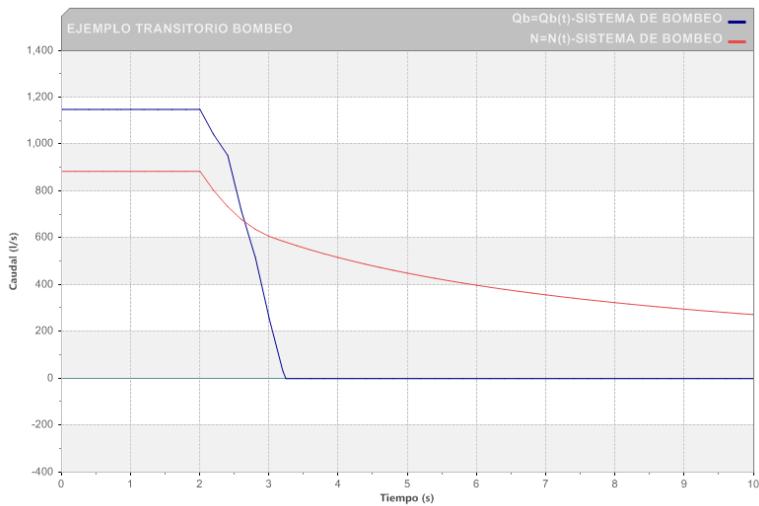
ELABORACIÓN: Luis Ríos

5.11. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El factor principal que ocasiona el transitorio es la pérdida de velocidad de rotación de la bomba y obviamente la disminución del caudal hasta su anulación total; para el problema planteado se observa que el caudal suministrado por la bomba se anula aproximadamente en 3.2 s de tiempo absoluto y 1.2 s de tiempo relativo, ya que se ha asignado un tiempo en blanco de 2 segundos para que empiece el transitorio.

En términos de velocidad de rotación a los 3.2 s, el rodete gira a 585 rpm que es el 66% de la velocidad nominal de la bomba (885 rpm). Como se observa, la variación del caudal ocurre en un tiempo menor al periodo de la conducción y tendrá efectos importantes en la generación de sobrepresiones y depresiones.

Figura 5.39. Perturbación transitoria – variación de parámetros de las bombas en el tiempo



ELABORACIÓN: Luis Ríos

La estimación del momento polar de inercia juega un papel importante para la simulación del transitorio y en ello radica la magnitud de los problemas que se puedan occasionar; sobre el problema planteado se realizó un análisis de sensibilidad de este parámetro y se alcanzaron los siguientes resultados:

Tabla 5.10. Análisis de sensibilidad de la estimación del WR²

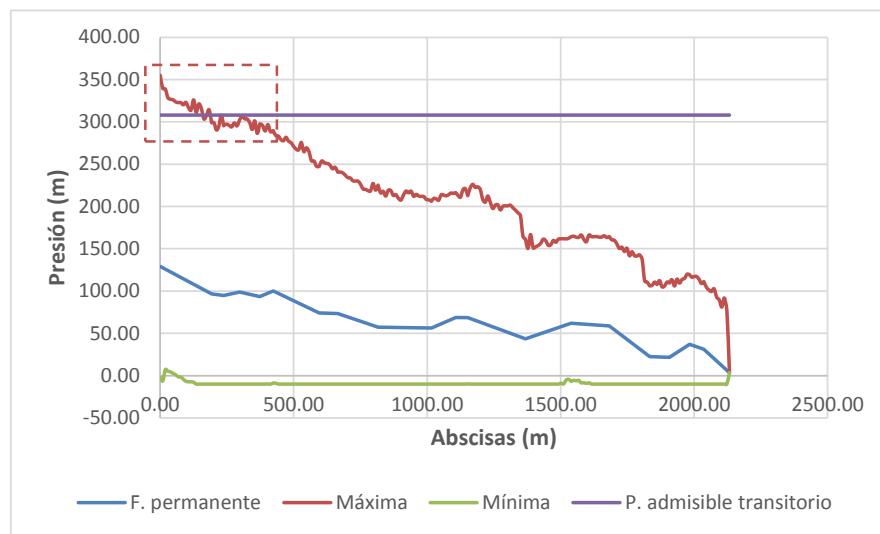
MOMENTO POLAR DE INERCIA - WR ² (kg·m ²)	TIEMPO DE PARADA (s)	SOBREPRESIÓN (m)	REDUCCIÓN DE SOBREPRESIÓN (%)
389 – valor utilizado	3.2	226	-
584 – 1.5*valor utilizado	7.9	195	14%
778 – 2*valor utilizado	8.4	102	55%
1167 – 3*valor utilizado	9.4	107	53%

ELABORACIÓN: Luis Ríos

Con este análisis de sensibilidad se verifica que a mayores valores de WR², las sobrepresiones disminuyen de manera considerable, ya que el tiempo de la perturbación transitoria (parada de la bomba) es mayor.

El escenario sin protecciones reporta como envolventes extremas a formas típicas de un transitorio ocasionado por una bomba, es decir altas presiones en la zona circundante a la estación de bombeo; en tanto que las depresiones que se producen son importantes, dada la configuración en elevación de la tubería de impulsión, en donde prácticamente se llegan a tener presiones de vapor incipientes. Al analizar la envolvente de carga de presión del escenario base se puede observar que existen muchos tramos en los cuales la presión admisible de trabajo para flujo transitorio es excedida (tramos próximos a las bombas), de la misma forma existen tramos con presencia de presiones menores a la presión de vapor, tal como se observa en la siguiente Figura (módulo FIN de FTB 1.0).

Figura 5.40. Envolvente de presiones máximas y mínimas $P(x)$ – sitios con problemas de sobrepresión y depresión sin protección



ELABORACIÓN: Luis Ríos

La sobrepresión máxima es de 226 m ($1.76 \cdot \text{TDH}$), en tanto que la máxima depresión asocia una magnitud de 134 m ($1.05 \cdot \text{TDH}$) en las inmediaciones de la estación de bombeo.

Las sobrepresiones y depresiones se estiman a partir de la carga de flujo permanente.

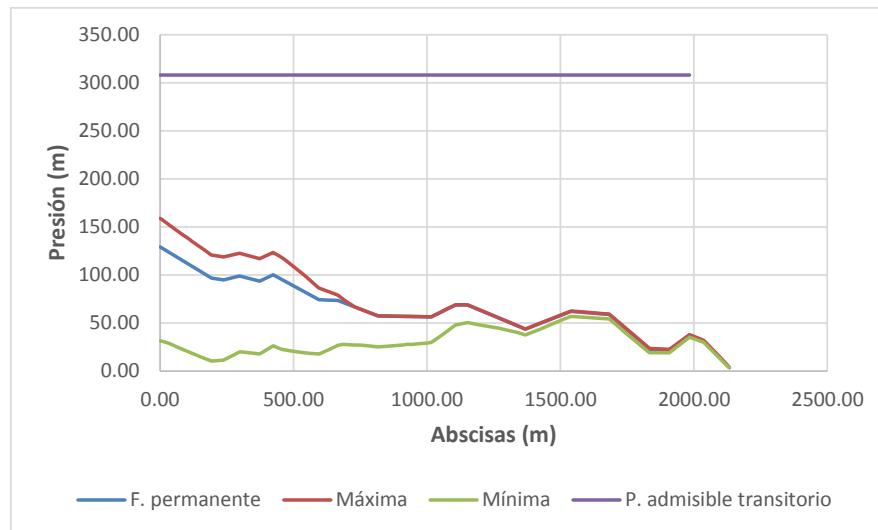
Una vez identificados estos problemas se procedió a dar las posibles soluciones, en virtud de las particularidades del trazado en elevación de la impulsión, en donde se pudo notar la existencia de tres puntos altos (nudos 25, 28 y 29), sitios en los cuales es factible la colocación de dispositivos para controlar y evitar despresurizaciones excesivas.

En tal virtud se generó un arreglo de protección con tanques unidireccionales de 5 m de diámetro en los mencionados nudos y de manera iterativa se realizó el predimensionamiento de estas cámaras. En primera instancia se simularon arreglos con 3 tanques de las mismas dimensiones, sin embargo, los resultados de las diferentes simulaciones definieron que con la presencia de tanques en los nudos 25 y 29 los resultados eran satisfactorios y similares al colocar 3 de estos dispositivos.

Se nota con claridad que la presencia de los tanques unidireccionales tiene un alto efecto en el control del transitorio, ya que se controla de buena manera la reflexión de las ondas y el volumen de variación de agua en estos dispositivos es el adecuado.

Las sobrepresiones se controlan por completo y se ubican bajo el rango admisible de la tubería para flujo transitorio y las depresiones se controlan por completo en toda la línea, eliminando el riesgo de presencia de presiones de vaporización; con los tanques unidireccionales la sobrepresión se reduce a 30 m (0.23*TDH) y la depresión máxima a 98 m (0.76*TDH).

Figura 5.41. Envolvente de presiones máximas y mínimas P(x) – con protección de tanques unidireccionales

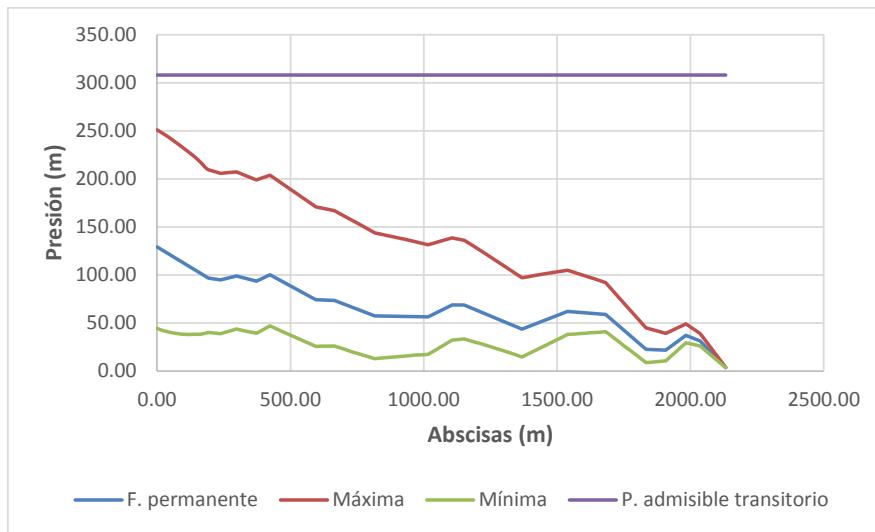


ELABORACIÓN: Luis Ríos

A pesar que los efectos del transitorio fueron totalmente controlados con la presencia de los tanques unidireccionales, se simuló un escenario adicional de protección contemplando la presencia de un calderín en la zona cercana a la estación de bombeo (nudo 31). En los cálculos realizados se definió que es necesaria la colocación de 4 calderines de 4 m de diámetro y 6 metros de longitud con un volumen de aire unitario de 41 m³.

Los resultados alcanzados con la simulación de este escenario refieren una sobrepresión de 122 m (0.9*TDH) y una depresión máxima de 85 m (0.66*TDH); alcanzándose también una respuesta satisfactoria de la impulsión ante la parada accidental de la estación; es importante indicar que las cámaras de aire se muestran más eficientes para el control de depresiones en comparación al arreglo de tanques unidireccionales.

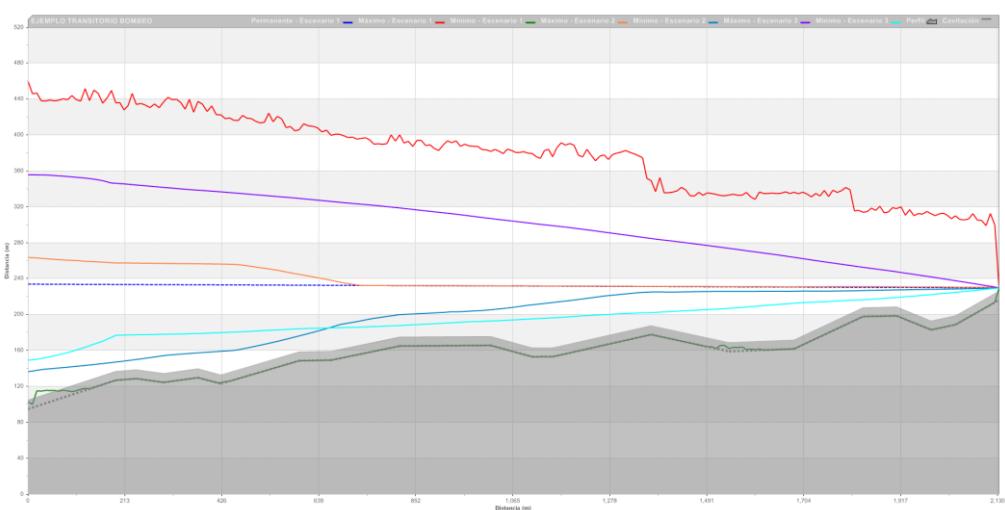
Figura 5.42. Envolvente de presiones máximas y mínimas P(x) – con protección de calderín



ELABORACIÓN: Luis Ríos

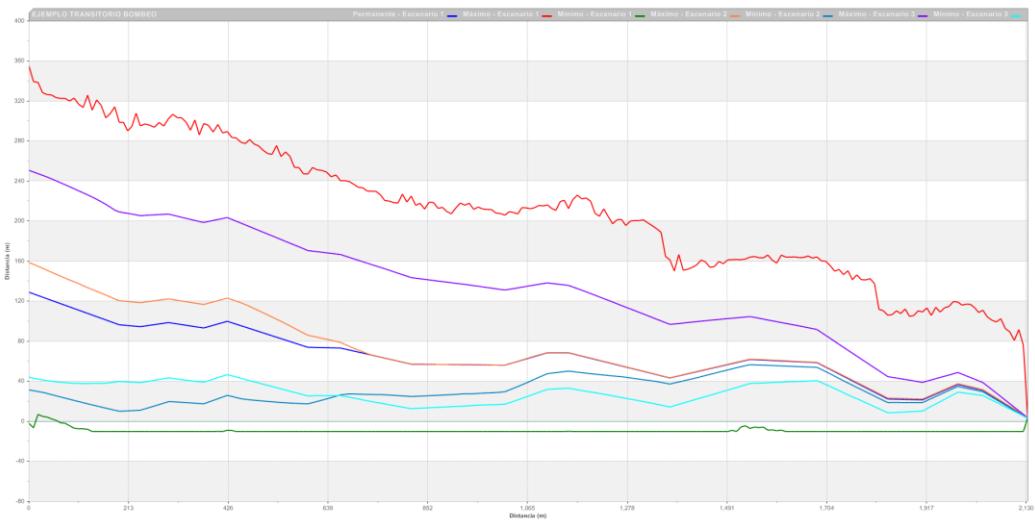
A continuación se muestra una compilación gráfica de las envolventes de carga piezométrica, carga de presión y caudales para los escenarios analizados.

Figura 5.43. Envolventes de carga piezométrica – todos los escenarios



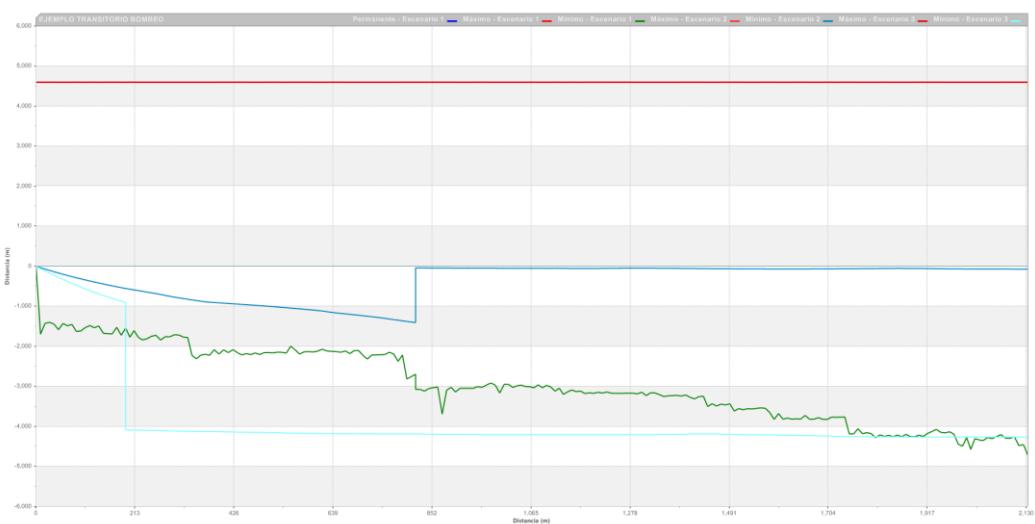
ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.44. Envoltorios de carga de presión – todos los escenarios



ELABORACIÓN: Luis Ríos

Figura 5.45. Envoltorios de carga caudal – todos los escenarios



ELABORACIÓN: Luis Ríos

En la siguiente Tabla se observa una comparación de los resultados obtenidos con las tres simulaciones:

Tabla 5.11. Resumen de resultados de todos los escenarios

ESCENARIO	MÁXIMA SOBREPRESIÓN (m)	MÁXIMA SOBREPRESIÓN / TDH	MÁXIMA DEPRESIÓN (m)	MÁXIMA DEPRESIÓN / TDH
1 – sin protecciones	226	1.76	134	0.05
2- protección con tanques unidireccionales	30	0.23	98	0.76
3 – protección con calderín	122	0.90	85	0.66

Las sobrepresiones y depresiones se estiman a partir de la carga de flujo permanente.

ELABORACIÓN: Luis Ríos

En términos generales se observa que el arreglo de protección que cuenta con mayores prestaciones para el control del transitorio del problema propuesto, es mediante tanques unidireccionales, ya que se aprovecha las condiciones del trazado en elevación de la impulsión. Se debe indicar que estos tanques son de fácil construcción y requieren de poco mantenimiento; situación que lo aventaja de la cámara de aire.

Es evidente que pueden existir muchos otros arreglos para la protección de esta impulsión, por ejemplo la inclusión de válvulas de aire y/o válvulas anticipadoras de onda, sin embargo, la simulación de estos accesorios no está contemplada dentro del alcance de este trabajo.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- El flujo transitorio puede ser entendido como el cambio rápido y continuo de las condiciones estacionarias de un sistema, efecto de una variación del caudal.
- El flujo transitorio en un sistema de conductos presurizados se origina por la variación del caudal en el sistema y produce una perturbación; en el caso de un sistema de bombeo esta variación de caudal se da por el cambio de la velocidad de rotación del grupo motor – bomba; y esto origina variaciones en el tiempo y espacio de los parámetros característicos del sistema, sobretodo cambios en la carga de presión (sobrepresiones y depresiones).
- La perturbación transitoria (variación del caudal) puede darse en diversos tiempos y la respuesta del sistema a esta variación está intrínsecamente ligada a ese tiempo de ocurrencia; a decir, mientras el tiempo de la perturbación transitoria sea más rápido las variaciones en la carga de presión serán más drásticas y de mayor magnitud. En tanto que si el tiempo de variación de caudal es más prolongado, la respuesta del sistema será más tenue y de menor proporción, produciendo menores efectos perjudiciales en los componentes del arreglo hidráulico.
- El golpe de ariete en una impulsión se produce en un ciclo de 4 eventos relacionado a la traslación de la onda en los conductos; en donde en primera instancia tiene lugar una despresurización de todo el sistema, posteriormente el sistema adopta las condiciones de flujo

estacionario, para que en el tercer evento se produzcan sobrepresiones y nuevamente condiciones de flujo estacionario.

Estos eventos ocurren bajo la suposición que en la salida de la estación de bombeo se encuentra instalada una válvula de retención que proteja a las bombas de un drástico flujo inverso y confine al transitorio a la impulsión.

La válvula de retención deberá cerrarse en un tiempo no mayor al periodo de la impulsión $2L/a$.

- Uno de los métodos de resolución del flujo transitorio en general y que cuenta con gran utilidad y difusión continua, es el método de las características que utiliza varios artificios y simplificaciones matemáticas para linealizar las ecuaciones fundamentales de flujo transitorio (método elástico). Este método trabaja en el plano tiempo – espacio para la resolución paso a paso de los sistemas, involucrando también al método de diferencias finitas, las ecuaciones características y las condiciones de frontera.
- Dado que las ecuaciones fundamentales del flujo transitorio refieren derivadas parciales cuyas soluciones son funciones hiperbólicas, se requiere que el método resolutivo sea convergente y estable a fin de alcanzar soluciones satisfactorias.

Para el método de las características se aplica el criterio de Courant, en donde se relaciona el diferencial de tiempo Δt , diferencial de espacio Δx y la celeridad de onda.

Para definir estos valores Δt y Δx es necesario realizar un ajuste a la celeridad de onda en todos los tramos, mediante un método iterativo.

- Para la simulación del flujo transitorio en un sistema de bombeo por el método de las características, es necesaria la determinación de la condición de frontera impuesta por las bombas, determinación que se la realiza mediante un sistema de 5 ecuaciones que se denomina ‘sistema de enlace’ siempre y cuando las bombas trabajen en el

primer cuadrante. Estas ecuaciones están referidas por las curvas características de las bombas Q vs. H y Q vs. η a diferentes velocidades de rotación, además de la ecuación general del torque transmitido hacia el rodete y las ecuaciones características del sistema.

- El caso más crítico que se asocia al flujo transitorio en impulsiones es la parada accidental de la estación de bombeo, evento que puede originarse por una falla en el suministro eléctrico del motor o por deficiencias en la operación; por ende la suspensión del torque que se transmite hacia el rodete de la bomba, esto ocasiona una variación de caudal en el tiempo hasta llegar a anularse por completo.
- El tiempo de parada (tiempo de perturbación transitoria) de las bombas está principalmente influenciado por el momento polar de inercia WR^2 que se estime para el grupo motor-bomba; cuan mayor sea el WR^2 mayor será el tiempo de parada de la bomba y los efectos del transitorio se verán disminuidos.
- Es muy frecuente que los fabricantes de las bombas y motores no provean un valor preciso del momento polar de inercia; por tanto se debe recurrir a la utilización de fórmulas empíricas para estimar este importante parámetro, no obstante, siempre será recomendable realizar un análisis previo utilizando la mayor cantidad de ecuaciones para seleccionar el momento polar de inercia adecuado.
Para estudios previos y conservadores será ideal adoptar el mínimo valor del momento polar de inercia.
- El flujo transitorio que tiene lugar en un sistema de bombeo produce importantes variaciones en la carga de presión, sobrepresiones y depresiones.

Las depresiones que se producen por la pérdida de energía del sistema (shut-down de las bombas) pueden causar el fenómeno de separación de la columna líquida, vaporización del fluido, cavitación y deformaciones de los conductos.

Las sobrepresiones pueden originar el fallo de las tuberías al sobrepasar los rangos admisibles de trabajo.

- Existen varios dispositivos para el control de transitorios en sistemas de bombeo; entre los más utilizados tenemos a tanques unidireccionales, chimeneas de equilibrio, cámaras de aire, incremento del momento polar de inercia y la inclusión de válvulas. La aplicación de estos dispositivos en las diferentes configuraciones de los sistemas de bombeo, requiere de un proceso iterativo prueba – error y de mucha habilidad para ubicarlos conociendo el modo de funcionamiento y sus límites de aplicación.
- La metodología que se propone para conformar un modelo numérico de flujo transitorio en una impulsión, requiere de mucho orden y análisis previo. Como ayuda para este proceso se ha creado la aplicación FTB 1.0 que contiene varios módulos de cálculo para que el usuario pueda desarrollar fácilmente el modelo numérico en cualquier software comercial.

6.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda continuar con el estudio del flujo transitorio en sistemas de bombeo, asociando el funcionamiento de las bombas en los 4 cuadrantes con la utilización de las curvas universales de Marchal y Suter, bajo diferentes escenarios de funcionamiento. De esta manera se podrá visualizar la respuesta del sistema ante comportamientos de la bomba fuera de su punto de funcionamiento (primer cuadrante).

- Es recomendable continuar con el estudio a detalle de los dispositivos de control de transitorios, tomando en consideración las técnicas y equipamientos actuales. De manera particular se debería analizar el funcionamiento de las válvulas anticipadoras de onda con el fin de verificar su utilidad y certeza de funcionamiento.
 - De manera particular, se recomienda continuar con el uso del software Allievi y explorar su versatilidad en cuanto se refiere al modelamiento de válvulas de aire, válvulas de desagüe, turbinas con control PID y sobretodo en la simulación de transitorios a flujo libre.
-

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREU, J. e. (1994). *Transitorios y Oscilaciones en Sistemas Hidráulicos a Presión*. Montevideo: Publicaciones del Centro de Estudiantes de Ingeniería.
- ABURTO, M. (2001). *Transitorios Hidráulicos en Plantas de Bombeo*. México D.F.
- BELLÓN, E. e. (2010). *Curso de Hidrología e Hidráulica Aplicadas - Bombas*.
- CARMONA, R. e. (1987). Transitorios hidráulicos en conductos a presión. *Ingeniería Hidráulica en México*, 29-52.
- CHAUDHRY, H. (1979). *Applied Hydraulic Transients*. Vancouver: Van Nostrand Reinhold Company.
- CORCHO, F. e. (2005). *Acueductos. Teoría y Diseño*. Medellín: L. Vieco e Hijas Ltda.
- FRAENKEL, P. e. (2010). *Dispositivos de elevación de agua. Manual para usuarios y planificadores*. México: Alfaomega.
- GOULDS PUMPS. (2014). Catálogo de bombas.
- HERZ, W. (1975). *Tuberías de Presión*. CIDIAT.
- IDELCHIK, W. (2006). *Handbook of Hydraulic Resistance*. Moscú: MIR.
- MATAIX, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo.
- MATAIX, C. (1986). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, 360 - 362.
- PÉREZ, L. e. (2005). *Estudio de transitorios. Golpe de ariete*. Buenos Aires.