

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE ARIETE
HIDRÁULICO**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

CRISTIAN NAPOLEÓN CAMPAÑA CALERO
crisncc@hotmail.com

DARWIN ARTURO GUAMÁN ALARCÓN
darwin_gama@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. ORWIELD GUERRERO
orwield.guerrero@epn.edu.ec

Quito, Julio 2011

DECLARACIÓN

Nosotros, CAMPAÑA CALERO CRISTIAN NAPOLEÓN y GUAMÁN ALARCÓN DARWIN ARTURO, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

CAMPAÑA CALERO
CRISTIAN NAPOLEÓN

GUAMÁN ALARCÓN
DARWIN ARTURO

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: CAMPAÑA CALERO CRISTIAN NAPOLEÓN y GUAMÁN ALARCÓN DARWIN ARTURO, bajo nuestra supervisión.

Ing. Orwield Guerrero
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Jaime Vargas
COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

A Dios y a mis padres por darme la oportunidad de desarrollarme como persona y como profesional.

A los Ingenieros: Orwield Guerrero, Jaime Vargas y Carlos Valladares por sus conocimientos impartidos y su colaboración en el presente trabajo.

Al Ing. Luciano Moreno por su contribución.

A todas las personas que se consideraron como amigos y se mostraron con su sinceridad y aprecio. En especial a Javier Barba y Rigoberto Tituana.

Cristian Campaña

A la Facultad de Ingeniería Mecánica, a sus profesores que compartieron sus experiencias y conocimientos; de manera especial a los contribuyentes de este Proyecto de Titulación; Ingenieros: Orwield Guerrero, Jaime Vargas y Carlos Valladares por su acertada tutoría.

A la empresa "Lumoil", apersonada por el Ing. Luciano Moreno por creer en los estudiantes de la Escuela Politécnica Nacional y haber auspiciado este trabajo de investigación.

A todas las personas que de una u otra forma brindaron desinteresadamente su conocimiento, amistad y apoyo.

A mi compañero de tesis por la comprensión, afecto y solidaridad mostrado en el presente proyecto.

Darwin Guamán

DEDICATORIA

A mis padres, hermanos y sobrinos quienes con su carácter y fortalezas supieron compartir sus buenos pensamientos y deseos.

Cristian Campaña

A mis padres, José María y Ana Dolores por todo su sacrificio, entrega, preocupación y paciencia, por enseñarme el valor del esfuerzo.

A mis hermanos Marco, José, Marilú, Edison y Fernanda; por compartir tantas cosas lindas, estar ahí en todos los momentos y brindarme su apoyo.

A mis amigos que estuvieron allí cuando los necesite, que han sido mi familia en el periodo de formación universitaria y lo seguirán siendo.

Darwin Guamán

CONTENIDO

DECLARACIÓN	ii
CERTIFICACIÓN	iii
AGRADECIMIENTOS	iv
DEDICATORIA	v
CONTENIDO	vi
CONTENIDO DE FIGURAS	xii
CONTENIDO DE TABLAS	xvi
NOMENCLATURA	xviii
RESUMEN	xxi
PRESENTACIÓN	xxiii
CAPÍTULO 1	1
MARCO TEÓRICO	1
1.1. LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO.....	2
1.1.1. RESEÑA HISTÓRICA.....	2
1.1.2. CONFIGURACIÓN TÍPICA DE LA BOMBA DE ARIETE.....	4
1.1.3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	5
1.1.3.1. Ciclo hidráulico de la bomba de ariete.....	6
1.1.4. CARACTERÍSTICAS DEL ARIETE HIDRÁULICO	8
1.2. ESTUDIO DE CAMPO.....	9
1.3. UBICACIÓN DE LA TOMA DE AGUA.....	13
1.4. UBICACIÓN DEL ARIETE	14
CAPÍTULO 2	17
MODELO MATEMÁTICO	17
2.1. ANTECEDENTES.....	17
2.1.1. MÉTODOS EMPÍRICOS.....	18
2.1.2. MÉTODOS ANALÍTICOS	18

2.1.3.	MÉTODOS RACIONALES.....	18
2.2.	ESTUDIO DEL FENÓMENO DE GOLPE DE ARIETE	19
2.2.1.	COMPORTAMIENTO DE LA ONDA DENTRO DEL FUNCIONAMIENTO DEL ARIETE	23
2.2.2.	ESTUDIO DEL FLUIDO DE TRABAJO	25
2.3.	MÉTODOS DE ANÁLISIS DEL GOLPE DE ARIETE	29
2.3.1.	ANÁLISIS DIFERENCIAL	30
2.3.2.	MÉTODO ARITMÉTICO	30
2.3.3.	MÉTODO GRÁFICO.....	31
2.3.4.	MÉTODO ALGEBRAÍCO.....	32
2.3.5.	MÉTODO IMPLÍCITO	32
2.3.6.	MÉTODOS LINEALES.....	32
2.3.7.	MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS.....	33
2.3.8.	ESFUERZOS.....	36
2.3.9.	TIPOS DE SUJECIÓN DEL TUBO DE IMPULSO	37
2.4.	DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO.....	39
2.4.1.	ARRANQUE DEL ARIETE HIDRÁULICO.....	41
2.4.2.	COMPORTAMIENTO CÍCLICO DEL ARIETE	42
2.5.	MODELOS MATEMÁTICOS EXISTENTES	42
2.5.1.	MODELOS DE IVERSEN (1975), SLACK (1984), Y NG (1985).....	43
2.5.2.	MODELO DE SCHILLER.....	44
2.5.2.1.	Pérdida de carga durante el bombeo	44
2.5.3.	MODELO DE LANSFORD Y DUGAN.....	44
2.5.4.	MODELO MATEMÁTICO DE KROL.....	44
2.5.4.1.	Teoría de Krol.....	45
2.5.4.2.	Consideraciones generales dentro del ciclo de Krol.....	45
2.5.4.3.	Ecuaciones fundamentales.....	49
2.5.4.4.	Períodos del modelo de Krol	49
2.5.4.5.	Ciclo Gráfico Teórico del Ariete.....	65
2.5.4.6.	Resumen de las fórmulas planteadas por Krol.....	68
CAPÍTULO 3.....		71
DISEÑO MECÁNICO		71

3.1.	INVESTIGACIÓN Y DISEÑO PRELIMINAR.....	71
3.1.1.	REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE	72
3.1.2.	ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA (QDF)	72
3.1.3.	DIAGRAMA DE DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL.....	74
3.2.	MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES	74
3.2.1.	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LA VÁLVULA DE IMPULSO.....	76
3.2.1.1.	Alternativa A.- Válvula con resorte de pletina.....	76
3.2.1.2.	Alternativa B.- Válvula con plato perforado	77
3.2.1.3.	Alternativa C.- Válvula regulada por resorte.....	77
3.2.1.4.	Alternativa D.- Válvula con pesas encima	78
3.2.1.5.	Alternativa E.- Válvulas con pesas debajo	78
3.2.1.6.	Criterios de valoración:.....	79
3.2.2.	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LA VÁLVULA DE ENTREGA	84
3.2.2.1.	Alternativa A.- Válvula de retención de columpio	84
3.2.2.2.	Alternativa B.- Válvula con plato perforado	85
3.2.2.3.	Alternativa C.- Válvula con resorte	85
3.2.2.4.	Criterios de valoración:.....	86
3.2.3.	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL CUERPO DEL HYDRAM	89
3.2.3.1.	Alternativa A.- Cuerpo fabricado con tubería.....	89
3.2.3.2.	Alternativa B.- Juntas por medio de bridas.....	90
3.2.3.3.	Alternativa C.- Cuerpo fabricado mediante fundición	90
3.2.3.4.	Criterios de valoración:.....	91
3.3.	DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA EL HYDRAM	94
3.4.	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	97
3.4.1.	PRUEBAS SOBRE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO	98
3.4.1.1.	Control de las dimensiones físicas	98
3.4.1.2.	Control del caudal estable de servicio	98
3.4.1.3.	Control de la altura máxima de entrega.....	99
3.4.1.4.	Inspección de sujeción, partes empernadas y soldadas	99

3.5.	ESFUERZOS EN CILINDROS	100
3.5.1.	CILINDROS DE PARED DELGADA	101
3.5.2.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL ARIETE HIDRÁULICO.....	102
3.5.3.	DISEÑO ESTÁTICO, FALLA DE MATERIALES DÚCTILES	103
3.5.4.	DISEÑO POR RESISTENCIA A LA FATIGA.....	104
3.5.5.	DISEÑO DE LA TUBERÍA DE ALIMENTACIÓN O IMPULSIÓN	106
3.5.6.	TAMAÑO DE LA TUBERÍA DE ENTREGA	109
3.5.7.	TAMAÑO DEL CUERPO DEL HYDRAM O CÁMARA DE VÁLVULAS	110
3.5.7.1.	Diseño a fatiga de la soldadura	111
3.5.8.	VÁLVULA DE IMPULSO.....	112
3.5.8.1.	Teoría de pernos precargados	116
3.5.8.2.	Compresión en miembros empernados.....	119
3.5.8.3.	Requisitos del par de torsión	120
3.5.8.4.	Precarga de pernos: Carga estática.....	121
3.5.8.5.	Precarga de pernos: Cargas de fatiga.....	121
3.5.8.6.	Juntas con empaquetadura	122
3.5.8.7.	Análisis de energías en la válvula de impulso	125
3.5.9.	VÁLVULA DE ENTREGA	127
3.5.10.	CÁMARA DE AIRE	128
3.5.11.	VÁLVULA DE AIRE	131
CAPÍTULO 4	133
CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO	133
4.1.	CONSIDERACIONES GENERALES.....	134
4.2.	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	134
4.2.1.	ELEMENTOS A CONSTRUIR	136
4.2.2.	ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO.....	137
4.3.	ENSAMBLAJE DEL ARIETE	137
4.4.	PUESTA A PUNTO DEL RAM.....	139
4.5.	PRUEBAS DE CAMPO.....	142
4.6.	QUE HACER SI EL RAM NO FUNCIONA?.....	142
4.7.	MANTENIMIENTO DEL RAM LUEGO DE SU INSTALACIÓN.....	143

4.7.1.	TAREAS DE MANTENIMIENTO.....	144
4.7.2.	FRECUENCIA DE MANTENIMIENTO.....	145
4.7.3.	REPARACIONES DE LA BOMBA	145
CAPÍTULO 5		146
RESULTADOS Y DISCUSIÓN		146
5.1.	CURVAS PARA EL ANÁLISIS DEL HYDRAM	146
5.2.	DISCUSIÓN.....	151
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		153
BIBLIOGRAFÍA		156
ANEXOS		160
Anexo A.	ECUACIONES BÁSICAS DEL FLUJO EN EL TUBO DE IMPULSO	161
A1.	FORMULACIÓN CON ECUACIONES DIFERENCIALES	161
A2.	VARIABLES PRIMARIAS	161
A3.	TIPO DE FLUJOS	162
A4.	ECUACIÓN DE CONTINUIDAD EN EL TUBO DE IMPULSO.....	168
Anexo B.	MÉTODOS DE CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA.....	171
Anexo C.	HOJAS DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO	174
Anexo D.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TUBERÍAS.....	175
D1.	TUBERÍAS	175
D2.	TAMAÑO NOMINAL (NPS).....	175
D3.	CÉDULA (SCHEDULE).....	175
D4.	TAMAÑOS Y CÉDULAS	175
D5.	MATERIALES	177

Anexo E.	DIAGRAMA DE PROCESOS, OPERACIONES Y MONTAJE. PLANOS DE CONJUNTO Y TALLER	179
Anexo F.	FOTOGRAFÍAS DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN	180

CONTENIDO DE FIGURAS

Figura 1.1. Esquema de funcionamiento del ariete ideado por John Whitehurst... 3	3
Figura 1.2. Ariete hidráulico ideado por Joseph Michael Montgolfier 3	3
Figura 1.3. Configuración típica de la bomba de ariete. 5	5
Figura 1.4. Presentación en corte del modelo típico de un ariete..... 6	6
Figura 2.1. Representación discretizada del fenómeno..... 20	20
Figura 2.2. Secuencia de propagación de la onda. 24	24
Figura 2.3. Variación del módulo de elasticidad con la temperatura. 26	26
Figura 2.4. Malla x-t para el método de las características..... 35	35
Figura 2.5. Triángulo de referencia del mallado x-t. 36	36
Figura 2.6. Coeficientes R_s y ϕ_s , como funciones de la carrera. 48	48
Figura 2.7. Período 1 del ciclo del ariete hidráulico. Aceleración. 50	50
Figura 2.8. Período 2 del ciclo del ariete hidráulico. Aceleración. 51	51
Figura 2.9. Período 3 del ciclo del ariete hidráulico. Válvulas cerradas..... 54	54
Figura 2.10. Volumen de control para un sistema no inercial..... 55	55
Figura 2.11. Fuerzas actuantes en la válvula. 56	56
Figura 2.12. Período 4 del ciclo del ariete hidráulico. Golpe de ariete..... 58	58
Figura 2.13. Período 5 del ciclo del ariete hidráulico. Bombeo..... 60	60
Figura 2.14. Período 6 del ciclo del ariete hidráulico. Retroceso..... 62	62
Figura 2.15. Período 7 del ciclo del ariete hidráulico. Generación del vacío. 63	63

Figura 2.16. Un pulso de presión del hydram.....	67
Figura 3.1. Diagrama descomposición funcional.....	74
Figura 3.2. Válvula de pletina.....	76
Figura 3.3. Válvula con plato perforado.....	77
Figura 3.4. Válvula regulada por resorte.....	77
Figura 3.5. Válvula de pesas.....	78
Figura 3.6. Válvula con pesas debajo.....	78
Figura 3.7. Válvula de compuerta.....	84
Figura 3.8. Válvula de servicio con plato perforado.....	85
Figura 3.9. Válvula de resorte.....	85
Figura 3.10. Cuerpo fabricado con tubería.....	89
Figura 3.11. Cuerpo con juntas por medio de bridas.....	90
Figura 3.12. Cuerpo fabricado mediante fundición.....	90
Figura 3.13. Parámetros de diseño.....	96
Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre de una sección de tubería.....	100
Figura 3.15. Comparación de tres teorías de falla estática.....	104
Figura 3.16. Diagrama modificado de Goodman.....	106
Figura 3.17. Unión de perno.....	117
Figura 3.18. Característica fuerza-deformación total.....	119
Figura 3.19. Compresión en los elementos de una junta.....	120

Figura 3.20. Configuración típica de empaquetadura.....	122
Figura 3.21. Junta de pernos.....	123
Figura 3.22. Cámara de aire.....	129
Figura 3.23. Tipos de válvulas de aire.....	132
Figura 4.1. Despiece de la bomba de ariete hidráulico.....	138
Figura 4.2. Mecanismo regulador de la carrera.....	140
Figura 5.1. Gráfica del peso de la válvula vs carrera.....	146
Figura 5.2. Gráfica del período vs carrera.....	147
Figura 5.3. Gráfica de la frecuencia vs carrera.....	147
Figura 5.4. Gráfica de las pérdidas vs carrera.....	148
Figura 5.5. Gráfica de la altura máxima vs carrera.....	148
Figura 5.6. Gráfica del caudal entregado vs carrera.....	149
Figura 5.7. Gráfica del caudal desperdiciado vs carrera.....	149
Figura 5.8. Gráfica de la eficiencia vs carrera.....	150
Figura 5.9. Gráfica de la potencia vs carrera.....	150
Figura 5.10. Gráfica del esfuerzo máximo vs carrera.....	151
Figura A.1. Ecuación de momento aplicada al volumen de control.....	164
Figura A.2. D. C. L. para la aplicación de la ecuación de movimiento.....	166
Figura B.1. Diagrama de Moody.....	172

CONTENIDO DE FOTOGRAFÍAS

Foto 1.1. Recurso hídrico de 1.5 lt/s, ubicado al lado este de la hacienda.....	10
Foto 1.2. Recurso hídrico del cual se aprovecha 8 lt/s.	11
Foto 1.3. Extensión de 10 hectáreas ubicada en la cabeza de la hacienda.	12
Foto 1.4. Extensión de 12 hectáreas ubicada a 2,5 kilómetros del ariete.....	12
Foto 1.5. Zona de ubicación del reservorio de alimentación.....	14
Foto 1.6. Zona de ubicación del ariete hidráulico. Inclinación 50°.	16
Foto F.1. Corte de las planchas de acero.....	180
Foto F.2. Proceso de soldadura del cuerpo del hydram.	181
Foto F.3. Manufactura del plato de servicio (fresado).....	182
Foto F.4. Taladrado de las bridas.....	183
Foto F.5. Torneado del vástago de regulación.	184

CONTENIDO DE TABLAS

Tabla 1.1. Comparación del ariete hidráulico con otras bombas.	9
Tabla 2.1. Propiedades físicas del agua.	28
Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio.....	80
Tabla 3.2. Evaluación del peso específico del criterio sensibilidad.....	81
Tabla 3.3. Evaluación del peso específico del criterio regulación.....	81
Tabla 3.4. Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.	82
Tabla 3.5. Evaluación del peso específico del criterio montaje.....	82
Tabla 3.6. Evaluación del peso específico del criterio construcción.	83
Tabla 3.7. Evaluación del peso específico del criterio precio.....	83
Tabla 3.8. Conclusiones de la válvula de impulso.	84
Tabla 3.9. Evaluación del peso específico de cada criterio.....	86
Tabla 3.10. Evaluación del peso específico del criterio sensibilidad.....	87
Tabla 3.11. Evaluación del peso específico del criterio robustez.....	87
Tabla 3.12. Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.	88
Tabla 3.13. Evaluación del peso específico del criterio construcción.	88
Tabla 3.14. Conclusiones válvula de servicio o entrega.	88
Tabla 3.15. Evaluación del peso específico de cada criterio.....	91
Tabla 3.16. Evaluación del peso específico del criterio diseño.....	92
Tabla 3.17. Evaluación del peso específico del criterio robustez.....	92

Tabla 3.18. Evaluación del peso específico del criterio construcción.	92
Tabla 3.19. Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.	93
Tabla 3.20. Conclusiones para el cuerpo del hydram.	93
Tabla 3.21. Control de las dimensiones físicas.	98
Tabla 3.22. Control del caudal de servicio.	98
Tabla 3.23. Control de altura máxima de servicio.	99
Tabla 3.24. Inspección de juntas.	99
Tabla 3.25. Rango de longitud de tubería de impulso.	108
Tabla 3.26. Diámetros de las tuberías de entrega en función del caudal.	110
Tabla 3.27. Catálogos de resortes de compresión.	115
Tabla 3.28. Módulo de elasticidad para materiales de empaquetadura.	122
Tabla 3.29. Fuerza interna en función de número de tornillos.	124
Tabla 4.1. Listado de materia prima.	136
Tabla 4.2. Listado de elementos a construir.	136
Tabla 4.3. Procesos a utilizarse.	137
Tabla 4.4. Resultados de la pruebas realizadas a la bomba de ariete.	142
Tabla D.1. Rugosidad absoluta para algunos materiales.	173
Tabla D.1. Especificaciones de tuberías.	176
Tabla D.2. Propiedades mecánicas de tubos.	178

NOMENCLATURA

- Re: Número de Reynolds [adimensional]
- ρ : Densidad del fluido [kg/m³]
- D: Diámetro de la tubería de impulsión [m]
- μ : Viscosidad dinámica [Ns/m²]
- Fr: Número de Froude [adimensional]
- g: Aceleración de la gravedad [m/s²]
- T: Tiempo de duración del ciclo, periodo [s]
- L: Longitud de la tubería de impulsión [m]
- c: Velocidad de una onda sonora en el medio de trabajo [m/s]
- H: Caída vertical de suministro [m]
- h: Altura a la cual se eleva el agua, tomando como referencia el reservorio de suministro [m]
- Ev: Módulo de elasticidad del fluido [N/m²]
- γ : peso específico [N/m³]
- α : Ángulo de inclinación de la tubería de impulsión respecto a la horizontal [grados]
- f: Factor de fricción en las paredes de la tubería [adimensional]
- E: Módulo de elasticidad (módulo de Young), del material de la tubería [N/m²]
- e: Espesor del tubo de impulsión [m]
- σ_t : Esfuerzo tangencial [N/m²]
- σ_r : Esfuerzo radial [N/m²]
- ϵ : Deformación unitaria de un elemento [m]
- ν : Relación de Poisson [adimensional]
- c1: Coeficiente que define el tipo de sujeción de la tubería [adimensional]
- hr: Pérdida de carga durante el bombeo [m]
- cr: Coeficiente experimental de pérdida de carga en el período de bombeo
- hmax: Carga de servicio máxima que el ariete puede desarrollar en exceso, sobre la carga de alimentación [m]
- hm: Pérdidas menores [m]
- hf: Pérdidas por fricción [m]
- hturb: Pérdidas por turbulencia en la válvula de impulso [m]

- R(s): Coeficiente de pérdida de carga en la válvula de impulso [adimensional]
- W: Peso de la válvula de impulso [N]
- Kr: Constante elástica del resorte [N/m]
- A: Área del asiento de la válvula [m]
- s: Carrera de la válvula de impulso [m]
- $\phi(s)$: Coeficiente de arrastre en la válvula de impulso [adimensional]
- Σ_j : Pérdidas menores (codos, cambios de sección, etc.) [adimensional]
- $4f\left(\frac{L}{D}\right)$: Pérdidas por fricción en el interior del tubo [adimensional]
- F: Fuerza en general [N]
- v_i : Velocidad [m/s]
- y: Desplazamiento de la columna de agua en el periodo [7]
- t_i : Duración de cada periodo del ciclo [s]
- Q: Caudal [m³]
- M: Coeficiente agrupado de pérdidas [adimensional]
- Farr: Fuerza de arrastre en el asiento de válvula de impulso [N]
- Fres: Fuerza generada por el resorte [N]
- Ec: Energía cinética [J]
- mca: Masa de la columna de agua en la tubería de impulso [kg]
- K1: Módulo virtual de elasticidad entre la tubería y el agua [Pa]
- Epot: Energía potencial [J]
- η : Eficiencia del ariete hidráulico[%]
- Pd: Potencia desarrollada [W]
- Dv: Diámetro de la válvula de impulso [m]
- tp: Espesor de la tubería [m]
- n_s : Factor de seguridad estático [adimensional]
- Sy: Esfuerzo de fluencia del material [N/m²]
- Se: Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico [N/m²]
- Se': Límite de resistencia a la fatiga de una probeta [N/m²]
- Ka: Factor de superficie
- Kb: Factor de tamaño
- Kc: Factor de confiabilidad
- Kd: Factor de temperatura

- Ke: Factor de modificación por concentración de esfuerzo
- Kf: Factor de efectos diversos
- n: Factor de seguridad dinámico [adimensional]
- σ_{\max} : Esfuerzo máximo [N/m²]
- σ_{\min} : Esfuerzo mínimo [N/m²]
- σ_a : Amplitud de esfuerzo [N/m²]
- σ_m : Esfuerzo medio [N/m²]
- Sut: Resistencia última a la tracción [N/m²]
- N: Número de golpes por minuto
- Fe: Fuerza de impacto [N]
- Dv: Diámetro del vástago [m]
- δ : Deformación total [m]
- l: Agarre, longitud total de las piezas a sujetarse [m]
- P: Carga externa total sobre la unión del perno [N]
- Fi: Precarga del perno debida al apriete [N]
- Pb: Porción de P, absorbida por el perno [N]
- Pm: Porción de P, absorbida por los elementos unidos [N]
- Fb: Carga resultante sobre el perno [N]
- Fm: Carga resultante sobre los elementos [N]
- Km: Rigidez de los elementos a sujetarse [N/m]
- Kb: Rigidez del perno [N/m]
- Vc: Volumen de la cámara de aire [m³]

RESUMEN

El presente trabajo se lo ha realizado con la finalidad de abastecer agua a una propiedad ubicada en la zona de Calacali; mediante el uso de una bomba de ariete hidráulico. Para el estudio, se ha dividido en cinco capítulos en los cuales se detallan los temas necesarios para el consecuente desarrollo.

En el primer capítulo se describe la reseña histórica, principio de funcionamiento, configuración y características propias del ariete hidráulico, conjuntamente con la topografía e hidrografía de la zona donde funcionará el equipo y ubicación de los puntos necesarios para el diseño.

El segundo capítulo refiere al comportamiento de la onda o pulso de presión dentro del funcionamiento del hydram, estudio del fluido de trabajo, métodos de análisis del golpe de ariete y el desarrollo del modelo matemático del hydram.

En el tercer capítulo se detallan la investigación y diseño preliminar, métodos de evaluación de soluciones, determinación de los parámetros de diseño de los elementos de la bomba como son válvulas, cámara de aire y el cuerpo del hydram, estudio de los esfuerzos en cilindros y tamaño de la tubería de envasado y de entrega; finalmente se detallan el diseño estático y dinámico de los distintos elementos del hydram.

En el capítulo cuatro se detallan los materiales de construcción, diagramas de operaciones, construcción y montaje, planos de taller y conjunto, el ensamblaje del equipo, la puesta a punto del ram, que hacer si no funciona y el mantenimiento de los diferentes elementos.

En el quinto capítulo se desarrollan el análisis de resultados y discusión con la ayuda de una hoja de cálculo realizada en Excel.

Finalmente, se describen las conclusiones y recomendaciones referentes al proyecto.

En los anexos se encuentran: la determinación de las ecuaciones básicas del ariete para un flujo transiente, diferentes métodos para determinar el factor de pérdidas, la hoja de cálculos para el diseño, información de los tubos y materia prima existentes en el mercado nacional, el diagrama de procesos, operaciones y montaje. Finalmente los planos y fotografías de construcción.

PRESENTACIÓN

Los arietes hidráulicos, son uno de los tipos de bomba de agua que funcionan aprovechando la energía hidráulica, sin requerir otra energía externa. Mediante este principio, se puede conseguir elevar parte del agua de un arroyo o acequia a una altura superior.

La bomba de ariete hidráulico se ha utilizado durante más de dos siglos en muchas partes del mundo, la sencillez y fiabilidad hizo un éxito comercial, especialmente en Europa, en los días previos a la corriente eléctrica y al motor de combustión interna con una amplia disponibilidad.

En los últimos años un interés creciente en los dispositivos de energía renovable y la conciencia de las necesidades tecnológicas de un mercado en particular en los países en desarrollo han llevado a una reevaluación de las bombas de ariete.

En las zonas montañosas con manantiales y arroyos, la posibilidad de un dispositivo simple y confiable de bombeo es de gran aplicación, aunque hay algunos ejemplos de instalación con éxito en los países en desarrollo, el uso hasta la fecha ha sido pequeño en relación a su potencial.

Una de las partes de éste tipo de máquinas radica en la cero contaminación y cero impacto ambiental que genera durante su operación, además de los materiales de construcción, pueden ser de carácter reciclable.

En el Ecuador la situación geográfica determina un campo amplio de aplicación de este tipo de equipos, además de la cultura y la existencia de zonas en las cuales el acceso de redes eléctricas o instalaciones de sistemas que requieren de combustibles tiene un grado considerable de dificultad.

El presente trabajo está destinado a la colaboración del desarrollo en el campo agrícola y a la evolución de las zonas rurales con el aprovechamiento de las diferentes características que ofrecen las áreas naturales conjuntamente con el cuidado y la ingeniería responsable con el medio ambiente.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

El agua y el sol, son fuentes de vida, la importancia radica en utilizar correctamente dando como resultado el desarrollo de cultivos, animales; los cuales permiten la alimentación de los seres humanos. Sin embargo alrededor de dos mil millones de personas no tienen acceso. Los pueblos y las ciudades más grandes del mundo siempre se han desarrollado cerca de fuentes del líquido vital.

El transporte se hizo a través de diferentes técnicas como son: manuales, mecánicas o con canales. El manual aún es practicado por millones de personas y requiere de trabajo y tiempo considerable. A través del tiempo el hombre ha construido miles de kilómetros de canales, para transportar el agua. Estas obras siempre han necesitado mucha mano de obra. Los sistemas de bombeo mecanizados operan con combustibles fósiles o energía eléctrica; son costosos y con tendencia al alza.

En este capítulo se da a conocer la reseña histórica, principio de funcionamiento ilustrativo y otras generalidades propias del ariete hidráulico. Se realiza una tabla comparativa del ariete hidráulico con bombas comúnmente usadas y los escenarios en donde puede desenvolverse el equipo. En otro punto, se expone el problema mismo para el cual se requiere la operación de la bomba, la ubicación de la zona y el aprovechamiento de los recursos naturales. Se detalla las condiciones: tanto topográficas, como de caudal de alimentación; necesarios para el adecuado funcionamiento del equipo; además se determina los sitios destinados para la toma de agua, y la ubicación del ariete.

1.1. LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO

1.1.1. RESEÑA HISTÓRICA

Las bombas están entre las más antiguas de las máquinas. Se utilizaron en el antiguo Egipto, China, India, Grecia y Roma. Hoy en día son las segundas comúnmente utilizadas como tipo de equipo industrial después de los motores eléctricos. El ariete hidráulico irrumpe en la historia al principio de la era de los grandes inventos, y alcanzó su madurez paralelamente a las máquinas de vapor y el motor de combustión interna. Uno de los equipos más antiguo conocido fue utilizado por los griegos en el año 300 AC. El uso de éste dispositivo se suspendió y revivió en el siglo 16, cuando una traducción al alemán de la palabra griega que describe la bomba fue publicada.

Se ha discrepado mucho sobre el verdadero creador empírico de ésta bomba, pero una de las crónicas más aceptadas es en la cual se atribuye la invención al inglés John Whitehurst en el año de 1775, *“fermentó su ingenio para construir un aparato con un principio de funcionamiento novedoso: accionaba manualmente un grifo en una tubería conectada a un tanque de abasto, en un nivel superior, para provocar el fenómeno físico conocido como golpe de ariete, que permitía elevar el líquido a un tanque de almacenamiento colocado a una altura mayor”* (Figura 1.1); aunque su aplicación no fue tan apetecida por el gran ruido y vibración propios de dicho equipo; además era manual. Este hydram fue capaz de levantar el agua hasta una altura de 4.9 m.

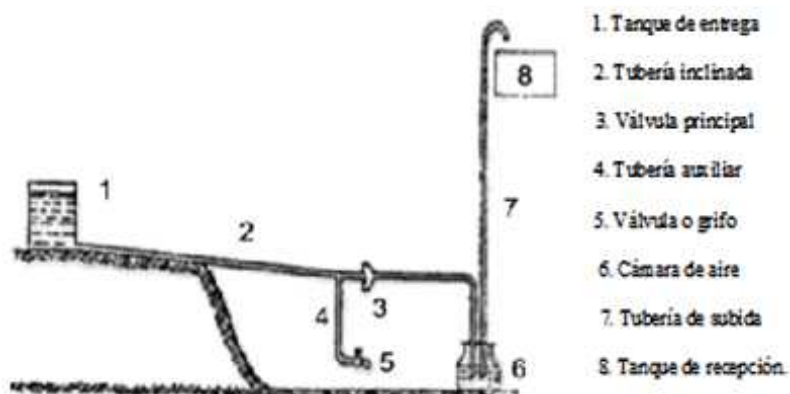


Figura 1.1. Esquema de funcionamiento del ariete ideado por John Whitehurst.

[Fuente: www.cubasolar.cu; 02-06-2010]

La invención, reconocida en 1776, y la posterior muerte del ilustre inglés fue precedida por investigadores que se ocuparon de añadir bondades al equipo y descubrir los secretos de su aparente magia. La sagacidad humana añadió elementos al invento cervecero, y seis años antes de que los dos famosos hermanos franceses: Joseph Montgolfier junto a su hermano Étienne, inventaran el globo aerostático, concibió un ariete autoactivante, en principio similar a los contemporáneos, aunque entonces lo denominó “le belier hydraulique” (el golpe hidráulico, traducido al español) (Figura 1.2). La mejora con la anterior radica en que ya no se utilizaba fuerza externa para abrir la válvula de impulso, sino la fuerza inherente del agua en movimiento se encargaba de realizar ésta tarea.

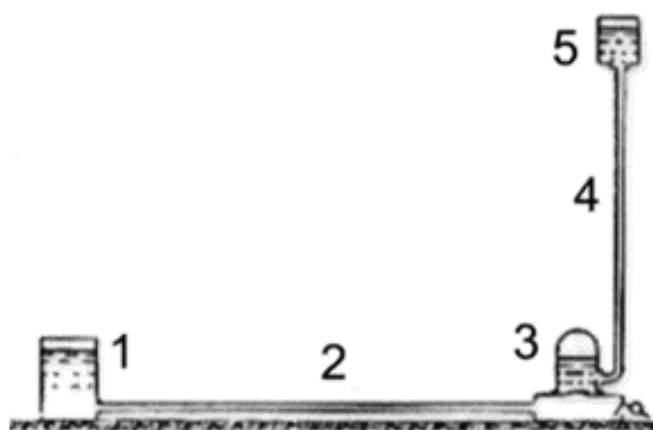


Figura 1.2. Ariete hidráulico ideado por Joseph Michael Montgolfier

[Fuente: www.cubasolar.cu; 02-06-2010]

El ariete hidráulico fue patentado en 1796, por Joseph Montgolfier, que como en la actualidad consistía en una máquina que aprovechaba únicamente la energía de un pequeño salto de agua para elevar parte de su caudal a una altura superior. Su trabajo fue mejorado por Pierre François Montgolfier, su hijo (1816), quien diseñó una válvula para introducir el aire en la cámara del hydram esto mejoró su rendimiento, se informó que bombeó a una altura de 48m.

A partir de su invención, el ariete hidráulico tuvo una amplia difusión por todo el mundo, como por ejemplo, en las fuentes del Taj Mahal en la India, o en el Ameer de Afganistán. El interés en las bombas de ariete, disminuyó en los años 50 y 60 a consecuencia del boom petrolero, además el abandono de su uso fue merced al avance arrollador de la bomba centrífuga.

1.1.2. CONFIGURACIÓN TÍPICA DE LA BOMBA DE ARIETE

La configuración generalizada es la presentada en la figura 1.3. Evidentemente, dicha arreglo varía de acuerdo al diseño y fabricación de cada elemento; sin embargo el principio sigue siendo el mismo.

En donde:

h: altura a la cual se eleva el agua, tomando como referencia el reservorio de suministro.

H: altura menor, distancia vertical entre la toma de agua y el punto más bajo del ariete.

A: reservorio de alimentación.

B: tubo de alimentación o impulso.

C: válvula de desperdicio, alivio, impulso o desahogo.

D: válvula de retención, entrega, descarga o servicio.

E: calderín de presión o cámara de aire.

F: tubería de descarga.

G: depósito de descarga.

K: válvula de admisión de aire.

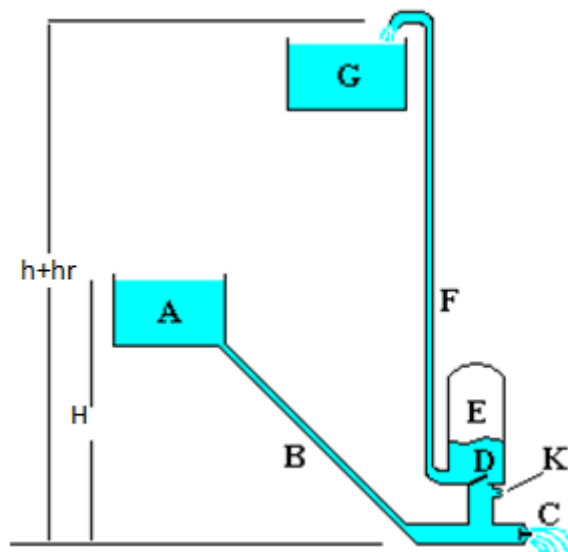


Figura 1.3. Configuración típica de la bomba de ariete.

[Fuente: wikipedia.org/wiki/Bomba_de_ariete; 26-05-2010]

1.1.3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La mecánica de fluidos reconoce al fenómeno denominado golpe de ariete, que ocurre debido a la alternancia de presiones de un fluido en movimiento, dentro de una tubería, motivado por el violento cierre o abertura de una válvula. Durante la fluctuación brusca de la presión, el líquido fluye a lo largo del conducto a una velocidad definida correspondiente a la de propagación de una onda sonora en el medio de trabajo. Por efecto de esta sobrepresión la tubería se dilata y el fluido se comprime volviendo a ambos por elasticidad a la posición inicial, éste efecto se repite estableciéndose un movimiento de presión oscilatorio cada vez con menor intensidad, hasta su anulación.

El ariete hidráulico, usa la energía potencial de un volumen de agua, comparativamente grande ubicado a una altura pequeña; para convertirla en una energía de presión, que sirve para bombear, por medio de la generación de una onda de alta presión, una menor cantidad de fluido a una cabeza mayor.

El hydram también puede compararse con un transformador eléctrico, ya que éste recibe una tensión baja (en voltios), con una corriente eléctrica relativamente alta (en amperios) y obtiene un régimen de mayor tensión y menor amperaje, y en el caso del ariete ocurre un proceso similar a nivel hidráulico: recibe un gran caudal

($Q + q$) con una baja carga (H) y obtiene un régimen de mayor altura (h) con un menor caudal (q).

A continuación se presenta en la figura 1.4 un modelo típico en corte, del ariete con todos sus componentes.

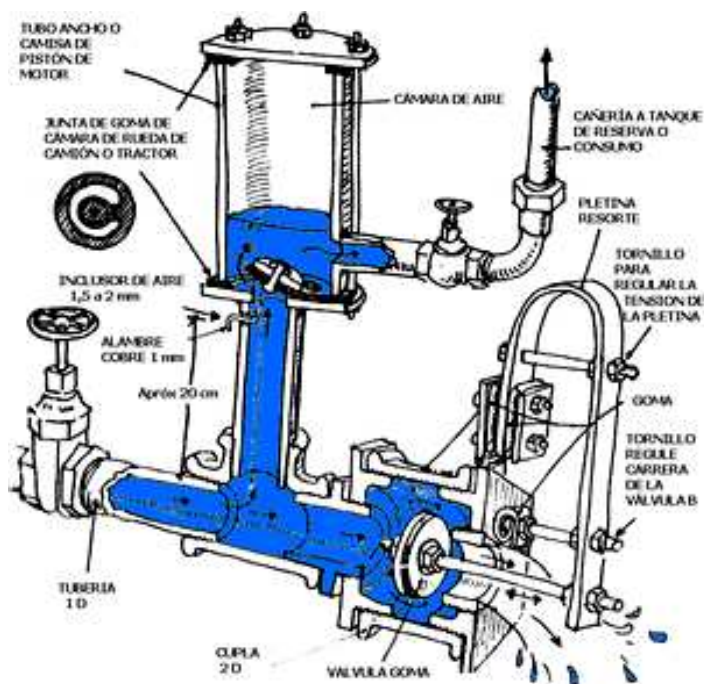


Figura 1.4. Presentación en corte del modelo típico de un ariete.

[Fuente: wikipedia.org/wiki/Ariete_hidr%C3%A1ulico; 01-06-2010]

Las bombas ram, tienen una operación que se rige a un ciclo hidráulico, el cual produce su ritmo característico durante su funcionamiento. El ciclo, a modo didáctico e ilustrativo se puede dividir en tres fases, la aceleración, la entrega y el retroceso, más adelante se ve que el proceso del hydram es complejo debido a la rapidez y simultaneidad de los fenómenos.

1.1.3.1. Ciclo hidráulico de la bomba de ariete

- **Aceleración.-** Cuando se llena el sistema, la válvula de impulso se cierra por la presión de la carga inicial de la presa y el agua pasa a la cámara de aire, hasta el nivel de la presa por el principio de los vasos comunicantes.

- **Entrega.-** Estando cerrada la válvula de impulso, se detiene bruscamente el desahogo de agua a través de ella. La cantidad de agua que ha descendido por la tubería de impulsión B, tiene una presión y energía considerable que debe ser disipada. Por equiparación de fuerzas permite la apertura momentánea de la válvula de salida; cuando la presión se eleva más alto que en la cámara de aire.

La válvula de salida, permanece abierta hasta que el agua en el tubo de impulsión, prácticamente ha disminuido y la presión en el cuerpo de la bomba cae por debajo de la de entrega.

- **Retroceso.-** El flujo restante en la tubería de impulsión, conserva cierta presión residual. Esto hace que la presión en el cuerpo de la bomba disminuya tanto como para que la válvula de impulso, se reabra automáticamente. El retroceso también aspira una pequeña cantidad de aire a través de la válvula de copa K. El aire se sienta debajo de la válvula de salida D, hasta el siguiente ciclo cuando se bombea el agua. Esto asegura que el tanque de aire E, permanezca lleno de aire para asegurar el amortiguamiento. Cuando se termina la energía de retroceso, el agua comienza a acelerarse por el tubo de impulsión B, y a través de la válvula de residuos C, a cielo abierto, comenzando el ciclo otra vez.

A lo largo del ciclo la presión en el tanque o cámara así como las fuerzas de agua hasta la tubería de la entrega; idealmente se consideran constantes gracias al aire de la propia cámara que actúa como un colchón atenuando los golpes bruscos. El ciclo de bombeo sucede muy rápidamente, típicamente de 40 a 120 veces por minuto.

Durante cada ciclo, sólo una pequeña cantidad de agua se bombea. Sin embargo, ciclo tras ciclo continuo e indefinido, una cantidad importante de ésta es elevada. Las salpicaduras de la válvula impulso, en el cauce de la corriente se conoce como "aguas residuales". Este término debe ser entendido como el único recurso que desaprovecha el equipo por tanto la eficiencia del mismo está dada como la relación del agua levantada a la de "aguas residuales". Por tanto se dice que éstas bombas poseen eficiencias bajas, típicamente de alrededor del 40%.

Debido a la naturaleza del ariete su instalación es conveniente, cuando existe suficiente agua disponible. Bajo este enfoque lo que se buscará es que el ariete desarrolle la máxima potencia posible sin que esto implique el máximo rendimiento.

1.1.4. CARACTERÍSTICAS DEL ARIETE HIDRÁULICO

Sus características generales son: no necesita combustible fósil ni electricidad, ni ningún impulsor en absoluto fuera del fluido, no necesita un mantenimiento permanente. Este sistema es más económico que los otros convencionales motorizados, no causa contaminación, su operación es segura no necesita mano de obra durante su operación y su costo de funcionamiento teóricamente es nulo; ya que éste dispositivo presenta únicamente dos partes móviles, la vida útil del equipo es larga, funciona continuamente las 24 horas del día. Ideal para terreno escarpado en donde se pueda realizar riego tecnificado además puede solventar otras necesidades como agua potable y finalidades agropecuarias.

En contraste se presenta las desventajas de éste tipo de equipos; una de las principales es la baja eficiencia, su operación se limita a cielo abierto donde haya la capacidad de reutilizar las aguas residuales; el flujo de suministro debe ser constante además de confiable. El acceso a la tecnología e información, dado que es un equipo que quedó en desempleo no es fácil encontrar innovaciones. En la toma de agua no debe haber entrada de aire por tanto es necesario hacer un reservorio de agua con cierta capacidad de volumen que permita un flujo continuo y guarde las condiciones de estabilidad y el sitio donde se ubica el ariete debe tener un desagüe por el agua que salpica.

Otro problema es el ruido ocasionado durante su operación, el mismo que puede ser controlado y reducido usando ciertos aditamentos de absorción de vibraciones sonoras, en lugares estratégicos como son: tanto en la válvula de impulso, como la unión de la cámara de aire con la tubería de entrega en los cuales se generan la mayor suma de ruidos. El ariete hidráulico, en su versión convencional, es un equipo pesado, voluminoso y relativamente costoso en comparación con otros.

Comparando entre las maneras de elevar agua la bomba de ariete puede ser una opción adecuada y con muchas ventajas sobre las demás pero a la vez en otros escenarios esto puede ser completamente inapropiado.

La poca difusión de los arietes puede atribuirse a que para su selección, instalación y calibración se requiere de equipos especializados y pruebas, además su funcionamiento no está completamente dilucidado y a la dificultad en su diseño hidráulico.

A continuación se muestra en la tabla 1.1, las relaciones de ventaja y desventaja en los tópicos más trascendentes, del ariete hidráulico con las bombas que más se usan en el medio.

Tabla 1.1. Comparación del ariete hidráulico con otras bombas.

Descripción	Bomba-Motor	Bomba-Eléctrica	Ariete
Energía externa	Si	Si	No
Lubricantes	Si	Si	No
Inversión inicial	Alto	Bajo	Medio
Mantenimiento	Si	Si	No
Confiabilidad	Alta	Media	Alta
Ruido	Alto	Medio	Medio-Alto
Eficiencia	Alto	Alto	Bajo

[Fuente: Propia]

1.2. ESTUDIO DE CAMPO

El Ecuador posee las características topográficas y recursos hidrográficos apropiados que permiten la implementación y utilización de la bomba de ariete hidráulico; especialmente en la región Interandina.

La necesidad creciente de utilizar el agua disponible, aún en algunas regiones húmedas, y el aumento en los costos para desarrollar nuevos recursos hidráulicos hacen imperativo que el agua sea aprovechada adecuadamente.

El ariete hidráulico será de beneficio para una hacienda, que se encuentra ubicada a 1764 msnm (metros sobre el nivel del mar) y a 25 minutos de la reserva geobotánica “Pululahua”, en la parte nor-oriental de la provincia de Pichincha en el cantón Quito, a cinco kilómetros del monumento “Mitad del Mundo”, en la vía Calacalí-La Independencia, denominada Niebli. La propiedad, se encuentra ubicada en una meseta, consta de dos áreas perfectamente cultivables, en este lugar se cuenta con la presencia de dos fuentes de agua; cuyas corrientes prácticamente rodean la extensión a ser regada.

El primer recurso hídrico está ubicado al lado oriente de las áreas a ser regadas, éste recurso se descarta como alternativa debido a la poca cantidad de agua de aproximadamente 1.5 lt/s, además la inclinación de la cual goza es muy pequeña para los propósitos planteados, como se aprecia en la fotografía 1.1. Posteriormente se usará el término cabeza; que en definición es la distancia vertical entre dos niveles de altura; ésta a la vez es una medida de presión.



Foto 1.1. Recurso hídrico de 1.5 lt/s, ubicado al lado este de la hacienda.

[Fuente: Propia]

El segundo recurso hídrico es el río Tanachi, se encuentra en la parte occidental de la hacienda a una altura de 1584 msnm, en el punto donde se ubicará el reservorio de alimentación; posee un caudal considerable que se aprecia en la fotografía 1.2, del mismo se aprovechará tan solo cierta parte, de acuerdo a los

requerimientos del diseño. La corriente de este río mantiene una inclinación de 50 grados, en una longitud de 150 metros, que se aprovechará para el tendido de la tubería de impulso.



Foto 1.2. Recurso hídrico del cual se aprovecha 8 lt/s.

[Fuente: Propia]

Partiendo de que, el caudal aprovechado será del río Tanachi, se presenta dos alternativas viables. Llegar con el agua a la cabeza superior de la hacienda donde existe un área cultivable de 10 hectáreas, a una altura de 1800 msnm, esta extensión se presenta en la fotografía 1.3. La ventaja de esta alternativa es que se encuentra a una distancia horizontal de 1.500 metros, de donde operará el ariete. Sin embargo tiene una diferencia de altura de 196 metros entre el reservorio de alimentación y la casa de hacienda.



Foto 1.3. Extensión de 10 hectáreas ubicada en la cabeza de la hacienda.

[Fuente: Propia]

La segunda alternativa es llegar a la otra zona cultivable que está ubicada a 1670 msnm, a 2,5 kilómetros horizontales del sitio de operación del hydram, y cuenta con una extensión de 12 hectáreas. La ventaja de esta área es que está a una altura menor a la alternativa anterior, como se aprecia en la fotografía 1.4,



Foto 1.4. Extensión de 12 hectáreas ubicada a 2,5 kilómetros del ariete.

[Fuente: Propia]

La elección de la alternativa lo dará el diseño que se desarrolla en el capítulo tres; el diseño se realiza a partir de la ubicación del reservorio de alimentación.

1.3. UBICACIÓN DE LA TOMA DE AGUA

La ubicación de la toma de agua es esencial en este tipo de bombas, por tanto se busca el lugar propicio donde quepa la construcción de un reservorio de alimentación. Además el sitio de cota del reservorio deberá ser tal que el agua llegue de forma natural al ariete.

El reservorio de alimentación debe cumplir con cierto volumen mínimo, permanente de agua para evitar la entrada de aire en el tubo de impulso por la formación de un remolino, se mantiene una distancia mínima, entre el espejo del agua en la presa y la entrada del tubo de impulso.

El aire que entra en el sistema de forma incontrolada se comprime en el momento del golpe de ariete, amortiguando parcialmente el impulso, lo cual resulta en pérdida de energía de bombeo y puede provocar inestabilidad o interrupción en el funcionamiento de la instalación. Por otro lado, existe la necesidad de mantener el nivel de aire en la cámara, que sirve como colchón de amortiguación contra la propagación de los golpes de ariete en el tubo de bombeo. Con éste fin se mantiene la válvula de aire suficientemente abierta, para compensar la fuga de aire por absorción en el agua.

Tomando en cuenta lo descrito se construirá el embalse en el río Tanachi, en un sitio denominado "La Chorrera", presentada en la foto 1.5; dado que la caída permanente de agua ha formado un embalse natural el cual se aprovechará de tal manera que la construcción civil del reservorio no sea costosa ni complicada. Otra ventaja que se tiene en este punto es la presencia de rocas volcánicas, las mismas que crean una trampa natural o filtro de impurezas.



Foto 1.5. Zona de ubicación del reservorio de alimentación.

[Fuente: Propia]

1.4. UBICACIÓN DEL ARIETE

El sitio para ubicar el ariete debe ser bien seleccionado, debe estar en un lugar, tal que se puedan escoger dos puntos; la fuente de aprovechamiento o reservorio de alimentación y, la ubicación misma del ariete. La distancia entre estos dos puntos dependerá de la altura que elevará la bomba. La selección del sitio para la instalación de los hydrams debe cumplir con las siguientes características:

- a) El terreno debe poseer ventajas topográficas para el tendido de la tubería de alimentación, desde el embalse de captación hasta la bomba, de tal forma que éste conducto quede perfectamente rectilíneo y rígido.
- b) Un flujo suficiente de agua desde el reservorio de suministro o alimentación que no arrastre impurezas y/o suciedades.
- c) Una caída de agua, con la altura H , de suministro constante, de manera que pueda proporcionar la potencia necesaria para la elevación del agua hacia el depósito de descarga.

La cabeza de suministro, está sujeta a algunas limitaciones. Si ésta es muy pequeña, la bomba no operará satisfactoriamente, debido a que el retroceso resultante de la columna de agua es inadecuado para abrir la válvula de impulso. De distinta manera si la cabeza del ariete es muy grande la eficiencia de la bomba decae. El hydram puede ser diseñado para elevar agua a grandes alturas, pero debe ser capaz de soportar las grandes exigencias de esfuerzos producidos por el alto incremento de presión. La máxima cabeza de presión que puede entregar el ram, depende principalmente del cambio de velocidad del agua al momento que la válvula de impulso se cierra, ésta característica está ligada íntimamente con el caudal y la pendiente del agua de alimentación. La relación de alturas h/H , debe ser la máxima posible. Esto se consigue ubicando el ariete en la posición más baja, el embalse de captación en el lugar más alto y el reservorio de acumulación en el más bajo que sea posible.

El hydram funciona entre 40 y 120 golpes por minuto y cuanto más lento sea el funcionamiento, más agua utiliza y bombea por tanto un diseño que consiga la operación suave del ariete aumentará la eficiencia de manera notable.

Con la finalidad de llevar a cabo las exigencias antes mencionadas, que requiere el ariete para su operación, se destina, el sitio de ubicación de la bomba la zona que se muestra en la fotografía 1.6.



Foto 1.6. Zona de ubicación del ariete hidráulico. Inclinación 50°.

[Fuente: Propia]

CAPÍTULO 2

MODELO MATEMÁTICO

2.1. ANTECEDENTES

La fusión de la teoría y la práctica deben aportar las claves cognitivas: desde Harza (1908), con el diseño de un equipo experimental accionado por un motor externo para determinar el caudal inestable durante el período de aceleración; O'Brien y Gosline (1933), quienes aportaron una primera explicación satisfactoria para el funcionamiento del ariete; Lansford y Dugan (1941), que obtuvieron informaciones razonables; Krol (1952), quien formuló conceptos útiles; o el modelo de Iversen (1975); hasta recientes indagaciones como las realizadas por Schiller y Kahangire en la Universidad de Ottawa, el belga Jan Haemhouts (1989-1998) e investigadores cubanos desde la década del noventa del pasado siglo. El funcionamiento del ariete hidráulico no está completamente dilucidado; en especial la dificultad de su diseño hidráulico; debido a la rapidez, simultaneidad y complejidad de los fenómenos involucrados.

El presente capítulo, analiza los modelos matemáticos existentes, concluyendo un modelo adecuado; cuya resolución permita conocer los valores máximos de las principales variables, que alcanzan en cada período o cambio de estado significativo; para cada elemento del ariete, de su funcionamiento, del papel de cada uno de éstos dentro del ariete, con miras a un entendimiento más detallado, que sirve posteriormente para un diseño mecánico procedente. Además de conseguir un sustento teórico más completo para la construcción de los hydrams.

Los partidarios de las formulaciones teóricas se empeñaron en determinar el índice del cambio de la velocidad variable de la columna de agua, durante cada período en el ciclo de trabajo del equipo.

La asunción del método exclusivamente teórico es imprecisa: las variables del proceso desbordan las exigencias de las fórmulas matemáticas si no se recurre a

la experimentación. Habría que incluir el comportamiento de las pérdidas de carga por fricción y turbulencia, la longitud del recorrido de la válvula de impulso.

A pesar de todas las ventajas que ofrece el ariete no han sido utilizados como deberían, por tanto su uso se reduce a pequeña escala, y no tan comercial. Los estudios que se han realizado alrededor del ariete pueden ser divididos en tres principales grupos:

2.1.1. MÉTODOS EMPÍRICOS

Se basa en pruebas experimentales con resultados no apoyados o correlacionadas por la teoría. Las fórmulas empíricas no son suficientes para la predicción de la operación del ariete ya que el proceso hidráulico depende de varias variables, las cuales son obviadas en el estudio.

2.1.2. MÉTODOS ANALÍTICOS

Usando las reglas básicas de la hidráulica y de la mecánica de fluidos se ha intentado acertar la tasa de cambio de la variable velocidad del agua en la tubería de impulso para cada período del ciclo. Estos métodos no fueron muy satisfactorios porque varios parámetros relacionados a la operación del hydram son obtenidos mejor por el método empírico.

2.1.3. MÉTODOS RACIONALES

Métodos basados en análisis teóricos del hydram con algunos parámetros determinados experimentalmente. Este es hasta ahora el método más exitoso para el estudio del funcionamiento de la bomba de ariete hidráulico.

2.2. ESTUDIO DEL FENÓMENO DE GOLPE DE ARIETE

De acuerdo al principio de funcionamiento del ariete, el cierre de la válvula de impulso, crea una suspensión súbita del movimiento del agua, como explica Massey, si el fluido es completamente incomprensible, y las paredes del tubo fuesen completamente rígidas, todas las partículas de la columna de agua deberían sufrir una detención simultánea por efecto del choque; tomando en cuenta la segunda ley de Newton, para detener todo el flujo instantáneamente, la desaceleración sería infinita, por ende la fuerza requerida también, que simplemente no es posible.

El fenómeno anterior se justifica por la compresibilidad del líquido, el cierre súbito de la válvula, no detiene instantáneamente a toda la columna de agua; sino a las capas del frente de la columna de agua en movimiento, las cuales están en contacto directo con la válvula. El resto de la columna alcanza reposo gracias al choque progresivo de capas anteriores con las posteriores ya en reposo, ésta es una forma discretizada, y macroscópica de entender el fenómeno.

Se puede apreciar entonces que en cualquier instante posterior al cierre de la válvula, pero anterior a aquel en el cual se ha detenido el líquido, existe en el tubo, una discontinuidad de condiciones que se presentan en la figura 2.1, que es la encargada de transmitir perturbaciones de estado dinámico, de las proximidades de la válvula, hacia el fluido aguas arriba hasta alcanzar el reservorio de alimentación. Evidentemente, debido a la compresibilidad del fluido, esto se hace a una velocidad finita que corresponde a la de la onda de propagación. Estudios realizados consideran que la velocidad con la que se transmite el estado dinámico, corresponde a una perturbación sonora en el medio de trabajo. El fenómeno anterior es conocido como rebote.

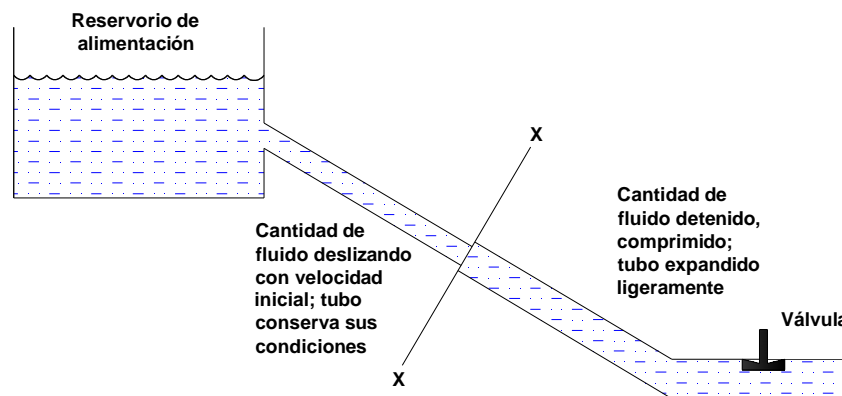


Figura 2.1. Representación discretizada del fenómeno ocurrido en el tubo de alimentación.

[Fuente: Propia]

El comportamiento de la onda puede ser perfectamente determinado con dos conceptos, cantidad de movimiento y energía, por otra parte los fluidos son capaces de transmitir perturbaciones producidas solo por fenómenos de compresión y extensión mas no de flexión o corte, en consecuencia en los fluidos, las condiciones se transmiten solo en forma longitudinal, esto ocurre hasta que la viscosidad disipe la energía intrínseca de la onda.

Por lo expuesto anteriormente, la elasticidad o compresibilidad del agua debe tomarse en cuenta cuando ocurren variaciones súbitas de presión; además en el ariete hidráulico, se tiene la superposición de otros fenómenos particulares, debido a la presencia de otra válvula conocida como de servicio, además de otros elementos como: cámara de aire, válvula de aire, en los cuales ocurren diferentes tipos de fenómenos; los cuales complican la elección del modelo matemático.

A pesar de la cantidad de variables y fenómenos simultáneos involucrados una correcta interpretación de los fenómenos que ocurren en un ariete especialmente diseñado como lo hizo Krol, brinda la oportunidad de crear un modelo matemático que junte los resultados experimentales con los teóricos. Así se ha logrado formular descripciones cualitativas bastante completas del funcionamiento del hydram. Sin embargo para tener resultados cuantitativos, los modelos matemáticos propuestos llegan a resultados que no son coincidentes, debido especialmente a que no hay uniformidad en las hipótesis, no toman en cuenta a

todos los elementos de la bomba, utilizan valores promedio de las variables y en general a que incurren en muchas simplificaciones para facilitar la resolución

Extensivas investigaciones fueron llevadas a cabo, para entender la operación característica del ram, obteniendo variables dependientes e independientes, bajo ciertas suposiciones éstas pueden ser reducidas a ocho. De las cuales cinco parámetros adimensionales, son necesarios para describir las variables dependientes estas son: el número de Reynolds, el número de Froude, el número de Mach, la relación entre las cabezas de suministro y entrega y el coeficiente de fricción del fluido.

El número adimensional de Reynolds.- es una relación o comparación entre los términos convectivos y los viscosos, sirve para caracterizar el tipo y movimiento del fluido:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} \quad \text{Ec.(2.1)}$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido

v : Velocidad característica del fluido

D : Diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido o longitud característica del sistema

μ : Viscosidad dinámica del fluido

En tuberías se cumplen las siguientes condiciones:

- Para valores de $Re \leq 2000$ el flujo se mantiene estacionario y se comporta como si estuviera formado por láminas delgadas.
- Para valores de $2000 \leq Re \leq 4000$ la línea del fluido pierde estabilidad formando pequeñas ondulaciones variables en el tiempo, manteniéndose sin embargo delgada. Este régimen se denomina de transición.
- Para valores de $Re \geq 4000$, después de un pequeño tramo inicial con oscilaciones variables, el fluido tiende a difundirse en todo el flujo. Este

régimen es llamado turbulento, es decir caracterizado por un movimiento desordenado, no estacionario y tridimensional.

El número adimensional de Froude.- relaciona el efecto de las fuerzas de inercia sobre las de gravedad que actúan sobre un fluido. Una expresión matemática para este número es:

$$Fr = \frac{v^2}{gl} \quad \text{Ec. (2.2)}$$

Donde:

v: Parámetro de velocidad

g: Gravedad

l: Parámetro de longitud

El número adimensional de Mach.- compara la velocidad máxima de las perturbaciones mecánicas del flujo con la del sonido. Dicha relación se puede expresar por la siguiente ecuación:

$$M = \frac{v}{v_s} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

v_s , es equivalente a 1224 km/h, o 340 m/s.

Coefficiente de fricción del fluido.- la pérdida de carga que tiene lugar en un conducto, representa la pérdida de energía de un flujo hidráulico a lo largo del mismo por efecto del rozamiento.

En el anexo B, se detallan varias fórmulas utilizadas en el cálculo de pérdidas de carga, con sus consideraciones correspondientes.

Krol, estableció que era posible predecir el comportamiento de cualquier ariete hidráulico automático, siempre y cuando las siguientes propiedades en una instalación se han determinado por separado:

- La pérdida de carga debida a la válvula de impulso
- Coeficiente de arrastre de la válvula de impulso
- Pérdida de carga en la tubería
- Perdida de carga durante el período de retroceso

2.2.1. COMPORTAMIENTO DE LA ONDA DENTRO DEL FUNCIONAMIENTO DEL ARIETE

El estudio del golpe o martillo de ariete tiene su fundamento en la “teoría de la onda elástica”, la cual implica el desplazamiento a una velocidad dada de las variaciones de presión a lo largo de una tubería.

La velocidad de la onda, es la del sonido dentro del sistema analizado, condicionada por el diámetro, el espesor y la elasticidad de la tubería además de propiedades físicas inherentes al fluido como densidad y compresibilidad. Se entiende por período crítico de una tubería el tiempo que se tarda una onda en desplazarse desde el origen de la perturbación hasta el extremo libre y su regreso. Además el tiempo de parada [T] es aquel intervalo entre la iniciación y terminación de la perturbación (duración del ciclo del golpe de ariete) en la vena líquida. Los factores más importantes que intervienen en el golpe de ariete son: la energía cinética, la aceleración de la gravedad, las pérdidas de carga y el movimiento de inercia del grupo de bombeo.

En la figura 2.2, se presenta el comportamiento, la secuencia de sucesos para un ciclo de cierre rápido de la válvula.

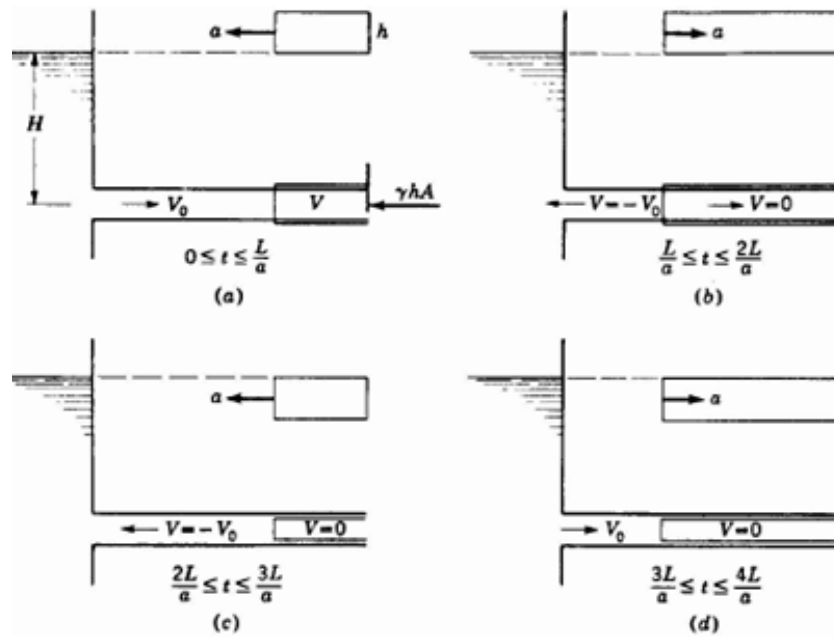


Figura 2.2. Secuencia de propagación de la onda.

[Fuente: Revista Ingeniería e Investigación]

En el instante en el que se cierra la válvula de impulso, el frente de la columna de agua se comprime, al mismo tiempo que su velocidad llega a cero. La alta presión que se desarrolla se mueve en dirección aguas arriba. Como la onda alcanza el extremo superior de la tubería de alimentación en el tiempo $t=L/c$, todo el líquido se encuentra bajo la carga adicional H , la cantidad de movimiento se ha transformado en energía elástica. Fig. 2.2 (a)

La cantidad de líquido contenida en el tubo expandido, comienza a escurrir con velocidad en el sentido contrario. La presión en el líquido vuelve a ser la de antes del cierre de la válvula, la pared del tubo vuelve a sus dimensiones originales y el líquido adquiere una velocidad V_0 , en sentido contrario al original, ahora va de la válvula hacia el tanque debido a la presión remanente. En el instante $2L/c$.

Como la válvula se encuentra cerrada, no se dispone de líquido que mantenga el escurrimiento a través de ella y por tanto se desarrolla una presión negativa ($-H$), tal que el fluido se frena otra vez hasta alcanzar el reposo.

Esta perturbación de baja presión que se propaga aguas arriba, haciendo que el fluido sucesivamente se detenga y logre un estado de reposo, al mismo tiempo

que se expande debido a la baja presión, ocasionando que las paredes del conducto se contraiga. (Si la presión estática en la tubería no es lo suficientemente alta para compensar la carga $-H$; de tal manera que la presión resultante sea mayor que la de vapor, el líquido se vaporizará parcialmente y continuará moviéndose hacia el tanque durante un período más largo). Fig. 2.2 (b)

En el instante en que la onda de presión negativa llega el extremo superior de la tubería, es decir, $3L/c$, el líquido se encuentra en reposo pero uniformemente a una carga menor, en $-H$, que la que se tenía antes del cierre, en éstas condiciones se tiene una vez más un desbalance en el tanque de alimentación, lo cual ocasiona que el fluido comience a moverse desde el tanque hacia la válvula, adquiriendo una velocidad V_0 . Figura 2.2. (c).

El momento que la perturbación llega a la válvula, las condiciones en el sistema son exactamente las mismas que se tenían en el instante del cierre de la válvula ocurrido en un tiempo $4L/c$ antes. Fig. 2.2 (d)

El proceso descrito anteriormente se repite con un período de $4L/c$. Los efectos de la fricción o rozamiento y la elasticidad imperfecta tanto en el fluido como en las paredes del conducto, despreciadas en la consideración anterior, ocasionan que las oscilaciones se amortigüen y que el fluido alcance finalmente el estado de reposo permanente. Si la interrupción de la válvula se lleva a cabo en un tiempo menor que $2L/c$, se llama cierre rápido, por el contrario si éste se efectúa en un tiempo mayor a $2L/c$ se denomina cierre lento.

2.2.2. ESTUDIO DEL FLUIDO DE TRABAJO

En la tabla 2.1, se presenta las propiedades del agua y variación de las mismas a las condiciones bajo las cuales operará la bomba de ariete hidráulico.

En los libros de la mecánica de fluidos, una manera de clasificación de los tipos de flujo es considerando cambios apreciables de su densidad es decir la tasa porcentual de variación de su volumen ante la presencia de una fuerza externa,

acorde a esta clasificación tenemos flujos compresibles, si son apreciables los cambios en su densidad; caso contrario se los conoce como incompresibles.

Una propiedad intrínseca del fluido que permite diferenciar entre los rangos de compresibilidad es el módulo de elasticidad volumétrica del fluido, el cual se define como la variación de la presión partido para el cambio asociado en el volumen:

$$E_v = \frac{dp}{dV/V} \quad \text{Ec.(2.4)}$$

La mayoría de los fluidos poseen un módulo de elasticidad volumétrica, relativamente grande que depende de la temperatura, como se indica en la figura 2.3:

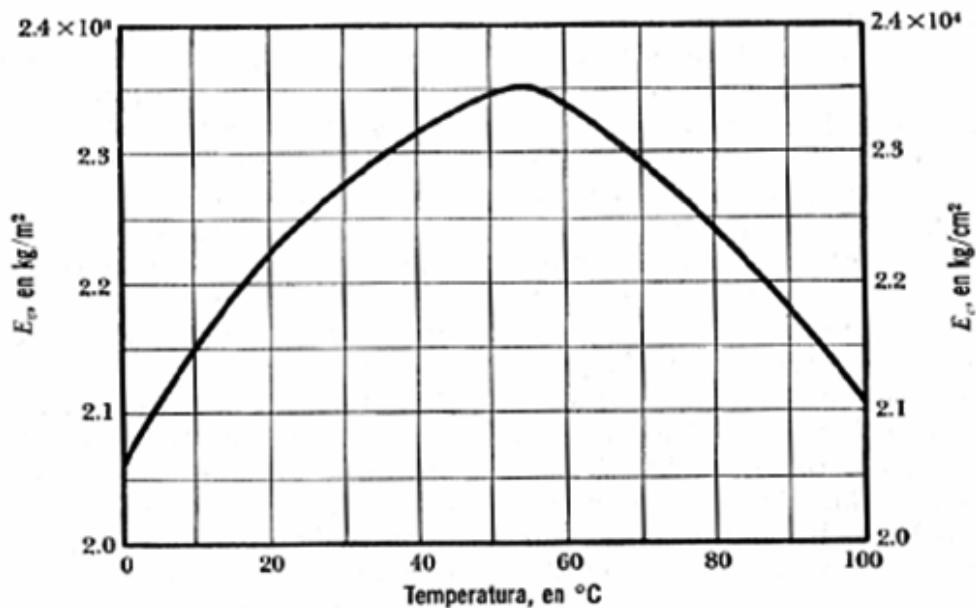


Figura 2.3. Variación del módulo de elasticidad con la temperatura.

[Fuente: www.imefen.uni.edu.pe/mfluidos/3ra-clase.pdf].

En las condiciones climáticas para las cuales se diseña la bomba, se usa un módulo de elasticidad de $2.07 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ [Pa], aproximadamente, si se considera una presión de servicio o entrega igual a la atmosférica de 101.3 [kPa], a manera de ejemplo aplicando la ecuación 2.4, se tiene:

$$E_v = \frac{dP}{dV/V}$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{dP}{E_v}$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{101.3 \text{ [KPa]}}{2.07 \times 10^6 \text{ [KPa]}}$$

$$\frac{dV}{V} = 0.0048\%$$

El valor de 0.0048% es el porcentaje de variación del volumen lo cual indica que la densidad apenas varía, por tanto se podría considerar el agua como flujo incomprensible idealmente, la aseveración anterior sugiere que no se generan ondas de choque, lo cual es contrario a la realidad, por la justificación dada en el apartado anterior.

A continuación se da una breve descripción de las propiedades presentadas en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Propiedades físicas del agua.

Temperatura (°C)	Peso específico (kN/m ³)	Densidad (kg/m ³)	Módulo de elasticidad (kN/m ²)	Viscosidad dinámica (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática (m ² /s)	Tensión superficial (N/m)	Presión de vapor (kN/m ²)
0	9,805	999,8	1,98 · 10 ⁶	1,781 · 10 ⁻³	1,785 · 10 ⁻⁶	0,0765	0,61
5	9,807	1000,0	2,05 · 10 ⁶	1,518 · 10 ⁻³	1,519 · 10 ⁻⁶	0,0749	0,87
10	9,804	999,7	2,10 · 10 ⁶	1,307 · 10 ⁻³	1,306 · 10 ⁻⁶	0,0742	1,23
15	9,798	999,1	2,15 · 10 ⁶	1,139 · 10 ⁻³	1,139 · 10 ⁻⁶	0,0735	1,70
20	9,789	998,2	2,17 · 10 ⁶	1,102 · 10 ⁻³	1,003 · 10 ⁻⁶	0,0728	2,34
25	9,777	997,0	2,22 · 10 ⁶	0,890 · 10 ⁻³	0,893 · 10 ⁻⁶	0,0720	3,17
30	9,764	995,7	2,25 · 10 ⁶	0,708 · 10 ⁻³	0,800 · 10 ⁻⁶	0,0712	4,24
40	9,730	992,2	2,28 · 10 ⁶	0,653 · 10 ⁻³	0,658 · 10 ⁻⁶	0,0696	7,38
50	9,689	988,0	2,29 · 10 ⁶	0,547 · 10 ⁻³	0,553 · 10 ⁻⁶	0,0679	12,33
60	9,642	983,2	2,28 · 10 ⁶	0,466 · 10 ⁻³	0,474 · 10 ⁻⁶	0,0662	19,92
70	9,589	977,8	2,25 · 10 ⁶	0,404 · 10 ⁻³	0,413 · 10 ⁻⁶	0,0644	31,16
80	9,530	971,8	2,20 · 10 ⁶	0,354 · 10 ⁻³	0,364 · 10 ⁻⁶	0,0626	47,34
90	9,466	965,3	2,14 · 10 ⁶	0,315 · 10 ⁻³	0,326 · 10 ⁻⁶	0,0608	70,10
100	9,399	958,4	2,07 · 10 ⁶	0,282 · 10 ⁻³	0,294 · 10 ⁻⁶	0,0589	101,33

[Fuente: METCALF & EDDY, INC. Mc Graw Hill. 3ª Edición (1995)]

Peso específico (γ): se define como el peso de una sustancia dividido entre el volumen que ocupa:

$$\gamma = \rho \times g \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Densidad (ρ): es la cantidad de masa presente por unidad de volumen:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ec.(2.6)}$$

Viscosidad dinámica (μ): la viscosidad es una magnitud física que mide la resistencia interna al movimiento de un fluido (resistencia al esfuerzo cortante).

Viscosidad cinemática (ν): representa la característica propia del líquido desechando las fuerzas que generan su movimiento.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ec.(2.7)}$$

Tensión superficial (σ): fenómeno por el cual la superficie de un líquido tiende a comportarse como si fuera una delgada película elástica y se debe a que en este punto la fuerza neta que experimentan las moléculas que lo componen es hacia el interior del mismo.

Presión de vapor (p_v): es la presión que ejercen las moléculas en estado vapor que han sido proyectadas fuera de la masa del líquido a través de una superficie libre debido a que presentan una elevada energía cinética adquirida en el choque con otras moléculas.

2.3. MÉTODOS DE ANÁLISIS DEL GOLPE DE ARIETE

Todos los métodos de síntesis de un flujo inestable en tuberías empiezan con ecuaciones de movimiento, continuidad o energía más ecuaciones de estado y otras relaciones de propiedades físicas. Estos métodos son discutidos brevemente en ésta sección bajo las siguientes clasificaciones:

1. Diferencial
2. Aritméticas
3. Graficas
4. Algebraicas
5. Implícitas
6. Análisis lineal
7. Características

2.3.1. ANÁLISIS DIFERENCIAL

Consiste en obtener las ecuaciones diferenciales del flujo transitorio, en una tubería. La expresión obtenida al aplicar la ecuación del movimiento o segunda ley de Newton es:

$$gH_x + vv_x + v_t + g\sin\alpha + f\frac{v|v|}{2D} = 0 \quad \text{Ec.(2.8)}$$

La ecuación obtenida al aplicar la ecuación de continuidad:

$$\frac{\dot{A}}{A} + \frac{\dot{p}}{p} + v_x = 0 \quad \text{Ec. (2.9)}$$

La ecuación 2.9 puede presentarse en función de la deformación, así:

$$\frac{\dot{p}}{E_v} + 2\dot{\epsilon}_t + v_x = 0 \quad \text{Ec. (2.10)}$$

La deducción de las dos ecuaciones se presenta en el anexo A. Donde el subíndice x o t significa derivada parcial respecto al espacio o al tiempo respectivamente y el punto ubicado encima de la variable denota la derivada total con respecto al tiempo.

2.3.2. MÉTODO ARITMÉTICO

El incremento máximo de presión puede ser obtenido de acuerdo a la siguiente ecuación, éste método deja de lado la fricción:

$$H \pm \frac{c}{g}V = \text{Constante} \quad \text{Ec.(2.11)}$$

El signo “mas” es para una onda de presión viajando del ariete al reservorio, y toma la forma:

$$H_A + \frac{c}{g}V_A = H_B + \frac{c}{g}V_B \quad \text{Ec.(2.12)}$$

En donde:

H: Es la presión generada por el golpe de ariete.

v: velocidad del fluido dentro de la tubería de alimentación.

c: rapidez de una onda de sonido dentro del medio de trabajo (agua).

Para el agua y bajo condiciones normales se tiene la siguiente aproximación para el cálculo de la velocidad de una onda sonora:

$$c = \left(\frac{E_v}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec.(2.13)}$$

La ecuación anterior es válida cuando una pequeña cantidad de aire está presente, el efecto de la elasticidad de la pared de la tubería llega a ser insignificante; que es el caso del ram ya que en cada ciclo una pequeña cantidad de aire es ingresada por la válvula de impulso.

Otra manera de calcular la velocidad del fluido se presenta a continuación, descrita por la siguiente expresión:

$$c = \sqrt{\frac{\frac{E_v}{\rho}}{1 + E_v \frac{D}{Ee}}} \quad \text{Ec.(2.14)}$$

Donde:

E: módulo de elasticidad (módulo de Young), del material de la tubería.

D: diámetro de la tubería

e: espesor de las paredes de la tubería.

2.3.3. MÉTODOS GRÁFICOS

Este método desprecia la fricción en su análisis teórico, pero utiliza los medios para hacer una corrección. La ecuación aritmética 2.12 integrada puede ser adaptada a una solución grafica presentada como líneas rectas en un H-V diagrama (H la ordenada y V la abscisa).

2.3.4. MÉTODO ALGEBRAÍCO

Las ecuaciones algebraicas son básicamente las dos características para ondas de pulso en las direcciones positiva y negativa de un tramo de tubería, éstas son escritas de manera que el tiempo es un subíndice; algunas veces un segundo subíndice es usado para indicar la locación de la tubería. Una ventaja particular es que la ecuación puede ser aplicada sobre varios tramos, pero usa el incremento de tiempo apropiado a un solo tramo (un tramo de longitud Δx , tiene un incremento de tiempo $(\Delta t = \frac{\Delta x}{c})$). Otra ventaja importante es que es fácilmente resuelta para pasos anteriores de tiempo, el cual proporciona la base del análisis de los flujos transientes.

2.3.5. MÉTODO IMPLÍCITO

Es un procedimiento de diferencias finitas que pueden ser utilizados satisfactoriamente para la solución de una clase de problemas de flujo inestable. El método es particularmente aplicable en situaciones donde la fuerza de inercia no es tan importante como los efectos de almacenaje. Es formulado de tal manera que el requerimiento de mantener una cierta relación entre el incremento de tiempo y el incremento de longitud sea ecuánime. Este método es más flexible para tratar con sistemas complejos, sin embargo es necesario usar una solución simultánea en cada incremento de tiempo.

2.3.6. MÉTODOS LINEALES

Para linealizar el término de fricción y otros términos no lineales en la ecuación de movimiento una solución analítica de las ecuaciones puede ser encontrada para oscilaciones sinusoidales de onda. Estos análisis pueden ser considerados en dos categorías: las fluctuaciones de equilibrio creados por una función de fuerza y libre de vibraciones del sistema. Este método no indaga dentro de la función fuerza, pero determina la frecuencia natural del sistema y proporciona información para la tasa de amortiguamiento de las oscilaciones cuando se interrumpe el esfuerzo. Por medio del análisis armónico, funciones periódicas complejas

pueden ser descompuestas en una familia de ondas sinusoidales, cada una de éstas pueden ser manejadas por las ecuaciones y obtener una solución completa.

2.3.7. MÉTODO DE LAS CARACTERÍSTICAS

Los modelos numéricos permiten analizar el comportamiento de la presión y la velocidad en el periodo transitorio e ir agregando otras variables en aras de obtener una exactitud solvente. Se pueden variar las condiciones de frontera para casos de cierre lento y rápido e ir incorporando los términos que se han despreciado. Estas posibilidades generan una flexibilidad inigualable frente a las rígidas soluciones teóricas con las cuales se obtienen resultados de las variables del fenómeno.

Este método emplea un esquema de diferencias finitas, para resolver las ecuaciones de masa y momento. Transforma las dos ecuaciones diferenciales parciales de movimiento y continuidad en cuatro ecuaciones, entonces son expresadas en forma de diferencias finitas usando el método de intervalos de tiempo especificados.

Sus ventajas son:

1. El criterio de estabilidad es firmemente establecido
2. Condiciones de frontera son fácilmente programados
3. Términos de menor importancia se podrá mantener si se desea
4. Sistemas muy complejos pueden ser manejados
5. Este tiene la mejor exactitud de cualquiera de los métodos finitos
6. Los programas son fáciles de depurar porque el estado estable satisface todas las condiciones

Sobre la base de las hipótesis anteriores las ecuaciones a modelar tienen como incógnitas a:

$$p = p(x, t) \quad y \quad v = v(x, t)$$

La presión y la velocidad de un elemento de fluido.

Reescribiendo las ecuaciones del movimiento y la continuidad se tiene:

$$L1 = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad \text{Ec.(2.15)}$$

$$L2 = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \text{Ec. (2.16)}$$

De las ecuaciones 2.15 y 2.16, la combinación lineal:

$$L = L_1 + \lambda L \quad \text{Ec. (2.17)}$$

Se verifica para cualquier valor real de λ ,

$$\lambda = \pm \frac{1}{\rho c} \quad \text{Ec. (2.18)}$$

$$\frac{dx}{dt} = \pm c \quad \text{Ec. (2.19)}$$

La ecuación 2.17 resulta:

$$\frac{dv}{dt} \pm \frac{1}{\rho c} + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Con una malla del espacio $[0, L]$, dividiéndola en n partes de tramo Δx , y tomando $\Delta t = \frac{\Delta x}{c}$, en los puntos de las diagonales de la figura 2.4, se cumple la ecuación 2.20.

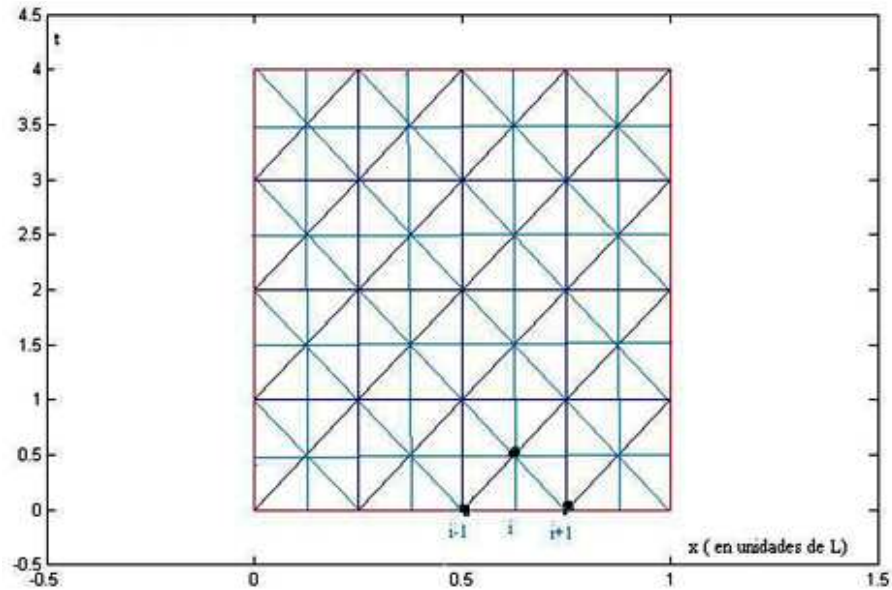


Figura 2.4. Malla x-t para el método de las características.

[Fuente: Internet]

Normalmente estas ecuaciones se expresan en función de la altura piezométrica y el caudal según las relaciones:

$$p = \rho gH \quad \text{Ec. (2.21)}$$

$$v = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. (2.22)}$$

Integrando la ecuación 2.17 en un triángulo de la malla x-t, desde A y B a P, de acuerdo a la figura 2.5, se obtienen las relaciones que determinan el caudal y la altura piezométrica del punto P en el tiempo t, en función de valores correspondientes a los nodos laterales A y B en un tiempo anterior.

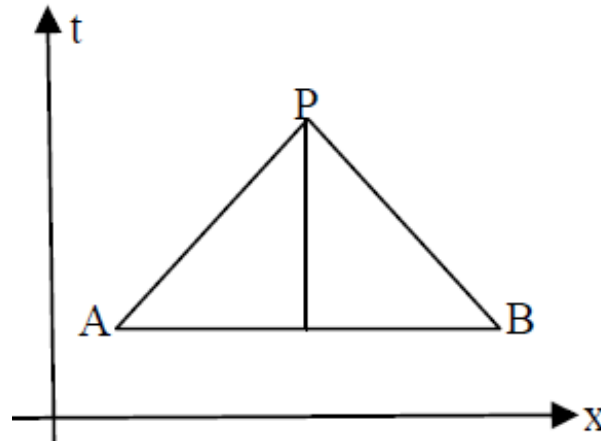


Figura 2.5. Triángulo de referencia del mallado x-t.

[Fuente: Internet]

Para generalizar, lo que sucede en los puntos de toda la malla, se relaciona el nodo A con el $i - 1$, el B con el $i + 1$ y el P con el i -ésimo. Se llega a determinar las ecuaciones de caudal y altura piezométrica para cada uno de los puntos intermedios en el tiempo t , en función de la información en los nodos laterales en el tiempo $t - \Delta t$ y con la ayuda de las condiciones de borde.

2.3.8. ESFUERZOS

En los recipientes cilíndricos sujetos a presión, se presentan esfuerzos radiales y tangenciales cuyo valor depende del radio del elemento en consideración. Para determinar el esfuerzo radial σ_r , y el esfuerzo tangencial σ_t se utiliza la hipótesis de que la deformación longitudinal es constante en toda la circunferencia del cilindro. En otras palabras, una sección transversal plana del cilindro permanece plana después de la carga al elemento tubular.

Para un tubo de paredes gruesas en el caso más general se tiene:

$$\sigma_t = p \frac{b^2 + R^2}{b^2 - R^2} \quad \text{Ec. (2.23)}$$

Donde:

b: es el radio exterior

R: es el radio interior

Los dos antes de la deformación; y también:

$$\sigma_r = -p \quad \text{Ec. (2.24)}$$

2.3.9. TIPOS DE SUJECIÓN DEL TUBO DE IMPULSO

Tres situaciones de sujeción o apoyo; en cuanto a la libertad de deformación axial, para una tubería de pared delgada son desarrolladas y se encuentra la velocidad de la onda para aquellos casos.

Se considera que el tubo tiene libertad de expandirse radialmente, y que en la instalación no pandea.

1. Tubo empotrado en su extremo aguas arriba.
2. Tubo sujetado en toda su extensión contra el movimiento axial.
3. Tubo sujetado con juntas de expansión a lo largo de sí mismo.

1.- Como el tubo está empotrado en su extremo aguas arriba, para contrarrestar la fuerza de tracción que se produce por la interrupción del flujo de agua cuando se cierra la válvula de impulso, se generan esfuerzos longitudinales en cada sección del tubo. Por equilibrio de fuerzas longitudinales, se establece la siguiente igualdad:

$$p\pi R^2 = \sigma_1[\pi(R + e)^2 - \pi R^2] = \sigma_1 e(D + e) \quad \text{Ec. (2.25)}$$

De donde:

$$\sigma_1 = p \frac{D^2}{4e(D+e)} \quad \text{Ec. (2.26)}$$

La deformación en la dirección tangencial está dada por:

$$\epsilon_t = \frac{\sigma_t}{E} - \nu \frac{\sigma_r}{E} - \nu \frac{\sigma_l}{E} \quad \text{Ec. (2.27)}$$

Donde:

ν : Relación de Poisson.

Combinando todas las ecuaciones anteriores con las ecuaciones de esfuerzos se tiene la siguiente ecuación de continuidad:

$$2 \frac{\dot{p}}{E} \left[\frac{b^2 + R^2}{b^2 - R^2} + \nu - \nu \frac{D^2}{4e(D+e)} \right] + \frac{\dot{p}}{E_v} + v_x = 0 \quad \text{Ec. (2.28)}$$

Simplificando la ecuación 2.28 se tiene:

$$\dot{p} \left(\frac{Dc_1}{eE} + \frac{L}{E_v} \right) + v_x = 0 \quad \text{Ec. (2.29)}$$

Donde:

$$c_1 = \frac{2e}{D} (1 + \nu) + \frac{D}{(D+e)} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \quad \text{Ec. (2.30)}$$

Ahora sea:

$$c^2 = \frac{1}{\rho} \left(\frac{Dc_1}{eE} + \frac{1}{E_v} \right) = \frac{E_v}{\rho \left[1 + \left(\frac{E_v}{E} \right) \left(\frac{D}{e} \right) c_1 \right]} \quad \text{Ec. (2.31)}$$

La ecuación de la continuidad se reduce a:

$$\frac{\dot{p}}{\rho} + c_1^2 v_x = 0 \quad \text{Ec. (2.32)}$$

Si $D \gg e$, entonces la ecuación se puede aproximar a:

$$c_1 = 1 - \frac{\nu}{2} \quad \text{Ec. (2.33)}$$

2.- Tubo sujetado en toda su extensión:

El tubo no se expande longitudinalmente porque los sujetadores a lo largo del tubo se lo impiden. Considerando que la expansión longitudinal es nula ($\epsilon_L=0$), se encuentra para este caso un valor de la constante “ c_1 ”, igual a:

$$c_1 = 2 \frac{e}{D} (1 + \nu) + \frac{D(1-\nu^2)}{D+e} \quad \text{Ec. (2.34)}$$

Si $D \gg e$, se puede aproximar a:

$$c_1 = 1 - \nu^2 \quad \text{Ec. (2.35)}$$

3.- Tubo sujetado con juntas de expansión:

Gracias a las juntas de expansión, el tubo no soporta esfuerzos longitudinales ($\sigma_L=0$), y se tiene el valor de “ c_1 ”, que se indica a continuación:

$$c_1 = \frac{2e}{E} (1 + \nu) + \frac{D}{D+e} \quad \text{Ec. (2.36)}$$

Si $D \gg e$, se puede aproximar a:

$$c_1 = 1 \quad \text{Ec. (2.37)}$$

2.4. DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO

Se presenta el estudio del fenómeno golpe de ariete desde distintas disciplinas: Mecánica de los Fluidos, Matemática avanzada y características propias físicas como geométricas. Se hacen distintos supuestos para lograr modelos dinámicos simples y que tengan una correlación.

El modelo desarrollado se basa en las ecuaciones diferenciales de balance de masa, de cantidad de movimiento y de energía; además de algunas ideas de los modelos matemáticos citados posteriormente, para flujo unidimensional del agua contenida en el tubo de impulso en términos de dos variables dependientes:

caudal y carga y dos independientes: posición y tiempo. Por su generalidad éstas ecuaciones son válidas en todo el ciclo y constituyen la parte medular del modelo matemático propuesto.

La condición de borde en el extremo aguas arriba del tubo de impulso es permanente y está dada por una ecuación que representa al reservorio de alimentación. En el otro extremo aguas abajo se determina resolviendo un sistema formado por ecuaciones que representan a cada uno de los elementos que están aguas abajo del extremo: válvula de impulso, codo, válvula de aire, válvula de servicio, cámara de aire y tubo de servicio. En algunos casos el mismo elemento tiene diferente comportamiento durante el ciclo por tanto cambian sus ecuaciones y por ende las condiciones de contorno.

En el ariete, los únicos elementos móviles son las válvulas, por lo que las condiciones dinámicas, bajo las cuales trabajan los demás elementos, estarán determinadas por la posición que se encuentre cada válvula a lo largo del tiempo. En ésta forma, se representa el funcionamiento del ariete tal cual sucede en la práctica, con solo dos particularizaciones en su funcionamiento; las cuales no están lejos de la realidad; estas son:

1.- Se supone cierre y apertura instantánea de la válvula de servicio.

2.- Se considera la presencia de la válvula de aire, únicamente durante el arranque hasta que el ariete alcance su régimen de funcionamiento permanente o cíclico. Se considera que el ingreso de ésta masa de aire, a la cámara ocurre instantáneamente, cuando se abre el paso de servicio.

Una vez que el funcionamiento del ariete, se estabiliza, se considera que no hay ingreso ni egreso de aire, es decir, no se toma en cuenta la mezcla del aire con el agua bombeada, pero tampoco la masa de aire que entra por la válvula de aire para compensar dicha pérdida, fenómenos que en la realidad ocurren.

En adelante, se realiza la transformación de ésta descripción a ecuaciones. Hasta aquí, se ha puesto especial énfasis en no descuidar los aspectos cualitativos más importantes que ocurren en el ciclo; de tal manera que cualquier desviación del

modelo, respecto a la realidad, se debe únicamente a las aproximaciones necesarias en el planteamiento y resolución de las ecuaciones.

En el capítulo anterior se dio un ciclo hidráulico básico de la bomba de ariete, en este agregado se profundiza en su estudio con el propósito de determinar las principales variables, los valores críticos que alcanzan y la ecuación que describe el comportamiento de cada uno de los elementos a cualquier instante.

Para un conveniente desarrollo del modelo matemático se deben considerar dos estados de la bomba de ariete.

- a. En el arranque mismo del ariete.
- b. Cuando ha superado dicho arranque, y presenta un comportamiento cíclico, totalmente diferente al anterior.

2.4.1. ARRANQUE DEL ARIETE HIDRÁULICO

Se tiene una serie de procesos aleatorios. El arranque abarca los primeros ciclos de funcionamiento hasta cuando los resultados de un ciclo sean iguales a los de un anterior.

A continuación se detalla las condiciones en el arranque de la bomba:

1. La válvula de impulso permanece cerrada, el tubo de alimentación se encuentra en un lleno total de agua en reposo; estas dos condiciones son imprescindibles para un adecuado arranque del ariete.
2. Se abre manualmente la válvula de impulso, si esta no se logra abrir se tiene dos métodos: esperar que el agua se desfogue por la válvula de aire o desarmar la válvula de impulso y dejar que el agua se libere del cuerpo del ariete; así se tiene una presión atmosférica en la válvula de impulso y el reservorio de alimentación por el principio de los vasos comunicantes.
3. La válvula de impulso se mantiene abierta, hasta que la corriente de agua proveniente del reservorio de alimentación se estabilice.
4. Una vez estabilizada la corriente, se libera la válvula de impulso, ésta acción provoca un incremento de presión, que se aprovecha para la

apertura de la válvula de servicio y el agua pasa a la cámara de aire. Luego de un momento descenderá la presión la válvula de servicio se cerrará y la de impulso se reabrirá automáticamente. Cumplidas todas las condiciones anteriores el ariete ya debe tener un funcionamiento autónomo. Si no se alcanza un patrón cíclico en su operación se deberá repetir los pasos del 1 al 4.

5. Luego de varios golpes el tubo de alimentación se habrá llenado completamente; de aquí para adelante se alcanzarán los requerimientos planteados como son caudales y alturas de servicio; pero teniendo en cuenta que no varíen las condiciones de alimentación del caudal: tanto el caudal como la cabeza de presión estática.

2.4.2. COMPORTAMIENTO CÍCLICO DEL ARIETE

Se describe en forma detallada; tanto cualitativa como cuantitativa el comportamiento cíclico del ariete en base a los modelos presentados consecuentemente y publicaciones de algunos autores.

Los periodos del ciclo hidráulico son interdependientes; razón por la cual no se los puede analizar de manera aislada, la partición en períodos está dado básicamente por estado de válvulas y fenómenos inherentes al ariete.

2.5. MODELOS MATEMÁTICOS EXISTENTES

En éste agregado se realiza una descripción de los estudios más destacados, realizados en torno a los modelos matemáticos del ariete.

Aparte del modelo de Krol, que se presenta como el modelo más completo se presenta cuatro modelos sobresalientes de los cuales se aprovecha las características más relevantes.

HIPÓTESIS GENERALES PARA TODOS LOS MODELOS

1.- Tipo de flujo: Flujo unidimensional a lo largo del tubo de impulsión.

2.- Pérdidas de carga: Los factores de pérdida de carga en los diferentes elementos del ariete, se determinan experimentalmente en condiciones de flujo estacionario y se los utiliza en el modelo durante el flujo transiente.

Se consideran las pérdidas bajo un análisis de parámetros concentrados; no se considera que las caídas de presión ocurran en cada punto a lo largo del conducto, sino se hace el estudio en cada uno de sus extremos. Además estos no cambian con la variación de la velocidad.

3.- Elementos considerados: Ningún modelo considera cuantitativamente la presencia de la cámara como de la válvula de aire.

4.- El cierre de las válvulas se consideran instantáneos: Es decir no poseen inercia. Esta restricción es necesaria por la escasez de conocimiento sobre el comportamiento dinámico de la válvula.

5.- Sólo la velocidad de flujo y variaciones de diferencia de presión promedio son considerados en el sistema.

2.5.1. MODELOS DE IVERSEN (1975), SLACK (1984), Y NG (1985)

Considera la válvula de impulso; pero únicamente en dos aspectos: como elemento que provoca pérdidas de carga y como causante de división del ciclo en dos etapas:

a.- Cuando está abierta: Aceleración o impulso, y

b.- Cuando está cerrada: Desaceleración o bombeo.

Se considera la presencia de la válvula de servicio, como componente que contribuye en la pérdida de carga durante el bombeo.

2.5.2. MODELO DE SCHILLER

Utiliza las ecuaciones del modelo anterior con consideraciones que mejoran la precisión en la obtención de datos.

2.5.2.1. Pérdida de carga durante el bombeo

Se considera que la pérdida de carga “hr”, durante el período de bombeo (período en el que ocurre la desaceleración de la columna de agua en el tubo de impulso), se puede expresar por la ecuación:

$$hr = cr \left(1 - \frac{h}{h_{max}} \right) \quad \text{Ec.(2.38)}$$

Donde:

cr: es un coeficiente experimental de pérdida de carga en el período de bombeo.

hmax: es la carga de servicio máxima que el ariete puede desarrollar en exceso, sobre la carga de alimentación.

2.5.3. MODELO DE LANSFORD Y DUGAN

En éste modelo se propone obtener una relación entre la velocidad de la columna de agua en el tubo de impulso con el tiempo, para cada uno de los 6 períodos en los cuales Lansford y Dugan, dividen al ciclo hidráulico del ariete. A partir de éstas relaciones se pueden encontrar la cantidad de agua bombeada y desperdiciada además del tiempo consumido en un ciclo.

2.5.4. MODELO MATEMÁTICO DE KROL

Dado al gran análisis al cual ha sido objeto el ariete posee un sinnúmero de modelos matemáticos, como se presentó anteriormente. Pese a ello el modelo que se encuentra más desarrollado, es el de Krol, que presenta una correlación satisfactoria de lo teórico con lo experimental. Dada su gran exactitud para tareas

de ingeniería se usa éste modelo para obtener las principales variables del hydram.

2.5.4.1. Teoría de Krol

Krol, utiliza las ecuaciones del modelo de Schiller, y utiliza un modelo teórico experimental, además para un estudio aceptable divide al ciclo hidráulico del ariete en siete periodos, a los cuales aplica las leyes generales físicas. Su teoría está sustentada con el estudio experimental de un ariete especialmente diseñado para este fin.

Esta teoría presenta una desviación máxima del 15% entre lo teórico y lo experimental. Las variables que se pueden regular son:

- a. La cabeza de entrega
- b. La longitud de la carrera de la válvula de impulso
- c. El peso de la válvula de impulso
- d. Tipo de válvula de servicio
- e. Volumen de la cámara de aire

2.5.4.2. Consideraciones generales dentro del ciclo de Krol

- a. El factor $1 + \Sigma j + 4f\left(\frac{L}{D}\right)$, se lo calcula en estado estable y se lo usa como constante.
- b. Se desprecia la carga de fricción durante los periodos 1 y 7.
- c. La velocidad del agua al final del periodo 2, es igual a la velocidad del agua al final del periodo 3. Como se aprecia en la figura 2.16.

Cuando la tubería de conducción se considera fija y libre de expansión radial, como se explica en el apartado 2.3.9, se determinó que de acuerdo a la teoría de empaques el modulo elástico equivalente para la tubería y el fluido es:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{E_v} + \frac{D}{t_p E}} \quad \text{Ec. (2.39)}$$

Introduciendo el modulo de poisson ν , se establece la relación para encontrar módulos elásticos para cualquier tipo de sujeción. Para sujeción que permita una expansión radial y longitudinal se tiene:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{E\nu} + \frac{r}{2t_p E(1-2\nu)}} \quad \text{Ec. (2.40)}$$

El desarrollo del modelo de Krol, implica considerar algunos factores de carácter experimental que son:

1.- Pérdidas menores h_m , y por fricción h_f , que son calculadas en base a las siguientes formulaciones:

$$h_m = \sum_j \frac{v_j^2}{2g} \quad \text{Ec. (2.41)}$$

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ec. (2.42)}$$

2.- Pérdidas por turbulencia en la válvula de impulso:

$$h_{\text{turb}} = R_{(s)} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ec. (2.43)}$$

R_s : coeficiente de pérdida de carga en la válvula de impulso, función de la carrera o desplazamiento de la misma válvula, figura 2.6.

Estas se determinan aplicando la ecuación de la energía o Bernoulli, entre el tanque de suministro y el asiento de la válvula de impulso.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gH_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gH_2 + \text{pérdidas} \times g \quad \text{Ec. (2.44)}$$

En donde se aplica las condiciones de borde:

$$v_1 = 0; p_1 = 0; H_1 = H; p_2 = 0; H_2 = 0$$

$$\text{Pérdidas} = h_m + h_f + h_{\text{turb}}$$

$$gH = \frac{v_2^2}{2} \left(1 + \Sigma j + f \frac{L}{D} + R_{(s)} \right) \quad \text{Ec.(2.45)}$$

Donde:

$$R_{(s)} = \left(\frac{2gH}{v_2^2} \right) - \left(1 + \Sigma j + f \frac{L}{D} \right) \quad \text{Ec. (2.46)}$$

Expresión que permite el cálculo de Rs, para diferentes posiciones de la válvula, Krol determinó experimentalmente para:

$$1 + \Sigma j + f \frac{L}{D} = 27,1 \quad \text{Ec. (2.47)}$$

La relación:

$$R_{(s)} = \frac{2.43 - 1.06 \times s + 10^{(0.95 - 13.3 \times s)}}{s} \quad \text{Ec. (2.48)}$$

3.- La determinación de la fuerza de arrastre que ejerce el agua cuando choca en el asiento de la válvula de impulso, se dá en base al coeficiente de arrastre $\Phi_{(s)}$, que es determinado experimentalmente.

La fuerza intercambiada entre el agua y la válvula:

$$F = \int \bar{v} (\rho \bar{v} d\bar{A}) \quad \text{Ec. (2.49)}$$

O en ecuación escalar:

$$F = \rho v^2 A \quad \text{Ec. (2.50)}$$

Que debe ser igual al peso de la válvula de impulso o a la energía elástica correspondiente para el caso de uso de un resorte.

$$F = W = K_r s \quad \text{Ec. (2.51)}$$

$$\therefore W = v_2 \rho v_2 A_2 + v_1 \rho v_1 A_1$$

Donde: $v_1=0$, por lo que:

$$W = \rho v_2^2 A_2$$

$A_2=A$, área del asiento de la válvula.

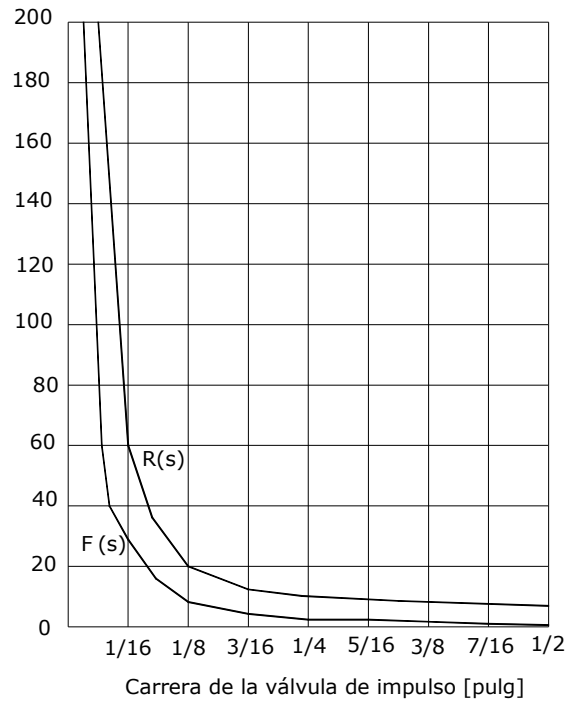


Figura 2.6. Coeficientes R_s y Φ_s , como funciones de la carrera.

[Fuente: Propia]

Debido a que la geometría de la válvula de impulso afecta al valor de la fuerza de arrastre, la ecuación anterior se corrige por el coeficiente de arrastre Φ , de tal manera que, para el caso de una válvula con resorte:

$$W = \Phi_{(s)} K_r \times s \quad \text{Ec. (2.52)}$$

Como se dijo anteriormente, Φ , depende de la carrera de la válvula, entonces Krol encontró la siguiente relación:

$$\Phi_{(s)} = \frac{0.345 - 0.275 \times s + 10^{(0.52 - 6.85 \times s)}}{s} \quad \text{Ec. (2.53)}$$

4.- hr, pérdidas en el periodo de bombeo, las cuales se expresan mediante:

$$hr = \frac{v_3^2}{2g} \left[f \frac{2h}{D} + \Sigma j(\text{tub. impulso}) \right] \left(1 - \frac{h}{h_{\max}} \right) \quad \text{Ec. (2.54)}$$

2.5.4.3. Ecuaciones fundamentales

Este modelo se desarrolla a partir de las dos ecuaciones fundamentales:

Ecuación del movimiento:

$$H - \left[1 + \Sigma j + 4f \left(\frac{L}{D} \right) \right] \frac{v^2}{2g} = \frac{L}{g} \frac{dv}{dt} \quad \text{Ec. (2.55)}$$

Y la ecuación básica del golpe de ariete:

$$\Delta H = -\Delta v \frac{c}{g} \quad \text{Ec. (2.56)}$$

Estas ecuaciones se aplican en cada período, integrándolas entre límites particulares. Se plantean también ecuaciones de transformación de la energía cinética en energía elástica.

2.5.4.4. Períodos del modelo de Krol

El análisis realizado por este autor divide el ciclo completo de funcionamiento del ariete en siete períodos, para un ciclo permanente; basándose en su equipo experimental, y en el diagrama del ciclo presentado en la figura 2.16, que son detallados a continuación:

PERÍODO 1.- Este período también es conocido como de aceleración ya que la masa de agua se desperdicia hasta adquirir una energía cinética suficiente para iniciar el cierre de la válvula. Se inicia el período en un instante del ciclo en el que por efectos del ciclo anterior, el agua ha retornado hacia el reservorio una distancia “y”, desde el extremo inferior del tubo de impulso. Figura 2.7.

La presión en el cuerpo del ariete es la atmosférica y al agua en el tubo de alimentación está completamente en reposo; estado que será cambiado por la acción de la carga de agua del reservorio de alimentación.

Por otro lado la válvula de servicio o entrega se mantiene en su asiento o cerrada gracias a la carga de servicio que actúa en ella. Se forma una bolsa de aire; ésta pequeña cantidad de aire se asegura gracias al vacío o succión que se genera en los alrededores de la válvula de impulso por efecto del desperdicio de agua.

Una vez que el frente de la columna de agua hace contacto con la válvula de impulso, el período 1, finaliza.

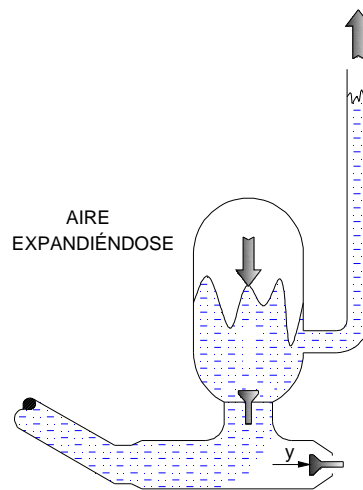


Figura 2.7. Período 1 del ciclo del ariete hidráulico. Aceleración.

[Fuente: Propia]

La ecuación de movimiento 2.55, puede ser escrita en la forma 2.57, dado que las pérdidas en éste período se consideran insignificantes

$$H = \left(\frac{L}{g}\right) \frac{dv}{dt} \quad \text{Ec. (2.57)}$$

Durante éste período, la columna de agua tiene que recorrer la distancia “y”, lo que implica que:

$$v = \frac{dy}{dt} \quad \text{Ec. (2.58)}$$

Al reemplazar en la ecuación 2.57:

$$H = \frac{L}{g} \frac{d^2y}{dt^2} \quad \text{Ec. (2.59)}$$

Integrando éstas ecuaciones bajo las condiciones de borde obtenemos el tiempo y la velocidad del ciclo 1.

$$t_1 = \sqrt{\frac{2Ly}{gH}} \quad \text{Ec. (2.60)}$$

$$y = \frac{Hg}{L} t^2$$

$$v_1 = \frac{gH}{L} t_1 \quad \text{Ec. (2.61)}$$

PERÍODO 2.- Este período se encuentra ilustrado en la figura 2.8. La válvula de impulso permanece abierta y el agua continúa acelerándose, a medida que se incrementa la velocidad de la corriente de la columna de agua, aumenta la fuerza de arrastre, hasta llegar a desequilibrar la carga del resorte. La velocidad llega a un valor para el cual la fuerza de arrastre producido:

$$W = A \times \rho \times \Phi(s) \times v^2 \quad \text{Ec. (2.62)}$$

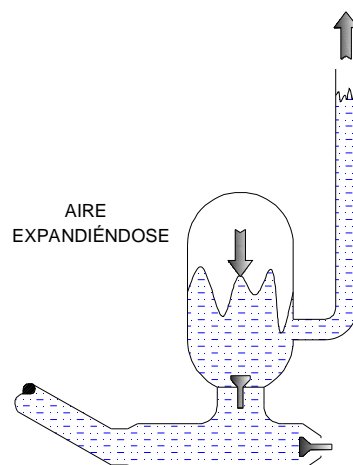


Figura 2.8. Período 2 del ciclo del ariete hidráulico. Aceleración.

[Fuente: Propia]

$$\text{Farrastre} = \frac{\Phi_{(s)} A \gamma v_2^2}{g} \quad \text{Ec. (2.63)}$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{Wg}{\Phi_{(s)} A \gamma}} \quad \text{Ec. (2.64)}$$

Durante el período 2, las pérdidas no son despreciables por lo que deben ser consideradas en el modelo.

La integración de la ecuación de movimiento 2.55, bajo las condiciones de borde:

$$\begin{cases} t = t_1 \\ t = t_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} v = v_2 \\ v = v_1 \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q = 0 \\ Q = Q_2 \end{cases}$$

Da como resultado:

$$t_2 = \text{Ln} \left[\left(\frac{\frac{1-B_2}{1+B_2}}{\frac{1-B_1}{1+B_1}} \right)^{\frac{L}{B}} \times e^{B_3} \right] \quad \text{Ec. (2.65)}$$

$$B = \sqrt{2gMH} \quad \text{Ec. (2.66)}$$

$$B_1 = \sqrt{\frac{2\Phi_{(s)} A H \gamma}{WM}} \quad \text{Ec. (2.67)}$$

$$B_2 = \sqrt{\frac{L}{My}} \quad \text{Ec. (2.68)}$$

$$B_3 = \sqrt{\frac{2Ly}{gH}} \quad \text{Ec. (2.69)}$$

La cantidad de agua desperdiciada a través de la válvula de impulso en un tiempo diferencial dt , es:

$$dQ = Avdt \quad \text{Ec. (2.70)}$$

$$dQ = Av \frac{L}{gH - \frac{Mv^2}{2g}} dv \quad \text{Ec. (2.71)}$$

La ecuación 2.71, al ser integrada bajo las condiciones de borde:

$$Q_2 = \frac{\pi D^2 L}{4M} \text{Ln}Z \quad \text{Ec. (2.72)}$$

Donde:

$$Z = \frac{\frac{2gH}{M} - v_1^2}{\frac{2gH}{M} - v_2^2} \quad \text{Ec. (2.73)}$$

La condición límite para el peso de la válvula (W_{\max}), para que ésta pueda cerrarse se determina de la ecuación anterior. Si el tiempo de cierre es infinito implica que la válvula no se cierra y que el caudal también es infinito.

De acuerdo a la ecuación 2.73, se tiene Z , es infinito para:

$$\frac{2gH}{M} - v_2^2 = 0 \quad \text{Ec. (2.74)}$$

Reemplazando la ecuación de la velocidad se obtiene el peso de la válvula crítica:

$$W_{\max} = \frac{2AH\gamma\Phi(s)}{M} \quad \text{Ec. (2.75)}$$

Por tanto el peso puede estar entre los valores: $[0 < W < W_{\max}]$

PERÍODO 3.- Usando la segunda ley de Newton, Krol, plantea una ecuación para el tiempo del cierre de la válvula de impulso, en función de los siguientes parámetros: La altura del reservorio (H), longitud y diámetro del tubo de impulso, carrera y diámetro en la válvula de impulso, masa total en la válvula de impulso,

densidad, gravedad y los coeficientes de pérdida de carga. La velocidad es tal que la fuerza de arrastre que actúa en el asiento de la válvula de impulso es mayor que la carga elástica, por lo que ésta se empieza a cerrar (Figura 2.9)

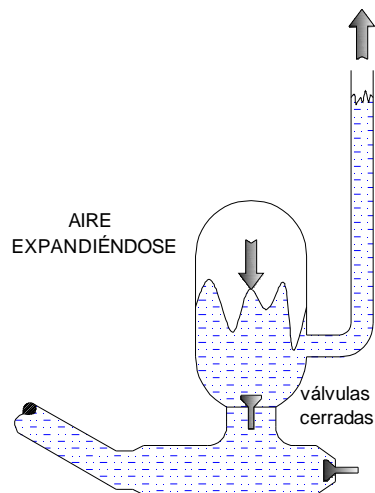


Figura 2.9. Período 3 del ciclo del ariete hidráulico. Válvulas cerradas.

[Fuente: Propia]

Krol, determina la ecuación diferencial que sigue el movimiento de la válvula de impulso:

$$\frac{d^2s}{dt^2} = 2Hg^2 \frac{t}{L} \frac{\left(1 - \frac{WM}{Z_1^2}\right)}{v_2} \quad \text{Ec. (2.76)}$$

Se integra considerando constante durante el cierre tanto el valor de $R_{(s)}$, como de $\Phi_{(s)}$, para las siguientes condiciones de borde:

$$\begin{cases} t = 0 \\ t = t_3 \end{cases}$$

$$\begin{cases} s = S \\ s = 0 \end{cases}$$

Con lo que se obtiene el tiempo para el periodo 3:

$$T_3 = \left[\frac{3LSv_2}{2g^2H \left(1 - \frac{WM}{z_1^2}\right)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (2.77)}$$

$$z_1 = \sqrt{2\Phi_{(s)}AH\gamma}$$

Con el propósito de determinar la influencia de $R_{(s)}$ y $\Phi_{(s)}$, como variables de s , y la necesidad de analizar el hecho de que en algunos diseños se tienen resortes en lugar de pesas o la combinación de los dos, se presenta a continuación el desarrollo de esta alternativa.

Análisis del tiempo de cierre de la válvula de impulso, para el caso de resorte.-

La fuerza de arrastre que actúa en el asiento de la válvula es la ecuación 2.63.

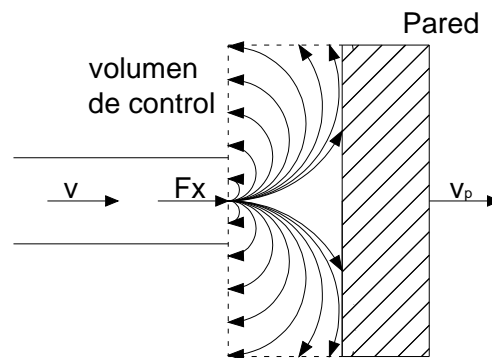


Figura 2.10. Volumen de control para un sistema no inercial.

[Fuente: Propia]

Para un volumen de control que se mueve conjuntamente con la válvula de impulso:

$$F_x = (v - v_p)^2 \rho A \quad \text{Ec. (2.78)}$$

$$F_x = v_{rel}^2 \rho A \quad \text{Ec. (2.79)}$$

Donde:

v_p : velocidad de la pared

$v_{rel} = v - v_p$, velocidad relativa

Luego, la fuerza de arrastre sobre la válvula será:

$$F_{arr} = \Phi_{(s)} \rho A v_{rel}^2 \quad \text{Ec. (2.80)}$$

$$\therefore F_{arr} = \Phi_{(s)} \rho A (v_{agua} - v_{válvula})^2 \quad \text{Ec. (2.81)}$$

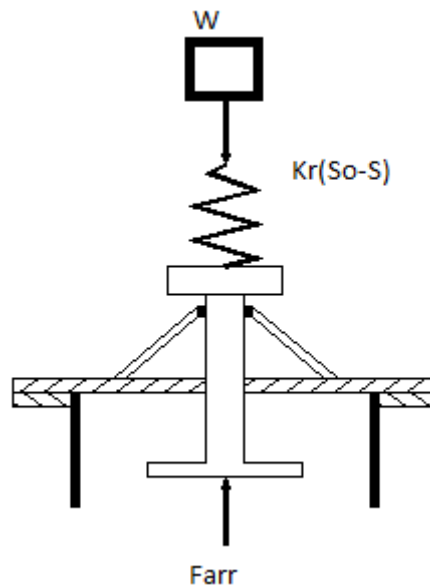


Figura 2.11. Fuerzas actuantes en la válvula.

[Fuente: Propia]

$$F_{arr} - W - F_{res} = m \times a \quad \text{Ec.(2.82)}$$

Entonces reemplazando las ecuaciones se tiene:

$$m \times \frac{d^2s}{dt^2} = \Phi_{(s)} \rho A \left(v_{agua} - \frac{ds}{dt} \right)^2 - mg - Kr(S_0 - S) \quad \text{Ec. (2.83)}$$

Según Krol, la velocidad del agua durante este período se mantiene prácticamente constante e igual a:

$$V_{\text{agua}} = v_2 = \sqrt{\frac{Wg}{A\gamma\Phi(s)}} \quad \text{Ec. (2.84)}$$

La ecuación 2.83, se integra numéricamente para las condiciones de borde:

$$\begin{cases} t = 0 \\ s = 0 \\ \frac{ds}{dt} = 0 \end{cases}$$

Y para diferentes valores de constante K_r del resorte.

Una vez obtenido el tiempo de cierre de la válvula, y con la velocidad se tiene la cantidad de agua desperdiciada en éste período.

$$Q_3 = \int_0^{t_3} A_{\text{tub}} v_2 dt \quad \text{Ec. (2.85)}$$

$$Q_3 = \frac{\pi D^2}{4} v_2 T_3 \quad \text{Ec. (2.86)}$$

La velocidad al final de éste período es:

$$v_2 = v_3$$

La energía cinética de la columna de agua en la tubería de impulso, al final del período 3, puede determinarse de la siguiente manera:

$$E_c = \frac{1}{2} \times mca \times v_3^2 \quad \text{Ec. (2.87)}$$

Donde:

mca: masa de la columna de agua en la tubería de impulso

$$mca = \gamma \pi L \frac{D^2}{4g} \quad \text{Ec. (2.88)}$$

$$\therefore E_c = \frac{1}{8} \frac{\pi D^2 L W}{A\Phi(s)} \quad \text{Ec. (2.89)}$$

PERÍODO 4.- Corresponde al golpe de ariete. Permite un cierre brusco de la válvula al final del período, golpeando en el asiento gracias a la elasticidad del agua y de las paredes del tubo de alimentación. Considerando la inercia de las válvulas, con la condición anterior esto toma un poco de tiempo hasta que el momento dinámico creado por el golpe de ariete se traslade desde la válvula de impulso hasta la válvula de servicio, en un tiempo $2L/c$. Además la bolsa de aire que se generó por vacío en el período 1, bajo la válvula de servicio, se comprime por la acción de la presión. Figura 2.12.

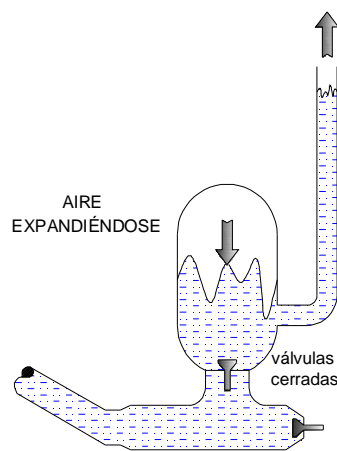


Figura 2.12. Período 4 del ciclo del ariete hidráulico. Golpe de ariete.

[Fuente: Propia]

La velocidad c , es la del sonido y se la calcula considerando las propiedades del tubo de impulso. Otra manera de calcular tomando en cuenta el tipo de sujeción es:

$$c = \sqrt{\frac{K_1}{\rho}} \quad \text{Ec. (2.90)}$$

Donde K_1 , puede ser determinado a partir de las ecuaciones 2.39 y 2.40 según el tipo de sujeción, Krol, manifiesta que cálculos anteriores han probado que para materiales ferrosos la diferencia entre los valores obtenidos, es tan pequeña que resulta insignificante por lo que se suele ocupar la ecuación 2.39 por su simplicidad.

La válvula de impulso está completamente cerrada, provocando una abrupta desaceleración de la columna agua proporcional al exceso de presión generada, la cual produce el golpe de ariete que sirve para abrir la válvula de entrega.

Para hallar “hr”, de acuerdo a la ecuación 2.38; es necesario hallar hmax, para ello se utiliza la fórmula 2.94.

La velocidad al final del periodo 4, se determina con la relación anterior del golpe de ariete. Se tiene además:

$$\Delta H = H_{\text{inicial}} - H_{\text{final}}$$

$$H_{\text{inicial}} = H$$

$$H_{\text{final}} = (H + h + hr) \quad \text{Ec. (2.91)}$$

$$\therefore \Delta H = -(h + hr)$$

$$\Delta v = v_3 - v_4$$

$$\therefore v_4 = v_3 - (h + hr) \frac{g}{c} \quad \text{Ec. (2.92)}$$

Cuando $v_4=0$, se obtiene la máxima presión generada por la bomba de ariete. Puesto que para ésta condición $hr=0$, la expresión para hmax, es:

$$h_{\text{max}} = \frac{c}{g} v_3 \quad \text{Ec. (2.93)}$$

$$h_{\text{max}} = \sqrt{\frac{WK_1}{A\gamma^2\Phi(s)}} \quad \text{Ec. (2.94)}$$

La ecuación anterior muestra, que para un peso determinado de la válvula W, y una carrera s, existe siempre una cabeza de presión máxima sobre la cual el ariete no bombeará.

El cambio de energía cinética que experimenta la columna de agua es transformada en la energía necesaria para presurizar el agua, expandir las

paredes del tubo de impulso. Este cambio de energía cinética a potencial está dado por:

$$E_c = \frac{\gamma^2 \pi D^2 L (h+hr)^2}{8K_1} \quad \text{Ec. (2.95)}$$

PERÍODO 5.- Este período corresponde al bombeo, la válvula de servicio se encuentra totalmente abierta. La energía cinética proveniente de la columna de agua en movimiento es transformada en energía hidráulica. Entonces se promueve el ingreso del agua a la cámara de aire. La masa de agua que cumple con las condiciones de presión es bombeada, más el aire comprimido que estuvo retenido y alojado bajo la válvula de servicio desde el ciclo anterior. Figura 2.13.

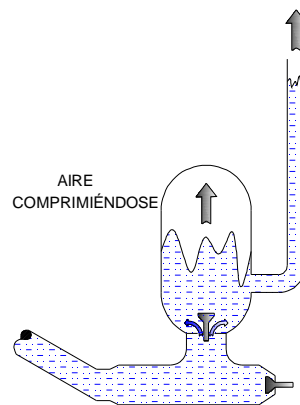


Figura 2.13. Período 5 del ciclo del ariete hidráulico. Bombeo.

[Fuente: Propia]

La energía útil para bombear el agua a una altura $(h+hr)$, será igual a la energía cinética que tenía la columna de agua en el tubo de impulso antes de ser detenida al final del periodo 3, menos la energía gastada en la deformación elástica del tubo de impulso y en comprimir el agua en dicho tubo en el periodo 4. La duración del bombeo se calcula en base a una integración de la ecuación 2.55.

La cantidad de agua bombeada por ciclo resulta de la aplicación de la ley de la conservación de la energía.

$$E_{\text{pot}} = E_{\text{disp}}$$

$$E_{\text{disp}} = \frac{\pi D^2 L W}{8 A \Phi_{(s)}} - \frac{\gamma^2 \pi D^2 L (h + hr)^2}{8 K_1} \quad \text{Ec. (2.96)}$$

$$E_{\text{pot}} = q(h + hr)$$

$$\therefore q(h + hr)\gamma = \frac{\pi D^2 L W}{8 A \Phi_{(s)}} - \frac{\gamma^2 \pi D^2 L (h + hr)^2}{8 K_1} \quad \text{Ec. (2.97)}$$

q: cantidad de agua bombeada en el período 5

Despejando q:

$$q = \left(\frac{\pi D^2 L}{8} \right) \frac{\left[\frac{W}{A \Phi_{(s)}} - \frac{\gamma^2 (h + hr)^2}{K_1} \right]}{[(h + hr)\gamma]} \quad \text{Ec. (2.98)}$$

La duración del período 5, se determina de la aplicación del principio de la cantidad de movimiento a la columna de agua.

$$\text{Impulso} = \int F \cdot dt$$

De donde resulta:

$$\text{Impulso} = \int_0^{t_5} \gamma(h + hr) \frac{\pi D^2}{4} dt$$

$$\text{Impulso} = \gamma(h + hr) \frac{\pi D^2}{4} t_5 \quad \text{Ec. (2.99)}$$

$$\therefore \text{Cantidad de Movimiento} = \gamma \frac{\pi D^2 L}{4g} (v_3 - \Delta v) \quad \text{Ec. (2.100)}$$

Igualando las ecuaciones anteriores, realizando las respectivas simplificaciones y despejando t_5 , se obtiene:

$$t_5 = \frac{L}{g(h + hr)} (v_3 - \Delta v) \quad \text{Ec. (2.101)}$$

Una vez abierta la válvula de servicio, inmediatamente comienza a aliviarse la sobrepresión, debido a la fuerza retardadora de la carga de servicio que es mayor

que la carga de abastecimiento. Cuando la velocidad del flujo se anula se termina la etapa de bombeo; sin embargo el fluido contenido en la cámara de aire tiende a regresar al cuerpo del ariete, debido a que en este momento la cámara dispone de mayor presión que el cuerpo; por tanto es menester un cierre correcto en el instante preciso de la válvula de entrega. Un correcto cierre aprovisiona un mayor rendimiento del ariete.

PERÍODO 6.- Después que el agua es bombeada, se cierra la válvula de servicio. Figura 2.14.

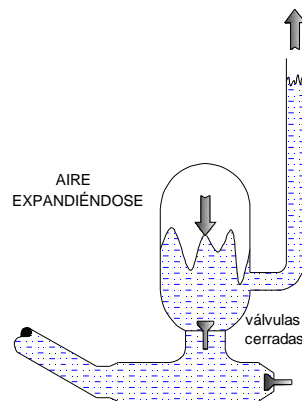


Figura 2.14. Período 6 del ciclo del ariete hidráulico. Retroceso.

[Fuente: Propia]

Este período comprende el intervalo de tiempo desde que se cierra la válvula de servicio hasta el inicio de apertura de la de impulso por la inercia de las válvulas, además posee dos actividades:

a) Flujo de retroceso

En el instante del cierre de la válvula de servicio; la presión en el cuerpo del ariete será apenas menor respecto a la presión de la cámara de aire. Esta condición se alivia por un flujo de retorno del tubo de alimentación hacia el reservorio, alcanzando de éste modo una presión menor a la atmosférica en el cuerpo del ariete.

b) Reposición de aire a la cámara de aire

El breve intervalo de “vacío” en el cuerpo del ariete es aprovechado para reponer el aire perdido; introduciendo cierta cantidad de aire mediante una pequeña válvula antiretorno de aire, situada bajo la válvula de servicio.

La energía elástica que acumuló el volumen de agua en el tubo de impulso, se convierte en cinética. Para hallar la magnitud de la velocidad negativa con la cual el agua rebota desde la válvula de impulso hacia el reservorio, se plantea una ecuación de transformación de energías:

$$\frac{\gamma^2 \pi D^2 L (h + h_r)^2}{8K_1} = \frac{1}{2} \frac{\gamma \pi D^2 L}{4g} v_6^2 \quad \text{Ec. (2.102)}$$

De donde se obtiene:

$$v_6 = -(h + h_r) \sqrt{\frac{gY}{K_1}} \quad \text{Ec. (2.103)}$$

PERÍODO 7.- Al generarse la presión negativa, la válvula de impulso se abre, por la acción del resorte. Al final del período 6, el agua en el tubo de impulso tiene una velocidad v_6 , negativa y la columna de agua retrocede una distancia y . Figura 2.15.

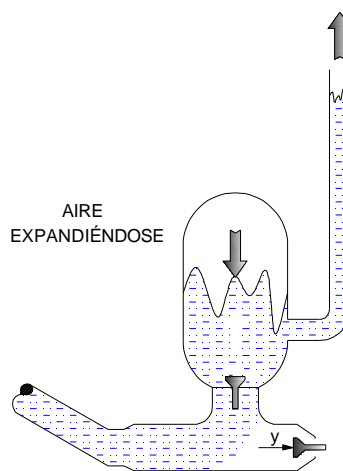


Figura 2.15. Período 7 del ciclo del ariete hidráulico. Generación del vacío.

[Fuente: Propia]

Apertura de la válvula de impulso

El efecto combinado de la presión atmosférica que actúa en la cara exterior de la válvula de impulso, el peso de la misma y la presión interna que actúa en la cara interior, producen una fuerza resultante suficiente para abrir la válvula automáticamente. Además la onda de presión que se refleja de regreso hacia arriba del tubo de impulso, causa una ligera succión en el cuerpo del ariete.

Desaceleración del flujo de retorno hacia el reservorio

Al abrirse la válvula de impulso, el vacío en el cuerpo del ariete comienza a desaparecer debido a que la presión trata de igualarse con la atmosférica. Por otro lado, la carga de suministro y la fricción en el tubo actúan para desacelerar el flujo de retorno al reservorio. Por estos dos efectos, se llega a detener el flujo de retorno. De ésta forma, al final del período se tienen las condiciones iniciales del período 1 y el ciclo se repite.

Debido a la rápida acción de apertura y cierre de las válvulas, se producen una superposición de las fluctuaciones de presión transientes sobre presiones estables predominantes.

El tiempo durante el cual el agua retorna puede ser encontrado de la ecuación del movimiento planteado al inicio del período 1, de éste ciclo:

$$dt = \frac{L}{gH} dv \quad \text{Ec. (2.104)}$$

Expresión que al ser integrada bajo las condiciones de borde:

$$\begin{cases} t = 0 \\ t = t_7 \end{cases}$$

$$\begin{cases} v = v_6 \\ v = 0 \end{cases}$$

$$\therefore t_7 = \frac{L}{gH} (h + hr) \sqrt{\frac{gY}{K_1}} \quad \text{Ec. (2.105)}$$

La magnitud de la distancia y , recorrida por la columna de agua dentro del tubo de impulso puede ser obtenida igualando la ecuación de la energía cinética de la columna de agua con la potencial que se almacena en ese pequeño volumen de agua desplazado, donde:

$$E_{\text{pot}} = \text{Peso desplazado} \times \text{Altura}$$

$$\text{Peso desplazado} = \frac{\gamma y \pi D^2}{4} \quad \text{Ec. (2.106)}$$

Igualando a la energía cinética que tenía la columna de agua en la tubería de conducción al inicio de éste período, o lo que es lo mismo la energía de deformación que existía al final del período 6 se llega a la expresión:

$$\frac{\gamma y H \pi D^2}{4} = \frac{\gamma^2 \pi D^2 L (h + h_r)^2}{8K_1} \quad \text{Ec. (2.107)}$$

$$\therefore y = \frac{\gamma L (h + h_r)^2}{2HK_1} \quad \text{Ec. (2.108)}$$

2.5.4.5. Ciclo Gráfico Teórico del Ariete.

El funcionamiento y comportamiento del ariete hidráulico se lo representa básicamente por dos curvas en función del tiempo; las cuales se han obtenido experimentalmente. Se han escogido la presión y velocidad debido a que estas pueden ser medidas directamente. Además de dichas gráficas se presentan curvas de posición de las válvulas dentro del ciclo del ariete.

Los valores de la presión se miden al final del tubo de impulso, junto a la caja de válvulas. Los datos tomados en éste con la ayuda de aparatos de gran sensibilidad y apreciación, soportan el efecto de promediar las violentas fluctuaciones de presión, producidas por la rápida acción de apertura y cierre de las válvulas, los efectos estabilizadores de la carga de abastecimiento, de la presión atmosférica y de la carga de servicio. Igualmente existe la superposición de las velocidades sónicas, con las que viajan las ondas de presión, sobre los cambios de velocidad del agua.

Basándose en que las fluctuaciones de presión y velocidad pueden representadas usando valores promediados en el tiempo se han construido los diagramas de presión, velocidad y posición de las válvulas, respecto al tiempo como se representa en la figura 2.16.

A continuación se presentan los diagramas más importantes en el estudio del fenómeno del ariete hidráulico:

- a) Presión al final de la tubería de alimentación y cerca del cuerpo del ram versus tiempo.
- b) Velocidad del agua al final de la tubería de alimentación versus tiempo.
- c) Variación de la posición de la válvula de impulso versus tiempo.
- d) Variación de la posición de la válvula de servicio versus tiempo.

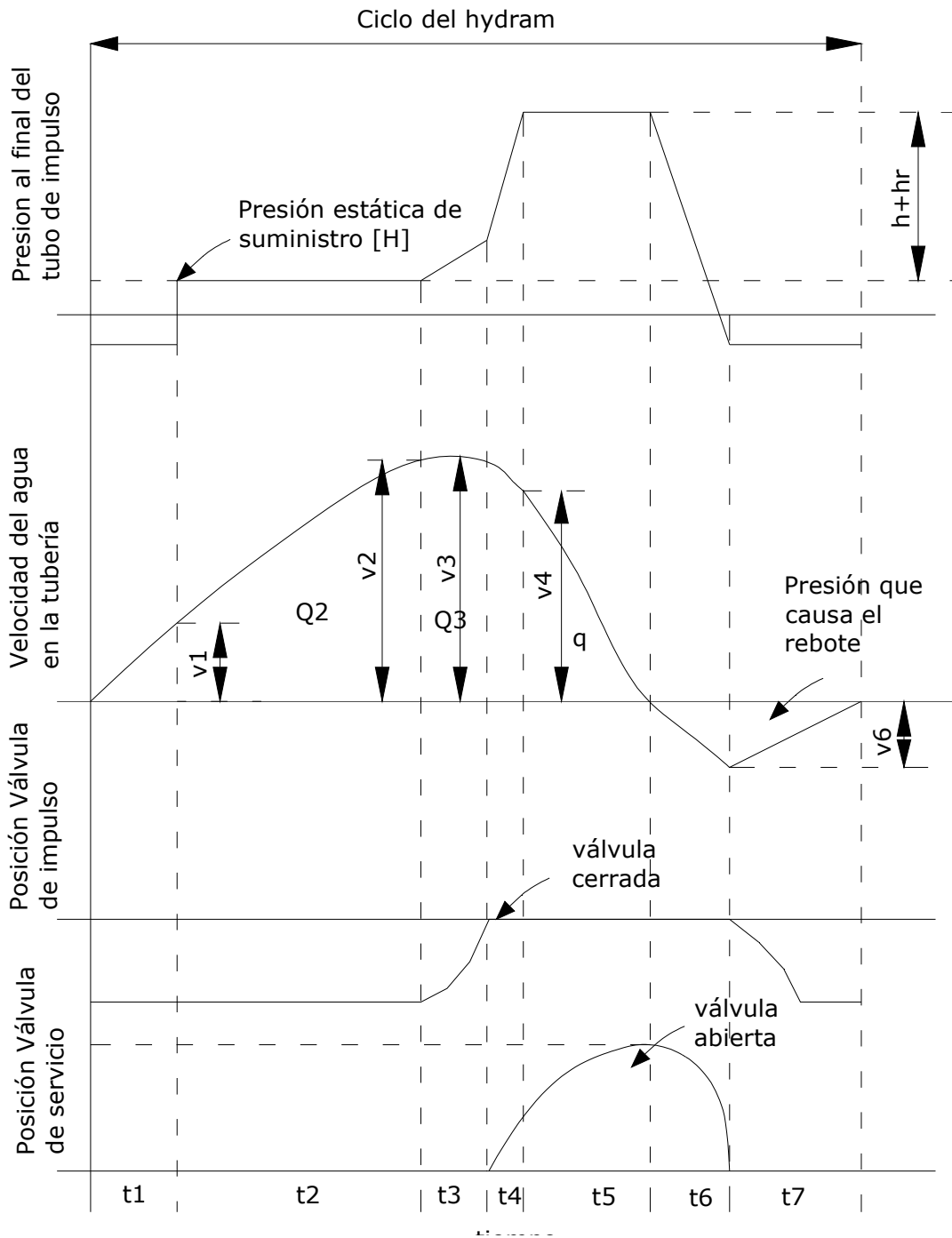


Figura 2.16. Un pulso de presión del hydam.

[Fuente: Propia]

2.5.4.6. Resumen de las fórmulas planteadas por Krol

1.- La cantidad de agua entregada por ciclo (q)

$$q = \left(\frac{\pi D^2 L}{8} \right) \frac{\left[\frac{W}{A\Phi(s)} - \gamma^2 \frac{(h + hr)^2}{K_1} \right]}{[(h + hr)\gamma]}$$

2.- La cantidad de agua desperdiciada por ciclo (Q)

$$Q = Q_2 + Q_3$$

$$Q_2 = \frac{\pi D^2 L}{4M} \times \ln(Z)$$

$$Z = \frac{\left[\left(\frac{2gH}{M} \right) - \left(\frac{2gHy}{L} \right) \right]}{\left(\frac{2gH}{M} - v_2^2 \right)}$$

$$M = 1 + \Sigma j + 4f \left(\frac{L}{D} \right) + R(s)$$

$$Q_3 = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) v_2 T_3$$

3.- La duración total del ciclo (T).

$$T = \sum_{i=1}^7 T_i$$

$$T_1 + T_2 = \left(\frac{L}{B} \right) \ln \left[\frac{1 + \frac{\sqrt{WM}}{Z_1}}{1 - \frac{\sqrt{WM}}{Z_1}} \right]$$

$$B = \sqrt{2gHM}$$

$$Z_1 = \sqrt{|2AH\gamma\Phi(s)|}$$

$$T_3 = \left[\frac{3LSv_2}{2g^2H \left(1 - \frac{WM}{Z_1^2}\right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$T_4 = \frac{2L}{c}$$

$$T_5 = \left(\frac{L}{g(h + hr)} \right) (v_3 - \Delta v)$$

$$T_6 = \frac{2L}{c}$$

$$T_7 = - \left(\frac{L}{gh} \right) v_6$$

4.- La velocidad correspondiente a cada período (vi)

$$v_1 = \frac{gH}{L} t_1$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{W}{\Phi(s)A\rho}}$$

$$v_4 = v_3 - (h + hr) \frac{g}{c}$$

$$v_6 = -(h + hr) \sqrt{\frac{gY}{K_1}}$$

5.- La eficiencia del ariete hidráulico (η)

$$\eta = \frac{qh}{QH}$$

6.- La potencia desarrollada (Pd)

$$P_d = \frac{\gamma q H}{T}$$

Las ecuaciones descritas, convenientemente codificadas en un programa de computación permiten simular el comportamiento del ariete hidráulico durante su ciclo de operación (Anexo C). Lo cual facilita analizar la influencia de los diferentes parámetros.

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO

El diseño de máquinas enmarca tres aspectos destacados: el entorno productivo (fabricación, montaje, calidad, transporte) y el entorno de utilización (funciones, prestaciones, fiabilidad, mantenimiento) y el entorno social (ergonomía, seguridad, impactos ambientales y fin de vida). Agrupa aquellas actividades que tienen por objeto la concepción de un producto adecuado a las especificaciones y a las prestaciones previstas y su concreción en todas aquellas determinaciones que permitan su fabricación o construcción.

Este capítulo tiene la finalidad de determinar un método para la construcción del hydram, mediante la cuantificación de los esfuerzos que actúan en los distintos períodos del ciclo teórico de funcionamiento.

Posteriormente se procede a una selección adecuada de materiales. El funcionamiento del ram esta garantizado con el uso de componentes rígidos para evitar pérdidas por expansión de los elementos.

3.1. INVESTIGACIÓN Y DISEÑO PRELIMINAR

Los siguientes factores necesitan ser considerados para el diseño de una bomba de ariete:

- Sitio conveniente
- Cabeza y caudal de suministro
- Consideraciones de inundación
- Diseño de la entrada del tubo de impulso
- Sistema de conducción de agua
- Localización de la casa del ram
- Sistema de entrega del agua

Antes de estos factores se debe tener en cuenta los siguientes:

- Caída vertical de la fuente a la bomba
- Altura vertical de la bomba al sitio de entrega
- Cantidad de agua disponible en el suministro
- Mínima cantidad de agua requerida diariamente

3.1.1. REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE

- Eficiencia
- Facilidad de manejo
- Bajo desgaste de los componentes
- Garantizar presión constante en la entrega de agua
- Sin uso de energía eléctrica ni combustible
- Soportar cambios climáticos
- Repuestos normalizados (generalizados)
- Bajo costo de instalación
- Bajo costo de operación
- Competitividad en el mercado frente a productos que desempeñan la misma función (motobombas)
- Fácil mantenimiento
- Operación permanente
- Estética
- Resistencia
- Confiabilidad

3.1.2. ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA (QDF)

- Relación largo-ancho del tubo de salida
- Golpes por minuto
- Coeficientes de rozamiento en la tubería de entrada (pérdidas)
- Longitud de la tubería de entrada
- Presión en la cámara de aire y cuerpo del ariete

- Caudal de salida
- Volumen cámara de aire
- Diámetro de la tubería de entrada
- Tiempo de ensamble y desensamble
- Caudal de entrada
- Vida útil de los elementos
- Costo de manufactura o piezas
- Costo de instalación
- Desnivel de trabajo
- Altura de elevación
- Condiciones térmicas
- Corrosión
- Desgaste
- Fricción o rozamiento
- Procesamiento
- Utilidad
- Costo
- Seguridad
- Peso
- Ruido
- Estilización
- Forma
- Tamaño
- Flexibilidad
- Control
- Rigidez
- Acabado de superficies
- Lubricación
- Mantenimiento
- Volumen

3.1.3. DIAGRAMA DE DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL

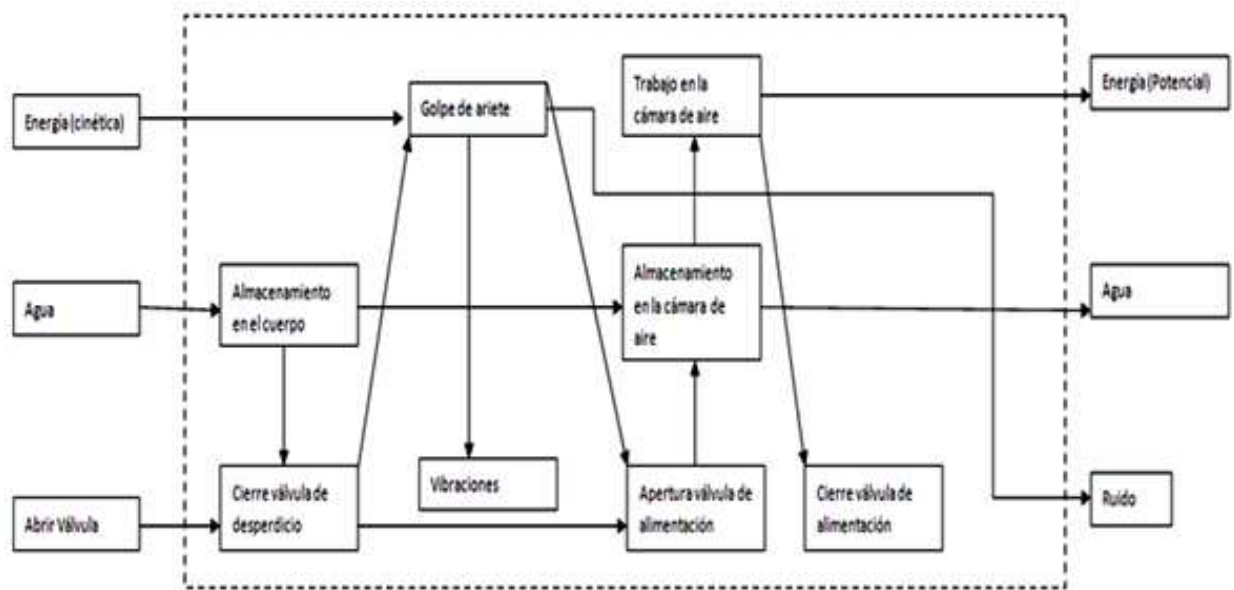


Figura 3.1. Diagrama descomposición funcional.

[Fuente: ITDG]

3.2. MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la toma de decisiones en base a criterios que implican juicios de valor.

Para elegir un elemento o mecanismo se considera los siguientes aspectos:

- Alternativas: Como mínimo debe disponerse de dos alternativas, cuyas características deben ser diferentes.
- Criterios: Se debe establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la valoración relativa entre ellas.

En las soluciones de ingeniería intervienen múltiples aspectos que se considera de forma global en todos los métodos de evaluación aparece el problema de estimación de criterios, que pueden agruparse en:

1. Métodos Ordinales: Se clasifica por orden las diferentes soluciones para cada criterio. El inconveniente consiste en la dificultad de integrar los resultados de los distintos criterios en una evaluación global.
2. Métodos Cardinales: Se cuantifica los juicios en relación a la efectividad de las alternativas y a la importancia de los criterios. Estos métodos facilitan la integración de las evaluaciones parciales en un resultado global, pero a menudo puede resultar arbitraria especialmente en las etapas iniciales.

Para decidir entre diversas soluciones, basta conocer el orden de preferencias de la apreciación global. Por ello se recomienda: el método ordinal corregido, que sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada solución, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

Se basa en unas tablas donde cada criterio se confronta con las restantes soluciones y se asignan los siguientes valores:

- 1: Si el criterio (o solución) de las filas es superior que el de las columnas.
- 0,5: Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente al de las columnas.
- 0: Si el criterio o (solución) de las filas es inferior que el de las columnas.

Luego, para cada solución, se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio menos favorable tenga una valoración nula); después en otra columna se calculan los valores relativos para cada criterio.

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada criterio por el peso específico de la respectiva alternativa.

De acuerdo a la configuración de la bomba de ariete: dos partes o dispositivos móviles que son las válvulas, por tanto estos dos componentes entran en los métodos de evaluación de soluciones para encontrar la mejor.

3.2.1. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LA VÁLVULA DE IMPULSO

Esta válvula es una de las partes más sensibles del hydram una selección correcta del tipo que se vaya a utilizar garantizará un funcionamiento eficiente. Para su correcta operación debe cumplir ciertas características como: soportar el golpe de ariete, evitar la excesiva resistencia al flujo, resistencia a la fatiga, vida útil, y que no produzca estrangulamiento dentro de los más relevantes. Para éste caso se tienen las siguientes soluciones:

3.2.1.1. Alternativa A.- Válvula con resorte de pletina

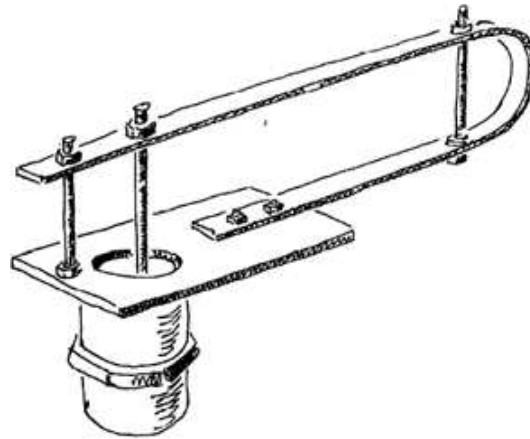


Figura 3.2. Válvula de pletina.

[Fuente: ITDG]

La alternativa presentada es de construcción artesanal consta de materiales de fácil adquisición como son: tubos, planchas, pletinas y pernos. Es de construcción viable, se lo puede manufacturar en cualquier taller mecánico con un mínimo de herramientas. No requiere de procesos de fabricación complejos.

3.2.1.2. Alternativa B.- Válvula con plato perforado

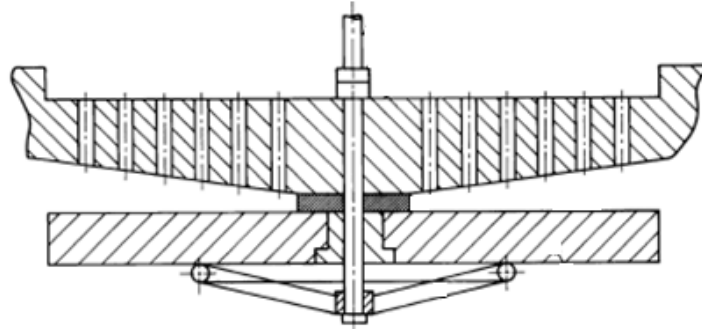


Figura 3.3. Válvula con plato perforado.

[Fuente: VITA]

Esta alternativa posee un plato perforado por cuyos agujeros escapa el agua hasta alcanzar la velocidad de cierre. Su construcción es complicada y no posee un diseño robusto que asegure una larga vida útil.

3.2.1.3. Alternativa C.- Válvula regulada por resorte

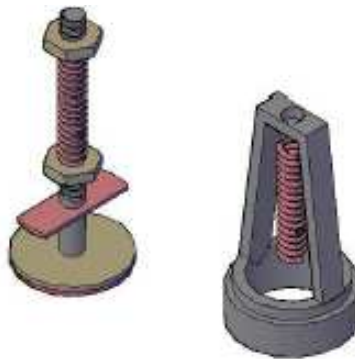


Figura 3.4. Válvula regulada por resorte.

[Fuente: IDRC]

En éste diseño el desplazamiento de la carrera de la válvula lo gobierna un resorte, aunque su construcción es sencilla necesita de métodos de manufactura un tanto exactos. Una ventaja de éstas válvulas es que pueden estar dispuestas de forma horizontal o vertical.

3.2.1.4. Alternativa D.- Válvula con pesas encima

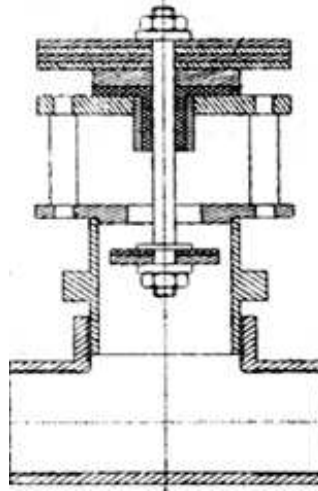


Figura 3.5. Válvula de pesas.

[Fuente: IDRC]

Su construcción es robusta lo que asegura una operación apropiada para un ciclo de vida relativamente prolongado, las pesas son las que regulan el desplazamiento de la válvula además su velocidad de cierre. Una debilidad de éste tipo de válvulas es que necesitan para su operación estar acomodadas verticalmente, para que las pesas actúen por gravedad.

3.2.1.5. Alternativa E.- Válvulas con pesas debajo

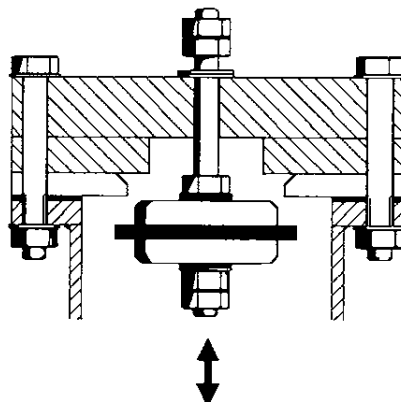


Figura 3.6. Válvula con pesas debajo.

[Fuente: VITA]

Posee un diseño robusto pero a la vez ligero su configuración es sólida las pesas se ubican en la parte inferior de la tapa de la válvula al igual que en el caso anterior la carrera está regulada por las pesas.

3.2.1.6. Criterios de valoración:

Los criterios de valoración que se consideran más importantes en el diseño de la válvula de impulso se detallan en las tablas 3.1, a la 3.7.:

- a) Sensibilidad: ya que de esto depende la correcta operación del ariete
- b) Fiabilidad: debe operar por un período conveniente
- c) Fácil regulación: dado que su regulación aumenta el caudal y/o eficiencia
- d) Precio moderado: es importante dentro del diseño considerar costos
- e) Montaje: un fácil montaje evita pérdidas de tiempos muertos
- f) Construcción: se espera que los procesos de manufactura no sean complejos.

Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Sensibilidad > Regulación > Fiabilidad = Montaje > Construcción = Precio

Criterio	Sensibilidad	Regulación	Fiabilidad	Montaje	Construcción	Precio	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensibilidad		1	1	1	1	1	6	0,292
Regulación	0		1	1	1	1	5	0,243
Fiabilidad	0	0		0,5	1	1	3,5	0,170
Montaje	0	0	0		1	1	3	0,146
Construcción	0	0	0	0		0,5	1,5	0,073
Precio	0	0	0	0	0,5		1,5	0,073
Suma							21	1

[Fuente: Propia]

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Tabla 3.2. Evaluación del peso específico del criterio Sensibilidad.

Sensibilidad	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Alternativa E	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	0	0,5	0,5	3	0,2
Alternativa B	0		0	0,5	0,5	2	0,133
Alternativa C	1	1		1	1	5	0,333
Alternativa D	0,5	0,5	0		0,5	2,5	0,166
Alternativa E	0,5	0,5	0		0,5	2,5	0,166
					Suma	15	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.3. Evaluación del peso específico del criterio Regulación.

Regulación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Alternativa E	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	0	0,5	0,5	3	0,2
Alternativa B	0		0	0	0	1	0,066
Alternativa C	1	1		1	1	5	0,333
Alternativa D	0,5	1	0		0,5	3	0,2
Alternativa E	0,5	1	0		0,5	3	0,2
					Suma	15	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.4. Evaluación del peso específico del criterio Fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Alternativa E	$\Sigma+1$	Ponderación	
Alternativa A		1	0,5	1	1	4,5	0,3	
Alternativa B	0		0	0	0	1	0,066	
Alternativa C	0,5	1		0,5	0,5	3,5	0,2333	
Alternativa D	0	1	0,5		0,5	3	0,2	
Alternativa E	0	1	0,5	0,5		3	0,2	
						Suma	15	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.5. Evaluación del peso específico del criterio Montaje.

Montaje	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Alternativa E	$\Sigma+1$	Ponderación	
Alternativa A		0,5	0	0	0	1,5	0,1	
Alternativa B	0,5		0	0,5	0,5	2,5	0,1666	
Alternativa C	1	1		0,5	0,5	4	0,2666	
Alternativa D	1	0,5	0,5		0,5	3,5	0,2333	
Alternativa E	1	0,5	0,5	0,5		3,5	0,2333	
						Suma	15	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.6. Evaluación del peso específico del criterio Construcción.

Construcción	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Alternativa E	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	0	0	0	1,5	0,1
Alternativa B	0,5		0	0	0	1,5	0,1
Alternativa C	1	1		0,5	0,5	4	0,2666
Alternativa D	1	1	0,5		0,5	4	0,2666
Alternativa E	1	1	0,5	0,5		4	0,2666
					Suma	15	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.7. Evaluación del peso específico del criterio Precio.

Precio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Alternativa E	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	0	0	1	0,066
Alternativa B	1		0,5	0,5	0,5	3,5	0,233
Alternativa C	1	0,5		1	1	4,5	0,3
Alternativa D	1	0,5	0		0,5	3	0,2
Alternativa E	1	0,5	0	0,5		3	0,2
					Suma	15	1

[Fuente: Propia]

En la tabla 3.8, se muestran las conclusiones para la válvula de impulso:

Tabla 3.8. Conclusiones de la válvula de impulso.

Conclusión	Sensibilidad	Regulación	Fiabilidad	Montaje	Construcción	Precio	Σ	Prioridad
Alternativa A	0,058	0,048	0,051	0,014	0,007	0,005	0,2	2 = 3 = 4
Alternativa B	0,039	0,016	0,011	0,024	0,007	0,017	0,1	5
Alternativa C	0,097	0,081	0,039	0,039	0,019	0,022	0,3	1
Alternativa D	0,048	0,048	0,034	0,034	0,019	0,015	0,2	2 = 3 = 4
Alternativa E	0,048	0,048	0,034	0,034	0,019	0,015	0,2	2 = 3 = 4

[Fuente: Propia]

De la tabla de conclusiones, se puede dar los siguientes resultados: la solución C es la mejor, mientras que las alternativas A, D y E se igualan en prioridad y por último se encuentra la solución B, por tanto se trabaja con la solución C.

3.2.2. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LA VÁLVULA DE ENTREGA

Esta válvula debe permitir el flujo de agua en una sola dirección, por tanto ésta es del tipo check o antiretorno, posee gran sensibilidad a los cambios de presión; a continuación se presenta las diferentes alternativas para esta válvula.

3.2.2.1. Alternativa A.- Válvula de retención de columpio

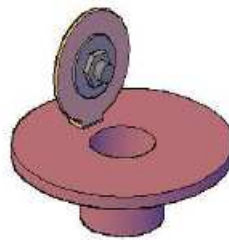


Figura 3.7. Válvula de compuerta.

[Fuente: VITA]

Esta válvula tiene un disco abisagrado o de charnela que se abre por completo con la presión en la tubería y se interrumpe con la disminución de la presión y empieza la circulación inversa. Su uso se recomienda cuando se necesita resistencia mínima a la circulación, cuando hay cambios frecuentes del sentido de circulación en la tubería, para tuberías verticales que tienen circulación ascendente.

3.2.2.2. Alternativa B.- Válvula con plato perforado

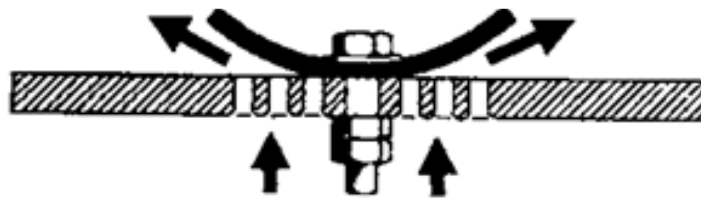


Figura 3.8. Válvula de servicio con plato perforado.

[Fuente: ITDG]

Esta alternativa posee un plato perforado, por cuyos agujeros escapa el agua hasta que decrece la presión del golpe de ariete y se cumple que la presión en la cámara de aire sea mayor que la presión en el cuerpo del hidram. Tiene gran sensibilidad. Su mantenimiento se reduce a cambiar periódicamente el componente de goma.

3.2.2.3. Alternativa C.- Válvula con resorte

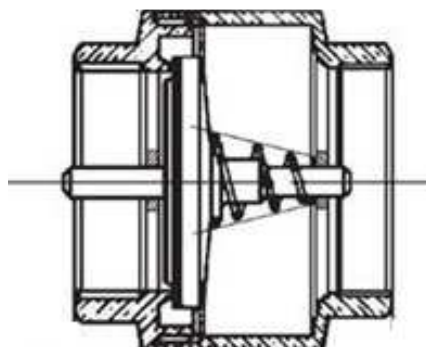


Figura 3.9. Válvula de resorte.

[Fuente: http://wapedia.mobi/es/V/%C3%A1lvula_antirretorno]

Esta válvula aumenta su sensibilidad con la ayuda de un resorte, pero éste lo vuelve vulnerable por tanto no posee fiabilidad su mantenimiento deberá ser ejecutado con mayor frecuencia. Por otro lado el muelle ejerce una presión extra aparte de la cámara de aire por tanto este tipo de válvula restará el tiempo de bombeo por el cierre prematuro que genera.

3.2.2.4. Criterios de valoración:

Los criterios de valoración que se consideran más importantes en el diseño de la válvula de servicio se detallan en las tablas 3.9, a la 3.13.:

- a. Sensibilidad: ya que de esto garantiza la mayor tasa de bombeo
- b. Fiabilidad: debe operar por un periodo conveniente
- c. Robustez: elevada calidad y bajos costos de construcción
- d. Construcción: se espera que los procesos de manufactura no sean complejos.

Tabla 3.9. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Sensibilidad > Robustez > Fiabilidad > Construcción

Criterio	Sensibilidad	Robustez	Fiabilidad	Construcción	$\Sigma+1$	Ponderación
Sensibilidad		1	1	1	4	0,4
Robustez	0		1	1	3	0,3
Fiabilidad	0	0		1	2	0,2
Construcción	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

[Fuente: Propia]

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Tabla 3.10. Evaluación del peso específico del criterio Sensibilidad.

Sensibilidad	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,166
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,416
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,416
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.11. Evaluación del peso específico del criterio Robustez.

Robustez	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	1	3	0,5
Alternativa B	0		1	2	0,333
Alternativa C	0	0		1	0,166
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.12. Evaluación del peso específico del criterio Fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,416
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,416
Alternativa C	0	0		1	0,166
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.13. Evaluación del peso específico del criterio Construcción.

Construcción	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,166
Alternativa B	1		1	3	0,5
Alternativa C	1	0		2	0,333
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.14. Conclusiones válvula de servicio o entrega.

Conclusión	Sensibilidad	Robustez	Fiabilidad	Construcción	Σ	Prioridad
Alternativa A	0,0666	0,15	0,0833	0,0166	0,3166	2
Alternativa B	0,1666	0,1	0,0833	0,05	0,4	1
Alternativa C	0,1666	0,05	0,0166	0,0333	0,2666	3

[Fuente: Propia]

De la tabla de conclusiones se obtiene el orden de prioridad de las diferentes alternativas; como primera alternativa se ubica la de la válvula con un plato perforado que es la que se usa, después la válvula de compuerta y finalmente como última opción se tiene la válvula de resorte.

3.2.3. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL CUERPO DEL HYDRAM

3.2.3.1. Alternativa A.- Cuerpo fabricado con tubería

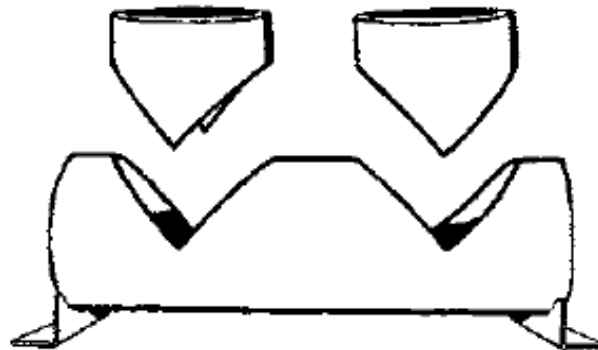


Figura 3.10. Cuerpo fabricado con tubería.

[Fuente: ITDG]

Esta alternativa usa soldadura de tubos para la manufactura del cuerpo su construcción es sencilla y por medios artesanales se lo puede realizar en cualquier taller mecánico, la debilidad de ésta alternativa consta en que su diseño hidrodinámico es poco apetecible ya que el cambio de sus secciones son muy bruscas.

3.2.3.2. Alternativa B.- Juntas por medio de bridas

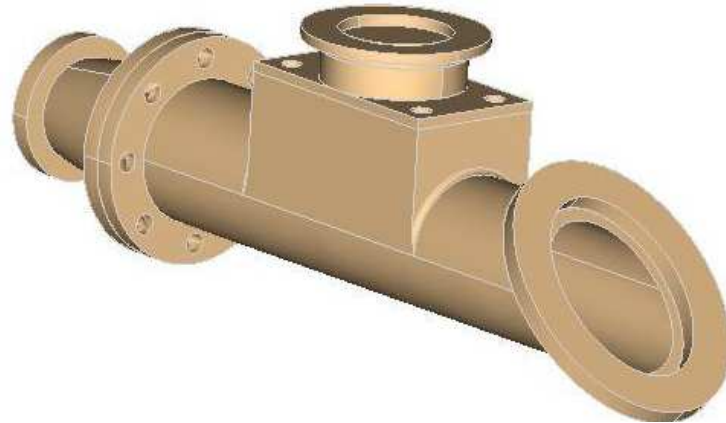


Figura 3.11. Cuerpo con juntas por medio de bridas.

[Fuente: ITDG]

En esta alternativa se busca suavizar los cambios de sección con la utilización de bridas, además se aumenta la robustez, no hay pérdidas de velocidad ni de presión por su buen diseño hidrodinámico, su fabricación se puede hacer en un taller mecánico pese a que necesita un trabajo más prolijo.

3.2.3.3. Alternativa C.- Cuerpo fabricado mediante fundición



Figura 3.12. Cuerpo fabricado mediante fundición.

[Fuente: <http://design.uwaterloo.ca>]

En éste caso el cuerpo es fabricado por medio de fundición por tanto los costos se elevan considerablemente su diseño es solvente, pero no se puede realizar en cualquier taller mecánico ya que necesita de procesos más complejos.

3.2.3.4. Criterios de valoración:

Los criterios de valoración que se consideran más importantes en el diseño y manufactura del cuerpo del hydram detallan en las tablas 3.15, a la 3.19.:

- a. Diseño Hidrodinámico: garantiza bajas pérdidas de presión y de velocidad
- b. Fiabilidad: debe operar por un período conveniente
- c. Robustez: elevada calidad y bajos costos de construcción
- d. Construcción: se espera que los procesos de manufactura no sean complejos.

Tabla 3.15. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Diseño > Robustez > Construcción > Fiabilidad

Criterio	Diseño	Robustez	Construcción	Fiabilidad	$\Sigma+1$	Ponderación
Diseño		1	1	1	4	0,4
Robustez	0		1	1	3	0,3
Construcción	0	0		1	2	0,2
Fiabilidad	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

[Fuente: Propia]

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

Tabla 3.16. Evaluación del peso específico del criterio Diseño.

Diseño	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,166
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,416
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,416
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.17. Evaluación del peso específico del criterio Robustez.

Robustez	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,166
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,416
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,416
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.18. Evaluación del peso específico del criterio Construcción.

Construcción	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,416
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,416
Alternativa C	0	0		1	0,166
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.19. Evaluación del peso específico del criterio Fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,166
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,416
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,4166
			Suma	6	1

[Fuente: Propia]

Tabla 3.20. Conclusiones para el cuerpo del hydram.

Conclusión	Diseño	Robustez	Construcción	Fiabilidad	Σ	Prioridad
Alternativa A	0,0664	0,05	0,0832	0,166	0,3656	3
Alternativa B	0,1664	0,125	0,0832	0,041667	0,416267	1
Alternativa C	0,1664	0,125	0,0332	0,041667	0,366267	2

[Fuente: Propia]

De la tabla de conclusiones se obtiene el orden de prioridad de las diferentes alternativas; como primera alternativa se ubica la alternativa del cuerpo fabricado por medio de bridas que es la que se usará, después el cuerpo construido mediante fundición y finalmente se tiene el cuerpo manufacturado por soldadura de tubos.

3.3. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA EL HYDRAM

Como se anotó en la deducción de la teoría de Krol, los parámetros que intervienen en la potencia desarrollada del ariete representan un conjunto de variables que son:

D: diámetro de la tubería de conducción

Dv: diámetro de la válvula de impulso

E: módulo de elasticidad de la tubería de conducción

f: coeficiente de fricción en la tubería de conducción

g: gravedad

h: altura de entrega medida desde el nivel del tanque de reservorio

H: altura estática de conducción

Ev: modulo de elasticidad del agua

L: longitud de la tubería de conducción

R(s): coeficiente de pérdida de carga en la válvula de impulso

$\Phi(s)$: coeficiente de arrastre en la válvula de impulso

ρ : densidad del agua

s: carrera de la válvula

e: espesor de la tubería

W: peso de la válvula de impulso

Σ_j : pérdidas menores en la tubería de conducción

Dado que el ariete es un aparato que funciona con agua, y uno de los objetivos de éste trabajo es desarrollar un método para construirlos con acero, los parámetros independientes como: E, ρ , g, K, no se pueden variar es decir son valores constantes en el modelo.

Mientras que f, Σ_j , D, Dv, e, H y L, están determinados por las condiciones de la instalación, es decir la topografía, hidrografía (caudal disponible en el suministro), y materiales disponibles en el mercado por lo tanto también constituyen parámetros que no se pueden variar a voluntad.

La altura de bombeo h , también se limita por las condiciones topográficas del sitio de instalación, pero su variación se considerará para determinar su influencia en el caudal bombeado, dado que el ariete puede elevar agua a distintas alturas teniendo fija la de suministro.

Los principales parámetros a considerar en el diseño de un ariete hidráulico son:

- La diferencia de altura entre la fuente de agua y el sitio de instalación de la bomba (caída vertical de suministro).
- La diferencia en la altura entre el sitio de la bomba y el de entrega.
- La cantidad (Q) de flujo disponible de la fuente.
- La longitud de la tubería desde la fuente al sitio de la bomba (tubería de impulsión)
- La cantidad de agua requerida.
- La longitud de la tubería del sitio de la bomba al de almacenamiento (conducto de entrega)

Los valores de cabeza de alturas; tanto la de suministro como la de entrega, se realizó con la ayuda de un GPS (Global Position System); éstas alturas se presentaron en el capítulo 1. El caudal de suministro no es una restricción dentro del diseño, ya que el brazo del cuál se aprovecha el agua posee un flujo considerable del mismo que solamente se utiliza cierta cantidad correspondiente a 8 litros/segundo.

La determinación de los parámetros de diseño parte de los requerimientos del sitio en el cual va a funcionar el equipo. Figura 3.13.

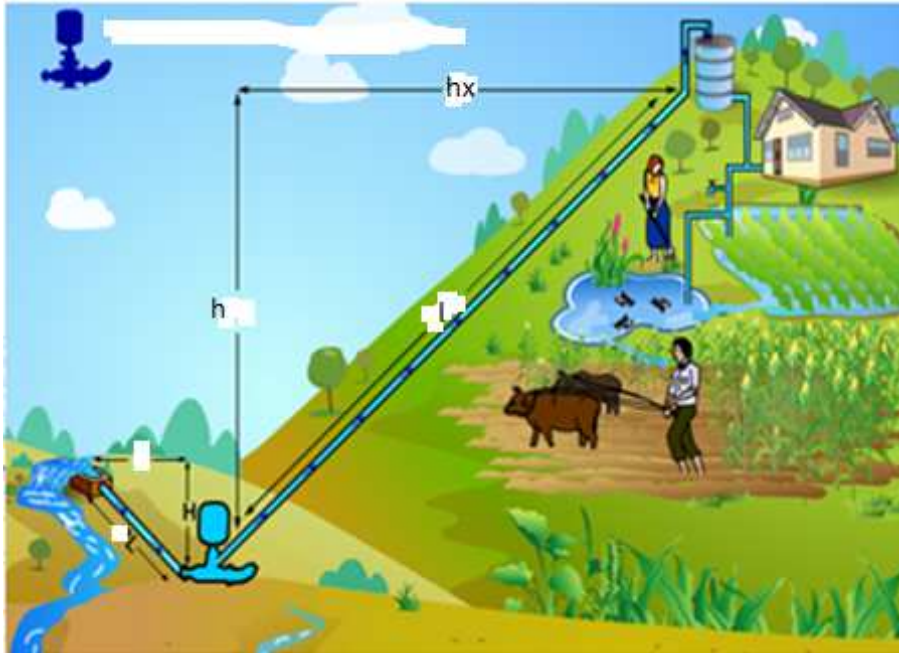


Figura 3.13. Parámetros de Diseño.

[Fuente: www.meribah-ram-pump.com]

Se asume una caída vertical de 15 metros, una cabeza de entrega de 100 metros tomando como nivel de referencia el sitio de instalación del hydram. La longitud de la tubería de impulsión desde la fuente de suministro a la bomba se calcula con la ayuda de la cabeza de suministro:

$$L = \frac{H}{\sin\theta}$$

θ : Es el ángulo de inclinación del terreno de tendido de la tubería de impulsión.

$$L = \frac{15 \text{ m}}{\sin 30} = 30 \text{ m}$$

La longitud de la tubería de entrega se calcula como la hipotenusa del triángulo formado por la cabeza de entrega y la distancia horizontal (2500 metros), desde el sitio del ariete al sitio de almacenamiento o de entrega:

$$l = \sqrt{h^2 + 2500^2} = \sqrt{100^2 + 2500^2} = 2502 \text{ m}$$

La relación entre las cabezas de alturas debe estar dentro del rango de 5 a 25, para un correcto funcionamiento.

La bomba de ariete hidráulico puede funcionar bajo distintos escenarios de acuerdo a la sintonización de peso y carrera de la válvula de impulso; en consecuencia para cierta carrera y peso se tiene diferentes esfuerzos por tanto el hidram se diseña para las condiciones de esfuerzos máximos.

En la hoja de cálculo de Excel (Anexo C), el rango de la carrera donde se obtiene la máxima potencia es [0,175, 0,225]. Es decir la carrera tiene un valor de 5 cm. El análisis de la variación de la carrera con los factores más relevantes de ram se realiza en el capítulo 5.

3.4. PROTOCOLO DE PRUEBAS

Al culminar la construcción de la bomba de ariete hidráulico, se debe verificar que el equipo cumpla satisfactoriamente con los parámetros y especificaciones de diseño, así como su correcto funcionamiento a través de un protocolo de pruebas, para esto se pone a la máquina en situaciones similares a las reales.

Entre los aspectos a ser comprobados y controlados están:

- Dimensiones físicas
- Caudal estable de servicio
- Altura de elevación
- Control de fugas
- Inspección de sujeción, partes empernadas y soldadas
- Mantenimiento mínimo

3.4.1. PRUEBAS SOBRE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO

3.4.1.1. Control de las dimensiones físicas

Una vez construida la máquina de ariete hidráulico, se debe comparar con las dimensiones obtenidas mediante el diseño, para lo cual se utiliza un flexómetro y una báscula; el control de las dimensiones físicas se indica en la tabla 3.21.

Tabla 3.21. Control de las dimensiones físicas.

PRUEBA	RESULTADO REQUERIDO		RESULTADO OBTENIDO	
Dimensiones Básicas	Peso		Peso	
	Ancho Total		Ancho Total	
	Altura Total		Altura Total	
	Diámetro del cuerpo del ariete		Diámetro del cuerpo del ariete	
	Diámetro de la cámara de aire		Diámetro de la cámara de aire	

[Fuente: Propia]

3.4.1.2. Control del caudal estable de servicio

Dado a la eficiencia relativamente baja del ariete el caudal entregado es pequeño; por tanto el control se lo realiza en forma visual y con la ayuda de un cronómetro (Ver tabla 3.22.).

Tabla 3.22. Control del caudal de servicio.

PRUEBA	RESULTADO REQUERIDO	RESULTADO OBTENIDO
Caudal estable de servicio		

[Fuente: Propia]

3.4.1.3. Control de la altura máxima de entrega

Este parámetro se controla con la cabeza de servicio que deberá alcanzar el ariete durante su funcionamiento; si no se logra esta altura se debe corregir la sintonización de la carrera-peso, cuantas veces sea necesario (ver tabla 3.23.).

Tabla 3.23. Control de altura máxima de servicio.

PRUEBA	RESULTADO REQUERIDO	RESULTADO OBTENIDO
Altura de servicio		

[Fuente: Propia]

3.4.1.4. Inspección de sujeción, partes emperradas y soldadas

Para comprobar la correcta sujeción de de las juntas emperradas se utiliza un torcómetro; mientras para las soldaduras se procede a realizar la inspección visual a lo largo de todos los sitios donde existe unión entre tuberías y placas.

Esta inspección visual cubre aspectos fundamentales como son: la presencia de mordeduras, socavaciones, porosidades, homogeneidad y geometría del cordón, ver tabla 3.24.

Tabla 3.24. Inspección de Juntas.

PRUEBA	RESULTADO REQUERIDO		RESULTADO OBTENIDO	
Inspección de Juntas	Torcómetro		Torcómetro	
	Inspección Visual		Inspección Visual	

[Fuente: Propia]

3.5. ESFUERZOS EN CILINDROS

En los recipientes cilíndricos sujetos a presión, cilindros hidráulicos, tubos de cañón y tuberías que conducen fluidos de alta presión, se presentan esfuerzos radiales y tangenciales cuyo valor depende del radio del elemento en consideración. Para determinar el esfuerzo radial σ_r , y el esfuerzo tangencial σ_t , se utiliza la hipótesis de que la deformación longitudinal es constante en toda la circunferencia del cilindro. En otras palabras, una sección transversal plana del cilindro no se deforma después de la carga al elemento tubular.

El caso ilustrado en la figura 3.14, donde a denota el radio interior del cilindro y b , su radio exterior; la presión interna se representa por p_i y la externa por p_o . Primero se estudia el estado de equilibrio de un anillo semicircular de espesor diferencial en la pared del cilindro; se le asigna un radio r y se considera que su longitud es de una unidad. Al sumar las fuerzas en dirección vertical e igualar a cero la suma, se obtiene:

$$2\sigma_t dr + 2\sigma_r r - 2(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) = 0 \quad \text{Ec. (3.1)}$$

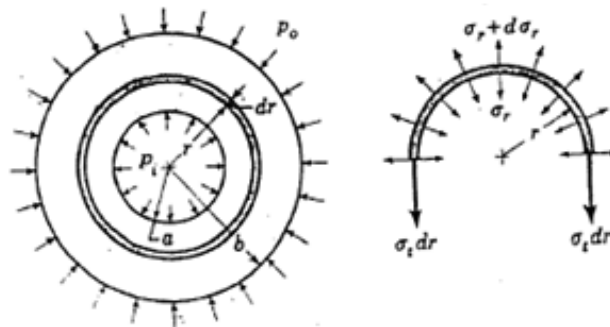


Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre de una sección de tubería.

[Fuente: Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta Ed.]

Simplificando y despreciando cantidades diferenciales de orden superior

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad \text{Ec. (3.2)}$$

La ecuación anterior relaciona las incógnitas σ_r y σ_t , pero hay que determinar una segunda relación para poder evaluarlas. La segunda ecuación se obtiene a partir

de la hipótesis de que la deformación longitudinal es constante. Tanto σ_r como σ_t , son positivos en el caso de tensión, de modo que la ecuación de deformación se expresa como:

$$\epsilon_l = -\frac{\mu\sigma_t}{E} - \frac{\mu\sigma_r}{E} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Donde μ , es la relación de Poisson y ϵ_l , es la deformación longitudinal. Combinando las tres ecuaciones anteriores e integrando bajo los límites de borde correspondientes se tiene:

$$\sigma_t = p_i \frac{b^2+a^2}{b^2-a^2} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

$$\sigma_r = -p_i$$

Cabe prever que existen esfuerzos longitudinales, cuyas reacciones son soportadas por los apoyos ubicados en los extremos del ram, así:

$$\sigma_l = \frac{p_i a^2}{b^2 - a^2}$$

3.5.1. CILINDROS DE PARED DELGADA

Cuando se trata de recipientes cilíndricos cuya pared tiene un espesor de 1/10 de su radio –o menos- se puede considerar que el esfuerzo radial producido por la presión del contenido del cilindro es muy pequeño en comparación con el esfuerzo tangencial y está uniformemente distribuido en todo el grosor de la pared. Cuando se cumple esta hipótesis, el elemento en cuestión se llama recipiente de presión de pared delgada.

La presión interna p , actúa sobre la superficie lateral de un cilindro con pared de espesor t y diámetro interior d_i . La fuerza que tiende a separar las dos mitades de un tramo de longitud unitaria del cilindro es pd_i . Esta carga la resiste el esfuerzo tangencial, que actúa uniformemente en el área resistente. Así, se tiene que:

$$pd_i = 2t\sigma_t$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{pd_i}{2t} \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Del mismo modo el esfuerzo longitudinal distribuido uniformemente, bajo la teoría de recipientes de pared delgada es:

$$\sigma_l = \frac{pd_i}{4l} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

3.5.2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL ARIETE HIDRAÚLICO

Para una determinación adecuada de los esfuerzos que actúan en ariete, es preciso su evaluación durante los siete períodos que constituyen el ciclo. De acuerdo al apartado 2.5, los elementos del ariete están sometidos a cargas cíclicas por tanto se diseñan a fatiga.

Del ciclo teórico de operación del ariete se tiene que la presión máxima se genera en el período 5; cuyas condiciones son:

- a. Válvula de servicio se abre repentinamente, permitiendo el bombeo
- b. La válvula de impulso se encuentra totalmente cerrada
- c. La presión en la tubería de conducción es la correspondiente a la altura de bombeo mas la altura de pérdidas.

Las fuerzas producidas por el cambio de cantidad de movimiento en el bombeo se pueden despreciar, puesto que el volumen de agua que se deriva hacia la válvula de servicio es muy pequeño en comparación con el que se desperdicia.

El esfuerzo originado en las paredes del tubo de impulso, la cámara de aire y el cuerpo del hydram se determinan por la ecuación 3.5.

$$\therefore \sigma_t = \frac{pd_i}{2t}$$

Donde:

p : Incremento de presión debido al golpe de ariete.

$p = P_{\max}$ (Para el diseño se considera la condición mas critica)

$$P_{\max} = \gamma h_{\max}$$

h_{\max} : máxima presión que puede generar el ariete

Esta expresión permite calcular el máximo esfuerzo para un elemento sometido a fatiga.

En el periodo 6, se genera un vacío debido al retroceso de la columna de agua por tanto pertenece la mínima presión dentro del ciclo del ariete. El esfuerzo de compresión correspondiente se puede cuantificar usando la ecuación 3.5:

$$\sigma_t = \frac{P_{\text{atm}} r}{t_p}$$

Esta ecuación corresponde al esfuerzo mínimo, para el diseño en fatiga. La condición mas critica de vacío es la presión absoluta igual a cero, y se usa para el diseño del ariete.

3.5.3. DISEÑO ESTÁTICO, FALLA DE MATERIALES DÚCTILES

Al diseñar elementos mecánicos que resistan las fallas se debe estar seguro de que los esfuerzos internos no rebasen la resistencia del material.

Experimentos bien documentados indican que la teoría de la energía de distorsión predice la fluencia con la mayor exactitud en los cuatro cuadrantes. Se observa que la teoría del esfuerzo normal máximo equivale a la del esfuerzo cortante máximo en el primero y tercer cuadrante, sin embargo, la gráfica que corresponde a la teoría del esfuerzo normal máximo queda fuera de la elipse de energía de distorsión en el segundo y cuarto. De modo que sería muy peligroso utilizar la teoría de esfuerzo normal máximo, ya que podría predecir condiciones de

seguridad que en realidad no existen. Por tanto la teoría de energía de distorsión predice con mayor precisión la falla, como se presenta en la figura 3.15.

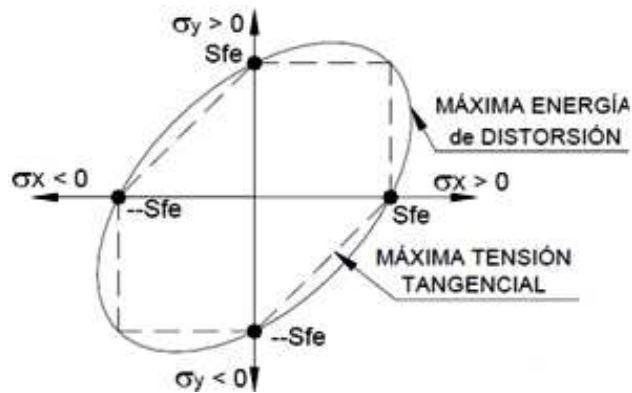


Figura 3.15. Comparación de tres teorías de falla estática para materiales dúctiles.

[Fuente: Mayer, O. Universidad de Buenos Aires. Sept. 2008]

De acuerdo a la teoría de esfuerzo normal máximo, se tiene el factor de seguridad estático:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

S_y : esfuerzo de fluencia del material.

3.5.4. DISEÑO POR RESISTENCIA A LA FATIGA

Se aplica esta teoría cuando los elementos están sometidos a cargas fluctuantes o bajo cargas dinámicas cíclicas, las componentes de esfuerzo que se considerarán son:

σ_{\max} = esfuerzo máximo

σ_{\min} = esfuerzo mínimo

σ_a = amplitud de esfuerzo

σ_m = esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec. (3.8)}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec. (3.9)}$$

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga se usa el diagrama modificado de Goodman, que se presenta en la figura 3.16.

Las condiciones que afectan el límite de resistencia a la fatiga son entre otros: el material (composición química, base de falla, variabilidad), manufactura (método de fabricación, tratamiento térmico, corrosión por desgaste, condición de la superficie, concentración del esfuerzo), condición ambiental (corrosión, temperatura, estado de esfuerzo, tiempos de relajación), Diseño (tamaño, configuración, duración, estado de esfuerzo, concentración del esfuerzo, velocidad). La clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga descritos, se presenta a continuación, para tener en cuenta las más importantes de éstas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación, de las cuales cada uno corresponde a un solo efecto. Con base a lo anterior se tiene:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e' \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Se: límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

Se': límite de resistencia a la fatiga de una probeta

Ka: factor de superficie

Kb: factor de tamaño

Kc: factor de confiabilidad

Kd: factor de temperatura

Ke: factor de modificación por concentración de esfuerzo

Kf: factor de efectos diversos

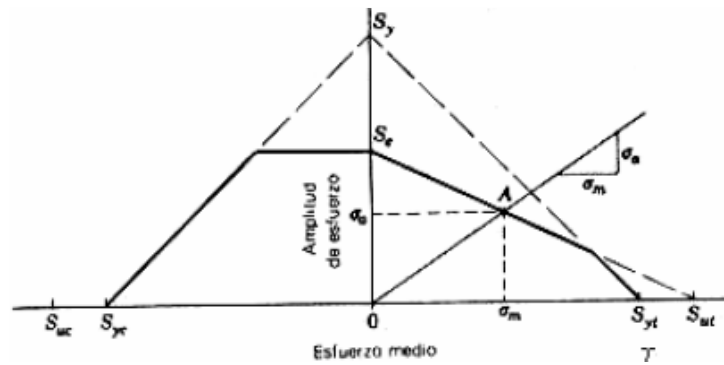


Figura 3.16. Diagrama modificado de Goodman.

[Fuente: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-de-maquinas/material-de-estudio/fatiga_transparencias.pdf]

Del diagrama de Goodman modificado se obtiene que el factor de diseño se determina:

$$n = \frac{S_e}{\sigma_m \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}} \right)} \quad \text{Ec. (3.11)}$$

En el siguiente apartado se realiza el diseño mecánico para las condiciones más críticas de trabajo.

3.5.5. DISEÑO DE LA TUBERÍA DE ALIMENTACIÓN O IMPULSIÓN

El valor de la sobrepresión se debe tener en cuenta al momento de dimensionar este tubo, mientras que en general el peligro de rotura debido a la depresión no es importante, más aún si los diámetros son pequeños. No obstante si el valor de la depresión iguala a la tensión del vapor de líquido se producirá cavitación.

De la longitud del conducto de impulso depende el funcionamiento automático de un ariete. Si no tiene la dimensión correcta, el cambio en volumen entre expansión y contracción no es suficiente para producir la succión necesaria para abrir la válvula de impulso, o el tiempo entre los dos extremos, será demasiado corto para superar la inercia de la misma válvula. La onda de compresión de agua deberá alcanzar la fuente abierta y ser disipado antes de que el agua fluya de nuevo a través de la válvula, las paredes interiores del tubo debe ser lo más liso posible para evitar pérdidas por fricción, que afecta el rendimiento del ariete. En

general la longitud no debe ser muy corta ya que esto provoca un cierre temprano de la válvula de residuos lo cual no permite un aumento de presión adecuado; si la dimensión es muy larga las pérdidas por fricción dominan reduciendo la capacidad de la bomba además una tubería de impulso de gran extensión dañaría los elementos del ram.

El diámetro depende del tamaño del hydram, requerimientos de resistencia, consideraciones de costo, disponibilidad de materiales en el mercado. Este debe ser hecho de acero de buena calidad; o hierro plástico o concreto usado para la conducción de agua.

El correcto dimensionamiento tanto de la longitud como del diámetro del mismo es una de las partes esenciales del diseño; aunque el ram trabajara satisfactoriamente si la relación de la longitud (L) del tubo con su respectivo diámetro (D), está entre los límites $150 \leq \left(\frac{L}{D}\right) \leq 1000$, fuera de este rango la operación del ariete puede verse afectado notoriamente. La extensión de la tubería de impulso deberá estar contemplada de 2 a 6 veces la cabeza de suministro.

Se debe tener en cuenta que el agua que se acelera en el tubo de alimentación, es la que provoca el “golpe de ariete”, por lo que éste ha de tener una longitud, inclinación y diámetro adecuados, sin curvas ni estrechamientos que provoquen pérdidas de carga por rozamiento.

El costo del tubo de alimentación es el rubro más alto dentro de la instalación del ariete, por tanto una correcta selección del mismo reducirían considerablemente los gastos.

Tabla 3.25. Rango de longitud de tubería de impulso para diferentes diámetros.

Diámetro (mm)	Longitud (m)	
	Mínimo	Máximo
13	2	13
20	3	20
25	4	25
30	4.5	30
40	6	40
50	7.5	50
80	12	80
100	15	100

[Fuente: www.lifewater.org]

A pesar de varias investigaciones experimentales, no se llega a un acuerdo racional acerca de la extensión de tubería que debería ser usado; investigadores rusos, recomiendan la siguiente fórmula:

$$L = \frac{900H}{N^2D} \quad \text{Ec. (3.13)}$$

Donde:

N: es el número de golpes por minuto

Para el caso del ariete es favorable un cierre rápido ($T < 2L/c$); ya que alcanza mayores sobrepresiones, no obstante se debe tener en cuenta que no fallen los materiales. Las vibraciones que produce el golpe de ariete hacen necesario prever un tubo de impulso, preferiblemente de acero, que resista un régimen de trabajo caracterizado por una fatiga excesiva.

Las dimensiones de la tubería se presenta en la hoja de cálculo de Excel (Anexo C), se selecciona un tubo de acero cédula 30, con un diámetro nominal de 4 pulgadas y longitud de 30 metros.

Para el acero se tienen las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_y = 205 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 308 \text{ [MPa]}$$

Entonces de la definición de la teoría de esfuerzo normal máximo se obtiene el factor de seguridad estático:

$$n_s = \frac{205}{37,985} = 5,39$$

Además el tubo de impulso también está sometido a cargas cíclicas o a fatiga por tanto se debe verificar que no falle a fatiga con el factor de seguridad dinámica.

Para calcular el esfuerzo de fatiga se usa los factores de modificación.

$$S_e = 0,83 \times 0,76 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,5 \times 308 = 82,571 \text{ [MPa]}$$

$$n = \frac{82,571}{19,839 \left(\frac{18,146}{19,839} + \frac{82,571}{308} \right)} = 3,52$$

3.5.6. TAMAÑO DE LA TUBERÍA DE ENTREGA

El agua puede ser bombeada a cualquier distancia, pero la longitud de la tubería involucra trabajo adicional para el ram, ya que tiene que vencer la fuerza de fricción ofrecida por las paredes de la tubería.

A diferencia de la tubería de alimentación la de descarga o entrega puede ser de cualquier material; que sea capaz de soportar una pequeña presión de agua ascendiendo al tanque de entrega.

Generalmente es de la mitad del diámetro del tubo de impulso, aunque es más lógico determinarlo según el caudal del bombeo, el largo del tubo y la potencia disponible.

Tabla 3.26. Diámetros de las tuberías de entrega en función del caudal.

Diámetro de conducto de entrega (mm)	Caudal (litros/min)
30	6-36
40	37-60
50	61-90
80	91-234
100	235-360

[Fuente: www.lifewater.org]

De acuerdo a la tabla de Excel se tiene que el máximo caudal que puede generar el ariete es de alrededor de 27 litros por minuto lo que sugiere un tamaño de tubería de entrega de 30 mm.

3.5.7. TAMAÑO DEL CUERPO DEL HYDRAM O CÁMARA DE VÁLVULAS

El cuerpo del ram debe ser de forma cilíndrica y juntas por bridas como se analizó en la selección de alternativas; está fabricado de acero dulce al igual que el conducto de impulsión. Las condiciones de trabajo tanto del cuerpo como de la cámara de aire son: temperatura ambiente, esfuerzos de presión fluctuantes, corrosión; por tanto las características que deben tener son: resistencia a la corrosión y soldabilidad.

El cuerpo, debe tener el área idónea que permita el flujo sustentable del caudal generado en el período de desperdicio. En la hoja de cálculos de Excel se toma el caudal máximo que debe acoger el cuerpo que es de 3,5 lt/s, que corresponde a la velocidad del período 2; por tanto se puede calcular las dimensiones del ram. Entonces se selecciona un tubo cédula 20, con 6,3 milímetros de espesor.

$$n_s = \frac{205}{42,826} = 4,78$$

Se calcula los factores de modificación para el cuerpo:

$$S_e = 0,83 \times 0,71 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,5 \times 308 = 77,139[\text{MPa}]$$

$$n = \frac{77,139}{19,146 \left(\frac{17,512}{19,146} + \frac{77,139}{308} \right)} = 3,46$$

3.5.7.1. Diseño a fatiga de la soldadura

Aunque el metal de aporte tiene casi la misma resistencia a la fatiga que el material base, el cambio de sección propio de este proceso, baja ésta resistencia. Para el caso de una soldadura de penetración completa en ranura, defectos tales como grietas, falta de penetración, etc, reducen considerablemente la resistencia a la fatiga. También, la naturaleza misma del filete, usado en juntas traslapadas y en T, generan un cambio brusco de la sección que disminuyen esta resistencia. En el proceso de soldadura, el esfuerzo admisible por fatiga no debe superar al esfuerzo admisible estático:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{sr}}{1-K} \quad \text{Ec. (3.14)}$$

σ_{sr} : esfuerzo admisible por fatiga en la soldadura

$$K = \frac{\text{Esfuerzo mínimo}}{\text{Esfuerzo máximo}}$$

(1-K), se usa para reducir la fatiga admisible en función de las condiciones en que ocurre la fatiga, conforme aumenta el valor de esfuerzo, el límite admisible decrece. La soldadura entre los accesorios de tubería es junta de filete y a penetración completa, donde se tiene una resistencia igual a la del material base.

Para una junta del cuerpo del ram se tiene:

$$K = \frac{1692776,32}{43504826,6} = 0,038$$

$$\sigma_{\max} = \frac{112}{0,961} = 116,53 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo que resiste, es el mismo con el que trabaja el cuerpo del hydram, por lo que:

$$\sigma_s = 43,504 \text{ [MPa]} < \sigma_{\max} = 116,53 \text{ [MPa]}$$

Con lo que se garantiza la resistencia a fatiga de la soldadura. Tomando en cuenta que el cuerpo del hydram es manufacturado mediante juntas por soldadura se avala la operación.

Los pernos de anclaje del ram están sometidos a cargas cortantes cíclicas creadas por el esfuerzo axial generado, y se determina por la ecuación 3.6:

$$\sigma_{\text{Imax}} = \frac{\gamma h_{\text{max}} d_i}{4l} = 2151,2022 \text{ [Pa]}$$

$$\sigma_{\text{Imin}} = \frac{P_{\text{atmd}_i}}{4l} = 85,767 \text{ [Pa]}$$

3.5.8. VÁLVULA DE IMPULSO

La capacidad del ram depende de las características de la válvula de impulso, por tanto cualquier diseño, instalación o ajuste que afecte su configuración afecta la operación del ram. Debido a los golpes súbitos que sufre el hydram, se debe proporcionar un diseño robusto especialmente a las válvulas y conexiones.

Es una de las partes esenciales de la bomba, ya que ésta provee el correcto funcionamiento de la misma por medio de la regulación de la carrera. El prolijo ajuste de la carrera está ligado directamente con el rendimiento y potencia del ram. Para una operación óptima ésta deberá cerrarse tan pronto como sea posible, bajo esta premisa lo mejor es crear una válvula liviana y de carrera corta, sin embargo si la válvula es demasiada leve no abrirá el tiempo necesario en el ciclo, por otro lado si la carrera es muy corta no puede escapar la suficiente agua; esto limita la velocidad dentro de la tubería de conducción y reduce la presión.

El apropiado diseño de la válvula de impulso, debe ser entonces un balance óptimo entre todos los factores involucrados lo que desembocará en un funcionamiento suave del ram.

Se han llevado a cabo investigaciones en aras de encontrar la forma más adecuada de la válvula de impulso pero todas brindan una eficiencia aceptable. Es decir la forma de la válvula no es un discriminante en el rendimiento de la bomba. No así la calibración de la carrera.

La máxima cabeza de presión que puede entregar el ariete, depende principalmente del cambio de velocidad del agua al momento que la válvula de impulso se cierra.

En la válvula se debe tener cuidado con el diseño del vástago, asiento y pernos de acople; a continuación se hace un diseño por separado de estos elementos, después de determinar la fuerza a la que se encuentran sujetos.

Las piezas que conforman la configuración de la alternativa de resorte que fue seleccionada anteriormente, son:

Disco o asiento de la válvula.- Es el mecanismo obstructor que frena progresivamente el frente de la columna de agua, su diámetro debe al menos igualar al de la tubería de impulso; para evitar asfixia en el fluido. El material de construcción es bronce con la finalidad de disminuir la fuerza de impacto; no es necesario usar gomas de caucho ya que el mismo flujo de agua proporciona un amortiguador natural, que previene a la válvula de golpeteos y daños.

El espesor del disco de la válvula se determina mediante la siguiente ecuación:

$$t = \sqrt{\frac{0,39W}{\sigma_{\max}}} \quad \text{Ec. (3.15)}$$

$$t = 0,010 \text{ m}$$

Vástago.- El vástago es el elemento encargado de regular la carrera de la válvula por medio de un arreglo de tuercas. Este debe ser un espárrago ya que requiere

el montaje de tuercas en los dos extremos del mismo, su longitud está en función de la carrera y la longitud natural del resorte.

Está sujeto a: golpeteo continuo, corrosión y desgaste por fricción en la guía; en consecuencia debe reunir las siguientes características: resistencia a la corrosión, alta tenacidad, resistencia al desgaste por fricción.

La fuerza ejercida en el espárrago es solamente la de impacto, puesto que éste se encuentra en contacto directo con la atmósfera.

La longitud es la suma de la carrera, la longitud natural del resorte, el espesor de la bancada, del disco de la válvula y de las dos contratueras ubicadas en los extremos del espárrago. Entonces la extensión así calculada da un valor de 40 centímetros.

El material seleccionado es AISI-304, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 205 MPa y una resistencia a la rotura de 504 MPa, ver catálogo (Anexo D).

Con los factores de modificación de esfuerzos se tiene:

$$S_e = 0,83 \times 0,83 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,5 \times 504 = 147,56[\text{MPa}]$$

Se iguala el esfuerzo admisible al generado por el impacto:

$$S_e = \frac{4F_e}{\pi d_v^2}$$

De la ecuación anterior se obtiene d_v , diámetro del vástago:

$$d_v = 12,69 [\text{mm}]$$

Por tanto se toma un vástago de 20 milímetros, de diámetro en base a la funcionalidad y sumando el coeficiente de seguridad.

Resorte.- Se encuentra alojado entre la bancada de la válvula y el asiento de la misma, la constante elástica es función directa de la fuerza que debe ejercer la válvula al momento de frenar la columna de agua. Por la disposición horizontal de

la válvula no se puede poner pesos sobre esta entonces la única fuerza que permite el golpe de ariete es la elástica generada por el resorte. Al igual, se han diseñado una gama completa de dispositivos de muelles con la finalidad de una apertura y cierre más rápido; todavía no es conocido si esto incrementa la eficiencia de manera considerable. En la tabla 3.27, se presenta un catálogo de resortes de compresión:

Tabla 3.27. Catálogos de resortes de compresión.

Diámetro del agujero [mm]	Diámetro del perno [mm]	Longitud libre [mm]	No. de catálogo	Constante elástica del resorte [N/m]	TABLA DE CARGAS			
					Carrera Máxima de trabajo 40% Lo		Carrera hasta el sólido	
					Carga [N]	Carrera [mm]	Carga [N]	Carrera [mm]
D	d	Lo						
63	38	76	S11.063.076	1930	5590	30	7730	38
		89	S11.063.089	1580	5530	35	6950	44
		102	S11.063.102	1340	5490	41	6700	50
		115	S11.063.115	1160	5340	46	6610	57
		127	S11.063.127	1020	5200	51	6530	64
		152	S11.063.152	840	5120	61	6380	76
		178	S11.063.178	700	4970	71	6230	89
		203	S11.063.203	600	4860	81	6120	102
		254	S11.063.254	470	4790	102	5920	126
		305	S11.063.305	390	4760	122	5920	152

[Fuente: RIMAN, Resortes de compresión]

De esta tabla, se selecciona el resorte S11.063.254, que es el que cumple con las condiciones requeridas.

Bancada.- Este mecanismo junta la válvula al cuerpo del ram, además en su interior posee un casquillo de bronce que permite el desplazamiento suave del vástago en su movimiento alternativo. El bocín guía del vástago es de bronce fosfórico para disminuir el efecto de fricción.

En el ariete se encuentran tres juntas de brida uno a la entrada del hydram, un segundo en la válvula de impulso y un tercero y último en la válvula de entrega.

Para la cuantificación de los esfuerzos debidos al impacto de la válvula de impulso en su base, es necesario recurrir a la teoría de pernos precargados en una junta, que para este caso sería la unión de la base de la válvula con el cuerpo del ram.

3.5.8.1. Teoría de pernos precargados

Cuando se desea tener una junta desmontable como es el caso de la válvula de impulso, y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas de tensión y cortante o una combinación de ambas, entonces la combinación de pernos y arandelas templadas es una buena solución.

En la figura 3.17, se muestra un segmento de una junta atornillada, el sujetador utilizado en esta aplicación ha sido precargado a un valor inicial de tensión de F_i , y luego se aplica las cargas externas P y P_s . El efecto de la precarga es hacer trabajar las piezas en compresión, para que haya mayor resistencia a la carga de tensión externa y originar fricción entre ellas, a fin de resistir la carga cortante.

La constante de resorte o constante de rigidez de un elemento elástico como un perno, es la relación de la fuerza aplicada al elemento a la deformación total producida por dicha fuerza. La deformación total de una barra en tensión o compresión simple es:

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad \text{Ec. (3.16)}$$

Donde:

δ : deformación total

F: Fuerza

A: área transversal

E: módulo de elasticidad

l: agarre, longitud total de las piezas a sujetarse

Por consiguiente la constante de rigidez, vale:

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l}$$

Con ésta ecuación se determina tanto la rigidez para el perno; como para la empaquetadura:

$$\begin{cases} K_m = \frac{2\pi d^2 E}{l} \\ K_b = \frac{\pi d^2 E}{4l} \end{cases}$$

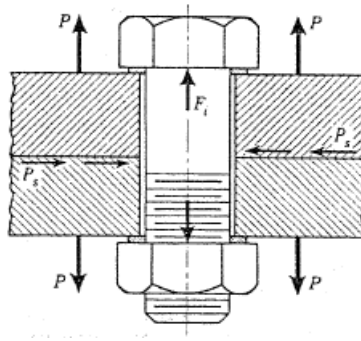


Figura 3.17. Unión de perno.

[Fuente: Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta Ed.]

Se considera una junta de perno, con carga a tensión, se utiliza la siguiente nomenclatura:

P: carga externa total sobre la unión del perno

Fi: precarga del perno debida al apriete, y la cual existe antes que se aplique P.

Pb: porción de P, absorbida por el perno

Pm: porción de P, absorbida por los elementos unidos

Fb: carga resultante sobre el perno

Fm: carga resultante sobre los elementos

Cuando se aplica la carga externa P, al conjunto precargado hay un cambio en la deformación total del perno y también en la de los elementos unidos. El perno inicialmente en tensión, se alarga más, éste aumento en la deformación es:

$$\Delta\delta_b = \frac{P_b}{K_b}$$

Las piezas sujetadas tienen una compresión inicial debida a la precarga. Cuando se aplique la carga externa, ésta compresión disminuye, la reducción en la deformación total de las piezas es:

$$\Delta\delta_m = \frac{P_m}{K_m}$$

Suponiendo que los elementos unidos no se han separado, el aumento en la deformación total del perno debe ser igual a la disminución en la deformación de las piezas sujetadas, en consecuencia:

$$\frac{P_b}{K_b} = \frac{P_m}{K_m}$$

Puesto que:

$$P = P_b + P_m$$

Se tiene:

$$P_b = \frac{K_b P}{K_b + K_m} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

Por tanto, la carga resultante sobre el perno es:

$$F_b = P_b + F_i = \frac{K_b P}{K_b + K_m} + F_i \quad \text{Ec. (3.18)}$$

En la misma forma, la compresión resultante de los elementos de la junta será:

$$F_m = \frac{K_m P}{K_b + K_m} - F_i \quad \text{Ec. (3.19)}$$

Las ecuaciones 3.17 y 3.18, guardan confiabilidad siempre y cuando se mantenga algo de la compresión inicial en las piezas. Si la fuerza externa es suficiente para

eliminar esta compresión por completo, los elementos de la unión se separa y el perno soporta la carga total.

La figura 3.18, es una gráfica de las características fuerza-deformación total, que indica lo que sucede. La recta k_m , representa la rigidez de las piezas sujetadas: una fuerza como la precarga F_i , causa una deformación por compresión δ_m , en los elementos; la misma fuerza ocasiona una deformación por tensión δ_b , en el perno. Cuando se aplica una carga externa, δ_m se reduce en $\Delta\delta_m$, y δ_m , aumenta en la misma cantidad $\Delta\delta_m = \Delta\delta_b$. Así, la carga sobre el perno aumenta y la de las piezas unidas disminuye.

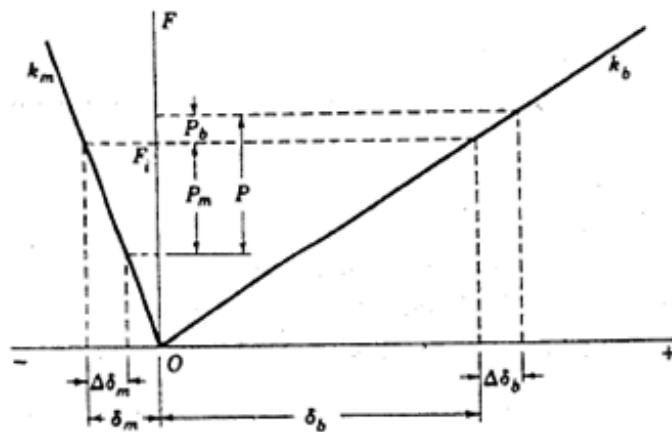


Figura 3.18. Característica fuerza-deformación total.

[Fuente: Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta Ed.]

La importancia de precargar los pernos no se puede desestimar. Una precarga elevada mejora tanto la resistencia a la fatiga a la unión de perno; como el efecto de aseguramiento.

3.5.8.2. Compresión en miembros emperrados

Puede haber más de dos elementos comprendidos por el agarre del sujetador, los cuales actúan como resortes de compresión en serie y, en consecuencia el módulo total de resorte de los miembros de la junta es:

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_i} \quad \text{Ec. (3.20)}$$

La figura 3.19, ilustra un esquema cónico, la superficie superior tiene un diámetro d_w , igual al de la cara de arandela del perno, la superficie del cono forma un ángulo fijo de 45° con respecto al eje del perno. Un duplicado invertido del cono hace contacto con la cara de arandela de la tuerca. Por consiguiente, la altura de cada cono es la mitad del agarre $l/2$.

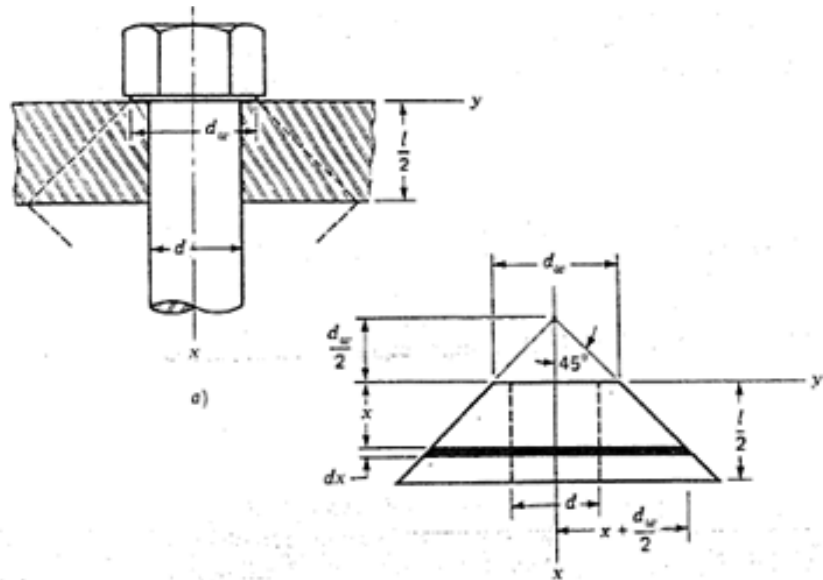


Figura 3.19. Compresión en los elementos de una junta suponiendo que están confinados a un tronco de cono hueco.

[Fuente: Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta Ed.]

Aplicando ecuaciones geométricas se obtiene el módulo de resorte o rigidez de los miembros de la junta atornillada:

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[\frac{5(1+0,5d)}{1+2,5d} \right]} \quad \text{Ec. (3.21)}$$

3.5.8.3. Requisitos del par de torsión

De acuerdo a la teoría de uniones de pernos una precarga elevada es deseable, no obstante es complicado obtener la medición exacta de la deformación, por tanto se aplica el concepto del par de torsión, requerido para desarrollar la precarga especificada, luego se puede usar un torcómetro para dar el par de torsión requerido.

El valor de éste par de torsión, se calcula con el uso de la siguiente fórmula:

$$T = 0,2F_i d \quad \text{Ec. (3.22)}$$

3.5.8.4. Precarga de pernos: Carga estática

La condición para la separación de la junta es:

$$CP + F_i = 0$$

Donde:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Por tanto la precarga F_i , debe ser siempre mayor que CP . Además, no debe producir fluencia en el material del perno; en consecuencia el valor de seguridad de F_i , debe estar en el intervalo:

$$CP < F_i < A_t S_y$$

Entonces se puede calcular el valor del factor de seguridad estática en una junta:

$$n = \frac{A_t S_y - F_i}{CP} \quad \text{Ec. (3.23)}$$

3.5.8.5. Precarga de pernos: Cargas de fatiga

Se escribe los valores de esfuerzo medio y alternante, para los valores de: $F_{\max}=F_b$ y $F_{\min}=F_i$, mediante las ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. (3.25)}$$

Al utilizar el criterio de falla de Goodman modificada se tiene:

$$F_i = A_t S_{ut} - \frac{C_n P}{2} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \quad \text{Ec. (3.26)}$$

3.5.8.6. Juntas con empaquetadura

La figura 3.20, muestra tres configuraciones típicas de empaquetadura. El empaque no confinado de una junta está sujeto a la carga de compresión total entres dos piezas. Su rigidez, predomina y por lo tanto las características de la empaquetadura gobiernan el diseño de la junta.

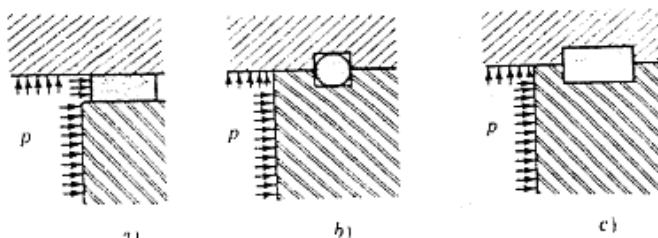


Figura 3.20. Configuración típica de empaquetadura. a.- Empaque no colocado en ranura, b.- Anillo "O", en ranuras, c.-Empaque en ranura.

[Fuente: Shigley, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta Ed.]

Tabla 3.28. Módulo de elasticidad para materiales de empaquetadura.

Material	Módulo de elasticidad, E	
	kpsi	MPa
Corcho	12,5	86
Asbesto Comprimido	70,0	480
Cobre-Asbesto	$13,5 \cdot 10^3$	$93 \cdot 10^3$
Caucho (hule) simple	10,0	69
Rollo en espiral	41,0	280
Teflón	35,0	240
Fibra vegetal	17,0	120

[Fuente: Axelson. Jhon, Pressure Components]

Para el análisis de factor de seguridad, se debe usar la ecuación 3.19, para añadir el efecto del módulo de elasticidad del empaque.

Para la determinación de las rigideces tanto del perno como de los miembros se selecciona pernos de milimétricos M10x1.5, placas de 10 mm para las bridas y 3 mm de espesor del empaque de corcho.

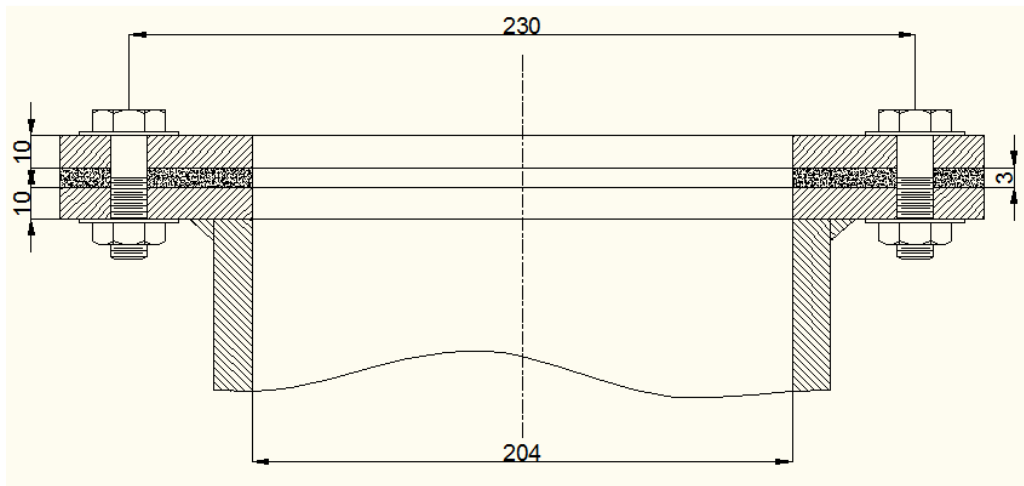


Figura 3.21. Junta de pernos.

[Fuente: Propia]

El agarre efectivo del tornillo es $l=10+3+10=23$, por consiguiente la rigidez de los tornillos es:

$$K_b = \frac{\pi \times 10^2 \times 207}{4 \times 23} = 706,85 \frac{\text{MN}}{\text{m}}$$

Para obtener el módulo de resorte del empaque obsérvese que $l=3$ y $E=86$ MPa de la tabla 3.28, utilizando la ecuación 3.21, se tiene:

$$K_m = \frac{\pi(86)(10)(10^{-3})}{2 \ln \left[\frac{5[3 + 0,5(10)]}{3 + 2,5(10)} \right]} = 3,78 \frac{\text{MN}}{\text{m}}$$

Entonces se calcula la relación de rigidez:

$$C = \frac{706,85}{706,85 + 3,78} = 0,9946$$

Luego con la ecuación 3.35, se determina la carga externa total sobre la unión de perno:

$$P = 31813,122 + 18690 = 50503,122 \text{ [N]}$$

Del libro de Shigley, se obtiene la sección efectiva del perno y las propiedades mecánicas del mismo:

$$\begin{cases} A_t = 115,0 \text{ [mm}^2\text{]} \\ S_{ut} = 105 \text{ [Kpsi]} \end{cases}$$

Por consiguiente $S_{ut}=105(6,89)=723,45 \text{ [MPa]}$

$$S'_e = 19,2 + 0,314(105) = 52,17 \text{ [Kpsi]}$$

Por lo que $S'_e=52,17(6,89)=359,45 \text{ [MPa]}$. Empleando $k_c=0,897$ para 90% de confiabilidad y $k_c=0,733$ para roscas laminadas, tenemos:

$$S_e = 0,897(0,733)(359,45) = 236,338 \text{ [MPa]}$$

Se resuelve la ecuación 3.26, utilizando P/N para la carga por tornillo, se tiene:

$$F_i = A_t S_{ut} - \frac{C_n P}{2N} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)$$

$$F_i = 115(0,72345) - \frac{0,9946(1,5)(50,503)}{2N} \left(\frac{0,72345}{0,236} + 1 \right)$$

$$F_i = 83,196 - \frac{306,314}{N} \text{ [KN]}$$

Resolviendo esta ecuación para evaluar F_i por tornillo y para diversos valores de N , resulta:

Tabla 3.29. Fuerza interna en función de número de tornillos.

N	4	5	6	8	10
Fi [KN]	6,62	21,93	32,14	44,9	52,56

[Fuente: Propia]

La carga de prueba para el perno M10x1.5 es $S_p=586$ MPa, en consecuencia:

$$F_p = A_t S_p = 115(0,586) = 67,4 \text{ [KN]}$$

El intervalo de precargas aceptable es:

$$10,4 \leq F_i \leq 60,7 \text{ KN}$$

Por consiguiente la tabla 3.29, indica que el uso de 5 pernos, cumple el requerimiento de fatiga. A fin de obtener una presión de empaque razonablemente uniforme, los sujetadores no deben ser espaciados a más de 10 diámetros de tornillo. La circunferencia del círculo de posición de los pernos es $230\pi=722,56$ mm. Ocho elementos darían un espaciamiento de $722,56/(8)(10)=9$ diámetros de perno. Esto es satisfactorio y, por lo tanto, se selecciona ocho elementos para el acople de la válvula y una precarga de 50 KN, lo cual está en el intervalo admisible de precarga.

El apriete de los pernos deberá ser hecho con un torcómetro, para comprobar la pretensión correcta, que para éste caso de acuerdo a la ecuación 3.22, es:

$$T = 0,2(50)(10) = 100 \text{ [N – m]}$$

Las juntas tanto la de la entrada del tubo de impulso como de la cámara de aire son del mismo tipo y no necesitan ser comprobadas ya que están sujetas a una menor sollicitación de esfuerzo.

3.5.8.7. Análisis de energías en la válvula de impulso

En el momento que la válvula de impulso de la bomba de ariete se cierra, choca contra su base con una determinada energía cinética producto de la aceleración inducida por la fuerza de arrastre. Este impacto da lugar a fuerzas que deben ser consideradas en el diseño a fatiga de los pernos y el vástago que forman parte de la válvula de impulso.

Usando el método de la energía para la determinación de la fuerza debido al impacto se considera, la energía cinética creada por la columna de agua:

$$U = \frac{1}{2} m_{ca} v_3^2 \quad \text{Ec. (3.27)}$$

La cual se fracciona en las siguientes energías de deformación elástica:

1.- Energía de deformación de los pernos:

$$U_1 = \frac{1}{2} \frac{K_b F_e s}{(K_b + K_m)} \quad \text{Ec. (3.28)}$$

Fe: fuerza debido al impacto.

2.- Energía de deformación de los miembros a compresión:

$$U_2 = \frac{1}{2} \frac{K_m F_e s}{(K_b + K_m)} \quad \text{Ec. (3.29)}$$

3.- Energía de deformación en la base de la válvula:

$$U_3 = \frac{1}{2} \frac{K_1 F_e r^3}{(E t^2)} \quad \text{Ec. (3.30)}$$

r: radio interno del disco de la válvula de impulso.

t: espesor de la placa base de la válvula de impulso

K1: factor de forma

4.- Energía de deformación del cuerpo cilíndrico:

$$U_4 = \frac{1}{2} \frac{K_1 F_e l^3}{(E \times \pi \times D \times t_p)} \quad \text{Ec. (3.31)}$$

l: longitud natural del resorte

D: diámetro del cuerpo

tp: espesor de la tubería del cuerpo

5.- Energía de deformación del asiento de la válvula

$$U_5 = \frac{1}{2} \frac{4 \times K_1 \times F_e \times l^3}{[E \times \pi \times (d_{ext}^2 - d_{int}^2)]} \quad \text{Ec. (3.32)}$$

l: espesor de la base

6.- Energía de deformación del vástago de la válvula de impulso

$$U_6 = \frac{1}{2} \left[\frac{4 \times F_e \times l^3}{(\pi D^2)} \right] \quad \text{Ec. (3.33)}$$

Igualando energías se tiene:

$$U = \sum_{i=1}^6 U_i \quad \text{Ec. (3.34)}$$

De donde se obtiene la fuerza de impacto F_e .

La fuerza total P , en la junta empernada de la válvula de impulso es:

$$P = F_e + F_p \quad \text{Ec. (3.35)}$$

F_p : fuerza debido a la elevación de presión en el golpe de ariete.

Con el método de la energía Ec. (3.34), se despeja F_e (fuerza debida al impacto), de donde se obtiene el valor de F_e : 18690 [N]

3.5.9. VÁLVULA DE ENTREGA

La válvula de entrega está ubicada entre el pasaje de la cámara y el cuerpo del hydram, debe tener una apertura larga, para permitir que el agua bombeada entre a la cámara de aire sin obstrucción.

La válvula de entrega previene que el agua bombeada regrese al cuerpo del ram; luego de que el pulso de presión ha sido disipado. Por lo tanto ésta es una válvula antiretorno o check. Está puede ser de caucho, cómoda de fabricar, debe tener la rigidez necesaria para evitar que las alas del mismo fleje y quede torcido permitiendo así el retorno del agua al cuerpo. Se debe realizar un correcto pulido de los taladros en la placa de la válvula.

Autores recomiendan $1,45 \text{ cm}^2$, de área por cada litro de agua a ser entregado. A pesar que depende del caudal bombeado y de la frecuencia de los golpes. De

acuerdo a la alternativa de plato perforado, la válvula consta de una placa de agujeros, encima de la cual se ubica la goma que se abre instantáneamente el momento en el cual la presión en el cuerpo del ram es mayor que la de la cámara de aire, sobre ésta goma se añade una arandela de material polímero para evitar que el perno esté en contacto directo con el caucho ocasionando daños en este, finalmente se ubica un perno el cual da el ajuste para fijar la arandela goma y plato.

Se toma el máximo valor de caudal entregado, de acuerdo a la tabla de cálculo de Excel, tenemos el mayor caudal que puede generar el ariete corresponde a un valor de 0,3 litros en cada ciclo, correspondiente a la velocidad del período 4.

$$A = \frac{0,0003}{0,91302} = 3,2858 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Entonces de acuerdo al área calculada se requiere que los agujeros del plato de entrega tengan como mínimo una sección de 3,5 centímetros cuadrados.

3.5.10. CÁMARA DE AIRE

Encima de la válvula de entrega se encuentra la cámara de aire. Ayuda a proporcionar una continua entrega de agua a una tasa relativamente uniforme. Es decir cambia el funcionamiento intermitente de la bomba a un comportamiento continuo. Está debe ser tan grande como sea posible, para comprimir y amortiguar el pulso de presión. Si la cámara llega a llenarse completamente con agua, el ram golpea bruscamente lo cual lleva a la rotura de la instalación. Algunos autores sugieren que el volumen de la cámara de aire debe ser igual al volumen del agua en la tubería de entrega. El volumen de la cámara de aire deberá encontrarse entre 20 a 50 veces el volumen entregado en un ciclo, está probado que un funcionamiento apropiado se consigue cuando el nivel de agua dentro de la cámara de aire se encuentra por encima de la salida de la tubería de entrega.

Debido a que el efecto de la cámara de aire o tanque de presión del ram no es tomado en cuenta en el modelo matemático de Krol, cabe determinar una forma

de cálculo para el dimensionamiento de esta. Con referencia a la figura 3.22, se tiene los siguientes parámetros:

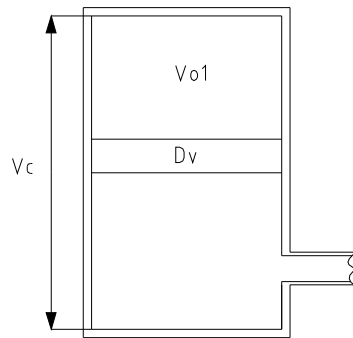


Figura 3.22. Cámara de aire.

[Fuente: Propia]

V_c : volumen de la cámara de aire

V_{o1} : Volumen de aire en la cámara a la presión correspondiente de la altura de entrega

h : altura de entrega

h_r : altura de pérdidas en la entrega

D_v : máximo caudal de bombeo por ciclo para las condiciones dadas de instalación

Asumiendo una compresión politrópica en la cámara de aire se tiene la siguiente ecuación:

$$P_1 \times V_{o1}^n = P_2 \times V_{o2}^n \quad \text{Ec. (3.36)}$$

Para este caso se puede asumir una compresión isotérmica por lo que $n=1$, inicialmente la cámara de aire se encuentra a la presión atmosférica y en el funcionamiento permanente del ariete la presión es la correspondiente a la altura de entrega más la altura de pérdidas. Por lo que la compresión entre estos dos estados usando la fórmula 3.36, se tiene:

$$P_1 \times V_{o1}^n = P_2 \times V_{o2}^n$$

$$P_{at} \times V_c^1 = P_{ent} \times V_{o1}^1$$

Donde:

P_{at} : Presión atmosférica

P_{ent} : Presión de la altura de entrega

$$P_{at} = \gamma_{aire}(10.33 \text{ m})$$

$$P_{ent} = \gamma_{aire}(h + hr)m$$

Combinando y las ecuaciones anteriores y despejando V_{o1} , se tiene:

$$V_{o1} = \frac{10.33}{h+hr} V_c \quad \text{Ec. (3.37)}$$

Introduciendo la sobrepresión que debe tener el tanque para bombear Dv , en cada ciclo y usando la misma relación de compresión isotérmica:

$$(h + hr)(1 + x)(V_{o1} - Dv) = (h + hr)V_{o1} \quad \text{Ec. (3.38)}$$

$$x = \frac{h}{h + hr}$$

x : fracción de aumento de presión que permite el bombeo

Reemplazando la ecuación 3.37 en la 3.38 y despejando el volumen de la cámara de aire se tiene:

$$V_c = \frac{(1+x)Dv(h+hr)}{10.33x} \quad \text{Ec. (3.39)}$$

La ecuación 3.39 permite calcular el volumen de la cámara de aire, en función de la fracción x , un valor pequeño de x permite mayor estabilidad en la cámara.

La cámara de aire se fabrica de la misma tubería del cuerpo del hydram y para un desarrollo de caudal máximo de 0,3 litros por ciclo, con la finalidad de asegurar un flujo libre en el bombeo, con esto se determina la longitud de la cámara:

$$\pi \frac{Dc^2}{4} Lc = \frac{(1 + x)Dv(h + hr)}{10.33x}$$

Asumiendo una variación del 25% en la presión de la cámara, para dar una estabilidad razonable en la cámara ($x=0,25$), se tiene:

$$\pi \frac{0,2032^2}{4} L_c = \frac{(1 + 0,25)0,0003(128,085)}{10.33 \times 0,25}$$

$$L_c = 0,57352 \text{ m}$$

Se calcula los factores de seguridad tanto estático como dinámico para garantizar la no falla del material del cual está construida la cámara de aire:

$$n_s = \frac{205}{43,504} = 4,71$$

Para determinar el coeficiente de seguridad a fatiga se calcula primeramente los factores de modificación:

$$S_e = 0,83 \times 0,71 \times 0,85 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,5 \times 308 = 77,139[\text{MPa}]$$

$$n = \frac{77,139}{22,598 \left(\frac{20,906}{22,598} + \frac{77,139}{308} \right)} = 2,903$$

3.5.11. VÁLVULA DE AIRE

Está hecha simplemente por medio de un taladro pequeño convenido de acuerdo al diseño y a la necesidad de aire; se ubica en un costado de la tubería y debajo de la válvula de entrega; el agujero es parcialmente obstruido por un fino pasador; el cual se mueve gracias a los cambios de presión generados en el ram.

Debe ser ajustada de tal modo que de un pequeño chorro de agua con cada pulso de compresión, si permanece abierta mucho tiempo la cámara se llena de aire y el ram entonces bombea solo aire. Si no tiene el suficiente tiempo de apertura, no permite el ingreso de suficiente aire, entonces el ram golpea con un sonido metálico.

Experimentos con diferentes tamaños de ram, indican que el tamaño de la válvula de aire tiene un efecto insignificante en la operación del hydram. Un agujero pequeño menor a un milímetro es suficiente.

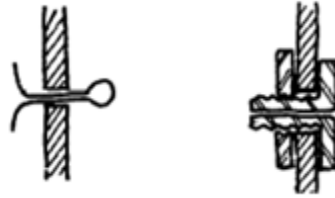


Figura 3.23. Tipos de válvulas de aire.

[Fuente: ITDG]

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

La construcción, básicamente consiste en accesorios de tubería de tamaño adecuado y diseño apropiado. La primera consideración en la construcción del ram es la durabilidad, lo que incurre en la búsqueda de materiales adecuados para soportar el martillo o golpe de ariete; otro aspecto es el contorno interior del cuerpo del ram, desde el punto de vista de pérdidas por fricción y pérdida de velocidad lo que acarrea una baja de presión y rendimiento.

La construcción o fabricación del equipo es un conjunto de actividades destinadas a la realización efectiva del producto con unas condiciones aceptables de calidad, costos y tiempo. Entre estas actividades se encuentran las siguientes:

- La preparación de los procesos productivos, la planificación y programación de la producción y disponibilidad del equipo y utillaje necesarios.
- La fabricación de piezas y componentes, o su eventual subcontratación y el establecimiento de las correspondientes especificaciones técnicas.
- El montaje de piezas, subconjuntos y conjuntos para formar un producto que responda a la funcionalidad.
- El control de calidad, en la recepción de materiales y componentes, en los procesos de fabricación, de montaje y como garantía la calidad global del producto. Eventualmente, realizar las inicializaciones y puestas a punto.
- La expedición comprende la documentación (manual de instrucciones y de mantenimiento, garantías).

Una selección adecuada del método de soldadura y de pruebas para el hydram, las bombas de ariete son poco susceptibles a la corrosión y tienen larga vida. Por otro lado las pruebas son costosas. Por muchos años investigadores han estado

experimentando con nuevos materiales y nuevos de manufactura en una tentativa de diseñar un ram liviano.

En este capítulo se detalla el proceso de construcción genérico para la fabricación del ariete, así como de su montaje instalación y de su mantenimiento; y cuando está en servicio del ajuste para la correcta sintonización de la válvula de impulso.

4.1. CONSIDERACIONES GENERALES

La forma de la bomba dificulta la construcción, por ende es menester seleccionar los procesos de construcción idóneos para cada uno de los elementos. El correcto diseño y construcción de las válvulas dentro de la bomba es un factor preponderante por lo tanto estas requieren una atención especial.

La correcta selección de materiales; sobre la base de sus propiedades, al lado de su disponibilidad y costos, son siempre la consideración principal. Los que prolongan la vida útil de las bombas son en gran medida los adecuados. Placas de metal galvanizado y tuberías se utilizarán para la construcción.

Cuando un ariete es bien construido y debidamente instalado el mantenimiento es mínimo. Para facilitar las labores de limpieza es aconsejable ensamblar las partes aisladas mediante uniones desmontables. Las partes que deben chequearse generalmente son: válvula de impulso, la válvula de descarga, tuercas y tornillos que pueden aflojarse y destruirse producto de la corrosión, limpiar el filtro y regular la válvula de aire.

4.2. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Cuando la columna de agua es súbitamente detenida en el tubo de alimentación por el cierre de la válvula de impulso; la presión creada comprime el agua causando el estiramiento del cuerpo del ram y de la tubería de alimentación; así parte de la energía del pulso de presión es usada en el estiramiento de las

paredes del tubo de impulso. Una instalación ideal sería hecha de materiales rígidos e inelásticos, entonces no se gasta energía en el ensanchamiento de las paredes del tubo de impulso sino que dicha energía se usa para alcanzar cabezas de entrega mayores bajo las mismas condiciones de operación del ram.

En el anexo E, se detalla el proceso de construcción mediante un diagrama de procesos u operaciones necesarias para su fabricación, se presenta los planos de construcción, montaje e instalación correspondientes al equipo diseñado. Se usa electrodos E70-18, que son de diseño de bajo hidrógeno, con recubrimiento de 30% de hierro pulverizado, producen soldaduras sólidas y confiables en aceros difíciles. Su recubrimiento, ligeramente más grueso los hace más fácil de usar.

La construcción del equipo se lo puede realizar en un taller mecánico equipado medianamente con equipos como: soldadora, taladro de pedestal, esmeril, equipo oxicorte, torno, fresadora, equipo de pintura, entre las más relevantes. El recurso humano para la construcción de la bomba de ariete hidráulico debe estar capacitado para seguir las indicaciones que se establecen en los planos de taller.

El catálogo de los tubos seleccionados, y demás materia prima para la manufactura del ram se presenta en el anexo D.

En la tabla 4.1, se presenta la lista de materia prima necesaria para la construcción de la bomba de ariete hidráulico.

Tabla 4.1. Listado de materia prima.

Descripción	Material	Dimensiones
Tubería	Acero	8 pulgadas Cédula 20
		5 pulgadas Cédula 40
		4 pulgadas Cédula 30
Pletina	Acero AISI 304	12,7 x 50,8 [mm]
Barras	Acero	2 pulgadas
	Acero AISI 304	20 [mm] de diámetro
Planchas	Acero AISI 304	4000 x 8000 x 10 [mm]
	ASTM B-36	610 x 2000 x 10 [mm]
Electrodos	E70-18	1/8 pulgada
	E60-11	

[Fuente: Propia]

4.2.1. ELEMENTOS A CONSTRUIR

Los elementos a construir y cantidad se presentan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Listado de elementos a construir.

Cantidad	Descripción
1	Cámara de aire
1	Cuerpo del ariete
1	Disco de cierre
1	Vástago
1	Bancada
1	Plato de servicio

[Fuente: Propia]

En la tabla 4.3., se indican los tipos de operaciones o procesos tecnológicos para la construcción de la bomba de ariete hidráulico:

Tabla 4.3. Procesos a utilizarse.

Número	Operación
1	Corte de Material
2	Taladrado
3	Amolado y/o esmerilado
4	Soldadura
5	Roscado
6	Torneado
7	Fresado

[Fuente: Propia]

4.2.2. ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

El proceso de construcción de cada uno de los elementos constituyentes del equipo de ariete, cumplen con la siguiente secuencia:

- Adquisición de materia prima
- Trazar sobre la materia prima
- Ejecutar los procesos tecnológicos de acuerdo al diagrama (ver Anexo E)
- Verificar las dimensiones, perpendicularidad, paralelismo y estabilidad.
- Ensamblaje del equipo
- Instalación y puesta a punto

En el anexo F, se muestra algunas fotografías de los procesos de construcción en el taller mecánico.

4.3. ENSAMBLAJE DEL ARIETE

Ensamblar los accesorios de tubería firmemente y ajustar en la correcta posición. Estos deben estar completamente libres de fugas ya que esto desemboca en pérdidas de energía.

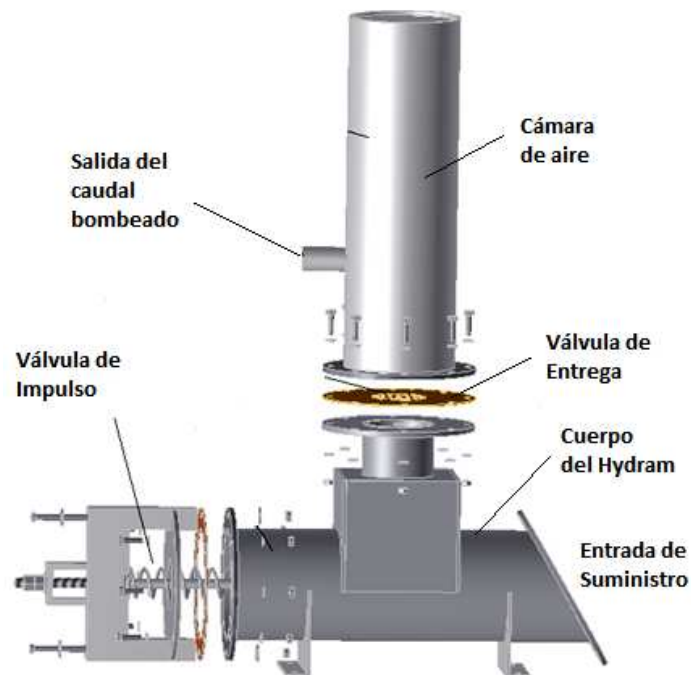


Figura 4.1. Despiece de la bomba de ariete hidráulico.

[Fuente: Propia]

En la figura 4.1, se muestra el despiece de los conjuntos conformantes de la bomba de ariete hidráulico.

Las válvulas tanto la de impulso como la de entrega deben moverse libremente; y al momento del cierre se debe asegurar una correcta juntura del asiento de las válvulas con sus respectivos platos o bridas.

Colocar, y fijar el ariete en el sitio adecuado para luego proceder a la unión de las dos tuberías tanto la de suministro como la de entrega. Limpiar estas tuberías con agua limpia antes de conectarlas. La tubería de impulso o alimentación debe ser tendido tan derecho como sea posible evitando las curvas cerradas; y mucho menos inclinaciones verticales ya que estas generan sifones o trampas de aire.

La entrada de la tubería de alimentación debe permanecer siempre sumergida ya que si no se cumple esta condición ingresará aire el cual provoca una operación deficiente del ram.

La instalación de una bomba hydram, es tal que el ciclo de su funcionamiento depende de la longitud del tubo de alimentación o impulso. Se recomienda que la

bomba complete un ciclo cada 1,5 a 2 segundos (período). Si el ciclo es bien, demasiado rápido o demasiado lento el rendimiento de salida se ve afectado. Un ciclo demasiado rápido es síntoma de que el tubo de alimentación es demasiado corto o la válvula de residuos necesita un resorte más rígido. De diferente manera un ciclo largo es causado por una tubería excesivamente larga o un resorte de rigidez alta de la válvula de residuos lo que causa que la columna de agua tarde más tiempo en superar al resorte.

De lo visto anteriormente, una vez instalado el ariete, la única opción de mover variables es cambiando resorte y carrera en la válvula de impulso puesto que las demás quedan fijas en la instalación. Debido a esto, la optimización de la potencia desarrollada esta en determinar una combinación adecuada de estas dos variables.

4.4. PUESTA A PUNTO DEL RAM

El ram debe ser ajustado con la misiva de lograr la mayor cantidad de agua al sitio de entrega con una presión apropiada, el ajuste no es muy complejo ya que esto simplemente lo determina la válvula de impulso, por tanto el máximo rendimiento del ram se alcanza con la regulación de la carrera del vástago.

Al repetir algunas veces la apertura manual de la válvula de impulso, la presión en el tubo de bombeo sube tanto que la columna de agua del tubo de impulso sufre una resistencia para entrar en la cámara de aire, y comienza a actuar como un martillo que golpea una superficie dura.

Es decir, la columna en el tubo de impulso golpea y "rebota", o retrocede (por la flexibilidad de los materiales), lo que hace que se produzca un flujo inverso hacia la entrada del tubo de impulso. En éste momento el agua ejerce una succión en el interior del tubo de impulso, por lo cual se abre la válvula de impulso y se reinicia la aceleración de la columna hasta que se cierra la válvula de impulso de nuevo. De ésta forma continúa el funcionamiento automáticamente, de día y de noche.

A continuación se describe los pasos para una correcta puesta en marcha:

1. Mantenga la válvula de impulso cerrada y ajuste el perno regulador de carrera, (vástago), figura 4.2. se realiza con una llave de hexagonal de tuercas número 30.
2. Una vez ajustado el perno regulador de carrera, permitir el ingreso de agua a la tubería de alimentación. Mantener la válvula de impulso cerrada hasta que la tubería de impulso se llene completamente de agua; luego liberar la válvula moviendo está alternativamente con la mano por varias veces. El ram debería en aquel tiempo trabajar autónomamente.
3. Si la válvula permanece abierta permitiendo el flujo de agua el resorte no está trabajando apropiadamente, por tanto se debe parar el flujo de agua y calibrar otra vez los pernos; siguiendo los dos primeros pasos.
4. Una vez que la válvula este trabajando autónomamente, repetir los tres primeros pasos con la finalidad de encontrar la carrera óptima para el rendimiento máximo del ariete. Además en este paso se puede determinar la cantidad de agua bombeada y la duración del ciclo (golpes por minuto).

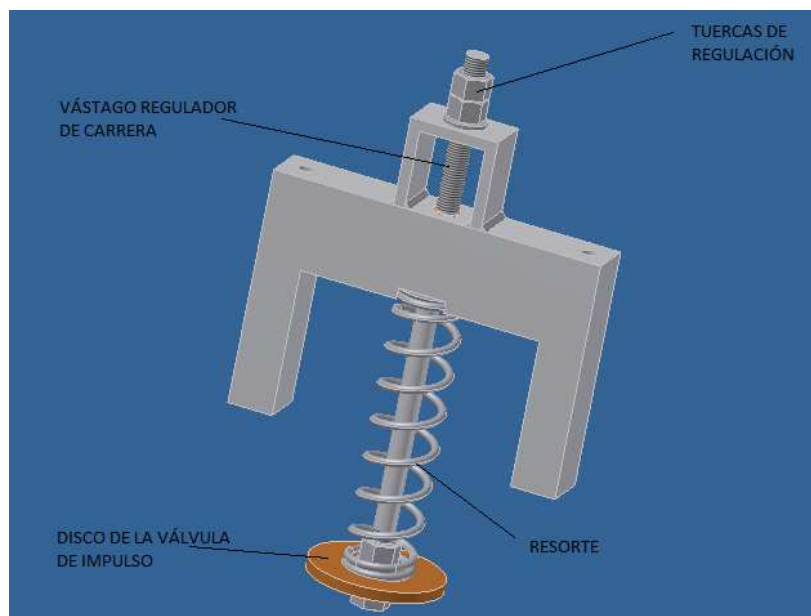


Figura 4.2. Mecanismo regulador de la carrera.

[Fuente: Propia]

5. Para diferentes carreras se toma la velocidad de bombeo; y se establece la carrera que dio la mejor velocidad de bombeo. Si las velocidades de bombeo no difieren mucho entre sí para un intervalo corto de carreras, se toma la que requiera menor desplazamiento del vástago es decir la de menor carrera.
6. El tubo de impulso deberá ser bien fijado ya que por este se traslada la onda de alta presión. Se debe tener especial cuidado ya que el tubo podría tener resonancia con el golpe impuesto por la frecuencia del hydram. Para finalizar la instalación el operador deberá asegurar que el hydram está fijamente empernado.

El ajuste del ram se lo puede realizar para alcanzar la máxima tasa de flujo entregado o para obtener la máxima eficiencia; el primer caso se consigue aumentando la carrera de la válvula de impulso mientras que el segundo reduciendo ésta.

4.5. PRUEBAS DE CAMPO

Luego de realizar las pruebas de campo, se tiene una serie de resultados que se presentan en la tabla 4.4.:

Tabla 4.4. Resultados de la pruebas realizadas a la Bomba de ariete.

PRUEBAS	RESULTADO REQUERIDO		RESULTADO OBTENIDO	
Dimensiones Básicas	Peso	14.806 [Kg]	Peso	16,104 [kg]
	Ancho Total	1,117 [m]	Ancho Total	1,20 [m]
	Altura Total	1,192 [m]	Altura Total	1,20 [m]
	Diámetro del cuerpo del ariete	0,219 [m]	Diámetro del cuerpo del ariete	0,219 [m]
	Diámetro de la cámara de aire	0,2032 [m]	Diámetro de la cámara de aire	0,2032 [m]
Caudal estable de servicio	2,106 [lt/s]		3,5 [lt/s]	
Caudal de suministro	8 [lt/s]		7,5 [lt/s]	
Altura de servicio	120 [m]		253,18 [m]	
Inspección de Juntas	Torcómetro	100 [N-m]	Torcómetro	100 [N-m]
	Inspección Visual	✓	Inspección Visual	✓

[Fuente: Propia]

4.6. QUE HACER SI EL RAM NO FUNCIONA?

En una automática hydram, se encuentra solamente dos partes móviles, entonces el margen de error es muy reducido. Sin embargo las posibles causas de una no o deficiente operación del ram se enumeran a continuación:

1. La válvula de impulso no trabaja:
Verifique el asiento de las arandelas de la válvula en el plato, la válvula no debería tener fugas en el momento que se mantiene cerrada, verifique si se han incrustado suciedades en ella y el estado del resorte.
2. La válvula de entrega no opera como una válvula antiretorno:
Esto puede ser visto o probado si, el nivel de agua en la tubería de entrega aumenta durante la operación, o cae cuando el ariete no está operando. La válvula debe estar limpia y verificar si existe desgaste.
3. El ram bombea mucho aire:
Compruebe la válvula de alimentación de aire, verifique que no esté ingresando más aire por otras uniones mal empalmadas. Verifique si el tubo de alimentación está sumergido adecuadamente a la entrada.
4. Ram con un golpeteo metálico
Esto puede ser ocasionado por una deficiente alimentación de aire a través de la válvula de aire, la falta de aire en la cámara genera ruido ya que no se crea el suficiente colchón que aplaque el golpe de ariete.
Verifique que la válvula de aire se encuentre en el costado opuesto al del brazo de salida de la tubería de entrega. Compruebe que en la cámara no existan fugas de aire.

4.7. MANTENIMIENTO DEL RAM LUEGO DE SU INSTALACIÓN

El usuario debe verificar que el tanque de almacenamiento esté libre de cualquier tipo de residuos sólidos, con el fin de evitar introducirlos a la tubería del ariete. Se coloca una rejilla o un sumidero al ingreso del agua para garantizar la entrada de agua libre de residuos sólidos.

Se debe instalar la manguera de salida hasta el lugar que se desea transportar el agua, asegurándose que no se presenten dobleces en la manguera, porque en ese punto se podría presentar represamiento de agua.

Con el fin de conseguir la presión necesaria para empezar el funcionamiento del dispositivo, se recomienda, tener el tanque con un volumen mínimo y con la

válvula de impulso cerrada. Una vez verificadas las condiciones anteriores, se acciona la válvula permitiendo el flujo hacia el ariete.

El golpeteo se genera inmediatamente y el ariete empieza a bombear el agua. El dispositivo está previsto para un continuo funcionamiento. El hydram tiene únicamente dos puntos de desgaste, las válvulas: de desperdicio y de entrega, eventualmente éstas necesitarán ser reemplazadas.

Si se desea regular el ariete existe un dispositivo de control en la válvula de desperdicio, el cual aumenta o disminuye la apertura de la misma (carrera), afectando directamente al caudal de salida.

El usuario deberá evitar fuerzas externas a la cámara de aire, ya que su correcto funcionamiento depende de su posición vertical. Por ningún motivo, la válvula de desperdicio debe ser obstruida. De lo contrario el dispositivo dejará de funcionar. Si se requiere cambiar o reemplazar alguna pieza por mantenimiento, hacerlo con el ariete cerrado, con las válvulas cerradas.

4.7.1. TAREAS DE MANTENIMIENTO

Las tareas de mantenimiento son detalladas a continuación:

1. Desarmar el ram con la finalidad de remover la suciedad
2. Aclarar el paso de aire por el sistema de tuberías
3. Verificar periódicamente el ajuste de los pernos del resorte de la válvula de impulso y de las juntas.
4. Cambiar periódicamente, las gomas de las válvulas, además asegurar siempre un asentamiento correcto válvula-plato. Además de que en ninguna junta exista fugas.
5. Mantener la tubería de alimentación libre de desechos, limpiar sus rejillas y filtros.
6. La válvula de aire debe estar limpia y clara. Si el aire no entra a la cámara el funcionamiento será ruidoso e irregular.

4.7.2. FRECUENCIA DE MANTENIMIENTO

El ariete, tiene una buena reputación por su funcionamiento libre de problemas; probablemente no se necesitará un mantenimiento periódico. Sin embargo una visita semanal es apropiada para verificar el ajuste de los pernos y que no haya fugas. Una vez al mes se debe hacer una inspección general de toda la instalación, es recomendable llevar un libro de registro para verificar las reparaciones que se han hecho.

4.7.3. REPARACIONES DE LA BOMBA

Si el ram suspende la operación, o entrega menor cantidad de agua que lo usual; esto puede requerir un ajuste o reparación.

Mirar toda la instalación con fines de encontrar fallas obvias, observar la bomba, percatarse si existe un bombeo regular, escuchar si se hallan ruidos inusuales, una válvula de impulso dañada por ejemplo es obvio porque el agua chorrea a través de ella cuando está cerrada. Algunas partes del ram necesitarán ser reemplazados periódicamente, la frecuencia depende de la naturaleza del trabajo a la que es sometida la bomba.

Dependiendo de la falla se debe remover la cámara de aire o la válvula de impulso, para aquello se debe asegurarse que la válvula de desperdicio esté abierta y el tubo de impulso bien cerrado. Además se debe despresurizar la cámara de aire.

La válvula de aire juega un papel predominante en la operación del ariete por tanto una regulación propicia de la misma garantiza que no ingrese cantidades excesivas de aire o por el contrario golpeteo, la suspensión del funcionamiento y por ende daños en el ariete.

CAPITULO 5

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. CURVAS PARA EL ANÁLISIS DEL HYDRAM

Del anexo C, se toman los datos para crear las curvas más relevantes dentro del análisis del hydram, la mayoría de los gráficos están en función de la carrera que es la variable que se puede regular a voluntad una vez instalado el ariete. Las unidades de las variables se presentan en el sistema internacional a menos que se indique lo contrario.

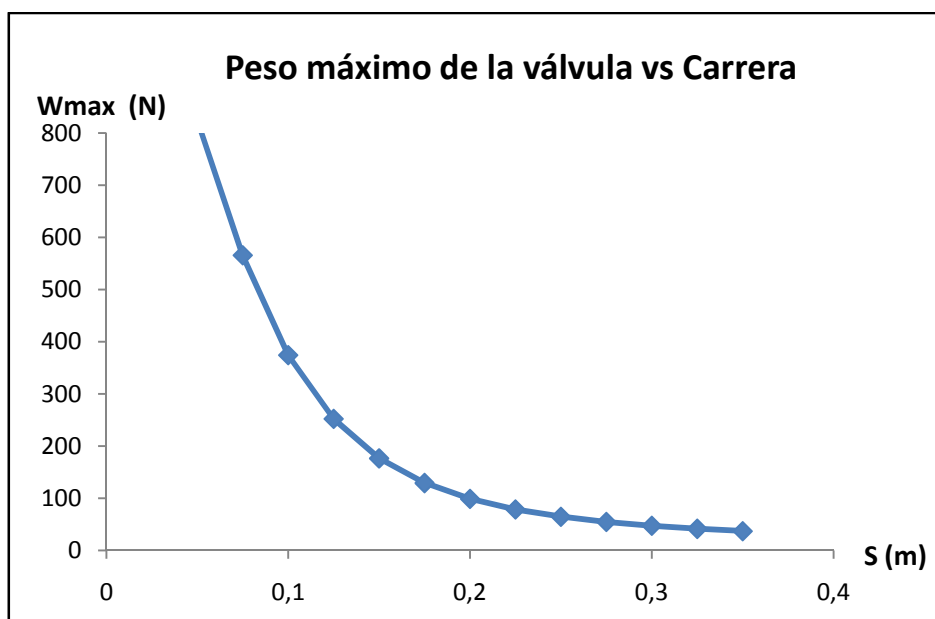


Figura 5.1. Gráfica del Peso de la válvula vs carrera.

[Fuente: Propia]

En la figura 5.1, se observa que el peso de la válvula es inversamente proporcional a la carrera de la misma, presenta un comportamiento estrictamente decreciente hasta un valor de 20 cm, de carrera a partir del cual su pendiente decrece considerablemente. Considerando que la carrera estará dentro del

intervalo [0,15; 0,25] se busca un resorte que pueda soportar una carga de peso máximo de 170 [N].

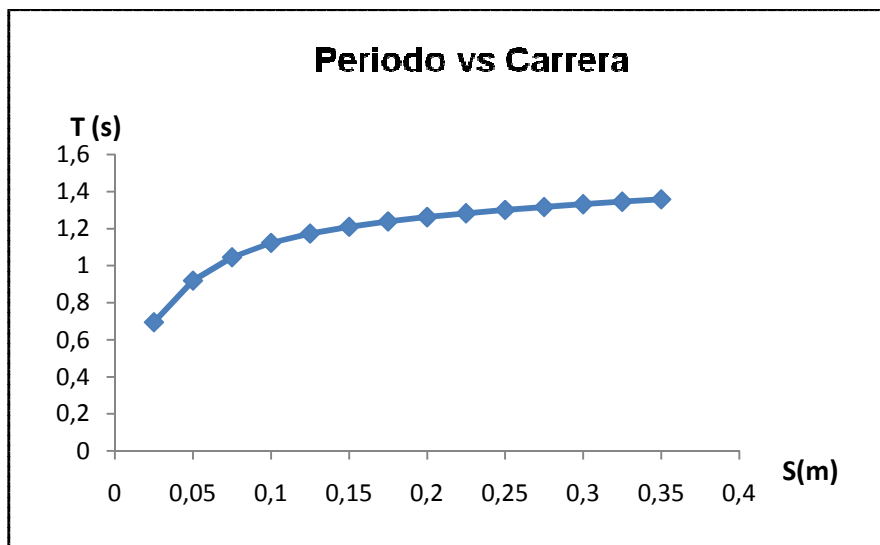


Figura 5.2. Gráfica del Periodo vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.2, muestra la proporcionalidad directa que existe entre la carrera y el período. Para el intervalo de regulación de la carrera se tiene de 1 a 1,4 segundos de duración del ciclo que asegura una operación suave del ariete.

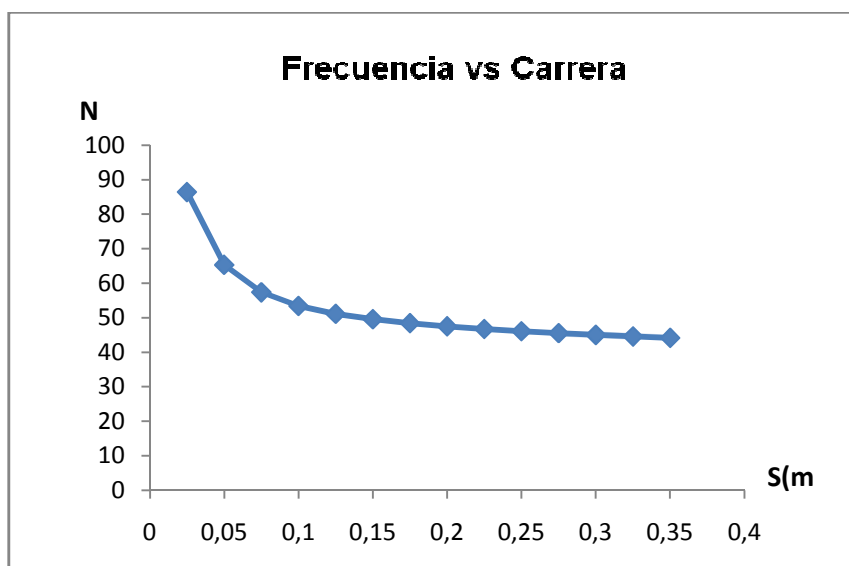


Figura 5.3. Gráfica de la Frecuencia vs Carrera.

[Fuente: Propia]

En la figura 5.3, se observa que al disminuir la carrera la frecuencia aumenta, sin embargo existe tendencia a estabilizarse en un rango mayor a 0,1 m. Para el rango de carrera de operación de la bomba se tiene una frecuencia de 40 a 60 golpes por minuto, que está dentro del intervalo de funcionamiento característico del hydram.

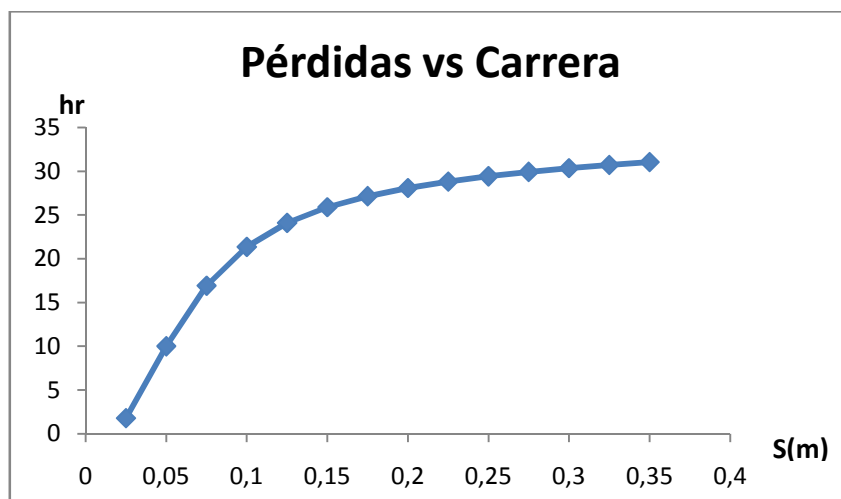


Figura 5.4. Gráfica de las Pérdidas vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.4, indica la atenuación de la curva al aumentar la carrera, lo que significa que las pérdidas se incrementan violentamente cuando la carrera es pequeña.

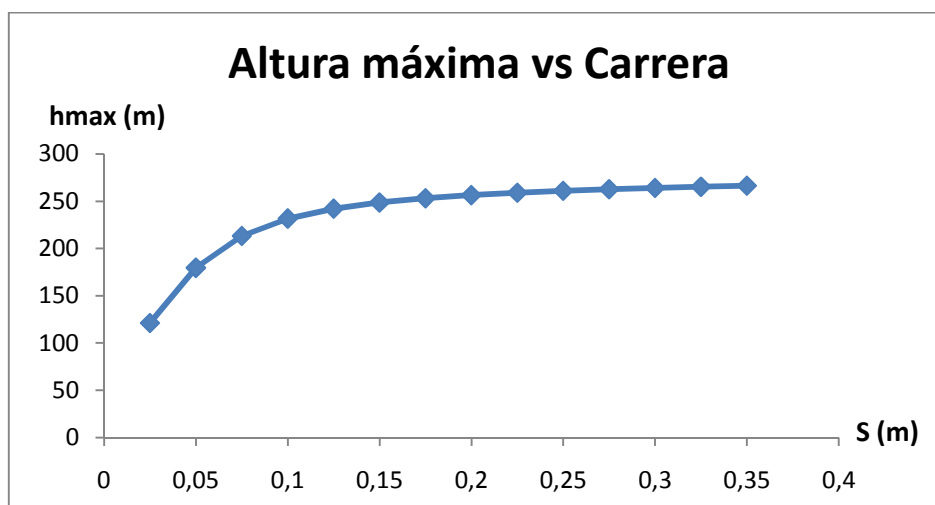


Figura 5.5. Gráfica de la Altura máxima vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.5, muestra que a mayor carrera se incrementa la altura pero su comportamiento cambia y tiene una pendiente baja y constante para valores mayores a 0,15 m.

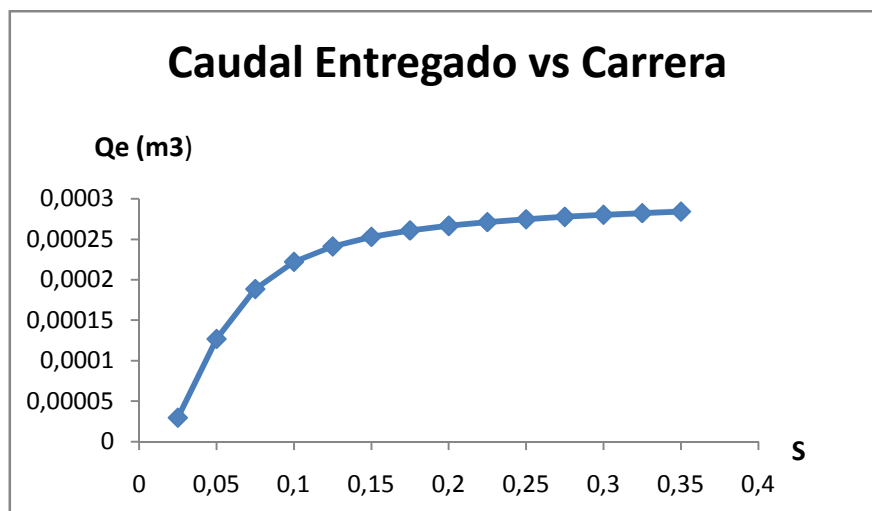


Figura 5.6. Gráfica del caudal entregado vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.6, demuestra que el caudal entregado esta en proporción directa a la carrera. Esta curva tiene cierta estabilización en el rango de carrera donde trabaja la válvula.

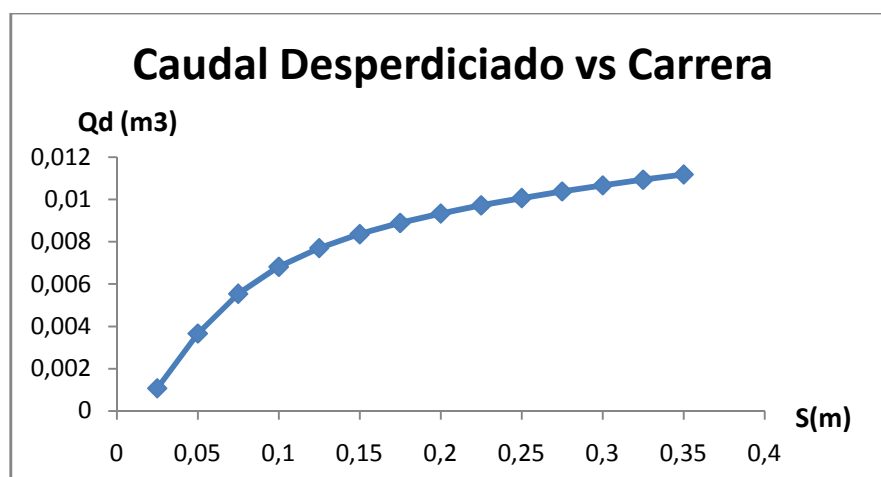


Figura 5.7. Gráfica del Caudal desperdiciado vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.7, indica que el caudal desperdiciado es creciente al aumento de la carrera. Tiene un comportamiento suave.

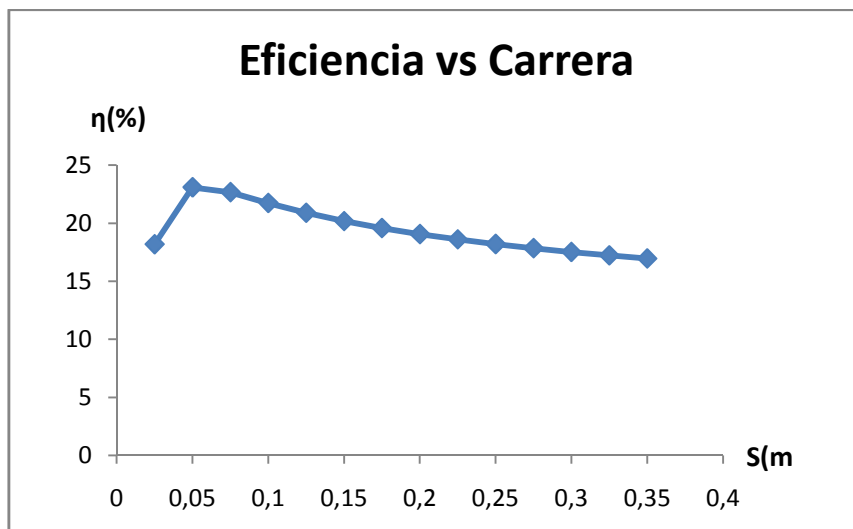


Figura 5.8. Gráfica de la Eficiencia vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.8, detalla la existencia de un punto crítico que representa la máxima eficiencia. La cual no varía exageradamente; sino mantiene un comportamiento estable.

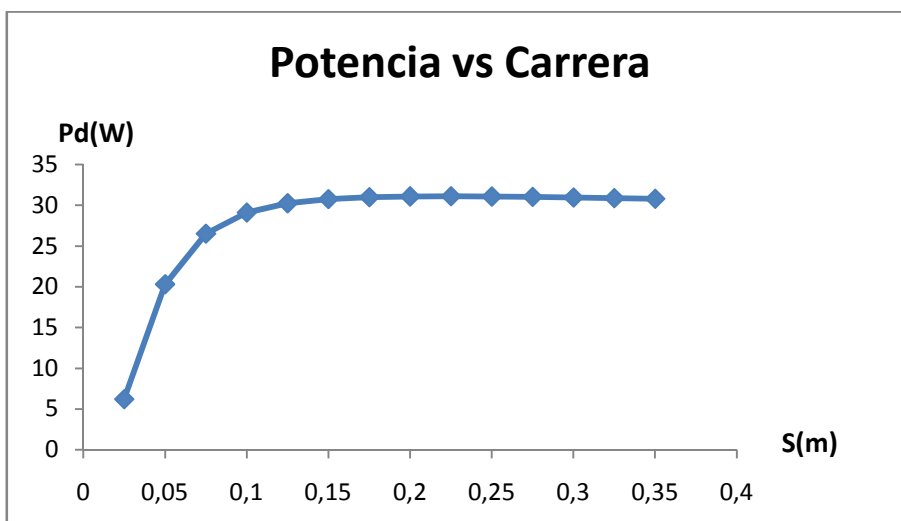


Figura 5.9. Gráfica de la Potencia vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.9, muestra una pendiente positiva que decrece conforme aumenta la carrera, esto significa que existe tendencia de estabilización de la potencia.

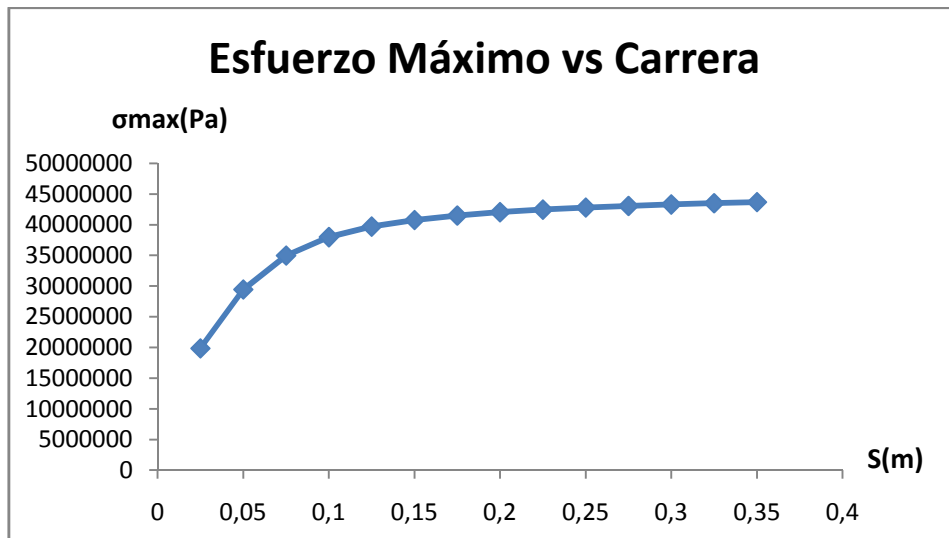


Figura 5.10. Gráfica del Esfuerzo Máximo vs Carrera.

[Fuente: Propia]

La figura 5.10 indica que a mayor carrera el esfuerzo máximo aumenta.

Como una función del caudal de entrega; donde la corriente de flujo es abundante el rendimiento no es importante. Sin embargo la eficiencia es un indicador del rendimiento del ram. Máquinas con altas eficiencias tienen bajas pérdidas de fricción y son hidráulicamente bien diseñadas.

5.2. DISCUSIÓN

Una vez concluido el diseño se puede afirmar que se alcanzó los objetivos de caudal y altura de entrega, con los parámetros de diseño establecidos. Se encuentra una pequeña variación entre los resultados requeridos con los obtenidos; ya que los márgenes de error son mínimos, por tanto no afectan el desempeño de la bomba de ariete hidráulico.

Con una variación de la carrera dentro de un rango de [0,175, 0,225]; se adquiere el desarrollo de la máxima potencia, por otro lado la variación de los parámetros

independientes; como los determinados por las condiciones de instalación es racional.

Las velocidades para cada período son coherentes en particular al final del 2, que es la que inicia el golpe de ariete tiene una magnitud aceptable.

La duración del ciclo obtenido es el adecuado para un funcionamiento suave del equipo; consiguiendo de esta manera elevar la máxima tasa de agua. La frecuencia de operación del hydram resultante es semejante a las establecidas por constructores de arietes hidráulicos como: Blake, IDRC (International Development Research Centre) y ITDG (The Intermediate Technology Development Group).

La altura máxima que puede desarrollar el ariete para una carrera de 22,5 [cm]; es 259 [m]; por tanto la correcta sintonización del conjunto carrera y constante de resorte de la válvula de impulso dará la altura que se requiere para llegar al reservorio de entrega.

La eficiencia que va ligada a la relación de caudal bombeado y desperdiciado es del 18,6 %; en tanto que la potencia desarrollada por éste equipo es de 31,1 [w].

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Una vez finalizado el estudio y análisis de la bomba de ariete hidráulico se presentan las siguientes conclusiones:

- La bomba de golpe de ariete, ariete hidráulico, ram o hydram, es un arreglo de válvulas, que dispuestas de manera estratégica utiliza la energía de una cantidad de líquido, con el objetivo de elevar una porción de ésta hasta una altura mayor, mediante el empleo del fenómeno físico de golpe de ariete.
- En el presente proyecto se construyó un equipo ecológico y autónomo con un caudal de suministro de 8 lt/s. para una cabeza de 120 m.
- Mediante el estudio de diferentes modelos matemáticos se adaptó los principios concernientes a las condiciones del medio de operación para el diseño del equipo.
- Previo al diseño de la bomba de ariete se seleccionó el espacio físico y los parámetros como son caudal, altura de suministro y cabeza de entrega para que la operación sea garantizada.
- Se diseñó los elementos mecánicos con forma y dimensiones adecuadas para el posterior ensamble y con las propiedades físicas y mecánicas idóneas para el funcionamiento requerido.
- Esta bomba de ariete está hecho con métodos de soldadura, su construcción es simple y de bajo costo.
- El ariete hidráulico permite elevar agua a distintos niveles de alturas de acuerdo a la sintonización de la carrera-peso de la válvula de impulso.
- La frecuencia de bombas de ariete Blake es de 40-75 golpes por minuto; el hydram de esta tesis de grado trabaja bajo un régimen 45 a 50, al encontrarse dentro del rango óptimo, se puede concluir que es funcional.
- Comparando con otros dispositivos de bombeo; el ram es relativamente fácil de construir en un taller con un mínimo de equipamiento.

- En vista de alto costo de combustibles fósiles y lubricantes, dificultades en transportación, escasez de mano de obra preparada, es imperativo animar el uso del hydram.
- Debido a la naturaleza del ariete su instalación es conveniente, cuando existe suficiente agua disponible, lo cual significa que el agua desperdiciada por la válvula de impulso no es de gran importancia. Bajo este enfoque lo que se busca es que el ariete desarrolle la máxima potencia posible sin que esto implique el máximo rendimiento o eficiencia.
- El coeficiente de arrastre $\Phi_{(s)}$, y el coeficiente de pérdida de carga $R_{(s)}$, de la válvula de impulso es importante para predecir el funcionamiento del ariete hidráulico. Cuando se varía el coeficiente de arrastre implícitamente se cambia la geometría de la válvula, y guarda una relación proporcional con el peso de la válvula.
- La optimización del ariete para cada condición, se reduce a una sintonización de peso y carrera en el sitio de instalación.
- La construcción del ariete hidráulico en nuestro medio es factible por la disponibilidad de materiales existentes en el mercado, al igual que la mano de obra necesaria.
- El uso de arietes hidráulicos es rentable en comparación con otros sistemas de bombeo bajo determinadas condiciones de diseño.
- El hydram representa una alternativa amigable con el medio ambiente ya que al no utilizar ningún tipo de fuente externa no produce contaminación alguna, por lo que este tipo de bomba puede ser una opción ideal en lugares donde se necesita preservar el medio ambiente.
- El apartado de funcionamiento y mantenimiento del equipo permite que el operario pueda realizar su trabajo con total conocimiento; prolongando así el ciclo de vida útil del ram.
- La elaboración de proyectos de investigación y tecnología ayuda a la recuperación de la confianza de los productores industriales en la generación de métodos de construcción nacional abriendo de ésta manera camino para gente emprendedora y capaz en el futuro.

RECOMENDACIONES

- La válvula de impulso es el elemento que se encuentra sometido a la mayor suma de esfuerzos por lo cual se debe tener las precauciones necesarias en el diseño construcción y montaje.
- Las pérdidas en la etapa de bombeo deben ser reducidas al mínimo en la instalación; esto se logra haciendo un tendido rectilíneo del conducto de entrega.
- Se puede utilizar la hoja de cálculo de Excel, ya que dicho programa indica los parámetros de diseño bajo distintos escenarios, por lo que se puede tener una idea rápida de las características que tendrá el sistema.
- El usuario debe evitar fuerzas externas a la cámara de aire; ya que su correcto funcionamiento depende de su posición vertical. Por ningún motivo, la válvula de desperdicio debe ser obstruida de lo contrario el dispositivo deja de funcionar. Si se requiere cambiar alguna pieza por mantenimiento; hacerlo con las válvulas cerradas.
- Se debe fijar correctamente la bomba de ariete en una posición horizontal; bien anclada para evitar deslizamiento por vibración.
- Controlar que exista el correcto apriete en los pernos, por lo menos cada mes. Por la seguridad de los elementos involucrados en la bomba hidráulica de ariete.
- Preparar al personal en la comprensión mínima de la operación del hydram; mediante esto se conseguirá un funcionamiento largo y adecuado del ram.
- El equipo debe tener un mantenimiento tanto preventivo como correctivo para lograr un buen funcionamiento y cumplir satisfactoriamente su tiempo de vida útil.
- Se recomienda el uso de éste sistema para zonas o comunidades con características similares.
- Es necesario pintar el equipo para evitar ataques de corrosión en la superficie.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

- **Dixon, John.**, “Diseño en Ingeniería: Inventiva, Análisis y toma de decisiones”. Primera edición. Centro regional de ayuda técnica. México. 1970.
- **MANUAL DE INGENIERÍA DE SUELOS.**, “Medición del agua de riego”. Primera edición. Diana. México. 1979
- **Mataix, Claudio.**, “Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas”. Madrid. Ed. Haria. 1970.
- **Massey.**, “Mecánica de fluidos”. Primera edición. México. Editora Continental. S.A. 1979.
- **Kinaty, K. y Willardson, L.**, “Hydraulic Ram use for Sprinkle and Irrigation”. Transaction of the ASAE. June 1984.
- **Alonso Finn.**, “Física Vol. II, Campos y ondas”. U.S.A. Fondo Educativo Interamericano. 1970.
- **Slag, A.**, “Hidráulica”. México. Limusa. 1966.
- **Wilye, E. B. y Streeter, V. L.**, “Fluid Transients”. University of Michigan. 1983.
- **Slack, D.C. Eshenaur, W.C. y Berkas, T.H.**, “Predicting the performance of a water-pumping hydraulic ram”. International Journal for Development Technology. International Center for Technical Research. 1984.
- **Greene, Richard W.**, “Válvulas selección, uso y mantenimiento”. Ed. Mac Graw Hill. 1985.
- **Zappe, R. W.**, “Valve selection Handbook”. Ed. Gulf Professional Publishing. 4ta. Edición. 1989.
- **Tessema, Abiy Awoke.**, “Hydraulic Ram Pump System Design and Application”. ESME 5th. 2000. Annual Conference on Manufacturing and Process Industry.
- **Modi, P.N.**, “Hydraulics and Fluid Mechanics”. Standard book house. Dehli-110006. 1980.

- **Behrends, F.G.**, "Use of the Hydraulic Ram". The Farm Water Supply (Part II). 1926
- **Dickenson, H.W.**, "Early Years of the Hydraulic Ram". Proceedings of the Institution of Civil Engineers. London. 1937.
- **Iversen, H.W.**, "An Analysis of the Hydraulic Ram". Journal of Fluids Engineering. 1975.
- **Schiller, E.J., Kahangire, P.**, "An Experimental Investigation and Design of Hydraulic Ram Pumps". International Journal for Development Technology. 1984.
- **Madeley, J.**, "Ram Pumps and Kenyan Women's Water Trek". World Water. London. October, 1981.
- **Peace Corps.**, "A Training Manual in Conducting a Workshop in the Design, Construction, Operation, Maintenance and Repair of Hydrams". 1981.
- **Schiller, E.J.**, "Development of a Locally Made Hydraulic Ram Pump". 1982.
- **IDRC, (International Development Research Center).**, "Proceedings of a Workshop on Hydraulic Ram Pump (Hydram) Technology". 1986.
- **David, J.P. and Edward, H.W.**, "Schaum's Outline of Theory and Problems of Fluid Mechanics and Hydraulics". SI (Metric) Edition. McGraw-Hill Book Company. Singapore. 1985.
- **Goh, S.Y.**, "A study of the dynamic characteristics of the impulse valve of the hydraulic ram". Paper presented at the 6th IWRA World Congress on Water Resources. May 29 June 3, 1988. Ottawa, Canada.
- **Riba i Romeva, Carles.**, "Diseño Concurrente". Ediciones UPC. España. 2002.
- **METCALF & EDDY, INC.**, "Ingeniería de aguas residuales". Mc Graw Hill. 3ª Edición. 1995.
- **VITA, (Volunteers in Technical Assistance).**, "Hydram manuals". Holland. 1992.

- **ITDG, (Intermediate Technology Development Group).**, "How to Design and Build a Hydraulic Ram". Technical Bulletin. Technical Service Publishing Co. Chicago. 1938.
- **Reannie, L. C. y Bundt, K. L.**, "The automatic Hydraulic ram". The South African Mechanical Engineer. Vol. 31. Octubre, 1981.
- **EEUU. Engine Manufacturing Co.** "Rife Rams: What they are and what are they do". Andover, N.J. Engine Manufacturing Co.
- **Krol, J.** "The automatic hydraulic ram: Its theory and design". Paper N° 76-JE-17. ASME. 1976.
- **Ng, K. C. y Chandratilleke, T. T.** "Performance of an automatic hydraulic ram". Engineering Journal of Singapore. Vol. 12. N° 1. 1985.
- **Lansford, W. y Dugan, W.** "An analytical and experimental study of the Hydraulic Ram". Engineering Exp. Station Bolletin. Univ. Of Illiniois. N° 326. 1941.
- **Rodríguez Calderón, Wilson. Pallares Muñoz Myriam Rocío,** Modelo Numérico del Golpe de Ariete con Scilab. Ingeniería e Investigación. Diciembre 2007. Vol. 27. No. 003. Universidad Nacional de Colombia. Bogotá-Colombia.
- **Calvert, N. G.**, "The hydraulic ram". The Engineer. 19 de Abril de 1957.
- **Molyneux, F.**, "The Hydraulic Ram for Rival Water Supply". FLUID HANDLING. October 1960.
- **Wright Clarke, J.**, "Hydraulic Rams, their principles and construction". High Holborn, London. 1899.
- **Stevens, Guille,** "An Innovation in Water Ram Pumps for Domestic and Irrigation Use". May 1978. vol. 5.
- **Crowe, Clayton; Elger, Donald; Williams, Roberson; Roberson, John,** "Engineering Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, 2009.
- **Gibson, A.M.**, "Hydraulics and its Applications". London, 5th Edition, 1961.
- **Kaufman, A.W.**, "Hydraulic Ram Forces Water to Pump Itself." Popular Science, October 1948.
- **Gosline, E., O'Brien, H.P.**, "The Hydraulic Ram". University of California Publications in Engineering, Vol. 3, No. 1. University of California, 1933.

- **Parmakian, John.**, "Waterhammer Analysis". New York, Dever Publications, Inc. 2nd Edition. 1963.
- **Watt, S.B.**, "A Manual on the Hydraulic Ram for Pumping Water". London, 1975.
- **Weisbach, B., Hermann, C.** "The Hydraulic Ram." The Mechanics of Pumping". London: McMillan, 1897.
- **Vargas, J.**, "Fundamentos y ejercicios del dibujo mecánico", E.P.N., Quito, 1998.
- **INEN**, Código de Dibujo Técnico Mecánico, Quito-Ecuador, 1987.
- **STRANEO, S. y CONSORTI R.**; Dibujo Técnico Mecánico; Prentice-Hall Internacional; Madrid; 1966.

Internet:

<http://www.terra.org/>

<http://bibdigital.epn.edu.ec>

<http://www.leespring.com>

www.meribah-ram-pump.com

<http://www.miliarium.com/prontuario>

www.cubasolar.cu

www.censolar.com

ANEXOS

Anexo A. ECUACIONES BÁSICAS DEL FLUJO EN EL TUBO DE IMPULSO

A1. FORMULACIÓN CON ECUACIONES DIFERENCIALES

El movimiento de los fluidos, permite el transporte de tres cantidades físicas: masa, cantidad de movimiento y energía. Las ecuaciones obtenidas de la aplicación de las leyes de balance o conservación de estas tres cantidades, constituyen la base fundamental de la descripción cuantitativa del movimiento de los fluidos.

La formulación en forma integral es útil cuando la información en el interior del volumen de control es irrelevante. En cambio, se utiliza la formulación diferencial cuando se necesitan detalles (valores de presión y velocidad), del flujo en el interior de la región de cómputo. Esta formulación presenta además la ventaja de que corresponde a nuestra forma sensorial de percibir los fluidos: como un medio continuo; y además es una forma corta de representar cuantitativamente el fenómeno. La principal desventaja de una formulación con ecuaciones diferenciales parciales, es de que, por si sola entrega poquísima información del movimiento global del fluido y, por otro lado, está distante de la forma aritmética en la que actualmente se programan los ordenadores para resolver las ecuaciones de un fenómeno (descripción de las propiedades de los fluido) a base de números y de su conducta como operaciones sobre los números.

A2. VARIABLES PRIMARIAS

Las tres incógnitas que deben ser obtenidas simultáneamente de las tres ecuaciones básicas son la velocidad v , la presión termodinámica P , y la temperatura absoluta T . al expresar estas tres ecuaciones en coordenadas espaciales se introducen nuevas variables: propiedades termodinámicas como son la densidad y la entalpía y propiedades de transporte como son la viscosidad y la conductividad térmica. Pero estas cuatro propiedades pueden ser determinadas a partir de la presión y la temperatura mediante ecuaciones constitutivas (asumiendo equilibrio termodinámico local). Estas relaciones se encuentran en tablas, diagramas o en ecuaciones termodinámicas semiempíricas; dadas por la teoría cinética. Muchas veces se puede asumir que una o varias de

estas propiedades son constantes. Si se asume que la viscosidad no depende de la temperatura, entonces las ecuaciones de continuidad y de movimiento se desacoplan de la ecuación de la energía y, por lo tanto, solo es necesario plantear y resolver las dos primeras ecuaciones para hallar variables desconocidas velocidad y presión, independientemente de la temperatura.

A3. TIPO DE FLUJOS

Todos los flujos son en general transiente, tridimensionales e involucran fluidos compresibles. Pero plantear el modelo, se toman las características principales del flujo y en un rango de condiciones, se hacen suposiciones simplificadoras.

A3.1. FLUJO COMPRESIBLE E INCOMPRESIBLE

En el ariete hidráulico, existen intervalos de tiempo en los que el agua no está sometida a presiones altas ni a cambios bruscos de presión, por lo que se comporta como un fluido incompresible. Por el contrario, cuando se tienen condiciones en la válvula de impulso que varían bruscamente de modo que hay una perturbación significativa del estado en aquel lugar, se vuelve necesario considerar las propiedades físicas del sistema (compresibilidad y elasticidad), que permite la propagación de cada perturbación (onda de presión), a lo largo del tubo de impulso, alterando las condiciones físicas en otros lugares.

A3.2. FLUJO ESTABLE O ESTACIONARIO Y FLUJO INESTABLE O TRANSIENTE

Se tiene un flujo estacionario cuando el fluido en el interior de una región, puede no estar en equilibrio y sin embargo estar en un estado en el cual, por un lapso determinado, el flujo de masa o el campo de velocidades permanecen inalterados.

Sin embargo, durante la operación del ariete, en cada ciclo esto no ocurre y el flujo es inestable o transiente pues las variables cambian a cada instante como consecuencia del cierre o apertura de las válvulas. Los procesos de flujo transiente son gobernados por una ecuación de movimiento y una de continuidad, su solución conduce a las ecuaciones para la propagación de la onda de pulso de

las perturbaciones en el flujo y la presión en todo el sistema de tuberías. Un cambio de un estado estable ocurre por el cambio en las condiciones de frontera. Se considera el caso de flujo estable únicamente como condición inicial para el arranque.

A3.3. PERDIDAS DE CARGA EN EL FLUJO TRANSIENTE

Se considera que los esfuerzos de corte durante el flujo transiente, son iguales a los valores promedio que se tiene en un flujo estable. Se representa el efecto de la viscosidad del fluido mediante la ecuación de fricción de Darcy-Weisbach:

$$\Delta H = \frac{fLv|v|}{2gD} \quad \text{Ec. A.1}$$

El coeficiente de fricción se puede hallar y tablas y diagramas (o con las ecuaciones que las generan), y depende del número de Reynolds y de las características del elemento.

A3.4. FLUJO UNIDIMENSIONAL

En general, el tipo de flujo en una tubería puede ser considerado unidimensional (1-D), por la geometría que presenta el campo de velocidades, y además, por conveniencia pues el estudio del movimiento del fluido se simplifica enormemente ya que en 1-D, no tienen las definiciones de rotacional, vorticidad, deformación angular con las que se estudia un fluido bi o tri dimensional.

A3.5. ANÁLISIS DIFERENCIAL

La ecuación inestable de momento es aplicada a un volumen de control, de una sección de tubería; entonces se desarrolla la ecuación de continuidad para el fluido. Se introduce los efectos del coeficiente de poisson de acuerdo al tipo de sujeción del tubo de impulso.

El caso de un cierre súbito es descrito primeramente; entonces las ecuaciones de momento y continuidad son aplicadas a la válvula como se muestra en la figura A.1. (a):

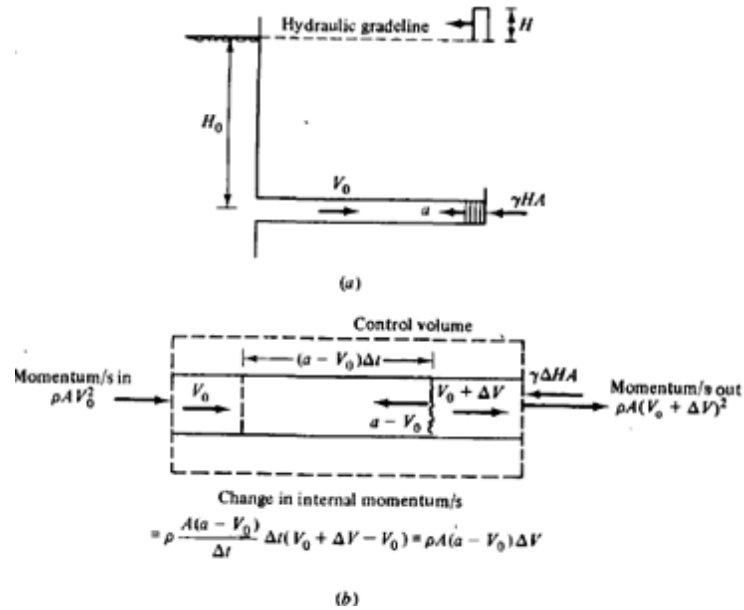


Figura A.11. (a) Cierre instantáneo despreciando fricción, (b) Ecuación de momento aplicada al volumen de control.

[Fuente: Fluid Transients, Wylie, Streeter]

El instante que la válvula se cierra el frente de fluido adyacente a esta es llevado de la velocidad v_0 , al reposo por el impulso de la alta presión desarrollada en la cara de la válvula, tan pronto como la primera capa es llevada al descanso la misma acción es aplicada a la siguiente capa multiplicándose este proceso millones de veces. En esta manera una onda de alta presión viaja al reservorio con una velocidad del sonido en el agua.

La ecuación de momento es aplicada al volumen de control como se muestra en la figura A1 (b), en la cual la onda se mueve a la izquierda con una velocidad absoluta de $c - v_0$, debido a un pequeño cambio en la válvula. El cambio de la cabeza de presión ΔH , es acompañada por un cambio de velocidad Δv .

La ecuación de momento para la dirección x, es igual a:

$$-\gamma \Delta H A = \rho A(c - v_0) \Delta v + \rho A(v_0 + \Delta v)^2 - \rho A v_0^2 \quad \text{Ec. A.2}$$

Donde:

γ : peso específico

ρ : densidad del fluido

A: sección transversal de la tubería de impulso

V_0 : velocidad inicial

Despreciando la magnitud de Δv^2 , por ser pequeña se tiene la ecuación algébrica que gobierna el comportamiento del ariete:

$$\Delta H \approx -\frac{c}{g} \Delta v \quad \text{Ec. A.3}$$

A3.6. ECUACIONES DIFERENCIALES BÁSICAS PARA EL FLUJO TRANSIENTE

Estas dos ecuaciones en general son más simples que las desarrolladas para el método algebraico de diferencias finitas.

A3.6.1. Ecuación de movimiento:

La ecuación de movimiento es desarrollada para un fluido dentro de un tubo cilíndrico. La ecuación esta en términos de presión en la línea de eje de la tubería $p(x, t)$, y un promedio de velocidad $v(x, t)$, entonces son convertidas a una forma usando la línea de gradiente hidráulico $H(x, t)$, llamada también altura piezométrica, y la descarga $Q(x, t)$; Q y H son preferidas como variables dependientes e independientes x y t .

La figura A2 muestra el diagrama del cuerpo libre de un fluido de una sección transversal A y de un espesor diferencial δx , el cual está anclado al eje de la tubería tomando un origen arbitrario, el eje del tubo tiene una inclinación con la horizontal en un ángulo α .

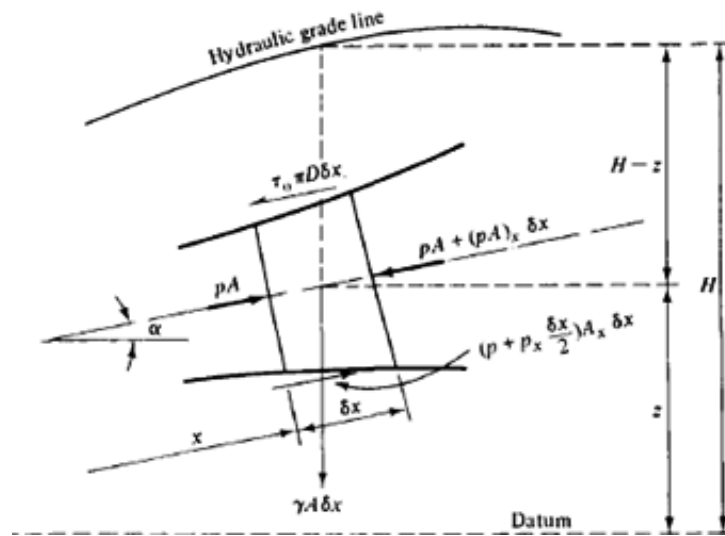


Figura A.12. Diagrama del cuerpo libre para la aplicación de la ecuación de movimiento.

[Fuente: Fluid Transients, Wylie, Streeter]

Las fuerzas en la dirección x , son las normales por el contacto de la presión con las caras del tubo, las cortantes y las componentes de la presión en la perifería; además la gravedad tiene una componente en esta dirección.

La fuerza cortante siempre se opone al movimiento del fluido, con referencia a la figura A2 tomando la segunda Ley de Newton se iguala a la masa por la aceleración así:

$$pA - [pA + (pA)_x \delta x] + \left(p + p_x \frac{\delta x}{2}\right) A_x \delta x - \tau_o \pi D \delta x - \gamma A \delta x \sin \alpha = \rho A \delta x \dot{v} \quad \text{Ec. A.4}$$

Simplificando y despreciando los términos demasiados insignificantes tenemos:

$$p_x A + \tau_o \pi D + \rho g A \sin \alpha + \rho A \dot{v} \quad \text{Ec. A.5}$$

En el flujo transiente los cálculos de los esfuerzos de corte es considerado el mismo teniendo una velocidad estable; entonces tomando como referente la ecuación de Darcy-Weisbach, se tiene:

$$\tau_o = \rho f \frac{v|v|}{8} \quad \text{Ec. A.6}$$

Desarrollando la ecuación A6 se llega a:

$$\Delta p = \rho f \frac{Lv^2}{2D} \quad \text{Ec. A.7}$$

Y de un balance de fuerzas en la tubería y considerando flujo estable se tiene:

$$\Delta p \frac{\pi D^2}{4} = \tau_o \pi D L \quad \text{Ec. A.8}$$

El valor absoluto del signo de la velocidad en la ecuación A6, asegura que el esfuerzo cortante siempre se opondrá a la dirección de la velocidad.

Combinando las ecuaciones anteriores se puede reescribir la ecuación de movimiento como:

$$\frac{p_x}{\rho} + vv_x + v_t + g \sin \alpha + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad \text{Ec. A.9}$$

O en una manera más general usando la altura piezométrica:

$$gH_x + vv_x + v_t + g \sin \alpha + f \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad \text{Ec. A.10}$$

A3.6.2. Ecuación de continuidad:

Se desarrollan en base a tres derivadas totales:

- 1.- Derivada respecto al movimiento axial de la tubería
- 2.- Diferenciación con respecto a la partícula de fluido de masa
- 3.- Diferenciación con respecto al movimiento de la onda acústica

Con respecto a la figura A.2., un volumen de control móvil de longitud δx , y tiempo t puede ser considerado. Entonces se escribe la ley de la conservación de la masa:

$$-[\rho A(v - u)]_x \delta x = \frac{D'}{Dt} (\rho A \delta x) \quad \text{Ec. A.11}$$

Ponemos la cara en x , aguas arriba, u es la velocidad de la tubería de la pared en x . la derivada total con respecto al movimiento axial de la tubería está dada por:

$$\frac{D'}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \quad \text{Ec. A.12}$$

Y el tiempo de crecimiento de la longitud δx , del control de volumen es dado por:

$$\frac{D'}{Dt} \delta x = u_x \delta x \quad \text{Ec. A.13}$$

Para una expansión parcial se tiene:

$$(\rho Av)_x - (\rho Au)_x + \frac{D'}{Dt} (\rho A) + \rho Au_x = 0 \quad \text{Ec. A.14}$$

Para una expansión adicional se puede escribir la siguiente expresión con las simplificaciones adecuadas:

$$\rho Av_x + v(\rho A)_x + (\rho A)_t = 0 \quad \text{Ec. A.15}$$

Los últimos dos términos representan la derivada de ρA , con respecto al movimiento de una partícula de masa o:

$$\frac{\dot{A}}{A} + \frac{\dot{\rho}}{\rho} + v_x = 0 \quad \text{Ec. A.16}$$

A4. ECUACIÓN DE CONTINUIDAD EN EL TUBO DE IMPULSO

Se hace el balance de masa considerando un volumen de control móvil, solidario al tubo de impulso, que se mueve o estira si la superficie interior del tubo de impulso lo hace. Es decir, se tiene un caso particular en el cual las fronteras del volumen de control no son fijas, pues las paredes del tubo se expanden y alargan por la deformación producida por las fluctuaciones bruscas de presión. En la deducción entran en juego las propiedades del material del tubo de impulso y las restricciones a la deformación que éste tenga.

La ecuación de la conservación de la masa para un tubo cónico o cilíndrico es:

$$\frac{D\rho}{\rho Dt} + \frac{DA}{ADt} + \frac{\delta v}{\delta x} = 0 \quad \text{Ec. A.17}$$

O, utilizando otra nomenclatura se tiene:

$$\frac{\dot{\rho}}{\rho} + \frac{\dot{A}}{A} + v = 0 \quad \text{Ec. A.18}$$

El primer término $\frac{\dot{\rho}}{\rho}$, considera la compresibilidad del fluido, que mide el aumento de presión para causar una disminución unitaria de volumen. Conociendo que por definición el módulo de compresibilidad volumétrico es:

$$k = \rho \frac{D\rho}{D\rho} \rightarrow \frac{\dot{\rho}}{\rho} = \frac{\dot{\rho}}{k} \quad \text{Ec. A.19}$$

El segundo término $\frac{\dot{A}}{A}$, considera la elasticidad del tubo y su deformación por el incremento de presión. Es un inicio, el área interior del tubo es:

$$A = \pi \times R^2$$

Luego, en un tiempo "t", se tendrá una deformación total "δ", de radio interior debido a los esfuerzos que se somete el tubo como resultado del incremento de presión interior. En tal instante, el área interior del tubo será:

$$A = \pi \times (R + \delta)^2$$

Derivando respecto al tiempo se tiene:

$$\frac{\dot{A}}{A} = \frac{2}{(R + \delta)} \dot{\delta}$$

La deformación unitaria circunferencial o tangencial total ϵ_t , como resultado de todos los esfuerzos que soporta el tubo, está dada por:

$$\epsilon_t = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{2\pi(R + \delta) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{\delta}{R} \quad \text{Ec. A.20}$$

Es decir:

$$\delta = \epsilon_t \times R$$

Por lo tanto combinando las ecuaciones anteriores se tiene:

$$\frac{\dot{A}}{A} = 2 \frac{\dot{\epsilon}_t}{(1 + \epsilon_t)}$$

Aproximando $(1 + \epsilon_t) \rightarrow 1$, se tiene:

$$\frac{\dot{A}}{A} = 2\dot{\epsilon}_t \quad \text{Ec. A.21}$$

En esta deducción se pueden observar las hipótesis y el significado físico de cada término. Reemplazando se tiene la ecuación de conservación de la masa en la siguiente forma:

$$\frac{\dot{\rho}}{k} + 2\dot{\epsilon}_t + v_x = 0$$

Anexo B. MÉTODOS DE CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA

Darcy-Weisbach.- Una de las fórmulas más exactas para cálculos hidráulicos:

$$h = f \frac{L}{D} \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. B.1}$$

o en función del caudal:

$$h = 0.0826 \times f \times \left(\frac{Q^2}{D^5} \right) \times L \quad \text{Ec. B.2}$$

Donde:

h: pérdida de carga o energía (m)

f: coeficiente de fricción adimensional

L: Longitud de la tubería (m)

D: Diámetro de la tubería (m)

v: velocidad media (m/s)

g: aceleración de la gravedad (m/s²)

Q: caudal (m³/s)

La ecuación de Darcy-Weisbach, es válida tanto para flujo laminar como para flujo turbulento de cualquier líquido en una tubería. Sin embargo puede suceder que debido a velocidades extremas, la presión corriente abajo disminuya de manera que llegue a igualar la presión de vapor de líquido apareciendo el fenómeno conocido como cavitación.

Factor de fricción para flujos laminares:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. B.3}$$

Blasius, propone esta expresión para f, válida para tubos lisos, en los que ϵ_r (rugosidad relativa), no afecta al flujo; válida hasta valores $Re \leq 10000$:

$$f = 0.3164 \times Re^{-0.25} \quad \text{Ec. B.4}$$

Para tuberías rugosas, Prandtl y Von-Karman desarrollaron la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(\text{Re}\sqrt{f}) - 0.8 \quad \text{Ec. B.5}$$

Una ecuación aceptable es la de Nikuradse, en la cual involucra el módulo de rugosidad absoluta:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3.71D}\right) \quad \text{Ec. B.6}$$

Colebrook-White, agrupan ideas y muestra una expresión para cualquier tipo de tubería, el problema radica en su complejidad y se requiere de iteraciones:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D}\right) + \left(\frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{f}}\right)\right] \quad \text{Ec. B.7}$$

Moody, logro representar la expresión de Colebrook-White, en los conocidos diagramas de Moody, para calcular f , en función del número de Reynolds y actuando la rugosidad relativa ε/D , como parámetro diferenciador de curvas.

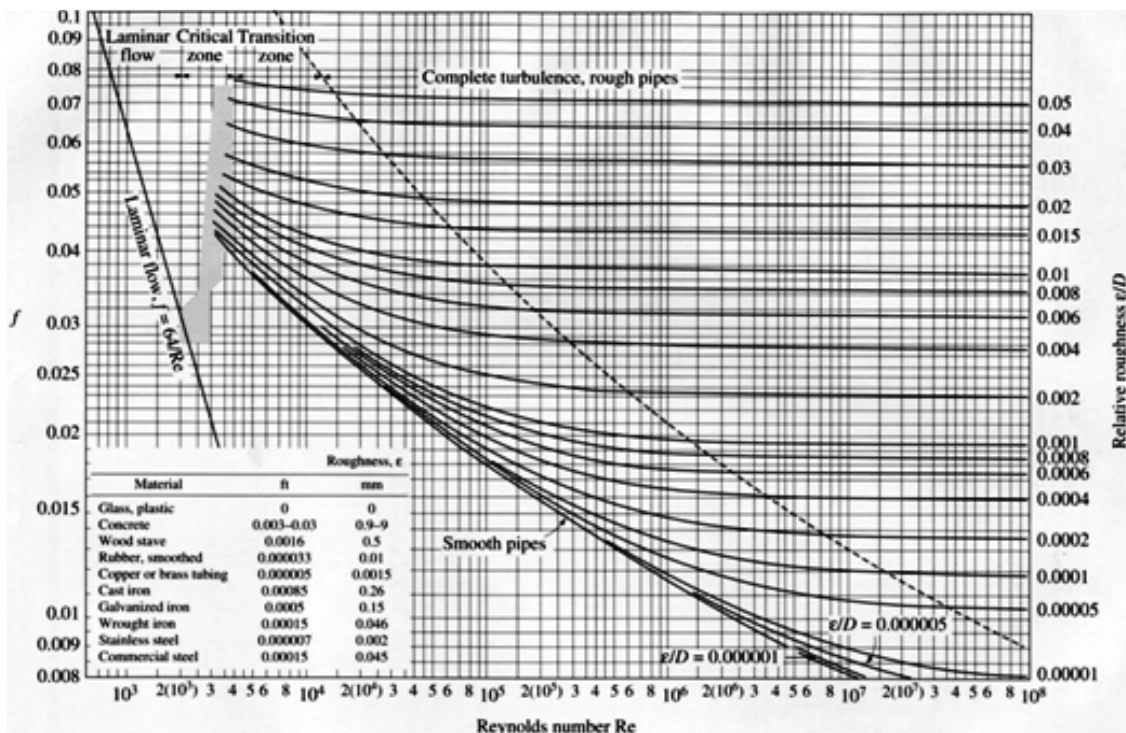


Figura B.13. Diagrama de Moody.

[Fuente: Internet]

A continuación se presenta una tabla con rugosidades absolutas para diferentes materiales:

Tabla B.1. Rugosidad absoluta para algunos materiales.

Material	ϵ (mm)	Material	ϵ (mm)
Plástico (PE, PVC)	0,0015	Fundición asfaltada	0,06-0,18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01	Fundición	0,12-0,60
Tubos estirados de acero	0,0024	Acero comercial y soldado	0,03-0,09
Tubos de latón o cobre	0,0015	Hierro forjado	0,03-0,09
Fundición revestida de cemento	0,0024	Hierro galvanizado	0,06-0,24
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024	Madera	0,18-0,90
Fundición centrifugada	0,003	Hormigón	0,3-3,0

[Fuente: <http://www.miliarium.com/prontuario>]

**Anexo C. HOJAS DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE LA BOMBA DE
ARIETE HIDRÁULICO**

Anexo D. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TUBERÍAS

D1. TUBERÍAS

Son los elementos de uso más común para la conducción de líquidos y gases. Aquí se tratarán exclusivamente los tubos de acero al carbón.

D2. TAMAÑO NOMINAL (NPS)

El tamaño de un tubo se da por su diámetro nominal (NPS) o Nominal Pipe Size, denominación de la API y de la ASTM.

D3. CÉDULA (SCHEDULE)

Los tubos también se diferencian por su peso o espesor de las paredes; esto se llama Schedule o cédula.

Antiguamente se designaban tres tipos:

- Estándar (Std)
Los más utilizados, tienen la pared más delgada y son los más económicos.
- Extra Fuerte (XS)
Tienen más espesor que el estándar y resisten más presión.
- Doble extra fuerte (XXS)
Tienen el doble de espesor que el extra fuerte (XS) y es el más resistente.

D4. TAMAÑOS Y CÉDULAS

Esta tabla muestra para cada diámetro nominal, su diámetro externo, espesor y peso del conducto.

Tabla D.1. Especificaciones de Tuberías

Tamaño Nominal	Espesor Pared		Diámetros			Peso
	Tamaño	Schedule	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Espesor pared [in]	Peso [lb/ft]
1	Std	40	1,315	1,049	0,133	1,68
	XS	80	1,315	0,957	0,179	2,17
	XXS		1,315	0,599	0,358	3,68
2	Std	40	2,375	2,067	0,154	3,65
	XS	80	2,375	1,939	0,218	5,02
	XXS		2,375	1,503	0,436	9,02
3	Std	40	3,500	3,068	0,218	7,57
	XS	80	3,500	2,900	0,300	10,24
	XXS		3,500	2,300	0,600	18,56
4	Std	40	4,500	4,026	0,237	10,78
	XS	80	4,500	3,826	0,337	14,97
	XXS		4,500	3,152	0,674	27,51
6	Std	40	6,625	6,065	0,280	18,95
	XS	80	6,625	5,761	0,432	28,54
	XXS		6,625	4,897	0,864	53,10
8	Std	40	8,625	7,981	0,322	28,52
	XS	80	8,625	7,625	0,500	43,34
	XXS		8,625	6,875	0,875	72,35
10	Std	40	10,750	10,020	0,365	40,44
	XS	60	10,750	9,750	0,500	54,68
	XXS	140	10,750	8,750	1,000	104,02
12	Std	40	12,750	11,938	0,408	53,47
	XS		12,750	11,750	0,500	65,35
	XXS	120	12,750	10,750	1,000	125,36
14	Std	30	14,000	13,250	0,375	54,51
	XS		14,000	13,000	0,500	72,01
16	Std	30	16,000	15,250	0,375	62,51
	XS	40	16,000	15,000	0,500	82,68
20	Std	20	20,000	19,250	0,375	78,52
	XS	30	20,000	19,000	0,500	104,02
24	Std	20	24,000	23,250	0,375	94,52
	XS		24,000	23,000	0,500	125,36

D5. MATERIALES

Los tubos, bridas y accesorios usados en la construcción de la bomba de ariete hidráulico; son generalmente de acero al carbón de los siguientes tipos:

- ASTM A53 grado B
- ASTM A105
- ASTM A106 grado B
- ASTM A234
- ASTM A269
- ASTM A304 (Inoxidable)

Los mismos aceros, también tienen nomenclatura API:

- API 5L-B *(Igual al ASTM A106 grado B)
- API 5L-X42
- API 5L-X56
- API 5L-X60
- API 5L-X70

Tabla D.2. Propiedades Mecánicas de Tubos.

PROPIEDADES MECANICAS DE TUBO MAS USADOS							
NORMA	GRADO	RT (MPa) Min.	LE (MPa) Min.	NORMA	GRADO	RT (MPa) Min.	LE (MPa) Min.
ASTM A 53	Gr A	330	205	A 423	Gr 1	415	255
	Gr B	415	240		Gr 2	415	255
A 106	Gr A	330	205	A 500	Gr A	310	228
	Gr B	415	240		Gr B	400	290
	Gr C	485	275		Gr C	427	317
A 161	Gr LC	324	179	A 501	A 501	400	250
	Gr T1	379	207	DIN	St 37,0	350/480	235
A 178	Gr A	325	180	1626	St 44,0	420/550	275
	Gr C	415	255	1629	St 52,0	500/650	355
	SAC 50	490/602	373	DIN 1630	St 37,4	350/480	235
A 179	A 179		St 44,4		420/550	275	
A 192	A 192		St 52,4		500/650	355	
A 199/200	Gr T11	415	170	DIN 2391	St 35		
	Gr T22	415	170		St 45		
A 209	Gr T1	380	205	DIN 2393	St 52		
	Gr T1a	415	220		St 34,2		
	Gr T1b	365	195		St 37,2		
A 210	Gr A1	415	255		St 44,2		
	Gr C	485	275		St 52,3		
A 213	Gr T2	415	205	DIN St 52	St 52,0	510	343
	Gr T11	415	205	DIN 17175	St 35,8	350/480	235
	Gr T12	415	205		St 45,8	410/530	255
	Gr T22	415	205		15 Mo3	450/600	270
A 214	A214		13CrMo44		440/590	290	
A 226	A226	325	180		10CrMo910	450/600	280
A 333/334	Gr 1	380	205	API 5L	Gr A	331	207
	Gr 3	450	240		Gr B	413	241
	Gr 6	415	240		X 42	413	289
	Gr 7	450	240		X 46	434	317
A 335	Gr P1	380	205		X 52	455	358
	Gr P2	380	205		X 56	489	386
	Gr P11	415	205		X 60	517	413
	Gr P12	415	220		X 65	530	448
	Gr P22	415	205		X 70	565	482
					X 80	620	551

**Anexo E. DIAGRAMA DE PROCESOS, OPERACIONES Y MONTAJE.
 PLANOS DE CONJUNTO Y TALLER**

Anexo F. FOTOGRAFÍAS DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

Foto F.1. Corte de las planchas de acero.

[Fuente: Propia]



Foto F.2. Proceso de soldadura del cuerpo del hydram.

[Fuente: Propia]



Foto F.3. Manufactura del plato de servicio (fresado).

[Fuente: Propia]



Foto F.4. Taladrado de las bridas.

[Fuente: Propia]



Foto F.5. Torneado del vástago de regulación.

[Fuente: Propia]