

# **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

ÁREA DE ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES

NO RENOVABLES INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

PROYECTO DE TESIS

**TEMA:**

## **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE MULTIPULSOR”**

**AUTOR:**

MANUEL IGNACIO AYALA CHAUVIN

**DIRECTOR:**

ING. MILTON LEÓN TAPIA.

**ASESOR:**

DR. RAÚL IZQUIERDO PUPO.

**LOJA - ECUADOR**

**2005 – 2006**

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE  
UN ARIETE MULTIPULSOR”

# CERTIFICACIÓN

Ing. Milton León Tapia.

CERTIFICA

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE MULTIPULSOR", previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: Manuel Ignacio Ayala Chauvin, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

---

## DECLARACIÓN DEL AUTOR.

Manuel Ignacio Ayala Chauvin, autor único de este trabajo, certifico la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional De Loja, la cual podrá hacer uso de el mismo con fines convenientes.

---

Manuel Ignacio Ayala Chauvin.

# DEDICATORIA.

Le dedico el presente trabajo:

A mis padres Marco y Elvira...

A mis hermanos Marco y Luis...

A mi sobrino Luis David...

A mis familiares...

A mis amigos...

# AGRADECIMIENTO.

Agradezco a mis padres por su apoyo incondicional.

Agradezco sinceramente la colaboración de:

Ing. Nelson Jaramillo.

Ing. Milton León.

Ing. Marco Rojas.

Dr. Raúl Izquierdo Pupo.

## PENSAMIENTO.

“Aunque maten todas las flores del mundo,  
para mí siempre existirá la primavera ”

“ Que estos tiempos difíciles no terminen  
con la dulzura de nuestros corazones ”

CHE....

## **RESUMEN**

En el presente trabajo se recoge una amplia información sobre el principio de funcionamiento de los arietes hidráulicos y los parámetros para su óptima instalación. Se formula las ecuaciones del principio teórico del ariete hidráulico multipulsor.

Se diseñó una válvula de impulsión hidrodinámica la cual disminuye la resistencia hidráulica, incrementa el flujo, provoca un aumento de la intensidad del choque hidráulico y se prolonga el tiempo de bombeo.

Se elabora la metodología de cálculo para el diseño de instalaciones hidráulicas con arietes multipulsores; tomando como base las experiencias realizadas por autores de diferentes nacionalidades que tienen en cuenta aspectos tan importantes como el ciclo de operación de un ariete y recomendaciones muy precisas para el dimensionamiento de la máquina y la instalación en general.

## **SUMMARY**

This present work describes the fundamental working principles of hydraulically driven pumps called “Aries”, giving information about optimal installation parameters as well as a formulation of the equations of the theoretical principle of pulsating-valve pumps.

In order to diminish the hydraulic resistance a new hydraulically driven valve was designed which increases the flow as well as the intensity of the hydraulic shock thus prolonging the time of pumping.

The calculation methodology is elaborated for the design of facilities utilizing multiple valves. Being based on the experience of authors of many nationalities this work focuses on details such as the operation-cycle of a valve while giving very precise recommendations for the dimension of the machine and its installation in general.



## INDICE

	<b>Pág</b>
<b>PORTADA</b> .....	I
<b>TEMA</b> .....	II
<b>CERTIFICACIÓN</b> .....	III
<b>DECLARACIÓN DEL AUTOR</b> .....	IV
<b>DEDICATORIA</b> .....	V
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	VI
<b>PENSAMIENTO</b> .....	VII
<b>RESUMEN</b> .....	VIII
<b>Capítulo I: Análisis de las fuentes</b> .....	2
<b>1.1 Introducción</b> .....	2
<b>1.2 Estado del arte</b> .....	3
<b>1.3 “El agua fluido motriz</b> .....	6
<b>1.4 Golpe de ariete</b> .....	8
<b>1.5 Principio de funcionamiento del ariete hidráulico</b> .....	10
<b>1.6 Esquema de funcionamiento de una instalación completa</b> .....	12
<b>1.7 Elementos para la instalación de arietes</b> .....	13
1.7.1 Captación de fuente.....	13
1.7.2 Colector de fuente.....	14
1.7.3 Pozo de extracción o tanque de abastecimiento.....	15
1.7.4 Tubería de impulsión.....	16
1.7.5 Conducto vertical o tubería de descarga.....	17
1.7.6 Tanque elevado o de almacenamiento.....	17
<b>1.8 Períodos en que se divide el ciclo de trabajo del ariete</b> .....	18
1.8.1 Período 1: de aceleración o derrame.....	20
1.8.2 Período 2: de retardación o bombeo.....	22
1.8.3 Período 3: de retroceso o de flujo invertido.....	22
<b>1.9 Tipos de arietes</b> .....	24
<b>1.10 Situación problemica</b> .....	26
<b>1.11 Problema</b> .....	27
<b>1.12 Hipótesis</b> .....	27
1.12.1 Hipótesis general.....	27
<b>1.13 Objetivo general</b> .....	27

1.13.1	Objetivos específicos.....	27
<b>1.14</b>	<b>Tareas.....</b>	<b>27</b>
<b>1.15</b>	<b>Conclusiones parciales.....</b>	<b>28</b>
<b>Capítulo II: Fundamento teórico para el diseño hidráulico y mecánico del Ariete Multipulsor.....</b>		<b>29</b>
<b>2.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>31</b>
<b>2.2</b>	<b>Fuerzas que actúan sobre un líquido.....</b>	<b>32</b>
2.2.1	Presión en el líquido.....	32
2.2.2	Propiedades de la presión hidrostática.....	34
<b>2.3</b>	<b>Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.....</b>	<b>34</b>
2.3.1	Densidad.....	35
2.3.2	Viscosidad.....	35
2.3.3	Reología.....	36
<b>2.4</b>	<b>Número de Reynolds.....</b>	<b>37</b>
<b>2.5</b>	<b>Radio Hidráulico.....</b>	<b>38</b>
<b>2.6</b>	<b>Gasto o caudal.....</b>	<b>38</b>
<b>2.7</b>	<b>Factor de fricción.....</b>	<b>39</b>
<b>2.8</b>	<b>Cálculo de las pérdidas por fricción.....</b>	<b>40</b>
<b>2.9</b>	<b>Cálculo de las pérdidas locales.....</b>	<b>40</b>
<b>2.10</b>	<b>Aplicación de la ecuación de Bernoulli.....</b>	<b>41</b>
<b>2.11</b>	<b>Cálculo de la pérdida de presión total.....</b>	<b>42</b>
<b>2.12</b>	<b>Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.....</b>	<b>42</b>
<b>2.13</b>	<b>Cálculo del caudal circulante.....</b>	<b>43</b>
<b>2.14</b>	<b>Cálculo del diámetro de la tubería.....</b>	<b>44</b>
<b>2.15</b>	<b>Cálculo del golpe de ariete.....</b>	<b>45</b>
2.15.1	Ecuaciones características del fenómeno.....	46
2.15.2	El pulso de Joukowsky (Zhukovski).....	48
2.15.3	Celeridad del pulso de presión.....	49
2.15.4	Condiciones de contorno.....	50
2.15.5	Tiempo de cierre de la válvula.....	50
<b>2.16</b>	<b>Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el ariete hidráulico multipulsor.....</b>	<b>53</b>
<b>2.17</b>	<b>Determinación del tiempo que se tarda en establecerse una corriente.....</b>	<b>54</b>
<b>2.18</b>	<b>Fuerzas hidráulicas sobre la válvula de derrame.....</b>	<b>55</b>
<b>2.19</b>	<b>Cálculo de la pérdida hidráulica en la válvula de impulsión.....</b>	<b>57</b>
<b>2.20</b>	<b>Presión máxima y presión mínima de la instalación.....</b>	<b>57</b>

2.21	<b>Cálculo de la presión <math>P_2</math> en la cámara de aire</b> .....	58
2.22	<b>Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión</b> .....	58
2.23	<b>Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica</b> .....	59
2.24	<b>Cálculo del número de pernos</b> .....	62
2.25	<b>Metodología para evaluar la eficiencia</b> .....	62
2.26	<b>Rendimiento volumétrico</b> .....	63
2.27	<b>Conclusiones parciales</b> .....	64
	<b>Capítulo III Diseño de la máquina</b> .....	67
3.1	<b>Introducción</b> .....	67
3.2	<b>Descripción de la parte hidráulica de la instalación</b> .....	68
3.2.1	Cálculo de la longitud del conducto de impulsión.....	69
3.2.2	Determinación del tipo de régimen.....	70
3.2.3	Rugosidad relativa.....	70
3.2.4	Factor de fricción.....	70
3.2.5	Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.....	71
3.2.6	Cálculo del caudal circulante en la tubería de alimentación.....	71
3.2.7	Cálculo del diámetro del conducto de fuente $C_f$ .....	71
3.2.8	Determinación de los coeficientes de resistencia locales.....	72
3.2.9	Aplicación de la ecuación de Bernoulli en la instalación.....	74
3.2.10	Cálculo de la altura de alimentación $H_a$ .....	74
3.2.11	Cálculo del caudal necesario para alimentar un ariete multipulsor de 3 válvulas.....	76
3.2.12	Cálculo de la velocidad en la salida de las válvulas.....	76
3.2.13	Dimensión del pozo de extracción.....	77
3.2.14	Tiempo de duración de un periodo.....	77
3.2.15	Cálculo del caudal total en un ciclo.....	78
3.2.15.1	Cálculo del caudal perdido en un ciclo de trabajo.....	78
3.2.15.2	Cálculo del caudal bombeado en un ciclo de trabajo.....	78
3.2.16	Cálculo de la presión dinámica.....	79
3.2.17	Cálculo de la energía cinética.....	79
3.2.18	Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical.....	80
3.2.19	Cálculo de las pérdidas locales en el conducto vertical.....	80
3.2.20	Cálculo de las pérdidas inerciales en el conducto vertical.....	80
3.2.21	Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.....	81
3.2.22	Cálculo de la celeridad de la onda de presión.....	82

3.2.23	Tiempo de cierre de la válvula.....	82
3.2.24	Cálculo del pulso de Joukowsky (Zhukovski).....	82
3.2.25	Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.....	83
3.2.26	Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de impulsión.....	84
3.2.27	Presión en la cámara de aire antes del choque hidráulico.....	84
3.2.28	Volumen total de la cámara de aire.....	85
3.2.29	Volumen de agua dentro de la cámara de aire.....	86
3.2.30	Volumen de aire inicial en la cámara.....	86
3.2.31	Cálculo de la presión 2 en la cámara de aire.....	86
<b>3.3</b>	<b>Descripción de la parte mecánica del ariete.....</b>	<b>87</b>
3.3.1	Cálculo de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.....	87
3.3.2	Cálculo del espesor de la para cilíndrica de la cámara de aire.....	88
3.3.3	Cálculo del espesor de la parte esférica de la cámara de aire.....	89
3.3.4	Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.....	89
<b>3.4</b>	<b>Metodología para evaluar la eficiencia.....</b>	<b>90</b>
3.4.1	Eficiencia de D' Aubuisson.....	91
3.4.2	Eficiencia de Ranquine.....	91
3.4.3	Rendimiento volumétrico.....	91
<b>3.5</b>	<b>Conclusiones parciales.....</b>	<b>92</b>
<b>Capítulo IV: Costos, Conclusiones y recomendaciones.....</b>		<b>94</b>
<b>4.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>94</b>
<b>4.2</b>	<b>Metodología para el cálculo del costo del ariete hidráulico multipulsor.....</b>	<b>95</b>
4.2.1	Costo de los materiales mecanizados.....	95
4.2.2	Costos de elementos normalizados.....	96
4.2.3	Costos de los materiales para el acabado superficial.....	96
4.2.4	Costos de los materiales indirectos.....	96
4.2.5	Cálculo de la amortización.....	97
4.2.6	Cálculo del costo de la mano de obra.....	97
4.2.7	Cálculo del total de días laborables en el año.....	97
4.2.8	Horas trabajadas al día ( $H_{\text{día}}$ ).....	98
4.2.9	Horas trabajadas al año ( $H_{\text{año}}$ ).....	98
4.2.10	Minutos trabajados al año ( $\text{min}^a$ ).....	98
4.2.11	Costo de mano de obra directa.....	98
4.2.12	Cálculo del costo de mano de obra directa.....	98
4.2.13	Cálculo del costo de la hora máquina.....	99

4.2.14 Cálculo para torno industrial Bench Lathe.....	99
4.2.15 Costo anual.....	100
4.2.16 Costo por consumo.....	100
4.2.17 Costo de la tarifa anual.....	100
4.2.18 Consumo de energía del torno.....	100
4.2.19 Consumo anual de energía.....	100
4.2.20 Costo minuto máquina.....	100
4.2.21 Costo hora máquina.....	100
4.2.22 Cálculo del costo de mecanizado.....	101
4.2.23 Costo total de un ariete hidráulico multipulsor.....	102
<b>4.3 Comparación de precios y beneficios de diferentes arietes multipulsores.....</b>	<b>102</b>
<b>4.4 Conclusiones.....</b>	<b>103</b>
<b>4.5 Recomendaciones.....</b>	<b>104</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>105</b>
<b>Simbología.....</b>	<b>108</b>
<b>Anexos.....</b>	<b>111</b>

## SIMBOLOGÍA.

AHM	=	ariete hidráulico multipulsor.
A	=	área, (m <sup>2</sup> ).
A <sub>cort.</sub>	=	área o superficie de corte, (cm <sup>2</sup> ).
Ad	=	Área proyectada de la válvula de derrame, (m <sup>2</sup> ).
A <sub>per.</sub>	=	Área del perno.
a	=	Velocidad de propagación de la onda (m/s).
B	=	Tanque elevado.
C	=	Colector de fuente.
Cd	=	Coeficiente de arrastre.
Cf	=	Conducto de fuente.
D	=	Diámetro de Tr (m).
d	=	Diámetro de St (m).
E	=	módulo de elasticidad.
e	=	espesor (cm).
er	=	rugosidad relativa.
ε	=	rugosidad equivalente.
F	=	fuerza cortante, (Kg).
Fd	=	Fuerza de arrastre sobre la válvula de derrame, (N).
G	=	peso (Kg).
g	=	aceleración de la gravedad, (9,81m/s <sup>2</sup> ).
H <sub>a</sub>	=	z <sub>o</sub> = Altura de alimentación (m),
h <sub>roz</sub>	=	pérdidas por rozamiento (m).
h <sub>loc.</sub>	=	pérdidas locales (m).
h <sub>T</sub>	=	pérdida total (m).
Hi	=	altura de impulsión ; ( m).
Hd	=	diferencia de nivel ; ( m )
Σh	=	Sumatoria de perdidas hidráulicas ; ( m )
hi	=	pérdidas inerciales ; ( m )
K	=	módulo de compresibilidad.
L	=	Longitud del conducto de impulsión (m).
l	=	Longitud del conducto vertical (m).
M <sub>f<sub>máx.</sub></sub>	=	momento flector máximo.

$M_{flex.}$  = momento flector, (Kgf . cm).  
 $m$  = masa de agua de alimentación (kg).  
 $N_U$  = potencia útil entregada en la descarga.  
 $N_b$  = la potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación.  
 $n$  = número de pernos.  
 $n_s$  = coeficiente de seguridad (1,5).  
 $P$  = presión hidromecánica o simplemente presión.  
 $p_o$  = presión atmosférica a la entrada (Kg/m<sup>2</sup>).  
 $p_1$  = presión atmosférica a la salida (Kg/m<sup>2</sup>).  
 $\rho$  = densidad (Kg/m<sup>3</sup>).  
 $\rho_m$  = radio de curvatura del arco meridional (cm).  
 $\rho_t$  = radio de curvatura de la sección normal perpendicular al arco meridional.  
 $p$  = presión normal (Kg/cm<sup>2</sup>).  
 $q_b$  = caudal de bombeo, (m<sup>3</sup> /s).  
 $Q_p$  = caudal derramado por la válvula de impulso, ( m<sup>3</sup> /s ).  
 $Q_p + q_b$  = Caudal de alimentación, ( m<sup>3</sup> / s ).  
 $Q_T$  = caudal total, (m<sup>3</sup>/s).  
 $Re$  = Número de Reynolds.  
 $R_h$  = radio hidráulico.  
 $r$  = radio (m).  
 $\gamma$  = peso específico (kg/m<sup>3</sup>).  
 $\zeta$  = Coeficiente de resistencia, (adimensional).  
 $\zeta_{loc.}$  = coeficientes de pérdidas locales.  
 $\zeta_{roz.}$  = coeficientes de pérdida por rozamiento.  
 $St$  = Conducto Vertical.  
 $s$  = Carrera de la válvula de derrame (m).  
 $\sigma$  = tensión, (Kgf/cm<sup>2</sup>).  
 $\sigma_m$  = tensión meridional, (Kgf/cm<sup>2</sup>).  
 $\sigma_t$  = tensión circunferencial, (Kgf/cm<sup>2</sup>).  
 $\sigma_{adm. trac.}$  = tensión admisible la tracción (Kgf/cm<sup>2</sup>).  
 $T_{ex}$  = Pozo de extracción.  
 $T_a$  = Tiempo de duración del periodo de aceleración (s).  
 $T_d$  = Tiempo de duración del periodo de retardación (s).

- $T_r$  = Tiempo de duración del periodo de retroceso (s).  
 $T_{ci}$  = Tiempo de duración del ciclo (s).  
 $T_r$  = Conducto de Impulsión.  
 $T$  = fase o periodo (s).  
 $t_c$  = tiempo de cierre o maniobra (s).  
 $\tau$  = tensión tangencial, (N/m<sup>2</sup>).  
 $\tau_f$  = límite de fluencia a la por cizallamiento, (Kg/cm<sup>2</sup>).  
 $\tau$  = tensión de cizallamiento, (Kgf/cm<sup>2</sup>).  
 $\ddot{U}T$  = Canal de derrame T.  
 $\ddot{U}W$  = Canal de derrame W.  
 $\mu$  = coeficiente dinámico de viscosidad.  
 $V$  = volumen (m<sup>3</sup>).  
 $v$  = velocidad media del agua, (m/s).  
 $v_o$  = velocidad inicial (m/s).  
 $v_l$  = velocidad en la salida (m/s).  
 $v_c$  = velocidad del agua en la tubería de alimentación en el momento del cierre de la válvula de impulsión (m/s).  
 $v_r$  = velocidad del agua durante el período de flujo invertido (m/s).  
 $v_{(t)}$  = velocidad del agua en la tubería de alimentación en los diferentes instantes de tiempo (m/s).  
 $V_{max.}$  = Velocidad máxima en la tubería de alimentación para un diámetro D (m/s).  
 $\nu$  = viscosidad (m<sup>2</sup>/s).  
 $W$  = Pozo de ariete.  
 $W.$  = momento de resistencia, (Kgf . cm).  
 $z$  = altura geométrica (m).



## **INTRODUCCIÓN**

El trabajo recoge una amplia información sobre el principio de funcionamiento de los arietes hidráulicos y los parámetros para su óptima instalación, se analizan las características constructivas y de explotación de diferentes modelos diseñados por empresas de reconocimiento internacional. Todo lo mencionado anteriormente nos permitió comprobar que existe falta de información sobre la teoría y práctica sobre los arietes hidráulicos que existen en el mundo en nuestro país.

El diseño de la válvula de impulsión es hidrodinámico lo cual disminuye la resistencia hidráulica, incrementa el flujo, provoca un aumento de la intensidad del choque hidráulico y se prolonga el tiempo de bombeo. Para determinar el número de válvulas existe una dependencia directa entre área útil de la válvula y el diámetro del conducto de impulsión.

Se formulo las ecuaciones del principio teórico del ariete hidráulico multipulsor y se elaboró la metodología de cálculo para el diseño de instalaciones hidráulicas con arietes multipulsores.

## **Capítulo I: Análisis de las fuentes**

### **1.1 Introducción.**

### **1.2 Estado del arte.**

### **1.3 “El agua” Fluido motriz.**

### **1.4 Golpe de ariete.**

### **1.5 Principio de funcionamiento del ariete hidráulico.**

### **1.6 Esquema de funcionamiento de una instalación completa.**

### **1.7 Elementos para la instalación de arietes.**

1.7.1 Captación de fuente.

1.7.2 Colector de fuente.

1.7.3 Pozo de extracción.

1.7.4 Tubería de impulsión.

1.7.5 Conducto vertical.

1.7.6 Tanque elevado.

### **1.8 Períodos en que se divide el ciclo de trabajo del ariete.**

1.8.1 Período 1: de aceleración o derrame.

1.8.2 Período 2: de retardación o bombeo.

1.8.3 Período 3: de retroceso o de flujo invertido.

### **1.9 Tipos de arietes.**

#### **1.10 Situación problemática.**

#### **1.11 Problema.**

#### **1.12 Hipótesis.**

1.12.1 Hipótesis general.

#### **1.13 Objetivo general.**

1.13.1 Objetivos específicos.

#### **1.14 Tareas.**

#### **1.15 Conclusiones parciales.**

## **Capítulo I: Análisis de las fuentes**

### **1.1 Introducción**

La humanidad se encuentra ante un dilema con la generación de energía: por un lado, las fuentes convencionales de energía; carbón, gas y petróleo son agotables y altamente contaminantes, y por el otro, las fuentes de energía renovables: hidráulica, eólica, fotovoltaica y otras, son de poca densidad energética distribuida, y discretas con la secuencia de los días y las noches y las estaciones.

El agua es el fluido motriz del ariete hidráulico y debido a su importancia escribiremos sus cualidades y la manera de explotarla saludablemente. El agua es el elixir de la vida en el medio de los hombres y los animales, sin agua no se habría originado vida en nuestro planeta. Del líquido vital se ha escrito mucho en la literatura pero se hace poco o nada para protegerla, el ariete hidráulico es un pequeño aporte para la solución de esta problemática global.

Las bombas hidráulicas se clasifican en tres grandes grupos: Bombas de desplazamiento positivo, bombas de desplazamiento no positivo y las bombas de fluido impelente.

El ariete hidráulico es una bomba de fluido impelente. Analizaremos el principio de funcionamiento y los parámetros para su instalación, además recopilaremos información de los tipos de arietes existentes en el mundo, con el objetivo de diseñar y construir un ariete eficiente y funcional.

El ariete no puede funcionar en ningún caso por si solo, necesita de una instalación completa en la que están todos sus componentes ajustados entre si. Se describirá los elementos para su instalación, desde la captación de fuente hasta el almacenamiento del fluido.

El ariete hidráulico provoca los denominados Golpes de Ariete, estos se producen por variaciones muy rápidas de las condiciones de funcionamiento de una instalación (velocidad-presión). Se analizará la variación de presión producida por la desaceleración del fluido consecuencia del cierre rápido de una válvula.

## 1.2 Estado del arte

En una cervecería del condado inglés de Cheshire, John Whitehurst inventó 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 (Fig. 1.1) Un operario se ocupaba de accionar el artefacto, este sistema funcionó desde 1772 hasta 1800.

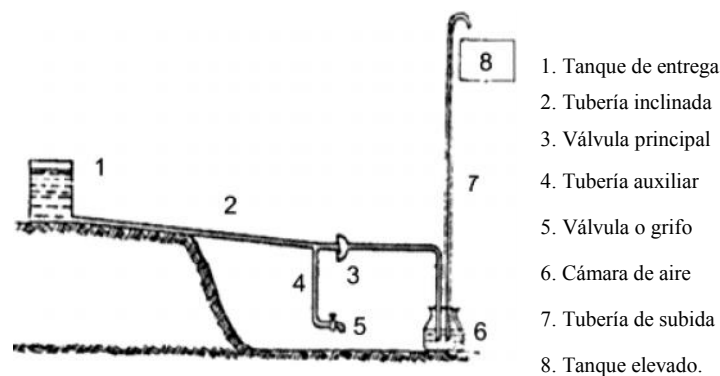


Fig. 1.1. Esquema de funcionamiento del ariete ideado por John Whitehurst.

La sagacidad humana añadió elementos al invento cervecero, y seis años antes de que Joseph Montgolfier junto a su hermano Étienne inventara el globo aerostático, concibió un ariete automático, en principio similar a los contemporáneos, aunque entonces lo denominó le belier hydraulique (ver Fig. 1.2). Las innovaciones nos dejaron un aparato que durante más de un siglo figuró entre las máquinas hidráulicas más apreciadas y experimentadas.

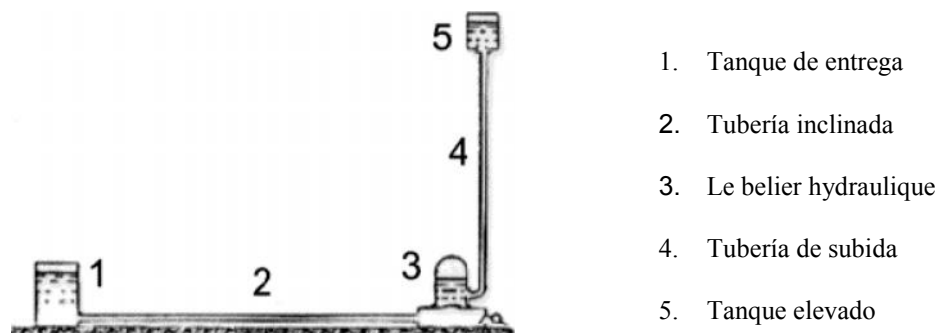


Fig. 1.2. Esquema del ariete hidráulico “le belier hydraulique”.

El Ariete Hidráulico, inventado por Montgolfier (1797), permite elevar parte del agua de un río, arroyo o manantial a una altura superior utilizando tan sólo la energía del agua que fluye. Para ello se aprovecha el efecto que se consigue al detener de golpe el flujo de agua en una tubería, y que consiste en convertir en energía potencial la energía cinética inherente al agua, a este tipo de ariete se los denomina convencionales.

Como se documenta en las memorias de patente, el ariete hidráulico se continuo mejorando durante las décadas siguientes. Pero la práctica demostró, a pesar de todas las mejoras, que la construcción de arietes se veía afectada por muchas incógnitas. El comportamiento del desplazamiento volumétrico del agua en relación con la cantidad de agua, los caudales fluctuantes de las fuentes, la configuración de las válvulas, el acople de sus componentes, la fricción interna del agua y muchos otros aspectos debían reconsiderarse para cada instalación, fundamentalmente a partir de los valores empíricos.

Fue sólo en el siglo pasado cuando se constató de forma correcta su principio de funcionamiento. Entonces fue cuando se demostró que el ariete es un dispositivo muy complejo, que solo puede funcionar a alto rendimiento tras un ajuste preciso de sus componentes. En este sentido fue significativo el aporte del ingeniero Heerlein de la empresa Pfister & Langhass, quien hizo de los problemas del ariete hidráulico el objetivo de su vida y en un trabajo sistemático durante décadas exploró las regularidades y estableció principios de construcción (Weinmann 2004).

En los arietes hidráulicos convencionales la potencia en sí tiene sus límites, por elementos constructivos, como los diámetros mayores del tubo de impulso y por consiguiente de la válvula de impulso. Con la consolidación de los criterios de la industria moderna disminuyó el uso del ariete hidráulico convencional hasta casi desaparecer en el contexto tecnológico contemporáneo.

El ariete hidráulico, en su versión convencional, es un equipo pesado, voluminoso y relativamente costoso en comparación con otros. Además, su utilización queda limitada a condiciones específicas; o sea, debemos disponer de un caudal de agua constante y un desnivel suficiente para lograr la potencia deseada. Estas limitaciones fueron superadas a partir de la concepción y diseño del ariete hidráulico multipulsor.

El ingeniero belga Jan Haemhouts en el año de 1988 inició en Nicaragua un estudio para superar las principales limitaciones del concepto convencional del ariete y adecuó esta tecnología a los requerimientos modernos de un proceso industrial.

En Cuba en el año de 1990 el ingeniero Jan Haemhouts con miembros de la Asociación Nacional de Agricultores Pequeños (ANAP), y luego en Camagüey, en el Centro Integrado de Tecnología Apropriada (CITA), del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos, logró resultados tanto cualitativos y cuantitativos. El primer paso consistió en confirmar en la práctica el contenido de la memoria descriptiva de su patente relacionada con el ariete hidráulico multipulsor.

Desde el artefacto de Whitehurst y la inventiva de Montgolfier, el ariete hidráulico experimentó cambios constructivos notables, pero ninguno tan trascendental como el nuevo concepto multipulsor, porque supera las limitaciones relacionadas con los grandes volúmenes y pesos del equipo, y su potencia útil relativamente baja; o sea, el factor determinante no radicaba en el potencial de energía hidráulica disponible en una situación determinada, sino en la propia capacidad de admisión del flujo hidráulico en el aparato, (Montecinos 2004).

La esencia del nuevo método consiste en la sustitución de la única válvula de impulso de los arietes convencionales por un conjunto adecuado de válvulas en posiciones óptimas, en dependencia de determinadas condiciones de producción e instalación para aprovechar mejor los caudales disponibles, aumentando la potencia y los rendimientos. Esto permite una baja relación entre la velocidad máxima del agua en el sistema y la velocidad del agua al momento del cierre de las válvulas, con un mínimo de contraimpulso para su abertura automática, lo que permite reducir el largo y el diámetro del tubo de impulso, Montecinos 2004. También aporta la ventaja de la reducida necesidad de amortiguación en la magnitud de inyección de agua en la cámara de aire, por lo que puede reducirse su volumen. El funcionamiento del ariete hidráulico depende de muchas variables y es difícil pensar en reglas absolutas, pues es una máquina muy versátil. Con experiencia en la fabricación y explotación de este tipo de bombas se ha logrado establecer parámetros que nos permiten construir eficientemente este tipo de instalaciones.

Por último, aparece la posibilidad de utilizar un solo tubo de impulso con una gran cantidad de unidades multipulsoras, lo que permite aumentar la potencia con unidades

livianas estandarizadas y producidas en serie a bajo costo, mientras que con los arietes convencionales se necesita diseñar un aparato en función de un diámetro dado, de gran volumen y peso, por consiguiente alto costo.

El golpe de ariete fuerza motriz del ariete hidráulico se encuentra desarrollada en algunas aplicaciones e investigaciones, en el trabajo Reyes 1992 investiga el incremento de la eficiencia de la maquina aumentando el número de campanas neumáticas, Peter Weinmann 2004 aplica el golpe de ariete para accionar una bomba de diafragma y el en trabajo Sylvain Léveillé 2004 aplica el golpe de para accionar un compresor de aire. Los trabajos citados no exponen los resultados de estas aplicaciones que permitan valorar el aprovechamiento del golpe de ariete.

Nuevas herramientas, como el diseño asistido por computadoras, permiten facilitar las investigaciones relacionadas con los Arietes Hidráulicos, en particular el concepto multipulsor y sus bondades para superar las limitaciones de los modelos convencionales.

### **1.3 “El Agua” Fluido Motriz**

Dos terceras partes de nuestra Tierra están cubiertas de agua. De ellas, podemos disponer de solo un 3% como agua dulce potable.

Desde el punto de vista químico, el agua es el óxido del hidrógeno y una molécula se origina de la fusión (unión por fusión) de dos átomos de hidrógeno con uno de oxígeno. La abreviatura es H<sub>2</sub>O.

Conocemos el agua en tres apariencias, que los físicos denominan estados físicos: sólida en forma de hielo, líquido como el agua en su sentido propio y gaseosa en forma de vapor.

El agua en estado líquido existe en un rango relativamente pequeño de temperaturas, concretamente de 0 a 100°C. Reacciona al calor o al frío de forma excepcionalmente sensible. Además, es necesaria una presión atmosférica dominante sobre la Tierra. Si falta una sola de estas condiciones, el agua no existe en forma líquida.

El agua en estado líquido siempre existe en forma transitoria. Se evapora de forma continua, incluso a temperatura ambiente normal. Para ello, el agua necesita calor, que obtiene de su entorno más próximo. La percibimos como frescor, cuando por ejemplo nos

mojamos la piel. Cuando hacemos evaporar el agua con aporte de energía. Esto ocurre también a temperatura ambiente, con solo disminuir la presión atmosférica. Por tanto en las montañas altas al hervir huevos se debe tener en cuenta que allí el agua hierve por debajo de los 100°C.

El enorme coeficiente de expansión de volumen entre agua en forma líquida y vapor se utiliza para propulsar máquinas.

A 37.5 °C es donde el agua tiene una mayor capacidad calórica. Por tanto, no es accidental que la temperatura del cuerpo del hombre equivalga a este preciso valor. Este es uno de los motivos por que nuestro cuerpo contiene tanta agua. La naturaleza nos demuestra así a utilizar el agua como acumulador de calor, lo que imitan los ingenieros de calefacción; en este caso los especialistas en técnica solar. Weinmann 2004

A 4 °C tiene su mayor densidad. Es por ello que en los estanques baja hasta el fondo. El agua más ligera como el hielo queda en capas superiores al fondo (flota). Esta circunstancia permite a los peces sobrevivir a las heladas. El hielo tiene una densidad inferior, con lo que es mas ligero que el agua y flota.

El agua pura es el mejor aislante eléctrico entre los líquidos. Debemos saber al respecto que el agua en estado puro no existe en la naturaleza. En las aguas que podemos beber y están a nuestro alcance hay siempre sales y minerales disueltos. Eso es lo que crea la conductividad eléctrica, y el peligro de electrocución aumenta con la humedad.

La falta de agua causa en nuestros cuerpos perjuicios para nuestra salud en sólo tres días. Al cabo de 14 días, una absoluta falta de agua es mortal. Weinmann 2004.

Necesitamos agua para todas nuestras necesidades de limpieza. Es la bebida más simple e importante y constituye la base para todas las demás bebidas. El agua puede hacer trabajo y podemos provocar un golpe de ariete o choque hidráulico en una tubería.

En un ciclo siempre perdurable, esta agua se evapora, sube hacia arriba, es transportada por los vientos en forma de nubes y cae como lluvia nuevamente sobre la tierra Fig.1.3.



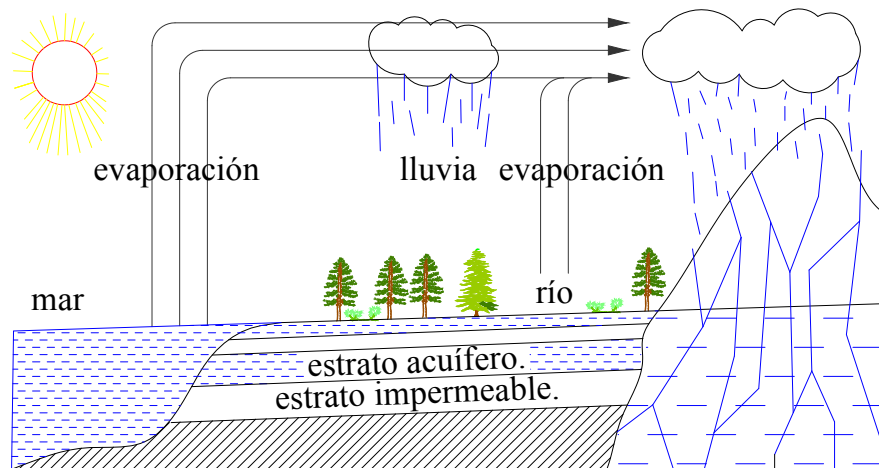


Fig. 1.3. Ciclo Natural Del Agua.

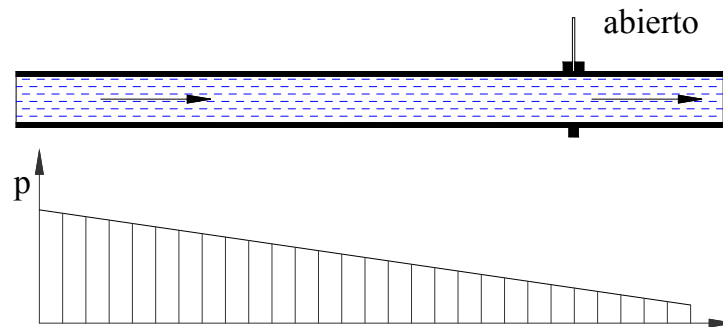
Gracias a esta circulación eterna, el agua se mantiene siempre limpia y enriquecida con minerales; sólo cuando está “madura” aparece en la superficie terrestre en forma de fuentes. Esta agua de manantial es apta para el abastecimiento de los seres vivos de la Tierra y es inigualable en cuanto a calidad. Cuando hoy en día perforamos pozos profundos porque hemos contaminado las fuentes, extraemos agua muerta, excluyéndola del ciclo descrito. Esta agua no es potable en toda la regla y es preciso tratarla primero técnicamente.

#### 1.4 Golpe de ariete

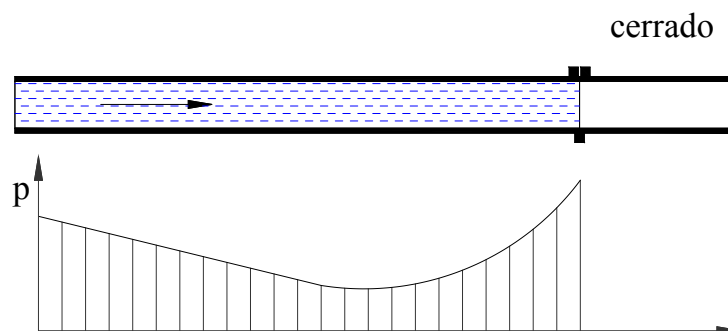
La Física reconoce el fenómeno denominado golpe de ariete o choque hidráulico, que ocurre cuando varía bruscamente la presión de un fluido dentro de una tubería, motivado por el cierre o abertura de una llave, grifo o válvula; también puede producirse por la puesta en marcha o detención de un motor o bomba hidráulica. Durante la fluctuación brusca de la presión, el líquido fluye a lo largo de la tubería a una velocidad definida como de propagación de la onda de choque. El cambio de presión provoca deformaciones elásticas en el líquido y en las paredes de la tubería. Este fenómeno se considera indeseable porque causa frecuentes roturas en las redes hidráulicas de las ciudades y en las instalaciones intradomiciliarias, y también es causante de los sonidos característicos que escuchamos en las tuberías cuando abrimos un grifo bruscamente en nuestras casas.

El choque de ariete que se produce involuntariamente puede provocar daños importantes en las tuberías. Sobre todo en las turbinas de agua con caída desde grandes alturas se

intenta evitar que este choque de ariete no provoque daños con medidas constructivas adecuadas. Por tal razón, con frecuencia se diseñan válvulas de efecto retardado o se instalan dispositivos de seguridad. En la Figura.1.4. (b) se representa el incremento de la presión al momento del cierre de una compuerta. (GUNT 1998).



(a) Compuerta abierta.



(b) compuerta cerrada.

Fig. 1.4. Representación de la presión.

Además, en las tuberías bajo presión se montan cámaras de equilibrio que reciben el choque de ariete y lo amortiguan. Con el ariete hidráulico, este efecto se consigue de forma selectiva mediante una válvula que se cierra a intervalos (válvula de impulsos). El choque de ariete resultante se suaviza, porque el agua puede fluir a través de una válvula de presión e ir a parar a una cámara de aire. La cámara de aire amortigua el choque y permite que el agua siga fluyendo de forma constante hasta el tubo ascendente, que la conduce a un segundo depósito elevado.

## 1.5 Principio De Funcionamiento Del Ariete Hidráulico.

Para comprender mejor el principio de funcionamiento del Ariete Hidráulico Multipulsor, nos auxiliaremos de la figura 1.5. El agua procedente de la fuente de alimentación (1) desciende por gravedad por la tubería de alimentación (2) bajo la acción de la diferencia de nivel ( $H_a$ ), derramándose por la válvula de impulso o ímpetu (3), hasta adquirir una velocidad suficiente para que la presión dinámica, sea capaz de

$$P = \frac{v^2}{2} \cdot \rho, \text{ (Pa)} \quad (1.1)$$

de cerrarla, contrarrestando su peso. El cierre rápido de la válvula de impulso, produce el efecto conocido como, golpe de ariete o choque hidráulico, originando una sobrepresión en la tubería de alimentación. La válvula de descarga (6) que se abre por el efecto de dicha sobrepresión, deja pasar cierta cantidad de agua hacia la cámara de aire (7), comprimiendo el aire existente, y cierta cantidad de agua ( $q$ ) fluye por la tubería de descarga (8).

El retroceso del agua en la tubería de alimentación, produce una ligera succión en el cuerpo del Ariete o caja de válvula (4), creando una caída de presión que produce la apertura de las válvulas de ímpetu y el cierre de la válvula de descarga. De esta forma, se crean las condiciones para que se repita el ciclo de operaciones. El aire comprimido continúa impulsando el líquido almacenado en ella por la tubería de descarga, entre ciclos de operaciones; lográndose una entrega de agua casi uniforme hacia el tanque de almacenamiento (9).

El aire de la cámara de neumática se pierde en el flujo bombeado, sino se renovase, manteniendo el nivel aire se saturaría de agua, por esta razón se coloca la válvula de aire (5) en su posición óptima que es debajo de la válvula check. Esta válvula funciona aprovechando la onda de presión negativa que produce una depresión en la caja del ariete y al producirse dicha depresión, succiona una pequeña cantidad de aire que va a renovar el aire de la cámara .

Si no hubiera una cámara de aire, el agua tendría que volver a recibir una aceleración partiendo de cero en el tubo ascendente. Esto volvería a consumir gran parte de la presión generada y el grado de efectividad sería mucho menor. La longitud del tubo no influye

directamente en el caudal. Sí influye el tiempo de ciclo del transporte mediante la masa del agua que contiene y el tiempo de aceleración. Científico ruso N. Zhukovski (1847-1921). Una tubería larga tiene tiempos de aceleración largos y tiempos de ciclo altos. Si las tuberías son demasiado cortas, la dinámica propia de la válvula de impulsos y de la válvula de retención ejercen una influencia negativa. Debido a su inercia, las válvulas no tienen tiempo suficiente para abrirse y cerrarse por completo en un mismo ciclo.

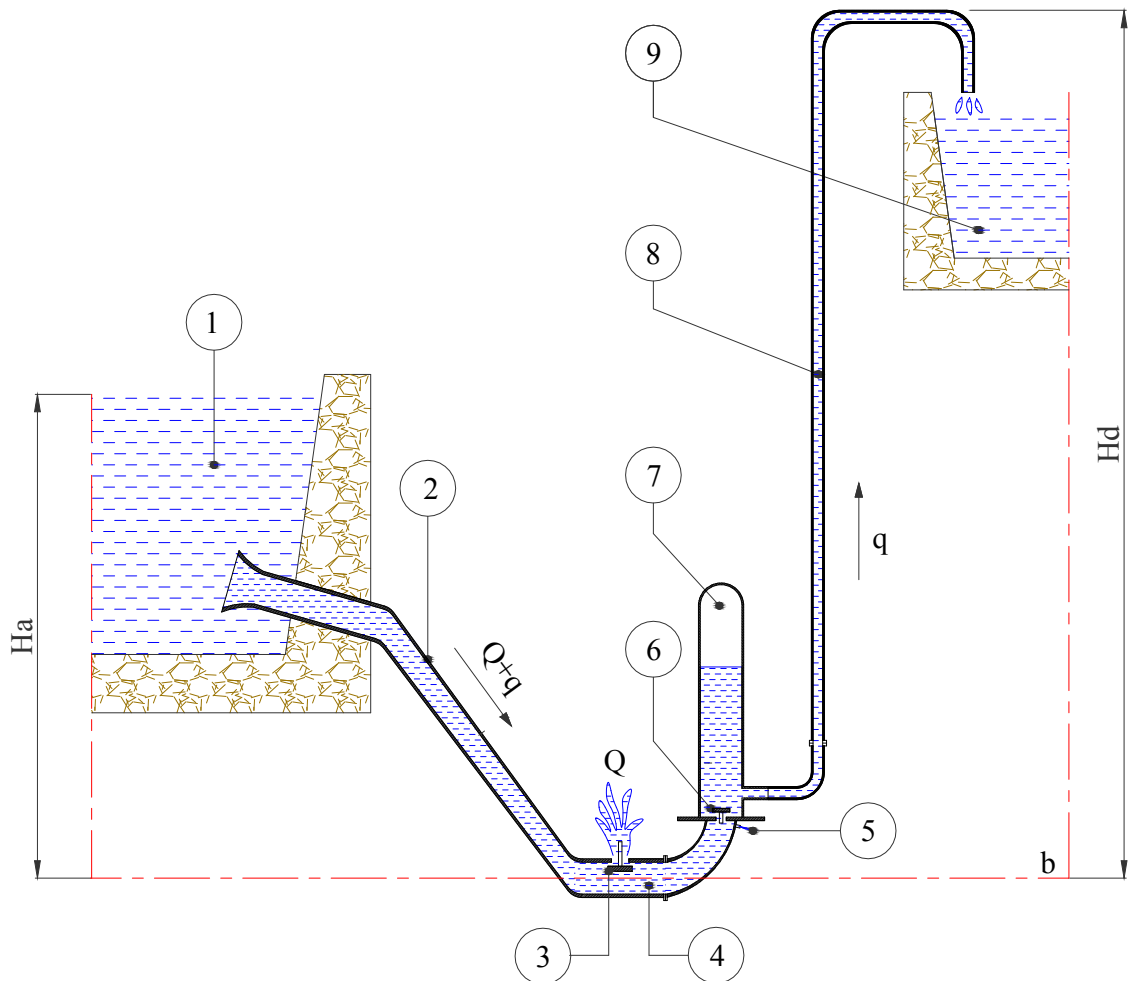
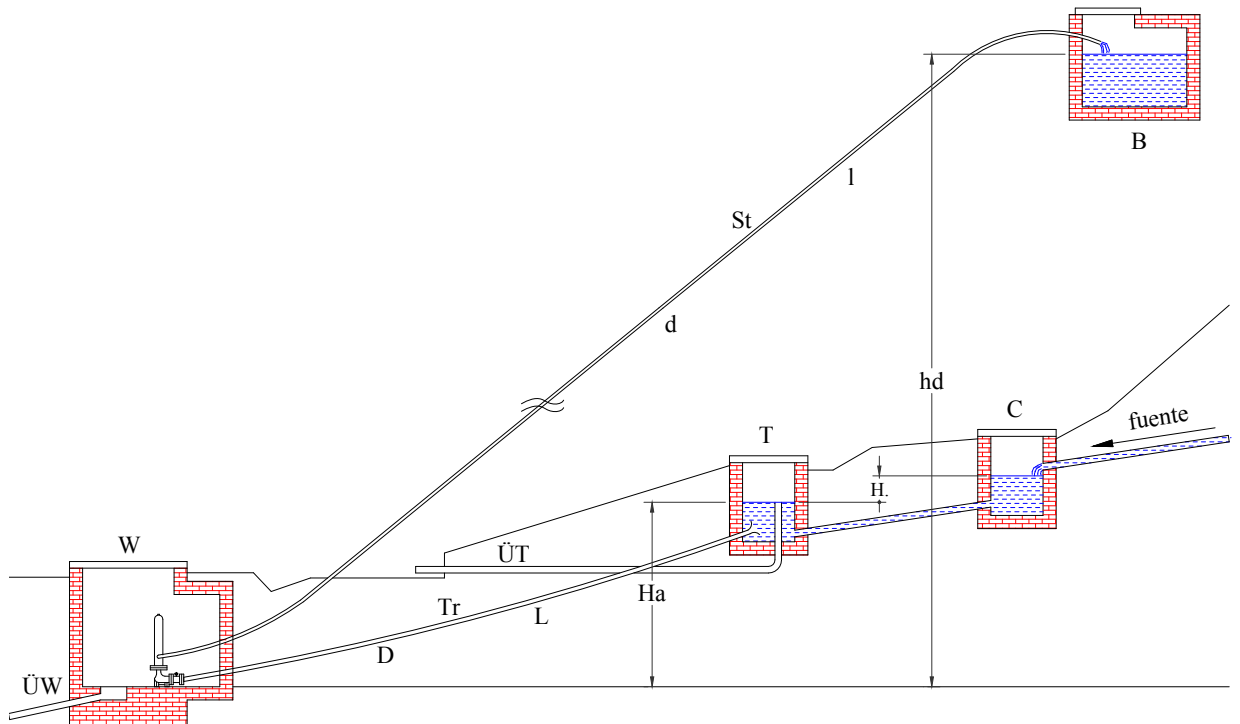


Fig. 1.5. Esquema del principio de funcionamiento.

El grado de efectividad se define como la relación entre uso y consumo. El uso describe la energía de la cantidad de agua transportada; el consumo es la energía del agua utilizada.

El grado de efectividad del Ariete Hidráulico es relativamente inferior al de otras bombas. No obstante, si se tiene en cuenta que la estructura del aparato es muy sencilla y que funciona con agua, el resultado no está nada mal. (GUNT 1998).

## 1.6 Esquema completo de una instalación de ariete.



C	= Colector de fuente	Tr	= Conducto de Impulsión
T	= Pozo de extracción	D	= Diámetro de Tr
W	= Pozo de ariete	Ha	= Altura de impulsión
B	= Tanque elevado	ha	= Altura de presión
L	= Longitud del conducto de impulsión	St	= Conducto Vertical
l	= Longitud del conducto vertical	d	= Diámetro de St
ÜT	= Canal de derrame T	ÜW	= Canal de derrame W.

Fig. 1.6. Esquema de la instalación de ariete.

## 1.7 Elementos para la instalación de arietes.

### 1.7.1 Captación de fuente.

Se puede decir que una fuente es por donde sale agua de la tierra voluntariamente. En la bibliografía encontramos normas básicas de cómo debe realizarse la captación. Weinman 2004. Una fuente no es simplemente un agujero en la tierra del que sale agua, se debe considerar el conjunto del terreno. Bajo la superficie del suelo se encuentran apilados varios estratos. Para este examen es importante distinguir entre estratos impermeables y estratos acuíferos. Un estrato acuífero debe considerarse como un depósito mientras que el impermeable es el suelo de dicho colector. La formación de los estratos dentro de la tierra raramente se producen en forma uniforme, sino más bien por estrías, como una torta de mármol cortada (Fig.1.7).

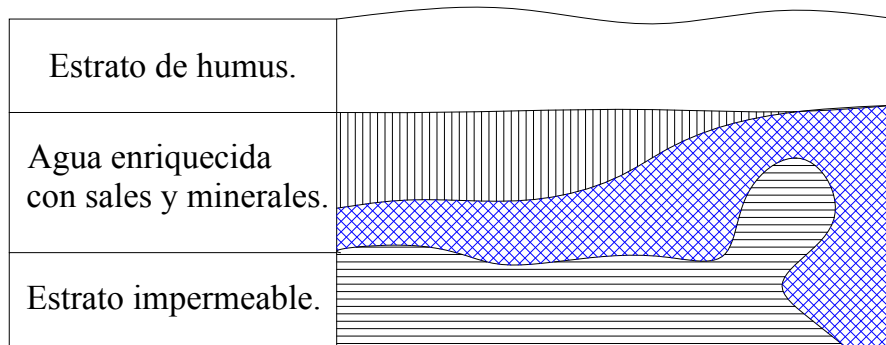


Fig. 1.7. Formación de los estratos.

Dado que estos fenómenos son difíciles de entender sin conocimientos geológicos y análisis precisos del interior de la tierra, se aconseja la máxima precaución en el tratamiento de manantiales.

En la figura 1.8 se ve como una ostra un yacimiento de agua que está intercalado con los estratos, y donde sus márgenes no son muy gruesos en el punto **A** es donde encontramos las fuentes o salida de agua natural. Si un vehículo pesado como una excavadora pasara por encima, los estratos se comprimirían por lo que el agua se desviaría y encontraría otro camino para salir por el punto **B** en la Fig. 1.9. A menudo resulta imposible volver a encontrar un manantial que a huido por este motivo. El sólo hecho de caminar con frecuencia sobre el terreno hace que las fuentes se sequen.

La recolocación de una fuente, la excavación posterior para volver a ponerla al descubierto o acercarse a la fuente a más altura resulta ser a menudo un error de graves consecuencias.

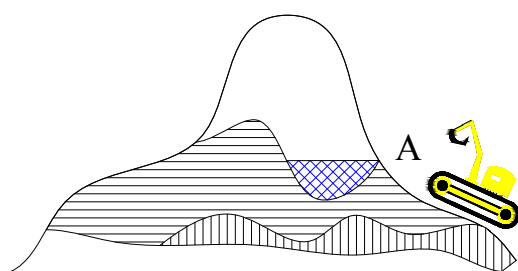


Fig. 1.8. Yacimiento de agua.

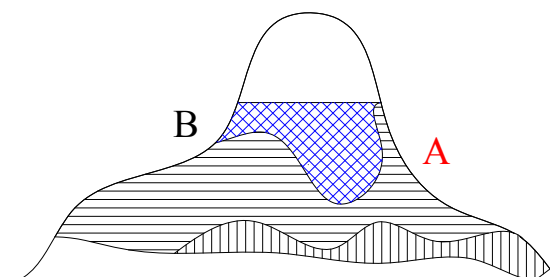


Fig. 1.9. Desviación del yacimiento.

Para explotar un manantial de forma duradera, deberíamos dejarlo todo como está, protegerlo contra el acceso y en caso necesario cubrirlo con piedras planas Fig. 1.10, este es el método mas económico y tolerable para el medio ambiente. (Weinmann 2004).

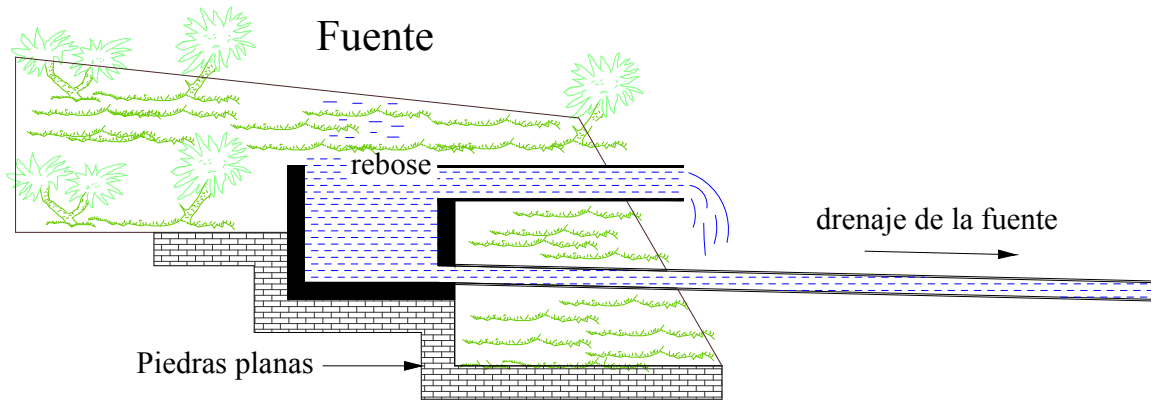


Fig. 1.10. Construcción de una fuente.

Cuando sea necesario dejar al descubierto la fuente, deberá realizarse esta operación con sumo cuidado y manualmente.

No intente practicar agujeros en otros puntos de forma violenta y a su antojo e impeler el agua hacia allí en donde no salga por su propio recorrido natural. En un largo periodo terminaría por alterar el sistema hídrico de la tierra en el entorno y es posible en lugares completamente distintos donde previamente había emanado esta agua. Este es el concepto principal de protección legal, (Weinmann 2004).

### 1.7.2 Colector de fuente

Conectado al drenaje de la fuente se encuentra el colector de fuente Fig. 1.11, es un pozo que colecta el agua de la fuente y se deja que repose. Por su capacidad de acumulación, el colector de fuente se encarga en sentido inverso de que se mantengan condiciones hidráulicas constantes en la fuente.

Los colectores de fuente se fabrican en plástico o hormigón como piezas prefabricadas ajustadas a las condiciones del terreno y al caudal. En los pozos prefabricados, los tubos de rebose con tapa contra ranas, toma y entrada de aire adicional, así como las cámaras de separación, los dispositivos de cierre y la descarga de fondo se construyen a partir de especificaciones y experiencia práctica.

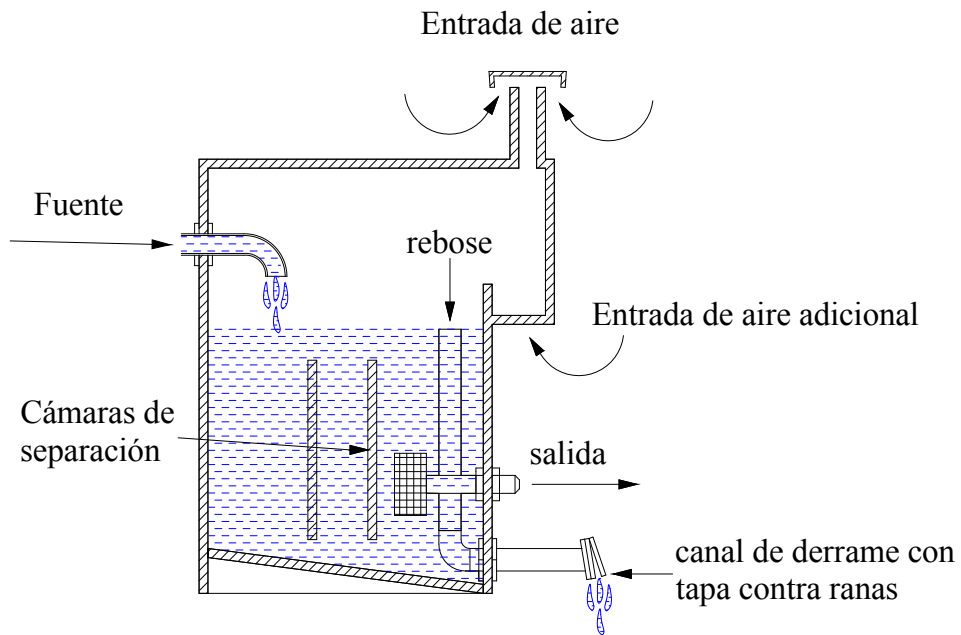


Fig. 1.11. Colector de fuente

### 1.7.3 Pozo de extracción o tanque de abastecimiento.

El pozo de extracción está montado a continuación del colector de fuente Fig.1.12. De este modo se suministra agua limpia y sedimentada al pozo de extracción o tanque de abastecimiento. El pozo de extracción se encarga de que en el conducto de impulsión se mantengan condiciones hidrostáticas estables, está provisto de un rebosadero que garantiza un nivel constante en el pozo. Además es importante colocar un desagüe al fondo para realizar limpiezas o para realizar una eventual reparación.

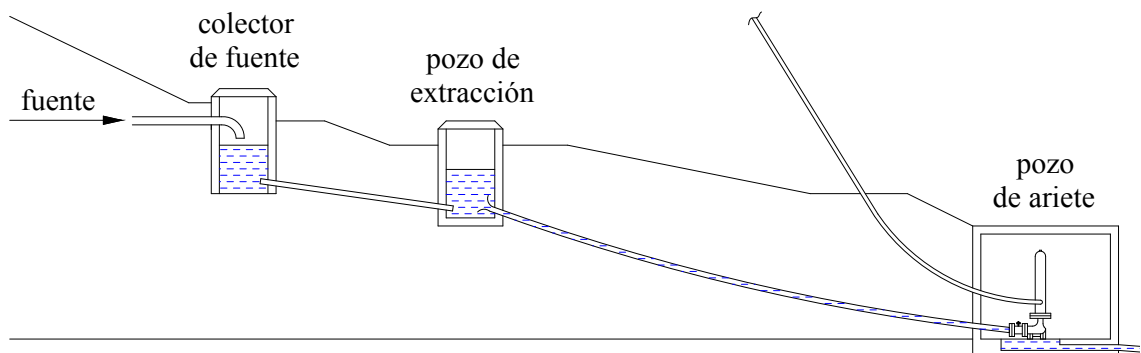


Fig. 1.12. Instalación del pozo de extracción.

La ubicación del pozo de extracción dependerá de la posición y longitud del conducto de impulsión, en el caso ideal se puede colocar en forma óptima.



#### 1.7.4 Tubería de impulsión

El conducto de impulsión, es decir, el motor de la instalación de ariete, merece una atención especial en la construcción. Cuando la entrada del tubo no está abocardado en forma de trompeta, la corriente se rompe Fig. 1.13, lo que ocasiona torbellinos en el agua por consiguiente pérdidas por fricción. La consecuencia es que se liberan gases del agua. Este gas forma burbujitas que permanecen en el conducto de impulsión. Estas burbujas quedan atrapadas en el conducto como parásitos que actúan como colchones neumáticos y frenan el funcionamiento del ariete. Un conducto de impulsión debe ser siempre de acero, un tubo de plástico o manguera son elásticos al golpe de ariete y compensarían su acción.

Utilice preferiblemente tubos de acero inoxidable con bridas soldadas. Los tubos enroscados con rosca y manguito tiene un punto de rotura bajo controlada en la rosca y se romperán por allí tras un uso prolongado.

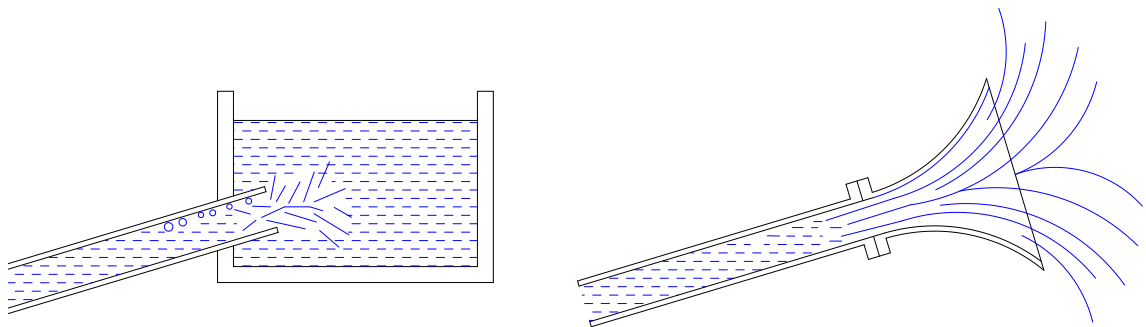


Fig. 1.13. Entrada del tubo de impulsión

La cara del tubo de impulsión no debe ser áspera ni tener cantos o rebabas ni costuras soldadas. Esto frenaría la columna de agua y reduciría el rendimiento del ariete de forma considerable. La posición óptima de un conducto de impulsión es ligeramente combado hacia el pozo de extracción Fig. 1.14, aproximándose al ariete en forma casi asintota, la longitud óptima del tubo de impulsión según Weinmann 2004 es 4 veces la altura de impulsión.

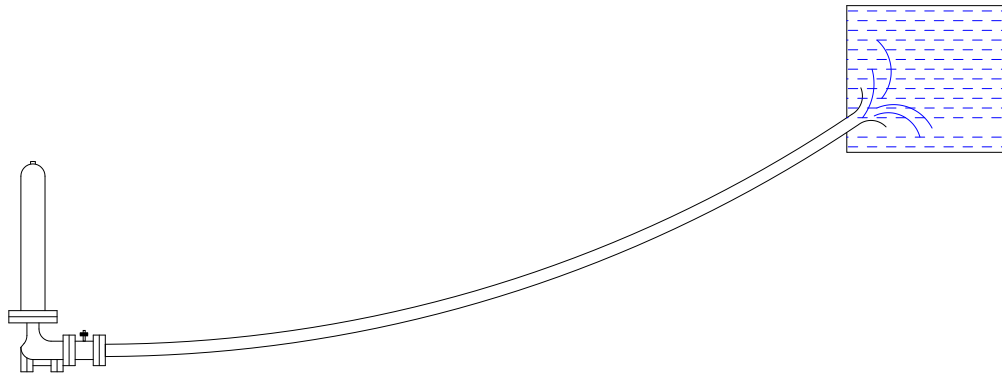


Fig. 1.14. Instalación óptima del tubo de impulsión.

### 1.7.5 Conducto vertical o tubería de descarga.

En el conducto vertical se impulsa el agua desde la cámara de aire hacia el tanque elevado. En este conducto no se produce ningún tipo de golpe siempre y cuando el ariete este bien dimensionado. Por tanto este conducto puede colocarse de plástico, incluso es preferible porque la cantidad de pérdidas por fricción es inferior a la de otros materiales, en el anexo # 1 se encuentran las tablas que proporcionan las pérdidas por fricción en conductos verticales de plástico dependiendo de su largo y caudal de agua.

La presión total a vencer depende de la altura geodésica (presión de altura) mas las alturas de pérdida por fricción en el tubo.

Presión total = presión de altura + pérdida por fricción en el tubo + pérdidas por inercia.

### 1.7.6 Tanque elevado o de almacenamiento.

El tanque elevado es el depósito donde se capta y almacena el agua transportada por el ariete y, gracias a su altura definida, ejerce una presión uniforme en la columna de agua de la red de consumo. La posición del tanque elevado determina por tanto la presión en el conducto de consumo. Si el terreno natural no cuenta con un punto suficientemente alto, es posible construir una torre. El volumen del tanque elevado debe ser de unas 3 veces la cantidad de consumo, así se garantiza un intercambio de agua suficiente y se limita el crecimiento de bacterias y algas.

En cualquier caso, al tanque elevado debe preverse siempre un rebose, ya que lo ideal es que el ariete funcione con régimen continuo. Así se produce un intercambio de agua constante y en el depósito hay siempre agua fresca y saludable.

## 1.8 Períodos en que se divide el ciclo de trabajo del ariete.

En la figura 1.15 se muestra la secuencia de los eventos que se presentan durante el ciclo de operaciones completo y a la vez, la relación de la velocidad del agua al final de la tubería de alimentación (cercana a la caja de válvulas) en función del tiempo y el tiempo de duración de cada uno de estos eventos.

A partir de estas relaciones se puede determinar el agua que se escapa a través de las válvulas de ímpetu o impulsión y la cantidad de agua bombeada por ciclos.

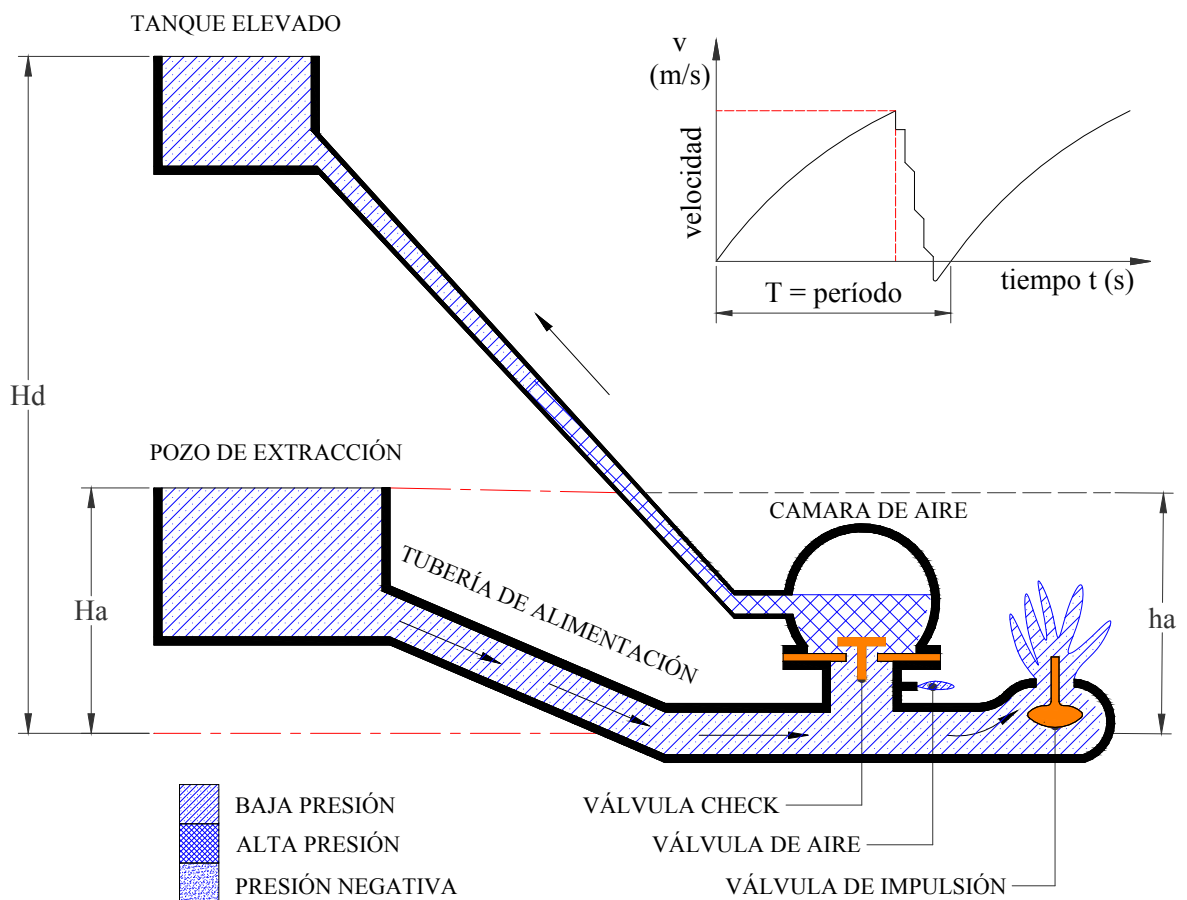


Fig.1.15. Eventos que se presentan en un ciclo.

Inicialmente se llena el sistema, la válvula de impulso se cierra por la presión de la carga inicial “ $H_a$ ” y el agua sube a través de la válvula de retención, que se abre por la misma presión, hasta el nivel “ $ha$ ” por el principio de los vasos comunicantes. Luego se acciona la válvula de impulso manualmente, extrayendo el aire de las tuberías, hasta que el ariete empiece a funcionar automáticamente.

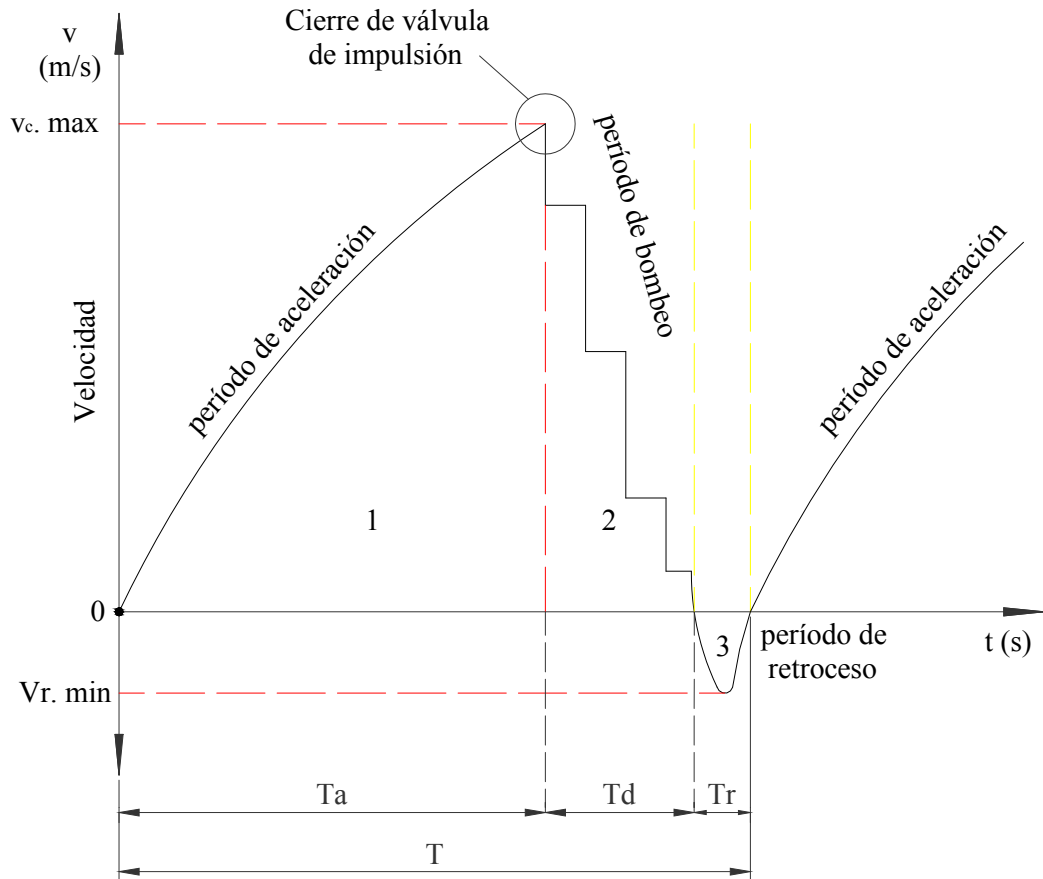


Fig. 1.16. Representación grafica de los periodos velocidad-tiempo.

Donde:

$T_a$  = Tiempo de duración del periodo de aceleración (s).

$T_d$  = Tiempo de duración del periodo de retardación (s).

$T_r$  = Tiempo de duración del periodo de retroceso (s).

$T$  = Tiempo de duración del ciclo (s).

$$T = T_a + T_d + T_r \quad (1.2)$$

$v_c$  = Velocidad del agua en la tubería de alimentación en el momento del cierre de la válvula de impulsión (m/s).

$v_r$  = Velocidad del agua durante el período de flujo invertido (m/s).

$v(t)$  = Velocidad del agua en la tubería de alimentación en los diferentes instantes de tiempo (m/s).

Luego de haber analizado los periodos en que se divide los ciclos de trabajo, buscamos la relación entre la velocidad en la tubería de alimentación ( $v_a$ ) y el tiempo (t) se puede

determinar el caudal de bombeo ( $q_b$ ) y el caudal derramado ( $Q_p$ ) por la válvula de impulso, siendo  $Q$  el caudal total, (Tacke J.H.P.M. 1985).

$$Q = Q_p + q_b \quad (1.3)$$

$$q_b = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \int_{T_a}^{T_a + T_d} v(t) dt \quad (1.4)$$

$$Q_p = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[ \int_0^{T_a} v(t) dt + \int_{T_a + T_d}^{T_a} v(t) dt \right] \quad (1.5)$$

Donde  $D$  es el diámetro interior de la tubería (m),  $T$  es el periodo en (s) y  $v(t)$  es la velocidad del agua (m/s) en la tubería de alimentación en los diferentes instantes de tiempo.

### 1.8.1 Período 1: de aceleración o derrame.

Este periodo se inicia desde el instante en que la velocidad del agua en la tubería de alimentación es nula ( $v = 0$ ), las válvulas de impulso se encuentran abiertas y la de descarga cerrada, el agua se acelera bajo el efecto de la altura de alimentación  $H_a$  (Fig.1.17) hasta que la fuerza del flujo contra las válvulas de impulsión es demasiado potente y las cierra (Fig. 1.18), iniciándose el periodo 2.

$$(0 \leq t \leq T_a) ; \quad (0 \leq v \leq v_c)$$

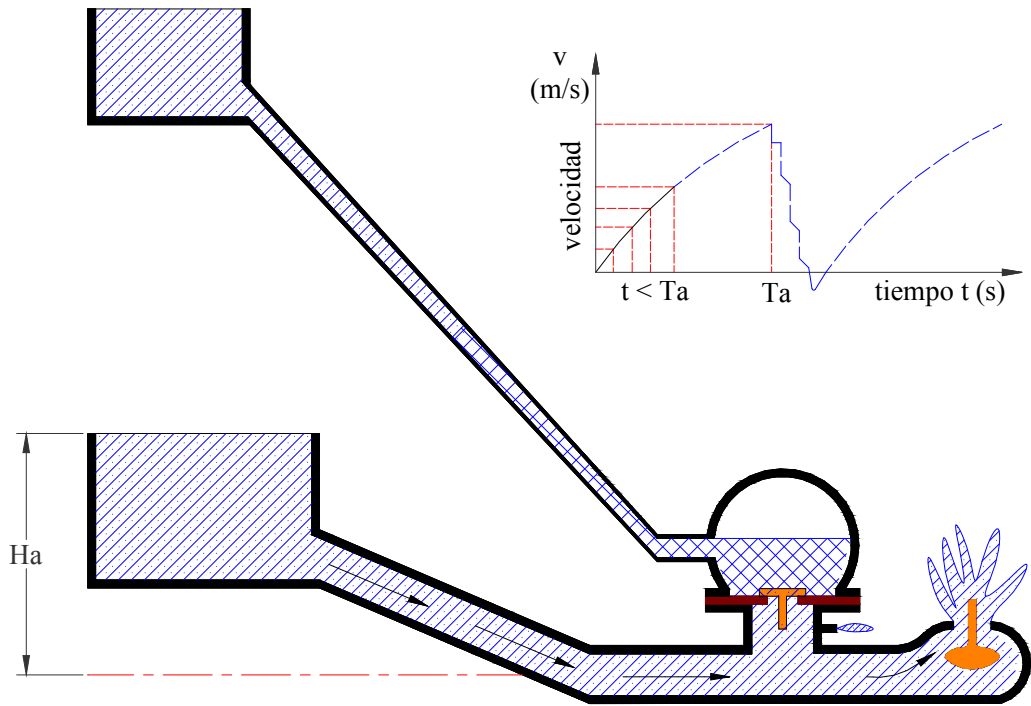


Fig. 1.17. Aceleración del fluido y derrame por la válvula de impulsión.

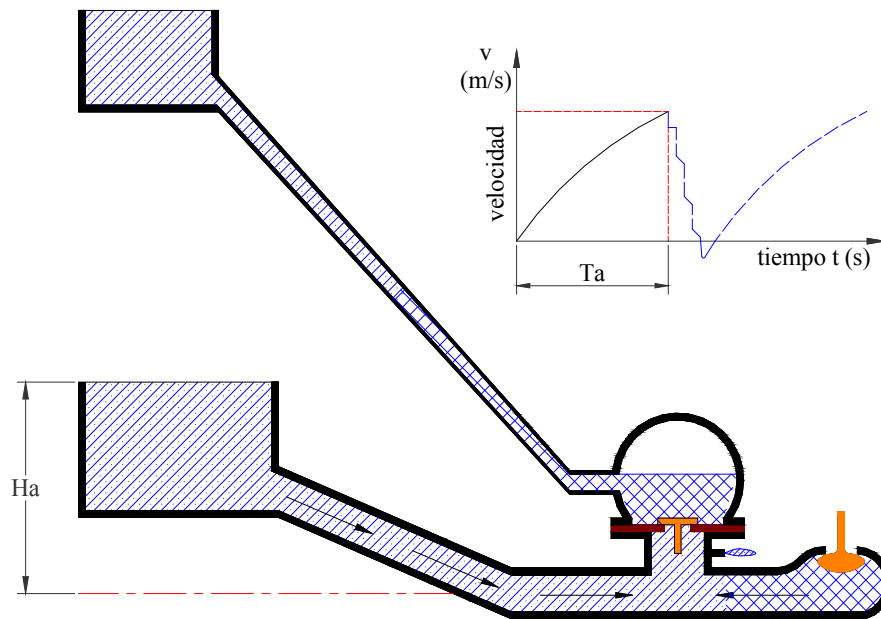


Fig. 1.18. Cierre de las válvulas de impulsión.

### 1.8.2 Periodo 2: de retardación o bombeo.

Este periodo se inicia desde el instante en que se cierran las válvulas de impulso hasta el momento en que se produce la desaceleración del flujo en la cámara de aire (Fig. 1.19). La columna de agua en la tubería se frena considerablemente y en este instante en la caja de válvulas se produce una sobrepresión, que se amortigua en la cámara de aire.

$$(T_a < t < T_a + T_d); \quad (0 < v < v_c)$$

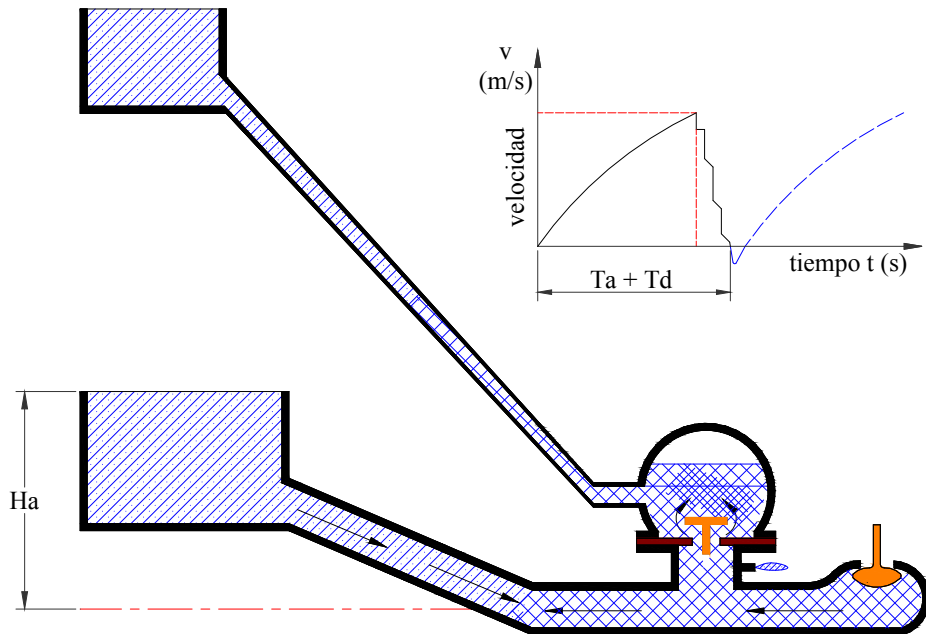


Fig.1.19. Amortiguación en la cámara de aire.

### 1.8.3 Periodo 3: de retroceso o de flujo invertido.

Este periodo incluye el tiempo durante el cual se cierra la válvula de descarga (Fig.1.20), se produce la caída de presión y la reapertura de las válvulas de impulso al instante en que la velocidad se hace cero ( $v = 0$ ), iniciándose un nuevo ciclo.

$$(T_a + T_d < t < T); \quad (v_t < v < 0)$$

En la figura 1.20 se representa una gran presión en la cámara de aire que provoca el cierre de la válvula check, impidiendo el retroceso del agua hacia la caja de válvulas. El flujo toma sentido negativo (en dirección al tanque de abastecimiento).

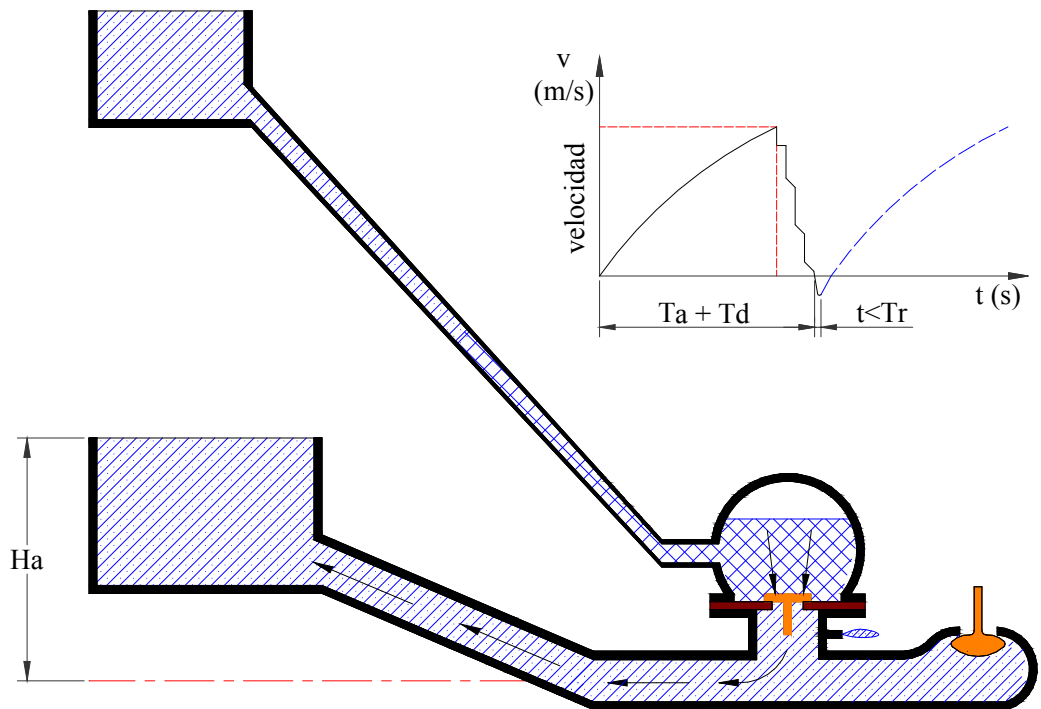


Fig. 1.20. Cierre de la válvula de descarga.

El retroceso del agua por la tubería de alimentación produce una caída de presión (succión) en la caja de válvulas Fig.1.21, generándose la renovación de aire en la campana neumática por la válvula de aire y al mismo tiempo se produce la reapertura de la válvula de impulsión, empezando un nuevo ciclo de trabajo Fig.1.22.

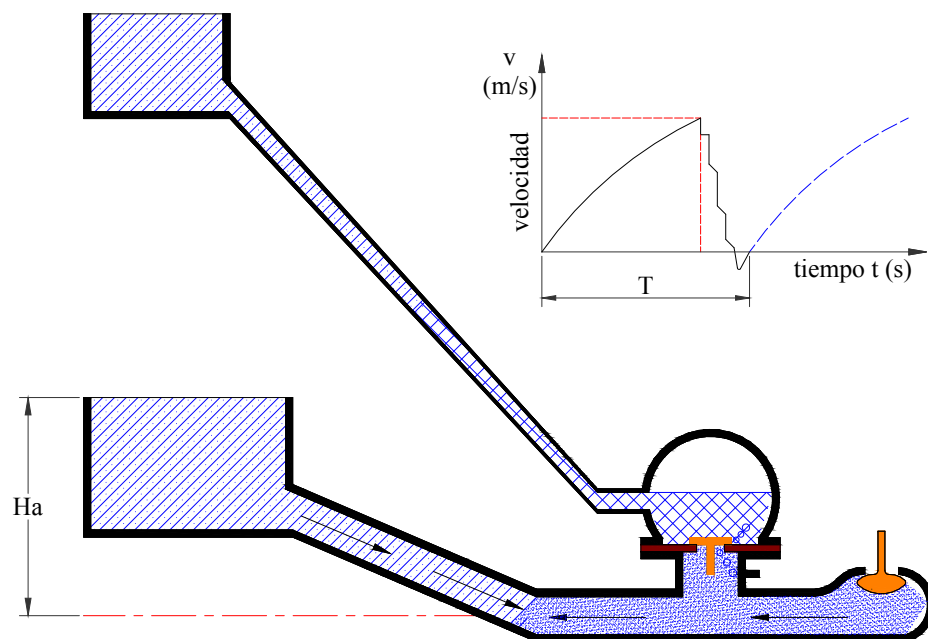


Fig. 1.21. Caída de presión en la caja de válvulas.



El aire de la cámara neumática se pierde en el flujo bombeado, sino se renovase, manteniendo el nivel de aire se saturaría de agua, por esta razón se coloca la válvula de aire. Esta válvula funciona aprovechando la onda de presión negativa que produce una depresión en la caja del ariete y al producirse dicha depresión, succiona una pequeña cantidad de aire que va a renovar el aire de la cámara neumática.

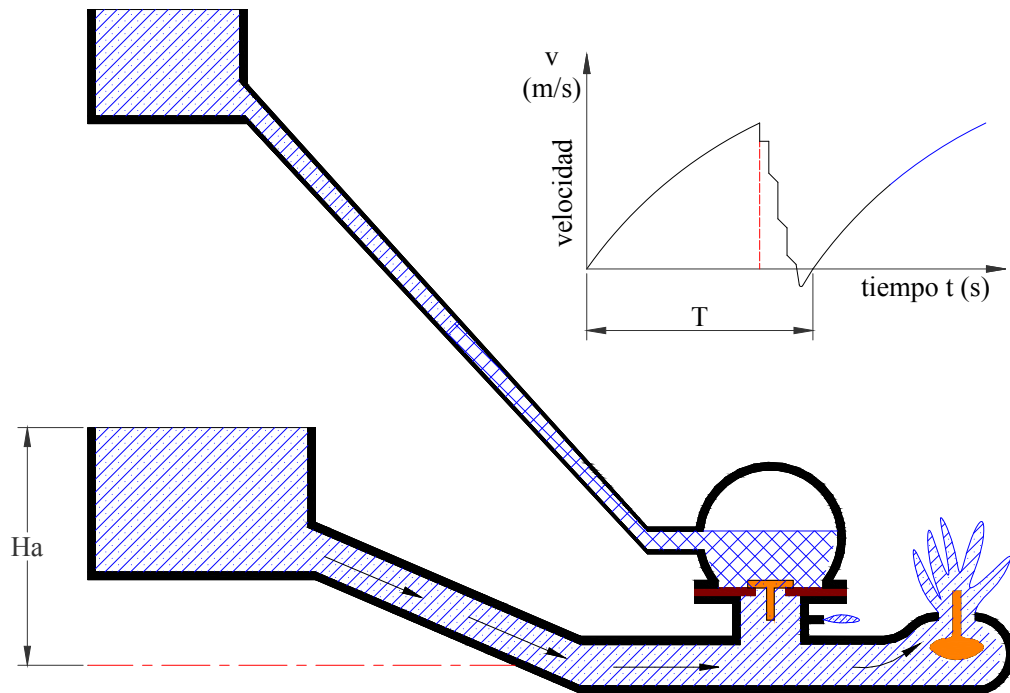


Fig. 1.22. Reapertura de las válvulas nuevo ciclo de trabajo.

### 1.9 Tipos de arietes.

Es incuestionable que en la actualidad las tecnologías apropiadas tienen importancia mundial, pues en diferentes empresas del mundo se vienen realizando programas de investigación y diseño de diferentes prototipos de Arietes Hidráulicos. En los últimos dos siglos los ingenieros han diseñado las más variadas formas constructivas, en las que obviamente no se altera en ningún sentido el principio de funcionamiento.



Fig. 1.23 Ariete Finestra.

Fig. 1.24. Ariete JECH



Fig. 1.25. Ariete Walton

Fig. 1.26. Ariete Hydraulischer Widder.



Fig. 1.27. Arietes Weinmann-SANO.



Fig. 1.28. Arietes de arroyuelo Weinmann.



Fig. 1.29. Ariete IMPAG.



Fig. 1.30. Ariete JAPONÉS.



Fig. 1.31. Ariete AHM CITA 6-L3V.



Fig. 1.32. Ariete AHM CITA 3-L3V-AG

### 1.10 Situación problemática.

En el mundo existen diferentes empresas que se dedican a la construcción de Arietes Hidráulicos de muy buena calidad pero sus costes son sumamente altos, inasequibles para nuestra economía.

Ante los altos precios de los hidrocarburos en el mercado mundial, así como la dificultad de obtener energía eléctrica en el campo se está generalizando la utilización de equipos que aprovechen fuentes de energías renovables, promoviéndose las tecnologías apropiadas, descentralizando en cierta parte los servicios básicos.

En Ecuador existen zonas rurales de difícil acceso que no cuentan con el suministro de energía eléctrica de la red nacional y aun más no existen vías carrozables en buen estado, por lo que estas regiones sufren de desabastecimiento de agua, esto constituye un problema para el desarrollo de nuestro país y crea una difícil condición de vida para nuestra población. Las fuentes de energías secundaria como la electricidad, gasolina y diesel son difíciles de transportar y por ende costosas. (la demanda no justifica la inversión y el esfuerzo).

En el Ecuador existen algunos estudios sobre sistemas de bombeo con Ariete Hidráulico para el desarrollo rural integral, sin embargo, no se ha estudiado como aprovechar eficientemente el efecto del golpe de ariete, los arietes construidos en estos proyectos son los denominados convencionales (Arietes soldados, Tipo Dello, Tipo Accesorios y Hormigón), estos arietes se consideran artesanales pues su construcción es rudimentaria.

En la provincia de Loja y sus cantones se presentan las características técnicas que permiten la instalación de Arietes Hidráulicos, la falta de actualización para el mejoramiento de este tipo de bombas y la falta de difusión de esta tecnología de bombeo, lo ha dejado al sector sin explotación del ariete hidráulico, siendo esta una máquina viable, valiosa y eficaz.

### **1.11 Problema**

Insuficiente conocimiento sobre alternativas más eficientes de bombas de Ariete Hidráulico, lo que dificulta el desarrollo de este tipo de equipos.

### **1.12 Hipótesis.**

#### **1.12.1 Hipótesis General.**

Es posible diseñar y construir un prototipo de bomba de Ariete Hidráulico mas racional eficiente y funcional que los que actualmente se fabrican y que se ajusten a los requerimientos de la industria moderna.

### **1.13 Objetivo general.**

Diseñar y construir una bomba de Ariete Hidráulico multipulsor mas racional, eficiente y funcional que las fabricados en la región de Loja.

#### **1.13.1 Objetivos específicos.**

- Diseñar un ariete hidráulico multipulsor de 50mm de diámetro en la tubería de impulsión.
- Modelar por el método de elementos finitos las partes esenciales del equipo.
- Elaborar el proceso tecnológico para la fabricación de arietes multipulsores.
- Construir un ariete hidráulico multipulsor.
- Elaborar un manual de selección y operación de la propuesta alternativa de ariete hidráulico.

#### **1.14 Tareas.**

- Búsqueda de información sobre los sistemas de bombeo alternativo de Ariete Hidráulico.
- Diseño de un Ariete Hidráulico multipulsor de 50mm de diámetro en la tubería de impulsión.
- Modelación de la cámara de aire y la caja de válvulas empleando el MEF.
- Elaboración de la tecnología de fabricación.
- Construcción del ariete hidráulico proyectado.
- Instalación y montaje del ariete hidráulico.
- Evaluación de los parámetros de funcionamiento del equipo.
- Valoración de los resultados.
- Elaboración de un manual de selección y operación.
- Socialización de los resultados de la investigación.

#### **1.15 Conclusiones parciales.**

En este capítulo se llevó a cabo el análisis de las fuentes y se establecieron los fundamentos teóricos, en el cual se expuso el principio de funcionamiento del equipo así como su estructura y partes que lo componen. Además nos da una visión clara de la

importancia que tiene la instalación completa y el tratamiento del agua fluido motriz del equipo.

1. Se describió la manera de tratar y explotar las potencialidades de los manantiales de una manera técnica y saludable.
2. Se analizo el principio de funcionamiento del ariete hidráulico y los parámetros para su óptima instalación, además se recopiló información de arietes existentes en el mundo con el objetivo de actualizar, comparar y evaluar.
3. Se plantea un posible diseño de Ariete mas racional, eficiente y funcional que los fabricados en la provincia de Loja.
4. Se estableció el protocolo de la investigación.

## **Capítulo II. Fundamento teórico para el diseño hidráulico y mecánico del Ariete Multipulsor.**

### **2.1 Introducción.**

### **2.2 Fuerzas que actúan sobre el líquido.**

2.2.1 Presión en el líquido.

2.2.2 Propiedades de la presión hidrostática.

### **2.3 Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.**

2.3.1 Densidad.

2.3.2 Viscosidad.

2.3.3 Reología.

### **2.4 Numero de Reynolds.**

### **2.5 Radio Hidráulico.**

### **2.6 Gasto o caudal.**

### **2.7 Factor de fricción.**

### **2.8 Cálculo de las pérdidas por fricción.**

### **2.9 Cálculo de las pérdidas locales**

### **2.10 Aplicación de la ecuación de Bernoulli.**

### **2.11 Cálculo de la pérdida de presión total.**

### **2.12 Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.**

### **2.13 Cálculo del caudal circulante.**

### **2.14 Cálculo del diámetro de la tubería.**

### **2.15 Cálculo del Golpe de ariete.**

2.15.1 Ecuaciones características del fenómeno.

2.15.2 El pulso de Joukowsky (Zhukovski)

2.15.3 Celeridad del pulso de presión.

2.15.4 Condiciones de contorno.

2.15.5 Tiempo de cierre de la válvula.

### **2.16 Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el ariete multipulsor.**

### **2.17 Determinación del tiempo que se tarda en establecerse una corriente.**

### **2.18 Fuerzas hidráulicas sobre la válvula de derrame.**

### **2.19 Cálculo de la pérdida hidráulica en la válvula de impulso.**

### **2.20 Presión máxima y presión mínima de la instalación.**

### **2.21 Cálculo de la $P_2$ en la cámara de aire.**

### **2.22 Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.**

- 2.23 Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica.**
- 2.24 Cálculo del número de pernos.**
- 2.25 Metodología para evaluar la eficiencia.**
- 2.26 Rendimiento volumétrico.**
- 2.27 Conclusiones parciales.**



## **Capítulo II. Fundamento teórico para el diseño hidráulico y mecánico del Ariete Multipulsor.**

### **2.1 Introducción**

Es incuestionable en la actualidad el papel en ascenso de las tecnologías en energías renovables; en Ecuador se vienen realizando programas de investigación y diseño de diferentes tipos de equipos hidráulicos los cuales ayuden de forma considerable al ahorro de energía eléctrica en instalaciones hidráulicas con el objetivo de aminorar las pérdidas y no crear ningún tipo de contaminación.

En este capítulo se diseñará la metodología para el cálculo hidráulico y mecánico del Ariete Hidráulico Multipulsor. Esta es una máquina de auto operación que utiliza como fuente de energía, la del propio líquido que fluye y esta destinado a bombear agua desde un nivel mas bajo a una determinada altura.

Para el diseño hidráulico del Ariete Multipulsor, aplicaremos las leyes de la hidráulica, ciencia que estudia los líquidos en su estado de reposo y en movimiento.

La Hidromecánica es la parte de la mecánica que estudia el equilibrio y movimiento de los líquidos, así como la acción reciproca de las fuerzas del líquido y de los cuerpos sumergidos en él o las superficies que lo limitan.

Un fluido es un medio material continuo, deformable, desprovisto de rigidez, capaz de "fluir", es decir de sufrir grandes variaciones de forma, bajo la acción de fuerzas. La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión, analizaremos las más importantes.

En el diseño mecánico de la instalación emplearemos la teoría de Mohr para seleccionar los materiales y espesores adecuados en los elementos, de tal manera que resistan las presiones de trabajo.

## 2.2 Fuerzas que actúan sobre el líquido.

### 2.2.1 Presión en el líquido

En hidráulica, igual que en toda la hidromecánica, se hace abstracción de la estructura molecular de la sustancia y el líquido se considera como un medio que llena el espacio sin vacíos e intersticios, es decir, como una continuidad. Por lo tanto, las fuerzas que actúan sobre los volúmenes dados del líquido y que son respecto a éstos exteriores se subdividen en de masa y superficiales, Nekrasov, B., (1968).

Fuerzas superficiales: Las fuerzas superficiales son aquellas que están distribuidas sobre la superficie del líquido y son proporcionales al área de la misma.

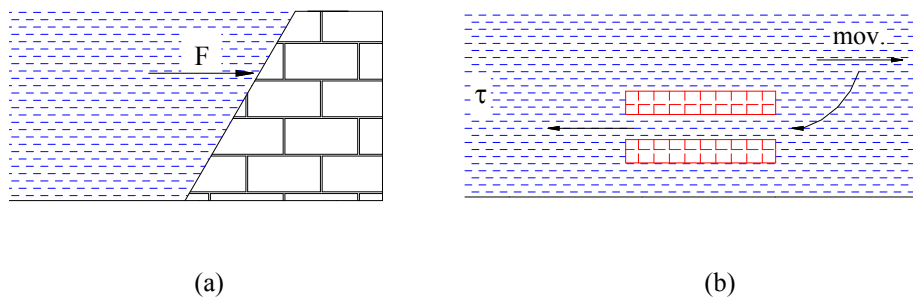


Fig. 2.1- Ejemplos de fuerzas superficiales: a- hidrostática, b- tensión tangencial.

Fuerzas de masa: Las fuerzas de masa, son proporcionales a la masa del cuerpo líquido o, para líquidos homogéneos, a su volumen.

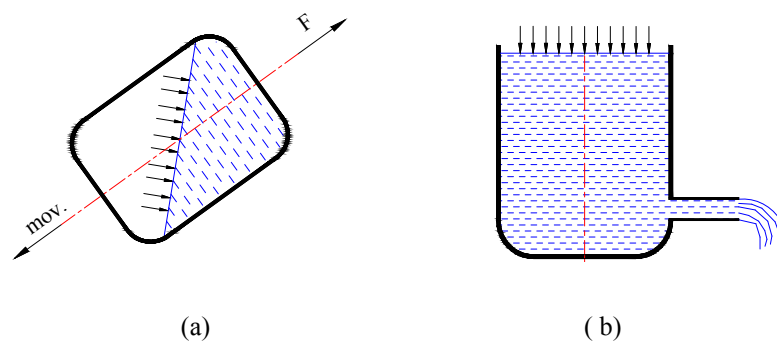


Fig. 2.2- Ejemplos de fuerzas de masa: a- inercia, b- gravedad.

En Hidromecánica tanto las fuerzas de masa como las superficiales se estudian generalmente como fuerzas relacionadas con unidades correspondientes. Las fuerzas de masa se relacionan con la unidad de masa, y las superficiales, con la unidad de superficie.

En un flujo Fig.2.3. actúa una fuerza  $\Delta R$  con una cierta inclinación. La fuerza  $\Delta R$  se puede descomponer en sus componentes rectangulares  $\Delta F$  y  $\Delta T$ . Donde  $\Delta F$  es la normal se denomina fuerza de presión y  $\Delta T$  es la tangencial denominada fuerza de rozamiento.

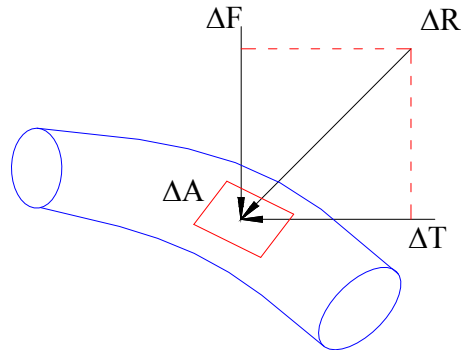


Fig. 2.3- Descomposición de la fuerza resultante en componentes rectangulares.

La tensión normal, o sea, la de la fuerza de presión, se denomina presión hidromecánica (y en reposo hidrostática), o bien simplemente presión y se designa con la letra P.

Si la fuerza de presión  $\Delta F$  esta uniformemente distribuida por la superficie  $\Delta A$  o si se quiere determinar el valor medio de la presión hidromecánica, se emplea la formula:

$$P = \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.1)$$

En el caso general, la presión hidromecánica en un punto dado es igual al límite, la relación fuerza-superficie tiende a cero, es decir, al contraerse ésta a un punto.

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.2)$$

Tensión tangencial o tensión de rozamiento en el líquido es:

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A} \quad (2.3)$$

Donde  $\Delta T$  es la fuerza tangencial y  $\Delta A$  el área.

En el sistema internacional de unidades (S.I.) como unidad de presión se adoptado el newton sobre metro cuadrado ( $N/m^2$ ), Nekrasov, B., (1968).

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

### 2.2.2 Propiedades de la presión hidrostática.

Dentro de los líquidos en reposo es posible solamente una forma de tensión: la compresión, es decir, la presión hidrostática.

1. La presión hidrostática en la superficie exterior del líquido está siempre dirigida según la normal al interior del volumen del líquido que se examina.
2. La presión hidrostática en cualquier punto interior del líquido es igual en todas las direcciones, es decir, la presión no depende del ángulo de inclinación de la superficie sobre la que actúa en dado punto.

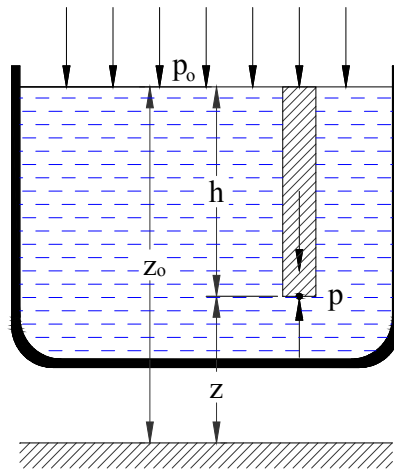


Fig. 2.4. Esquema para la deducción de la ecuación hidrostática fundamental.

La ecuación fundamental de la hidrostática consta de dos magnitudes: la presión en la superficie exterior del líquido  $P_0$  y la condicionada por el peso de las capas del líquido.

$$P = P_0 + h\gamma \quad (2.5)$$

sustituyendo en la ecuación  $h$  por  $z_0 - z$  tendremos:

$$z + \frac{P}{\gamma} = z_0 + \frac{P_0}{\gamma} = \text{const} \quad (2.6)$$

### 2.3 Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.

Examinaremos las propiedades físicas fundamentales de los líquidos de gotas de las cuales trata principalmente la hidráulica, Nekrasov, B., (1968).

### 2.3.1 Densidad.

La principal característica de un fluido es su densidad, que es la masa comprendida en la unidad de volumen (para un líquido homogéneo).

$$\rho = \frac{m}{V}; \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}. \quad (2.7)$$

Denominaremos peso específico al peso comprendido a la unidad de volumen del líquido, o sea,

$$\gamma = \frac{G}{V}; \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}. \quad (2.8)$$

donde G es peso del líquido y V es el volumen del líquido.

### 2.3.2 Viscosidad.

Es la propiedad del líquido de oponerse al desplazamiento o resbalamiento de sus capas. Esta a su vez es inversa a la fluidez, los líquidos con mayor viscosidad (aceites lubricantes y otros) son menos fluidos y viceversa. Expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa J. K. Vennar-R. L. Street.

Al fluir un líquido por una tubería la mayor velocidad se encuentra en el centro del tubo y en las paredes es cero.

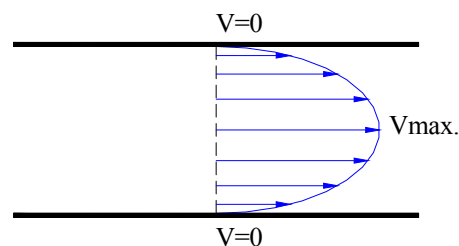


Fig. 2.5. Esquema de la distribución de la velocidad en la sección transversal de la tubería.

Conforme a la hipótesis enunciada por primera vez por Newton en 1686, y más tarde demostrada experimentalmente por el profesor N. Petrov en 1883. La tensión tangencial en los líquidos depende de la clase de éste y del carácter de la corriente. Si la corriente se efectúa en el régimen laminar, cambia en proporción directa al gradiente transversal de la velocidad. Ley de Newton es:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}, \quad (2.9)$$

Donde:

$\tau$  - tensión tangencial,  $\frac{N}{m^2}$ .

$\mu$  - coeficiente dinámico de viscosidad.

$\frac{dv}{dy} = \dot{\gamma}$  - gradiente de velocidad.

Para determinar el coeficiente de viscosidad resolvamos la ecuación anterior respecto a  $\mu$  (Pa.s). Tendremos:

$$\mu = \tau \cdot \frac{dy}{dv},$$

También se caracteriza la viscosidad a través del coeficiente cinemático de viscosidad  $\nu$  en  $m^2/s$ .

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (2.10)$$

La viscosidad de los líquidos se determina mediante viscosímetros, y la ciencia dedicada a esta parte de la hidráulica se conoce como Reología.

**2.3.3 Reología:** La reología es la ciencia del flujo y la deformación de los materiales.

De acuerdo al comportamiento reológico, los líquidos se clasifican en Newtonianos y no Newtonianos.

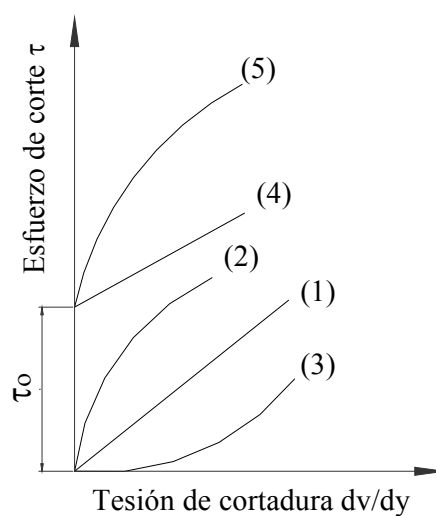


Fig. 2.6. Curvas de flujo típicas.

- 1.- Newtonianos  $\rightarrow \tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}$
- 2.- Pseudoplásticos  $\rightarrow \tau = K \cdot \gamma^n ; n < 1$
- 3.- Dilatantes  $\rightarrow \tau = K \cdot \gamma^n$
- 4.- Plástico ideal  $\rightarrow \tau = \tau_0 + n \cdot \gamma, \tau_0$  – esfuerzo cortante inicial.
- 5.- Plástico real  $\rightarrow \tau = \tau_0 + K \cdot \gamma$

## 2.4 Número de Reynolds.

La frontera entre el régimen laminar y turbulento puede establecerse analíticamente a partir del valor del número de Reynolds, cuyo valor es:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (2.11)$$

siendo  $\nu$  la viscosidad cinemática del fluido en cuestión. En el caso de una tubería de sección circular, la expresión del número de Reynolds es:

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} \quad (2.12)$$

En la Empresa G.U.N.T. de Hamburg-Alemania<sup>1</sup> se ha diseñado un equipo para efectuar ensayos de Osborne Reynolds y visualizarlos. Este equipo permite representar la corriente laminar y turbulenta. La corriente se puede ver gracias a un trazado en tinta en un fragmento de tubo transparente (ver figura 2.7).

El cambio de régimen laminar a turbulento se produce cuando:  $Re \approx 2300$

Relam.  $\leq 2300$  corresponde a un régimen laminar.

Retur.  $\geq 2300$  corresponde a un régimen turbulento.

<sup>1</sup> G.U.N.T. Gerätebau GmbH  
Fahrenberg 14  
D-22885 Barsbüttel - Alemania  
Teléfono +49 (40) 670854-0  
Telefax +49 (40) 670854-42

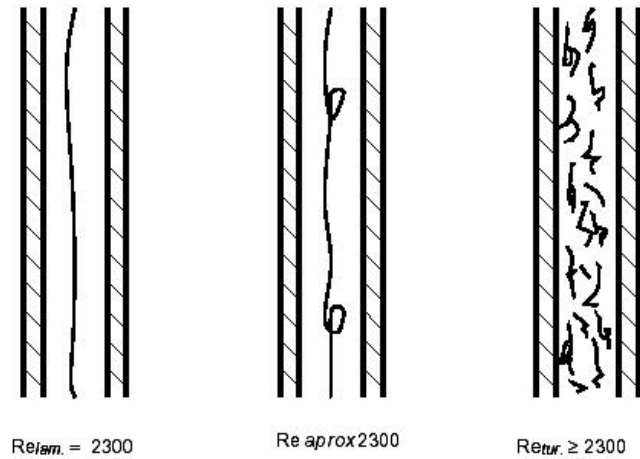


Fig.2.7. Experimento de Reynolds.

### 2.5 Radio hidráulico.

A veces se tienen conductos con sección transversal que no es circular. Para calcular el número de Reynolds en estas condiciones el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente ( $D \rightarrow D_{equ} = 4 \cdot R_h$ ) que a su vez es igual a cuatro veces el radio hidráulico, siendo este a su vez igual a:

$$R_h = \frac{\text{Superficie de la sección transversal de la vena líquida}}{\text{Perímetro mojado}} \quad (2.13)$$

### 2.6 Gasto o caudal.

Se denomina caudal  $Q$  a través de una superficie  $A$  (ver figura 2.8), a la cantidad de fluido que a traviesa dicha superficie en un tiempo  $t$ .

$$L = V \cdot t \rightarrow V = \frac{L}{t} \rightarrow Q = \frac{L}{t} \cdot A \rightarrow Q = V \cdot A \quad (2.14)$$

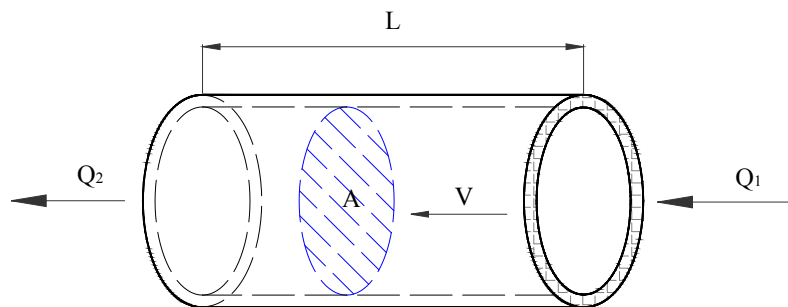


Fig. 2.8. Demostración de Caudal = Velocidad x Área.



$Q_1 = Q_2$ , luego, la ecuación de continuidad queda definida por:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (2.15)$$

### 2.7 Factor de fricción.

En régimen laminar ( $Re \leq 2300$ ), el factor de fricción  $\lambda$  depende únicamente del número de Reynolds y puede calcularse mediante la expresión:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.16)$$

En el caso del régimen turbulento ( $Re \geq 2300$ ), el factor de fricción depende, en general, del número de Reynolds  $Re$ , y de la rugosidad relativa  $\varepsilon_r$ , siendo ésta última el cociente entre la rugosidad equivalente de la tubería  $\varepsilon$  y el diámetro  $D$ :

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad (2.17)$$

La rugosidad equivalente absoluta  $\varepsilon$  cuantifica el estado superficial de la tubería y su incidencia sobre las pérdidas por fricción.

En el caso del régimen turbulento, puede calcularse el factor de fricción mediante la expresión de Colebrook-White (1938):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (2.18)$$

La formula anterior permite un cálculo bastante preciso del valor del factor de fricción en régimen turbulento, aunque presenta el inconveniente de que no se puede extraer el valor de  $\lambda$  de forma explícita.

Hay que tener en cuenta que la corrosión, incrustaciones, etc. aumentan la rugosidad en las tuberías, modificando el factor de fricción y aumentando las perdidas de carga. Es conveniente prever esta situación pues los ábacos están realizados con valores obtenidos con tuberías nuevas y limpias.

## 2.8 Cálculo de pérdidas por fricción.

Existe una gran variedad de expresiones para el cálculo de la pérdida de carga en tuberías, entre las que se encuentra la que usualmente se denomina ecuación de Darcy-Weisbach (en adelante DW), que fue inicialmente propuesta por Weisbach en 1855 y posteriormente por Darcy en 1875, y cuya expresión es:

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.19)$$

siendo  $v$  la velocidad media del flujo y  $\lambda$  el llamado factor de fricción. La expresión en función del caudal es:

$$h_{\text{roz.}} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2 \quad (2.20)$$

La fórmula de DW es completamente general y sirve para el cálculo de pérdidas de carga tanto para un flujo laminar como turbulento. Las características del flujo influyen decisivamente en el cálculo del factor de fricción  $\lambda$  sin afectar al resto de términos de la fórmula de DW.

## 2.9 Cálculo de pérdidas locales.

Algunos elementos y complementos especiales de las tuberías, como cuadrantes de tubo o codos, ramificaciones de tubos, modificaciones de la sección transversal o incluso válvulas generan pérdidas de presión adicionales además de las pérdidas por fricción de la pared, ver tabla del anexo # 2 los coeficientes de pérdida  $\zeta_{\text{loc.}}$  para los casos típicos. A.H. Gibson, 1912.

$$h_{\text{loc}} = \zeta_{\text{loc.}} \frac{v^2}{2g} \quad (2.21)$$

Cuando se modifica la sección transversal y las velocidades asociadas, en la pérdida de presión total también se debe tener en cuenta porcentajes de la pérdida de presión de Bernoulli (presión dinámica).

## 2.10 Aplicación de la ecuación de Bernoulli para el cálculo de las pérdidas hidráulicas en la tubería de alimentación ( $H_a$ ).

Para calcular las pérdidas hidráulicas aplicamos la ecuación de Bernoulli para corriente de líquido real.

$$z_o + \frac{p_o}{\gamma} + \frac{v_o^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_T \quad (2.22)$$

$$h_T = h_{roz.} + \sum h_{loc.}$$

donde:

$p_o$  = presión atmosférica a la entrada ( $\text{Kg/m}^2$ ).

$p_1$  = presión atmosférica a la salida ( $\text{Kg/m}^2$ ).

$v_o$  = velocidad inicial (m/s).

$v_1$  = velocidad en la salida (m/s).

$z_o = H_a$  = Altura de alimentación (m), (ver figura 4 del capítulo I).

$h_{roz.}$  = pérdidas por rozamiento (m).

$h_{loc.}$  = pérdidas locales (m).

$h_T$  = pérdida total (m).

$p_o = p_1$

$$H_a = \frac{v^2}{2g} + \sum h_T$$

$$H_a = \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g}$$

$$H_a = \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \quad (2.23)$$

Despejando la velocidad obtenemos:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_a}{1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta}} \quad (2.24)$$

## 2.11 Cálculo de la presión total ( $\Delta P_{T0}$ ).

Al multiplicar toda la expresión (2.22) por el peso específico  $\gamma = \rho g$  obtenemos unidades de presión ( $\Delta p = h\gamma$ ).

$$\rho g z_0 + p_0 + \frac{\rho v_0^2}{2} = \rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \Delta p_T \quad (2.25)$$

$\rho g z$  = presión de peso.

$p$  = presión hidromecánica o simplemente presión.

$\rho v^2/2$  = presión dinámica.

$$\Delta p_T = \Delta p_{roz.} + \sum \Delta p_{loc.}$$

$$\Delta p_{loc.} = \zeta_{loc.} \frac{v^2}{2g} \gamma$$

$$\Delta p_{roz.} = \lambda_{roz.} \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \gamma$$

$$\Delta p_T = \lambda_{roz.} \rho \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} + \sum \zeta_{loc.} \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.26)$$

## 2.12 Cálculo de la altura desarrollada por el ariete ( $H_i$ ).

Para calcular la altura desarrollada por el ariete  $H_i$  tenemos que sumar a la altura de descarga  $h_d$ , los elementos de pérdidas hidráulicas (locales, rozamiento, inercia):

$$H_i = h_d + h_{roz.} + h_{loc.} + h_{iner.} \quad (2.27)$$

La  $h_{iner.}$  representa la carga de inercia que es la resistencia de inercia al movimiento o la energía gastada para vencer las fuerzas de inercia. Se calcula según la ecuación:

$$h_{iner.} = \frac{l}{g} \frac{dv}{dt} \quad (2.28)$$

donde  $dv/dt$  es la ley de variación de velocidad con respecto al tiempo, es decir  $v = f(t)$ .

La ecuación principal para el movimiento inestable es la de Bernoulli completada con el llamado término de inercia. Para un flujo elemental de un líquido real la ecuación tiene la siguiente forma:

$$z_o + \frac{p_o}{\gamma_o} + \frac{v_o^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_T + h_{iner} \quad (2.29)$$

### 2.13 Cálculo del caudal circulante.

Para obtener el caudal circulante por la tubería tomamos como datos: el diámetro D, la pérdida de carga  $h_{roz.}$  y la rugosidad absoluta  $\varepsilon$ . En el problema presente, desconocemos si el régimen es laminar o turbulento puesto que la incógnita es el caudal.

En el caso de que el régimen sea laminar, podemos sustituir el valor del factor de fricción  $\lambda$  de modo que:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \rightarrow Re = \frac{4Q}{\pi v D} \rightarrow \lambda = \frac{16 \pi v D}{Q}$$

$$h_{roz.} = \frac{128 v L Q}{\pi g D^4} \rightarrow Q = \frac{\pi g D^4 h_{roz.}}{128 v L} \quad (2.30)$$

En el caso de que el régimen sea turbulento, calcularemos el caudal circulante suponiendo que el régimen es turbulento. (Grupo de mecánica de fluidos Politécnica de Valencia 2000).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

$$h_{roz.} = \frac{8 \lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2 \rightarrow \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8 L}{g D^5 h_{roz.}}}$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8 L}{g D^5 h_{roz.}}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51 v}{4 D^{1,5}} \sqrt{\frac{8 L}{g h_{roz.}}} \right)$$

$$Q = -6,958 \sqrt{D^5 h_{roz.}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{0,5667 v}{D^{1,5}} \sqrt{\frac{L}{h_{roz.}}} \right) \quad (2.31)$$

## 2.14 Cálculo del diámetro de la tubería.

Para dimensionar la tubería, los datos a considerar son el caudal circulante  $Q$ , la pérdida de carga  $h_{roz.}$  y la rugosidad absoluta  $\varepsilon$ . Desconocemos si el régimen es laminar o turbulento puesto que la incógnita es ahora el diámetro de la tubería.

Supongamos en un primer cálculo que el régimen es laminar. En tal caso podríamos despejar el valor del diámetro de la siguiente relación:

$$h_{roz.} = \frac{128 \nu L Q}{\pi g D^4} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{128 \nu L Q}{\pi g h_{roz.}}} \quad (2.32)$$

Una vez obtenido  $D$ , habrá que verificar la hipótesis de régimen laminar.

Supongamos que, por el contrario, el régimen es turbulento. En tal caso podemos obtener la siguiente relación:

$$\frac{1}{D^{2.5}} = -6,958 \sqrt{\frac{h_{roz.}}{Q^2 L}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{0,5667 \nu}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{roz.}}} \right) \quad (2.33)$$

En este caso, combinando las ecuaciones de Darcy-Weisbach y Colebrook-White, obtenemos una expresión para el cálculo del diámetro en régimen turbulento, aunque no en forma explícita. El diámetro se calcula en este caso siguiendo un proceso iterativo, tomando un primer valor de referencia para  $D$  como por ejemplo, el diámetro que corresponde a una velocidad de 1 m/s. Finalmente sería necesario calcular el número de Reynold para comprobar que la hipótesis de régimen turbulento era cierta.

En cualquier caso, una vez obtenido el diámetro de la tubería, encontraremos que el valor obtenido raramente corresponde con un diámetro comercialmente disponible.

Por defecto, se contemplan los valores de la viscosidad cinemática del agua a distintas temperaturas, en el rango de 0 a 100 grados centígrados, aunque el valor que figura por defecto corresponde a una temperatura de 17 °C, esto es  $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

## 2.15 Cálculo del golpe de ariete.

El científico ruso N. Zhukovski (1847-1921) estudió este fenómeno por primera vez en su obra “Sobre el choque hidráulico”, como parte de sus indagaciones hidroaeromecánicas, que constituyeron la base teórica para la ulterior comprensión del funcionamiento de la bomba de golpe de ariete o ariete hidráulico, lo que demuestra que los fenómenos físicos (y los naturales en general) no deben asumirse como negativos o positivos, sino como leyes que debemos incorporar a nuestro arsenal cognitivo hacia una armónica actuación del hombre en la naturaleza y hacia la plenitud creadora del ser humano. Si se asume un flujo sin pérdidas, se puede aplicar el principio de conservación de la energía.

Cuando no hay pérdidas al inundar la tubería, la velocidad máxima que puede alcanzar el agua con una caída de  $h_1$  es de:

$$V_1 = \sqrt{2gh_1} \quad (2.34)$$

La energía del agua que inunda la tubería es de:

$$E_{\text{cin}} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 = \frac{1}{2} m_1 2gh_1 \quad (2.35)$$

La energía del agua transportada hacia arriba hasta la altura  $h_2$  es de:

$$E_{\text{pot}} = m_2 gh_2 \quad (2.36)$$

Si se iguala, el resultado es:

$$m_1 gh_1 = m_2 gh_2 \quad (2.37)$$

O, con los caudales máscicos, se obtiene la relación de caudal máscico:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \frac{h_1}{h_2} \quad (2.38)$$

Es decir, el caudal máscico  $m_2$ , transportado hasta la altura  $h_2$  depende de la relación entre las alturas. A menor cantidad de agua, mayor altura de elevación. Por supuesto, esta simple relación sólo es válida si:

1. En el tubo de entrada toda la energía potencial se puede convertir en velocidad.
2. Toda la energía cinética se puede convertir en presión.

En la práctica, hay pérdidas a causa del funcionamiento impreciso de las válvulas y de las resistencias al flujo, por lo que se da una reducción considerable de la relación de caudal másico.

Los parámetros que debemos tomar en cuenta para la formulación matemática en la instalación de arietes hidráulicos son: El comportamiento de las pérdidas de carga por fricción o turbulencia, la longitud del recorrido de la válvula de impulso, el peso que actúa sobre la válvula de impulso, la resiliencia debida a la elasticidad del agua, el material de la tubería de impulso y la duración del período durante el cual la válvula de impulso se cierra, entre otros elementos.

Los transitorios bruscos, también denominados Golpes de Ariete, están producidos por variaciones muy rápidas de las condiciones de funcionamiento de la instalación, el ejemplo es el transitorio producido por la desaceleración del fluido a consecuencia del cierre rápido de una válvula. Al estudiar este tipo de transitorios no es posible seguir manteniendo las hipótesis de un fluido incompresible y conducciones indeformables. Por el contrario, las capacidades del fluido de modificar su densidad por los efectos de la presión y de las conducciones de deformarse pasan a jugar un papel fundamental en la descripción del fenómeno. En el Golpe de Ariete el efecto de modificar una condición de funcionamiento se transmite al resto de la instalación a una velocidad finita. Las variables hidráulicas son la altura piezométrica y el caudal (velocidad media) en cada punto de la instalación, matemáticamente expresados como una función de la posición en la instalación y del tiempo, Wylie, E.B., Streeter, V.L. (1993).

### **2.15.1 Ecuaciones características del fenómeno**

Los dos parámetros más característicos del golpe de ariete son la relación causa-efecto (variación de velocidad-variación de presión), o pulso de Joukowsky, así como la celeridad  $a$  a la que se propagan las perturbaciones en la conducción. Ambos parámetros pueden obtenerse mediante la aplicación de balances integrales a la conducción, tal y como puede verse con detalle en Abreu, J. (1995).

El planteamiento riguroso de las ecuaciones que gobiernan el fenómeno descrito en los apartados anteriores conduce al siguiente sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales:



$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial t} + \lambda \frac{V|V|}{2D} = 0$$

donde  $H(x,t)$  y  $V(x,t)$  son las variables incógnita del problema, respectivamente la altura piezométrica y la velocidad de cualquier punto  $x$  en cualquier instante de tiempo  $t$ ;  $a$  es la celeridad,  $D$  es el diámetro de la conducción considerada; y  $\lambda$  el factor de fricción considerado para modelar las pérdidas de la conducción en régimen permanente.

La integración del sistema de ecuaciones (2.39) no puede realizarse de forma analítica, por lo que debe emplearse alguna técnica de resolución numérica. El método de resolución de más amplia difusión en la resolución de este tipo de problemas es el conocido Método de las Características, cuyo detalle puede seguirse en Abreu, J., 1995 o en las referencias clásicas (Chaudry, 1987; Wylie & Streeter, 1993).

El resultado de la integración numérica del sistema de ecuaciones (2.39) supone la renuncia a conocer las variables  $H$  y  $V$  en todos los puntos de la tubería y en todo instante de tiempo. Es necesario para la aplicación del método numérico discretizar la conducción en un número de tramos  $N$ , de forma que existen  $n+1$  puntos de cálculo. De esta forma se obtiene una red con ciertas características, tales que para cualquiera de los denominados puntos interiores (todos excepto los contornos) puede obtenerse el valor de la altura y la velocidad  $H(i)$  y  $V(i)$  a partir de los valores conocidos en el instante anterior tanto del punto anterior [ $H_0(i-1)$  y  $V_0(i-1)$ ] como del punto posterior [ $H_0(i+1)$  y  $V_0(i+1)$ ] al de cálculo. La obtención de estos valores se establece en base a considerar las denominadas ecuaciones características:

$$\text{Característica positiva: } C+ \Rightarrow H(i) = C_p - C_a V(i) \quad (2.40)$$

$$\text{Característica negativa: } C- \Rightarrow H(i) = C_p + C_a V(i)$$

donde  $H(i)$  y  $V(i)$  son respectivamente la altura piezométrica y la velocidad del punto considerado;  $C_p$  y  $C_n$  valores que dependen tan solo de variables correspondientes al instante anterior y por tanto conocidas:

$$C_p = H_o(i-1) - \frac{a}{g} V_o(i-1) - \frac{a\lambda\Delta t}{2gD} V_o(i-1)|V_o(i-1)| \quad (2.41)$$

$$C_a = H_o(i+1) + \frac{a}{g} V_o(i+1) - \frac{a\lambda\Delta t}{2gD} V_o(i+1)|V_o(i+1)|$$

y  $C_a$  es una constante dada por la expresión:

$$C_a = \frac{a}{g} \quad (2.42)$$

El empleo de las ecuaciones (2.40) permite resolver el comportamiento del transitorio en los ya denominados puntos interiores de la conducción, es decir, todos los  $N+1$  puntos considerados, excepto los extremos (contornos). En estos, además de considerar el comportamiento de la conducción que concurre o sale de ellos, es necesario considerar el comportamiento del propio contorno (depósito, bomba, válvula etc..) mediante el sistema de ecuaciones adecuado.

### 2.15.2 El pulso de Joukowsky (Zhukovski).

El resultado del balance de fuerzas conduce a la expresión de Joukowsky:

$$\Delta p = \rho a v \quad (2.43)$$

donde  $\Delta p$  es el pulso de presión experimentado por la conducción al producirse una variación en las condiciones del flujo;  $\rho$  es la densidad del fluido;  $a$  la celeridad de la onda de presión; y  $v$  la variación experimentada por la velocidad del fluido N.N. Pashkov, F.M. Dolqachev 1977.

Es costumbre en el estudio de los problemas hidráulicos trabajar con alturas piezométricas en lugar de con presiones, por lo que alternativamente a (2.43) suele expresarse como:

$$\Delta H = \frac{a}{g} v \quad (2.44)$$

El denominado pulso de Joukowsky ( $\Delta H = \rho a V_0$ ), valor máximo que puede adoptar la expresión (2.44) cuando la reducción de expresión es completa ( $V_0$ ), constituye en la inmensa mayoría de los casos, la máxima sobrepresión que se puede alcanzar, toda vez

que se corresponde con el máximo decremento de expresión posible. Existen, sin embargo, situaciones en las que es posible alcanzar sobrepresiones a las proporcionadas por el pulso de Joukowsky. Por un lado se encuentra el efecto de la fricción que en apartados posteriores se analiza. Por otro lado, cuando se rompe la columna de líquido y aparece cavitación, los picos subsiguientes al colapso de la burbuja de vapor pueden ser varias veces superior al de Joukowsky.

### 2.15.3 Celeridad del pulso de presión

La velocidad de propagación de las perturbaciones en un transitorio hidráulico, es lo que se ha venido denominando hasta ahora como celeridad  $a$  de la onda de presión. El valor de dicha celeridad fue propuesto por Korteweg a finales del siglo XVIII, si bien su justificación puede seguirse en Abreu, J., 1995. La expresión de dicha celeridad es:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{D}{e} \frac{K}{E}}} \quad (2.45)$$

que como puede verse depende de las características del fluido (módulo de compresibilidad  $K$  y densidad  $\rho$ ), y de las características de la tubería (módulo de elasticidad  $E$ , diámetro interior  $D$  y espesor  $e$ ).

Para el caso particular del agua ( $K=2.10^4 \text{ N/m}^2$  ;  $\rho=1000 \text{ Kg/m}^3$ ) puede particularizarse la expresión (2.45) de la forma:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{e}}} \quad (2.46)$$

que muestra con claridad como el valor máximo, para una tubería infinitamente rígida sería 1425 m/seg. Además puede verse también como a menor rigidez de la conducción corresponden valores menores de la celeridad. A modo de apoyo a las expresiones anteriores se recogen en el anexo # 3 los valores del módulo de elasticidad de algunos materiales de tuberías comunes, (Pashkov, N.N., 1985).

#### 2.15.4 Condiciones de contorno de la instalación.

La condición de contorno del cierre de la válvula es la que constituye el fundamento principal del programa GALIV-FLOWTITE. En este programa se dispone de una aducción por gravedad, que dispone de una válvula de regulación en el extremo aguas abajo de la misma que se va a cerrar.

El cierre de cualquier válvula se establece en base a considerar como se comporta su característica hidráulica (coeficiente de pérdidas) en función del grado de apertura de la misma. Así, para un grado de apertura cualquiera de la válvula, el caudal que atraviesa la misma se puede modelar mediante la expresión (2.31).

#### 2.15.5 Tiempo de cierre de la válvula.

Para evaluar el tiempo de cierre de las válvulas tenemos que calcular el período, para luego determinar si el cierre es rápido o lento.

Se denomina periodo o fase de la tubería el tiempo en que la onda de sobrepresión va y vuelve de una extremidad a otra de la tubería.

$$T = \frac{2L}{a} \quad (2.47)$$

Siendo:

T = fase o periodo de la tubería (s).

L = Longitud de la tubería (m).

a = Velocidad de propagación de la onda (m/s).

Cuando la onda llega, al regresar, ella cambia el sentido, haciendo de nuevo el mismo recorrido de ida y vuelta en el mismo tiempo T, pero con signo contrario, bajo la forma de onda de depresión (Fig. 2.9).

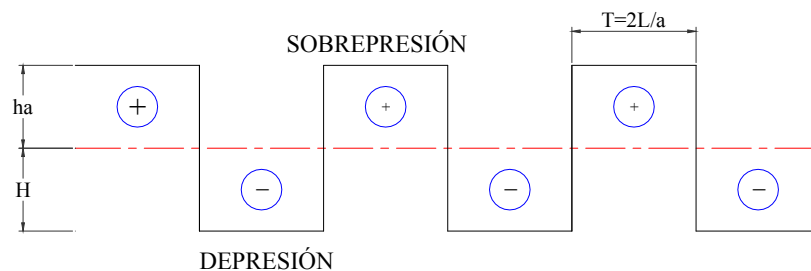


Fig. 2.9. Representación del periodo sin considerar pérdidas por fricción.

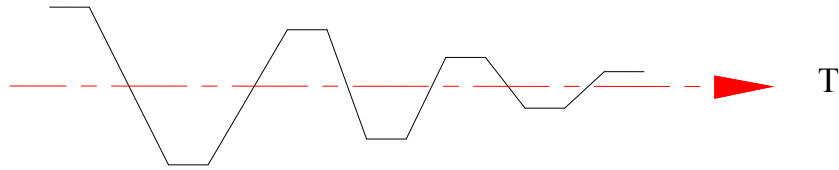


Fig. 2.10 Representación del periodo considerando las pérdidas por fricción.

El tiempo de cierre de la válvula es un importante factor. Si el cierre es muy rápido, la válvula quedará completamente cerrada antes de actuar la depresión. Por otro lado, si la válvula es cerrada lentamente, habrá tiempo para que la onda de depresión actúe, antes de la obturación completa. De ahí la clasificación de las maniobras de cierre. Si la maniobra es rápida se determina con (2.48), si la maniobra es lenta con (2.49).

$$t_c < \frac{2L}{a} \quad (2.48)$$

$$t_c > \frac{2L}{a} \quad (2.49)$$

Donde:

$t_c$  = tiempo de cierre o maniobra.

$a$  = velocidad de la onda de presión.

$L$  = longitud de la tubería.

La sobrepresión ocurre cuando la maniobra es rápida, esto es, cuando  $t_c < \frac{2L}{a}$ . En estas condiciones tiene lugar un choque hidráulico directo. Si  $t_c > \frac{2L}{a}$ , surge el llamado choque hidráulico indirecto, la onda de choque reflejándose del recipiente regresa a las válvulas antes de que estas sean cerradas por completo.

Si el cierre es rápido la sobrepresión máxima o pulso de Joukowsky se calcula con la siguiente ecuación.

$$h_a = \frac{av}{g} \quad (2.50)$$

Siendo  $v$  la velocidad media del agua y  $h_a$  el aumento de presión en m H<sub>2</sub>O.

Para un cierre lento se puede aplicar la formula aproximada de Michaud, que considera la proporción de la velocidad con  $T/t_c$  (valida para maniobras con variación lineal de velocidad).

$$h_a = \frac{av}{g} \frac{\zeta}{t_c} \rightarrow h_a = \frac{av}{g} \frac{\frac{2L}{a}}{t_c} \rightarrow h_a = \frac{2Lv}{gt_c} \quad (2.51)$$

La formula de Michaud también puede ser aplicada para la determinación del tiempo de cierre a ser adoptado, con el fin de que la sobrepresión no sobrepase determinado límite preestablecido, esta formula lleva a valores superiores a los verificados experimentalmente. Sin embargo, todavía viene siendo aplicada en la práctica por ser más segura.

y a Allievi:

$$h_a = \frac{H_a}{2} \left( C^2 \pm C \sqrt{4 + C^2} \right) \quad (2.52)$$

siendo:

$$C = \frac{Lv}{gH_a t_c} \quad (2.53)$$

donde:

$v$  = Velocidad media del agua, (m/s).

$h_a$  = Sobrepresión o aumento de presión, (m H<sub>2</sub>O).

$H_a$  = Altura de impulsión.

$a$  = Celeridad, (m/s).

$T$  = Periodo, (s).

$t_c$  = Tiempo de maniobra, (s).

El signo  $\pm$  de la ecuación de Allievi indica que la fórmula proporciona el valor de la sobrepresión (+) y el de la subpresión (-).

En el programa GALIV-FLOWTITE, se ha implementado esta condición de contorno y se han recogido diferentes curvas  $\tau(t)$ , correspondientes a diferentes tipos de válvulas reales disponibles comercialmente: compuerta, globo, aguja, mariposa y esfera. No obstante si se desea introducir alguna válvula diferente puede realizarse ajustando la curva de cierre a una expresión de la forma, (Streeter, V.L.,1984):

$$\tau(t) = \left(1 - \frac{t}{t_c}\right)^b \quad (2.54)$$

siendo  $\tau(t)$  el coeficiente sin dimensiones de la abertura de la válvula.  $\tau = 1$ , para flujo permanente y se reduce a cero, cuando la válvula se cierra y  $t_c$  el tiempo de cierre de la válvula, y  $b$ , un exponente adecuado para ajustar la curva real a la formulación establecida.

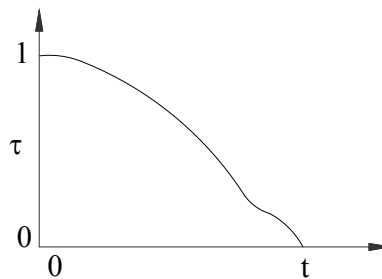


Fig.2.11 Coeficiente de apertura de la válvula en función de  $t$ .

En definitiva, es la consideración simultánea, en el programa GALIV-FLOWTITE, de la ecuación (2.54) junto con la ecuación característica positiva lo que permite modelar adecuadamente el comportamiento de la válvula durante el cierre de la misma. Una vez que se ha producido el cierre completo de la válvula, la condición de contorno es mucho más sencilla, pues se reduce a considerar nula la velocidad o el caudal en el punto situado inmediatamente aguas arriba de la válvula.

## 2.16 Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.

En el ariete hidráulico multipulsor el gasto se distribuye entre las válvulas, si estas son idénticas  $Q_1 = Q_2 = Q_3$ . La altura de alimentación  $H_a$  encuentra en su recorrido una resistencia hidráulica que se divide en tres partes es decir tres veces menor, lo cual favorece al caudal total  $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$ , el resultado de esta construcción es una máquina de mayor eficiencia ya que aprovecha mejor la carga de alimentación y el volumen de agua que fluye en el ariete es mayor.

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3$$

$$\zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2.g} = \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2.g} = \zeta_3 \cdot \frac{V_3^2}{2.g} \quad (2.55)$$

$$Q = V.A \ ; \ V = \frac{Q}{A}$$

La expresión en función del caudal, obtenemos:

$$\zeta_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2.g.A^2} = \zeta_2 \cdot \frac{Q_2^2}{2.g.A^2} = \zeta_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2.g.A^2} \quad (2.56)$$

Donde:

$\sum h$  = Sumatoria de pérdidas hidráulicas (m).

$\zeta$  = Coeficiente de resistencia, (adimensional).

$g$  = aceleración de la gravedad, (9,81m/s<sup>2</sup>).

$V$  = velocidad, (m/s).

$Q$  = caudal, (m<sup>3</sup>/s).

$A$  = área, (m<sup>2</sup>).

Las ecuaciones (2.55) y (2.56) describen cuantitativamente las magnitudes de gastos que se obtienen en un ariete multipulsor.

En el caso del Ariete Hidráulico Multipulsor el caudal que atraviesa por las válvulas se puede calcular mediante la expresión (1.3), que fue analizada según los períodos de trabajo en el epígrafe 1.8 del capítulo I.

Donde  $Q$  es el caudal que atraviesa la válvula,  $D$  es el diámetro interior de la tubería (m),  $T$  es el periodo y  $v(t)$  es la velocidad del agua (m/s) en la tubería de alimentación en los diferentes instantes de tiempo.

### 2.17 Determinación del tiempo que tarda en establecerse una corriente

Cuando se abren las válvulas del ariete la altura  $H_a$  produce la aceleración de la corriente en los primeros instantes, pero al aumentar la velocidad, la altura aceleradora se reduce por el rozamiento y por las pérdidas menores. Si  $L_e$  es la longitud equivalente del sistema de tuberías, la velocidad final  $v_0$  se obtiene aplicando la ecuación de la energía (2.23). Streeter, V. L., 1984.

La ecuación de movimiento es:

$$\gamma A \left( H_a - \lambda \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2g} \right) = \frac{\gamma A L}{g} \frac{dv}{dt} \quad (2.57)$$



Donde  $L_e = L + KD/\lambda$ . En la que K sumatoria de coeficiente de perdidas en toda la tubería.

Despejando dt y agrupando convenientemente, y teniendo en cuenta la ecuación (2.23).

$$\int_0^t dt = \frac{Lv^2}{gH} \int_0^v \frac{dv}{v_o^2 - v^2}$$

Después de integrar resulta

$$t = \frac{Lv_o}{2gH_a} \ln \frac{v_o + v}{v_o - v} \quad (2.58)$$

La velocidad  $v$  tiende a  $v_o$  asintóticamente, es decir, matemáticamente tiene que transcurrir un tiempo infinito para que  $v$  alcance el valor de  $v_o$ . Prácticamente para que  $v$  alcance el valor de  $0,99 v_o$ , el tiempo que pasa es

$$T_a = \frac{Lv_o}{2gH_a} \ln \frac{1,99}{0,01} = 2,646 \frac{Lv_o}{gH} \quad (2.59)$$

## 2.18 Fuerzas hidráulicas sobre la válvula de derrame o impulso.

Durante el periodo de aceleración, la fuerza hidráulica sobre la válvula de derrame va en aumento hasta que empieza a exceder la fuerza "F", y éste es el momento en el cual la válvula de derrame empieza su movimiento de cierre.

Según D. Stevenazzi 1942. el resultado de investigaciones para obtener el máximo rendimiento de un ariete es necesario que la velocidad de la corriente de agua en el momento que se cierra la válvula de derrame sea inferior a la velocidad del régimen bajo la carga constante  $H_a$ . La relación entre estas dos velocidades varía de 0.3 a 0.8, es decir:

$$0.3 V_{m\acute{a}x} < V_o < 0.8 V_{m\acute{a}x}$$

donde:

$V_o$  = Velocidad en el instante que se cierra la válvula de derrame, cuando  $t = T_a$  (m/s).

$V_{max}$ . = Velocidad máxima que se obtiene en la tubería de alimentación para un diámetro D (m/s).

Por la mecánica de fluidos C. Mataix. 1982 se sabe que la fuerza de arrastre que se ejerce sobre la cara inferior de la válvula, en el momento en que está válvula empieza a cerrarse, está dada por:

$$F_d = C_d \left( \frac{\rho v_o^2}{2} \right) A_d \quad (2.60)$$

donde:

$F_d$  = Fuerza de arrastre sobre la válvula de derrame, (N).

$C_d$  = Coeficiente de arrastre.

$\rho$  = Densidad del fluido, (Kg/m<sup>3</sup>).

$v_o$  = Velocidad del fluido al iniciarse el cierre, (m/s).

$A_d$  = Área proyectada de la válvula de derrame, (m<sup>2</sup>).

La fuerza “F” de la válvula de derrame es igual al peso W con dirección hacia abajo, y la fuerza de arrastre  $F_d$  que tiene una dirección en contra de la fuerza “F” (hacia arriba) tiene que ser mayor para que se cierre la válvula de derrame, empezando el movimiento de la válvula cuando estas fuerzas son iguales.

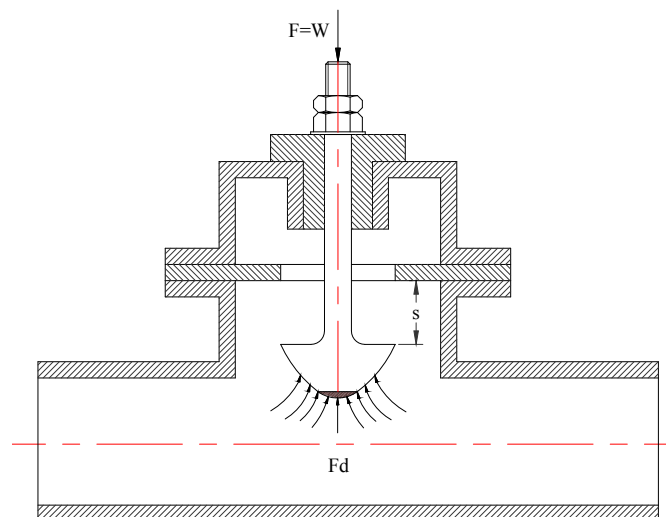


Fig. 2.12. Carrera de la válvula de impulsión.

El factor  $C_d$  también varía según la carrera de la válvulas, por lo que se tiene que encontrar una expresión de  $C_d$  que sea función de la carrera, y la única manera de evaluarlo es experimental.

J.Krol<sup>(2)</sup> ha desarrollado una expresión para la válvula hidrodinámica o de cuerpo esférico que relaciona el coeficiente de arrastre  $C_d$  con la carrera de la válvula “s”. Esta

<sup>(2)</sup> The Automatic Hydraulic Ram, N:G: Calvert, The Engineer Publications Morgan-Grampian, Londres, 1957. Pág. 58.

válvula tiene la forma de una gota lo que permite que el agua fluya rápidamente (figura 12), esta ecuación empírica se expresa como:

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854 s + 0,8 \cdot 10^{(0,52 - 270 s)}}{s} \quad (2.61)$$

donde :

Cd = Coeficiente de arrastre sobre la cara inferior de la válvula de derrame.

s = Carrera de la válvula de derrame (m).

Según el resultado de investigaciones de D. Stevenazzi 1942. para obtener el máximo rendimiento de un ariete, es necesario que la sección de descarga de la válvula de derrame sea igual a la sección del cuerpo tubular de la tubería de alimentación.

### 2.19 Cálculo de la pérdida hidráulica en la válvula de impulso

J.Krol. 1957. después realizar pruebas experimentales determinó que el uso de la válvula hidrodinámica, se obtiene una eficiencia mayor en un 18% que en las válvulas de plato; y por razón de estudio, ya que matemáticamente se puede demostrar las pérdidas que origina la válvula, se formula la siguiente expresión:

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06 s + 10^{(0,95 - 13,3s)}}{s} \quad (2.62)$$

donde:

R(s) = Pérdida en válvula de impulsión.

s = Carrera de la válvula (pulg).

### 2.20 Presión máxima y mínima de la instalación.

Según J.Ma. Mayol. 1981. la presión máxima generada por el golpe de ariete en las tuberías de circulación por gravedad esta expresada por la ecuación 2.63 y la presión mínima esta expresada por la ecuación 2.64, en (m), (ver figuras en el anexo # 4).

$$P_{\text{máx}} = H_a + h_a \quad (2.63)$$

$$P_{\text{mín}} = H_a - h_s \quad (2.64)$$

donde:

H<sub>a</sub> = presión ejercida por la altura de alimentación

h<sub>a</sub> = presión generada por el golpe de ariete.

La presión máxima debido al golpe de ariete positivo es la suma de la presión ejercida por la altura de alimentación y la ( $h_a$ ); mientras que la presión mínima debido al golpe de ariete negativo es la diferencia de la presión ejercida por la altura de alimentación y la presión generada por el golpe de ariete ( $h_a$ ).

### 2.21 Cálculo de la presión $P_2$ en la cámara de aire.

El cálculo del acumulador hidroneumático se expresa, en lo fundamental, si se parte del proceso isotérmico, pues desde el punto de vista termodinámico al tener una temperatura constante se aplica la ecuación de los gases ideales, según Basthta T.M., 1987.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \rightarrow p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const} . \quad (2.65)$$

donde:

$$\frac{p}{\gamma} = \text{const} .$$

$p_1$  = presión absoluta inicial, ( $\text{kg}/\text{m}^2$ ).

$p_2$  = presión absoluta final, ( $\text{kg}/\text{m}^2$ ).

$V_1$  = volumen específico inicial del aire ( $\text{m}^3$ ).

$V_2$  = volumen específico final del aire (volumen que ocupa una unidad de peso del aire) a estas presiones ( $\text{m}^3$ ).

$$\gamma = \frac{1}{V} = \rho g = \text{peso volumétrico (específico) del aire (kgf}/\text{m}^3).$$

$\rho$  = densidad del aire ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

$g$  = aceleración de la gravedad ( $\text{m}/\text{s}^2$ ).

En el proceso isotérmico que describe esta la ley, el se comprime o se expansiona conservándose constantemente la temperatura o, de otra manera, todo el calor se gasta, al expansionarse el gas, en realizar un trabajo exterior.

### 2.22 Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.

La determinación de tensiones que se manifiestan en el caso de deformaciones por cizallamiento se calcula por el método de la sección.

Se suele suponer que las tensiones de cizallamiento  $\tau$  se distribuyen uniformemente por el área de corte ( $A_{\text{cort.}}$ ), debido a lo cual la resultante de las fuerzas internas de elasticidad

se define como el producto del área (del corte) por la tensión de cizallamiento  $\tau$ , en tanto que la condición de equilibrio se escribe así:

$$\tau A_{\text{cort.}} = F \quad (2.66)$$

donde

$F$  = fuerza cortante, (Kg).

$\tau$  = tensión de cizallamiento, (Kgf/cm<sup>2</sup>).

$A_{\text{cort.}}$  = área o superficie de corte, (cm<sup>2</sup>).

$$A_{\text{cort.}} = \pi dh \quad (2.67)$$

Las ecuaciones teóricas al efecto de determinar las tensiones tangenciales reales  $\tau$  tienen el aspecto:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cort.}}} \leq \tau_{\text{adm.}} \quad (2.68)$$

siendo  $\tau_{\text{adm.}}$  Las tensiones admisibles de cizallamiento.

$$\tau_{\text{adm.}} = \frac{\tau_f}{n} \rightarrow \tau_{\text{adm.}} = 0,6 \tau_f \quad (2.69)$$

donde:

$\tau_f$  = límite de fluencia (Kg/cm<sup>2</sup>).

$n$  = coeficiente de seguridad (1,5).

### 2.23 Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica.

Para la parte cilíndrica aplicaremos la siguiente formulación

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{e} \quad (2.70)$$

Esta ecuación recibe el nombre de ecuación de Laplace, (Feodosiev V.I., 1985), donde.

$\sigma_m$  = tensión meridional, (Kgf/cm<sup>2</sup>).

$\sigma_t$  = tensión circunferencial, (Kgf/cm<sup>2</sup>).

$\rho_m$  = radio de curvatura del arco meridional (cm).

$\rho_t$  = radio de curvatura de la sección normal perpendicular al arco meridional.

$p$  = presión normal (Kg/cm<sup>2</sup>).

$e$  = espesor (cm).

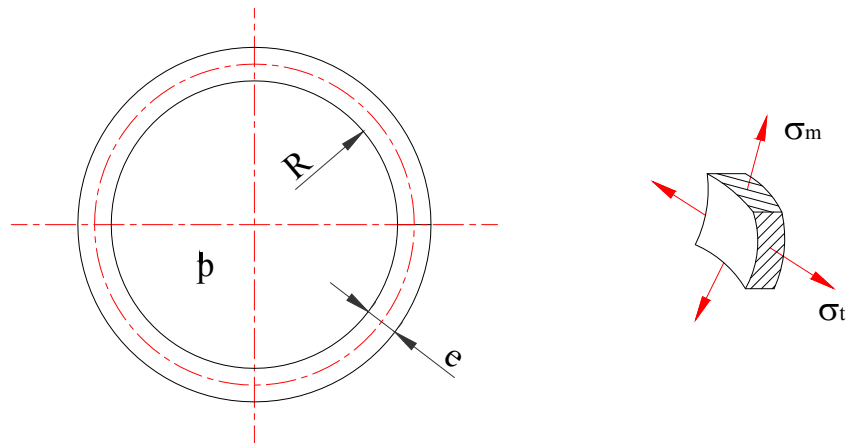


Fig. 2.13 Bóveda esférica.

En la parte *esférica* de la cámara de aire (Fig. 2.13) esta sometida a la acción de la presión interior  $p$ . radio  $R$ , el espesor de su pared es “ $e$ ”. Para calcular sus tensiones por medio de una sección transversal separamos una pared de la esfera, tendremos que:

$$\rho_m = \rho_t = R$$

Según las condiciones de simetría

$$\sigma_m = \sigma_t$$

Por la fórmula de Laplace se obtiene:

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{pR}{2e} \quad (2.71)$$

El estado tensional es plano

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pR}{2e} \quad (2.72)$$

La tensión principal mínima  $\sigma_3$  se considera igual a cero.

Según la teoría de Mohr, independientemente del valor de  $h$ , se obtiene:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - h\sigma_3 = \frac{pR}{2e} \quad (2.73)$$

Para la parte *cilíndrica* de la cámara de aire (Fig. 2.14) esta sometida a la acción de la presión interior  $p$ . el radio del cilindro es  $R$ , el espesor de su pared es “ $e$ ”. Para calcular sus tensiones por medio de una sección transversal separamos una pared del cilindro y planteamos para ella la ecuación de equilibrio, (Feodosiev V.I., 1985). Obtenemos:

$$\sigma_m 2\pi Re = P \quad (2.74)$$

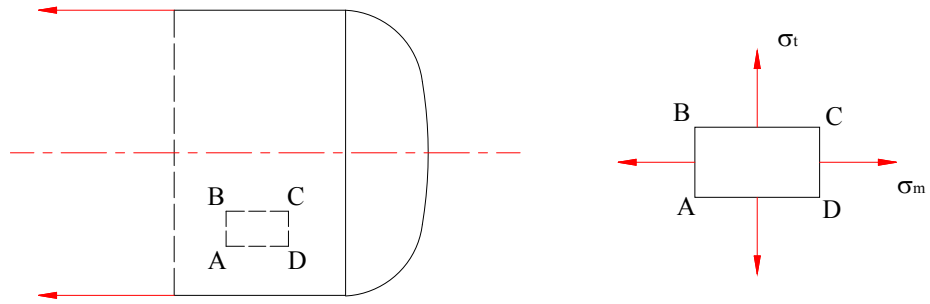


Fig. 2.14 Recipiente cilindrico

Según el primer teorema, la componente axial de las fuerzas de presión es, independiente de la forma del fondo, igual a

$$P = \pi R^2 p \quad (2.75)$$

Así pues,

$$\sigma_m = \frac{pR}{2e} \quad (2.76)$$

en el caso del cilindro  $\rho_m = \infty$ ,  $\rho_t = R$ . Por esto, de la formula de Laplace se deduce.

$$\sigma_t = \frac{pR}{e} \quad (2.77)$$

o sea, que la tensión circunferencial es el doble de la meridional.

El elemento ABCD separado de la bóveda cilíndrica se encuentra en estado tensional plano (Fig. 2.14).

$$\sigma_1 = \sigma_t, \sigma_2 = \sigma_m, \sigma_3 = 0$$

La tensión equivalente es:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sqrt{3} \sigma_3 = \frac{pR}{e} \quad (2.78)$$

Se puede observar, en el caso del cilindro la tensión equivalente es dos veces mayor que la correspondiente a la bóveda esférica del mismo radio y espesor.

Para calcular el espesor de la parte cilíndrica de la cámara la condición de resistencia es:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad \rightarrow \quad \frac{pd}{2e} \leq [\sigma] \quad \rightarrow \quad e_c \geq \frac{pd}{2[\sigma]} \quad (2.79)$$

De la misma manera para la parte esférica la condición de resistencia es la siguiente:

$$e_{es} \geq \frac{pd}{4[\sigma]} \quad (2.80)$$

## 2.24 Cálculo del número de pernos.

Las tensiones admisibles a la tracción de los pernos se eligen de acuerdo con la formula

$$\sigma_{\text{adm. trac.}} = 0,8 \frac{\sigma_f}{n} \quad (2.81)$$

siendo n el grado de seguridad que se toma en los limites de 1,5 a 3,0 según F. Sokolov, P. Usov.

$$\frac{F}{nA_{\text{per.}}} \leq \sigma_{\text{adm. trac.}} \quad (2.82)$$

donde

$$A_{\text{per.}} = \frac{\pi d^2}{4}$$

n = número de pernos.

F = fuerza aplicada (kg).

$\sigma_{\text{adm. trac.}}$  = tensión admisible a la tracción (Kgf/cm<sup>2</sup>).

## 2.25 Metodología para evaluar la eficiencia.

Por definición , la eficiencia esta dada por la relación entre la potencia útil entregada en la descarga ( $N_U$ ) y la potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación ( $N_b$ ).

$$\eta = \frac{N_u}{N_b} 100 [\%] \quad (2.83)$$

La eficiencia de un Ariete puede considerares desde dos puntos de vistas : analizando el primer punto de vista obtenemos la llamada relación de eficiencia de D'Aubuisson . D'Aubuisson tomó como referencia el nivel b (ver figura 4 del capitulo I), considerando solamente el cuerpo del Ariete entonces la potencia entregada en la descarga será, (Pashkov, N.N., 1977):

$$Nu = q.H_i.g.\rho ; [W] \quad (2.84)$$

donde :

q = caudal de bombeo ; (m<sup>3</sup>/s)

H<sub>i</sub> = altura de impulsión ; ( m)



$$H_i = h_d + \sum h + h_i \quad (2.85)$$

$h_d$  = diferencia de nivel ; ( m )

$\sum h$  = Sumatoria de perdidas hidráulicas ; ( m )

$h_i$  = perdidas inerciales ; ( m )

$g$  = aceleración de la gravedad (  $m/s^2$  )

$\rho$  = densidad del agua (  $Kg/m^3$  )

$$N_b = ( Q + q ) \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [W] \quad (2.86)$$

$Q$  : caudal derramado por la válvula de impulso (  $m^3 / s$  )

$Q + q$  : Caudal de alimentación (  $m^3 / s$  )

$H_a$  : altura de alimentación ( m )

finalmente ,

$$\eta_\lambda = \frac{q \cdot H_i}{(Q + q)H_a} 100 ; [\%] \quad (2.87)$$

Desde otro punto de vista, se determina la eficiencia de Ranquine. El mismo toma como referencia el nivel a, considerando la instalación como un todo. Entonces :

$$N_u = q \cdot (H_i - H_a) \cdot g \cdot \rho ; [W] \quad (2.88)$$

$$N_b = Q \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [W] \quad (2.89)$$

entonces:

$$\eta_R = \frac{q(H_i - H_a)}{QH_a} 100 ; [\%] \quad (2.90)$$

## 2.26 Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es la relación entre el caudal de alimentación (  $Q + q$  ) y el de descarga (  $q$  )

$$\eta_v = \frac{q}{Q + q} 100 ; [\%] \quad (2.91)$$

### **2.27 Conclusiones parciales.**

En este capítulo se llevo a cabo el análisis hidráulico y mecánico del Ariete Hidráulico Multipulsor, en el cual se expuso los fundamentos y principios teóricos aplicados al equipo.

1. Se realizó la descripción de las ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.
2. Se plantea el software GALIV-FLOWTITE para el cálculo de sobrepresiones en el momento del choque hidráulico.
3. Se determina las condiciones de resistencia según la teoría Mohr-Laplace para las partes esenciales de la bomba y se analiza la eficiencia según el método de Rankine.

## **Capítulo III Diseño de la máquina.**

### **3.1 Introducción.**

### **3.2 Descripción de la parte hidráulica de la instalación.**

- 3.2.1 Cálculo de la longitud del conducto de impulsión.
- 3.2.2 Determinación del tipo de régimen.
- 3.2.3 Rugosidad relativa.
- 3.2.4 Factor de fricción.
- 3.2.5 Cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.
- 3.2.6 Cálculo del caudal circulante en la tubería.
- 3.2.7 Cálculo del diámetro del conducto de fuente  $C_f$ .
- 3.2.8 Determinación de los coeficientes de resistencias locales.
- 3.2.9 Aplicación de la ecuación de Bernoulli en la instalación.
- 3.2.10 Cálculo de la altura de alimentación  $H_a$ .
- 3.2.11 Cálculo del caudal para alimentar un ariete multipulsor de 3 válvulas.
- 3.2.12 Cálculo de la velocidad en la salida de las válvulas.
- 3.2.13 Dimensión del pozo de extracción.
- 3.2.14 Tiempo de duración de un periodo.
- 3.2.15 Cálculo del caudal perdido y bombeado en un ciclo de trabajo.
  - 3.2.15.1 Cálculo del caudal perdido en un ciclo.
  - 3.2.15.2 Cálculo del caudal bombeado en un ciclo.
- 3.2.16 Cálculo de la presión dinámica.
- 3.2.17 Cálculo de la energía cinética.
- 3.2.18 Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical.
- 3.2.19 Cálculo de las pérdidas locales en el conducto vertical.
- 3.2.20 Cálculo de las pérdidas inerciales en el conducto vertical.
- 3.2.21 Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.
- 3.2.22 Cálculo de la celeridad de la onda de presión.
- 3.2.23 Tiempo de cierre de la válvula.
- 3.2.24 Cálculo del pulso de Joukowsky (Zhukovski).
- 3.2.25 Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.
- 3.2.26 Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de impulsión.
- 3.2.27 Presión en la cámara de aire antes del choque hidráulico.
- 3.2.28 Volumen total de la cámara de aire.
- 3.2.29 Volumen de agua dentro de la cámara de aire.

3.2.30 Volumen de aire inicial en la cámara ( $V_1$ ).

3.2.31 Cálculo de la presión 2 en la cámara de aire.

### **3.3 Descripción de la parte mecánica del ariete.**

3.3.1 Cálculo de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.

3.3.2 Cálculo del espesor de la parte cilíndrica de la cámara de aire.

3.3.3 Cálculo del espesor de la parte esférica de la cámara de aire.

3.3.4 Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.

### **3.4 Metodología para evaluar la eficiencia.**

3.4.1 Eficiencia de D'Aubuisson.

3.4.2 Eficiencia de Ranquine.

3.4.3 Rendimiento volumétrico.

## **Capítulo III Cálculos para el diseño de la máquina.**

### **3.1 Introducción.**

El cálculo de cada una de las partes del ariete hidráulico multipulsor, tiene una singular importancia debido a que el mismo permite determinar las condiciones en que se deben encontrar las piezas que lo componen para que estas cumplan a cabalidad la función que les corresponde. El diseño se dividirá en dos partes:

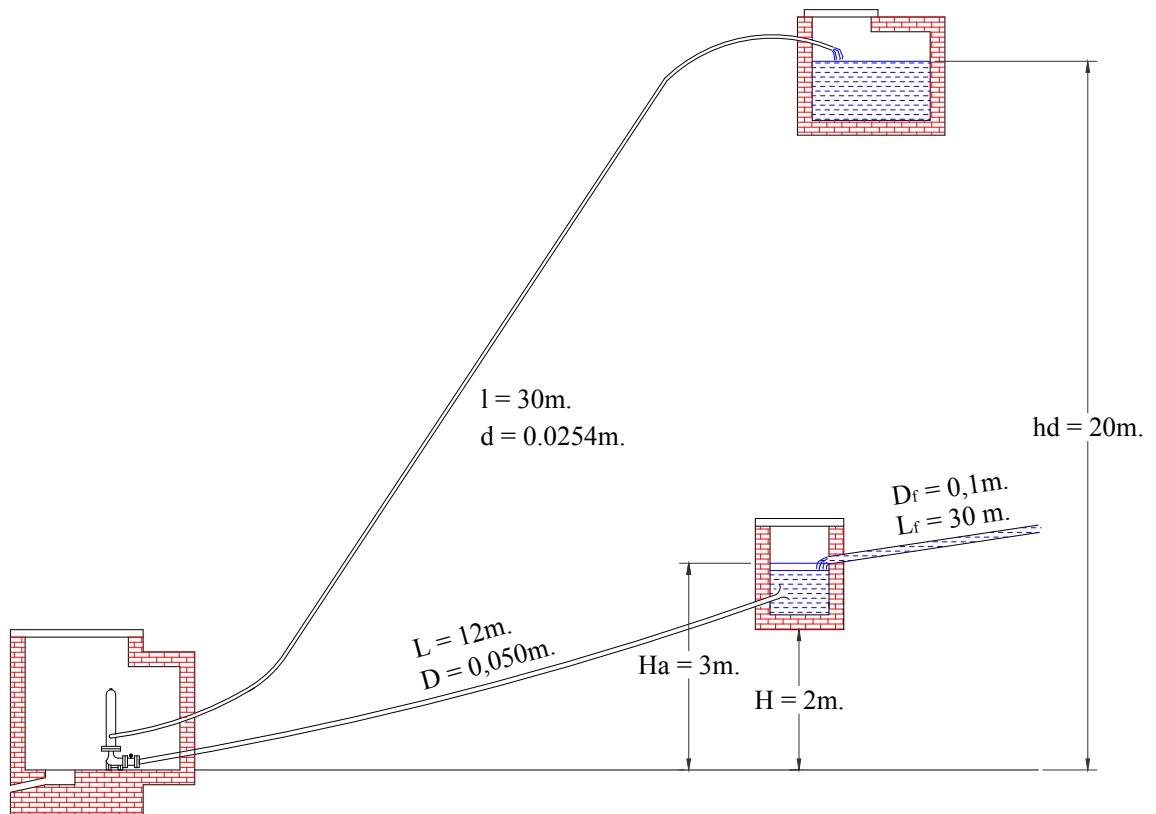
- Cálculo hidráulico.
- Cálculo de los componentes mecánicos.

### 3.2 Descripción de la parte hidráulica de la instalación.

En el cálculo de la parte hidráulica se tendrá en cuenta las dimensiones de la instalación, el tipo de régimen, las pérdidas por fricción, las pérdidas locales, la sobrepresión producida por el golpe de ariete para finalmente determinar la eficiencia y rendimiento volumétrico.

Para el dimensionamiento de un sistema de bombeo por medio de arietes hidráulicos, lo primero que se hace en la práctica, es medir desniveles y caudales en los meses de estiaje con los diferentes instrumentos de medida existentes (ver el anexo # 6).

En la figura # 3.1 representamos la instalación experimental con sus dimensiones aproximadas.



$l$  = longitud del conducto vertical.

$d$  = diámetro del conducto vertical.

$D_f$  = diámetro del conducto de fuente.

$L_f$  = longitud del conducto de fuente.

$L$  = longitud del conducto de impulsión.

$D$  = diámetro del conducto de impulsión.

$h_d$  = altura de descarga.

$H_a$  = altura de alimentación.

Fig. 3.1. Dimensiones de la instalación experimental.

### 3.2.1 Cálculo de la longitud del conducto de impulsión

Según Kenneth R. Fox 1981. el largo optimo del tubo de impulsión es seis veces la altura H (Fig. 3.1) entonces:

$$L = 6H \rightarrow L = 6(2) \rightarrow L = 12m. \quad (3.1)$$

Según Weinmann, P., 2004 la longitud del tubo de impulsión debe tener la relación 1 : 4, quiere decir que por cada metro de caída vertical se proyectarán 4 metros de longitud, en nuestro caso el conducto de impulsión según este autor es de 8m.

Kenneth R Fox - Weinmann en sus investigaciones afirman que el ángulo de inclinación del conducto de impulsión debe estar entre  $10^\circ$  y  $45^\circ$ , si calculamos el ángulo  $\theta$  con la longitud de 8 metros y el desnivel  $H = 2m$ . obtenemos que, (ver figura 3.1):

$$\text{sen}\theta = \frac{\text{desnivel}}{\text{longitud}} \rightarrow \text{sen}\theta = \frac{2}{12} \rightarrow \theta = 9^\circ 35'. \quad (3.2)$$

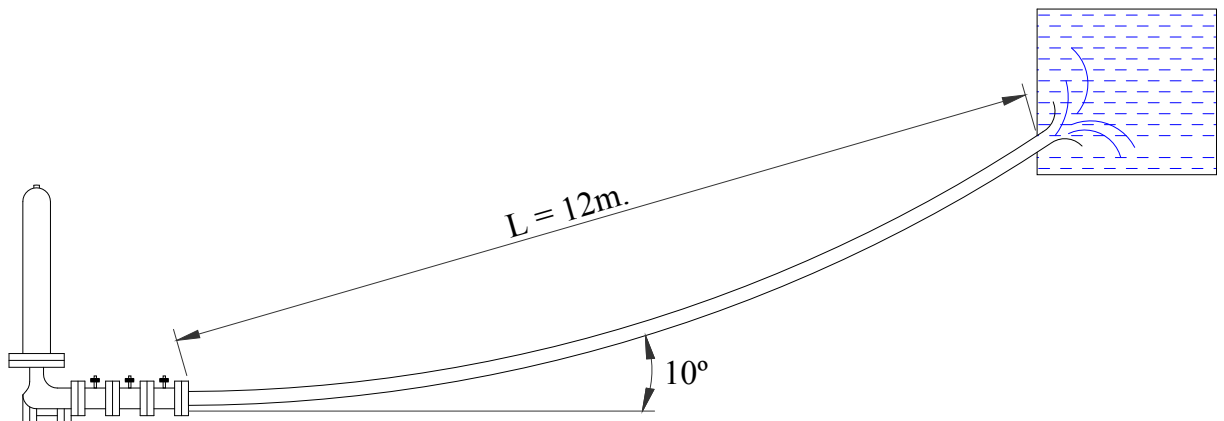


Fig. 3.2. Dimensión de la tubería de impulsión.

En conclusión se seleccionan dos conductos de acero galvanizado normalizados que tienen una longitud de 6m, un diámetro interior de 50,8 mm (2 pulgadas), espesor 6mm y sería ubicado en la instalación a un ángulo aproximado de  $10^\circ$ , lo cual esta dentro de los parámetros propuestos por diferentes autores.

### 3.2.2 Determinación del tipo de régimen.

El número de Reynolds caracteriza el tipo de régimen de trabajo, en este caso se tomará en cuenta los aspectos analizados en el capítulo 2 del presente trabajo para lo cuál el diámetro de la tubería es de 50mm, se asume para fines de cálculo que la velocidad del fluido es de 1m/s, la temperatura media en Ecuador es de 17°C por tanto la viscosidad cinemática es de  $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , sustituyendo en la ecuación 2.11 se obtiene:

$$\text{Re} = \frac{vD}{\nu} \rightarrow \text{Re} = \frac{1 * 0,05}{1,14 * 10^{-6}} \rightarrow \text{Re} = 43859,649$$

Demostrándose que estamos en presencia de un régimen turbulento.

### 3.2.3 Rugosidad relativa.

Con la expresión 2.17 calcularemos la rugosidad relativa, donde  $\epsilon$  es la rugosidad equivalente absoluta, su valor para la tubería de hierro galvanizado es de  $\epsilon = 0,00152 \text{ cm}$  y el diámetro interior del conducto de impulsión es 5cm, obtenemos que:

$$\epsilon_r = \frac{\epsilon}{D} \rightarrow \epsilon_r = \frac{0,00152}{5} \rightarrow \epsilon_r = 3,04 \cdot 10^{-4}$$

### 3.2.4 Factor de fricción.

Una vez conocida la rugosidad relativa, con la ecuación 2.18 calculamos el factor de fricción según el ruso P. Konakov.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\epsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right)$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \log \text{Re} - 1,5)^2}$$

$$\lambda = 0,021.$$

Obtenemos que el factor de fricción es  $\lambda = 0.021$ , en el diagrama de Moody encontramos que el factor de fricción es  $\lambda = 0,023$ .



### 3.2.5 Cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.

Para calcular la pérdida por fricción en la tubería aplicaremos la velocidad de 1,6m/s demostrada por M. Hadzich en sus instalaciones experimentales, siendo el diámetro de 0.05m, la longitud 12m y tomando el factor de fricción igual a 0,023.

Con la ecuación 2.19 determinamos las pérdidas por rozamiento, obteniendo:

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{\text{roz.}} = 0,023 \frac{12}{0.05} \frac{1,6^2}{2 * 9.81}$$

$$h_{\text{roz.}} = 0,72 \text{ m} \approx 72 \text{ cm}$$

### 3.2.6 Cálculo del caudal circulante en la tubería.

Si tomamos en cuenta que el régimen de trabajo es turbulento podemos aplicar la siguiente formulación , para hacer una comparación de los resultados.

En nuestro caso el régimen es turbulento por lo cual calcularemos el caudal circulante con la ecuación 2.31.

$$Q = -6,958 \sqrt{D^5 h_{\text{roz.}}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{0,5667 v}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{\text{roz.}}}} \right)$$

$$Q = -6,958 \sqrt{0,05^5 * 0,72} \log_{10} \left( \frac{3,04 * 10^{-4}}{3,7} + \frac{0,5667 * 1,14 * 10^{-6}}{0,05^{1.5}} \sqrt{\frac{12}{0,72}} \right)$$

$$Q = 0.01 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Concluimos que el caudal circulante desde el pozo de extracción hasta el final del conducto de impulsión es de 0.01 m<sup>3</sup>/s.

### 3.2.7 Cálculo del diámetro del conducto de fuente Cf.

El conducto de fuente conectará la fuente al pozo de extracción. La fuente que suministrará agua al pozo de extracción del ariete, está ubicada a una distancia de 30m y tiene un desnivel vertical de 1m (Fig. 3.3).

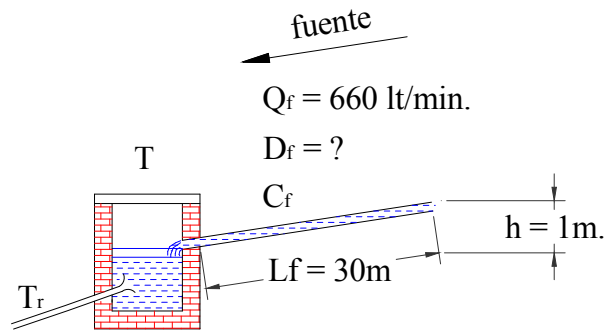


Fig. 3.3. Conducto de fuente  $C_f$

Aplicando la ecuación 2.14 despejamos el diámetro  $D$ , donde  $Q$  es el caudal para alimentar el conducto de impulsión  $0,010 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $600\text{lt}/\text{min}$ ) y  $v$  es la velocidad media  $1,8$ , obtenemos:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v \rightarrow D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,011}{\pi * 1,8}} \rightarrow D = 0,088\text{m} \approx 88\text{mm}$$

En conclusión necesitamos una tubería comercial de  $100,16\text{mm}$  (4pulgadas) de diámetro en el conducto de fuente  $C_f$  para alimentar al pozo del ariete.

### 3.2.8 Determinación de los coeficientes de resistencias locales.

Ahora determinaremos los coeficientes de resistencia ( $\zeta$ ). En la figura 4 representamos los puntos en donde se producen pérdidas locales en la instalación. Analizamos desde la entrada del conducto de impulsión hasta las válvulas del ariete multipulsor, cabe recordar que en el ariete hidráulico multipulsor las válvulas son idénticas, por lo cual el gasto se distribuye proporcionalmente en cada una. Siendo las pérdidas por rozamiento las mismas en cada válvula  $\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3$ .

Entonces tenemos de la ecuación 2.55 que las pérdidas por resistencia son similares, siendo:

$$\zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2.g} = \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2.g} = \zeta_3 \cdot \frac{V_3^2}{2.g}$$

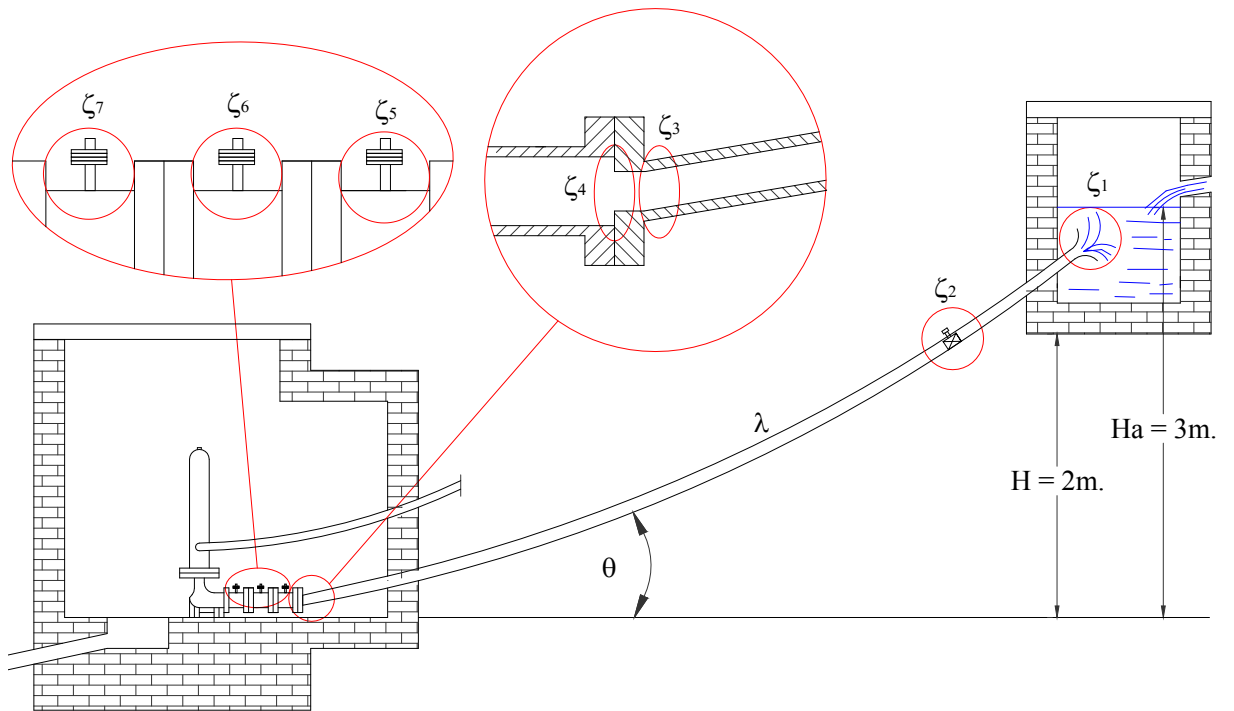


Fig. 3.4 Pérdidas locales de la instalación.

Coefficiente de resistencias locales normalizados, (ver el anexo # 2).

$\zeta_1 = 0,03 - 0,1$  (Boquilla conoidal o tobera).

$\zeta_2 = 2,0$  (Válvula de disco).

$\zeta_3 = 0,1 - 0,2$  (codo de  $10^\circ$  a  $30^\circ$ ).

$\zeta_4 = 0,3$  (ensanchamiento brusco,  $\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$ , donde  $A_1 < A_2$ ).

$\zeta_5 = \zeta_6 = \zeta_7 = R_{(s)} = 7,07$  (Válvulas de impulsión).

Como se precisó en el ítem 2.16 del capítulo 2, en el ariete hidráulico multipulsor las resistencias hidráulicas en las válvulas son idénticas.

Para calcular el coeficiente de resistencia de las válvulas de impulsión aplicaremos la ecuación 2.62 formulada por J.krol 1957, donde  $s$  es la carrera de la válvula,  $s = 0,30$  pulgadas (7mm). Esta formulación es posible aplicar a válvulas que estén dentro de este rango de peso 0,1 a 0,8 Kg.

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06 s + 10^{(0,95 - 13,3*s)}}{s}$$

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06 (0,30) + 10^{[0,95 - (13,3*0,30)]}}{0,30} \rightarrow R_{(s)} = 7,07$$

En donde obtenemos que el coeficiente es  $\zeta_5 = \zeta_6 = \zeta_7 = 7,07$ .

### 3.2.9 Aplicación de la ecuación de Bernoulli en la instalación.

Aplicamos la ecuación 2.22 Bernoulli, (ver figura 3.4).

$$H_a + \frac{p_o}{\gamma_o} + \alpha_o \frac{v_o^2}{2g} = h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + h_T$$

donde:

$$h_T = h_{roz.} + \sum h_{loc.}$$

$h_{roz.}$  = pérdidas por rozamiento (m).

$h_{loc.}$  = pérdidas locales (m).

$$p_o = p_1.$$

$h_T$  = pérdida total (m).

$$v_o = 0 \text{ m/s}$$

$p_o$  = presión atmosférica en la entrada.

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$p_1$  = presión atmosférica en la salida.

$$h_1 = 0.$$

$v_o$  = velocidad inicial.

$$H_a = 3\text{m}.$$

$v_1$  = velocidad media.

$$\alpha = 1.$$

$\alpha$  = Coeficiente adimensional que refleja la irregularidad de la distribución de la velocidad en la sección del conducto, en nuestro problema  $\alpha = 1$ .

### 3.2.10 Cálculo de la altura de alimentación $H_a$

Remplazando los datos y despejando  $H_a$  de la ecuación 2.22, obtenemos:

$$H_a = \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right)$$

$$H_a = \frac{1,6^2}{2 * 9,81} \left( 1 + 0,023 \frac{12}{0,04} + 9,52 \right)$$

$$H_a = 2,282\text{m}.$$

El área de salida de una válvula de impulsión (Fig. 3.5) es de  $1.256 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ . si la multiplicamos por tres obtenemos el área total de salida (tres válvulas)  $A_t = 3,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ .

$$A_t = 3(A_1 - A_2) = 3 \left( \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4} \right), \text{ donde, } D_1 = 0.0407\text{m, } D_2 = 0,008\text{m.}$$

Calculando el diámetro total de salida tomando en cuenta el área de salida de las tres válvulas, obtenemos que:

$$D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} \rightarrow D_t = \sqrt{\frac{4 * 3,76 * 10^{-3}}{\pi}} = 0.069\text{m.}$$

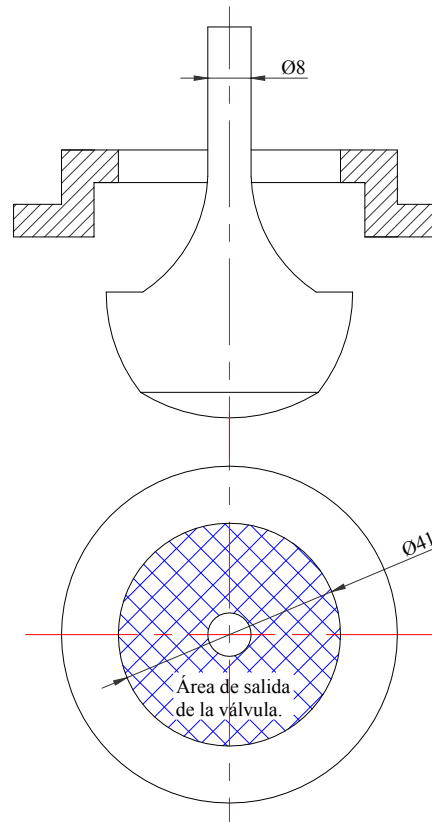


Fig. 3.5. Área de salida de la válvula de impulsión.

Para calcular el caudal necesario para alimentar al ariete reemplazamos en la ecuación

2.22 la velocidad  $v = \frac{4Q}{\pi D^2}$  obteniendo la ecuación en función del caudal:

$$H_a = \frac{16Q^2}{2\pi^2 D^4 g} \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \Sigma \zeta \right) \quad (3.3)$$

### 3.2.11 Cálculo del caudal necesario para alimentar un ariete multipulsor de 3 válvulas en paralelo.

Según Kenneth R.Fox 1981. (ver anexo # 6) el caudal necesario para alimentar un ariete de 50mm es de 30 a 95 lt/min y según Peter Weinmann 2004 (ver anexo # 7) es de 30 a 65 lt/min estas teorías no son aplicables en el ariete multipulsor, porque en el ariete hidráulico multipulsor tenemos 3 válvulas en paralelo por lo tanto la admisión de caudal será mayor.

Siendo el caudal total  $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$ .

De la ecuación 3.3 despejamos Q.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{L}{D_t} + \sum \zeta}} \sqrt{2gH_a} \quad (3.4)$$
$$Q = \frac{\pi(0,069)^2}{4} \frac{1}{\sqrt{1 + 0,023 \frac{12}{0,069} + 9,59}} \sqrt{2 * 9,81 * 2,282}$$
$$Q = 6,55 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

En conclusión necesitamos  $6,55 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  para alimentar el ariete hidráulico multipulsor de tres válvulas en paralelo.

Si fuera un ariete convencional de una sola válvula se necesitaría instalar un tubo de impulsión de 150mm, porque la admisión de flujo es 3 veces mayor.

### 3.2.12 Cálculo de la velocidad en la salida de las válvulas.

Aplicando la ecuación 2.24 de la velocidad, obtenemos:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH_a}{1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta}}$$
$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH_a}{1 + \lambda \frac{L}{D} + (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5)}}$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 * 9.81 * 2.282}{1 + 0,023 \frac{12}{0,04} + (0,05 + 2 + 0,15 + 0,32 + 7,07)}}$$

$$v_1 = 1,6 \text{ m/s}$$

Siendo 1,6 m/s la velocidad máxima en las válvulas de impulsión.

### 3.2.13 Dimensión del pozo de extracción.

El volumen del pozo de extracción es de  $1 \text{ m}^3$ , con el caudal suministrado se llenará en 1,5 minutos y se vaciara en 3 minutos de esta manera se logra un nivel estable. El pozo de extracción debe estar diseñado para que el agua rebose por su canal de derrame para que el excedente continúe su ciclo natural disminuyendo de esta manera el impacto medio ambiental.

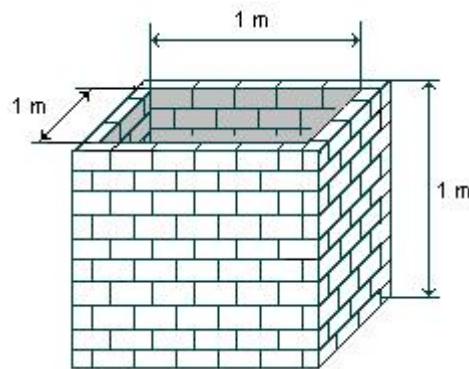


Fig. 3.6. Pozo de extracción.

### 3.2.14 Tiempo de duración de un período.

En practicas realizadas por J. A. Eytelwein el tiempo de aceleración es de 0.9s, el tiempo de bombeo es de 0.052s y el tiempo de retardo es de 0.048s, para nuestro calculo utilizaremos estos tiempos reales. El periodo es la sumatoria de los tiempos, donde:

$$T = T_a + T_d + T_r, (s)$$

$$T = 0,9 + 0,052 + 0,048$$

$$T = 1s.$$

$T_a$  : Duración del período de aceleración,(s).

$T_d$  : Duración del período de retardación,(s)

$T_r$ : Duración del período de retroceso , (s)

$T$  : Tiempo de duración del ciclo, (s).

### 3.2.15 Cálculo del caudal perdido y bombeado en un ciclo de trabajo.

En el capítulo I analizamos los períodos en que se divide el ciclo de trabajo, aplicaremos las ecuaciones 1.4 y 1.5 para determinar el caudal de bombeo ( $q_b$ ) y el caudal derramado o perdido ( $Q_p$ ) por las válvulas de impulso, siendo el caudal total la suma de los dos caudales,  $Q = Q_p + q_b$ .

#### 3.2.15.1 Cálculo del caudal perdido en un ciclo.

Para calcular el caudal perdido se toma en cuenta el área de salida de las 3 válvulas.

$$Q_p = \frac{1}{T} \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot D_{vi}^2}{4} \left[ \int_0^{T_a} v(t) dt + \int_{T_a + T_d}^{T_a} v(t) dt \right]$$

$$Q_p = \frac{1}{1} \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0.041^2}{4} \left[ \int_0^{0.9} 1.6 dt + \int_{0.9 + 0.052}^{0.9} 1.6 dt \right]$$

$$Q_p = 5,374 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{ciclo}.$$

Donde :

$D_{vi}$  : Diámetro del área de salida de la válvula de impulsión,(m).

$D_{vd}$ : Diámetro del área de entrada la válvula check,(m).

#### 3.2.15.2 Cálculo del caudal bombeado en un ciclo.

Para calcular el caudal bombeado el área de entrada de la válvula check será 3 veces mayor con un diámetro  $D_{vd}$ .

$$q_b = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi \cdot D_{vd}^2}{4} \int_{T_a}^{T_a + T_d} v(t) dt$$

$$q_b = \frac{1}{1} \cdot \frac{\pi \cdot 0.07^2}{4} \int_{0.9}^{0.9 + 0.052} v(t) dt$$

$$q_b = 3,202 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}.$$

Ahora podemos calcular los metros cúbicos consumidos por el ariete en un ciclo de trabajo.



$$Q = Q_p + q_b$$

$$Q = 5,374 * 10^{-3} + 3,202 * 10^{-4}$$

$$Q = 5.694 * 10^{-3}. \text{ m}^3/\text{ciclo}.$$

### 3.2 16 Cálculo de la presión dinámica.

La presión dinámica en las válvulas según la formula 1.1:

$$P_d = \frac{v^2}{2} \rho$$

$$P_d = \frac{1,6^2}{2} 1000$$

$$P_d = 1280 \text{ Pa}.$$

### 3.2.17 Cálculo de la energía cinética.

La energía cinética y con ella la capacidad de bombeo depende de la altura de alimentación y la cantidad de agua en el conducto de impulsión. Cuanto mayor es la cantidad de agua que fluye en el conducto de impulsión, más abrupta resulta la interrupción y mayor es la energía de choque.

Calculamos la masa de agua en la tubería de alimentación.

$$m = Q * \rho$$

$$m = \frac{0.104 * 1000}{9,81} = 10,64 \text{ kg}.$$

Siendo  $E_c$  la energía cinética disponible.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2$$

$$E_c = \frac{1}{2} 10,64 * 1,6^2$$

$$E_c = 13,62 \text{ Nm}$$

Donde:

$Q$  =gasto volumétrico, ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

$m$  = masa de agua de alimentación (kg).

$v$  = velocidad media (m/s).

$g$  = aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ).

$\gamma$  = peso específico ( $kg/m^3$ ).

### 3.2.18 Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical.

Con la ecuación 2.18 calculamos el factor de fricción, tomando en cuenta que el conducto vertical es de plástico por lo tanto el factor de fricción es de 0,007.

$$h_{roz.} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$
$$h_{roz.} = 0,007 \frac{30}{0,05} \frac{1^2}{2 * 9,81}$$
$$h_{roz.} = 0,42 \text{ m} \approx 42 \text{ cm}$$

Siendo la velocidad 1m/s asumida para el cálculo.

### 3.2.19 Cálculo de las perdidas locales en el conducto vertical.

Para el cálculo de las perdidas locales utilizamos la ecuación 2.21, (ver figura 7).

$h_{loc} = \zeta_{loc.} \frac{v^2}{2g}$ , para codos de 10 a 30°, su coeficiente es  $\zeta = 0,1$  a 0,2.

$$h_{loc.} = h_{loc.1} + h_{loc.2}$$

$$h_{loc.} = 0,02 + 0,02$$

$$h_{loc.} = 0,04\text{m.} \approx 4\text{cm.}$$

### 3.2.20 Cálculo de las perdidas inerciales en el conducto vertical.

Para calcular las pérdidas inerciales utilizaremos la ecuación 2.28.

$$h_{iner.} = \frac{l}{g} \frac{dv}{dt}$$

$$h_{iner.} = \frac{30}{9,81} \frac{1,6}{20}$$

$$h_{iner.} = 0,24 \text{ m} \approx 24\text{cm.}$$

### 3.2.21 Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.

Aplicaremos la fórmula 2.27:

$$H_i = h_d + h_{roz.} + h_{loc.} + h_{iner.}$$

$$H_i = 20 + 0.42 + 0,04 + 0,24$$

$$H_i = 20,7 \text{ m}$$

Donde:

$h_d$  = Altura de descarga (m).

$h_{roz.}$  = pérdidas por rozamiento (m).

$h_{loc.}$  = pérdidas locales (m).

$h_d$  = pérdida inerciales (m).

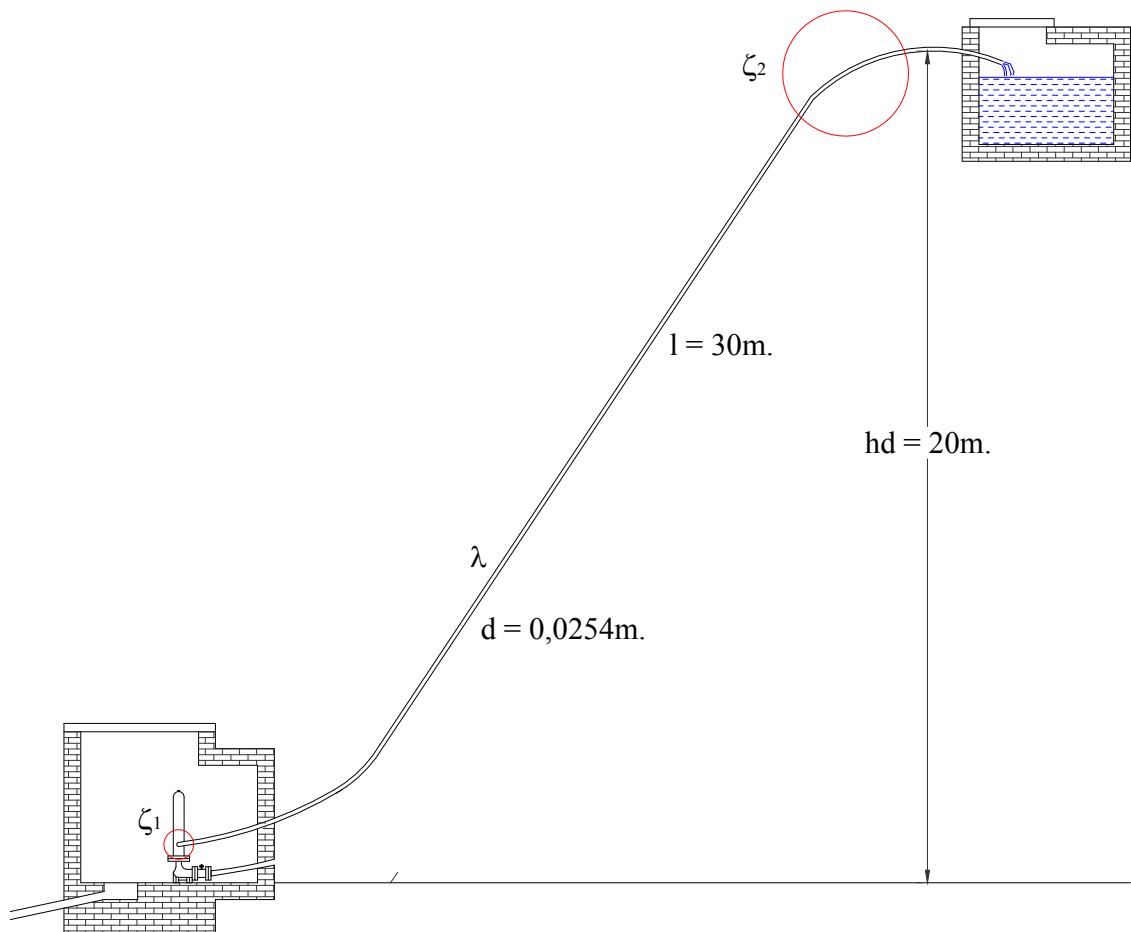


Fig. 3.7 Pérdidas locales en la tubería de descarga.

### 3.2.22 Cálculo de la celeridad de la onda de presión.

Con la ecuación 2.46 calculamos la celeridad.

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{e}}} \rightarrow a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2 * 10^4}{2 * 10^6} \frac{0,0762}{0,0084}}} \rightarrow 1364 \text{ m/s.}$$

### 3.2.23 Tiempo de cierre de la válvula.

Para evaluar el tiempo de cierre de las válvulas tenemos que calcular el período con la ecuación 2.50.

$$T = \frac{2L}{a} \rightarrow T = \frac{2 * 12}{1364} \rightarrow T = 0,01759\text{s.}$$

Determinamos que el cierre es rápido porque  $t_c < \frac{2L}{a}$ , siendo  $t_c = 0,01\text{s}$ . Entonces procedemos a calcular el pulso de Joukowsky (Zhukovski) con la ecuación 2.43 – 2.50. Para medición del tiempo de cierre de la válvula de impulsión se considero las practicas realizadas en la Pontificia Universidad Católica del Perú.

### 3.2.24 Cálculo del pulso de Joukowsky (Zhukovski).

El resultado del balance de fuerzas conduce a la expresión de Joukowsky 2.43:

$$\Delta p = \rho a v$$

$$\Delta p = 1000 * 1364 * 1,6$$

$$\Delta p = 2182400 \text{ Pa} . \rightarrow \Delta p = 2,1824 \text{ MPa} .$$

en nuestro caso el cierre es rápido, la sobrepresión máxima o pulso de Joukowsky se calcula con la ecuación 2.50.

$$h_a = \frac{a v}{g}$$

$$h_a = \frac{1364 * 1,6}{9,81}$$

$$h_a = 222,46\text{m.}$$

La carga total  $H_t$  que debe soportar la cámara de impulsión será, la sumatoria de  $H_a + h_a$ .

$$H_{tmax} = H_a + h_a$$

$$H_{tmax} = 2,282 + 222,46$$

$$H_{tmax} = 224,742m.$$

La carga mínima que debe soportar la cámara de impulsión será:

$$H_{tmin} = H_a - h_a$$

$$H_{tmin} = 2,282 - 222,46$$

$$H_{tmin} = -220,178m.$$

Para obtener el resultado en presión multiplicamos por la densidad la gravedad, los resultados son:

$$p_{max} = \rho g H_{max}$$

$$p_{max} = 224,742 * 9,81 * 1000$$

$$p_{max} = 2204719,02 \text{ Pa}$$

de la misma manera la presión mínima.

$$p_{min} = \rho g H_{min}$$

$$p_{min} = 220,178 * 9,81 * 1000$$

$$p_{min} = 2159946,18 \text{ Pa}$$

### 3.2.25 Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.

Calculamos el coeficiente de arrastre de la válvula con la ecuación 2.61.

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854 \text{ s} + 0,8 \cdot 10^{(0,52 - 270 \text{ S})}}{s}$$

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854 * 0,0075 + 0,8 \cdot 10^{(0,52 - 270 * 0,0075)}}{0,0075}$$

$$C_d = 32,08.$$

Siendo  $C_d$  el coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.

### 3.2.26 Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de impulsión.

La fuerza de arrastre que se ejerce sobre la cara inferior de la válvula, en el momento en que está válvula empieza a cerrarse, está dada por la ecuación 2.60:

$$F_d = C_d \left( \frac{\rho v_o^2}{2} \right) A_d$$

$$F_d = 32,08 \left( \frac{1000 * 1,6^2}{2} \right) 0,00048$$

$$F_d = 19,71 \text{ N.} \rightarrow 2\text{Kg.}$$

Con este resultado llegamos a la conclusión que el peso de la válvula puede ser de 0,5 Kg y puede ser regulada con pesos externos.

### 3.2.27 Presión en la cámara de aire antes del choque hidráulico.

Aplicaremos la ecuación fundamental de la hidrostática 2.5 (ver figura 3.8).

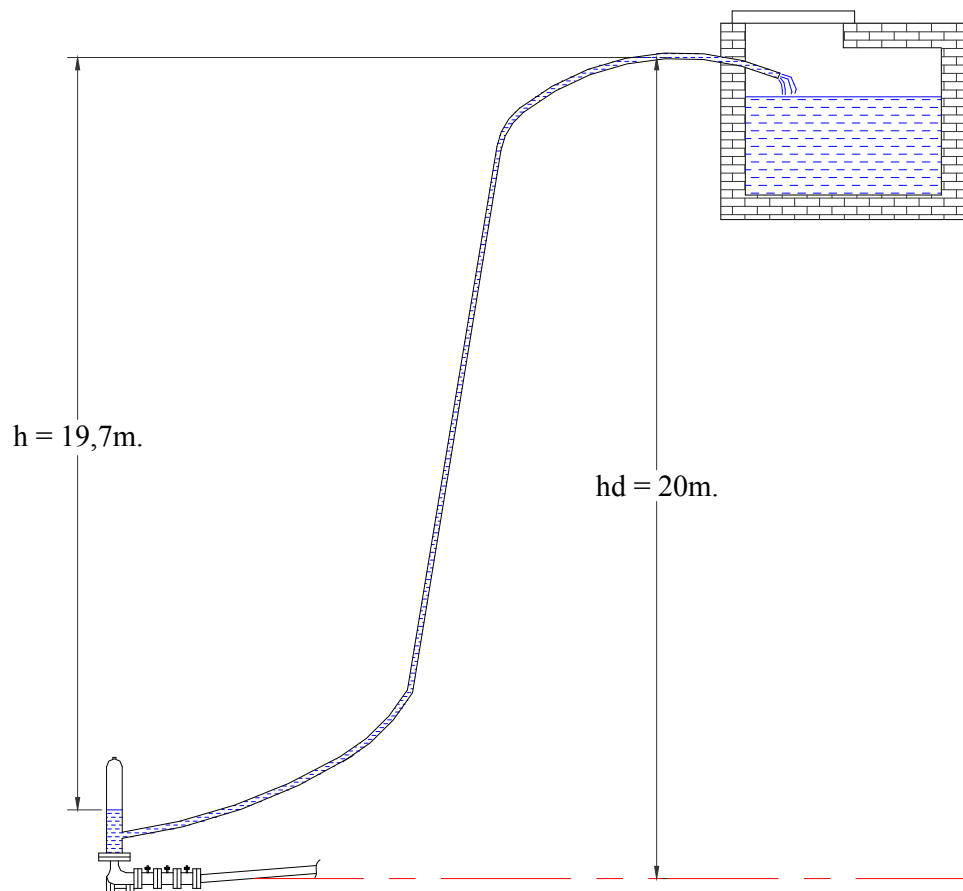


Fig. 3.8. Presión en la cámara de aire.

$$P_1 = P_0 + \rho h$$

$$P_1 = 101325 + 19,7 \cdot 1000 \cdot 9,81$$

$$P_1 = 294582 \text{ Pa} \rightarrow 30039 \text{ kg/m}^2$$

### 3.2.28 Volumen total de la cámara de aire.

Siendo  $V_t$  el volumen total de la cámara de aire y  $R_e = R$  radio de la esfera, (ver figura 3.9).

$$V_t = \frac{D_c^2 \pi}{4} L + \frac{2 R_e^3 \pi}{3}$$

$$V_t = \frac{0,15^2 \pi}{4} * 0,45 + \frac{0,0762^3 \pi}{3}$$

$$V_t = 8,415 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

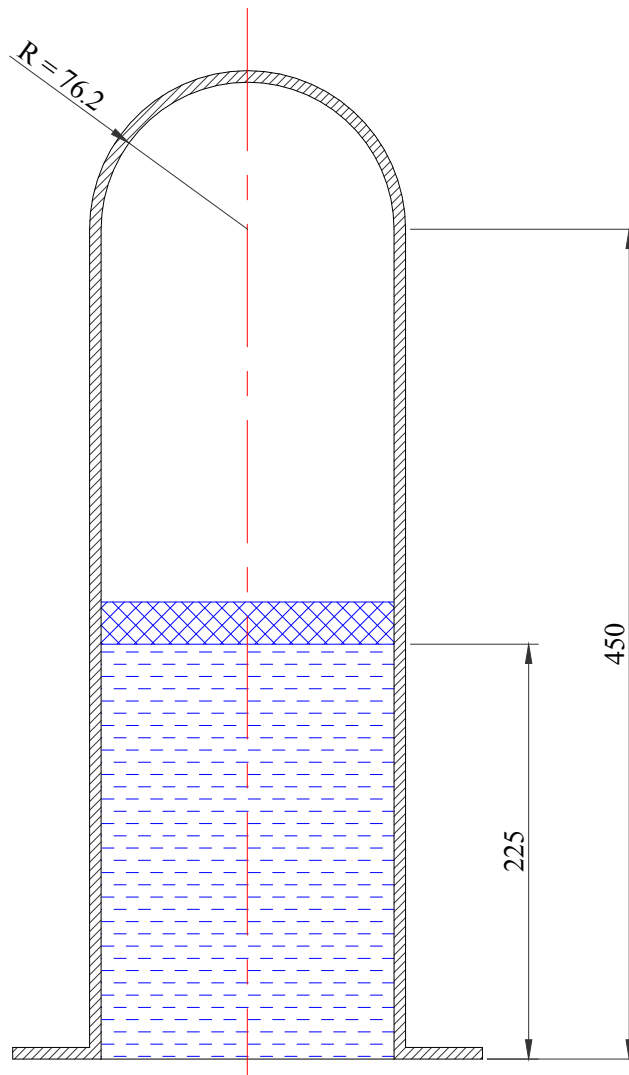


Fig. 3.9. Dimensiones de la cámara de aire.

### 3.2.29 Volumen de agua dentro de la cámara de aire.

$$V_{\text{agua}} = \frac{D_c^2 \pi}{4} L_{\text{agua}}$$

$$V_{\text{agua}} = \frac{0,15^2 \pi}{4} * 0,225$$

$$V_{\text{agua}} = 4,1 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

### 3.2.30 Volumen de aire inicial en la cámara (V<sub>1</sub>).

El volumen de aire dentro de la cámara antes del choque hidráulico vendría a ser el V<sub>1</sub> que lo utilizaremos para calcular la presión 2.

$$V_1 = V_t - V_{\text{agua}}$$

$$V_1 = 8,415 * 10^{-3} - 4,1 * 10^{-3}$$

$$V_1 = 4,315 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

El volumen V<sub>2</sub> lo calcularemos restándole a V<sub>1</sub> el volumen de agua que ingresa por ciclo a la cámara (q<sub>b</sub> = 3.202.10<sup>-4</sup> m<sup>3</sup>/ciclo), obtenemos.

$$V_2 = V_1 - V_{\text{agua} / \text{ciclo}}$$

$$V_2 = 4,315 * 10^{-3} - 3,202 * 10^{-4}$$

$$V_2 = 3,994 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

### 3.2.31 Cálculo de la presión 2 en la cámara de aire.

Se aplica la ecuación 2.65 de los gases ideales:

$$p_2 = \frac{p_1 V_1}{V_2}$$

$$p_2 = \frac{30039 * 4,315 * 10^{-3}}{3,994 * 10^{-3}}$$

$$p_2 = 32453,25 \text{ Kgf/m}^2$$

Siendo la p<sub>2</sub> de 32453,25 Kgf/m<sup>2</sup> absoluta.



### 3.3 Descripción de la parte mecánica del ariete

En la parte mecánica del ariete hidráulico multipulsor se calculará la resistencia de las partes afectadas por el choque hidráulico: La válvula de impulsión, la cámara de aire, la tubería de alimentación, (ver la figura 3.1).

#### 3.3.1 Cálculo de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.

La determinación de las tensiones que se manifiestan en el caso de deformaciones por cizallamiento se calcula por el método de la sección.

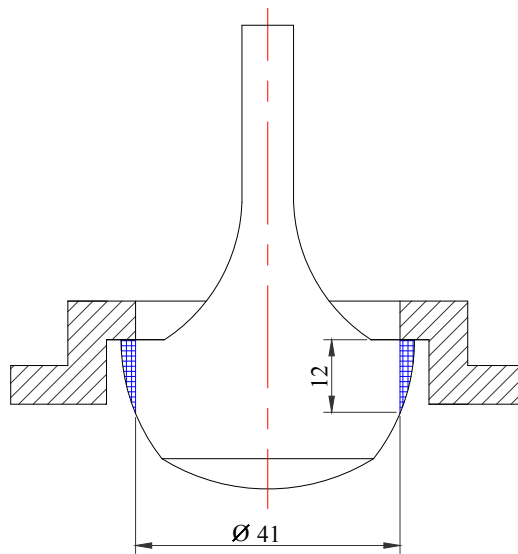


Fig. 3.10. Válvula de impulsión

El área de corte de la válvula de impulsión la realizamos con la ecuación 2.67.

$$A_{\text{cort.}} = \pi dh$$

$$A_{\text{cort.}} = \pi * 0,041 * 0,012$$

$$A_{\text{cort.}} = 1,545 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

La fuerza F aplicada sobre el área de contacto A de la válvula, es calculada con la sobrepresión producida en el momento del choque hidráulico  $\Delta p$ .

$$F = \Delta p \cdot A$$

$$F = 2182400 * 0,00048$$

$$F = 1047,552 \text{ N} \approx 106,82 \text{ Kgf.}$$

Las tensiones admisibles de cizallamiento la calcularemos con la ecuación 2.69, siendo el límite de fluencia a la tracción del bronce de 1100kgf/cm<sup>2</sup>.

$$\tau_{adm.} = 0,6 \tau_f \rightarrow \tau_{adm.} = 0,6 * 1100 \rightarrow \tau_{adm.} = 660 \text{ kgf/cm}^2.$$

Con la ecuación 2.68 procederemos a calcular la tensión.

$$\tau = \frac{F}{A_{cort.}} \leq \tau_{adm.}$$

$$\frac{1047,552}{1,545 * 10^{-3}} \leq \tau_{adm.}$$

$$678027,1845 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \leq \tau_{adm.}$$

$$6,91 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \leq 660 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

En conclusión la válvula cumple la condición de resistencia.

### 3.3.2 Cálculo del espesor de la parte cilíndrica de la cámara de aire.

Para calcular el espesor de la parte cilíndrica de la cámara la condición de resistencia es según la ecuación 2.82.

Donde  $p = \Delta p$  siendo  $\Delta p$  la sobrepresión producida por el choque hidráulico,  $d$  el diámetro de la parte cilíndrica de la cámara y  $[\sigma]$  la tensión admisible del material.

La tensión admisible  $[\sigma]$  se calculará con la ecuación  $\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_f}{n}$ , siendo el límite de fluencia a la tracción del acero F-100 de 2600 kgf/cm<sup>2</sup>, y el coef. de seguridad  $n = 4$ .

$$h \geq \frac{pd}{2[\sigma]}$$

$$h \geq \frac{22,25 * 15,24}{2[650]}$$

$$h = 0.26 \text{ cm} \approx 3\text{mm.}$$

En conclusión este calculo puede servir para la parte cilíndrica de la cámara de aire como para la tubería de impulsión del ariete.

### 3.3.3 Cálculo del espesor de la parte esférica de la cámara de aire.

En la sección esférica la condición de resistencia es según la ecuación 2.83.

$$h \geq \frac{p d}{4[\sigma]}$$

$$h \geq \frac{22,25 * 15,24}{4[650]}$$

$$h = 0,13 \text{ cm} \approx 1,5 \text{ mm}$$

### 3.3.4 Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.

Para calcular el número de pernos designamos el diámetro interior de 6mm, tenemos que el área del perno es de  $A_{\text{per}} = 5,0265 \text{ cm}^2$ .

Calcularemos el área de aplicación de la fuerza que es la parte esférica de la cámara, siendo:

$$A = \frac{\pi d^2}{2}$$

$$A = \frac{\pi 15,24^2}{2}$$

$$A = 364,829 \text{ cm}^2.$$

La fuerza que se aplicaría a los pernos sería la sobrepresión máxima  $\Delta p$  por el área de aplicación.

$$F = \Delta p . A$$

$$F = 22,25 * 364,839$$

$$F = 8117,45 \text{ Kgf}$$

Siendo el límite de fluencia del acero C<sub>T</sub> 3. de 1000 kgf/cm<sup>2</sup>, calculamos la tensión admisible. Las tensiones admisibles a la tracción de los pernos se calculan según la ecuación 2.84.

$$\sigma_{\text{adm. trac.}} = 0,8 \frac{\sigma_f}{n}$$

$$\sigma_{\text{adm. trac.}} = 0,8 \frac{1000}{3} = 266,6 \text{ kgf/cm}^2$$

El número de pernos se calcula según la ecuación 2.85.

$$\frac{F}{nA_{\text{per.}}} \leq \sigma_{\text{adm. trac.}}$$

$$\frac{8117,45}{n * 5,0265} \leq 266,6$$

$$n = 6 \text{ pernos.}$$

### 3.4 Metodología para evaluar la eficiencia.

Con la ecuación 2.88 calcularemos la eficiencia:

$$\eta = \frac{Nu}{Nb} 100 [\%]$$

$$\eta = \frac{65,022}{123,08} 100$$

$$\eta = 52,82 \%$$

Con la ecuación 2.89 calculamos la potencia útil entregada en la descarga (N<sub>U</sub>).

$$Nu = q.Hi.g.\rho ; [W]$$

$$Nu = 3,202.10^{-4} * 20,7 * 9,81 * 1000$$

$$Nu = 65,02 W$$

Con la ecuación 2.90 potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación (N<sub>b</sub>).

$$N_b = (Q + q) \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [W]$$

$$N_b = (5,178 \cdot 10^{-3} + 3,202 \cdot 10^{-4}) \cdot 2,282 \cdot 9,81 \cdot 1000$$

$$N_b = 123,08 \text{ W}$$

### 3.4.1 Eficiencia de D'Aubuisson.

Con la ecuación 2.91 analizamos la relación de eficiencia de D'Aubuisson, considerando que el ariete es una máquina.

$$\eta_\lambda = \frac{q \cdot H_i}{(Q + q)H_a} 100 ; [\%]$$

$$\eta_\lambda = \frac{3,202 \cdot 10^{-4} \cdot 20,7}{(5,178 \cdot 10^{-3} + 3,202 \cdot 10^{-4}) \cdot 2,282} 100$$

$$\eta_\lambda = 52,87\%$$

### 3.4.2 Eficiencia de Ranquine.

Finalmente con la ecuación 2.94 calculamos la eficiencia de Ranquine considerando al equipo como una bomba.

$$\eta_R = \frac{q(H_i - H_a)}{QH_a} 100 ; [\%]$$

$$\eta_R = \frac{3,202 \cdot 10^{-4} (20,7 - 2,282)}{5,178 \cdot 10^{-3} \cdot 2,282} 100$$

$$\eta_R = 49,9\%$$

### 3.4.3 Rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico que es la relación entre el caudal de alimentación ( Q + q ) y el de descarga ( q ) lo calculamos con la ecuación 2.95.

$$\eta_v = \frac{q}{Q+q} 100 ; [\%]$$

$$\eta_v = \frac{3,202 * 10^{-4}}{5,178 * 10^{-3} + 3,202 * 10^{-4}} 100$$

$$\eta_v = 5,82\%$$

### **3.5 Conclusiones parciales.**

En este capítulo se llevó a cabo el cálculo hidráulico y mecánico del Ariete Hidráulico Multipulsor, en el cual se aplicó los principios de la mecánica de los fluidos y de resistencia de materiales.

1. Se aplicó las ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.
2. Se aplica el software GALIV-FLOWTITE para el cálculo de sobrepresiones en el momento del choque hidráulico.
3. Se calculó la resistencia de las partes esenciales de la bomba y se analiza la eficiencia según método de Rankine.
4. Se realiza la metodología (anexo # 10) para el cálculo de ariete multipulsores de 3 válvulas.

## **Capítulo IV: Costos, Conclusiones y recomendaciones.**

### **4.1 Introducción**

### **4.2 Metodología para el cálculo del costo del ariete hidráulico multipulsor.**

- 4.2.1 Costo de los materiales mecanizados
- 4.2.2 Costos de elementos normalizados.
- 4.2.3 Costos de los materiales para el acabado superficial.
- 4.2.4 Costos de los materiales indirectos.
- 4.2.5 Cálculo de la amortización.
- 4.2.6 Cálculo del costo de la mano de obra.
- 4.2.7 Cálculo del total de días laborables en el año.
- 4.2.8 Horas trabajadas al día ( $H_{\text{día}}$ ).
- 4.2.9 Horas trabajadas al año ( $H_{\text{año}}$ ).
- 4.2.10 Minutos trabajados al año ( $\text{min}^{\text{a}}$ ).
- 4.2.11 Costo de mano de obra directa.
- 4.2.12 Cálculo del costo de mano de obra directa.
- 4.2.13 Cálculo del costo de la hora máquina.
- 4.2.14 Cálculo para torno industrial Bench Lathe.
- 4.2.15 Costo anual.
- 4.2.16 Costo por consumo.
- 4.2.17 Costo de la tarifa anual.
- 4.2.18 Consumo de energía del torno.
- 4.2.19 Consumo anual de energía.
- 4.2.20 Costo minuto máquina.
- 4.2.21 Costo hora máquina.
- 4.2.22 Cálculo del costo de mecanizado.
- 4.2.23 Costo total de un ariete hidráulico multipulsor.

### **4.3 Comparación de precios y beneficios de diferentes arietes multipulsores.**

### **4.4 Conclusiones.**

### **4.5 Recomendaciones**

## **Capítulo IV: Costos, Conclusiones y recomendaciones generales.**

### **4.1 Introducción**

En este capítulo se detallarán todos los costos que implican la fabricación de un ariete hidráulico multipulsor y su instalación, se comparara los precios con diferentes productores y se calculará el beneficio que brindan tanto en ahorro de combustible como en abasto de agua a poblaciones (para consumo humano, riego y ganado). Además se llegará a las conclusiones y recomendaciones generales del presente trabajo.



#### 4.2 Metodología para el cálculo del costo del ariete hidráulico multipulsor.

En los costos de la materia prima se describen los materiales directos e indirectos que son: mecanizados, normalizados, acabado superficial e indirectos.

Para calcular el precio de los materiales utilizados nos basamos en los precios de la Cámara de la Construcción de Loja, Boletín Técnico Informativo Marzo 2005, boletín # 29.

##### 4.2.1 Costo de los materiales mecanizados

CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	P. TOTAL(\$)
1	Plancha 520 x 520 x 6.	HG	4
1	Tubo Ø 164,4 x 423,8 x 6 .	HG	6
2	Plancha Ø 214,4 x 6.	Ac. St - 37	5
1	Tubo Ø 25,4 x 47,75 x 6.	HG	0.5
1	Plancha Ø 214,4 x 8.	Ac. St - 37	4
2	Tubo Ø 87 x 87 x 6.	HG	1.5
4	Plancha Ø 139 x 10.	Ac. St - 37	12
4	Platina 91 x 50 x 9	Ac. St - 37	2
2	Platina 205 x 50 x 10	Ac. St - 37	1
2	Tubo 6000 x 50,8 x 6.	HG	100
1	Caucho Ø 82 x 8.	Caucho	0.5
2	Caucho Ø 212,4 x 1,5.	Caucho	1
3	Caucho Ø 144,85 x 1,5.	Caucho	1
1	Codo Ø 76,2 x 90°	HG	7
2	Eje Ø 35 x 10	Ac. St - 37	5
1	Eje Ø 62 x 177	bronce	15
1	Tuerca tope mecanizada	2	2
<b>TOTAL</b>			\$ 167.5

#### 4.2.2 Costos de elementos normalizados.

CANT	DENOMINACIÓN	PRECIO UNITARIO	P. TOTAL(\$)
25	Tornillo hexagonal 6 x 40 UNI 183	0.15	3.75
27	Tuerca hexagonal 6 UNI 207	0.09	2.43
3	Tuerca hexagonal 6 UNI 206	0.09	0.27
63	Arandelas 6.5 UNI 1732	0.05	3.15
3	Tee Ø 76,2.	7	21
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 30.6</b>

#### 4.2.3 Costos de los materiales para el acabado superficial.

CANT	DENOMINACIÓN	PU	PT(\$)
1/2	Galón Anticorrosivo	2	2
1/2	Galón Fondo Gris	3.8	3.8
1/4	Galón Esmalte Azul	3	3
1/4	Galón Esmalte Amarillo	3	3
1½	Galón de diluyente	2.8	4.2
3	Pliego de lija #3	0.6	0.6
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 16.6</b>

#### 4.2.4 Costos de los materiales indirectos.

CANT	DENOMINACIÓN	PU	PT(\$)
1	Libra de Guaípe	2	2
2	Pliegos de papel	1	2
1	Rollo de cinta	0.5	0.5
1/8	Aceite lubricante	0.5	0.5
1/8	Aceite Refrigerante	0.5	0.5
1	Transporte	4	4
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 9.5</b>

#### 4.2.5 Cálculo de la amortización.

La amortización de una inversión está dada por el 1.1 por ciento del valor de adquisición de los materiales, determinado que el costo es de \$ 2.488.

$$Am = Cm \times 0.011$$

$$Am = 224.2 \times 0.011$$

$$Am = \$ 2.4662$$

#### 4.2.6 Cálculo del costo de la mano de obra.

Para calcular la mano de obra nos basamos en la resolución del artículo 134 del código de Trabajo del Consejo Nacional de Salarios (CONADES), Resolución N° 19 de diciembre del 2005 que rige desde enero del 2006. Tomando como base el sueldo de un mecánico ajustador, fresador, soldador y tornero.

<b>Denominación</b>	<b>Sueldo mensual</b>	<b>Sueldo anual</b>
Sueldo unificado	159.72	1916.64
Décimo tercero	13.31	159.72
Décimo cuarto	11.30	135.62
Compensaciones salariales	8	96
Transporte	0.00	0.00
Aporte patronal	20.37	244.54
Fondo de reserva	13.31	159.72
<b>TOTAL</b>	<b>226.02</b>	<b>2712.24</b>
<b>Tornero, Fresador, Soldador eléctrico y/o acetileno.</b>		
Sueldo anual		2712.24
Sueldo mensual		226.02
Jornada real de 8 horas		11.70
Costo horario (hora)		1.47

#### 4.2.7 Cálculo del total de días laborables en el año.

<b>TOTAL ANUAL DE DÍAS.</b>	<b>DÍAS</b>
Total de días del año	365
Domingos	-52
Sábados	-52
Vacaciones	-15
Festividades	-9
Enfermedad	-7
<b>TOTAL</b>	<b>230</b>

#### 4.2.8 Horas trabajadas al día ( $H_{\text{día}}$ ).

$$H_{\text{día}} = \frac{\text{Horas a la semana}}{\text{Días laborables a la semana}}$$

$$H_{\text{día}} = \frac{40}{5} \rightarrow 8 \text{ horas diarias.}$$

#### 4.2.9 Horas trabajadas al año ( $H_{\text{año}}$ ).

$$H_{\text{año}} = \text{Días trabajados al año} \times \text{horas diarias.}$$

$$H_{\text{año}} = 230 \times 8$$

$$H_{\text{año}} = 1840 \text{ horas.}$$

#### 4.2.10 Minutos trabajados al año ( $\text{min}^a$ ).

$$\text{min}^a = \text{horas trabajadas al año} \times 60 \text{ minutos (1 hora).}$$

$$\text{min}^a = 1840 \times 60$$

$$\text{min}^a = 110400 \text{ minutos.}$$

#### 4.2.11 Costo de mano de obra directa.

Con todos estos datos calcularemos el costo de la mano de obra directa (C.M.O.D).

$$\text{C.M.O.D} = \frac{\text{Sueldo anual}}{\text{Minutos trabajados al año}}$$

$$\text{C.M.O.D} = \frac{2712.24}{110400}$$

$$\text{C.M.O.D} = 0,02456 \text{ dólares el minuto.}$$

$$\text{C.M.O.D} = 1.474 \text{ dólares la hora.}$$

#### 4.2.12 Cálculo del costo de mano de obra directa.

Máquina	Tiempo (horas)	Costo/hora	Costo total
Torno	4	1.474	5.896
Taladro	4	1.474	5.896
Suelda eléctrica	2	1.474	2.948
Compresor	2	1.474	2.948
Ajuste	2	1.474	2.948
<b>TOTAL</b>			<b>20.636</b>

#### 4.2.13 Cálculo del costo de la hora máquina.

Significado	Símbolo	Formula
Costo de la máquina.	Cm	-
Costo anual.	Ca	Ca = Cm/Años plazo.
Costo por consumo.	Cc	Cc = Ca x Coef. Consumo.
Costo de la tarifa anual	Ta	Ta = Cph x Cpn x P.Kw-h x Ha.
Consumo de energía.	E	E = Pins x Ti x Ku
Potencia a instalar	Pins	-
Tiempo de trabajo del equipo	Ti	-
Coefficiente de utilización a la potencia a instalar	Ku	-
Coefficiente por pérdida imputada al hombre.	Cph	-
Coefficiente de pérdida imputada a la máquina.	Cpm	-
Precio del kilovatio-hora.	P.Kw-h	-
Costo anual de la energía consumida.	Cae	Cae = Pn x E.
Costo del minuto máquina.	Cmm	Cmm = Ca + Cc + Cae / min. Anuales.
Costo de la hora máquina.	Chm	Chm = Cmm x 60min

#### 4.2.14 Cálculo para torno industrial Bench Lathe.

$$Cph = 1.17$$

$$Cpm = 1.12$$

$$\text{Coef. Por consumo} = 0.30$$

$$\text{Precio del Kw-h} = \$ 0.12$$

$$\text{Haño} = 1840 \text{ horas}$$

$$\text{Plazo} = 10 \text{ años ( Según la distribuidora de maquinaria)}$$

$$\text{Costo de la máquina} = \$ 4800$$

$$Ku = 0.8 - 0.96$$

$$Pins = V \times I = 220V \times 14.5A = 3.2 \text{ Kw}$$

$$Ti = 1 \text{ hora.}$$

#### 4.2.15 Costo anual.

$$Ca = Cm / \text{Años plazo.}$$

$$Ca = 4800 / 10.$$

$$Ca = \$ 480.$$

#### 4.2.16 Costo por consumo.

$$Cc = Ca \times \text{Coef. Consumo.}$$

$$Cc = 480 \times 0.30$$

$$Cc = \$ 144.$$

#### 4.2.17 Costo de la tarifa anual.

$$Ta = Cph \times Cpn \times P.Kw-h \times \text{Haño.}$$

$$Ta = 1.17 \times 1.12 \times 0.12 \times 1840.$$

$$Ta = \$ 289.336$$

#### 4.2.18 Consumo de energía del torno.

$$E = P_{ins} \times T_i \times K_u$$

$$E = 3.2 \times 1 \times 0.92$$

$$E = 2.95 \text{ Kw-h.}$$

#### 4.2.19 Consumo anual de energía.

$$Cae = Ta \times E.$$

$$Cae = 289.336 \times 2.95$$

$$Cae = \$ 853.54$$

#### 4.2.20 Costo minuto máquina.

$$Cmm = Ca + Cc + Cae / \text{min. Anuales.}$$

$$Cmm = 480 + 144 + 853.54 / 110400$$

$$Cmm = \$ 0.01338$$

#### 4.2.21 Costo hora máquina.

$$Chm = Cmm \times 60 \text{min}$$

$$Chm = 0.013136 \times 60$$

$$Chm = \$ 0.803$$

Con la misma metodología se calculó los siguientes valores:

<b>Máquina</b>	<b>Costo hora (dólares)</b>
Torno	\$ 0.803
Taladro	\$ 0.803
Soldadora Eléctrica	\$ 1.588
Compresor	\$ 0.803

Para comparar los resultados y realizar un cálculo más justo del costo de la hora máquina se tomó datos referenciales del SECAP, siendo:

<b>Máquina</b>	<b>Costo hora (dólares)</b>
Torno	\$ 1.558
Taladro	\$ 1.344
Soldadora Eléctrica	\$ 2.576
Compresor	\$ 1.002

Se utilizará los precios comerciales para el cálculo del costo de mecanizado.

#### **4.2.22 Cálculo del costo de mecanizado.**

<b>Máquina</b>	<b>Tiempo (hora)</b>	<b>Costo hora</b>	<b>Costo total</b>
Torno	4	\$ 1.558	6.232
Taladro	4	\$ 1.344	5.376
Suelda	2	\$ 2.576	5.152
Compresor	2	\$ 1.002	2.004
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 18.764</b>

#### 4.2.23 Costo total de un ariete hidráulico multipulsor.

Denominación	Total(\$)
Costo de materiales mecanizados	167.5
Costo de elementos normalizados	30.6
Costo materiales para el acabado superficial	16.6
Costo de materiales indirectos.	9.5
Costo de mano de obra directa	20.636
Costo de mecanizado	18.764
Gastos Generales de fabricación	15
Amortización	2.4662
Utilidad	44.84
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 325.9</b>

#### 4.3 Comparación de precios y beneficios de diferentes arietes multipulsores.

Tipo de equipo	Costo del equipo	Costo de la instalación	Beneficio			Ahorro anual de combustible	
			Abasto	Riego	Ganado	L/año	dólares
	dólares	dólares	Person.	ha	Cabezas	L/año	dólares
<b>AHM-3</b>	<b>114</b>	<b>211.9</b>	<b>250</b>	<b>0.5</b>	<b>180</b>	<b>350</b>	<b>140</b>
AHM CITA 2	182	433	241	0.5	172	318	127
AHM CITA 3	325	521	345	0.75	246	445	178
AHM CITA 4	482	583	600	1.0	420	780	312
AHM CITA 6	405	865	1036	2.0	740	1337	534.8
AHM Dané 2	45	433	180	0.5	150	223	89.2

Según el cálculo realizado el ariete que se construirá será más económico y eficiente en un 8 % a los que se fabrican actualmente.



#### 4.4 Conclusiones.

1. El trabajo recoge una amplia información sobre el principio de funcionamiento de los arietes hidráulicos y los parámetros para su óptima instalación, se citan 30 diseños diferentes, se analizan las características constructivas y de explotación de los mismos, las empresas de mayor reconocimiento internacional y algunos productores particulares lo cual se muestra en el anexo # 8. Todo lo mencionado anteriormente nos permitió comprobar que existe falta de información sobre la teoría y práctica sobre los arietes hidráulicos que existen en el mundo en nuestro país.
2. El estudio realizado ha permitido formular las ecuaciones del principio teórico del ariete hidráulico multipulsor y su comprobación experimental, no reportado anteriormente en la literatura consultada.
3. Se elaboró la metodología de cálculo para el diseño de instalaciones hidráulicas con arietes multipulsores; tomando como base las experiencias realizadas por autores de diferentes nacionalidades que tienen en cuenta aspectos tan importantes como el ciclo de operación de un ariete y recomendaciones muy precisas para el dimensionamiento de la máquina y la instalación en general.
4. El diseño de la válvula de impulsión es hidrodinámico lo cual disminuye la resistencia hidráulica, incrementa el flujo, provoca un aumento de la intensidad del choque hidráulico y se prolonga el tiempo de bombeo.
5. Para determinar el número de válvulas existe una dependencia directa del área útil de la válvula y el diámetro del conducto de impulsión.
6. En el trabajo se logra el diseño de un ariete hidráulico multipulsor de 50mm y la instalación experimental o banco de pruebas para obtener las curvas características tomando como base la experiencia internacional recopilada y la experiencia del autor y tutor de la presente tesis.
7. En los anexos del trabajo se recogen valiosas informaciones sobre direcciones de empresas productoras y comercializadoras (Jech, Scielo, IMPAG) de ariete hidráulicos (anexo # 8), curvas características de los arietes mas conocidos como: Arietes Weinman, Sano, Walton, (anexo # 9) útil para la selección comparación

y comercialización de los arietes hidráulicos. Se calculó el costo de fabricación del ariete diseñado representando un costo de 425 dólares, incluyendo la utilidad.

8. La tesis constituye un aporte a la enseñanza de la ingeniería electromecánica en la UNL dejando el diseño de un ariete multipulsor y su instalación para su explotación. La instalación será utilizada para el cumplimiento de prácticas laboratorios por los estudiantes y el desarrollo de nuevos diseños de arietes hidráulicos.
9. Se formuló las condiciones de resistencia para la parte cilíndrica y esférica de la cámara de aire demostrándose que resisten las presiones de trabajo del ariete diseñado y para mayor exactitud se realizó la modelación en el COSMOS.

#### **4.5 Recomendaciones**

1. Dar continuidad a la investigación de nuevos diseños y métodos de aplicación de arietes hidráulicos.
2. Introducir arietes hidráulicos multipulsores en procesos productivos.
3. Hacer extensiva la experiencia recogida en el presente trabajo, a los distintos sectores de la economía de nuestro país, con el fin de dar una mayor explotación a los arietes multipulsores.

## BIBLIOGRAFÍA.

1. **Abreu, J.; y otros.** (1995), Transitorios y Oscilaciones en Sistemas Hidráulicos a Presión. Editorial Abreu et al. Valencia-España.
2. **Addison – Herbert.** (1966), Tratado de Hidráulica Aplicada, Editorial Champan–Hall, Londres-Inglaterra.
3. **Bashta T.M.** (1987) Hidráulica en la construcción de Maquinaria. Editorial.Vneshtorgizdat, Moscu - Rusia.
4. **Azevedo – Alvarez.** (1975), Manual de Hidráulica, Editorial Harla, México.
5. **Betamio de Almeida, A.** (1989), Curso sobre transientes hidráulicos en conductos de pressao, Congreso Internacional sobre casos e accidentes en sistemas fluidos, Sao Paulo-Brasil.
6. **Cabrera, E.; y otros.** (1996), Ingeniería Hidráulica Aplicada a los sistemas de distribución de agua. Editorial. Cabrera et al. Valencia.
7. **Carrasco A.,** (1990), La Electricidad en el Perú – Política Estatal y Electrificación Rural, Editorial. ITDG, Lima.
8. **Chaudhry M.H.** (1987), Applied hydraulic transients, Editorial. van Nostrand Reinhold Company. New York-USA.
9. **Calvert, N.G.,** (1957) The Hydraulic Ram, The Engineer. Publicaciones Morgan - Grampian, Londres.
10. **Dubbel,** (1975), Manual de Construcción de Máquinas - Tomo I, Editorial. Labor S.A., Barcelona. España.
11. **Feodosiev V.I.,** (1985) Resistencia de Materiales, tercera edición, Editorial MIR, Moscú-Rusia.
12. **Fox R.W., Mc. Donald A.T.,** (1983), Introducción a la mecánica de los fluidos – 2da Edición, , Editorial. Interamericana, México.
13. **Fox R., Kenneth,** (1984), Manual de diseño construcción, instalación, mantenimiento de arietes hidráulicos. Predesur, Loja-Ecuador.
14. **Fushslocher – Schulz,** (1964), Bombas, Editorial. Labor, Barcelona. España.
15. **Guarga, R., y otros.** (1990), Transitorios Hidráulicos y su control, Editorial. Facultad de Ingeniería, Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Montevideo-Uruguay.
16. **G.U.N.T** (1998) Manual de experimentos, Geraütebau GmbH, Barsbüttel-Alemania.

17. **Hadzich M.**, (2003), Grupo de Apoyo al Sector Rural, Manual de Construcción - Bombas de Ariete Hidráulico, - Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima.
18. **Hutte**, (1968), Manual del Ingeniero – Tomo II, , Editorial. Gustavo Gili, Barcelona-España.
19. **Izquierdo R., Velásquez A.**, (1992) “Ariete Hidráulico” Diseño, Construcción y explotación, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa-Cuba.
20. **Jeffery T.D. y otros.** (2000), Fountain Hydraulic Ram Pumps – A guide to ram pump water supply systems, Editorial. ITDG.
21. **Krol J.** (1957), The Automatic Hydraulic Ram, Inst. Mech. Eng. Proc, Londres.
22. **Larburu, N.**, (1995), Prontuario Técnicas Máquinas Herramientas, Editorial. Paraninfo. Magallanes, Madrid-España.
23. **Marks**, (1982), Manual del Ingeniero Mecánico - Tomo I y II – 8va Edición, Editorial. Mc Graw – Hil.
24. **Mataix C**, (1982) Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas – 2da Edición, Editorial. Harla, México.
25. **Mayol, J. Ma.**, (1981) Tuberías, Editorial. Técnicos Asociados S.A., Barcelona. España.
26. **Montecinos, A.**, (2004) Energía y tú conciencia energética: Respeto Ambiental, Revista Científico-Popular trimestral CUBA SOLAR, #25.
27. **Nekrasov, B.**, (1968), HIDRAULICA, Editorial. Pueblo y Educación, La Habana-Cuba 1968, tomada de Editorial MIR MOSCU.
28. **Pashkov, N.N., Dolqachev, F.M.**, (1985), Hidráulica y máquinas hidráulicas, Editorial Mir Moscú-Rusia.
29. **Reshetov D**, (1985) Elementos de Máquinas, Editorial. Pueblo y Educación, Ciudad de la Habana- Cuba.
30. **Sokolov F., Usov P.** (1982).MECANICA INDUSTRIAL, Editorial. MIR MOSCU.
31. **Smallman, W.S.**, (1933) The Hydraulic Ram, It's Construction and Use, Univ. California.
32. **Stevenazzi D.**, (1942), El Ingeniero – Año V. N°47, Órgano Oficial del centro de Ingenieros de Córdoba, Argentina.
33. **Straneo S.L., Consorti, R.** (1971), El Dibujo Técnico Mecánico. Ediciones de CIENCIA Y TÉCNICA, Instituto del Libro 19No. 1002, Vedado, La Habana-Cuba.

34. **Streeter V.L.**, (1984) Mecánica de los fluidos, Editorial Pueblo y Educación. La Habana-Cuba.
35. **Tacke J.H.P.M.** (1985) Arietes Hidráulicos. Investigación comparativa, Delf-Suiza.
36. **Thorley, A.R.D.** (1991), Fluid Transients in Pipelines, Editorial. D & L. George Ltd. Hadley Wood, England.
37. **Timoshenko**, (1957) Resistencia de Materiales – Tomo II, Editorial. Espasa – Golpe S.A., Madrid-España.
38. **Watt S.B.**, (1975), A Manual on the Hydraulic Ram for Pumping Water, Intermediate Technology Publications Ltd. , London WCZE 8 HN. England.
39. **Weinmann P.** (2004) El ariete Hidráulico, Edición 9.0, Impreso y distribuido por: Weinmann Sondermaschinenbau GmbH, Hersbruck-Deutschland.
40. **Wylie, E.B., Streeter, V.L.** (1993), Fluid transients in systems, Editorial. Prentice Hall, New Jersey-U.S.A.

#### **Páginas en Internet**

[http://www.istec.com.uy/esp/productos/hitrans/download\\_hitrans.html](http://www.istec.com.uy/esp/productos/hitrans/download_hitrans.html)

[http://www.flowtite.es/cast/apartado5/apart5\\_05.asp](http://www.flowtite.es/cast/apartado5/apart5_05.asp) (programa golpe de ariete, Grupo Mecánica de Fluidos de la Universidad Politécnica de Valencia).

<http://www.laosa.org/revista/9/bioconstruccion9.htm>.

[http://freemasonry.bcy.ca/biography/montgolfier\\_j/montgolfier\\_j.htm](http://freemasonry.bcy.ca/biography/montgolfier_j/montgolfier_j.htm).

<http://translate.google.com/translate?hl=es&sl=en&u=http://www.newadvent.org/cathen/10541a.htm&prev=/search%3Fq%3D%2BJoseph%2BMontgolfier%26hl%3Des%26lr%3D%26ie%3DUTF-8>

[www.todayinsci.com/M/Montgolfier\\_Brothers/Montgolfier\\_Brothers.htm](http://www.todayinsci.com/M/Montgolfier_Brothers/Montgolfier_Brothers.htm) - 8k.

<http://www.cubasolar.cu/arietesmultipulsores>.

<http://www.hydraulic.com>.

<http://www.stosseheber.de>.

[info@weinmann-online.de](mailto:info@weinmann-online.de).

### Metodología para el cálculo del costo del ariete hidráulico multipulsor.

En este capítulo se irán detallando todos los costos que implican la construcción de el ariete hidráulico multipulsor y su instalación, como son: materia prima, mano de obra, costos de la hora maquina, amortización, los gastos generales de fabricación, la utilidad para finalmente obtener el precio de venta al público.

En los costos de la materia prima se describen los materiales directos e indirectos que son: mecanizados, normalizados, acabado superficial e indirectos.

Fuente: Cámara de la Construcción de Loja, Boletín Técnico Informativo Marzo 2005, boletín # 29.

### Costo de los materiales mecanizados

CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	P. TOTAL(\$)
1	Plancha 520 x 520 x 6.	HG	4
1	Tubo Ø 164 x 423,8 x 6 .	HG	6
2	Plancha Ø 214,4 x 6.	Ac. St - 37	5
1	Tubo Ø 25,4 x 47,75 x 6.	HG	0.5
1	Plancha Ø 214,4 x 8.	Ac. St - 37	4
2	Tubo Ø 87 x 87 x 6.	HG	1.5
4	Plancha Ø 139 x 10.	Ac. St - 37	12
4	Platina 91 x 50 x 9	Ac. St - 37	2
2	Platina 205 x 50 x 10	Ac. St - 37	1
2	Tubo 6000 x 50,8 x 6.	HG	120
1	Caucho Ø 82 x 8.	Caucho	0.5
2	Caucho Ø 212,4 x 1,5.	Caucho	1
3	Caucho Ø 144,85 x 1,5.	Caucho	1
1	Codo Ø 76,2 x 90°	HG	7
1	Tuerca tope mecanizada	2	2
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 167.5</b>

**Costos de elementos normalizados.**

<b>CANT</b>	<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>P. TOTAL(\$)</b>
25	Tornillo hexagonal 6 x 40 UNI 183	0.15	3.75
27	Tuerca hexagonal 6 UNI 207	0.09	2.43
3	Tuerca hexagonal 6 UNI 206	0.09	0.27
63	Arandelas 6.5 UNI 1732	0.05	3.15
3	Tee Ø 76,2.	HG	21
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 30.6</b>

**Costos de los materiales para el acabado superficial.**

<b>CANT</b>	<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>PU</b>	<b>PT(\$)</b>
1/2	Galón Anticorrosivo	2	2
1/2	Galón Fondo Gris	3.8	3.8
1/4	Galón Esmalte Azul	3	3
1/4	Galón Esmalte Amarillo	3	3
1½	Galón de diluyente	2.8	4.2
3	Pliego de lija #3	0.6	0.6
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 16.6</b>

**Costos de los materiales indirectos.**

<b>CANT</b>	<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>PU</b>	<b>PT(\$)</b>
1	Libra de Guaipe	2	2
2	Pliegos de papel	1	2
1	Rollo de cinta	0.5	0.5
1/8	Aceite lubricante	0.5	0.5
1/8	Aceite Refrigerante	0.5	0.5
1	Transporte	4	4
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 9.5</b>

### **Cálculo de la amortización.**

La amortización de una inversión está dada por el 11 por ciento del valor de adquisición de los materiales, determinado que el costo es de \$ 24,88.

$$Am = Cm \times 0.11$$

$$Am = 224.2 \times 0.11$$

$$Am = \$ 24.662$$

### **Cálculo del costo de la mano de obra.**

Para calcular la mano de obra nos basamos en la resolución del artículo 134 del código de Trabajo del Consejo Nacional de Salarios (CONADES), Resolución N° 19 de diciembre del 2005 que rige desde enero del 2006. Tomando como base el sueldo de un mecánico ajustador, fresador, soldador y tornero.

<b>Denominación</b>	<b>Sueldo mensual</b>	<b>Sueldo anual</b>
Sueldo unificado	159.72	1916.64
Décimo tercero	13.31	159.72
Décimo cuarto	11.30	135.62
Compensaciones salariales	8	96
Transporte	0.00	0.00
Aporte patronal	20.37	244.54
Fondo de reserva	13.31	159.72
<b>TOTAL</b>	<b>226.02</b>	<b>2712.24</b>
<b>Tornero, Fresador, Soldador eléctrico y/o acetileno.</b>		
Sueldo anual		2712.24
Sueldo mensual		226.02
Jornada real de 8 horas		11.70
Costo horario (hora)		1.46

### **Cálculo del total de días laborables en el año.**

<b>TOTAL ANUAL DE DÍAS.</b>	<b>DÍAS</b>
Total de días del año	365
Domingos	-52
Sábados	-52
Vacaciones	-15
Festividades	-9
Enfermedad	-7
<b>TOTAL</b>	<b>230</b>



### Horas trabajadas al día ( $H_{\text{día}}$ ).

$$H_{\text{día}} = \frac{\text{Horas a la semana}}{\text{Días laborables a la semana}}$$

$$H_{\text{día}} = \frac{40}{5} \rightarrow 8 \text{ horas diarias.}$$

### Horas trabajadas al año ( $H_{\text{año}}$ ).

$$H_{\text{año}} = \text{Días trabajados al año} \times \text{horas diarias.}$$

$$H_{\text{año}} = 230 \times 8$$

$$H_{\text{año}} = 1840 \text{ horas.}$$

### Minutos trabajados al año ( $\text{min}^a$ ).

$$\text{min}^a = \text{horas trabajadas al año} \times 60 \text{ minutos (1 hora).}$$

$$\text{min}^a = 1840 \times 60$$

$$\text{min}^a = 110400 \text{ minutos.}$$

### Costo de mano de obra directa.

Con todos estos datos calcularemos el costo de la mano de obra directa (C.M.O.D).

$$\text{C.M.O.D} = \frac{\text{Sueldo anual}}{\text{Minutos trabajados al año}}$$

$$\text{C.M.O.D} = \frac{2712.24}{110400}$$

$$\text{C.M.O.D} = 0,02456 \text{ dólares el minuto.}$$

$$\text{C.M.O.D} = 1.474 \text{ dólares la hora.}$$

### Cálculo del costo de mano de obra directa.

Máquina	Tiempo (horas)	Costo/hora	Costo total
Torno	4	1.474	5.896
Taladro	4	1.474	5.896
Suelda eléctrica	2	1.474	2.948
Compresor	2	1.474	2.948
Ajuste	2	1.474	2.948
<b>TOTAL</b>			<b>20.636</b>

### Cálculo del costo de la hora máquina.

Significado	Símbolo	Formula
Costo de la máquina.	Cm	-
Costo anual.	Ca	Ca = Cm/Años plazo.
Costo por consumo.	Cc	Cc = Ca x Coef. Consumo.
Costo de la tarifa anual	Ta	Ta = Cph x Cpn x Kw/h x Ha.
Consumo de energía.	E	E = Pins x Ti x Ku
Potencia a instalar	Pins	-
Tiempo de trabajo del equipo	Ti	-
Coefficiente de utilización a la potencia a instalar	Ku	-
Coefficiente por pérdida imputada al hombre.	Cph	-
Coefficiente de pérdida imputada a la máquina.	Cpm	-
Precio del kilovatio-hora.	Kw-h	-
Costo anual de la energía consumida.	Cae	Cae = Pn x E.
Costo del minuto máquina.	Cmm	Cmm = Ca + Cc + Cae / min. Anuales.
Costo de la hora máquina.	Chm	Chm = Cmm x 60min

### Cálculo para torno industrial Bench Lathe.

$$Cph = 1.17$$

$$Cpm = 1.12$$

$$\text{Coef. Por consumo} = 0.30$$

$$Kw-h = 0.12$$

$$\text{Haño} = 1840 \text{ horas}$$

$$\text{Plazo} = 10 \text{ años ( Según la distribuidora de maquinaria)}$$

$$\text{Costo de la máquina} = \$ 4800$$

$$Ku = 0.8 - 0.96$$

$$Pins = V \times I = 220V \times 14.5A = 3.2 \text{ Kw}$$

$$Ti = 1 \text{ hora.}$$

**Costo anual.**

$$Ca = Cm / \text{Años plazo.}$$

$$Ca = 4800 / 10.$$

$$Ca = \$ 480.$$

**Costo por consumo.**

$$Cc = Ca \times \text{Coef. Consumo.}$$

$$Cc = 480 \times 0.30$$

$$Cc = \$ 144.$$

**Costo de la tarifa anual.**

$$Ta = Cph \times Cpn \times Kw-h \times \text{Haño.}$$

$$Ta = 1.17 \times 1.12 \times 0.12 \times 1840.$$

$$Ta = \$ 289.336$$

**Consumo de energía del torno.**

$$E = P_{ins} \times T_i \times K_u$$

$$E = 3.2 \times 1 \times 0.92$$

$$E = 2.95 \text{ Kw-h.}$$

**Consumo anual de energía.**

$$Cae = Ta \times E.$$

$$Cae = 289.336 \times 2.95$$

$$Cae = \$ 853.54$$

**Costo minuto máquina.**

$$Cmm = Ca + Cc + Cae / \text{min. Anuales.}$$

$$Cmm = 480 + 144 + 853.54 / 110400$$

$$Cmm = \$ 0.01338$$

**Costo hora máquina.**

$$Chm = Cmm \times 60 \text{min}$$

$$Chm = 0.013136 \times 60$$

$$Chm = \$ 0.803$$

Con la misma metodología se calculó los siguientes valores:

<b>Máquina</b>	<b>Costo hora (dólares)</b>
Torno	\$ 0.803
Taladro	\$ 0.803
Soldadora Eléctrica	\$ 1.588
Compresor	\$ 0.803

Para comparar los resultados y realizar un cálculo más justo del costo de la hora máquina se tomó datos referenciales del SECAP, siendo:

<b>Máquina</b>	<b>Costo hora (dólares)</b>
Torno	\$ 1.558
Taladro	\$ 1.344
Soldadora Eléctrica	\$ 2.576
Compresor	\$ 1.002

Se utilizará los precios comerciales para el cálculo del costo de mecanizado.

#### **Cálculo del costo de mecanizado.**

<b>Máquina</b>	<b>Tiempo (hora)</b>	<b>Costo hora</b>	<b>Costo total</b>
Torno	4	\$ 1.558	6.232
Taladro	4	\$ 1.344	5.376
Suelda	2	\$ 2.576	5.152
Compresor	2	\$ 1.002	2.004
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 18.764</b>

**Costo total de un ariete hidráulico multipulsor.**

<b>Denominación</b>	<b>Total(\$)</b>
Costo de materiales mecanizados	167.5
Costo de elementos normalizados	30.6
Costo materiales para el acabado superficial	16.6
Costo de materiales indirectos.	9.5
Costo de mano de obra directa	20.636
Costo de mecanizado	18.764
Gastos Generales de fabricación	5
Amortización	24.662
Utilidad	44.84
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 338.1</b>

<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Reynolds	43859
Rugosidad relativa	$3,04 \cdot 10^{-4}$
Factor de fricción	0,023
Caudal disponible	0,01 m <sup>3</sup> /s.
Caudal necesario	0,006 m <sup>3</sup> /s.
Caudal por ciclo	0,0056 m <sup>3</sup> /s.
Longitud del conducto de impulsión.	12 m.
Longitud del conducto de descarga.	30 m.

<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Altura de impulsión	2,28 m.
Altura de descarga	20 m.
Sobre presión	2,18 MPa.
Sobre presión	222,46 m.
Presión máxima	224,74 m.
Presión mínima	220,17 m.
Energía cinética	1280 Pa.
Presión dinámica	13,62 Nm.

<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Potencia de entrada	123,08 W
Potencia de salida	65,02 W
Rendimiento volumétrico	5,82 %
Eficiencia de D'Aubuisson	52,87 %
Eficiencia de Ranquine	49,9 %

## ANEXO 1

Pérdidas por fricción de tubo en un conducto vertical de plástico.

<b>Diámetro (mm)</b>	<b>Caudal (lt/min)</b>	<b>Pérdida de presión (bar/100m)</b>
8	1.2	0.4758
	3.0	2.2963
	9.6	17.979
12	1.2	0.0709
	4.8	0.7536
	18.9	8.4962
19.6	1.2	0.0072
	9.6	0.2438
	60.0	6.3250
25	1.5	0.0034
	9.6	0.0768
	96.0	4.5466
35.4	3.0	0.0024
	15.0	0.0544
	189.0	2.2247
40.8	4.8	0.0021
	30.0	0.0107
	240.0	2.8719
51.4	7.5	0.0024
	48.0	0.0544
	300.0	2.2247
65	9.6	0.0080
	60.0	0.0196
	600.0	1.1790
79.8	18.9	0.0010
	96.0	0.0171
	960.0	1.0712
101.2	24.0	0.0005
	189.0	0.0178
	1.500	0.7507

En la tabla representa la pérdida por fricción en los conductos verticales de plástico dependiendo de su largo y del caudal de agua.

Fuente: **Weinmann P.** (2004) El ariete Hidráulico, Edición 9.0, Impreso y distribuido por: Weinmann Sondermaschinenbau GmbH, Hersbruck-Deutschland.

## ANEXO 2

### Coeficientes de resistencias locales según P. G. Kiseliov.

Entrada en el tubo para bordes agudos.....	$\zeta = 0,50.$
Entrada suave en el tubo.....	$\zeta = 0.50-0,20.$
Ensanchamiento repentino.....	$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 .$
Estrechamiento repentino.....	$\zeta = 0.5\left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right) .$
Cono de transición (para $d_2 = 2d_1$ ).....	$\zeta = 5,0.$
Cono de transición (para $d_2 \approx 0,5d_1$ ).....	$\zeta = 0,20.$
Giro brusco a $90^\circ$ .....	$\zeta = 1,20.$
Giro suave a $90^\circ$ .....	$\zeta = 0.15.$
Salida del tubo por debajo del nivel.....	$\zeta = 1,0.$
Válvula de disco totalmente abierta.....	$\zeta = 0,10.$
Válvula de compuerta totalmente abierta.....	$\zeta = 0,11-0,12.$
Diferentes robinetes totalmente abiertos.....	$\zeta = 5.$
Válvulas de sujeción con bombas provistas de mallas.....	$\zeta = 10.$
Entrada suave en el canal.....	$\zeta = 0,10.$
Entrada en el canal con bordes de entrada agudos (con presión lateral).....	$\zeta = 0,40$
Estrechamiento suave del canal.....	$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
Estrechamiento suave del canal ( $A_2 < A_1$ ).....	$\zeta = 0,10.$

Fuente: **Pashkov, N.N., Dolqachev, F.M.**, (1985), Hidráulica y máquinas hidráulicas, Editorial Mir Moscú-Rusia.

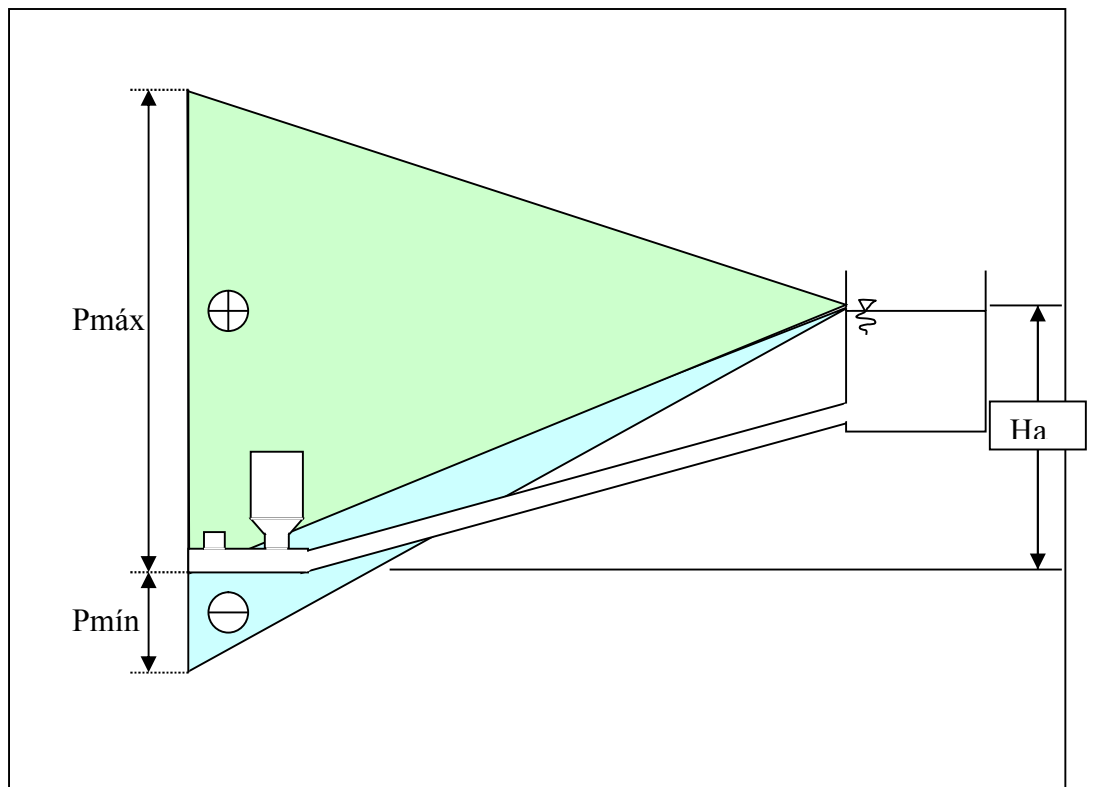


### ANEXO 3

Coeficiente que tiene en cuenta los módulos de elasticidad.	
Material	K
acero	0.5
Hierro fundido	1.0
concreto	5.0
asbesto-cemento	4.4
plásticos	18.0

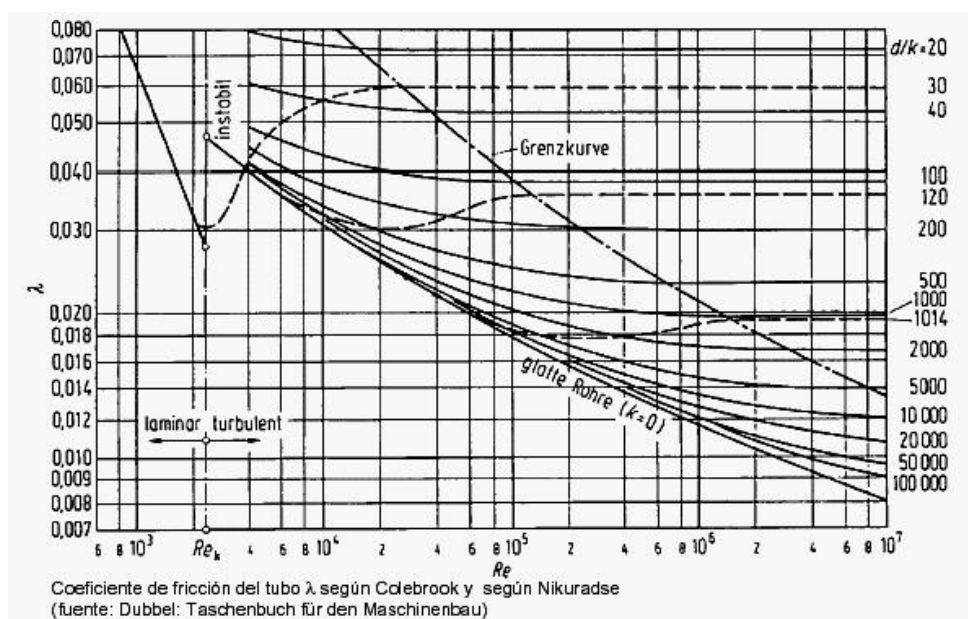
Fuente: **Mataix C**, (1982) Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas – 2da Edición, Editorial. Harla, México.

### ANEXO 4



Fuente : **Mesa J.** (2003) Grupo de Apoyo al Sector Rural, PUCP, Lima-Perú.

## ANEXO 5



$$\lambda = \left[ 2 \lg \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{0,27}{d/k} \right) \right]^{-2}$$

## ANEXO 6

### DIÁMETROS DE LA TUBERÍA DE IMPULSIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL

Diámetro del tubo de impulsión  (Milímetros)	Q = Litros por minuto	
	caudal mínimo	caudal máximo
19.05	3	8
25.40	8	38
38.00	15	57
51.00	30	95
63.50	57	170
76.00	95	265
102.00	151	473

Fuente: **Fox R., Kenneth**, (1984), Manual de diseño construcción, instalación, mantenimiento de arietes hidráulicos. Predesur, Loja-Ecuador.

## ANEXO 7

### Treibwassermenge, Größen, Maße und Gewichte

Größe	Hr.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Durchmesser	mm	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
	Zoll	3/4	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Treibwasserfluß	l/min	3-6	6-16	12-30	18-45	30-65	50-110	80-180	120-250	180-400	280-700
	a Zoll	3/8	1/2	1/2	3/4	1	1	1 1/2	2	2	2 1/2
Abmessungen	b mm	400	480	500	750	850	1000	1250	1450	1500	1600
	c mm	200	250	250	250	250	300	350	400	450	480
	d mm	;	;	35	40	45	50	60	70	80	80
	e mm	120	150	380	440	500	550	640	680	780	880
	f mm	;	;	200	250	270	300	350	400	450	480
	g mm	;	;	350	400	500	500	600	700	800	900
	h mm	;	;	280	350	400	480	600	650	750	800
	Schiffsraum	qm	0,03	0,04	0,04	0,06	0,08	0,15	0,25	0,35	0,40
Gesamtgewicht	kg	6	8	16	24	40	75	110	175	220	300

### Fördermenge in Liter/Min bezogen auf 1Liter/Min Treibwassermenge

\	Widdergröße	0/20	1/25	2/32	3/40	4/50	5/65	6/80	7/100	8/125	9/150
Höhenverhältnis											
1:4		0,170	0,175	0,182	0,189	0,196	0,200	0,204	0,208	0,012	0,217
1:6		0,116	0,119	0,123	0,127	0,131	0,135	0,139	0,143	0,147	0,149
1:8		0,086	0,089	0,091	0,094	0,098	0,101	0,103	0,106	0,108	0,111
1:10		0,065	0,067	0,069	0,072	0,075	0,077	0,079	0,080	0,082	0,085
1:12		0,050	0,051	0,053	0,055	0,058	0,060	0,062	0,063	0,064	0,066
1:14		0,038	0,040	0,042	0,044	0,046	0,048	0,050	0,051	0,052	0,053
1:16			0,031	0,033	0,036	0,038	0,040	0,041	0,042	0,043	0,044
1:18				0,028	0,030	0,032	0,033	0,034	0,035	0,036	0,037
1:20					0,025	0,026	0,028	0,029	0,030	0,031	0,032

Fuente: **Weinmann P.** (2004) El ariete Hidráulico, Edición 9.0, Impreso y distribuido por: Weinmann Sondermaschinenbau GmbH, Hersbruck-Deutschland.

## ANEXO 8

### Direcciones de empresas productoras y centros que estudian el ariete hidráulico.

#### **ARIETES JECH**

##### **Fabricación, venta e instalación de Arietes Hidráulicos.**

Hydraulic Ram Pump  
Juan Eduardo Carrasco H.  
Pomaire 302, La Florida  
Fono/Fax: 56-2-2826817  
Santiago de Chile.

#### **S.A.R.L. WALTON**

7, route de Carbon Blanc  
33310 BORDEAUX  
FRANCE  
TEL : 0(033)5.57.77.59.77  
FAX: 0(033)5.57.77.59.79  
Email: [info@walton.fr](mailto:info@walton.fr)



Scientia Agricola© 2005  
Print ISSN 0103-9016  
Av. Pádua Dias, 11  
Caixa Postal 9  
13418-900 Piracicaba SP Brazil  
Tel.: +55 19 3429-4401 / 3429-4486  
Fax: +55 19 3429-4401



[scientia@esalq.usp.br](mailto:scientia@esalq.usp.br)



Sondermaschinen und Steuerungsbau GmbH  
Eichelgasse 8  
D-91217 Hersbruck  
Tel. 09151 - 4232  
Fax 09151 - 3879  
[Info@weinmann-online.de](mailto:Info@weinmann-online.de)  
Geschäftsführer: Peter Weinmann  
Handelsregister Nürnberg HRB Nr. 10 073  
UST-ID-Nummer: DE 133 54 36 80

#### **CEPIS**

##### **Fabricación, venta e instalación de Arietes Hidráulicos.**

Telf.: (51-14)622540 - Extensión 285 o 304  
Fax : (51-14)611785  
e-mail: [dchavez@puccp.edu.pe](mailto:dchavez@puccp.edu.pe) Ing. David Chávez  
Grupo de Apoyo al Sector Rural  
Pontificia Universidad Católica del Perú  
Av. Universitaria Cuadra 18 - San Miguel

Lima – Perú

Equipamiento para la Enseñanza Técnica

#### **G.U.N.T. Gerätebau GmbH**

Fahrenberg 14

D-22885 Barsbüttel • Alemania

Teléfono +49 (40) 670854-0

Telefax +49 (40) 670854-42



1-800-227-8511 (Virginia)

512 Dillard Hill Road

Lowesville, VA 22967

Email: [rhfleming@theramcompany.com](mailto:rhfleming@theramcompany.com)

Contact Information

The Ram Company

Phone: 800.227.8511

FAX: 434.277.8333

USA

#### **IMPAG**

IMPLEMENTOS-AGRÍCOLAS

Carretera a San German Km 3½, Holguín, Cuba.

Teléfonos: (53-24) 423854 y 423060

FAX: (53-24) 422710

Email: [fca.26@esihl.colombus.cu](mailto:fca.26@esihl.colombus.cu)

---

**Cussons Technology Ltd.**

102 Great Clowes Street, Manchester M7 1RH, England  
Tel. +(44)161 833 0036 Fax. +(44)161 834 4688  
E-mail: [sales@cussons.co.uk](mailto:sales@cussons.co.uk) Web: [www.cussons.co.uk](http://www.cussons.co.uk)

---

**CITA** Centro integrado de tecnología apropiada.

**Alejandro Montecinos Larrosa**  
Escritor y periodista. Ingeniero Mecánico.  
Director de la Editorial CUBASOLAR  
y la revista Energía y tú. TEL.: (537)  
2059949.  
e-mail: [editora@cubasolar.cu](mailto:editora@cubasolar.cu)

**Leopoldo Gallardo Quiñones**  
Ingeniero Agrónomo. Director del Centro  
Integrado  
de Tecnología Apropiada (CITA).  
TEL.: (5332) 261471.e-mail:  
[rhcita@esicm.cu](mailto:rhcita@esicm.cu)

**Taller de Investigación Alternativa**

**EL ARIETE HIDRÁULICO**  
Por: José Manuel Jiménez «Súper»  
Se dedica desde 1998 a investigar y difundir  
las tecnologías limpias.  
Asociación T.I.A C/ San Lorenzo, 29 31.194  
AZOZ (Navarra)  
Correo Electrónico: [ingesol@jet.es](mailto:ingesol@jet.es)

**Bioconstrucción**



## Breur RAM

Gert Breur's water-powered suction ram-  
pump  
WOT - Working group on Development  
Technology

Gert Breur diseño una bomba hidráulica  
(Breur-ram).

E-mail: [Cor van de Water](mailto:Cor van de Water)  
FAX No: +31 20 882 6931  
In USA add 011 before FAX No.



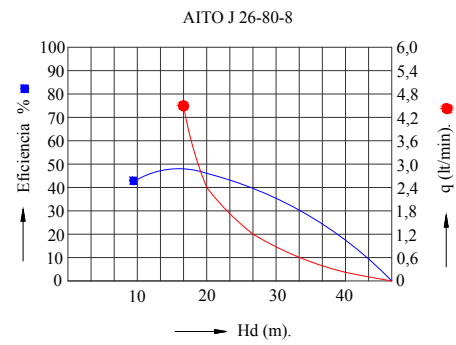
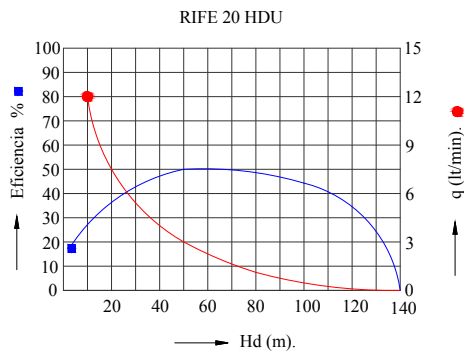
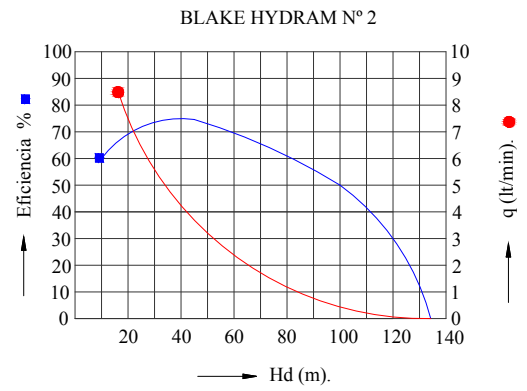
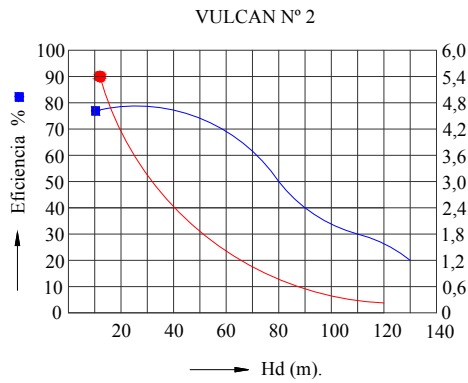
**LAFINESTRA**

Proyectos culturales Exposiciones (España)

Dirección: [www.lafinestra.com](http://www.lafinestra.com)

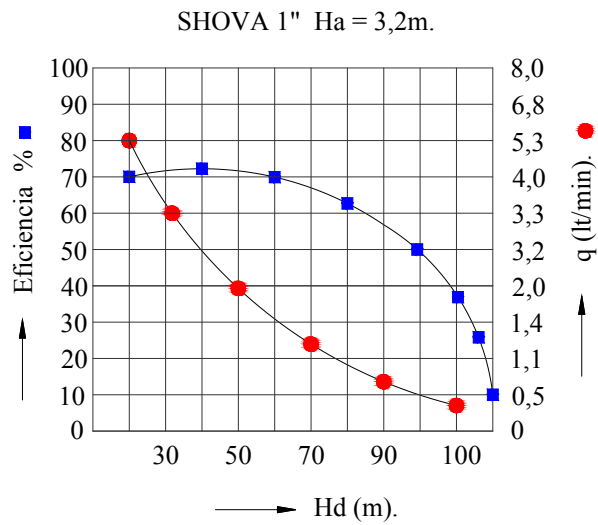
## ANEXO 9

### Curvas características de diferentes tipos de arietes.



### CURVA REAL Ariete Shova (ARME-LOJA).

(Prácticas realizadas en la Universidad Nacional De Loja. Ayala, M., 2005).



## ANEXO 10

### METODOLOGÍA DE CALCULO PARA EL ARIETE MULTIPULSOR.

#### Longitud del conducto de impulsión

Según Kenneth R. Fox 1981. el largo optimo del tubo de impulsión es seis veces la altura H (Fig. 1) entonces:  $L = 6H$ . Según Weinmann 2004 la longitud del tubo de impulsión debe tener la relación 1 : 4, quiere decir que por cada metro de caída vertical 4 metros de longitud

#### Determinación del tipo de régimen.

Para fines de cálculo que la velocidad del fluido es de 1m/s, la temperatura media en Ecuador es de 17°C por cuanto la viscosidad cinemática es de  $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$\text{Re} = \frac{vD}{\nu}$$

#### Rugosidad relativa

$\varepsilon$  es la rugosidad equivalente absoluta, su valor para la tubería de hierro galvanizado es de  $\varepsilon = 0,00152 \text{ cm}$

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D}$$

#### Factor de fricción

Una vez conocida la. rugosidad relativa, calculamos el factor de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right)$$

#### Cálculo de pérdidas por fricción

Para fines de cálculo aplicaremos la velocidad de 1,6m/s demostrada por M. Hadzich en sus instalaciones experimentales.

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}, (\text{m}).$$

### **Cálculo del caudal circulante en la tubería.**

Si el régimen de trabajo es turbulento podemos aplicar la siguiente formulación:

$$Q = -6,958 \sqrt{D^5 h_{roz.}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{0,5667 v}{D^{1,5}} \sqrt{\frac{L}{h_{roz}}} \right), \text{ (m}^3/\text{s)}.$$

### **Coefficiente de resistencia de las válvulas de impulsión**

aplicaremos la ecuación formulada por J.krol 1957, donde s en pulgadas es la carrera de la válvula.

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06 s + 10^{(0,95 - 13,3*s)}}{s}$$

### **Aplicamos la ecuación Bernoulli.**

$$H_a + \frac{p_o}{\gamma_o} + \alpha_o \frac{v_o^2}{2g} = h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + h_T$$

### **Altura de alimentación.**

$$H_a = \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right), \text{ (m)}.$$

**Calculo del caudal necesario para alimentar un ariete multipulsor de 3 válvulas en paralelo.**

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{L}{D_t} + \sum \zeta}} \sqrt{2gH_a}, \text{ (m}^3/\text{s)}.$$

### **Cálculo de la velocidad en la salida de las válvulas.**

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH_a}{1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta}}, \text{ (m/s)}.$$



### Tiempo de duración de un periodo.

$$T = T_a + T_d + T_r, (s)$$

### Cálculo del caudal perdido en un ciclo de trabajo.

$$Q_p = \frac{1}{T} \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot D_{vi}^2}{4} \left[ \int_0^{T_a} v(t) dt + \int_{T_a + T_d}^{T_a} v(t) dt \right]$$

### Cálculo del caudal bombeado en un ciclo de trabajo.

$$q_b = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi \cdot D_{vd}^2}{4} \int_{T_a}^{T_a + T_d} v(t) dt$$

### Cálculo del caudal total.

$$Q = Q_p + q_b.$$

### Cálculo de la presión dinámica.

La presión dinámica necesaria para hacer funcionar el ariete según la formula 1.1:

$$P_d = \frac{v^2}{2} \rho \text{ (Pa)}$$

### Cálculo de la energía cinética.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \text{ N.m}$$

Calcular la masa.

$$m = Q \rho$$

### Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.

Aplicaremos la fórmula 2.27:

$$H_i = h_d + h_{roz.} + h_{loc.} + h_{iner.} \text{ (m).}$$

### **Cálculo de la celeridad de la onda de presión.**

Con la ecuación 2.46 se calcula la celeridad.

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{e}}} \text{ (m/s)}$$

### **Sobrepresión producida por el choque hidráulico**

Para la evaluar el tiempo de cierre de las válvulas tenemos que calcular el periodo

$$T = \frac{2L}{a} \rightarrow t_c < \frac{2L}{a} \rightarrow h_a = \frac{av}{g} \text{ (m)}$$

### **Calculo del pulso de Joukowsky (Zhukovski).**

$$\Delta p = \rho av, \text{ (Pa).}$$

La carga total  $H_t$  que debe soportar la cámara de impulsión será, la sumatoria de  $H_a + h_a$ .

$$H_{tmax} = H_a + h_a, \text{ (m).}$$

La carga mínima que debe soportar la cámara de impulsión será:

$$H_{tmin} = H_a - h_a, \text{ (m).}$$

Para obtener la expresión en presión multiplicamos por la densidad y gravedad los resultados.

$$p_{max} = \rho g H_{max}, \text{ (Pa).}$$

de la misma manera la presión mínima.

$$p_{min} = \rho g H_{min}, \text{ (Pa).}$$

### **Calculamos el coeficiente de arrastre de la válvula.**

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854 \text{ s} + 0,8 \cdot 10^{(0,52 - 270 \text{ S})}}{s}$$

**Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de impulsión antes del choque hidráulico.**

$$F_d = C_d \left( \frac{\rho V_o^2}{2} \right) A_d, (\text{Kg}).$$

**Volumen total de la cámara.**

Siendo  $V_t$  el volumen total de la cámara de aire y  $R_e = R$  radio de la esfera.

$$V_t = \frac{D_c^2 \pi}{4} L + \frac{2 R_e^3 \pi}{3}, (\text{m}^3).$$

**Volumen 1 de aire en la cámara.**

El volumen de aire dentro de la cámara antes del choque hidráulico

$$V_1 = V_t - V_{\text{agua}}, (\text{m}^3).$$

El volumen  $V_2$  lo calcularemos restándole a  $V_1$  el volumen de agua que ingresa por ciclo a la cámara.

$$V_2 = V_1 - V_{\text{agua} / \text{ciclo}}, (\text{m}^3).$$

**Cálculo de la presión 2 en la cámara de aire.**

Se aplica la ecuación 2.65 de los gases ideales:

$$p_2 = \frac{p_1 V_1}{V_2}, (\text{kgf/cm}^2).$$

**Calculo de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.**

El área de corte de la válvula de impulsión la realizamos con la ecuación 2.67.

$$A_{\text{cort.}} = \pi dh, (\text{m}^2).$$

La fuerza F aplicada sobre el área de contacto A de la válvula, es calculada con la sobrepresión producida en el momento del choque hidráulico  $\Delta p$ .

$$F = \Delta p \cdot A, \text{ (Kg)}.$$

siendo el límite de fluencia  $1100 \text{ kgf/cm}^2$ .

$$\tau_{adm.} = 0,6 \tau_f$$

Con la ecuación procederemos a calcular la tensión.

$$\tau = \frac{F}{A_{cort.}} \leq \tau_{adm.}, \text{ (kgf/cm}^2\text{)}.$$

### **Cálculo del espesor de la parte cilíndrica de la cámara de aire.**

Donde  $p = \Delta p$  siendo  $\Delta p$  la sobrepresión producida por el choque hidráulico, d el diámetro de la parte cilíndrica cámara y  $[\sigma]$  la tensión admisible del material.

$$e \geq \frac{p d}{2[\sigma]}, \text{ (mm)}.$$

### **Cálculo del espesor de la parte esférica de la cámara de aire.**

La parte esférica la condición de resistencia es según la ecuación

$$e \geq \frac{p d}{4[\sigma]}, \text{ (mm)}$$

### **Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.**

Para calcular el número de pernos designamos el diámetro interior y calculamos el área del perno es de  $A_{per}$ .

Calcularemos el área de aplicación de la fuerza que es la parte esférica de la cámara, siendo:

$$A = \frac{\pi d^2}{2}, \text{ (m}^2\text{)}.$$

La fuerza que se aplicaría a los pernos sería la sobrepresión máxima  $\Delta p$  por el área de aplicación.

$$F = \Delta p \cdot A, \text{ (Kg)}.$$

Siendo el límite de fluencia del acero 10 es de  $1000 \text{ kgf/cm}^2$  calculamos la tensión admisible.

$$\sigma_{\text{adm. trac.}} = 0,8 \frac{\sigma_f}{n}$$

El número de pernos se calcula según la ecuación 2.85.

$$\frac{F}{nA_{\text{per.}}} \leq \sigma_{\text{adm. trac.}}$$

### **Metodología para evaluar la eficiencia**

$$\eta = \frac{N_u}{N_b} 100 \text{ [%]}$$

Se calcula la potencia útil entregada en la descarga ( $N_u$ ).

$$N_u = q \cdot H_i \cdot g \cdot \rho \text{ ; [W]}$$

potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación ( $N_b$ ).

$$N_b = (Q + q) \cdot H_a \cdot g \cdot \rho \text{ ; [W]}$$

Se analiza la relación de eficiencia de D'Aubuisson,

$$\eta_\lambda = \frac{q \cdot H_i}{(Q + q)H_a} 100 \text{ ; [%]}$$

Se calcula de la eficiencia de Ranquine

$$\eta_R = \frac{q(H_i - H_a)}{QH_a} 100 \text{ ; [%]}$$

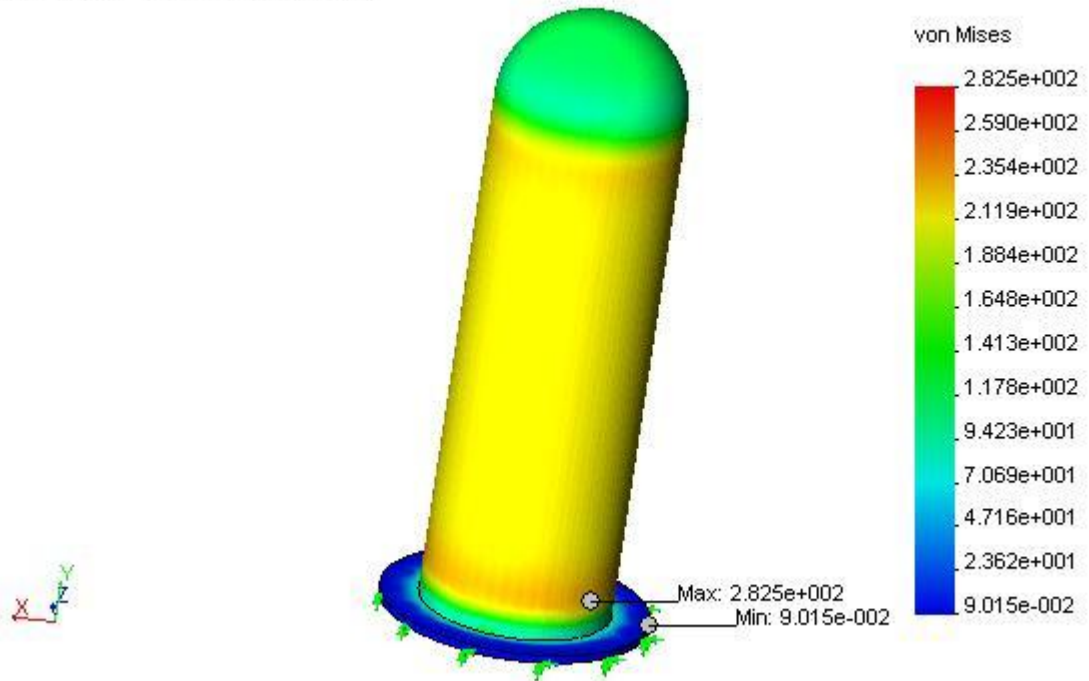
El rendimiento volumétrico

$$\eta_v = \frac{q}{Q + q} 100 \text{ ; [%]}$$

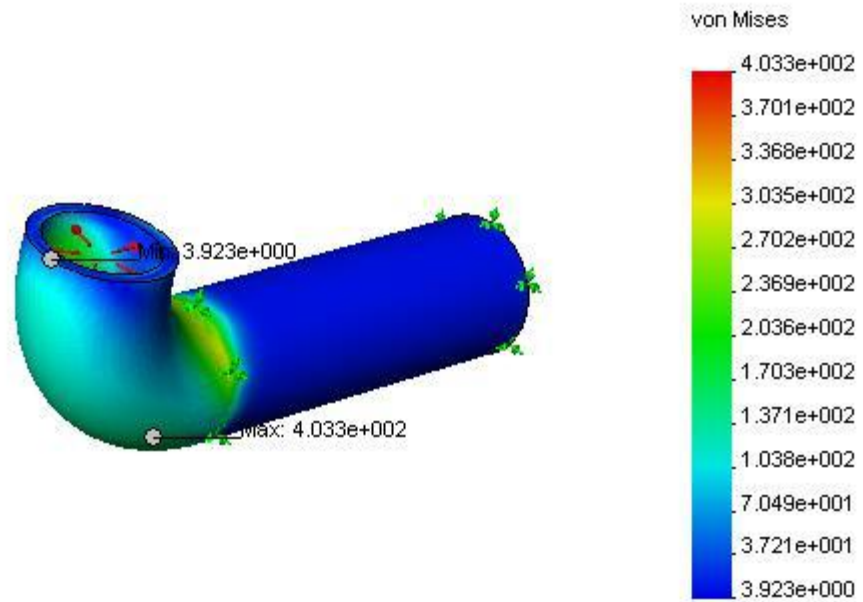
# ANEXO 11

## Análisis en COSMOS

ariete 3D-Cámara de aire :: Static Nodal Stress  
Units : kgf/cm<sup>2</sup> Deformation Scale 1 : 1



impul-Cámara de impulsión :: Static Nodal Stress  
Units : kgf/cm<sup>2</sup> Deformation Scale 1 : 1



## ANEXO 12

Tipo de equipo	Costo del equipo dólares	Costo de la instalación dólares	Beneficio			Ahorro anual de combustible	
			Abasto Person.	Riego ha	Ganado Cabezas	L/año	dólares
AHM CITA 2	182	433	241	0.5	172	318	71
AHM CITA 3	325	521	345	0.75	246	445	100
AHM CITA 4	482	583	600	1.0	420	780	175
AHM CITA 6	405	865	1036	2.0	740	1337	300
AHM Danés 2	45	433	180	0.5	150	223	50

## ANEXO 14

# TECNOLOGÍA DE FABRICACIÓN



# TERMINOLOGÍA

Acei	=	Aceitera.
Br	=	Brocha.
Brc	=	Broca.
Cp	=	Compás.
Cin	=	Cinzel.
Ce	=	Cuchilla de Exteriores.
Ci	=	Cuchilla de Interiores.
Chf	=	Chaflanado.
Cld	=	Cilindrado.
Es	=	Escuadra.
Esco	=	Escoba.
En	=	Entenalla.
Fr	=	Franela.
Flx	=	Flexómetro.
Gran	=	Granete.
Ll	=	Llave.
Mart	=	Martillo.
Mand	=	Mandril.
Mol	=	Molde.
Pr	=	Pie de rey.
Pu	=	Plato Universal.
Pg	=	Punto Giratorio.
Ra	=	Rayador.
Rfn	=	Refrentado.
Sarg	=	Sargento.
Sle	=	Soldadora.
Sir	=	Sierra manual.
Sobo	=	Saca bocados.
Tm	=	Torno.
T	=	Taladro.