



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO.

---

---

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
ARAGÓN

“IMPLEMENTACIÓN DE BOMBA DE ARIETE  
HIDRÁULICO PARA RIEGO DE JARDÍN  
MEDIANO.”

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

**P R E S E N T A:**

Joanán Alberto Hernández Díaz

**A S E S O R:**

ING. RAÚL CRUZ ARRIETA



Ciudad Nezahualcóyotl, Estado de México, 2018



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

#### A MIS PADRES:

José Alberto Hernández Ramírez y Adriana Díaz Olvera, por haber sido un ejemplo a seguir, y llenar con amor, comprensión y felicidad cada momento de mi diaria existencia, sabiendo que jamás existirá una forma de agradecer una vida de lucha, sacrificio y esfuerzo constante. El logro de su hijo es logro suyo y la meta alcanzada es agradecida con amor incalculable.

A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Al alma mater que me obsequio todas las herramientas y el conocimiento para poder alcanzar de manera formidable esta meta en mi vida.

POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPIRITU

A LA FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

A mi querida facultad y su gran cumulo de excepcionales profesores.

## A MIS ABUELOS

A mis abuelos maternos José Díaz Alcántara y María Luisa Olvera Ramos, que en paz descansan. Gracias por todo el amor, cariño y sabiduría en cada uno de sus consejos y palabras obsequiadas durante el tiempo que la vida me brindó el honor de estar a su lado.

A mi abuela paterna María de la Luz Ramírez de Hernández, por todo el cariño que me brindó en el tiempo que la vida me brindó el regalo de compartir momentos a su lado.

A mi abuelo paterno Manuel Hernández Sagredo, por los buenos consejos y compañía que me ha brindado en cada momento que la vida nos presta aun.

## A MI HERMANO

Joao Adrián Hernández Díaz, por todo su apoyo y todos los gratos momentos que compartimos cada día que la vida nos ha obsequiado juntos.

## A MIS TIOS

Aarón Díaz Olvera, Jacqueline Díaz Olvera y Alfredo Hernández Ramírez, por todo el cariño y apoyo incondicional en todos los momentos que han podido otorgarme un tiempo para aconsejar y ayudar con comprensión en las dificultades de la vida.

## A MIS FAMILIARES

A todos aquellos tíos y primos que han confiado en mí. Gracias por su bondad y buenos deseos.

## A MIS AMIGOS

A Diego Daniel Ontiveros Gatica y Ángel Enrique Santiago Pacheco, por siempre haber sido unos excelentes compañeros y amigos. Gracias por su apoyo incondicional y consejos en todo momento que la vida nos ha prestado para compartir felicidad y buenas experiencias.

## A MI PAREJA

Ana Cristina Hernández Paniagua, por todo el amor, cariño y apoyo que me ha brindado en este arduo camino universitario, ayudándome en los momentos difíciles y compartiendo logros que poco a poco se han ido acumulando

## A MIS PROFESORES

A todos los profesores que he tenido en vida y que me han obsequiado las herramientas y el conocimiento para poder desempeñarme de manera correcta en todos los ámbitos de la vida y poder salir con éxito en el ámbito laboral.

Sobre todo, un agradecimiento especial al Ingeniero Raúl Cruz Arrieta, por haberme asesorado de una excelente forma en este trabajo de tesis y por ser un gran compañero y amigo.

## JUSTIFICACIÓN

Debido al continuo aumento de los precios en los combustibles y la energía eléctrica, se ha comenzado a innovar en el ámbito de las energías limpias; siendo estas algunas veces una vía ahorrativa en cuanto al factor económico.

Igualmente, el incursionar en el tema de las energías alternativas, conlleva al mejoramiento de la situación ambiental que se presenta actualmente en México y el mundo; ya que este tipo de energías y tecnologías no tienen un impacto ambiental que pueda compararse al que ocasionan las máquinas que son impulsadas por energía eléctrica o combustibles fósiles.

Sumado a lo anteriormente mencionado, la propuesta de la implementación de una máquina hidráulica que no consume energía eléctrica o combustibles fósiles, es una acción que logra apoyar al desarrollo e innovación de tecnología limpia y por consiguiente, a la aminoración de los agentes contaminantes que dañan al medio ambiente.

De igual forma, se justifica la investigación acerca de la implementación de la bomba de ariete hidráulico, ya que ésta reducirá la inversión económica que necesitaría una electrobomba periférica de uso convencional para el mismo fin. Por consiguiente se puede justificar la investigación de dicha propuesta, siendo que esta puede otorgar resultados que mejoran el factor económico y ambiental en nuestra sociedad.



## **OBJETIVO**

El objetivo del presente trabajo, es el de realizar las investigaciones técnicas y profesionales pertinentes para la realización, y posterior implementación de la bomba de ariete hidráulico con el fin de que pueda regar un jardín mediano de 100 m<sup>2</sup>.

Principalmente, se busca que la bomba de ariete hidráulico pueda suplir el uso de una electrobomba ocupada para el mismo fin, teniendo la bomba de ariete hidráulico un desempeño bueno, más económico y menos agresivo con el medio ambiente.

Un objetivo indirecto del presente documento, es aportar el estudio hidráulico de dicha bomba para que posteriormente se pueda seguir investigando y mejorando prototipos que incrementen la eficiencia de la maquina; teniendo así oportunidad de mejorar la ingeniería aplicada en la misma.

## INTRODUCCIÓN

A lo largo del desarrollo de este trabajo se hace la investigación para realizar la implementación de una bomba de ariete hidráulico para el riego de un jardín mediano que cuenta con 100 m<sup>2</sup>. Tratando en cada uno de sus capítulos el desarrollo de la información para culminar con la correcta aplicación de la bomba de ariete hidráulico.

En el capítulo 1 **MARCO HISTORICO** se analiza el porque del riego y la importancia del mismo, así como la historia del desarrollo y la aplicación de la ingeniería en esta parte tan importante como lo es la agricultura. Igualmente, se trata de hacer énfasis en las bombas hidráulicas que han sido utilizadas en el riego agrícola, con el fin de que se entienda que la historia del riego y la ingeniería aplicada al mismo tienen una importancia en el desarrollo de este documento.

En el capítulo 2 **MARCO TEORICO** se comienzan a desmenuzar los temas que hacen referencia a la hidráulica; así como los temas que sirven como los conceptos básicos para el entendimiento del comportamiento de la bomba de ariete hidráulico, y otras bombas hidráulicas. Este capítulo tiene el fin de aportar los conceptos básicos para la posterior implementación de dichos conceptos en el desarrollo del análisis de la bomba de ariete hidráulico.

En el capítulo 3 **BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO** se ven aspectos de la historia de la bomba de ariete hidráulico; así como el desarrollo y análisis de las ecuaciones que rigen el comportamiento de una bomba de ariete hidráulico. Este capítulo profundiza en el análisis, aplicando los conceptos básicos hidráulicos para poder realizar un correcto análisis para la posterior aplicación de una bomba de ariete hidráulico.

En el capítulo 4 **APLICACIÓN DE BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO** se aplican las ecuaciones desarrolladas en el capítulo anterior, para desarrollar una bomba de ariete hidráulico que cumpla con ciertos requerimientos para el riego de un jardín de 100 m<sup>2</sup>. Este capítulo conlleva el armado de la tubería de alimentación y el armado de la bomba de ariete hidráulico a instalar; así como la aplicación de las ecuaciones para obtener los datos necesarios para un correcto funcionamiento de la misma.

Igualmente, se genera una comparativa, en cuanto a ventajas y desventajas, de una bomba de ariete hidráulico y una bomba periférica de 0.5 HP.

En el capítulo 5 **CONCLUSIONES** se generan las conclusiones obtenidas después del análisis y desarrollo de una bomba de ariete hidráulico tomando en cuenta el desempeño logrado por la maquina al realizar el trabajo para el cual fue implementada. Se toman en cuenta todos los aspectos posibles para poder concluir de una forma correcta y certera.

## INDICE

<b>1.</b>	<b>MARCO HISTORICO.....</b>	<b>1</b>
	1.1 <b>DEFINICION DE RIEGO.....</b>	<b>1</b>
	1.2 <b>HISTORIA DEL RIEGO .....</b>	<b>1</b>
	1.3 <b>SISTEMA DE RIEGO.....</b>	<b>4</b>
	1.4 <b>SELECCIÓN DE SISTEMAS DE RIEGO .....</b>	<b>5</b>
	1.5 <b>TIPOS DE SISTEMAS DE RIEGO .....</b>	<b>5</b>
	1.5.1 <b>SISTEMA DE RIEGO SUPERFICIAL.....</b>	<b>6</b>
	1.5.2 <b>SISTEMA DE RIEGO POR ASPERSION .....</b>	<b>7</b>
	1.5.3 <b>SISTEMA DE RIEGO POR GOTEO.....</b>	<b>8</b>
	1.5.4 <b>SISTEMA DE RIEGO SUBTERRANEO .....</b>	<b>9</b>
	1.6 <b>BOMBAS HIDRAULICAS EN EL RIEGO .....</b>	<b>10</b>
	1.6.1 <b>TIPOS DE BOMBAS HIDRAULICAS PARA RIEGO.....</b>	<b>10</b>
	1.6.2 <b>CONSIDERACIONES PARA BOMBA HIDRAULICA DE RIEGO.....</b>	<b>12</b>
<b>2.</b>	<b>MARCO TEORICO .....</b>	<b>13</b>
	2.1 <b>CONCEPTOS HIDRAULICOS GENERALES.....</b>	<b>13</b>
	2.1.1 <b>ALTURA (H).....</b>	<b>13</b>
	2.1.2 <b>DENSIDAD ESPECÍFICA.....</b>	<b>13</b>
	2.1.3 <b>DENSIDAD RELATIVA .....</b>	<b>14</b>
	2.1.4 <b>PESO ESPECÍFICO.....</b>	<b>14</b>
	2.1.5 <b>VOLUMEN ESPECÍFICO .....</b>	<b>15</b>
	2.1.6 <b>FUEZA .....</b>	<b>16</b>
	2.1.7 <b>PRESION .....</b>	<b>16</b>
	2.1.8 <b>PRESION DE UN FLUIDO .....</b>	<b>17</b>
	2.1.9 <b>FLUJO VOLUMETRICO .....</b>	<b>17</b>
	2.1.10 <b>FLUJO MASICO (M).....</b>	<b>18</b>
	2.1.11 <b>FLUJO INCOMPRESIBLE .....</b>	<b>18</b>
	2.1.12 <b>COMPRESIBILIDAD.....</b>	<b>19</b>
	2.1.13 <b>TENSION SUPERFICIAL .....</b>	<b>19</b>
	2.1.14 <b>ECUACION DE CONTINUIDAD .....</b>	<b>21</b>
	2.1.15 <b>ECUACION DE BERNOULLI.....</b>	<b>23</b>
	2.1.16 <b>NUMERO DE REYNOLDS .....</b>	<b>26</b>

2.1.17	FACTOR DE FRICCION .....	27
2.1.18	CALCULO DE PERDIDAS .....	31
2.1.18.1.	PERDIDAS PRIMARIAS.....	31
2.1.18.2.	PERDIDAS SECUNDARIAS .....	33
2.1.19	CAVITACION .....	34
2.1.20	GOLPE DE ARIETE.....	35
2.1.20.1.	PRESION MAXIMA EN CIERRE TOTAL O PARCIAL INSTANTANEO....	38
2.1.20.2.	PRESION MAXIMA EN CIERRE LENTO UNIFORME TOTAL DE UNA VALVULA	44
2.2	BOMBAS .....	45
2.2.1	DEFINICION DE BOMBA.....	45
2.2.2	CLASIFICACION DE LAS BOMBAS.....	47
2.2.3	TURBOMAQUINAS .....	47
2.2.3.1	CLASIFICACION DE LAS TURBOMAQUINAS .....	48
2.2.4	MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO .....	51
2.2.4.1	CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO	53
3.	BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO.....	54
3.1	ANTECEDENTES.....	54
3.2	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	57
3.3	ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO.....	58
3.3.1.	VALVULA DE IMPULSO.....	58
3.3.2.	VALVULA DE RETENCION .....	59
3.3.3.	CAMARA DE AIRE.....	60
3.4	CICLO HIDRAULICO DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO .....	61
3.4.1.	PRIMER PERIODO (ACELERACION).....	62
3.4.2.	SEGUNDO PERIODO (BOMBEO).....	63
3.4.3.	TERCER PERIODO (RETROCESO).....	64
3.5	ECUACIONES QUE RIGEN COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA .....	65
3.5.1.	CALCULO DE TUBERIA DE ALIMENTACION Y DE VELOCIDAD .....	67
3.5.2.	CALCULO DEL CAUDAL DE ALIMENTACION .....	69
3.5.3.	CALCULO DE DIAMETRO DE TUBERIA DE ALIMENTACION .....	73
3.5.4.	ECUACIONES PARA PERDIDAS HIDRAULICAS .....	74
3.5.5.	CALCULOS EN LA VALVULA DE IMPULSO.....	75
3.5.6.	PRESION EN LA CAMARA DE AIRE.....	78
3.5.7.	ALTURA DESARROLLADA POR EL ARIETE .....	80

3.5.8.	EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO .....	81
3.5.9.	RENDIMIENTO VOLUMETRICO .....	82
4.	APLICACIÓN DE BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO .....	83
4.1.	ESPECIFICACIONES DEL LUGAR Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA INSTALACION HIDRAULICA. ....	83
4.2.	ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO .....	85
4.3.	CALCULOS CONCERNIENTES AL ARIETE HIDRAULICO INSTALADO. ....	86
4.3.1.	CALCULO DE LA VELOCIDAD Y NUMERO DE REYNOLDS DENTRO DE LA TUBERIA DE ALIMENTACION.....	87
4.3.2.	OBTENCION DEL COEFICIENTE DE FRICCION.....	88
4.3.3.	CALCULO DE PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIA DE ALIMENTACION 89	
4.3.4.	CALCULO DE PERDIDAS LOCALES EN TUBERIA DE ALIMENTACION.....	90
4.3.5.	CALCULO DE LAS PERDIDAS TOTALES EN LA TUBERIA DE ALIMENTACION.....	91
4.3.6.	CALCULO DE LA VELOCIDAD EN LA VALVULA DE IMPULSION .....	92
4.3.7.	DETERMINACION DEL TIEMPO DE UN PERIODO DEL ARIETE HIDRAULICO 92	
4.3.8.	DETERMINACION DEL CAUDAL PERDIDO Y CAUDAL BOMBEADO.....	94
4.3.9.	CALCULO DE LA CELERIDAD DE ONDA .....	95
4.3.10.	TIEMPOS DE CIERRE DE LA VALVULA DE IMPULSION .....	96
4.3.11.	CALCULO DEL PULSO JOUKOWSKY .....	96
4.3.12.	CALCULO DE LA PRESION TEORICA MAXIMA Y MINIMA DENTRO DE LA CAMARA HIDRONEUMATICA. ....	97
4.3.13.	CALCULO DE LA PRESION INICIAL REAL PRACTICA DE LA BOMBA .....	97
4.3.14.	CALCULO DEL VOLUMEN INICIAL REAL PRACTICO DE LA BOMBA.....	98
4.3.15.	CALCULO DE LA PRESION Y VOLUMEN SECUNDARIOS REALES PRACTICOS DE LA BOMBA.....	99
4.3.16.	CALCULO DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE .....	100
4.3.17.	CALCULO DE LA FUERZA HIDRAULICA.....	100
4.3.18.	CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO..	101
4.3.19.	RENDIMIENTO VOLUMETRICO .....	105
4.4.	APLICACIÓN DE LA BOMBA PARA EL RIEGO DEL JARDIN .....	105
4.4.1.	APLICACIÓN DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO EN RIEGO POR GRAVEDAD.....	106

4.4.2. APLICACIÓN DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO EN RIEGO PRESURIZADO .....	107
4.4.3. COMPARATIVA DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO CON BOMBA PERIFERICA DE 0.5 HP .....	109
5. CONCLUSIONES .....	111
BIBLIOGRAFIA .....	113
ANEXOS .....	114

## **1. MARCO HISTORICO**

### **1.1 DEFINICION DE RIEGO**

El riego como tal es una práctica humana antigua aplicada al mantenimiento y alimentación de agua de forma artificial a los suelos que son fértiles con el fin de poder obtener plantas y vegetales para consumo humano, o bien para la obtención de plantas ornamentales. Cabe mencionar que el riego agrícola conlleva una metodología e implementación de herramientas para su correcta aplicación y así obtener resultados satisfactorios.

Para una definición más formal, se dice que:

“El riego es la aplicación oportuna y uniforme de agua a un perfil del suelo para reponer en este el agua consumida por los cultivos entre dos riegos consecutivos”<sup>1</sup>

### **1.2 HISTORIA DEL RIEGO**

La historia del riego tiene su apogeo en la edad de Bronce a 3500 años a.C... Su principal desarrollo fue dentro de las civilizaciones de Mesopotamia y Egipto.

La práctica del riego tiene lugar al comenzar el sedentarismo del hombre en lugares concretos; ya que se requería de la producción de alimentos tanto animal, como vegetal. Por esta causa se empezó a desarrollar la agricultura y con ella el riego, esto a causa de que se requería el mantenimiento de los cultivos desde la siembra, hasta su cosecha.

---

<sup>1</sup> GUROVICH, L. (1985). *FUNDAMENTOS Y DISEÑO DE SISTEMAS DE RIEGO* (PRIMERA ed.). COSTA RICA: IICA.P.14.



“Los descubrimientos arqueológicos indican que esto ocurrió alrededor de 5000 años a.C. en los territorios hoy ocupados por Egipto, Irán, China, Turquía, España, Inglaterra, Perú, México y el sur de Estados Unidos.”<sup>2</sup>

El riego surge por la necesidad del hombre de poder distribuir el agua recolectada hacia los cultivos vegetales; debido a que la escases del agua en ciertos lugares, sumado a climas naturales desfavorables por la escases de lluvia, el hombre se vio obligado a la invención de esta práctica para poder mantener los cultivos en buenas condiciones y poder tener un resultado eficiente para su gente.

El desarrollo del riego ha pasado por distintas prácticas y métodos para su implementación.

“Al principio eran inundados los terrenos más planos, luego se construyeron terrazas que también se regaron por inundación, con métodos que variaron en eficiencia de acuerdo con la habilidad, el ingenio y la necesidad del hombre de economizar agua.”<sup>3</sup>

Debido a la necesidad de economizar agua, el hombre se vio obligado a la elaboración de sistemas de riego que iban desde la creación de ciertas paredes para poder retener el agua, hasta la elaboración de canales parejos para poder tener una buena irrigación del agua a todos los cultivos existentes en su cosecha.

Es importante mencionar que el desarrollo del riego no fue inmediato, en vista de que el punto principal era la obtención y almacenamiento de agua para las ciudades antiguas, el riego no tuvo un desarrollo inmediato; sin embargo, las estructuras hidráulicas fueron desarrollándose un nivel excepcional. Esto quiere decir que las primeras obras hidráulicas consistieron en el desarrollo de embalses para la acumulación de agua, y en los primeros canales de distribución y

---

<sup>2</sup> GUROVICH, L. (1985). *FUNDAMENTOS Y DISEÑO DE SISTEMAS DE RIEGO* (PRIMERA ed.). COSTA RICA: IICA. P.7

<sup>3</sup> GUROVICH, L. (1985). *FUNDAMENTOS Y DISEÑO DE SISTEMAS DE RIEGO* (PRIMERA ed.). COSTA RICA: IICA. P.8.

conducción de agua para las locaciones en donde comenzaba el establecimiento aglomerado de gente.

En el caso específico de América Latina, las técnicas de riego fueron mejoradas con la tecnología introducida en la conquista de los españoles, estas técnicas siguieron desarrollándose y adaptándose a distintos tipos de climas, suelos, vegetación, cantidad de agua disponible y cantidad de hectáreas disponibles para el desarrollo de la Agricultura.

“En México, un ejemplo clásico de sistemas de riego antiguos son las chinampas, sistemas de producción agrícolas sobre los lagos, utilizados por los Aztecas antes de la época de la conquista con la finalidad de producir los cultivos básicos de su alimentación en forma segura; el sistema en si combina el conocimiento del riego subterráneo con la hidroponía (cultivo de plantas sin suelo)”.<sup>4</sup>

Un ejemplo, es el que se puede observar en la Figura 1, donde se aprecia una imagen que ilustra las chinampas que ocupaban los aztecas para su producción agrícola.



*Figura 1 Chinampas (Fuente: <http://hidroponia.mx/chinampas-una-manera-sustentable-de-cultivar-en-mexico/>)*

---

<sup>4</sup> CISNEROS ALMAZAN, R. (OCTUBRE de 2003). APUNTES DE LA MATERIA DE RIEGO Y DRENAJE. SAN LUIS POTOSI, MEXICO. Obtenido de P. 7. De <http://www.ingenieria.uaslp.mx/Documents/Apuntes/Riego%20y%20Drenaje.pdf>

El seguimiento en el desarrollo de las técnicas de riego para aumentar su eficiencia y obtener resultados satisfactorios floreció en la década de los años 80. A partir de esta década, el riego ha sido tomado como una ciencia cuyo desarrollo ha ido en avance constante gracias a las investigaciones en campos como: ahorro agua, ahorro de energía, energía hidráulica, materiales y desarrollo de nuevas herramientas y técnicas necesarias para la correcta implementación del riego.

### 1.3 SISTEMA DE RIEGO

Un sistema de riego puede definirse como:

“El conjunto de instalaciones técnicas que garantizan la organización y realización del mejoramiento de tierras mediante el riego”.<sup>5</sup>

Partes que integran los sistemas:

- Fuente de regadío (río, presa, pozos...)
- Toma de agua de cabecera.
- El canal principal o tubería.
- Los canales distribuidores o tuberías (primario, secundario, terciario...).
- Red de drenaje destinada a evacuar excedentes de agua y de sales, así como de niveles freáticos excedentes.
- Las obras hidrotécnicas del sistema de riego (compuertas, válvulas, medidores, aliviadores...)
- Las instalaciones adecuadas para garantizar el riego durante todo el ciclo.

---

<sup>5</sup> CISNEROS ALMAZAN, R. (OCTUBRE de 2003). APUNTES DE LA MATERIA DE RIEGO Y DRENAJE. SAN LUIS POTOSI, MEXICO. Obtenido de P. 77. De <http://www.ingenieria.uaslp.mx/Documents/Apuntes/Riego%20y%20Drenaje.pdf>

## **1.4 SELECCIÓN DE SISTEMAS DE RIEGO**

Hay una cierta variedad de sistemas para poder implementar algún tipo de sistema de riego. Para poder implementar un cierto tipo de sistema es necesario conocer factores de gran importancia tales como:

- Factor social, ya que se debe ver el impacto que puede ocasionar el sistema de riego; este impacto puede ser positivo, o bien puede ser negativo generando altercados sociales en la comunidad que se implementara.
- Factor económico, este factor se debe de tomar en cuenta debido a los costos de la instalación hidráulica necesaria para el sistema de riego.
- Topografía, este factor es importante para determinar cuál es el tipo de sistema que tendría una mayor eficiencia en el terreno donde se implementara.
- Agronomía, este factor es importante para determinar la cantidad de agua y frecuencia de riego necesarios para el crecimiento y desarrollo de los cultivos que se desea hacer crecer, de esta forma se puede establecer un sistema que cubra con las necesidades sin tener pérdidas hidrológicas y económicas en las estructura hidráulica.

## **1.5 TIPOS DE SISTEMAS DE RIEGO**

Existen varios tipos de sistemas de riego. Prácticamente, esta clasificación es empleada para organizar estos sistemas basándose en la forma en la que el riego es aplicado a los cultivos, esta clasificación organiza los sistemas en:

- Riego superficial
- Riego por aspersión
- Riego por goteo
- Riego subterráneo

### 1.5.1 SISTEMA DE RIEGO SUPERFICIAL

El riego superficial, también conocido como sistema de riego por gravedad, consiste en la realización de surcos y melgas principalmente. Estos surcos ayudan al movimiento del agua a través del cultivo.

El llenado de agua de los surcos es originado por una inundación controlada, logrando así una inundación parcial y el agua correrá a través de los ramales de los surcos y melgas, tal como puede observarse en la Figura 2; este movimiento se origina sin presión alguna, usando así la gravedad como fuerza que actúa sobre el agua para su dispersión.

Los sistemas de riego superficial pueden ser:

- Riego por inundación de cuadros
- Riego por regaderas curvas
- Riego por bordos a nivel
- Riego por melgas



Figura 2 Ejemplo De Sistema De Riego Superficial, Riego Por Surcos Continuos. (Fuente: <http://www.cenicana.org/web/programas-de-investigacion/agronomia/manejo-de-aguas/metodos-de-aplicacion-del-riego/riego-por-surcos>)

## 1.5.2 SISTEMA DE RIEGO POR ASPERSION

Los sistemas de riego por aspersión son presurizados, esto quiere decir que el agua que viaja a través de la estructura hidráulica, predispuesta para el riego de cultivos, va con una cierta presión que es generada por medio de bombas, como se puede observar en la Figura 3.

“Los sistemas de riego por aspersión distribuyen el agua convirtiendo energía de presión en el orificio de descarga del aspersor (o en la tubería) a energía de velocidad en el chorro de agua y esparce sobre el terreno en forma de gotas de lluvia”.<sup>6</sup>

La ventaja principal que caracteriza este sistema de riego, es que no se necesita nivelar el suelo, ya que la instalación de la tubería está por encima del cultivo y la aspersión sirve para que caiga el agua de una forma pareja sobre el cultivo. Igualmente, no se requiere forzosamente de canales y debido a que la aplicación del agua tiene una cierta presión y llega al cultivo en forma de lluvia, puede contener algunos productos químicos positivos que caerán uniformemente en el cultivo.



*Figura 3 Ejemplo De Sistema de Riego Por Aspersión (Fuente: <http://agroipsa.com.mx/riego-por-aspersion/>)*

---

<sup>6</sup> CISNEROS ALMAZAN, R. (OCTUBRE de 2003). APUNTES DE LA MATERIA DE RIEGO Y DRENAJE. SAN LUIS POTOSI, MEXICO. Obtenido de P. 109. De <http://www.ingenieria.uaslp.mx/Documents/Apuntes/Riego%20y%20Drenaje.pdf>

Los sistemas de riego por aspersión pueden clasificarse de la siguiente forma:

- Sistemas portátiles: con aspersores portátiles
- Sistemas semipermanentes: Línea principal fija y laterales móviles
- Sistema permanente: Bomba principal lateral y aspersores fijos

### 1.5.3 SISTEMA DE RIEGO POR GOTEO

El sistema de riego por goteo, también conocido como riego localizado, consiste en la irrigación del agua en el suelo del cultivo; esta agua es llevada hasta ahí por medio de tuberías, las cuales tienen en el trayecto “goteros”, tal como se puede observar en la Figura 4. Los goteros están puestos de tal forma que cada uno deja caer gotas directamente en el suelo de una planta del cultivo, evitando así que crezcan hierbas parasitas alrededor de la planta requerida.

La ventaja principal de este tipo de riego es que no se requiere una gran potencia en el bombeo del agua hacia las tuberías que la transportaran, lo cual se traduce en un bajo consumo de energía.



*Figura 4. Gotero Para Instalación De Sistema De Riego Por Goteo (Fuente: <https://www.agrohuerto.com/riego-por-goteo-que-es/>)*

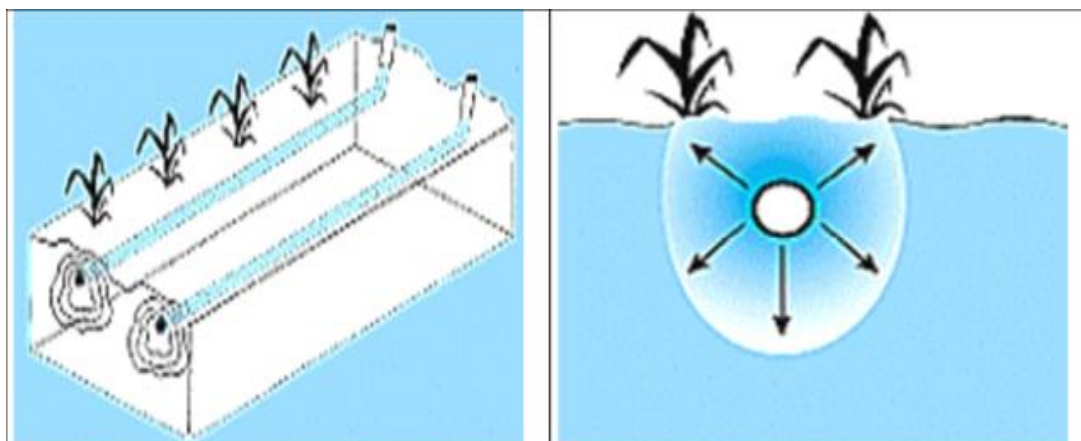
### 1.5.4 SISTEMA DE RIEGO SUBTERRANEO

El sistema de riego subterráneo es un sistema que, al igual que el sistema de riego por goteo, no necesita una gran potencia hidráulica dentro de sí para llevar a cabo su tarea de irrigación del agua.

Su principal implementación es para el riego de áreas verdes y céspedes deportivos, ya que no afecta el mantenimiento que se le puede otorgar a dichas áreas. También, tiene la ventaja de que no afecta a la vista decorativa del lugar.

Para su implementación las tuberías son perforadas con un cierto diámetro de orificios creados a lo largo de la tubería, y son enterradas para posteriormente lograr que el agua transite dentro de la tubería y pueda irrigar de forma uniforme el agua.

Una de las ventajas más importantes de este sistema de riego es que se pueden utilizar productos químicos positivos para el crecimiento de la planta, diluidos en el agua que se va a emplear para el riego; al llegar a la planta el agua, aprovechamiento es más directo por ser un riego que está más cerca de la raíz.



*Figura 5 Sistema de Riego Subterráneo (CISNEROS ALMAZAN, 2003, pág. 81 con fines académicos)*



## **1.6 BOMBAS HIDRAULICAS EN EL RIEGO**

Las bombas hidráulicas se implementan en los sistemas de riego para poder utilizar la presión dentro de la estructura hidráulica y realizar la tarea de riego de una forma más eficiente.

Las bombas hidráulicas se implementan en todos los sistemas de riego, ya sea directa o indirectamente. Se toma un uso indirecto de una bomba hidráulica en el sistema de riego, cuando se utiliza para el llenado de agua de algún contenedor que servirá como almacenamiento para su posterior uso en el riego. Por otro lado, el uso directo se puede observar en tres sistemas de riego principalmente:

- Sistema de riego por aspersión
- Sistema de riego por goteo
- Sistema de riego subterráneo

### **1.6.1 TIPOS DE BOMBAS HIDRAULICAS PARA RIEGO**

La primera clasificación que se realiza para una categorización de las bombas implementadas en el riego agrícola, es la que tiene base en la fuente energética que se utiliza para su puesta en marcha, estas pueden ser:

- **Motobombas:** Que la fuente energética que se necesita para realizar el trabajo de bombeo viene de los combustibles fósiles, ya que el motor que activa el movimiento dentro del sistema es un motor de combustión interna, de ahí el nombre de “motobomba”.



*Figura 6 Motobomba de gasolina GeoTech HPWP800*

- **Electrobombas:** Las cuales necesitan motores eléctricos para poder llevar a cabo su función de bombeo. Estas bombas, dependiendo de los requerimientos que se tengan para el riego, pueden contar con motores monofásicos o trifásicos para generar la potencia necesario que satisfaga la demanda de riego.



*Figura 7 Bomba Centrífuga De Flujo Medio Pedrollo HF*

Otro aspecto a considerar, y que muchas veces presenta contratiempos en las bombas, son las diferencias de altura que se tienen para transportar el agua de un sitio a otro; esto es lo que añade una segunda clasificación para las bombas hidráulicas utilizadas en el riego agrícola. Dicha clasificación se compone de dos grupos:

- Bombas sumergibles: Debido a que muchas veces los embalses, o bien, los contenedores de agua se encuentran a una altura de aspiración elevada, lo que ocasionaría problemas de cavitación dentro de ciertas bombas provocando daños y a su vez gastos fuertes, se opta por instalar las bombas en la superficie del embalse mediante el uso de flotadores o en una cámara de aspiración anexa que se llena por el principio de los vasos comunicantes.
- Bombas no sumergibles: Al contrario de las bombas sumergibles, estas bombas se instalan a una altura considerable, siempre y cuando el sitio donde se han instalado sea un sitio que tenga una altura de aspiración baja para evitar los problemas de cavitación en los componentes de la bomba.

### **1.6.2 CONSIDERACIONES PARA BOMBA HIDRAULICA DE RIEGO**

Las consideraciones que se deben de tener en cuenta para elegir el tipo de bomba que cubrirá las demandas del sistema de riego, son las siguientes:

- Cantidad de agua que necesita elevar
- Se requiere saber las pérdidas que se producen en las tuberías
- Altura entre nivel del agua y altura de succión
- Altura entre nivel de la bomba y el nivel de la descarga
- Presión requerida para el correcto desempeño del sistema de riego
- Diámetros de entrada y salida de la bomba
- Energías disponibles para el accionamiento de la bomba

## 2. MARCO TEORICO

### 2.1 CONCEPTOS HIDRAULICOS GENERALES

#### 2.1.1 ALTURA (H)

En cuanto a altura se refiere, se hace alusión a la altura a la que se encuentra una cierta cantidad o masa de agua, o bien, a la altura que se requiere que alcance el agua en un cierto sistema hidráulico.

#### 2.1.2 DENSIDAD ESPECÍFICA

La densidad específica se puede explicar cómo la cantidad de masa por unidad de volumen, obteniendo la relación:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (2.1)$$

Donde:

$\rho$ = Densidad específica (Kg/m<sup>3</sup>)

m= masa (Kg)

v= volumen (m<sup>3</sup>)

Para tener una explicación más directa, es necesario argumentar que la densidad específica es igualmente conocida como densidad absoluta. Esta densidad es función de la temperatura y la presión, debido a esto, si la temperatura o la presión cambian, la densidad específica se verá afectada por dichos cambios.

Por otro lado, cuando se trata de sólidos, la densidad de estos no se ve afectada en gran medida por la temperatura o presión, debido a esto es que los cambios en la densidad de los sólidos pueden tomarse como despreciables en cuanto a cálculos se refiere.

### 2.1.3 DENSIDAD RELATIVA

En cuanto a la densidad relativa, tenemos que es una magnitud que está en función de la temperatura y la presión; y es una magnitud adimensional.

“Densidad relativa es la relación entre a masa del cuerpo a la masa de un mismo volumen de agua destilada a la presión atmosférica y 4° C.”<sup>7</sup>

Prácticamente, es la comparación de la densidad de dos sustancias a la misma temperatura y a la misma presión, ya que ambas densidades se expresan en las mismas unidades dimensionales, obtenemos un resultado adimensional.

### 2.1.4 PESO ESPECÍFICO

Es relación existente entre el peso y el volumen, al igual que la densidad, el peso específico es una función de la presión y la temperatura, ya que al haber cambios en estos parámetros obtenemos un cambio de volumen obteniendo así mismo un cambio en el peso específico de una sustancia.

La relación del peso específico se puede obtener de la forma siguiente:

$$\gamma = \frac{w}{v} \quad (2.2)$$

Donde:

$\gamma$ = peso específico (N/m<sup>3</sup>)

w= peso en N

v= volumen (m<sup>3</sup>)

---

<sup>7</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P. 16

Igualmente, es posible obtener de forma más directa el peso específico al realizar el producto de la densidad específica por la fuerza de gravedad, obteniendo así:

$$\gamma = \rho g \quad (2.2.1)$$

Donde:

$\gamma$ = peso específico (N/m<sup>3</sup>)

$\rho$  = densidad específica (kg/m<sup>3</sup>)

$g$ = fuerza de gravedad (m/s<sup>2</sup>)

### 2.1.5 VOLUMEN ESPECÍFICO

El volumen específico se define como el volumen que se tiene por unidad de masa. Igualmente, podemos decir que es el recíproco de la densidad; esta propiedad se clasifica como una propiedad intensiva, ya que no dependen de la cantidad de materia.

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (2.3)$$

Donde:

$v$ = volumen específico (m<sup>3</sup>/kg)

$\rho$  = densidad específica (kg/m<sup>3</sup>)

“El volumen específico, como todas las magnitudes específicas (energía interna, entalpía, etc..., en termodinámica), se han de referir en el SI, que es un sistema másico, a la unidad de masa, el kg...”<sup>8</sup>

---

<sup>8</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID:

### 2.1.6 FUEZA

La fuerza es una magnitud vectorial que representa la intensidad de cambio en dos partículas o cuerpos y se caracteriza por su magnitud, dirección y punto de aplicación.

“En general, la fuerza es considerada como un "empuje" o un "jalón" ejercido por un cuerpo sobre otro. Esta interacción puede ocurrir cuando existe contacto directo entre los cuerpos.”<sup>9</sup>

### 2.1.7 PRESION

“La presión se define como la cantidad de fuerza aplicada sobre una unidad de área de una sustancia, o sobre una superficie.”<sup>10</sup> Se enuncia por medio de la ecuación:

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

Donde:

P= Presión (N/m<sup>2</sup>)

F= Fuerza (N)

A= Área (m<sup>2</sup>)

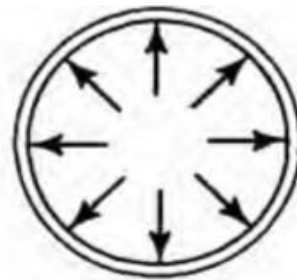
---

<sup>9</sup> HIBBELER, R. (2004). *Mecanica Vectorial Para Ingenieros. Estatica* (DECIMA ed.). México: PEARSON EDUCACION. P.4.

<sup>10</sup> MOTT, R. L. (2006). *Mecanica de Fluidos* (SEXTA ed.). MEXICO: PEARSON EDUCACION., P.3

### 2.1.8 PRESION DE UN FLUIDO

En cuanto a presión de fluido, este puede transmitir una presión uniforme hacia todas las direcciones como se ilustra con la Figura 8, por ejemplo dentro de una tubería, y tiene un comportamiento de presión uniforme cuando se encuentra sobre una superficie plana. Cuando un fluido se encuentra sobre una superficie horizontal, se puede suponer que el valor de la presión es igual en cualquier punto que se tome.



*Figura 8 Presión De Un Fluido Dentro De Una Tubería Contenedor (MOTT, 2006, pág. 12, Figura 1.3-b, con fines académicos)*

### 2.1.9 FLUJO VOLUMETRICO

“El flujo volumétrico es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.”<sup>11</sup>

Esta relación la podemos ver en la ecuación:

$$\dot{Q} = AV \quad (2.5)$$

Donde:

$\dot{Q}$ = Flujo Volumétrico ( $m^3/s$ )

A= Área por donde circula el flujo ( $m^2$ )

V= Velocidad del flujo ( $m/s$ )

---

<sup>11</sup> MOTT, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos* (SEXTA ed.). MEXICO: PEARSON EDUCACION., P.154



### 2.1.10 FLUJO MASICO (M)

El flujo másico, a diferencia del flujo volumétrico, se define como la cantidad de masa del fluido que circula dentro de una sección por unidad de tiempo.

Para lograr hacer esta relación ocuparemos la densidad del fluido ( $\rho$ ) y del flujo volumétrico, o gasto, esto lo podemos definir con la siguiente ecuación.

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} \quad (2.6)$$

Donde

$\dot{m}$ = Flujo másico (kg/s)

$\rho$ = Densidad específica (kg/m<sup>3</sup>)

$\dot{Q}$ = Flujo volumétrico, o caudal (m<sup>3</sup>/s)

### 2.1.11 FLUJO INCOMPRESIBLE

“La incompresibilidad es una aproximación y se dice que el flujo es incompresible si la densidad permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el flujo.”<sup>12</sup>

Los líquidos pueden ser considerados como flujos incompresibles, esto es porque al ser estudiada la trayectoria que pueden llevar los líquidos, como flujo interno dentro de un cuerpo con superficies sólidas y bien limitadas, el fluido permanece con un volumen constante a lo largo de la trayectoria estudiada. Siendo que su volumen permanece constante, y tomando en cuenta que la densidad es obtenida con la relación  $\rho=m/v$ ; y la masa del líquido no cambia dentro de dicho ducto, la densidad permanece aproximadamente constante y son tomados como fluidos incompresibles.

---

<sup>12</sup> CENGEL, Y., & CIMBALA, J. (2006). *MECANICA DE FLUIDOS. FUNDAMENTOS Y APLICACIONES* (PRIMERA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL INTERAMERICANA. P.10.

### 2.1.12 COMPRESIBILIDAD

La compresibilidad de un fluido se refiere a la cantidad de cambio volumétrico que puede sufrir dicho fluido bajo una cierta presión. Al aplicar una presión a un fluido compresible en un contenedor, las moléculas de este tenderán a compactarse, a este cambio de volumen se le puede medir con el módulo de volumétrico de elasticidad.

Para la ecuación que nos refiere al módulo volumétrico, tenemos la relación:

$$E = \frac{\Delta P}{\left(\frac{\Delta V}{V}\right)} \quad (2.7)$$

Donde:

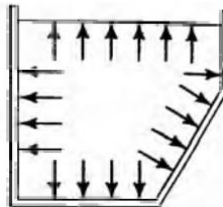
$\Delta P$ = Diferencia de presión (Pa)

$\Delta V$ = Diferencia de volumen ( $m^3$ )

$E$ = Módulo volumétrico ( $N/m^2$ )

### 2.1.13 TENSION SUPERFICIAL

La tensión superficial es la fuerza que evita que los líquidos se mezclen con otros fluidos no miscibles, o bien, con el contenedor en el que se encuentra dicho fluido. Igualmente, la tensión superficial es la causante de que algunos objetos puedan permanecer a flote al estar en contacto con la superficie de un líquido; este fenómeno es causado por la cohesión intermolecular y la adhesión del fluido al cuerpo del contenedor.



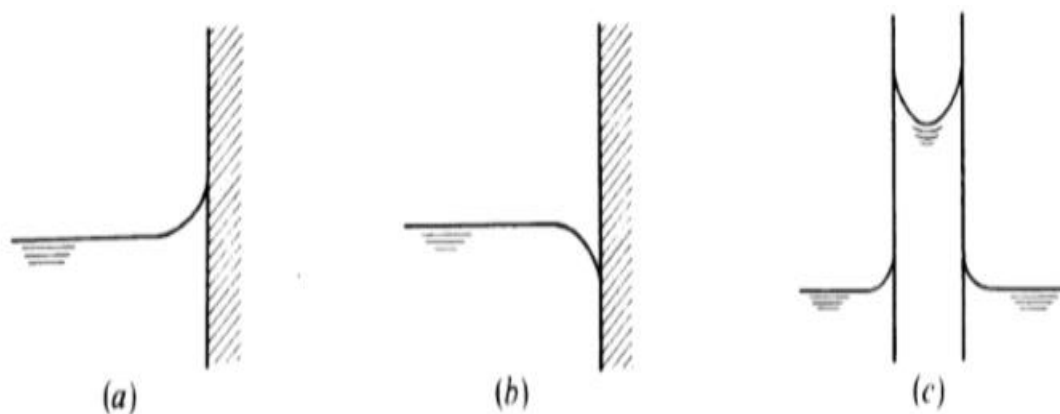
*Figura 9 Ejemplo De La Adhesión De Un Fluido A Las Paredes De Su Contenedor (MOTT, 2006, pág. 12, Figura 1.3-d, con fines academicos)*

Para fines más prácticos, se entiende que la tensión superficial es la fuerza que impide que un gas se mezcle con el líquido contenido dentro de un recipiente, tal como se muestra en la Figura 9, generándose una cierta barrera elástica en las moléculas de la superficie del líquido. La barrera elástica, formada en la superficie de los líquidos, es a causa de la fuerza de cohesión que ejercen las moléculas del líquido que se encuentran más adentro del líquido, para con las moléculas que se encuentran más cerca de la superficie, esto causa la formación una tensión tangencial que forma la barrera.

“La tensión superficial también es la causa de que las gotas de agua adopten una forma casi esférica.”<sup>13</sup>

“La tensión superficial explica también los fenómenos de formación de menisco y el de la elevación del líquido en tubos capilares...”<sup>14</sup>

En la siguiente ilustración, se puede observar algunos fenómenos causados por la tensión superficial.



*Figura 10 Contacto Entre Agua Y Vidrio (a), El Contacto Entre Mercurio Y Vidrio (b) Y La Elevación De Un Líquido Dentro De Un Tubo Capilar (c). (MATAIX , Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas, 1986, pág. 29, Figura 2-7, con fines academicos)*

<sup>13</sup> MOTT, R. L. (2006). *Mecanica de Fluidos* (SEXTA ed.). MEXICO: PEARSON EDUCACION. P.19

<sup>14</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P.29

### 2.1.14 ECUACION DE CONTINUIDAD

La ecuación de la continuidad tiene como base el principio de la Ley de la conservación de la masa, ya que dicha ley dice que “LA MASA NO SE CREA NI SE DESRUYE”. Debido a esta ley, dentro del análisis de la ecuación de continuidad para un régimen permanente, tenemos que dentro de un hilo de corriente la masa no va a cambiar debido a que no hay escape del fluido de forma lateral. Igualmente, la masa que entra al hilo de corriente sigue un flujo continuo, provocando que no se formen concentraciones en puntos específicos dentro del hilo de corriente; debido a este suceso la densidad no cambia en el fluido y se dice que: “la masa que entra en el tubo infinitesimal es igual a la masa que sale”<sup>15</sup>

Por tanto:

$$\rho_1 C_1 dA_1 = \rho_2 C_2 dA_2 = \rho_3 C_3 dA_3 = C$$

Donde C1, C2 Y C3 componentes normales de las velocidades en las secciones 1,2 y 3, de la imagen que se muestra a continuación.

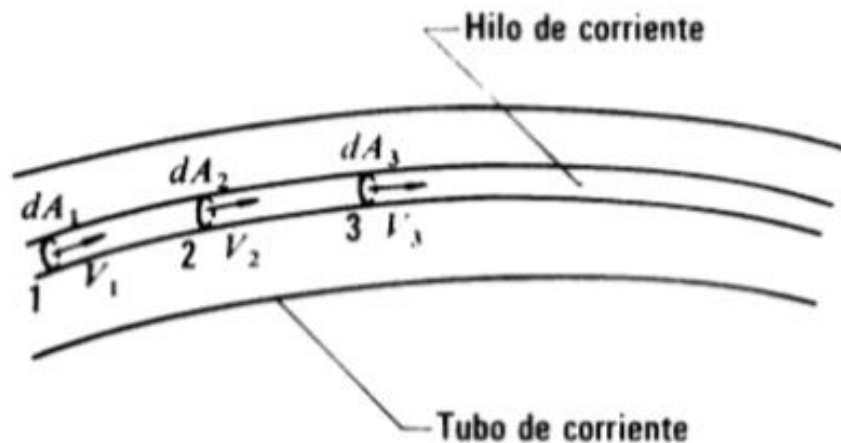


Figura 11 Tubo De Corriente E Hilo De Corriente (MATAIX , *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas*, 1986, pág. 92, Figura 5-5, con fines academicos)

<sup>15</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P. 94.

Debido a que la densidad  $\rho$  no cambia en la trayectoria del hilo de corriente, se puede establecer que la ecuación de continuidad para un fluido incompresible es:

$$C_1 dA_1 = C_2 dA_2 = C_3 dA_3 = C$$

Otra ecuación más nos dice que: "Solo en fluido incompresible el caudal volumétrico que atraviesa una sección transversal cualquiera de un filamento de corriente es constante; pero en todo fluido tanto compresible como incompresible el caudal másico es constante"<sup>16</sup>; por lo que tenemos:

$$dQ = c dA = C$$

Ya se tiene la ecuación anterior para el análisis de un hilo de corriente de un flujo incompresible, se puede integrar dicha ecuación para obtener una ecuación que trate el flujo incompresible dentro de un tubo de corriente:

$$Q = \int dQ = \int c dA = C$$

Donde al integrar obtenemos la ecuación general siguiente:

$$Q = A\bar{c} = C$$

Donde tenemos que:

Q= caudal volumétrico

A=área transversal del tubo

$\bar{c}$ = velocidad media normal a la sección estudiada.

---

<sup>16</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P. 95.

### 2.1.15 ECUACION DE BERNOULLI

“La ecuación de Bernoulli es una relación aproximada entre la presión, la velocidad y la elevación, y es válida en regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables<sup>17</sup>”.

La ecuación de Bernoulli se deduce a partir del principio de conservación de movimiento lineal. Igualmente, esta ecuación toma como despreciables los efectos viscosos que pueda tener un fluido, pero resalta los efectos de la presión y la gravedad que actúan con el fluido.

La ecuación deja de lado los efectos viscosos, a pesar de la inexistencia de un fluido que carezca totalmente de viscosidad, no se puede aplicar la ecuación en todas partes de un flujo, pero hay una aproximación demasiado razonable en ciertas regiones de flujos prácticos. Las regiones que se ocupan para la aplicación de la ecuación de Bernoulli, son aquellas regiones por fuera de las capas límites ya que al salir de estas capas, el fluido está bajo los efectos puramente de la presión y la gravedad.

La deducción de la ecuación de Bernoulli considera el movimiento de una partícula de fluido en un campo de flujo estacionario. Debido a que la deducción de esta ecuación es tomando como referencia el principio de conservación del momento lineal, se debe de aplicar la segunda ley de Newton. Para tener un panorama más amplio, se tomara como referencia la imagen siguiente, que ilustra las fuerzas que actúan sobre una partícula de fluido en una línea de corriente.

---

<sup>17</sup> CENGEL, Y., & CIMBALA, J. (2006). *MECANICA DE FLUIDOS. FUNDAMENTOS Y APLICACIONES* (PRIMERA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL INTERAMERICANA. P. 185

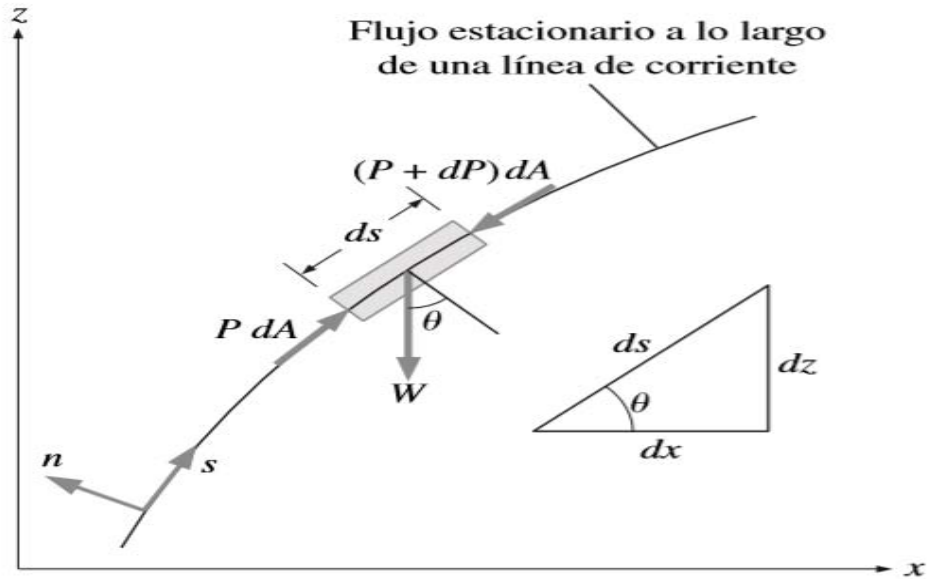


Figura 12 Fuerzas Que Actúan Sobre Una Partícula De Fluido A Lo Largo De Una Línea De Corriente. (CENGEL & CIMBALA, 2006, pág. 187, figura 5-23, con fines académicos)

“En regiones del flujo en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables, las fuerzas significativas que actúan en la dirección  $s$  son la presión (que actúa sobre ambos lados) y la componente del peso de la partícula en la dirección  $s$ .”

$$P dA - (P + dP) dA - W \sin \theta = mV \frac{dV}{dS}$$

Donde:

$\theta$ : Es el ángulo entre la normal a la línea de corriente y el eje vertical  $z$  en ese punto.

$m = \rho V = \rho dA ds$  es la masa.

$W = mg = \rho g dA ds$  es el peso de la partícula de fluido.

$\sin \theta = dz/ds$ .

Tomando en cuenta las especificaciones anteriores, sustituyendo y eliminando  $dA$  de cada término, obtenemos:

$$-dP - \rho g dz = \rho V dV$$

Al realizar la operación de  $V dV$ , y dividir cada término entre  $\rho$ , obtenemos:

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{1}{2}(V^2) + g dz = 0$$

Es necesario resaltar que para un flujo estacionario e incompresible, ésta ecuación se vuelve:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = CTE$$

Con esta ecuación, ya conocida como ecuación de Bernoulli, se puede demostrar que se desprende del principio de conservación de movimiento lineal, ya que se puede evaluar entre dos puntos sobre la misma línea de corriente, siempre y cuando se conozca la presión, densidad, velocidad y elevación, obteniendo una igualdad:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 = CTE \quad (2.8)$$

“Se reconoce  $V^2/2$  como la energía cinética,  $gz$  como la energía potencial y  $P/\rho$  como la energía de flujo, todo por unidad de masa. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli puede concebirse como una expresión del balance de energía mecánica y se puede enunciar del modo siguiente:

La suma de la energía cinética, la potencial y de flujo de una partícula de fluido es constante a lo largo de una línea de corriente en el transcurso del flujo estacionario, cuando los efectos de la compresibilidad y de la fricción son despreciables.”<sup>18</sup>

---

<sup>18</sup> CENGEL, Y., & CIMBALA, J. (2006). *MECANICA DE FLUIDOS. FUNDAMENTOS Y APLICACIONES* (PRIMERA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL INTERAMERICANA. P. 188.



### 2.1.16 NUMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds es un número adimensional que establece una cierta frontera entre el régimen laminar y el régimen turbulento, según el resultado de la ecuación para obtener dicho número; si el número de Reynolds es pequeño se considerara un flujo laminar, o bien un flujo transitorio. Por otro lado, si el número de Reynolds es grande se considerara un flujo turbulento.

El número de Reynolds sirve igualmente para medir el influjo relativo de una fuerza de viscosidad. “Un número de Reynolds grande implica un influjo de la viscosidad pequeño y viceversa”.<sup>19</sup>

La ecuación para obtener el número de Reynolds es la siguiente:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.9)$$

Donde:

V=Velocidad del fluido dentro de la tubería (m/s).

D=Diámetro de la tubería por la que circula el fluido (m)

$\nu$ =Viscosidad cinemática del fluido que recorre la tubería (m<sup>2</sup>/s)

Otra ecuación que puede dar el número de Reynolds, es aquella que introduce en el cálculo el valor de la viscosidad dinámica:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (2.9.1)$$

Donde:

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

V=Velocidad del fluido (m/s).

D=Diámetro de la tubería (m).

$\mu$ =Viscosidad dinámica del fluido (Kg/m\*s)

---

<sup>19</sup> MATAIX, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A.

Igualmente, se puede obtener incluyendo el caudal en la ecuación. “En el caso de una tubería de sección circular, la expresión del número de Reynolds es”<sup>20</sup>:

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D} \quad (2.9.2)$$

Donde:

Q= Es el caudal que fluye dentro de la tubería (m<sup>3</sup>/s)

v=Viscosidad cinemática del fluido que recorre la tubería (m<sup>2</sup>/s)

D=Diámetro de la tubería (m)

Según el número de Reynolds obtenido en cualquiera de las ecuaciones, se puede establecer si el flujo dentro de la tubería es laminar o turbulento.

Para saber que condición es la que tiene el movimiento del flujo dentro de la tubería, se considerara:

“Para aplicaciones prácticas del flujo en tuberías, encontramos que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, éste será laminar. Si el número de Reynolds es mayor que 4000, el flujo será turbulento. En el rango de números de Reynolds entre 2000 y 4000 es imposible predecir qué flujo existe; por tanto, le denominaremos región crítica.”<sup>21</sup>

### 2.1.17 FACTOR DE FRICCIÓN

Dependiendo del número de Reynolds, se puede establecer el cálculo de un factor de fricción, o bien un coeficiente fricción que ayuda en el cálculo de las pérdidas de carga que ocurren en el flujo dentro de las tuberías; este valor será denotado con la letra griega  $\lambda$ . Estas pérdidas son debido a que el material que

<sup>20</sup> AYALA CHAUVIN, M. I. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ARIETE MULTIPULSOR*. LOJA, ECUADOR. P. 37

<sup>21</sup> MOTT, R. L. (2006). *Mecanica de Fluidos* (SEXTA ed.). MEXICO: PEARSON EDUCACION. P.231

compone las tuberías tiene micro-rugosidades que genera un efecto de rozamiento.

En cuanto al régimen laminar, que se tiene en presencia cuando el número de Reynolds es  $Re \leq 2000$ , el valor de  $\lambda$  no es función de la rugosidad de material de la tubería, ya que en el flujo laminar se tienen corrientes con velocidad lenta y viscosidades grandes, lo que ocasiona que las rugosidades del material no afecte la corriente dentro del tubo.

Cuando se tiene un régimen laminar se puede utilizar la ecuación de Poiseuille para obtener el coeficiente de fricción:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.10)$$

Cuando el número de Reynolds obtenido sobrepasa el valor para ser un régimen laminar, es decir; Se obtiene  $Re > 2000$ , se puede utilizar la ecuación de Blasius, la cual permite establecer un coeficiente  $\lambda$  para valores de  $Re$  entre 2000 hasta 100.000, siempre y cuando la tubería sea considerada como lisa, ya que de esta forma el coeficiente no dependerá de la rugosidad relativa.

“Como las tuberías son lisas  $\lambda$  no es función de la rugosidad relativa,  $k/D$ , ya que esta es nula ( $k=0$ ).”<sup>22</sup>

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (2.11)$$

Cuando las tuberías, como en el caso de tuberías industriales, cuentan con una cierta rugosidad artificial se puede aplicar la ecuación de Colebrook-White.

Dicha ecuación se aplica para régimen que está en la zona de transición, es decir con  $2000 \leq Re \leq 4000$ .

La ecuación de Colebrook-White es función del Número de Reynolds, e igualmente es función de la rugosidad relativa.

---

<sup>22</sup> MATAIX, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P.213.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{k/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (2.12)$$

Por otro lado, para flujos que son determinadamente turbulentos, se puede emplear la ecuación de Karman-Prandtl, la cual es:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \left( \frac{D}{2k} + 1.74 \right) \quad (2.13)$$

Una ecuación que ayuda a la obtención del factor de rugosidad de una manera más exacta, disminuyendo el rango de error, es la ecuación propuesta por el Dr. Oscar Guerrero Angulo en el año 1995.

“Guerrero propuso en 1995 la ecuación modificada de Colebrook-White, para el cálculo del coeficiente de pérdidas en flujos turbulentos. Ésta es explícita, y los resultados obtenidos con ella se ajustan suficientemente bien a los calculados con la fórmula implícita de Colebrook-White.”<sup>23</sup>

$$\lambda = \frac{0.25}{\log \left( \frac{k/D}{3.71} + \frac{G}{ReT} \right)^2} \quad (2.14)$$

Donde se han introducido en la ecuación dos parámetros de ajuste para una obtención más certera del coeficiente de fricción, siendo diferentes dichos ajustes para diferentes, y posibles, numero de Reynolds que se puedan obtener, quedando:

G=4.555	T=0.8764	Para $4000 \leq Re < 10^5$
G=6.732	T=0.9104	Para $10^5 \leq Re < 3 \times 10^6$
G=8.982	T=0.93	Para $3 \times 10^6 \leq Re < 10^8$

<sup>23</sup> GUERRERO ANGULO, J., & HANSEN RODRIGUEZ, P. (10 de SEPT de 2015). Obtenido de ECUACIÓN UNIVERSAL PARA EL CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN REDES DE AGUA POTABLE:

[https://www.researchgate.net/publication/266465312\\_ECUACION\\_UNIVERSAL\\_PARA\\_EL\\_CALCULO\\_DE\\_PERDIDAS\\_EN\\_REDES\\_DE\\_AGUA\\_POTABLE](https://www.researchgate.net/publication/266465312_ECUACION_UNIVERSAL_PARA_EL_CALCULO_DE_PERDIDAS_EN_REDES_DE_AGUA_POTABLE)

Para obtener el valor de la rugosidad absoluta  $k$ , se puede obtener de diferentes tablas, donde se puede obtener el respectivo valor de la rugosidad absoluta con respecto al material del que está conformada. En la tabla 1 se puede observar diferentes tipos de rugosidad absoluta, según el tipo de tubería.

<b>Tipo de tubería</b>	<b>Rugosidad absoluta <math>k</math>(mm)</b>	<b>Tipo de tubería</b>	<b>Rugosidad absoluta <math>k</math>(mm)</b>
<b>Vidrio, cobre o latón estirado</b>	<0.001 (o lisa)	<b>Hierro galvanizado</b>	0.15 a 0.20
<b>Latón industrial</b>	0.025	<b>Fundición corriente nueva</b>	0.25
<b>Acero laminado nuevo</b>	0.05	<b>Fundición corriente oxidada</b>	1 a 1.5
<b>Acero laminado oxidado</b>	0.15 a 0.25	<b>Fundición asfaltada</b>	0.1
<b>Acero laminado con incrustaciones</b>	1.5 a 3	<b>Cemento alisado</b>	0.3 a 0.8
<b>Acero asfaltado</b>	0.015	<b>Cemento bruto</b>	Hasta 3
<b>Acero roblonado</b>	0.03 a 0.1	<b>Acero roblonado</b>	0.9 a 9
<b>Acero soldado, oxidado</b>	0.4	<b>Duelas de madera</b>	0.183 a 0.91

*Tabla 1 Coeficiente De Rugosidad Absoluta  $k$ , Para Tuberías Comerciales. (Fuente: MATAIX , Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas, 1986, pág. 219, Tabla 9-2, con fines academicos)*

Otra forma de encontrar el factor  $\lambda$ , es utilizar el diagrama de Moody. El diagrama está construido por dos ecuaciones, las cuales son la ecuación de Poiseuille y la ecuación de Colebrook-White. Del lado derecho del diagrama se puede encontrar la relación de la rugosidad relativa, la cual es  $k/D$ , y en la parte de abajo se puede encontrar el número de Reynolds ( $Re$ ). El diagrama puede apreciarse en el Anexo 1 de este documento.

Es importante recalcar que el uso de del diagrama de Moody, para la obtención de un factor de rugosidad, es debido a que se tiene un flujo turbulento viajando a través de la tubería que se está analizando.

## 2.1.18 CALCULO DE PERDIDAS

A lo largo del camino que recorre el agua a través de las tuberías, el flujo sufre una cierta cantidad de pérdidas de carga, lo cual se ve reflejado en las salidas de los conductos de tubería.

Los resultados obtenidos en la práctica se ven alterados por estas pérdidas de carga que deben de considerarse en los cálculos para poder predecir las alturas que se pueden alcanzar correctamente.

Las pérdidas de carga pueden ser divididas en dos:

- Perdidas primarias
- Perdidas secundarias

### 2.1.18.1. PERDIDAS PRIMARIAS

Las perdidas primarias pueden ser identificadas como las pérdidas que son provocadas por los factores de rugosidad, o fricción, del material con el que está hecha la tubería.

Para poder obtener la cantidad de pérdida de carga que va a tener el flujo dentro de una tubería, se puede utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual permite el uso del coeficiente de fricción  $\lambda$  obtenido del diagrama de Moody, o bien de las ecuaciones para obtener el coeficiente  $\lambda$ , como la ecuación de Colebrook-White.

Las perdidas primarias son ocasionadas por el roce, o fricción, por lo que serán identificadas como  $h_{fr}$ .

La ecuación Darcy-Weisbach se puede utilizar cuando los flujos son turbulentos, en transición o laminares. Esto es porque el factor de fricción, que está inmerso en la ecuación, es obtenido a través del número de Reynolds y a su vez del diagrama de Moody, por lo que la ecuación solamente ocupa este factor para poder obtener el resultado de la pérdida de carga.

La ecuación de Darcy-Weisbach es la siguiente:

$$h_{fr} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.15)$$

Donde:

$h_{fr}$ = Pérdidas primarias por fricción (m)

$\lambda$ = Coeficiente de fricción

$L$ =Longitud total de la tubería (m)

$D$ =Diámetro de la tubería (m)

$V$ =Velocidad del fluido dentro de la tubería (m/s)

$g$ =Gravedad (m/s<sup>2</sup>)

Otra ecuación para poder obtener las pérdidas de carga por fricción es la que incluye en su función al caudal, la cual es:

$$h_{fr} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2 \quad (2.16)$$

Donde:

$h_{fr}$ = Pérdidas primarias por fricción (m)

$\lambda$ = Coeficiente de fricción

$L$ =Longitud total de la tubería (m)

$D$ =Diámetro de la tubería (m)

$g$ =Gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$Q$ =El caudal que recorre la tubería (m<sup>3</sup>/s)

### 2.1.18.2. PERDIDAS SECUNDARIAS

Las pérdidas secundarias, a diferencia de las pérdidas primarias, dependen de los accesorios que se encuentren en la trayectoria de la tubería. Estos accesorios pueden ser codos a 90° o 45°, reducciones de diámetro, válvulas de diferentes tipos y a distinto porcentaje de apertura, etc...

Para poder realizar la aplicación de la ecuación que nos da como resultado la pérdida de carga por efecto de las pérdidas secundarias, o bien, pérdidas locales, es necesario conocer los coeficientes de resistencia de cada uno de los accesorios que nos pueden generar una pérdida de carga en la tubería. La ecuación es la siguiente:

$$h_{loc} = \kappa_{loc} \frac{V^2}{2g} \quad (2.17)$$

Donde:

$h_{loc}$ = Pérdidas secundarias o locales (m)

$\kappa_{loc}$ = Coeficiente de pérdida de accesorio

$V$ = Velocidad del fluido (m/s)

$g$ = Gravedad (m/s<sup>2</sup>)



### **2.1.19 CAVITACION**

La cavitación se entiende como un fenómeno perjudicial que ataca principalmente el órgano intercambiador de energía en las máquinas hidráulicas; y no solamente a las máquinas hidráulicas, también perjudica a las estructuras hidráulicas estáticas.

El fenómeno de la cavitación consiste en la disminución de la presión de un líquido en un punto o zona determinada; esta presión tiene un punto mínimo admisible para que el fluido trabaje correctamente dentro del diseño de las máquinas hidráulicas, y cuando esta presión se vuelve menor que el punto mínimo tenemos el fenómeno de cavitación.

La importancia que juega la presión dentro del análisis de este fenómeno es que los líquidos pueden llegar a su temperatura de ebullición a una cierta presión, llamada presión de saturación de vapor. Cuando las máquinas hidráulicas bajan más allá de la presión mínima admisible, se crean las condiciones propicias para que el líquido pueda ebullicir y así comenzar con el fenómeno de cavitación.

Físicamente, cuando la presión baja hasta alcanzar la presión de saturación de vapor y el líquido empieza a hervir dentro de la máquina hidráulica, se forman pequeñas burbujas, o cavidades, de vapor dentro del fluido de trabajo. El fluido de trabajo al llevar dentro de sí las burbujas de vapor llega a partes, regularmente al órgano del intercambiador de energía, donde la presión es más alta y produciendo así un cambio de estado del vapor a líquido nuevamente. Esta condensación repentina produce una elevación de presión local, y a su vez una corrosión del material con el que tienen contacto.

La principal causa de la cavitación es el mal diseño de la instalación hidráulica, o bien, la mala implementación de la máquina la máquina hidráulica que no cumple con la potencia requerida para el trabajo que se está previsto.

## 2.1.20 GOLPE DE ARIETE

“En el estudio de este fenómeno hay que abandonar las dos hipótesis normalmente usadas: fluido incompresible, régimen permanente. El golpe de ariete es un fenómeno transitorio y por tanto de régimen variable, en que la tubería ya no es rígida y el líquido es compresible”<sup>24</sup>

El fenómeno de golpe de ariete se produce dentro de los conductos y tuberías por la que viaja un fluido de trabajo. Principalmente, este fenómeno es producido por aperturas o cierres de válvulas, o bien, por activar o desactivar una maquina hidráulica.

En principio, cuando una válvula se cierra repentinamente, causa una fluctuación brusca con la que delgadas paredes de moléculas del fluido se van encimando una tras otra. La primera pared de moléculas produce una onda de presión que se propaga a una cierta velocidad, pero en sentido contrario a la velocidad original que lleva el fluido dentro de la tubería. Al producirse esta onda de presión, regresa hacia la válvula y rebota nuevamente. Así comienza un cierto número de sobrepresiones y depresiones en la tubería, provocando una dilatación, o bien una contracción de la pared de la tubería, dañándola.

“El estudio del golpe de ariete fue hecho en primer lugar por Joukowski, mientras que la solución completa del problema fue dada por Allievi”<sup>25</sup>

A pesar del estudio que realizo Joukowski y Allievi, es importante destacar que es físicamente imposible producir un cierre de una válvula en un  $t_c = 0$ . Debido a que esta imposibilidad física existe, las ecuaciones y fórmulas que sirven para

---

<sup>24</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P.312

<sup>25</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A., P. 315

explicar el comportamiento de la presión con  $t_c=0$ , son el parteaguas de una explicación más compleja de la esencia del fenómeno de golpe de ariete.

Es posible obtener un tiempo Crítico en el estudio del fenómeno de Golpe de Ariete, este tiempo nos indica un periodo o fase. Este periodo o fase se relaciona con el tiempo en que la onda (generada por la sobrepresión de un cierre o apertura de válvula, o una activación o desactivación de maquina hidráulica) va desde el punto en que se origina, hasta el inicio de la tubería. Para el estudio de este tiempo crítico se usa la ecuación:

$$T = \frac{2L}{C} \quad (2.18)$$

Donde:

T= Tiempo, periodo o fase crítica (s)

L= Longitud total de la tubería (m)

C=Celeridad de propagación de onda (m/s)

Por otro lado, se puede hacer la comparación del tiempo crítico con el tiempo de cierre real, por ejemplo, de una válvula.

La primer parte a expresar en la fórmula es la sobrepresión, esta fórmula depende del tiempo de cierre de la válvula, este tiempo es nuestro  $t_c$ . Este tiempo puede ser de tres tipos analizables:

- Instantáneo: Lo cual nos dice, según las investigaciones de Joukowski, que  $t_c=0$
- Rápido, En este caso la presión máxima se puede decir que es la misma que en el caso instantáneo, pero la curva de presión en función del tiempo difiere.  $0 < t_c < 2 t_0 = 2 \frac{L}{C} = \frac{T}{2}$

En este caso se tiene que la sobrepresión obtenida por el pulso de Joukowski se puede calcular como

$$h_a = \frac{CV}{g} \quad (2.19)$$

Donde:

C=Celeridad del agua (m/s)

V=Velocidad media del agua (m/s)

g= Gravedad (m/s<sup>2</sup>)

h<sub>a</sub>=Es el aumento de presión (m.c.a)

- Lento, En este caso la presión máxima es menor que en los dos caso anteriores y es el caso más frecuente.  $t_c > 2 t_0 = 2 \frac{L}{C} = \frac{T}{2}$ .

Cuando se obtiene un cierre lento, se puede ocupar la ecuación de Joukowski para la sobrepresión cuando se tiene un cierre rápido, pero agregando la proporción de velocidad  $T/t_c$ , esta ecuación es conocida como la ecuación de Michaud.

$$h_a = \frac{CV}{g} \frac{T}{t_c} = \frac{CV}{g} \frac{2L}{C} = \frac{2LV}{gt_c} \quad (2.20)$$

Para explicar la desaceleración del fluido cuando sucede un cierre repentino de una válvula, es necesario recurrir a la segunda Ley de Newton, e ir modificando la ecuación a nuestra conveniencia con los aspectos que conocemos, ya que la desaceleración da lugar a una fuerza de inercia.

$$F = ma \quad (2.21)$$

Donde:

F= Fuerza (N)

m= Masa (Kg)

a= Aceleración (m/s<sup>2</sup>)

### 2.1.20.1. PRESION MAXIMA EN CIERRE TOTAL O PARCIAL INSTANTANEO

Para poder entender mejor el fenómeno, se tomara la imagen siguiente, suponiendo que el cierre de la válvula es inmediato.

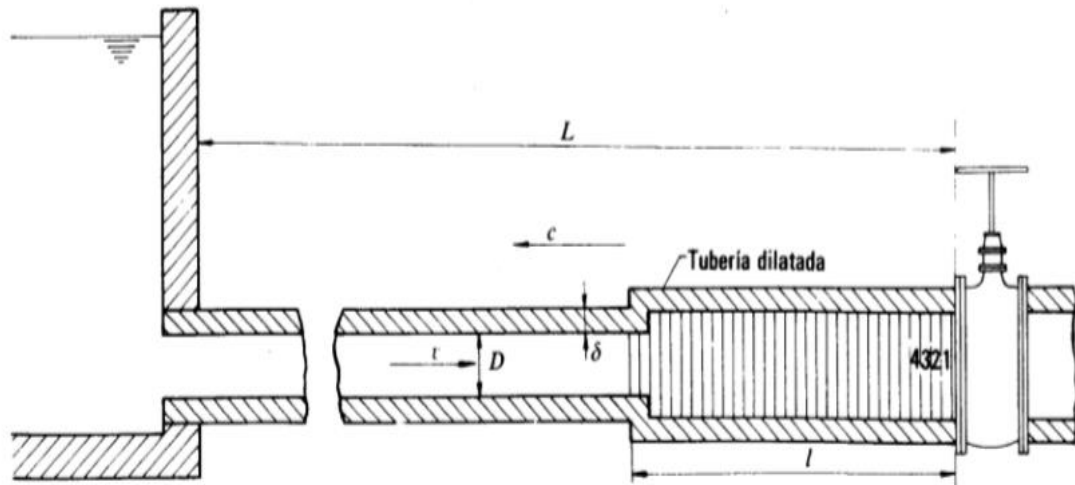


Figura 13 Onda De Presión En El Cierre Instantáneo De Una Válvula. (MATAIX , *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas*, 1986, pág. 312, Fig 15-1, con fines academicos)

Se sabe que la aceleración es igual a  $\frac{\Delta v}{\Delta t}$ . Ya que tenemos una fuerza de inercia, cambiaremos  $F$  por  $F_i$ , y como es una fuerza negativa, se agrega el signo correspondiente, teniendo como resultado la ecuación de la fuerza de inercia:

$$F_i = -m \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (2.22)$$

En este análisis se puede establecer que la  $m = \rho l A$ . Diciendo Que  $l$  es una cierta longitud que recorre una onda elástica a partir de la válvula, el fluido que se encuentra en esa longitud tiene una densidad  $\rho$  y el tubo donde se encuentra se dice que tiene un área  $A$ . Aquí se puede establecer que  $\Delta t$  es el tiempo finito para que esa masa "m" reduzca su velocidad un cierto valor finito  $\Delta v$ .

Es importante establecer que existen dos tipos de cierres; ya sea un cierre total con  $\Delta v = -v$ , o bien un cierre parcial con  $\Delta v = v' - v$ .

De esta forma es que podemos establecer dos nuevas ecuaciones derivadas de la segunda ley de newton:

$$F_i = \rho l A \frac{v}{\Delta t} \quad (2.22.1)$$

Y

$$F_i = \rho l A \frac{(v-v')}{\Delta t} \quad (2.22.2)$$

Para explicar la velocidad de la onda tenemos que llamarle a la celeridad "C". Siendo que esta velocidad C recorre una longitud  $l$ , en un tiempo al que llamaremos  $\Delta t$ ; es así como obtenemos la ecuación:

$$c = \frac{l}{\Delta t} \text{ (Ecuación de celeridad)}$$

Por otro lado, y tomando como principio la ecuación que nos otorga la presión; se toma esa ecuación para encontrar la ecuación de la sobrepresión, quedando:

$$\Delta p = \frac{F_i}{A} \quad (2.23)$$

Dentro de la ecuación de la sobrepresión se puede sustituir la ecuación de fuerza de inercia, obteniendo las ecuaciones:

$$\Delta p = \frac{\rho l A \left(\frac{v}{\Delta t}\right)}{A} \quad \text{Y} \quad \Delta p = \frac{\rho l A \left(\frac{v-v'}{\Delta t}\right)}{A}$$

Dentro de esta ecuación, podemos eliminar en cada una los de términos de área (A), y se puede sustituir la ecuación de celeridad para poder obtener una ecuación más compacta:

$$\Delta p = \rho c v \quad (2.23.1)$$

Y

$$\Delta p = \rho c (v - v') \quad (2.23.2)$$

Las ecuaciones encontradas anteriormente son las fórmulas de Joukowski. Igualmente, otra fórmula que realizó Joukowski es para la obtención de la velocidad de la onda de presión en una tubería, la cual es:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}} \quad (2.24)$$

Donde:

$c$ : celeridad onda elástica del fluido en la tubería, m/s, SI

$E_0$ : Modulo de elasticidad de volumen del fluido, N/m<sup>2</sup>, SI

$\rho$ : Densidad del fluido, kg/m<sup>3</sup>, SI

$D$ : Diámetro de la tubería, m, SI

$E$ : Modulo de elasticidad del material de la tubería

$\delta$ : Espesor de la tubería, m, SI

En la parte del numerador de la ecuación de celeridad de onda elástica de Joukowski, tenemos la celeridad de onda elástica en agua, la cual tenemos como  $C_0$ .

$$c_0 = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} \quad (2.25)$$

La ecuación de celeridad de onda elástica puede ser utilizada para cualquier tipo de fluido, siempre y cuando se tenga el valor del módulo de elasticidad de volumen de fluido y se tenga la densidad del mismo.

Para un caso común, donde se quiere obtener el valor de la celeridad de onda elástica en agua, es necesario ocupar los valores correspondientes a la temperatura que tiene el agua. En cuanto al valor del módulo de elasticidad del volumen del fluido ( $E_0$ ) y la densidad empleada en la ecuación de la celeridad de onda elástica en el agua, es necesario ocupar los valores correspondientes al Agua a 20 °C.

A continuación se encuentra una tabla que contiene los datos del módulo de elasticidad del agua a diferentes temperaturas:

Temperatura (°C)	Módulo de elasticidad de Agua (MPa)
0	2040
5	2060
10	2110
20	2200
40	2270
60	2280
80	2210
100	2070

Tabla 2 Modulo De Elasticidad Del Agua (Fuente: [http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/propiedades/elasticidad\\_liquidos.html](http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/propiedades/elasticidad_liquidos.html))

Se pueden ocupar los datos de la tabla para sustituirlos en la ecuación y así obtener el valor de la celeridad de onda elástica en agua:

$$c_0 = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} = \sqrt{\frac{2.2 \times 10^9}{998.29}} = 1484.51 \text{ m/s}$$

“Cualquier perturbación en la presión de un fluido se propaga en forma de ondas. Estas ondas de presión se mueven a una velocidad igual a la de propagación del sonido a través del fluido.”<sup>26</sup>

<sup>26</sup> GILES, R. (1969). *MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA* (SEGUNDA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL. P.6.



Hay en existencia una ecuación que se puede usar si es que el fluido que circula a través de la tubería es agua. “La expresión que permite el cálculo de la celeridad de cálculo o de propagación de la onda, será:”<sup>27</sup>

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + \lambda \frac{D}{e}}} \quad (2.26)$$

En este caso, donde se sabe que el fluido que circula por la tubería es agua, se puede incluir en la ecuación el valor de una constante  $\lambda$ . Esta constante que se incluye en la ecuación es una constante que nos rectifica el valor obtenido de la celeridad, según el material de la tubería por la cual viaja el agua. Para poder obtener el coeficiente  $\lambda$ , es necesario conocer el módulo de elasticidad, ya que con este se puede obtener el coeficiente de la siguiente forma:

$$\lambda = \frac{10^{10}}{\varepsilon}$$

Donde se entiende que  $\varepsilon$  es el módulo de elasticidad del material de la tubería.

En la tabla 3 se pueden observar algunos materiales comunes de tubería y su respectivo coeficiente  $\lambda$ .

<b>Material de la tubería</b>	<b><math>\lambda</math></b>
<b>Chapa de acero</b>	0.5
<b>Fundición</b>	1
<b>Hormigón armado</b>	5
<b>Fibro cemento</b>	5-6 (5.5)
<b>Poliéster</b>	6.6
<b>PVC</b>	33
<b>Polietileno</b>	70-100

*Tabla 3 Valores Aproximados De  $\lambda$  Para El Cálculo De La Celeridad (Fuente: (ARVIZA VALVERDE, BALBASTRE PERALTA, & GONZALES ALTOZANO, pág. 267, Tabla1, Con fines académicos)*

<sup>27</sup> ARVIZA VALVERDE, J., BALBASTRE PERALTA, I., & GONZALES ALTOZANO, P. (s.f.). *INGENIERIA RURAL: HIDRAULICA*. VALENCIA: EDITORIAL DE LA UPV. P. 267

Para poder obtener el tiempo de cierre de la válvula, también conocido como tiempo crítico, es posible hacer el cambio de la celeridad “c” por la celeridad “a”; siempre y cuando el fluido que recorra la tubería a estudiar sea agua, por lo que la ecuación puede quedar como:

$$T = \frac{2L}{a} \quad (2.27)$$

Donde:

T= Tiempo de cierre de valvula (s)

L= longitud de la tuberia (m)

a= Celeridad de onda (m/s)

Para reducir el golpe de ariete se puede recurrir a cerrar lentamente la válvula de impulsión, o bien, al uso de las válvulas de efecto retardado. Igualmente, se puede optar por tener un diámetro grande de la tubería de impulsión, ya que se puede obtener así una velocidad menor, al tener también un diámetro grande se reduce la presión y por consiguiente las fluctuaciones del fenómeno de golpe de ariete se disminuyen y no dañan la tubería por la que viaja el fluido.

### 2.1.20.2. PRESION MAXIMA EN CIERRE LENTO UNIFORME TOTAL DE UNA VALVULA

Para el análisis de la presión máxima en cierre lento uniforme, se debe de tomar la fuerza de inercia (ec. 2.21) y se debe de considerar que el análisis de la fuerza de inercia es debido a la deceleración de un fluido que corre con una velocidad  $v$ , sobre una longitud  $L$ , en una sección  $A$ , esta vez el tiempo que se toma es el de cierre de la válvula  $t_c$ .

$$F_i = -m \frac{dv}{dt} = -\rho LA \frac{dv}{dt}$$

Al igual que en el análisis de presión máximo en cierre total o parcial instantáneo, se debe de obtener la sobrepresión, por lo que tenemos el desarrollo de la ecuación de sobrepresión (ec.2.22), sustituyendo la fuerza de inercia:

$$\Delta p = \frac{F_i}{A} = -\rho L \frac{dv}{dt}$$

Para obtener la aceleración de este movimiento, se establece que es un movimiento uniforme, por lo que tenemos:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{0-v}{t_c} = -\frac{v}{t_c} \text{ (Movimiento uniforme)}$$

Al sustituir la ecuación de movimiento uniforme en la ecuación de sobrepresión, obtenemos:

$$\Delta p = \rho L \frac{v}{t_c} \tag{2.28}$$

Para completar la ecuación de sobrepresión, se debe de introducir un coeficiente  $k$ , dicho coeficiente es para el efecto de la elasticidad de la tubería y debe de estar entre 1 y 2, lo cual nos da un coeficiente de 1.5, de esta forma la ecuación quedara como:

$$\Delta p = k \frac{\rho Lv}{t_c} \tag{2.29}$$

## 2.2 BOMBAS

### 2.2.1 DEFINICION DE BOMBA

Las bombas, pertenecen a un tipo de máquinas llamadas “máquinas hidráulicas”, que a su vez están incluidas en el compendio de estudio de las “máquinas de fluido”.

“Las máquinas de fluido son aquellas maquinas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la maquina (por ejemplo, el agua que se suministra a una turbina, posee una energía preferentemente de presión, proveniente de la energía geodésica que poseía en el embalse y que a su vez la turbina transforma en energía mecánica) o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la maquina restituye la energía mecánica absorbida”<sup>28</sup>

Por otro lado, se debe resaltar que en las máquinas de fluido, el fluido es el receptor de la energía mecánica que produce la máquina. Cabe mencionar, que en todas las máquinas de fluido existe un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica. Esto quiere decir que el fluido puede transmitir la energía hidráulica que logra adquirir, gracias a la gravedad o a alguna maquina potenciadora, hacia algún órgano de una máquina de fluido para mover el mismo y originar movimiento mecánico como en las turbinas; o bien, un órgano de una máquina de fluido, como un rodete de una bomba hidráulica, impulsa el fluido convirtiendo su energía mecánica en energía hidráulica.

---

<sup>28</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A., P. 355

En cuanto a las maquinas hidráulicas, tenemos que:

“Maquina hidráulica es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que  $\rho = \text{CTE}$ .”<sup>29</sup>

Con la definición de “máquina de fluido” y de “maquina hidráulica”, podemos decir que una bomba es una maquina hidráulica que trabaja con una diferencia de presiones para la transportación de un fluido de un lugar a otro, ya sea de forma horizontal, o bien de forma vertical ayudando a transportar algún fluido a una altura diferente de la inicial. Cabe mencionar que durante la transportación de dicho fluido no se varía la densidad de este.



Figura 14 Motobomba Honda WB20XH2 DR. (Fuente: <http://www.motobombahonda.com/>)

---

<sup>29</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A., P356

## 2.2.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

En vista de que las bombas son “maquinas hidráulicas”, se puede establecer una clasificación de dichas maquinas, asistíendonos del órgano principal de la máquina, el cual se entiende que es el intercambiador de la energía mecánica en energía de fluido, o viceversa. Estos órganos, pueden ser llamados “émbolos”, o rodetes”.

Igualmente, se puede realizar una clasificación tomando como base el movimiento que realiza el órgano intercambiador de energía, estos movimientos pueden ser alternativos o rotacionales, lo que abre esta otra clasificación.

Sin embargo, la clasificación usada comúnmente es la basada en el principio fundamental de funcionamiento, esta clasificación nos abre dos grupos esenciales:

- Turbo máquinas
- Máquinas de desplazamiento positivo

## 2.2.3 TURBOMAQUINAS

Las Turbo máquinas son las máquinas de fluido donde el intercambio de energía es debido a la variación de momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía, que en este caso es llamado “rodete”. El movimiento del rodete es rotativo; debido a que el estudio de las Turbo máquinas está basado en estudio del teorema del momento cinético podemos otorgar una definición más certera:

“Una Turbo máquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento puede ser comprendido a través de la ecuación de Euler.”<sup>30</sup>

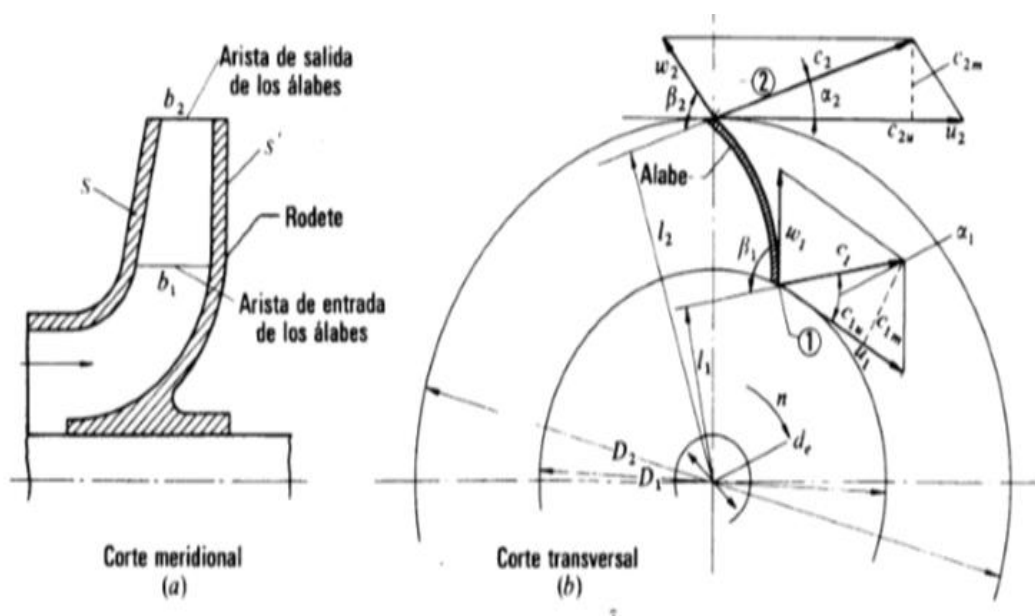


Figura 15 Planos De Representación De Una Turbomáquina: (a) Rodete De Una Bomba Centrifuga, (b) Corte Transversal. (MATAIX, Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas, 1986, pág. 359, Figura 18-1, con fines academicos)

### 2.2.3.1 CLASIFICACION DE LAS TURBOMAQUINAS

La clasificación de las Turbo máquinas puede ser de 3 distintas formas que se explican a continuación:

La primera clasificación de las Turbo máquinas depende de la compresión del fluido dentro de la máquina, lo cual nos arroja una clasificación de las Turbo máquinas en:

<sup>30</sup> MATAIX, C. (1988). *Turbomáquinas Termicas* (TERCERA ed.). MADRID: DOSSAT. P.1.

- Turbo máquinas hidráulicas: Donde el fluido de trabajo se considera incompresible, debido a que la compresibilidad del fluido de trabajo se considera despreciable.

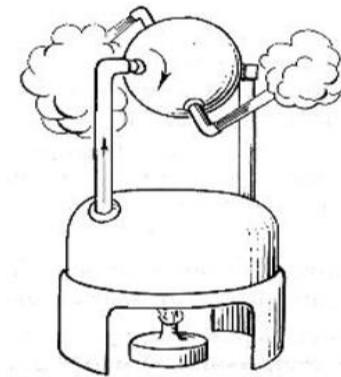
Ya que el fluido de trabajo no cambia su presión ni su temperatura, su densidad permanece constante, o bien su variación es muy poca, por lo que se considera despreciable.



*Figura 16 Bomba Centrifuga Normalizada CM32-200A. (Fuente: <http://perforagua.com.py/producto/bomba-centrifuga-normalizada-cm32-200a/>)*

- Turbo máquinas térmicas: Donde el fluido de trabajo se considera compresible, y debido a su compresibilidad debe de considerarse en el estudio de estas.

El fluido de trabajo de estas máquinas tiende a cambiar de temperatura y de presión, debido al cambio de estas propiedades su densidad cambia y, al contrario de las Turbo máquinas hidráulicas, se debe de tomar en cuenta dicho cambio.



*Figura 17 Turbina De Herón. (MATAIX, Turbomaquinas Termicas, 1988, pág. 10, Figura 1-6, con fines academicos)*



La segunda clasificación de las Turbo máquinas está basada en el sentido del intercambio de energía. Prácticamente, se basa en la función principal del órgano intercambiador de energía con el cual cuentan dichas maquinas.

- Turbo máquinas motoras: Siendo estas donde el intercambio de energía es del fluido al rodete de la máquina. Es decir, la energía del fluido se convierte en energía mecánica de la máquina.

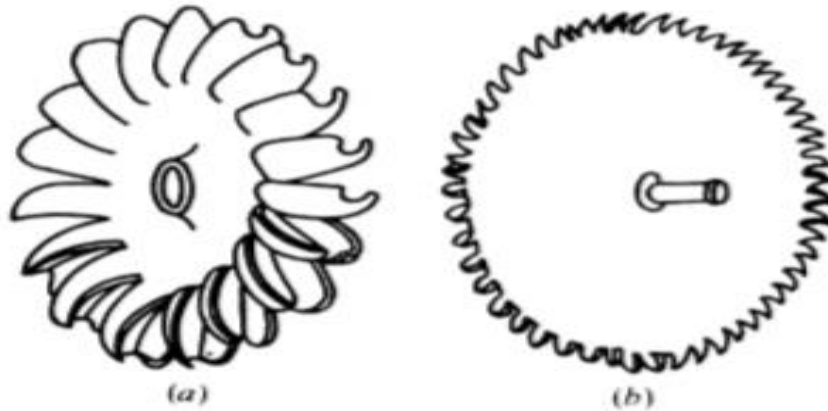


Figura 18 Rodete Pelton Rápido (a), Rodete Pelton Lento (b). (MATAIX , Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas, 1986, pág. 466, Figura 22-3, con fines academicos)

- Turbo máquinas generadoras: Siendo estas donde el intercambio de energía va del rodete al fluido. Es decir, la energía mecánica de la maquina pasa a convertirse en la energía de fluido, del fluido de trabajo.



Figura 19 Rodete Semi-abierto De Una Bomba Radial De Dos Alabes En Forma De "S". (MATAIX , Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas, 1986, pág. 379, Figura 19-12, con fines academicos)

La tercera clasificación se basa en la dirección que tiene el flujo dentro del rodete, esta dirección puede ser:

- Radial: “En las maquinas radiales cada partícula del fluido se mueve en el rodete en un plano transversal al eje de la máquina.”<sup>31</sup>
- Axial: “En las maquinas axiales una partícula de fluido se mueve en el rodete de manera que la coordenada radial del vector desplazamiento permanece constante, y por tanto, la componente radial de la velocidad de una partícula de fluido es 0, es decir, se mueve en un cilindro coaxial con el eje de la maquina”<sup>32</sup>
- Diagonal: “En las maquinas diagonales (llamadas también semi-axiales, radio-axiales, o de flujo mixto), cada partícula de fluido se mueve en el rodete en una superficie de revolución que tiene como eje el eje de la maquina”.<sup>33</sup>

#### 2.2.4 MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Este tipo de máquinas hidráulicas son aquellas cuyo principio de funcionamiento está basado en el principio de desplazamiento positivo. Este principio nos dice que una cierta cantidad del fluido quedara retenida positivamente en el paso a través de la máquina, experimentando cambios de presión al variar el volumen del recipiente.

---

<sup>31</sup> MATAIX, C. (1988). *Turbomaquinas Termicas* (TERCERA ed.). MADRID: DOSSAT. P. 4

<sup>32</sup> MATAIX, C. (1988). *Turbomaquinas Termicas* (TERCERA ed.). MADRID: DOSSAT. P.5

<sup>33</sup> MATAIX, C. (1988). *Turbomaquinas Termicas* (TERCERA ed.). MADRID: DOSSAT. P.5

“El órgano intercambiador de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (embolo), si no que puede tener movimiento rotativo (rotor). Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo tanto alternativas como rotativas siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión en una bomba) y disminuye de volumen (impulsión).”<sup>34</sup>

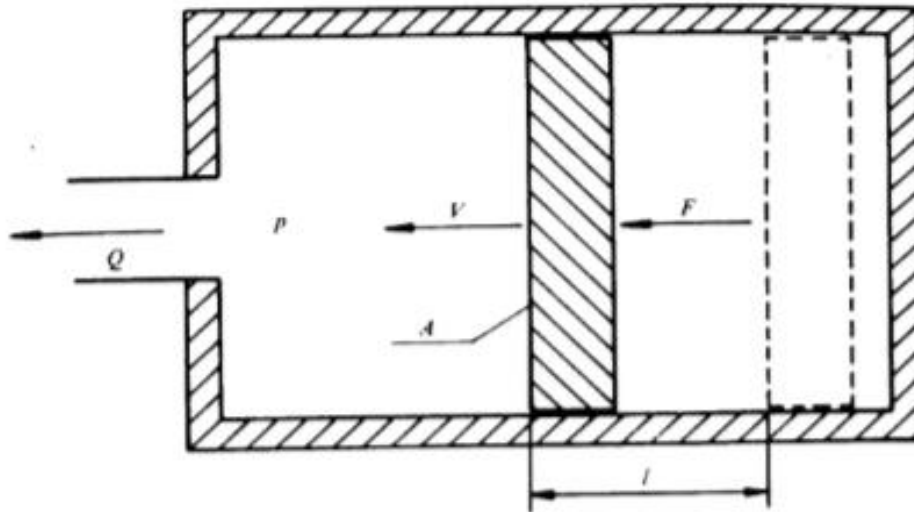


Figura 20 Ejemplo Del Principio De Desplazamiento Positivo. (MATAIX , Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas, 1986, pág. 554, Figura 26-1, con fines academicos)

Uno de los aspectos importantes de las máquinas de desplazamiento positivo es que los fluidos ceden su energía por medio de la presión, al igual que absorben energía al ser liberada la presión, y es por eso que en el estudio de estas máquinas tanto la cámara de la maquina como la velocidad del fluido tienen suma importancia.

Otro punto interesante es que, a comparación de la Turbo máquinas, las máquinas de desplazamiento positivo tienen un comportamiento que puede revertirse; siempre y cuando la mecánica de la maquina lo permita.

<sup>34</sup> MATAIX , C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A. P.554.

#### **2.2.4.1 CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO**

Para poder establecer una clasificación de este tipo de máquinas hidráulicas debemos mencionar que su órgano intercambiador de energía es llamado desplazador y que el desplazador más común se llama émbolo. Este intercambiador de energía tiene la función de hacer el intercambio de energía con el líquido al momento de desplazar el mismo; al hacer el intercambio se cumple el principio de desplazamiento positivo, ya que la cámara que contiene al fluido cambia su volumen aumentando la presión del fluido. Debido a que existen diseños variados, existen dos criterios en la clasificación de este tipo de máquinas hidráulicas.

El primer criterio está basado en el tipo de movimiento del desplazador, esto quiere decir que podemos tener:

- Maquinas alternativas
- Maquinas rotativas

El segundo criterio está basado en la variabilidad del desplazamiento; lo que consiste en variar la carrera del embolo, o bien, en variar la excentricidad del rotor, obteniéndose así:

- Máquinas de desplazamiento variable
- Máquinas de desplazamiento fijo

Finalmente, para obtener una clasificación más certera se deben de tomar ambos criterios, obteniéndose la siguiente clasificación de las máquinas de desplazamiento positivo.

- Maquinas alternativas de desplazamiento fijo
- Maquinas alternativas de desplazamiento variable
- Maquinas rotativas de desplazamiento fijo
- Maquinas rotativas de desplazamiento variable

### 3. BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO

#### 3.1 ANTECEDENTES

La bomba de ariete hidráulico nace por la necesidad que tiene el hombre de poder bombear agua a lugares de mayor altura desde lugares con una altura menor, pero sin la necesidad de ocupar motores eléctricos o de combustión interna.

La bomba de ariete hidráulico se caracteriza por no ocupar ninguna otra energía, más que la energía hidráulica, y esto se puede ver desde su accionamiento. En cuanto a su funcionamiento, esta se trabaja con el fenómeno de golpe de ariete controlado para realizar el trabajo de bombeo.

La primera aplicación, de la cual se tiene conocimiento, es gracias a la aplicación práctica que el inglés John Whitehurst le dio al fenómeno de golpe de ariete en el año de 1772.

La aplicación de John Whitehurst fue para una cervecería en el condado inglés de Cheshire y consistía en lo siguiente:

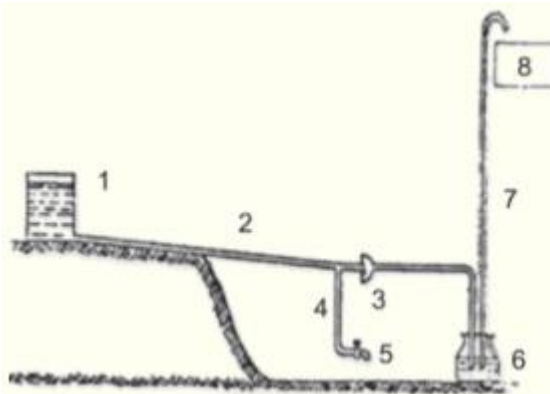
“Accionaba manualmente un grifo en una tubería conectada a un tanque de abasto, en un nivel superior, para provocar el fenómeno físico conocido como golpe de ariete, que permitía elevar el líquido a un tanque de almacenamiento colocado a una altura mayor. Un niño se ocupaba de accionar el artefacto, que funciono desde el año 1772 hasta el año 1800.”<sup>35</sup>

La bomba de ariete hidráulico diseñada por John Whitehurst contaba con un tanque de entrega y una tubería inclinada de 1½ pulgadas de diámetro conectada al tanque, y se contaba igualmente con una cámara de aire controlada por una válvula. La tubería tenía una válvula en su extremo, operada con la mano; esta

---

<sup>35</sup> MONTECINOS LARROSA, A., & GALLARDO QUIÑONES, L. (s.f.). *LOS SECRETOS DEL ARIETE HIDRAULICO*. Recuperado el OCTUBRE de 2017, de CUBASOLAR: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia25/HTML/articulo05.htm>

válvula se encontraba a 5 metros por debajo del nivel del agua del tanque de abasto.



*Figura 21 Esquema De Funcionamiento Del Ariete Ideado Por John Whitehurst. (Fuente: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia25/HTML/articulo05.htm>, figura 1, con fines académicos).*

En el esquema se puede observar:

1. El tanque de entrega, del cual se obtendrá agua para el posterior bombeo
2. Tubería inclinada
3. Válvula principal
4. Tubería auxiliar
5. Válvula o grifo
6. Cámara de aire
7. Tubería de subida
8. Tanque elevado

Además de John Whitehurst, se sabe que los hermanos Montgolfier idearon un ariete hidráulico que trabajaba con el mismo principio que los arietes hidráulicos modernos, esto sucedió alrededor del año 1776. El diseño de los hermanos Montgolfier era diferente al diseño ideado por John Whitehurst, ya que lo diferenciaba el de que no necesitaba el accionamiento continuo por manos humanas.

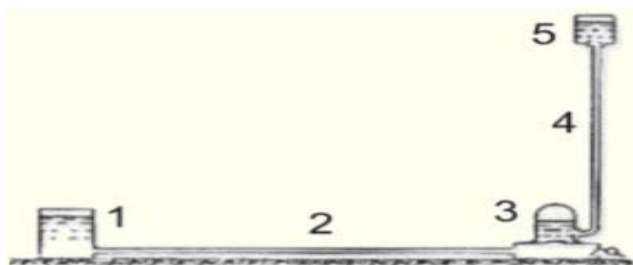


Figura 22 Esquema Del Ariete Hidráulico Ideado Por Joseph Michael Montgolfier. (Fuente: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia25/HTML/articulo05.htm>, figura 2, con fines académicos).

Después de 20 años, hacia el año de 1796, el ariete hidráulico fue patentado por Joseph Michael Montgolfier. Posteriormente, en el año 1816, su hijo mejoraría el diseño al introducir el diseño de una válvula que permitía el ingreso de aire a la cámara de aire para potenciar el funcionamiento del ariete hidráulico de Joseph Montgolfier.

“La tentación por lo desconocido provocó que algunos formularan hipótesis sobre la aparente simplicidad de los procesos que ocurren en el flujo del agua a través del ariete: Eytel-wein (1805), d’Aubuisson (1840) y Morin (1863) aportaron deducciones empíricas que aún persisten en trabajos de referencia ingenieril, aunque Walker Fyfe (1922), quien realizó muchas instalaciones en Inglaterra, declaró la inutilidad de sus fórmulas.”<sup>36</sup>

La razón por las cuales en su momento fue difícil el análisis del ariete hidráulico, es que se tenían variables de las cuales se derivan ciertas exigencias matemáticas para saber el comportamiento de la máquina, por lo que se recurría al estudio de la misma por medio de la experimentación.

Las variables que se deben de tener en cuenta en el estudio teórico del ariete hidráulico son: la longitud del recorrido de la válvula de impulso, peso sobre la válvula de impulso que provocara el fenómeno de golpe de ariete, resiliencia debida a la elasticidad del agua y el material de la tubería de impulso, duración de periodo de cierre de la válvula.

<sup>36</sup> MONTECINOS LARROSA, A., & GALLARDO QUIÑONES, L. (s.f.). *LOS SECRETOS DEL ARIETE HIDRAULICO*. Recuperado el OCTUBRE de 2017, de CUBASOLAR: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia25/HTML/articulo05.htm>

### 3.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El principio de funcionamiento que rige el comportamiento de la bomba de ariete hidráulico es de la forma siguiente:

1. Ya que se debe de contar con una contenedor principal de agua de donde se procederá a alimentar la bomba, este debe de estar a una altura considerable.
2. El contenedor, al tener un desnivel con relación a la altura que tiene la bomba de ariete hidráulico, alimentara la bomba con el agua movida por gravedad. Esta agua será llevada a través de una tubería de alimentación con una cierta Longitud.
3. El agua que ingresa a la bomba y que llega a las dos válvulas de anti retorno genera una presión y una velocidad considerable, la cual ayudara al cierre de la válvula de impulso. Antes del cierre de la válvula de impulso, esta al estar abierta deja salir del sistema una cierta cantidad de agua.
4. Al ocurrir un cierre repentino en la válvula de impulso, en la válvula de anti retorno 2, esta causara el efecto hidráulico conocido como “golpe de ariete” provocando así una sobrepresión en la tubería y provocando que la válvula anti retorno 1, también conocida como válvula de retención, se abra y deje el libre paso del agua hacia el tanque de presión, o cámara de aire.
5. Al ingresar el agua a la cámara aire, esta provoca una compresión del aire existente dentro de la cámara aire. Por consiguiente, el agua que ha subido a la cámara de aire puede salir por la tubería de descarga con una presión provocada por la descompresión del aire que ha sido comprimido anteriormente por la entrada del agua.
6. En la parte de la bomba que recibe el agua que ingresa a la misma, disminuye la presión al momento que pasa el agua por la válvula de retención y es por eso que sucede nuevamente el cierre de la válvula de retención y la apertura de la válvula de la válvula de impulso.



7. Las acciones mencionadas anteriormente conllevan al ciclo de la bomba, el cual se repetirá constantemente hasta que se corte el suministro del tanque principal que alimenta la bomba.

### **3.3 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO**

La bomba de ariete hidráulico es constituida por elementos simples, tanto así que se puede llamar también una “bomba universal”, ya que los componentes que le constituyen son de fácil acceso al público. Dichos componentes se pueden conseguir en ferreterías e incluso se pueden realizar de forma casera.

#### **3.3.1. VALVULA DE IMPULSO**

La válvula de impulso, también conocida como válvula de cierre, es una válvula de tipo check.

La función de esta válvula es la más importante de toda la bomba de ariete hidráulico. El trabajo de esta válvula es la de realizar el fenómeno de golpe de ariete para poder producir la sobrepresión necesaria en la tubería y así realizar la apertura de la válvula de retención para poder permitir el paso del agua hacia la cámara de aire.

Para cumplir con su función, es necesario que el agua procedente de un recipiente, entre con una presión y una velocidad considerable para poder realizar el cierre de la válvula de impulso. Al ser cerrada la válvula de impulso y producido el efecto de golpe de ariete junto con la sobrepresión, esta abrirá la válvula de retención y liberará la sobrepresión en la tubería. Al ser liberada la sobrepresión causada por el golpe de ariete, la válvula de impulso ayudada por un contrapeso, volverá a abrirse para nuevamente empezar con el ciclo.

### 3.3.2. VALVULA DE RETENCION

La válvula de retención, al igual que la válvula de impulso, es una válvula tipo check. La diferencia radica en la posición que es colocada esta válvula, ya que es contraria a la de la válvula de impulso.

Esta válvula será la conexión que existe entre la cámara de aire y el cuerpo de la bomba de ariete donde sucede el fenómeno de golpe de ariete.

Esta válvula tiene dos tareas importantes en el funcionamiento de la bomba de ariete hidráulico:

1. La primera función es la de liberación de la sobrepresión del cuerpo de la bomba de ariete hidráulico.
2. La segunda función es el impedimento del regreso del agua ya contenida en la cámara de aire.

Para cumplir con su función es necesario que cuando la válvula de impulso produzca el fenómeno de golpe de ariete, este cause la sobrepresión necesaria para lograr la apertura de la válvula de retención, venciendo así ya la presión existente dentro de la cámara de aire y permitiendo el paso de una cierta cantidad de agua a la cámara de aire.

Su otra función es cuando la sobrepresión del cuerpo de la bomba de ariete es liberada, ya que la presión existente dentro de la cámara de aire obligará a la válvula de retención a cerrarse e impedir el escape la presión y el agua existente en la cámara de aire.

### 3.3.3. CAMARA DE AIRE

Este dispositivo se encarga de recibir el agua que entra en el gracias a las sobrepresiones existentes en el cuerpo de la bomba de ariete hidráulico. Se puede constituir de forma variadas, ya que se puede realizar con materiales que van desde PVC, hasta contenedores metálicos de diferentes procedencias, como son los contenedores de los extintores modernos.

Debido a que este dispositivo debe recibir el agua que entra en el gracias a las sobrepresiones causadas por la válvula de impulso, este también es el dispositivo responsable de ocupar esa presión dentro de sí para poder impulsar el agua con una velocidad y presión mayor a la que el agua entra al cuerpo de la bomba.

Para su correcto funcionamiento es necesario que las sobrepresiones causadas por la válvula de impulso, gracias al fenómeno de golpe de ariete, provoquen sobrepresiones mayores a la presión ya existente dentro de la cámara de aire.

Debido a que dentro de la cámara de aire existen dos fluidos, uno agua y el otro aire, este último puede escapar en el momento de propulsión del agua fuera de la cámara de aire, y causar que la bomba deje de realizar su correcto funcionamiento. Esto es a causa de que el agua es un fluido incompresible, por lo que si la cámara de aire llegara a llenarse completamente de agua no admitiría más presión y no se podría obtener una presión y velocidad mayor a la de la entrada a la bomba. Por otro lado, el aire un fluido compresible que al realizar su compresión este buscara la forma de descomprimirse, es por eso que la cámara de aire debe tener dentro de si ambos fluidos.

Para poder mantener una presión de aire constante dentro de la cámara de aire, es posible poder ingresar a la cámara dispositivos que ya tengan dentro de sí aire y que su forma les impida la salida de la cámara de aire; igualmente, dichos dispositivos deben de permitir una deformación permisible para que puedan fungir como colchón de impulso del agua que sale a presión de la cámara de aire.

### 3.4 CICLO HIDRAULICO DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO

El ciclo hidráulico de la bomba de ariete hidráulico puede establecerse en tres pasos o periodos, en los cuales la bomba realizara tres movimientos que se llevaran a cabo desde su accionamiento hasta su paro. Dichos movimientos tienen para su explicación ciertas velocidades y tiempos que se pueden observar en la siguiente gráfica, donde se puede ver el comportamiento de los tres periodos que componen el ciclo de trabajo de la bomba de ariete hidráulico.

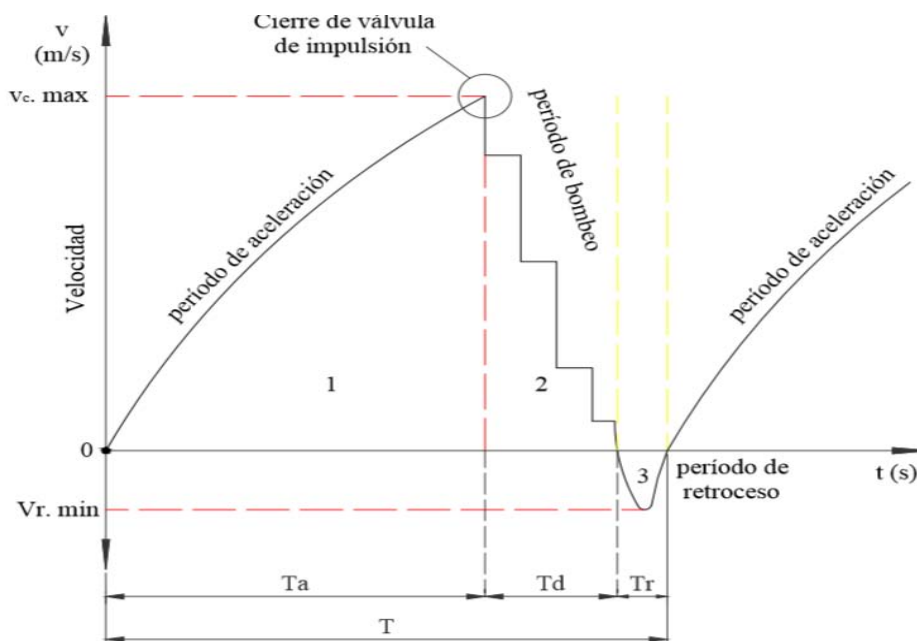


Figura 23 Representación Gráfica De Los Periodos Velocidad-Tiempo. (Fuente: AYALA CHAUVIN, 2005, pág. 19, Fig. 1.16, con fines académicos)

Donde:

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

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

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

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

Por lo que se puede deducir de la gráfica que:

$$T = T_a + T_d + T_r$$

$V_c$ = Velocidad del agua en la tubería de alimentación al momento de cierre de la válvula de impulso (m/s).

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

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

### 3.4.1. PRIMER PERIODO (ACELERACION)

Se dice que el primero periodo del ciclo hidráulico de la bomba de ariete comienza cuando se permite el paso del agua a través de la tubería que conecta a la bomba de ariete hidráulico con el tanque de alimentación. Al permitir el paso del agua, ésta inunda la tubería de alimentación y cámara de las válvulas de la bomba. En este momento, la válvula de impulso permanece abierta y permite que el agua fluya con velocidad creciente hacia el exterior.

Mientras el agua fluye del tanque de alimentación, hasta la cámara de válvulas de la bomba, se debe de accionar la válvula de impulsión de forma manual para ayudar a extraer el aire que haya quedado dentro de la tubería. El accionamiento manual de la válvula debe hacerse hasta que se pueda mantener el accionamiento continuo de forma automática.

En este periodo, y basándonos en la gráfica de la figura 24, tenemos lapso:

$$(0 \leq t \leq T_a); (0 \leq v \leq V_c)$$

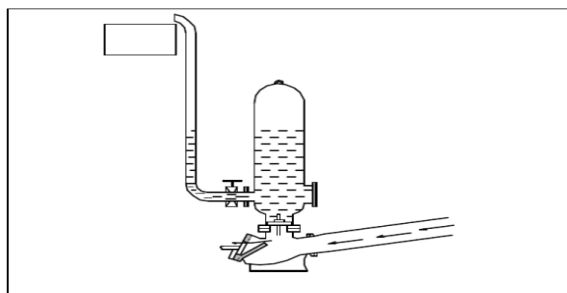


Figura 24 Primer Periodo De Operación De La Bomba De Ariete Hidráulico (Fuente: DIEMER & CHI, 2002, pág. 69, figura 2.1.4.1, con fines académicos).

### 3.4.2. SEGUNDO PERIODO (BOMBEO)

El segundo periodo tiene lugar cuando la bomba ha comenzado a tener un accionamiento continuo y automático de la válvula de impulsión.

Cuando la presión dentro de la tubería de alimentación y la cámara de válvulas llega a la presión requerida para el cierre de la válvula de impulsión; esta se cierra rápidamente por la presión cinética causada por el flujo de agua.

El cierre rápido de la válvula de impulso detiene el flujo de agua. La sobrepresión generada por el cierre de la válvula de impulso empuja la válvula de retención hasta abrirla para posteriormente permitir la entrada de agua a la cámara de aire. La alta presión del agua comprime el aire en el recipiente de aire y, al mismo tiempo, empuja una parte del agua en la tubería de suministro.

En este periodo, y basándonos en la gráfica de la figura 23, tenemos lapso:

$$(T_a < t < T_a + T_d); (0 < v < V_c)$$

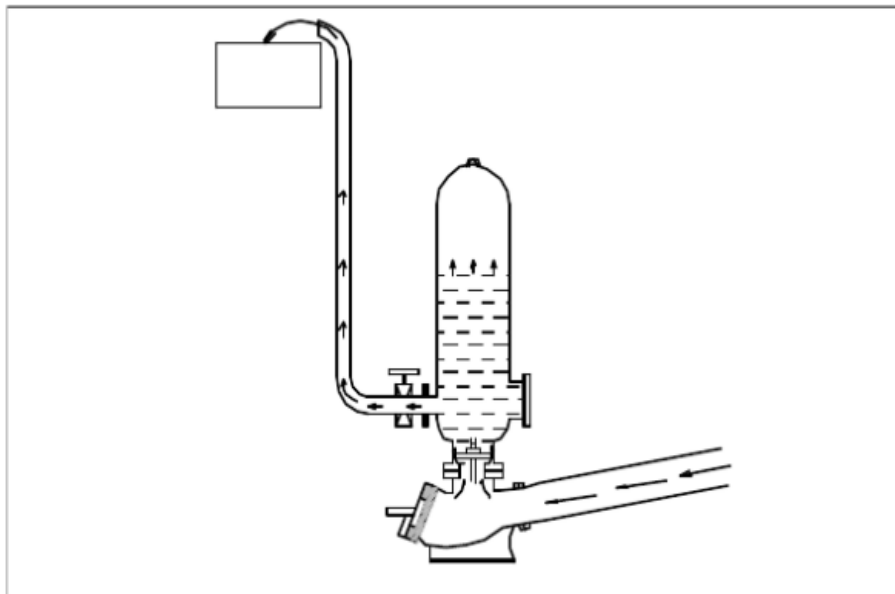


Figura 25 Segundo Periodo De Operación De La Bomba De Ariete Hidráulico (Fuente: DIEMER & CHI, 2002, pág. 70, figura 2.1.4.2, con fines académicos).

### 3.4.3. TERCER PERIODO (RETROCESO)

El tercer periodo de la bomba comienza cuando la válvula de retención se ha abierto y ha permitido el paso de una cierta cantidad de agua a la cámara de aire.

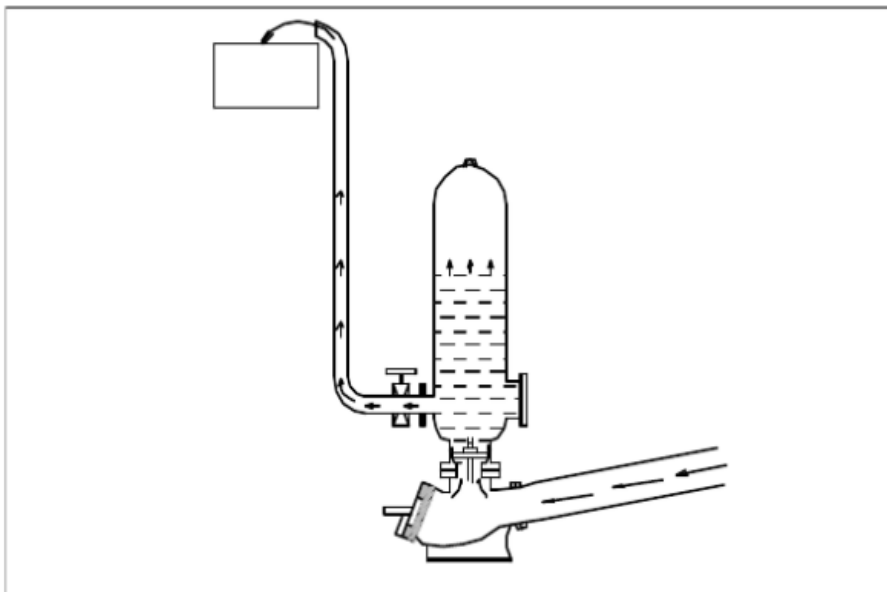
Cuando entra el agua a la cámara de aire, el aire que hay dentro de la cámara se comprime y a su vez causa el cierre de la válvula de retención.

Cuando el aire comprimido en la cámara se expande, este puede proyectar el agua con esa presión por la tubería de salida.

Cuando la sobrepresión ha pasado de la cámara de las válvulas, a la cámara de aire, la cámara de válvulas permite que de nuevo la válvula de impulso de abra para dar comienzo a un nuevo ciclo de trabajo de la bomba de ariete hidráulico.

En este periodo, y basándonos en la gráfica de la figura 23, tenemos lapso:

$$(T_a + T_d < t \leq T); (V_t < v < 0)$$



*Figura 26 Tercer Periodo De Operación De La Bomba De Ariete Hidráulico (Fuente: DIEMER & CHI, 2002, pág. 70, figura 2.1.4.1, con fines académicos).*

“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).”<sup>37</sup>

$$Q = Q_p + q_b \quad (3.1)$$

$$q_b = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \int_{T_a}^{T_a+T_d} v(t) dt \quad (3.2)$$

$$Q_p = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \left[ \int_0^{T_a} v(t) dt + \int_{T_a+T_d}^{T_a} v(t) dt \right] \quad (3.3)$$

Donde:

D= Diámetro interior de la tubería (m)

T=Periodo o tiempo critico (s)

v (t)= Velocidad del agua (m/s) en tubería de alimentación. (m/s)

### 3.5 ECUACIONES QUE RIGEN COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA

La deducción de las ecuaciones que rigen el comportamiento de la bomba de ariete hidráulico se puede desarrollar a través del uso del análisis de ecuaciones, por ejemplo, como la ecuación de Bernoulli, las ecuaciones de pérdidas primarias y secundarias, ecuaciones de número de Reynolds y cálculo del factor de rugosidad.

Igualmente, las principales ecuaciones que se ocupan para el cálculo del fenómeno de golpe de ariete, la cuales son: el tiempo o periodo crítico, la velocidad de propagación de onda y el cálculo de la sobrepresión; se encuentran dentro del capítulo en el tema de Golpe de Ariete.

---

<sup>37</sup> AYALA CHAUVIN, M. I. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ARIETE MULTIPULSOR*. LOJA, ECUADOR. P. 20



Aunadas a las ecuaciones anteriores existen principios que se pueden usar para el análisis del golpe de ariete, ocupando la ecuación de energía cinética, energía potencial y la ecuación de Torricelli:

La ecuación de Torricelli para obtener la velocidad inicial, siempre y cuando no existan pérdidas y el agua pueda inundar la cámara de válvulas sin ninguna interferencia, es la siguiente:

$$V_1 = \sqrt{2gH_1} \quad (3.4)$$

Donde:

V= Velocidad que alcanza el fluido para llenar la tubería y la cámara de válvulas (m/s)

g=Gravedad (m/s<sup>2</sup>)

H<sub>1</sub>=Altura de la salida del fluido respecto al suelo (m)

El agua corre una velocidad V y a su vez el agua tiene una energía cinética, la cual es establecida como:

$$E_c = \frac{1}{2}m_1v_1^2 \quad (3.5)$$

Al realizar el paso del agua de la cámara de aire, hacia una altura diferente, se puede establecer que existe una energía potencial necesaria para poder hacer que el agua ascienda a una altura mayor que la inicial, por lo que se tiene:

$$E_p = m_2gH_2 \quad (3.6)$$

Al realizar una igualdad de las energía cinética y potencial y potencia que realizar la bomba, después de haber sustituido la ecuación de Torricelli en la ecuación de la energía cinética, tenemos

$$E_p = E_c$$

$$m_2 g H_2 = \frac{1}{2} m_1 v_1^2$$

$$m_2 g H_2 = \frac{1}{2} m_1 (\sqrt{2gH_1})^2$$

$$m_2 g H_2 = \frac{1}{2} m_1 2gH_1$$

$$m_2 g H_2 = m_1 g H_1$$

$$m_2 H_2 = m_1 H_1$$

Por lo anterior se puede decir que existe una relación de alturas que nos permite obtener una relación de los caudales máxicos, ya que se tiene:

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{m_1}{m_2}$$

### 3.5.1. CALCULO DE TUBERIA DE ALIMENTACION Y DE VELOCIDAD

Para el cálculo de la tubería de alimentación, se puede obtener una ecuación empleando la ecuación de Bernoulli, en conjunto con la aplicación de las ecuaciones de las pérdidas primarias y secundarias en la tubería. Primero se aplica la ecuación de Bernoulli (ec. 2.24) como principio y se estipula lo que representa cada incógnita dentro de la ecuación para tener un panorama más amplio acerca del análisis.

$$Z_0 + \frac{P_0}{\gamma_0} + \frac{V_0^2}{2g} = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + h_T$$

Donde:

$\gamma_0 = \gamma_1 =$  Peso específico, que se obtiene al multiplicar la densidad  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ ), y la gravedad.

$g =$  Gravedad ( $\text{m/s}^2$ )

$Z_0 =$  Altura de alimentación de la bomba (m)

$P_0 =$  Presión a la entrada de la tubería ( $\text{kg/m}^2$ )

$V_0 =$  Velocidad inicial del agua (m/s)

$Z_1 =$  Nivel en el que se encuentra la bomba (m)

$P_1 =$  Presión a la salida ( $\text{kg/m}^2$ )

$V_1 =$  Velocidad a la salida (m/s)

$h_T =$  Pérdidas totales (m)

Al haber puesto como principio la ecuación de Bernoulli, podemos establecer que las presiones  $P_0 = P_1$ . Igualmente, se puede establecer que la altura de alimentación es  $Z_0$ , por lo que tenemos  $Z_0 = H_a$ .

Otra ecuación que debemos de establecer es la de las pérdidas totales. Se sabe que las pérdidas totales son la suma de las pérdidas primarias y las pérdidas secundarias, vistas en el Capítulo 2.1 de este documento, por lo que podemos establecer lo siguiente:

$$h_T = h_{fr} + \sum h_{loc}$$

$$h_T = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum \kappa_{loc} \frac{V^2}{2g} \quad (3.7)$$

Al desarrollar la ecuación de Bernoulli para hacer el despeje de  $Z_0$ , y posteriormente sustituir la ecuación 3.1, podemos establecer lo siguiente:

$$Z_0 = H_a = \frac{V^2}{2g} + \sum h_T$$

$$H_a = \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum \kappa_{loc} \frac{V^2}{2g}$$

$$H_a = \frac{V^2}{2g} \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \kappa_{loc} \right) \quad (3.8)$$

Al obtener la ecuación que otorga la ecuación de la altura de alimentación, se puede despejar de esta misma ecuación la velocidad y de esta manera poder obtener una ecuación más y por consiguiente otro dato importante dentro del análisis de la bomba, por lo que obtendríamos con el despeje:

$$2gH_a = V^2 \left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \kappa_{loc} \right)$$

$$V = \sqrt{\frac{2gH_a}{\left( 1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \kappa_{loc} \right)}} \quad (3.9)$$

### 3.5.2. CALCULO DEL CAUDAL DE ALIMENTACION

Para el cálculo del caudal de alimentación se puede realizar de dos formas distintas, esto es a causa de que se pueden tener dos flujos distintos dentro de la tubería de alimentación; esto quiere decir un flujo turbulento, o bien, un flujo laminar. Ambos flujos por consiguiente permiten obtener dos ecuaciones para el análisis del caudal, en las cuales tendremos que tomar como principio la ecuación de las pérdidas primarias, pérdidas por fricción, y las ecuaciones del número de Reynolds y el cálculo del coeficiente de fricción.

El primero caso analizado será cuando el flujo que tenemos es un flujo laminar, por lo que tomamos como principio la ecuación de pérdidas por fricción (ec.2.15),

la ecuación para obtener el factor de rugosidad (ec .2.10) y el número de Reynolds (ec.2.9.2), de la forma siguiente.

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Ecuación de Re en función de caudal

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D}$$

Sustituyendo la ecuación de Re en la ecuación del factor de rugosidad, tenemos:

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

Al haber obtenido una ecuación del factor de rugosidad, esta será sustituida en la ecuación de las pérdidas por fricción en función del caudal, obteniendo

$$h_{fr} = \frac{8 \frac{16\pi v D}{Q} L}{\pi^2 g D^5} Q^2 = \frac{128\pi v D Q L}{\pi^2 g D^5} = \frac{128vQL}{\pi g D^4} \quad (3.10)$$

Ya obtenida la ecuación de las pérdidas por fricción, a través de la ecuación del coeficiente de rugosidad y el número de Reynolds cuando se tiene un régimen laminar, podemos despejar de esta ecuación el caudal Q, obteniendo:

$$h_{fr} = \frac{128vQL}{\pi g D^4}$$

$$\pi g D^4 h_{fr} = 128vQL$$

$$Q = \frac{\pi g D^4 h_{fr}}{128vL} \quad (3.11)$$

La ecuación obtenida anteriormente es válida solamente cuando se tiene en la tubería un flujo laminar.

Cuando se tiene un flujo turbulento se puede usar la ecuación de Colebrook-White (ec.2.12) y se puede despejar el coeficiente de fricción  $\lambda$  de la ecuación 2.15.

Para obtener el coeficiente de fricción, tenemos:

$$h_{fr} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2$$

$$h_{fr} \pi^2 g D^5 = 8\lambda L Q^2$$

$$\lambda = \frac{h_{fr} \pi^2 g D^5}{8LQ^2}$$

Obteniendo el despeje del coeficiente de rugosidad  $\lambda$ , podemos sustituir directamente en la ecuación de Colebrook-White, obteniendo:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{h_{fr} \pi^2 g D^5}{8\lambda L Q^2}}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\frac{h_{fr} \pi^2 g D^5}{8LQ^2}}} \right)$$

$$\sqrt{\frac{8\lambda L Q^2}{h_{fr} \pi^2 g D^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\frac{h_{fr} \pi^2 g D^5}{8LQ^2}}} \right)$$

Igualmente, se puede sustituir la ecuación del número de Reynolds en función del caudal, por lo que queda:

$$\sqrt{\frac{8LQ^2}{h_{fr} \pi^2 g D^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi v D} \sqrt{\frac{h_{fr} \pi^2 g D^5}{8LQ^2}}} \right)$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr} g D^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi v D} \sqrt{\frac{h_{fr} \pi^2 g D^5}{8LQ^2}}} \right)$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr}gD^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi v D} \sqrt{\frac{h_{fr}gD^5}{8L}}} \right)$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr}gD^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4}{vD} \sqrt{\frac{h_{fr}gD^5}{8L}}} \right)$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr}gD^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4D^{2.5}}{vD} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr}g}}} \right)$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr}gD^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51\sqrt{8}v}{4D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{fr}}} \right)$$

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{h_{fr}gD^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51\sqrt{8}v}{\sqrt{g}4D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{fr}}} \right)$$

Al obtener la ecuación anterior, se puede hacer el despeje de Q para obtener el caudal circulante cuando dentro de la tubería viaja un fluido bajo el régimen turbulento, la ecuación queda de la siguiente forma:

$$Q = \frac{-2\pi\sqrt{g}}{\sqrt{8}} \sqrt{\frac{h_{fr}D^5}{L}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{0.5667v}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{fr}}} \right)$$

$$Q = -6.9578 \sqrt{\frac{h_{fr}D^5}{L}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{0.5667v}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{fr}}} \right) \quad (3.12)$$

La ecuación anterior solamente es válida cuando dentro de la tubería se tiene un fluido turbulento, ya que la ecuación obtenida lleva intrínsecamente ecuaciones que son para el estudio de régimen turbulento.

### 3.5.3. CALCULO DE DIAMETRO DE TUBERIA DE ALIMENTACION

Para poder dimensionar la tubería, sin haber conocido de primera mano que el régimen que se tiene es laminar o turbulento, se puede obtener el despeje de la ecuación 3.4, suponiendo que el régimen es laminar. Quedando de la siguiente forma:

$$h_{fr} = \frac{128\nu QL}{\pi g D^4}$$

$$D = \sqrt{\frac{128\nu QL}{\pi g h_{fr}}} \quad (3.13)$$

Por otro lado, para poder obtener el diámetro de la tubería de alimentación, cuando se cree que el régimen obtenido dentro es de carácter turbulento, se puede realizar el despeje de la ecuación 3.6, para obtener el diámetro

$$\sqrt{\frac{8LQ^2}{h_{fr}\pi^2 g D^5}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi\nu D} \sqrt{\frac{h_{fr}\pi^2 g D^5}{8LQ^2}}} \right)$$

$$\frac{1}{D^{2.5}} = -2 \frac{\pi\sqrt{g}}{\sqrt{8}} \sqrt{\frac{h_{fr}}{LQ^2}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi\nu D} \sqrt{\frac{h_{fr}\pi^2 g D^5}{8LQ^2}}} \right)$$



$$\frac{1}{D^{2.5}} = -2 \frac{\pi\sqrt{g}}{\sqrt{8}} \sqrt{\frac{h_{fr}}{LQ^2}} \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{0.5667\nu}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{fr}}} \right)$$

$$\frac{1}{D^{2.5}} = -6.9577 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon_r}{3.7} + \frac{0.5667\nu}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{fr}}} \right) \quad (3.14)$$

Es importante mencionar que las ecuaciones adquiridas para el cálculo del diámetro de la tubería, las ecuaciones 3.9 y 3.8, se pueden ocupar para un cálculo de comprobación, o un cálculo aproximado del diámetro de una tubería, siempre y cuando se intuya que el régimen que viaja a través del conducto sea turbulento o laminar. Igualmente, es necesario probar con la viscosidad cinemática de la temperatura correcta del agua que corre por el conducto.

Finalmente los diámetros obtenidos por este método, si bien no se ocupan para comprobación correcta de un diámetro y se busca adquirir el diámetro por medio de esta ecuación, no son diámetros que los tubos tengan exactamente de forma comercial, por lo que la solución sería irse al inmediato superior o inferior de los diámetros comerciales disponibles.

### 3.5.4. ECUACIONES PARA PERDIDAS HIDRAULICAS

Las ecuaciones que se deben de implementar para el análisis de las pérdidas hidráulicas, tal como se indica en el nombre, son las ecuaciones de pérdidas hidráulicas primarias y secundarias, que fueron estudiadas en el capítulo 2.

En este caso, nos basaremos en la pérdida que se produce en la válvula de impulsión de la bomba de ariete hidráulico, por lo que tomaremos la ecuación 2.17 de pérdidas locales.

$$h_{loc} = \kappa_{loc} \frac{V^2}{2g}$$

Gracias a la ecuación 2.5 para obtener el caudal, podemos establecer lo siguiente, despejando la velocidad de dicha ecuación y sustituyéndola en la ecuación de pérdidas locales, por lo que obtenemos:

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

Sustituyendo V en la ecuación 2.16 obtenemos:

$$h_{loc} = \kappa_{loc} \frac{\left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2g} = \kappa_{loc} \frac{\frac{Q^2}{A^2}}{2g} = \kappa_{loc} \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (3.15)$$

Es importante recalcar que para el caso de esta válvula de impulso, se debe de emplear el caudal derramado, ya que es este el caudal que atraviesa la válvula. El caudal que se debe de ocupar para tener la pérdida local de la válvula de impulso es el caudal derramado  $Q_p$ .

### 3.5.5. CALCULOS EN LA VALVULA DE IMPULSO

La válvula de impulso, además de tener dentro de su figura el estudio de una pérdida local, engloba el cálculo de la velocidad del fluido que puede salir de ella. Esto quiere decir que, debido a que esta válvula se encuentra abierta, se va juntando una fuerza creciente que al incrementarse logra vencer el peso del embolo, al vencerse completamente esa fuerza que provoca el peso del embolo, este se cierra para producirse el fenómeno de golpe de Ariete dentro de la cámara de válvulas.

“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  $H_a$ .”<sup>38</sup>

---

<sup>38</sup> AYALA CHAUVIN, M. I. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ARIETE MULTIPULSOR*. LOJA, ECUADOR. P. 55.

$$0.3 V_{\text{máx}} < V_0 < 0.8 V_{\text{máx}}$$

Donde:

$V_0$  = Velocidad en el instante que se cierra la válvula de impulso, cuando  $t=T_a$  (m/s).

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

Debido a que dentro del estudio de la velocidad se ocupa un tiempo  $T_a$ , este hace referencia al tiempo que se obtiene con la ecuación que nos otorga el tiempo en que tarda en establecerse una corriente.

Por lo que tenemos la ecuación siguiente:

$$T_a = \frac{LV_0}{2gH_a} \ln \frac{1.99}{0.01} = 2.6466 \frac{LV_0}{gH_a} \quad (3.16)$$

En cuanto a la fuerza de arrastre en la válvula de impulso se refiere; es la fuerza que se reúne debajo de la válvula para vencer la fuerza que tiene el peso del embolo, ya que esta al estar siempre abierta necesitara de la fuerza de arrastre para poder cerrarse y producir el fenómeno de golpe de ariete.

Es importante esclarecer que la fuerza de arrastre depende de factores como la Longitud, el Área, la densidad  $\rho$  y la velocidad.

Según MATAIX 1986, se tiene en el estudio una ecuación general de resistencia, la cual es de la siguiente forma:

$$W = C_{\infty} A \rho \frac{V_{\infty}^2}{2} \quad (3.17)$$

Donde:

$W$ =Resistencia o fuerza de arrastre (N)

$C_{\infty}$ =Coeficiente de arrastre

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

$$\rho \frac{V_{\infty}^2}{2} = \text{Presion dinámica}$$

$\rho$  = densidad del agua (kg/m<sup>3</sup>)

$V$  = Velocidad media del agua (m/s)

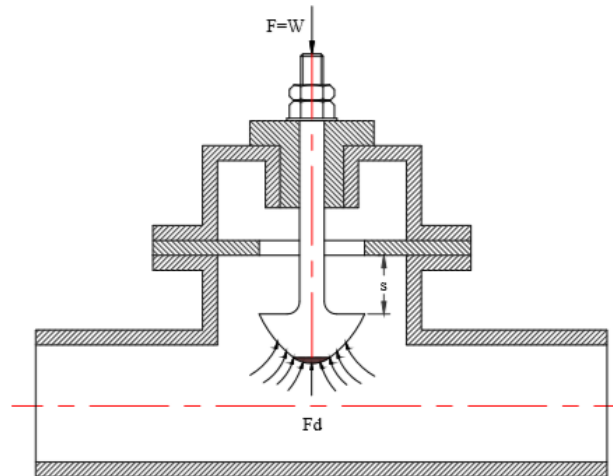


Figura 27. Carrera De La Válvula De Impulsión. (Fuente: AYALA CHAUVIN, 2005, pág. 56, Figura 2.12, Con fines académicos)

Debido a que dentro de la ecuación de la fuerza de arrastre existe un coeficiente  $C_{\infty}$ , este puede ser obtenido por medio de la ecuación de Krol, dicha ecuación incluye en su estudio la carrera  $S$  que realiza el embolo de la válvula de impulso para cerrarse, la ecuación es la siguiente tomando en cuenta que la carrera  $s$  se debe de tomar en metros:

$$C_{\infty} = \frac{0.282 - 8.854s + 0.8 \cdot 10^{(0.52 - 270s)}}{s} \quad (3.18)$$

Para poder usar posteriormente el cálculo de la pérdida local de la válvula de impulso, es necesario utilizar una de las ecuaciones de Krol, ya que esta ecuación nos podrá otorgar el coeficiente de fricción de la válvula.

“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:<sup>39</sup>

$$R_s = \frac{2.43 - 1.06s + 10^{(0.95 - 13.3s)}}{s} \quad (3.19)$$

Donde

R(s) = Pérdida en válvula de impulsión.

s = Carrera de la válvula (pulg).

### 3.5.6. PRESION EN LA CAMARA DE AIRE

Para poder realizar el análisis de este elemento, es necesario recurrir a la termodinámica. En el estudio de la termodinámica de los gases, nos podemos apoyar en el análisis de los procesos isotérmicos; en los cuales se tiene un sistema donde la temperatura permanece constante durante todo el proceso.

“A temperatura constante (proceso isotérmico) el volumen específico de un gas perfecto varía en razón inversa de la presión absoluta (ley de Boyle-Mariotte).”<sup>40</sup>

Durante el proceso que lleva a cabo la bomba de ariete hidráulico se establece que el aire que se encuentra dentro de la cámara de aire no sufre ningún cambio de temperatura, , haciendo de este un acumulador hidroneumático, por lo que se puede decir que es un proceso isotérmico.

Ya que se tiene la noción de que se puede analizar la cámara de aire como un proceso isotérmico, se puede ocupar la ecuación de dicho proceso:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} = CTE \quad (3.20)$$

<sup>39</sup> AYALA CHAUVIN, M. I. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ARIETE MULTIPULSOR*. LOJA, ECUADOR. P. 57.

<sup>40</sup> MATAIX, C. (1988). *Turbomaquinas Termicas* (TERCERA ed.). MADRID: DOSSAT. P 42

Donde:

$P_1$ =Es la presión inicial

$P_2$ =Es la presión final

$V_1$ =Es el volumen inicial del aire

$V_2$ =Es el volumen final del aire

Esto puede presentarse de la forma siguiente:

$$P_1V_1 = P_2V_2 = CTE \quad (3.20.1)$$

Con la ecuación anterior es posible obtener los datos de una forma más práctica, ya que los mismos pueden ser medidos de una forma física.

Igualmente, se puede obtener la presión máxima y la presión mínima obtenida dentro de la cámara hidroneumática a través de la suma, o resta, de las presiones.

Para obtener las presiones, es necesario que se obtengan las alturas de aspiración y la altura obtenida por medio del pulso de Joukowsky, por lo que tiene:

$$H_{total\ maxima} = H_a + h_a \quad (3.22)$$

$$H_{total\ minima} = H_a - h_a \quad (3.23)$$

Para las presiones es necesario multiplicar cada uno de los resultados por la densidad y la gravedad para obtener respectivamente una presión máxima, o bien, una presión mínima dentro de la cámara hidroneumática.

### 3.5.7. ALTURA DESARROLLADA POR EL ARIETE

Para poder obtener la altura desarrollada por el ariete, se debe de tomar en cuenta la resistencia inercial, esta carga se toma como la energía gastada para poder vencer la fuerza de inercia, por lo que tenemos:

$$h_{iner} = \frac{l}{g} \frac{dv}{dt} \quad (3.23)$$

Donde:

$l$ = Longitud del conducto (m)

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

$\frac{dv}{dt}$ = variación de velocidad respecto al tiempo

Para la determinación de la altura lograda por el ariete hidráulico, se deben de tomar en cuenta las pérdidas inerciales, pérdidas locales, pérdidas de rozamiento y la altura de descarga.

$$H_i = h_d + h_{roz} + h_{loc} + h_{iner} \quad (3.24)$$

Donde:

$H_i$ = Altura desarrollada por el ariete hidráulico

$h_d$ = Altura de descarga

$h_{roz}$ = Pérdidas por rozamiento

$h_{loc}$ = Pérdidas locales

$h_{iner}$ = pérdida inercial

### 3.5.8. EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO

Para analizar la definición de la bomba de ariete hidráulico, es necesario establecer una relación entre la potencia entregada en la descarga ( $N_u$ ), y la potencia con la que se está alimentando la bomba, también llamada como potencia recibida ( $N_b$ ).

$$\eta = \frac{N_u}{N_b} * 100\% \quad (3.25)$$

Para realizar el cálculo de la eficiencia, se va a considerar el sistema en dos partes, una será la potencia entregada, y la segunda será la potencia de alimentación.

Para poder obtener la potencia entregada, es necesario conocer el caudal de bombeo y la altura de impulsión, obteniendo así:

$$N_u = q_b * H_i * g * \rho \quad (3.26)$$

Donde:

$N_u$ = Potencia entregada (W)

$q_b$ = Caudal bombeado ( $m^3/s$ )

$H_i$ =Altura de impulsión desarrollada por el ariete (m)

$g$ = Gravedad ( $m/s^2$ )

$\rho$ = Densidad ( $Kg/m^3$ )



Para la obtención de la potencia de alimentación, es necesario conocer el caudal de alimentación, obtenido por medio de la suma del caudal perdido ( $Q_p$ ) y el caudal bombeado ( $q_b$ ), y la altura de alimentación, obteniendo así:

$$N_b = Q_{TOTAL} * H_a * g * \rho \quad (3.27)$$

Donde:

$N_b$ = Potencia recibida (W)

$Q_{TOTAL}$ = Caudal alimentación ( $m^3/s$ )

$H_a$ =Altura de alimentación del ariete (m)

$g$ = Gravedad ( $m/s^2$ )

$\rho$ = Densidad ( $Kg/m^3$ )

### 3.5.9. RENDIMIENTO VOLUMETRICO

El rendimiento volumétrico es la relación existente entre el caudal total de alimentación, y el caudal bombeado.

Igualmente, para un mejor entendimiento e interpretación del rendimiento volumétrico, es necesario convertirlo a un porcentaje, obteniendo así:

$$\eta_v = \frac{q_b}{Q_p + q_b} \times 100\% \quad (3.28)$$

## 4. APLICACIÓN DE BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO

### 4.1. ESPECIFICACIONES DEL LUGAR Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA INSTALACION HIDRAULICA.

Lo primordial para haber establecido el uso de una bomba de ariete hidráulico, en cuanto a especificaciones concierne, es que el suelo tiene una excelente filtración de agua. Debido a que el jardín consta de 2 partes, estas se pueden satisfacer casi en su totalidad de la demanda de agua con una bomba de ariete hidráulico.

En su totalidad el jardín tiene 100 m<sup>2</sup> de área, los cuales en su mayoría es césped y algunos árboles frutales.

Para la instalación hidráulica que servirá para la alimentación de la bomba de ariete hidráulica se ocuparan materiales que fueron elegidos tomando en cuenta su utilidad, costo y facilidad de instalación para el prototipo de bomba de ariete a instalar.

#### 4.1.1. DEPOSITO HIDRAULICO

Para el depósito hidráulico se eligió un bidón de 80 litros de capacidad.

Debido a que el bidón no contaba con una salida para la conexión hidráulica a instalar, se perforo y se le instalo una brida de 1" de diámetro en el fondo para poder establecer la conexión que alimentara a la bomba de ariete hidráulico.



#### 4.1.2. INSTALACION DE LA TUBERIA

El material elegido para la instalación hidráulica fue el PVC hidráulico. Este material fue elegido por su bajo costo y fácil obtención, debido a que al ser comparado con otros materiales como el cobre y el hierro galvanizado, se llegó a la conclusión que al contemplar el “costo- ganancia” para con el proyecto, la viabilidad en cuanto a obtención de la tubería de material PVC, y los accesorios, era más económica y fácil de obtener.

Para la instalación de la tubería se eligió un diámetro de 1” para poder tener una buena presión y velocidad dentro de la misma; para la instalación que alimentara a la bomba desde el depósito de almacenamiento se requirió de los siguientes accesorios:

- 3 codos de PVC de 90° y 1”



- 2 tubos de PVC de 6 m y 1” cedula 40



- 1 válvula de bola 1” de cuerda interna



- 2 coples liso-roscado de 1" (la cuerda es externa)



#### 4.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO

Para la bomba de ariete hidráulico, el material principal fue el de acero galvanizado de 1" de diámetro.

La bomba de ariete hidráulico tiene los siguientes elementos:

- 2 válvulas de pie de pozo



- 5 coples de hierro galvanizado de 1"



- 2 T de hierro galvanizado de 1"



- 1 reducción bushing de 1" a ¾"



- 1 reducción bushing de 1" a ½"



- 1 botellón de 11 litros (para servir como tanque hidroneumático), que es equivalente a  $1.1 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ .



#### **4.3. CALCULOS CONCERNIENTES AL ARIETE HIDRAULICO INSTALADO.**

Se ha utilizado un contenedor de agua para alimentación de la bomba de ariete hidráulica, por lo que se necesitara obtener primeramente el caudal circulante dentro de la tubería.

Para poder obtener el caudal circulante, se realizan pruebas de medición de caudal a la tubería antes de conectarse a la bomba de ariete hidráulico, obteniendo así los siguientes resultados.

<b>PRUEBA #</b>	<b>CAUDAL (l/min)</b>	<b>CAUDAL (l/s)</b>	<b>CAUDAL (m<sup>3</sup>/s)</b>
<b>1</b>	69	1.15	0.00115
<b>2</b>	72	1.2	0.00120
<b>3</b>	70	1.167	0.001167
<b>4</b>	72	1.2	0.00120
<b>5</b>	71	1.183	0.001183

*Tabla 4 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA PRUEBA DE MEDICION DE CAUDAL*

Con los resultados obtenidos de las pruebas, se puede obtener como promedio un caudal circulante de 1.18 l/s, que es equivalente a  $1.18 \times 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s. con este caudal se comienzan a hacer los cálculos para la determinación de la presión que se obtendrá con la bomba de ariete hidráulico.

#### **4.3.1. CALCULO DE LA VELOCIDAD Y NUMERO DE REYNOLDS DENTRO DE LA TUBERIA DE ALIMENTACION**

Para el cálculo de la velocidad del fluido dentro de la tubería, tomaremos como referencia el caudal promedio y se sustituirá en el despeje de la ecuación (2.5) para poder obtener la velocidad.

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

Se recuerda que el diámetro de la tubería es de 1", siendo un equivalente a 0.0254m y así mismo obteniendo un área de:

$$A = \pi r^2 = \pi(0.0127m)^2 = 5.0671 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Teniendo así:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.00118 \frac{m^3}{s}}{5.0671 \times 10^{-4} m^2} = 2.3287 m/s$$

Ya obtenida la velocidad, se puede obtener el número de Reynolds para poder identificar el tipo de flujo que se tiene dentro de la tubería; esto se lograra sustituyendo dentro de la ecuación (2.9) y encontrando los valores de las viscosidades dinámica y cinemática de la tabla del anexo 2 de este documento, tomando en cuenta en que la temperatura promedio en la ciudad de México es de 25° C.

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(2.3287 \frac{m}{s})(0.0254m)}{0.935 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 63260.9412$$

Para realizar la comprobación del número de Reynolds, se ocupa la ecuación (2.9.2) para verificar.

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} = \frac{4(0.00118 \frac{m^3}{s})}{\pi(0.935 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s})(0.0254m)} = 63262.5652$$

Los resultados obtenidos del número de Reynolds concuerdan, y según lo visto en el punto 2.1.16 de este documento, se tiene un flujo turbulento debido a que  $63260.9412 > 4000$ .

#### 4.3.2. OBTENCION DEL COEFICIENTE DE FRICCION

Para obtener el coeficiente de fricción se ocupara la tabla del anexo 3 de este documento, tomando en cuenta que se ha cambiado la letra griega “ε” por la letra k y así obteniendo:  $K=0.0015 \text{ mm}$

Igualmente, para obtener el coeficiente de fricción se ocupara la ecuación de Guerrero vista en el punto 2.1.17 de este documento y tomando en cuenta los factores de corrección concernientes al número de Reynolds obtenido anteriormente, por lo que tenemos el coeficiente  $G=4.555$  y el coeficiente  $T=0.8764$ , ya que tenemos  $4000 \leq 63261 < 10^5$

Sustituyendo dentro de la ecuación de Guerrero tenemos:

$$\lambda = \frac{0.25}{\log\left(\frac{k/D}{3.71} + \frac{G}{Re^T}\right)^2} = \frac{0.25}{\log\left(\frac{1.5 \times 10^{-6} m / 0.0254 m}{3.71} + \frac{4.555}{(63261)^{0.8764}}\right)^2}$$

$$\lambda = 0.02011$$

Para comprobar la veracidad del coeficiente obtenido gracias a la ecuación de guerrero, se utilizara el diagrama de Moody dentro del Anexo 1 de este documento, usando el número de Reynolds y la rugosidad relativa:

$$k_r = \frac{k}{D} = \frac{1.5 \times 10^{-6} m}{0.0254 m} = 0.000059$$

Obteniendo de nueva cuenta un coeficiente  $\lambda=0.02$

#### **4.3.3. CALCULO DE PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIA DE ALIMENTACION**

Para el cálculo de las perdidas por fricción consideraremos el largo de la tubería, que en este caso cuenta con 7.93 m, y el coeficiente de fricción obtenido anteriormente; estos datos se sustituirán dentro de la ecuación (2.15).



Igualmente, para el valor de la gravedad “g” se tomara en cuenta el valor concerniente al de la ciudad de México, tomando en cuenta que es de 9.7790 m/s<sup>2</sup> (<http://www.metas.com.mx/utilerias/calculoacelgravedad.php>), obteniendo así:

$$h_{fr} = \lambda \frac{L V^2}{D 2g} = 0.02011 \frac{7.93m}{0.0254m} \frac{\left(2.3287 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.7790 \frac{m}{s^2}\right)} = 1.7408 m$$

#### 4.3.4. CALCULO DE PERDIDAS LOCALES EN TUBERIA DE ALIMENTACION

Para el cálculo de perdida locales se tomaran los coeficientes de perdida locales de las tablas del anexo #4. Igualmente, se tomaran en cuenta todos los accesorios con los que cuenta la instalación hidráulica y algunos de los que cuenta la bomba de ariete hidráulico, en sí, se tomaran los accesorios usados para armar la cámara de válvulas, quedando los accesorios de la forma siguiente:

- 3 codos de 90° embridados, cada codo tiene un  $k_L=0.3$
- 1 codo de 90° roscado, con  $k_L=0.9$
- Una válvula de globo con  $k_L=0.05$ , debido a que esta se mantendrá completamente abierta
- Una T roscada, con flujo en línea con  $k_L=0.9$
- 4 uniones roscadas con  $k_L=0.08$
- 1 válvula de impulso

Para obtener el coeficiente de la válvula de impulso, será necesario ocupar la ecuación (3.19), donde debemos de sustituir la carrera en la válvula de impulso en pulgadas, por lo que tenemos  $1 \text{ cm} = 0.3937 \text{ pulg}$ .

$$R_s = \frac{2.43 - 1.06(0.3937 \text{ pulg}) + 10^{(0.95 - 13.3(0.3937 \text{ pulg}))}}{0.3937 \text{ pulg}} = 5.1123$$

Después de obtener el resultado, se aclara que  $R_s = K_L$  (de la válvula de impulso), debido a que es un coeficiente de pérdida local.

#### 4.3.5. CALCULO DE LAS PERDIDAS TOTALES EN LA TUBERIA DE ALIMENTACION

Para realizar el cálculo de las pérdidas totales, se aplica la ecuación (3.7), sustituyendo los valores obtenidos anteriormente obteniendo así:

$$h_T = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum \kappa_{loc} \frac{V^2}{2g}$$

$$h_T = 1.7408 \text{ m} + \sum \kappa_{loc} \frac{\left(2.3287 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.7790 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} =$$

$$h_T = 1.7408 \text{ m} + (3(0.3) + (0.9) + 0.05 + (0.9) + 4(0.08) + 5.1123) \frac{\left(2.3287 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.7790 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} =$$

$$h_T = 1.7408 \text{ m} + (8.1823) \frac{\left(2.3287 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.7790 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 4.01 \text{ m}$$

#### 4.3.6. CALCULO DE LA VELOCIDAD EN LA VALVULA DE IMPULSION

Para el cálculo de la velocidad a la salida del ariete hidráulico se aplica la ecuación (3.9), tomando en cuenta que la altura de alimentación tiene una alimentación continua a la mitad del tanque de almacenamiento, lo que causa que la altura de alimentación permanezca en 2.7 m y el diámetro real a la salida de la válvula de impulsión es de 0.0227 m, como se observa en la imagen del anexo #5, obteniendo:

$$V = \sqrt{\frac{2gH_a}{\left(1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \kappa_{loc}\right)}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2(9.779 \frac{m}{s^2})(2.7m)}{\left(1 + 0.02011 \frac{7.93m}{0.0227m} + 8.1823\right)}} = 1.805m/s$$

#### 4.3.7. DETERMINACION DEL TIEMPO DE UN PERIODO DEL ARIETE HIDRAULICO

Según lo visto dentro del capítulo 3.3 del presente documento, es posible obtener el tiempo de duración de un ciclo de la bomba de ariete hidráulico obteniendo 3 diferentes tiempos. Esto nos permite saber cuál es el caudal bombeado y el caudal perdido en cada ciclo.

“En prácticas 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:"<sup>41</sup>

$$T = T_a + T_d + T_r \text{ (s)}$$

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

$$T = 1\text{s.}$$

Debido al número de golpes obtenidos en las pruebas de la bomba, la misma se logra mantener en una sucesión de golpes continua de 72 golpes por minuto, obteniendo así un golpe cada 0.833 segundos.

Obteniendo una relación de porcentajes respecto a los tiempos obtenidos por J. A. Eytelwein, tenemos que:  $T = 100\%$ ,  $T_a = 90\%$ ,  $T_d = 5.2 \times 10^{-3}\%$  y  $T_r = 4.8 \times 10^{-3}\%$ .

Sabiendo los porcentajes, el tiempo que dura cada ciclo, y sabiendo que cada ciclo es un golpe, se obtienen los tiempos que rigen en cada aspecto del ciclo de nuestra bomba:

$$T = 0.833 \text{ s}$$

$$T_a = (0.833\text{s}) (.9) = 0.7497\text{s}$$

$$T_d = (0.833) (5.2 \times 10^{-5}) = 4.3316 \times 10^{-5}\text{s}$$

$$T_r = (0.833) (4.8 \times 10^{-5}) = 4.3316 \times 10^{-5}\text{s}$$

---

<sup>41</sup> AYALA CHAUVIN, M. I. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ARIETE MULTIPULSOR*. LOJA, ECUADOR. P. 77

#### 4.3.8. DETERMINACION DEL CAUDAL PERDIDO Y CAUDAL BOMBEADO

Al tomar en cuenta lo visto en el capítulo 3.3 de este documento podemos obtener el caudal bombeado por medio de la ec (3.2) de la siguiente forma:

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

En este caso, el diámetro ocupado para esta ecuación será el de la entrada de la válvula check, el cual es de 0.0233m, tenido así:

$$q_b = \frac{1}{0.833} \cdot \frac{\pi(0.0233m)^2}{4} \int_{0.7497}^{0.7497+4.3316 \times 10^{-5}} 1.805 dt$$

$$q_b = 4.0021 \times 10^{-8} m^3 / ciclo$$

Para obtener el caudal perdido es posible ocupar la ecuación (3.3) y sustituir el diámetro de la salida de la válvula de impulsión, obteniendo así:

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

$$Q_p = \frac{1}{0.833} \cdot \frac{\pi(0.0227m)^2}{4} \left[ \int_0^{0.7497} 1.805 dt + \int_{0.7497+4.3316 \times 10^{-5}}^{0.7497} 1.805 dt \right] =$$

$$Q_p = 6.1448 \times 10^{-4} m^3 / ciclo$$

Finalmente, es posible obtener el caudal total por medio de la suma de los caudales de la forma siguiente:

$$Q = Q_p + q_b$$

$$Q_{TOTAL} = 6.1448 \times 10^{-4} + 4.0021 \times 10^{-8}$$

$$Q_{TOTAL} = 6.1451 \times 10^{-4} m^3 / ciclo$$

Igualmente, se pueden medir dichos caudales por medio del volumen obtenido a través de la válvula de impulsión, y del caudal obtenido al momento del bombeo. Cabe mencionar que esta forma de obtener los caudales es por mediciones practicas echas a la bomba de ariete hidráulico.

$$Q_p = 303 \text{ ml} = 3.03 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

$$q_b = 250 \text{ ml} = 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

$$Q_{TOTAL} = 3.03 \times 10^{-4} + 2.5 \times 10^{-4} = 5.53 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

Debido a que este dato será ocupado más adelante, es necesario convertir estos caudales a  $\text{m}^3/\text{s}$ . Para poder realizar esta conversión es de gran importancia saber que la bomba genera 72 golpes/min, obteniendo así las siguientes conversiones:

$$Q_p = \left( 3.03 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{ciclo}} \right) \left( \frac{72 \text{ ciclos}}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3.636 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$q_b = \left( 2.5 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{ciclo}} \right) \left( \frac{72 \text{ ciclos}}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{TOTAL} = \left( 5.53 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{ciclo}} \right) \left( \frac{72 \text{ ciclos}}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 6.636 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

#### 4.3.9. CALCULO DE LA CELERIDAD DE ONDA

Para el cálculo de la celeridad de onda, aplicaremos la ecuación (2.24), sustituyendo el dato ya obtenido dentro del análisis del capítulo, lo cual nos dice:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}} = \frac{1484.51 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}}$$

Sustituyendo dentro de esta ecuación podemos obtener:

$$c = \frac{1484.51 \frac{m}{s}}{\sqrt{1 + \frac{(2.2 \times 10^9 Pa)(0.0127m)}{(3.04 \times 10^9 Pa)(0.0035m)}}} = 779.6018 \text{ m/s}$$

#### 4.3.10. TIEMPOS DE CIERRE DE LA VALVULA DE IMPULSION

Para la determinación de este tiempo y verificar en que rango de tiempo se encuentra el ariete, es necesario ocupar la ecuación (2.27), por lo que para el tiempo de cierre de válvula se sustituye el valor de la celeridad de onda obtenido anteriormente, por lo que se tiene:

$$T = \frac{2L}{c} = \frac{2(7.93m)}{(779.6018 \frac{m}{s})} = 0.0203s$$

Al haber establecido que el tiempo de cierre es de 0.0203s, y haber obtenido gracias a la ecuación el resultado de  $t_c < \frac{2L}{c}$ , se deduce que se encuentra frente a un cierre rápido.

#### 4.3.11. CALCULO DEL PULSO JOUKOWSKY

Por medio de la ecuación (2.19), se puede obtener la sobrepresión generada, debido a esto se ocupa la ecuación del pulso de Joukowski:

$$h_a = \frac{\left(779.6018 \frac{m}{s}\right) \left(1.805 \frac{m}{s}\right)}{9.779 \frac{m}{s^2}} = 143.8982 \text{ m}$$

#### 4.3.12. CALCULO DE LA PRESION TEORICA MAXIMA Y MINIMA DENTRO DE LA CAMARA HIDRONEUMATICA.

Para el cálculo de la presión, primeramente se obtienen las cargas mínima y máxima. Es importante recalcar que la altura de aspiración en este proyecto es de 2.7m, por lo que tenemos:

$$H_{total\ minima} = 143.8982m - 2.7m = 141.1982m$$

$$H_{total\ maxima} = 143.8982m + 2.7m = 146.5982m$$

Ya obtenidas las cargas, es posible obtener la presión como se analizó dentro del capítulo 3.5.6 de este documento, obteniendo así:

$$P_{min} = \rho g H_{total\ minima}$$

$$P_{min} = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9.779 \frac{m}{s^2}\right) (141.1982) = 1380777.198 Pa$$

$$P_{max} = \rho g H_{total\ maxima}$$

$$P_{max} = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9.779 \frac{m}{s^2}\right) (146.5982) = 1433583.798 Pa$$

#### 4.3.13. CALCULO DE LA PRESION INICIAL REAL PRACTICA DE LA BOMBA

Para poder obtener la presión real práctica de la bomba, es necesario ocupar las mediciones que se han realizado anteriormente.

El primer punto en el cálculo de la presión será la obtención de la presión 1, esta presión es la que entra al tanque hidroneumático con solamente la caída del agua de alimentación a la bomba, y sin que haya ocurrido ninguna sobrepresión en la tubería.



Es importante recalcar, que para obtener la altura de alimentación que se ocupara en esta ecuación, esta debe de ser obtenida como una diferencia de alturas. Dicha diferencia refiere a que al dejar correr el agua por la tubería de alimentación sin generar ningún golpe, esta llenara hasta una cierta altura el tanque hidroneumático; esta altura tendrá que ser restada a la altura principal de alimentación, obteniendo así una segunda altura de alimentación para esta ecuación.

$$H_{a2} = H_a - H_{\text{tanque hidroneumatico}}$$

Ya que la altura en el tanque hidroneumático fue de 0.47 m, obtenemos:

$$H_{a2} = 2.7m - 0.47m = 2.23m$$

Para poder realizar la ecuación que nos dará la primer presión, necesitamos introducir la altura de alimentación obtenida anteriormente y tomar en cuenta la presión normal de 1 atm=101325 kg/m<sup>2</sup>.

Al tener Por lo que se obtiene:

$$P_1 = 101325 \text{ kg/m}^2 + \rho g H_a$$

$$P_1 = 101325 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} + \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.779 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (2.23m)$$

$$P_1 = 123063.717 \text{ Pa} = 1.2549 \text{ kg/cm}^2$$

#### **4.3.14. CALCULO DEL VOLUMEN INICIAL REAL PRACTICO DE LA BOMBA**

Para obtener el primer volumen, se debe obtener el volumen total del tanque hidroneumático que en este caso es de 11 litros. Igualmente se debe de conocer el volumen de agua que ha entrado al tanque hidroneumático.

Para conocer el volumen del agua, es preciso conocer las dimensiones que abarca el agua dentro del tanque hidroneumático, que en este caso tiene un

diámetro de 0.23 m. El agua abarca una altura de 0.0714 m. por otro lado, la entrada del tanque cuenta con 0.0414 m de diámetro y una altura de 0.0676 m.

A continuación se sacaran los volúmenes y se sumaran para tener el Volumen1:

$$V = (0.115m)^2(\pi)(0.0714m) + (0.0207m)^2(\pi)(0.0676m) =$$

$$V = 3.0575 \times 10^{-3} m^3$$

Para proseguir a la obtención del volumen de aire dentro del tanque hidroneumático antes de alguna sobrepresión en la tubería de impulso, se debe restar el volumen de agua al volumen total del tanque hidroneumático.

$$V_1 = 1.1 \times 10^{-2} m^3 - 3.0575 \times 10^{-3} m^3$$

$$V_1 = 7.9425 \times 10^{-3} m^3$$

#### **4.3.15. CALCULO DE LA PRESION Y VOLUMEN SECUNDARIOS REALES PRACTICOS DE LA BOMBA**

Para obtener el volumen de aire dentro del tanque después de un ciclo, es necesario restarle al volumen de aire anterior el volumen de agua que entra, es decir, el caudal bombeado  $q_b$ .

Para tener un resultado más aproximado al comportamiento real de la bomba, se ocupara el caudal bombeado obtenido de las mediciones de la bomba, este caudal equivale a 250 ml=  $2.5 \times 10^{-4} m^3$ .

$$V_2 = 7.9425 \times 10^{-3} m^3 - 2.5 \times 10^{-4} m^3$$

$$V_2 = 7.6925 \times 10^{-3} m^3$$

La presión secundaria después de haber tenido un ciclo, es posible obtenerla por medio de la ecuación (3.20.1), teniendo así el siguiente despeje:

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2}$$

$$P_2 = \frac{(1.2549 \text{ kg/cm}^2)(7.9425 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}{(7.6925 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}$$

$$P_2 = 1.2956 \text{ kg/cm}^2$$

#### 4.3.16. CALCULO DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE

Para la obtención del coeficiente de arrastre en la válvula de impulsión; que es un coeficiente adimensional, es necesario aplicar la ec de Krol vista en capítulos anteriores, más específicamente la ec (3.18), obteniendo así:

$$C_\infty = \frac{0.282 - 8.854(0.01m) + 0.8 * 10^{(0.52 - 270(0.01m))}}{0.01m}$$

$$C_\infty = 19.8745$$

#### 4.3.17. CALCULO DE LA FUERZA HIDRAULICA

La fuerza de arrastre, o fuerza hidráulica, que se calcula en este apartado es aquella que impulsa a la válvula de impulsión hasta provocar su cierre para la generación del efecto de sobrepresión en la tubería, para el cálculo de esta fuerza es necesario ocupar la ec (3.17) junto con el coeficiente de arrastre obtenido anteriormente, obteniendo así:

$$W = C_\infty A \rho \frac{V_\infty^2}{2}$$

$$W = (19.8745)(4.0471 \times 10^{-4} m^2) \left( \frac{1000 kg}{m^3} \right) \left( \frac{(1.805 m/s)^2}{2} \right)$$

$$W = 13.1028 N$$

Para obtener la masa del embolo, es necesario dividir el resultado obtenido entre la gravedad, por lo que tenemos:

$$m = \frac{W}{g} = \frac{13.1028 N}{9.779 m/s^2} = 1.3399 kg$$

Es necesario afirmar que esta es la masa máxima que puede tener el embolo, ya que la fuerza de arrastre es la fuerza hidráulica que produce la caída de la alimentación del agua, por lo que si esta masa obtenida es excedida, la fuerza hidráulica no podrá vencer el peso y por consiguiente la válvula de impulso no se cerrara.

Debido a esto, para tener un buen funcionamiento se requiere que el embolo pese aproximadamente  $\frac{1}{4}$  del peso máximo, obteniendo así 0.3349 kg. Este peso se lograra añadiendo peso al embolo, o bien con resortes para lograr un óptimo desempeño de la bomba de ariete hidráulico.

#### **4.3.18. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO.**

El análisis de la eficiencia de la bomba de ariete hidráulico implementada en este caso será de dos formas. La primera forma será calculada cuando la bomba llega a su presión máxima real práctica, medida en funcionamiento sin abrir la llave que libera la presión a la salida.

La segunda eficiencia puede ser obtenida cuando la presión del tanque hidroneumático se comienza a liberar y la bomba alcanza una presión media para poder hacer que el sistema trabaje de forma perpetua.

Para poder aplicar el cálculo de la bomba sin liberación de presión, es necesario obtener los datos correspondientes a la potencia recibida y la potencia entregada.

Para obtener los datos de la potencia recibida, ocupamos la ecuación (3.27); tomando en cuenta que el caudal total que ocuparemos será el obtenido por medio de las pruebas reales de la bomba, teniendo así:

$$N_b = Q_{TOTAL} * H_a * g * \rho$$

$$N_b = \left(6.636 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}\right) (2.7 m) \left(9.779 \frac{m}{s^2}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) =$$

$$N_b = 17.5212 W$$

Se pueden obtener dos potencias entregadas por la bomba de ariete hidráulico, la primera en calcularse será cuando se llega a su presión máxima real práctica, la cual en mediciones practicas llega hasta 60 PSI, este valor es equivalente a 42.42 m.c.a, o bien a 4.2185 kg/cm<sup>2</sup>, este dato nos servirá como una altura de descarga.

Se recalca que en este caso, como la presión no está siendo liberada ni mucho menos sube o baja la presión por ser una presión máxima real práctica, los datos de pérdidas por rozamiento ( $h_{roz}$ ), perdidas locales ( $h_{loc}$ ) y perdidas por inercia ( $h_{iner}$ ), son iguales a 0, por lo que la altura de impulsión de la bomba será igual a la altura de descarga.

Igualmente se usara el dato del caudal bombeado real practico, medido de la bomba de ariete hidráulico mientras está en funcionamiento, equivalente a 250 ml Por lo tanto, al usar la ecuación (3.26) se obtiene:

$$N_u = q_b * H_i * g * \rho$$

$$N_u = \left(3 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}\right) (42.42 m) \left(9.779 \frac{m}{s^2}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) =$$

$$N_u = 124.4475 W$$

Con la ecuación (3.25), obtenemos que la eficiencia de la bomba cuando se tiene la presión real máxima practica sin liberar presión del tanque hidroneumático, es:

$$\eta = \frac{N_u}{N_b} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{124.4475 \text{ W}}{17.5212 \text{ W}} \times 100\%$$

$$\eta = 710.26\%$$

La segunda eficiencia corresponde a tener una potencia entregada equilibrada, esto quiere decir que la presión máxima real practica baja hasta entrar en equilibrio con la salida al final de la tubería que se tiene conectada al tanque hidroneumático.

En las mediciones echas al sistema en un funcionamiento equilibrado y perpetuo, se obtiene una presión de 12 PSI, equivalente a 8.484 m.c.a, o bien a 0.8437 kg/cm<sup>2</sup>.

Para esta segunda eficiencia con sistema en funcionamiento, es necesario modificar la altura de impulsión de la bomba nuevamente, obteniendo que será la suma de la altura de impulsión ( $h_d$ ), más las perdidas por rozamiento ( $h_{roz}$ ), tomando en cuenta que las perdidas locales ( $h_{loc}$ ) y las perdidas inerciales ( $h_{iner}$ ) son demasiado pequeñas y se toman como despreciables.

Para obtener las perdidas por rozamiento aplicaremos la ecuación (2.15), para obtener el número de Reynolds, tomando en cuenta que la manguera a la salida de liberación del tanque hidroneumático tiene 12.10 m de largo y un diámetro de  $6.8 \times 10^{-3}$  m. Por otro lado, el caudal bombeado hace referencia al caudal que entra al tanque hidroneumático, por lo cual se realizó una medición del caudal obtenido a través de la manguera, teniendo así un caudal de 1.040 l/min =  $1.7333 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>/s. Sustituyendo dentro de la ecuación tenemos:

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D} = \frac{4(1.7333 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s})}{\pi(0.935 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s})(6.8 \times 10^{-3} m)} = 3471.07$$

Para obtener el coeficiente de fricción se ocupara la ecuación de Blasius, ya que tenemos  $2000 < 3471.07 < 4000$ , lo que significa que se está en presencia de un flujo en transición dentro de una tubería que se presume es lisa, teniendo así el uso de la ec (2.11) de la siguiente forma para obtener el coeficiente  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} = \frac{0.316}{(3471.07)^{0.25}} = 0.0412$$

$$\lambda = 0.0412$$

Para obtener la velocidad se despeja la ecuación (2.5):

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{q_b}{A} = \frac{1.7333 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{\pi(3.4 \times 10^{-3} m)^2} = 0.4773 \text{ m/s}$$

Finalmente, para tener las pérdidas por rozamiento ocupamos la ecuación (2.15), teniendo:

$$h_{fr} = h_{roz} = \lambda \frac{L V^2}{D 2g} = 0.0412 \frac{20m}{6.8 \times 10^{-3} m} \frac{\left(0.4773 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.7790 \frac{m}{s^2}\right)} = 1.4115 \text{ m}$$

Aplicando la ec (3.24) para obtener la altura de impulsión, recalando que las perdidas locales ( $h_{loc}$ ) y las perdidas inerciales ( $h_{iner}$ ) son demasiado pequeñas y se toman como despreciables, tenemos:

$$H_i = h_d + h_{roz}$$

$$H_i = 8.484 \text{ m} + 1.4115 \text{ m} = 9.8955 \text{ m}$$

Sustituyendo este resultado en la ec (3.26) para obtener la potencia entregada:

$$N_u = \left(3 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}\right) (9.8955 \text{ m}) \left(9.779 \frac{m}{s^2}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) = 29.0304 \text{ W}$$

Finalmente, se procede a obtener la eficiencia de la bomba con la potencia entregada cuando la bomba está en funcionamiento con el tanque hidroneumático otorgando presión al sistema, y ocupando la potencia recibida anteriormente; ya que esta no cambia:

$$\eta = \frac{N_u}{N_b} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{29.0304 \text{ W}}{17.5212 \text{ W}} \times 100\%$$

$$\eta = 165.6872\%$$

#### 4.3.19. RENDIMIENTO VOLUMETRICO

Para obtener el rendimiento volumétrico de la bomba de ariete hidráulico, se sustituyen los caudales dentro de la ec (3.28):

$$\eta_v = \frac{q_b}{Q_p + q_b} \times 100\%$$

$$\eta_v = \frac{(3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})}{(3.636 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}) + (3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})} \times 100\% =$$

$$\eta_v = 45.2079 \%$$

#### 4.4. APLICACIÓN DE LA BOMBA PARA EL RIEGO DEL JARDIN

La bomba realizada y calculada anteriormente será para la implementación del riego de un jardín.

Esto consistirá en dos partes, el riego presurizado y el riego por gravedad.



#### 4.4.1. APLICACIÓN DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO EN RIEGO POR GRAVEDAD

La primera aplicación para esta bomba consiste en el riego por gravedad. Esto quiere decir que se ocupara el caudal perdido para este riego, con el fin de que todo el caudal con el que se alimenta la bomba sea utilizado y no haya masa de agua que se desperdicie.

Para la implementación de la bomba de ariete hidráulico en este aspecto es necesario que la parte del jardín que vaya a ser regada por medio del riego por gravedad, cuente con una pendiente para que el agua pueda fluir por todo el jardín.

Para este tipo de riego se establece que la pendiente es de aproximadamente  $3^\circ$  y el espacio a regar deberá de ser regado al liberar el agua y esta alcance los 0.03 m de cobertura en el área del jardín.

El área del Jardín que será regada por este tipo de riego tiene las dimensiones siguientes:

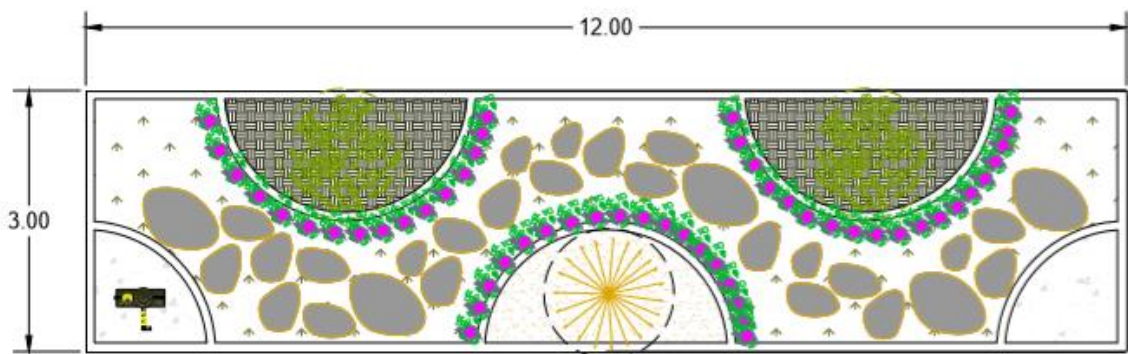


Figura 28 Dimensiones Del Área De Jardín Regada Por Gravedad, (Fuente: Imagen Propia Del Autor De Tesis).

Con las dimensiones obtenidas es posible sacar un volumen requerido para el riego de esta área con la forma siguiente:

$$V_{requerido} = 12m * 3m * 0.03m = 1.08m^3$$

Para obtener un panorama real del tiempo requerido para el riego de esta área, se ocupa el dato de  $Q_p$ , caudal perdido, real practico tomado de la bomba de ariete hidráulico en funcionamiento, el cual es de  $3.636 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Para obtener el tiempo que se tardara en alcanzar el volumen necesario para el riego de esta área, se prosigue a dividir el volumen requerido entre el caudal perdido.

$$T_{requerido} = \frac{V_{requerido}}{Q_p} = \frac{1.08m^3}{3.636 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}} = 2970.297 \text{ s}$$

El tiempo requerido para el riego de esa área es de  $2970.297 \text{ s} = 49.5 \text{ minutos}$ .

Este tiempo nos permite también visualizar la aplicación de la bomba de ariete hidráulico para el riego presurizado.

#### **4.4.2. APLICACIÓN DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO EN RIEGO PRESURIZADO**

Para la aplicación de esta bomba de ariete hidráulico se ocupó un aspersor y una manguera de 20 m, esta longitud de la manguera es para poder moverla y cambiar el aspersor para distintas áreas con necesidad de agua.

Es importante recalcar que debido a que la presión que entrega la bomba, cuando está trabajando continuamente, se mantiene en 12 PSI. Esta presión solamente provoca que el aspersor alcance un diámetro de 3.2 metros; por lo que el área que abarca el riego del aspersor es menor.



Figura 29 Aspensor Pretul De Radio Máximo De 5 M De Diámetro. (Fuente: Imagen Propia Del Autor De Tesis)

Para obtener el área que riega el aspensor, la obtenemos con el área de un círculo, ya que este al girar produce esa geometría.

$$A_{regada} = \pi r^2 = \pi(1.6m)^2 = 8.0425m^2$$

Debido a que se tiene el tiempo que necesita estar activa la bomba para regar con el caudal perdido el área del jardín que será regada por gravedad; se tomara ese tiempo para regar distintas partes por el método de aspersion con la presión generada por la bomba de ariete hidráulico.

Para establecer el riego por aspersion en este caso, se requerirá mover el aspensor cada 8 minutos, teniendo así un total de 6 veces para mover sin problema el aspensor durante 49.5 minutos, que será redondeado a 50 minutos.

Al mover el aspensor las 6 veces antes dichas se puede abarcar un área de 48.255 m<sup>2</sup>.

Es importante recordar que el caudal a la salida de la manguera es de 1.7333x10<sup>-5</sup> m<sup>3</sup>/s, que al estar activa la bomba los 50 minutos, nos da lo siguiente:

$$\left(1.7333 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}\right) \left(\frac{60 s}{1 min}\right) (50min) = 0.052 m^3$$

Ya que el área regada por gravedad y el caudal perdido de la bomba de ariete hidráulico es de  $36 \text{ m}^2$ , obtenemos así un área total siguiente:

$$48.255 \text{ m}^2 + 36 \text{ m}^2 = 84.255 \text{ m}^2$$

Igualmente, se tiene un gasto total de volumen de:

$$0.052 \text{ m}^3 + 1.08 \text{ m}^3 = 1.132 \text{ m}^3$$

Teniendo este gasto total de  $1.132 \text{ m}^3 = 1132$  litros de agua; y un contenedor de 80 litros. Este es alimentado continuamente con un caudal de  $1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , para poder dar abasto a la bomba de ariete hidráulico, y que esta no pierda su equilibrio en cuanto a presión.

#### **4.4.3. COMPARATIVA DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO CON BOMBA PERIFERICA DE 0.5 HP**

Al momento de realizar una comparativa certera ante estas dos máquinas, nos encontramos con una serie de ventajas y desventajas en cuanto a cada máquina, así como las siguientes:

##### **VENTAJAS DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO**

- No ocupa energía eléctrica, por lo que la inversión principal en el armado de la misma es el único gasto fuerte.
- Su mantenimiento consiste solamente en mantener limpias de agentes contaminantes grandes, las piezas que conforman la bomba.
- Genera una presión considerablemente buena a pesar de no tener ningún motor eléctrico.
- Las piezas son sumamente fáciles de conseguir para su fácil cambio, si es que alguna llegara a dañarse.

### VENTAJAS DE LA BOMBA PERIFERICA DE 0.5 HP

- La presión entregada por esta bomba no tiene variaciones y es mayor a la de la bomba de ariete hidráulico.
- Debido a la válvula de pie de pozo que tiene en la tubería de aspiración, no es necesario limpiar tan frecuente de contaminantes que impidan su correcto funcionamiento.
- Su relación volumétrica es alta, ya que el caudal con el que se alimenta es casi el mismo que es bombeado

### DESVENTAJAS DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRAULICO

- Su presión es menor comparada con la bomba periférica
- Si no se establece bien el uso del caudal perdido, este será desperdiciado.
- La relación volumétrica es de 50%, por lo que la mitad del agua con la que se alimenta es mandada como caudal perdido.
- Se le debe ayudar al principio del funcionamiento y al paro de la bomba.

### DESVENTAJAS DE LA BOMBA PERIFERICA

- Su mantenimiento es un gasto considerable y especializado, ya que lo debe de realizar un técnico en mantenimiento.
- Ocupa energía eléctrica, por lo que la activación y funcionamiento de la misma implica un gasto monetario.
- Si no se tiene una tubería preparada para recibir la presión, la tubería se dañara, ya que la presión es alta
- Si no se tiene el cuidado necesario en el tubo de aspiración, la bomba puede dañarse por el fenómeno de cavitación.
- Se puede llegar a dañar la bomba por el fenómeno de golpe de ariete.

## 5. CONCLUSIONES

Se concluye que, con base en este trabajo de tesis, la implementación de una bomba de ariete hidráulico para el riego de un jardín se cumple en cierto porcentaje; ya que la bomba de ariete hidráulico cuenta tanto con ventajas, como con desventajas.

Como ya se vio en el capítulo 4 de este documento, las ventajas se pueden ver reflejadas en el trabajo que realiza la bomba; debido a que la bomba ejerce una presión considerablemente buena, y ésta pudo ser implementada con fines de riego presurizado y el caudal perdido se ocupó para el riego por gravedad de un área más pequeña y con declive en el Jardín, por lo que en este aspecto se cumple la tesis al poder haber implementado una bomba de ariete hidráulico para un jardín mediano de 100 m<sup>2</sup>.

De las eficiencias obtenidas de la bomba de ariete hidráulico, estas son causa de que se obtiene una mayor presión y por lo tanto más trabajo sin entregarle casi nada de presión y trabajo a la bomba, por eso las eficiencias tan grandes.

Por otro lado, el análisis de la bomba de ariete hidráulico aún es muy arcaico. Debido a esto las implementaciones aún carecen de cubrir un 100% de demanda para el uso en casa-habitación, ya que si no se tiene bien estipulado que acción se tomara para evitar que el caudal perdido se desperdicie por completo, este será realmente un remanente que se desperdiciará.

Sin embargo, en cuanto a su uso agrícola es una excelente alternativa para las comunidades que carecen de recursos para la adquisición de una motobomba o electrobomba para poder abastecerse de agua. Es por eso que la bomba de ariete hidráulico es la alternativa más viable para poder abastecer contenedores de agua desde cuerpos de agua más grandes como ríos, riachuelos, lagos o algunas, para su posterior distribución entre la comunidad.

En cuanto al análisis realizado en este documento, las ecuaciones que se aplicaron para poder realizar el análisis del comportamiento que rige la bomba de

ariete hidráulico, se acerca demasiado a su comportamiento real; salvo por pequeñas alteraciones y factores que requieren un estudio más a fondo de la bomba misma.

En cuanto al factor económico, se puede decir que la ventaja más grande que tiene la bomba de ariete hidráulico contra las motobombas o electrobombas, es que el único gasto fuerte que se realiza es en la instalación y el armado del ariete hidráulico, ya que su posterior mantenimiento es fácil y económico; a comparación con los mantenimientos caros y especializados que requieren las motobombas y electrobombas para su correcto funcionamiento.

Otro punto importante a tratar dentro de esta conclusión, es el factor ambiental. Dentro de este factor se asume que la bomba de ariete hidráulico no produce contaminación grave, gracias a que su fuerza es completamente hidráulica, a diferencia de las motobombas que ocupan combustibles fósiles generando una contaminación directa, o bien, las electrobombas que ocupan energía eléctrica que a su vez es generada con combustibles fósiles y generando así una contaminación ambiental indirecta.

En cuanto al factor social, este trabajo aporta ciertas herramientas para posteriores implementaciones en distintas áreas de necesidad. Debido a que esta información es libre, es posible usarla para realizar bienes comunes y sociales; ya que al concretar diseños correctamente dimensionados y con eficiencias realmente buenas y más exactas, debido a que la bomba no es de un precio alto y su mantenimiento e instalación son de un precio bajo, el impacto económico-social sería bastante positivo en las comunidades que requieran de un bomba de ariete hidráulico, ya que no se encontrarían con grandes impedimentos para su adquisición.

## BIBLIOGRAFIA

- ARVIZA VALVERDE, J., BALBASTRE PERALTA, I., & GONZALES ALTOZANO, P. (s.f.). *INGENIERIA RURAL: HIDRAULICA*. VALENCIA: EDITORIAL DE LA UPV.
- AYALA CHAUVIN, M. I. (2005). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN ARIETE MULTIPULSOR*. LOJA, ECUADOR.
- C.V., M. S. (12 de Sept de 2018). <http://www.metas.com.mx/utilerias/calculoacelgravedad.php>.  
Obtenido de <http://www.metas.com.mx/utilerias/calculoacelgravedad.php>
- CENGEL, Y., & CIMBALA, J. (2006). *MECANICA DE FLUIDOS. FUNDAMENTOS Y APLICACIONES* (PRIMERA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL INTERAMERICANA.
- CISNEROS ALMAZAN, R. (OCTUBRE de 2003). APUNTES DE LA MATERIA DE RIEGO Y DRENAJE. SAN LUIS POTOSI, MEXICO. Obtenido de  
<http://www.ingenieria.uaslp.mx/Documents/Apuntes/Riego%20y%20Drenaje.pdf>
- DIEMER, P., & CHI, M. (2002). *HYDRAULIC RAM HANDBOOK*. CHINA: BORDA.
- GILES, R. (1969). *MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA* (SEGUNDA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL.
- GUERRERO ANGULO, J., & HANSEN RODRIGUEZ, P. (10 de SEPT de 2015). Obtenido de  
ECUACIÓN UNIVERSAL PARA EL CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN REDES DE AGUA POTABLE:  
[https://www.researchgate.net/publication/266465312\\_ECUACION\\_UNIVERSAL\\_PARA\\_EL\\_CALCULO\\_DE\\_PERDIDAS\\_EN\\_REDES\\_DE\\_AGUA\\_POTABLE?enrichId=rgreq-8b6a409d2e0cb7025299f54c8d2620da-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzI2NjQ2NTMxMjtBUzoyNzIxOTMOOTgxMjAyMDVAMTQ0MTkwNzM5NTE](https://www.researchgate.net/publication/266465312_ECUACION_UNIVERSAL_PARA_EL_CALCULO_DE_PERDIDAS_EN_REDES_DE_AGUA_POTABLE?enrichId=rgreq-8b6a409d2e0cb7025299f54c8d2620da-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzI2NjQ2NTMxMjtBUzoyNzIxOTMOOTgxMjAyMDVAMTQ0MTkwNzM5NTE)
- GUROVICH, L. (1985). *FUNDAMENTOS Y DISEÑO DE SISTEMAS DE RIEGO* (PRIMERA ed.). COSTA RICA: IICA.
- HIBBELER, R. (2004). *Mecanica Vectorial Para Ingenieros. Estatica* (DECIMA ed.). México: PEARSON EDUACION.
- MATAIX, C. (1986). *Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (Segunda ed.). MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO. S.A.
- MATAIX, C. (1988). *Turbomaquinas Termicas* (TERCERA ed.). MADRID: DOSSAT.
- MONTECINOS LARROSA, A., & GALLARDO QUIÑONES, L. (s.f.). *LOS SECRETOS DEL ARIETE HIDRAULICO*. Recuperado el OCTUBRE de 2017, de CUBASOLAR:  
<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia25/HTML/articulo05.htm>
- MOTT, R. L. (2006). *Mecanica de Fluidos* (SEXTA ed.). MEXICO: PEARSON EDUCACION.
- STREETER, V., WYLIE, E., & BEDFORD, K. (2000). *MECANICA DE FLUIDOS* (NOVENA ed.). COLMBIA: MC GRAW-HILL.



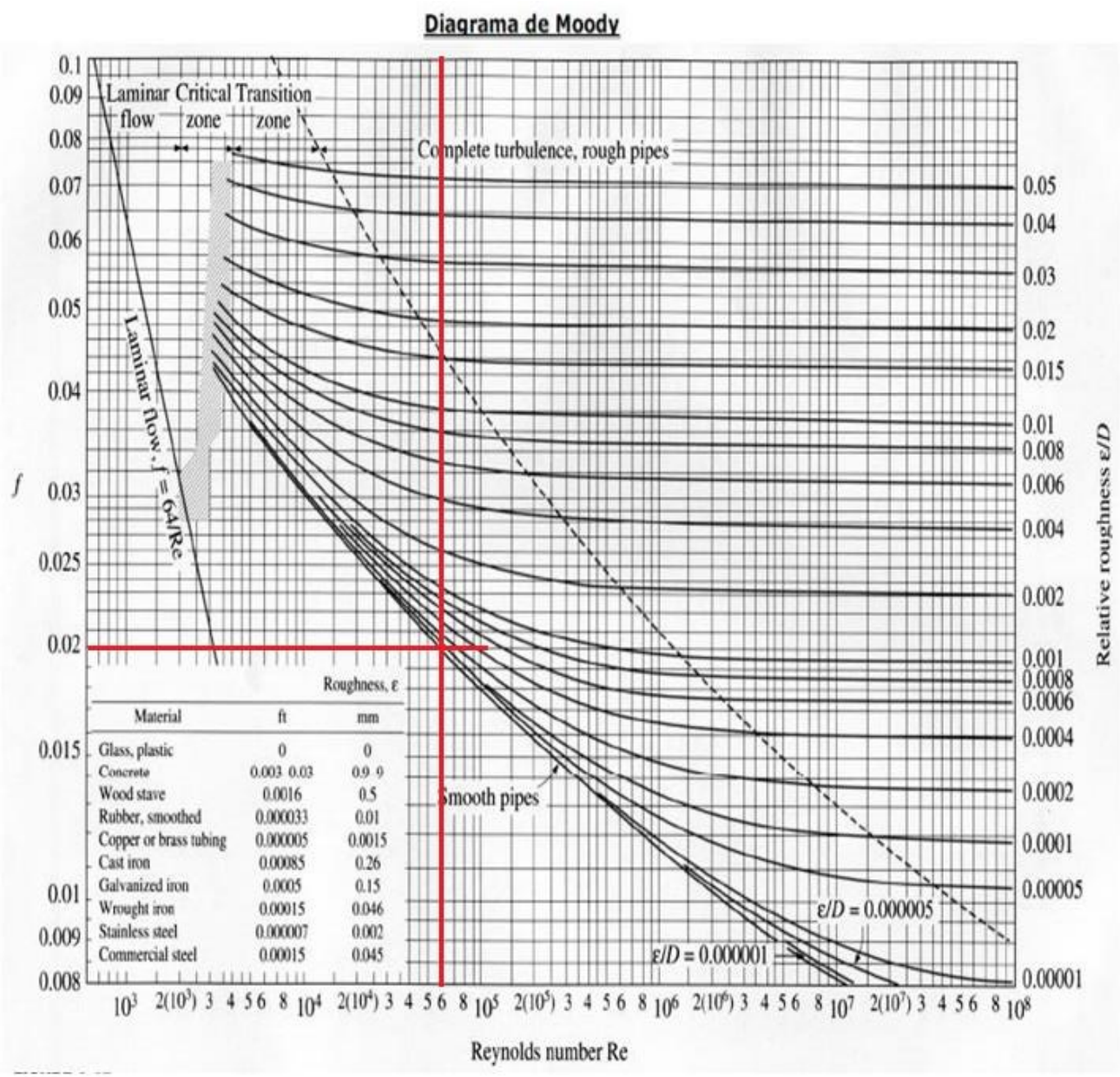


Ilustración 1 Obtención Del Coeficiente De Fricción Por Medio Del Diagrama De Moody (Fuente: autor de tesis)

## ANEXO #2

## VISCOSIDAD DEL AGUA

TEMPERATURA (°C)	Viscosidad dinámica (poises)	Viscosidad cinemática (Stokes)	Viscosidad Dinámica (N·s/m <sup>2</sup> )	Viscosidad Cinemática (m <sup>2</sup> /s)	Viscosidad Dinámica (kg·s/m <sup>2</sup> )
0	1.787·10 <sup>-2</sup>	1.787·10 <sup>-2</sup>	1.787·10 <sup>-3</sup>	1.787·10 <sup>-6</sup>	1.822·10 <sup>-4</sup>
1	1.728·10 <sup>-2</sup>	1.728·10 <sup>-2</sup>	1.728·10 <sup>-3</sup>	1.728·10 <sup>-6</sup>	1.761·10 <sup>-4</sup>
2	1.671·10 <sup>-2</sup>	1.671·10 <sup>-2</sup>	1.671·10 <sup>-3</sup>	1.671·10 <sup>-6</sup>	1.703·10 <sup>-4</sup>
3	1.618·10 <sup>-2</sup>	1.618·10 <sup>-2</sup>	1.618·10 <sup>-3</sup>	1.618·10 <sup>-6</sup>	1.649·10 <sup>-4</sup>
4	1.567·10 <sup>-2</sup>	1.567·10 <sup>-2</sup>	1.567·10 <sup>-3</sup>	1.567·10 <sup>-6</sup>	1.597·10 <sup>-4</sup>
5	1.519·10 <sup>-2</sup>	1.519·10 <sup>-2</sup>	1.519·10 <sup>-3</sup>	1.519·10 <sup>-6</sup>	1.548·10 <sup>-4</sup>
6	1.472·10 <sup>-2</sup>	1.472·10 <sup>-2</sup>	1.472·10 <sup>-3</sup>	1.472·10 <sup>-6</sup>	1.501·10 <sup>-4</sup>
7	1.428·10 <sup>-2</sup>	1.428·10 <sup>-2</sup>	1.428·10 <sup>-3</sup>	1.428·10 <sup>-6</sup>	1.456·10 <sup>-4</sup>
8	1.386·10 <sup>-2</sup>	1.386·10 <sup>-2</sup>	1.386·10 <sup>-3</sup>	1.386·10 <sup>-6</sup>	1.413·10 <sup>-4</sup>
9	1.346·10 <sup>-2</sup>	1.346·10 <sup>-2</sup>	1.346·10 <sup>-3</sup>	1.346·10 <sup>-6</sup>	1.372·10 <sup>-4</sup>
10	1.307·10 <sup>-2</sup>	1.307·10 <sup>-2</sup>	1.307·10 <sup>-3</sup>	1.307·10 <sup>-6</sup>	1.332·10 <sup>-4</sup>
11	1.271·10 <sup>-2</sup>	1.271·10 <sup>-2</sup>	1.271·10 <sup>-3</sup>	1.271·10 <sup>-6</sup>	1.296·10 <sup>-4</sup>
12	1.235·10 <sup>-2</sup>	1.235·10 <sup>-2</sup>	1.235·10 <sup>-3</sup>	1.235·10 <sup>-6</sup>	1.259·10 <sup>-4</sup>
13	1.202·10 <sup>-2</sup>	1.203·10 <sup>-2</sup>	1.202·10 <sup>-3</sup>	1.203·10 <sup>-6</sup>	1.225·10 <sup>-4</sup>
14	1.169·10 <sup>-2</sup>	1.170·10 <sup>-2</sup>	1.169·10 <sup>-3</sup>	1.170·10 <sup>-6</sup>	1.192·10 <sup>-4</sup>
15	1.139·10 <sup>-2</sup>	1.140·10 <sup>-2</sup>	1.139·10 <sup>-3</sup>	1.140·10 <sup>-6</sup>	1.161·10 <sup>-4</sup>
16	1.109·10 <sup>-2</sup>	1.110·10 <sup>-2</sup>	1.109·10 <sup>-3</sup>	1.110·10 <sup>-6</sup>	1.130·10 <sup>-4</sup>
17	1.081·10 <sup>-2</sup>	1.082·10 <sup>-2</sup>	1.081·10 <sup>-3</sup>	1.082·10 <sup>-6</sup>	1.102·10 <sup>-4</sup>
18	1.053·10 <sup>-2</sup>	1.054·10 <sup>-2</sup>	1.053·10 <sup>-3</sup>	1.054·10 <sup>-6</sup>	1.073·10 <sup>-4</sup>
19	1.027·10 <sup>-2</sup>	1.029·10 <sup>-2</sup>	1.027·10 <sup>-3</sup>	1.029·10 <sup>-6</sup>	1.047·10 <sup>-4</sup>
20	1.002·10 <sup>-2</sup>	1.004·10 <sup>-2</sup>	1.002·10 <sup>-3</sup>	1.004·10 <sup>-6</sup>	1.021·10 <sup>-4</sup>
21	0.9779·10 <sup>-2</sup>	0.9799·10 <sup>-2</sup>	0.978·10 <sup>-3</sup>	0.980·10 <sup>-6</sup>	0.997·10 <sup>-4</sup>
22	0.9548·10 <sup>-2</sup>	0.9569·10 <sup>-2</sup>	0.954·10 <sup>-3</sup>	0.957·10 <sup>-6</sup>	0.973·10 <sup>-4</sup>
23	0.9325·10 <sup>-2</sup>	0.9348·10 <sup>-2</sup>	0.932·10 <sup>-3</sup>	0.935·10 <sup>-6</sup>	0.951·10 <sup>-4</sup>
24	0.9111·10 <sup>-2</sup>	0.9136·10 <sup>-2</sup>	0.911·10 <sup>-3</sup>	0.914·10 <sup>-6</sup>	0.929·10 <sup>-4</sup>
25	0.8904·10 <sup>-2</sup>	0.8930·10 <sup>-2</sup>	0.890·10 <sup>-3</sup>	0.893·10 <sup>-6</sup>	0.908·10 <sup>-4</sup>
26	0.8705·10 <sup>-2</sup>	0.8733·10 <sup>-2</sup>	0.870·10 <sup>-3</sup>	0.873·10 <sup>-6</sup>	0.887·10 <sup>-4</sup>
27	0.8513·10 <sup>-2</sup>	0.8543·10 <sup>-2</sup>	0.851·10 <sup>-3</sup>	0.854·10 <sup>-6</sup>	0.868·10 <sup>-4</sup>
28	0.8327·10 <sup>-2</sup>	0.8359·10 <sup>-2</sup>	0.833·10 <sup>-3</sup>	0.836·10 <sup>-6</sup>	0.849·10 <sup>-4</sup>
29	0.8148·10 <sup>-2</sup>	0.8181·10 <sup>-2</sup>	0.815·10 <sup>-3</sup>	0.818·10 <sup>-6</sup>	0.831·10 <sup>-4</sup>

Ilustración 1 Tabla De Viscosidades Del Agua. (Fuente: <https://es.slideshare.net/maNolojoder/formulario-prueba-1>, con fines académicos)

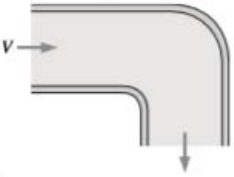
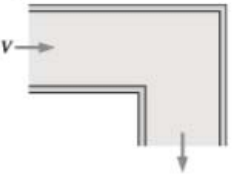
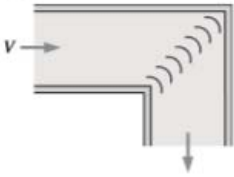
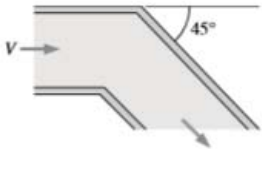
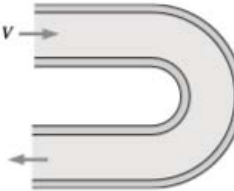
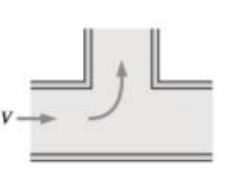
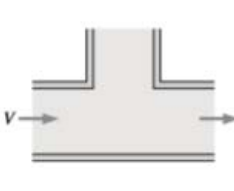
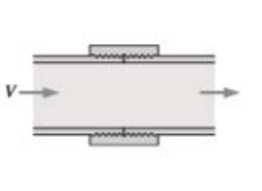
## ANEXO #3

## Tabla de rugosidades

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES			
Material	$\epsilon$ (mm)	Material	$\epsilon$ (mm)
Plástico (PE, PVC)	0,0015	Fundición asfaltada	0,06-0,18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01	Fundición	0,12-0,60
Tubos estirados de acero	0,0024	Acero comercial y soldado	0,03-0,09
Tubos de latón o cobre	0,0015	Hierro forjado	0,03-0,09
Fundición revestida de cemento	0,0024	Hierro galvanizado	0,06-0,24
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024	Madera	0,18-0,90
Fundición centrifugada	0,003	Hormigón	0,3-3,0

*Ilustración 2* Tabla De Rugosidad Absoluta De Diferentes Materiales (Fuente: <https://www.slideshare.net/alexgenez/balance-de-energa-con-prdidas-de-friccin>, con fines académicos)

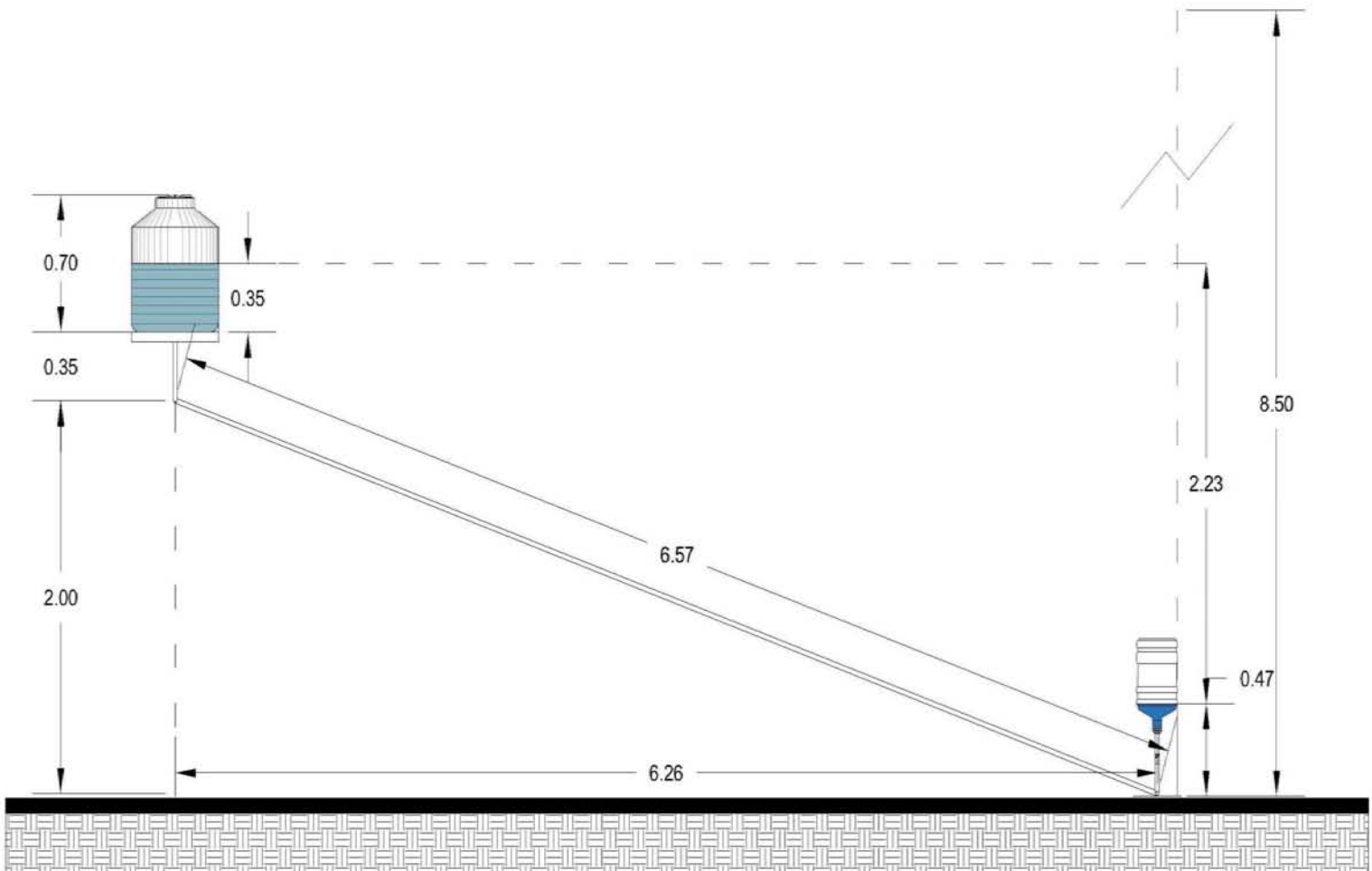
**ANEXO #4**

<b>TABLA 8-4 (CONCLUSIÓN)</b>											
<p><i>Codos y ramificaciones</i> Codo suave de 90°: Embridado: <math>K_L = 0.3</math> Roscado: <math>K_L = 0.9</math></p> 	<p>Codo esquinado de 90° (sin álabes directores): <math>K_L = 1.1</math></p> 	<p>Codo esquinado de 90° (con álabes directores): <math>K_L = 0.2</math></p> 	<p>Codo roscado de 45°: <math>K_L = 0.4</math></p> 								
<p>Codo de retorno de 180°: Embridado: <math>K_L = 0.2</math> Roscado: <math>K_L = 1.5</math></p> 	<p>Conexión en T (flujo deriv.): Embridado: <math>K_L = 1.0</math> Roscado: <math>K_L = 2.0</math></p> 	<p>Conexión en T (flujo en línea): Embridado: <math>K_L = 0.2</math> Roscado: <math>K_L = 0.9</math></p> 	<p>Unión roscada: <math>K_L = 0.08</math></p> 								
<p><i>Válvulas</i></p> <table border="0"> <tr> <td>Válvula de globo, totalmente abierta: <math>K_L = 10</math></td> <td>Válvula de compuerta, totalmente abierta: <math>K_L = 0.2</math></td> </tr> <tr> <td>Válvula de ángulo, totalmente abierta: <math>K_L = 5</math></td> <td><math>\frac{1}{4}</math> cerrada: <math>K_L = 0.3</math></td> </tr> <tr> <td>Válvula de bola, totalmente abierta: <math>K_L = 0.05</math></td> <td><math>\frac{1}{2}</math> cerrada: <math>K_L = 2.1</math></td> </tr> <tr> <td>Válvula de charnela: <math>K_L = 2</math></td> <td><math>\frac{3}{4}</math> cerrada: <math>K_L = 17</math></td> </tr> </table>				Válvula de globo, totalmente abierta: $K_L = 10$	Válvula de compuerta, totalmente abierta: $K_L = 0.2$	Válvula de ángulo, totalmente abierta: $K_L = 5$	$\frac{1}{4}$ cerrada: $K_L = 0.3$	Válvula de bola, totalmente abierta: $K_L = 0.05$	$\frac{1}{2}$ cerrada: $K_L = 2.1$	Válvula de charnela: $K_L = 2$	$\frac{3}{4}$ cerrada: $K_L = 17$
Válvula de globo, totalmente abierta: $K_L = 10$	Válvula de compuerta, totalmente abierta: $K_L = 0.2$										
Válvula de ángulo, totalmente abierta: $K_L = 5$	$\frac{1}{4}$ cerrada: $K_L = 0.3$										
Válvula de bola, totalmente abierta: $K_L = 0.05$	$\frac{1}{2}$ cerrada: $K_L = 2.1$										
Válvula de charnela: $K_L = 2$	$\frac{3}{4}$ cerrada: $K_L = 17$										

\* Ésos son valores representativos para coeficientes de pérdida. Los valores reales dependen principalmente del diseño y la fabricación de los accesorios y pueden diferir considerablemente de los valores dados (en especial para las válvulas). En el diseño final se deben usar los datos reales del fabricante.

*Ilustración 4 Conclusión De Tabla De Coeficientes De Perdida De Varios Accesorios De Tubería Para Flujo Turbulento (Fuente: CENGEL, Y., & CIMBALA, J. (2006). MECANICA DE FLUIDOS. FUNDAMENTOS Y APLICACIONES (PRIMERA ed.). MEXICO: MC GRAW-HILL INTERAMERICANA. P 351, TABLA 8-4, con fines academicos).*

**ANEXO #5**



*Ilustración 5 croquis de Diferencias de alturas entre los diferentes puntos de la instalación hidráulica. (Fuente: autor de tesis)*

