



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS
Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE DE DOBLE
BOMBEO, PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIONES DE
ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”**

*Tesis de Grado previa la Obtención del
Título de Ingeniero Electromecánico*

AUTOR:

Junior Duan Amari Ordoñez

DIRECTOR:

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc

LOJA - ECUADOR

2013

CERTIFICACIÓN

Ing. MANUEL IGNACIO AYALA CHAUVIN
DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Diseño y construcción de un ariete de doble bombeo para el centro de investigaciones y eficiencia energética”**, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Junior Ivan Amari Ordóñez**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Octubre del 2013

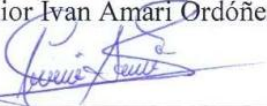


.....
Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin
DIRECTOR DE TESIS

Yo Junior Ivan Amari Ordóñez declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Autor: Junior Ivan Amari Ordóñez

Firma: 

Cédula: 190046269 – 6

Fecha: 09 de Diciembre del 2013

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELETRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo Junior Ivan Amari Ordóñez declaro ser autor de la tesis titulada: **“Diseño y construcción de un ariete de doble bombeo, para el centro de investigaciones de energías renovables y eficiencia energética”**, como requisito para optar al grado de: Ingeniero Electromecánico; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los 9 días del mes de diciembre del dos mil trece, firma el autor.

Firma: 

Autor: Junior Ivan Amari Ordóñez

Cédula: 190046269 – 6

Dirección: Zamora, Calle el Pangui **Correo:** jamaryiem@hotmail.com

Teléfono: 2608299 **Celular:** 0980411265

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvín, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. José Miguel Eras Gallegos

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo

PENSAMIENTO

Son pocas las metas personales, ya que estas que denominamos como nuestras metas, están acompañadas por el apoyo de las personas que nos aman y acompañan en los objetivos que destinamos para seguir indagando en nuestra vida.

DEDICATORIA

“Dedico el presente proyecto de tesis a mis padres, mi hermana, mi familia, ya que gracias a su esfuerzo y trabajo permanente, me guiaron y ayudaron a salir adelante. A ellos debo mi eterna gratitud y futura vida profesional.”

Att: Junior Ivan Amari Ordóñez.

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento de sentimiento y gratitud a todas aquellas personas que de una u otra forma me han apoyado y ayudado durante mi formación académica.

A esta gran institución educativa, como es la Universidad Nacional de Loja, porque dentro de sus salones recibí la formación académica, y al grupo de docentes de la carrera, Ingeniería Electromecánica, los cuales desde el inicio me enseñaron nuevos caminos, aportándome grandes conocimientos en mi formación profesional. Al Ing. Manuel Ayala, Director de tesis, por el interés y paciencia que mostro en la realización de este proyecto.

A mis familiares, compañeros y amigos, que son una parte importante de mi vida, que han estado ahí en los momentos difíciles y con su apoyo y ánimo me ayudaron a la culminación de este Proyecto de Tesis.

ÍNDICE GENERAL.

a. TÍTULO	1
b. RESUMEN.	2
c. INTRODUCCIÓN.	3
d. REVISIÓN DE LITERATURA.	5
d.1. Esquema y descripción de una instalación de un ariete.	5
d.2. Fuerzas que actúan sobre el líquido.	6
d.2.1. Presión en el líquido.	6
d.2.2. Propiedades de la presión hidrostática.	8
d.3. Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.	9
d.3.1. Densidad.	9
d.3.2. Viscosidad.	9
d.4. Número de Reynolds.	11
d.5. Radio hidráulico.	12
d.6. Gasto o caudal.	12
d.7. Factor de fricción.	13
d.8. Cálculo de pérdidas por fricción.	14
d.9. Cálculo de pérdidas locales.	15
d.10. Aplicación de la ecuación de Bernoulli para el cálculo de las pérdidas hidráulicas en la tubería de alimentación (H_a).	15
d.11. Cálculo de la presión total (ΔP_{TO}).	16
d.12. Cálculo de la altura desarrollada por el ariete (H_i).	17
d.13. Cálculo del caudal circulante.	18
d.14. Calculo del diámetro de la tubería.	19
d.15. Cálculo del golpe de ariete.	20
d.15.1. Ecuaciones características del fenómeno.	22
d.15.2. El pulso de Joukowsky (Zhukovski).	24
d.15.3. Celeridad del pulso de presión	24
d.15.4. Condiciones de contorno de la instalación.	25
d.15.16. Tiempo de cierre de la válvula.	26

d.16. Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.	30
d.17. Determinación del tiempo que tarda en establecerse una corriente.	31
d.18. Fuerzas hidráulicas sobre la válvula de derrame o impulso.	32
d.19. Pérdida hidráulica en la válvula.	34
d.20. Presión máxima y mínima de la instalación.	34
d.21. Cálculo de la presión P_2 en la cámara de aire.	35
d.22. Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.	36
d.23. Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica.	37
d.24. Cálculo del número de pernos.	40
d.25. Metodología para evaluar la eficiencia.	41
d.26. Rendimiento volumétrico	42
d.27. Ecuación de Continuidad aplicada a las bombas de diafragma.	42
d.28. Cálculo del Caudal Q en la cámara de la bomba.	43
d.29. Altura de descarga de la bomba.	44
d.30. Rendimiento de la bomba.	44
d.31. Potencia absorbida por el ariete motriz.	45
d.32. Potencia entregada por la bomba de membrana.	46
d.33. Fuerza ejercida sobre la membrana.	47
e. MATERIALES Y MÉTODOS.	48
e.1. Materiales.	48
e.2. Métodos.	49
f. RESULTADOS.	51
f.1. Cálculos y diseño del ariete de doble bombeo.	51
f.1.1. Descripción de la parte hidráulica de la instalación.	51
f.1.2. Cálculo de la longitud del conducto de impulsión.	52
f.1.3. Velocidad del flujo.	54
f.1.4. Determinación del tipo de régimen.	54
f.1.5. Rugosidad relativa.	54
f.1.6. Factor de fricción.	55
f.1.7. Cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.	55
f.1.8. Cálculo del caudal circulante en la tubería.	56

f.1.9. Cálculo del diámetro del conducto de fuente C_f .	56
f.1.10. Dimensión del pozo de extracción.	57
f.1.11. Cálculo de pérdidas secundarias o locales en el ariete.	57
f.1.12. Cálculo del área y diámetro de salida de la válvula de membrana.	59
f.1.13. Cálculo del caudal necesario para alimentar un ariete de doble bombeo de 3 válvulas en paralelo.	60
f.1.14. Caudal bombeado en un ciclo.	61
f.1.15. Caudal perdido en un ciclo.	61
f.1.16. Cálculo de la velocidad en la salida de las válvulas.	61
f.1.17. Cálculo de la presión dinámica.	62
f.1.18. Cálculo de la celeridad de la onda de presión.	62
f.1.19. Tiempo de cierre de la válvula.	62
f.1.20. Cálculo de la energía cinética.	62
f.1.21. Cálculo del pulso de Joukowsky (Zhukovski).	63
f.1.22. Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de membrana.	64
f.1.23. Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de membrana.	65
f.1.24. Cálculo de las pérdidas locales en el conducto vertical.	65
f.1.25. Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical.	66
f.1.26. Cálculo de las pérdidas inerciales en el conducto vertical.	66
f.1.27. Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.	66
f.1.28. Volumen total de las cámaras de aire.	67
f.1.30. Volumen de agua dentro de las cámaras de aire.	68
f.1.31. Volumen de aire inicial en las cámaras.	69
f.1.32. Presión en las cámaras de aire antes del choque hidráulico.	70
f.1.33. Cálculo de la presión 2 en las cámaras de aire.	70
f.2. Cálculo hidráulico de la bomba de membrana.	71
f.2.1. Cálculo de la fuerza ejercida sobre la membrana F_m .	71
f.2.2. Cálculo del volumen mayor de la membrana (descarga).	71
f.2.3. Cálculo del volumen menor de la membrana (succión).	71
f.2.4. Cálculo del régimen de trabajo en la bomba.	72
f.2.5. Cálculo de las pérdidas primarias en el conducto de succión.	72
f.2.6. Cálculo de las pérdidas primarias en el conducto de descarga.	74

f.2.7. Cálculo de pérdidas locales en la succión y descarga.....	74
f.2.8. Cálculo de pérdidas inerciales en el conducto de descarga.	75
f.2.9. Cálculo de las pérdidas totales del sistema.	75
f.3. Descripción de la parte mecánica del ariete.	75
f.3.1. Cálculo del espesor de la parte cilíndrica de la cámara de aire.	75
f.3.2. Cálculo del espesor de la parte esférica de la cámara de aire.	76
f.3.3. Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.....	76
f.4. Metodología para evaluar la eficiencia.....	77
f.4.1. Eficiencia de D´Aubuisson.	78
f.4.2. Eficiencia de Ranquine.	79
f.4.3. Rendimiento volumétrico.....	79
f.5. Construcción del ariete de doble bombeo y pruebas de funcionamiento.	79
f.5.1. Dibujo técnico y hojas de proceso de mecanizado.	79
f.5.2. Construcción y pruebas de funcionamiento.....	79
f.5.3. Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo.....	81
f.5.4. Datos y pruebas del ariete de doble bombeo.	85
f.6. Valoración técnico económica ambiental.....	85
f.6.1. Valoración técnico económica.....	85
f.6.2. Valoración ambiental.....	88
g. DISCUSIÓN.....	89
h. CONCLUSIONES.....	90
i. RECOMENDACIONES.....	91
j. BIBLIOGRAFÍA.....	92
k. ANEXOS.....	95

ÍNDICE DE FIGURAS.

Fig. 1: Esquema de funcionamiento de una instalación de ariete.	5
Fig. 2: Ejemplos de fuerzas superficiales: a – hidrostática, b – tensión tangencial.	6
Fig. 3: Ejemplos de fuerzas de masa: a – inercia, b – gravedad.	6
Fig. 4: Descomposición de la fuerza resultante en componentes rectangulares.	7
Fig. 5: Esquema para la deducción de la ecuación hidrostática fundamental.	8
Fig. 6: Velocidad en una tubería	10
Fig. 7: Experimento de Reynolds.....	12
Fig. 8: Demostración de Caudal = Velocidad x Área.	13
Fig. 9: Representación del periodo sin considerar pérdidas por fricción.....	26
Fig. 10: Representación del periodo considerando las pérdidas por fricción.	27
Fig. 11: Coeficiente de apertura de la válvula en función de t.....	29
Fig. 12: Carrera de la válvula de impulsión.	33
Fig. 13: Bóveda esférica.....	38
Fig. 14: Recipiente cilíndrico.....	39
Fig. 15: Ecuación de la Ley de Continuidad	43
Fig. 16: Desplazamiento en la tubería.....	45
Fig. 17: Desplazamiento de la partícula.	46
Fig. 18: Fuerza que ejerce la Bomba sobre el líquido.....	47
Fig. 19: Dimensiones de la instalación experimental.....	52
Fig. 21: Conducto de fuente Cf.....	56
Fig. 22: Pozo de extracción.....	57
Fig. 23: Pérdidas locales de la instalación.	58
Fig. 24: Área de salida de la válvula de membrana.	60
Fig. 25: Pérdidas locales en la tubería de descarga.	67
Fig. 26: Dimensiones de la cámara de aire.	68
Fig. 27: Cámara de aire con agua.....	69
Fig. 28: Presión en las cámaras de aire.	70
Fig. 29: Pérdidas primarias y secundarias de la instalación de la bomba	73
Fig. 30: Elementos del ariete de doble bombeo	80
Fig. 31: Instalación del tanque de alimentación.....	81
Fig. 32: Instalación del ariete de doble bombeo	81

Fig. 33: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 1.	82
Fig. 34: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 2.	82
Fig. 35: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 3.	83
Fig. 36: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 4.	83
Fig. 37: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 5.	84
Fig. 38: Curva de funcionamiento del ariete y de la bomba de membrana.....	84

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla. 1: Datos del Ariete de Doble Bombeo.....	85
--	----

SIMBOLOGÍA

C = Colector de fuente.....	5
T = Pozo de extracción.....	5
W = Pozo de ariete.....	5
B = Tanque elevado.....	5
L = Longitud del conducto de impulsión.....	5
l = Longitud del conducto vertical.....	5
ÜT = Canal de derrame T.....	6
τ = tensión tangencial.....	10
μ = coeficiente dinámico de viscosidad.....	10
$\frac{dv}{dy} = \dot{\gamma}$ = gradiente de velocidad.....	10
Re = Numero de Reynolds.....	11
λ = factor de fricción.....	13
ε = Rugosidad equivalente absoluta.....	14
P_0 = presión atmosférica a la entrada.....	16
P_1 = presión atmosférica a la salida.....	16
V_0 = velocidad inicial.....	16
V_1 = velocidad en la salida.....	16
$Z_0 = H_a =$ Altura de alimentación.....	16
h_{roz} = pérdidas por rozamiento.....	16
h_{loc} = pérdidas locales.....	16
h_T = pérdida total.....	16
$\rho g z$ = presión de peso.....	17
p = presión hidromecánica o simplemente presión.....	17
$\rho v^2/2$ = presión dinámica.....	17
T = fase o periodo de la tubería.....	26
L = Longitud de la tubería.....	26
a = Velocidad de propagación de la onda.....	26
t_c = tiempo de cierre o maniobra.....	27
v = Velocidad media del agua.....	28
ha = Sobrepresión o aumento de presión.....	28

Ha = Altura de impulsión	28
t _c = Tiempo de maniobra	29
$\sum h$ = Sumatoria de pérdidas hidráulicas	30
ζ = Coeficiente de resistencia	30
g = aceleración de la gravedad	30
Q = caudal.....	31
A = área	31
V _{max.} = Velocidad máxima	32
F _d = Fuerza de arrastre.....	33
C _d = Coeficiente de arrastre.....	33
ρ = Densidad del fluido	33
s = Carrera de la válvula	34
R _(s) = Pérdida en válvula.....	34
F = fuerza cortante.....	36
τ = tensión de cizallamiento	36
A _{cort.} = área o superficie de corte.....	36
τ_f = límite de fluencia.....	37
n = coeficiente de seguridad	37
σ_m = tensión meridional.....	37
σ_t = tensión circunferencial	37
ρ_m = radio de curvatura del arco meridional.....	37
ρ_t = radio de curvatura de la sección normal perpendicular al arco meridional	37
p = presión normal.....	37
e = espesor	37
Hi = Altura de impulsión.....	41
hd = diferencia de nivel	41
hi = pérdidas inerciales	41

a. TÍTULO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE DE DOBLE BOMBEO, PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIONES DE ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”.

b. RESUMEN.

El presente proyecto de tesis comprende el “Diseño y construcción de un ariete de doble bombeo, para el centro de investigaciones de energía renovable y eficiencia energética”, ubicada en las instalaciones de la Universidad Nacional de Loja. El cual actualmente no posee dicho ariete para los estudios pertinentes de los estudiantes.

La importancia de este proyecto investigativo es fundamental, porque se pretende plantear una innovación en los procesos de estudio en los estudiantes, lo cual optimiza los recursos sin dejar de lado los aspectos técnicos requeridos y calidad en los resultados.

Este ariete ofrece un funcionamiento ininterrumpido por muchos años y es capaz de elevar el agua de un pozo cercano. Es una alternativa económica, ecológica para bombeo de agua, además de ser una máquina muy versátil, ya que se puede desmontar para ser trasladada hacia el lugar en donde va a ser instalada.

SUMMARY.

This thesis project is the “Design and Construction of a Double Pump Ram for the Renewable Energy and Energetic Efficiency Research Center” located on the National University of Loja Facilities. This center currently does not have this ram which is actually very important for relevant studies.

The importance of this research project is critical, since it aims at an innovation in students’ development processes, which optimizes resources with the required technical aspects for bringing as the best quality results.

This ram provides uninterrupted operation for many years and it is able to lift water from nearby wells. It is an alternative economic, ecologic for water pumping, besides of a versatile machine since it can be disassembled for being moved to the place where it needs to be installed.

c. INTRODUCCIÓN.

En la actualidad los arietes hidráulicos se han ido abriendo su propio espacio y constituyen ya una importante alternativa; técnicamente viable que bien merece ser utilizada con prioridad. Debido a esto el bombeo de agua mediante arietes tiene gran importancia, debido a que de esta forma se tiende a obtener condiciones de vida digna, mejorando el servicio de abastecimiento de agua, higiene y salud.

En la actualidad los nuevos sistemas de bombeo deben ser eficientes y económicos, para así producir el desarrollo, sobre todo en áreas que necesitan estos servicios para poder reactivar su productividad. La agricultura constituye la base de la economía rural en el Ecuador, siendo ésta la primera actividad de los productores campesinos, los cuales necesitan informarse sobre nuevas técnicas para el bombeo eficiente de agua.

Uno de los sistemas de bombeo de agua de fácil operación y bajo mantenimiento es el ariete hidráulico, que es una bomba de auto operación que utiliza como fuente de energía, la del propio líquido que fluye en su interior para bombear agua a una determinada altura, aprovechando el fenómeno hidráulico denominado golpe de ariete, donde el agua adquiere una energía cinética o de movimiento y la transforma en energía potencial o de presión.

Debido al desconocimiento de los debidos procesos de construcción de un ariete de doble bombeo o ariete mixto como una alternativa eficiente para el bombeo de agua; he optado por realizar el tema de investigación “Diseño y construcción de un ariete de doble bombeo para el centro de investigaciones de energías renovables y eficiencia energética”.

Para consolidar el tema de investigación me he planteado los siguientes objetivos específicos; Construir un ariete de doble bombeo para que los estudiantes del Área de la Energía realicen prácticas sobre el funcionamiento y comportamiento, Determinar los parámetros de funcionamiento del ariete de doble bombeo, y, Difundir los parámetros de funcionamiento del ariete de doble bombeo.

Con el desarrollo de esta investigación se logró que un ariete hidráulico multipulsor y un ariete de aguas bravas utilicen la energía motriz produciendo una sobrepresión que

hace funcionar dicho ariete, la cual aspira y bombea el agua de un pozo o lugar aledaño a una altura superior, éstos dos arietes individuales están acoplados uno a continuación de otro y se lo conoce como ariete de doble bombeo o ariete mixto.

La difusión de este proyecto de investigación evidenciará la verdadera preocupación de La Universidad Nacional de Loja, a través de la carrera de Ingeniería Electromecánica, de dar solución a uno de los problemas existentes en las zonas rurales, como es el bombeo de agua.

Además incentivará a los estudiantes de nuestra carrera a investigar el uso de fuentes renovables de energía para impulsar sistemas de bombeo de agua, como en este caso, utilizando la propia energía potencial del recurso hídrico sin requerir ninguna otra energía externa.

El ariete de doble bombeo es una bomba elevadora de agua, considerada como una alternativa ecológica, de bajo costo operacional a largo plazo y fácil mantenimiento, su operación causa un mínimo ruido provocado por el efecto del golpe de ariete que no incide negativamente en las condiciones medio ambientales, ni causa el deterioro de la naturaleza y salud de la comunidad en general.

d. REVISIÓN DE LITERATURA.

d.1. Esquema y descripción de una instalación de un ariete.

El ariete no puede funcionar en ningún caso por sí solo, necesita de una instalación completa en la que están todos sus componentes ajustados entre sí como se indica en la figura 1

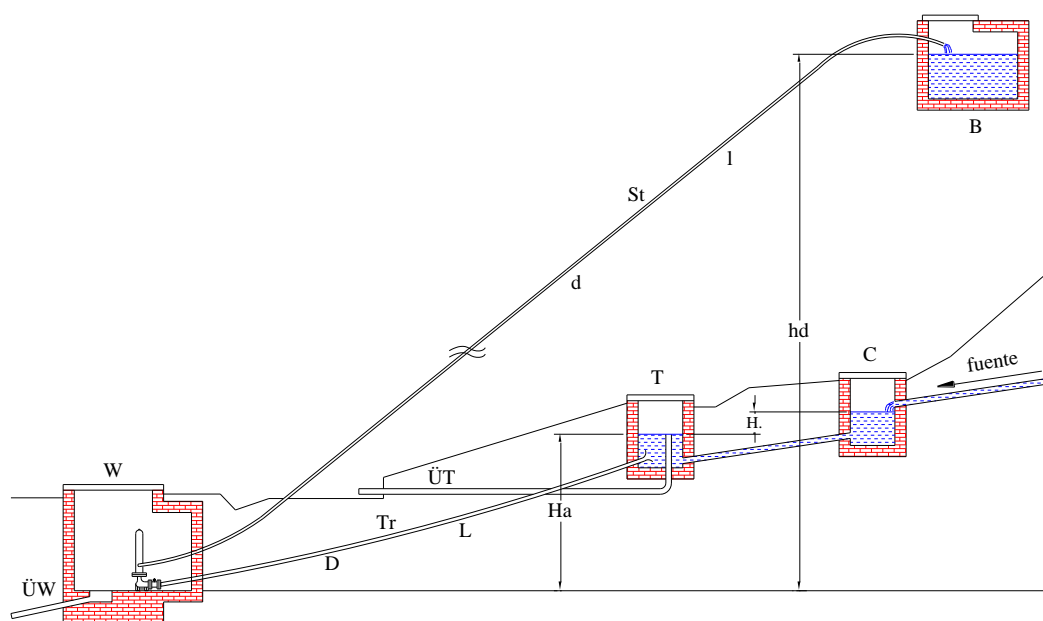


Fig. 1: Esquema de funcionamiento de una instalación de ariete¹.

C = Colector de fuente

Tr = Conducto de impulsión

T = Pozo de extracción

D = Diámetro de Tr

W = Pozo de ariete

Ha = Altura de impulsión

B = Tanque elevado

hd = Altura de presión

L = Longitud del conducto de impulsión

St = Conducto vertical

l = Longitud del conducto vertical

d = Diámetro de St

¹ AYALA, Manuel. Diseño y construcción de un ariete multipulsor para el bombeo de agua. 2004

ÜT = Canal de derrame T

ÜW = Canal de derrame W

d.2. Fuerzas que actúan sobre el líquido.

d.2.1. Presión en el líquido.

En hidráulica, igual que en toda la hidromecánica, se hace abstracción de la estructura molecular de la substancia y el líquido se considera como un medio que llena el espacio sin vacíos e intersticios, es decir, como una continuidad. Por lo tanto, las fuerzas que actúan sobre los volúmenes dados del líquido y que son respecto a éstos exteriores se subdividen en de masa y superficiales²

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

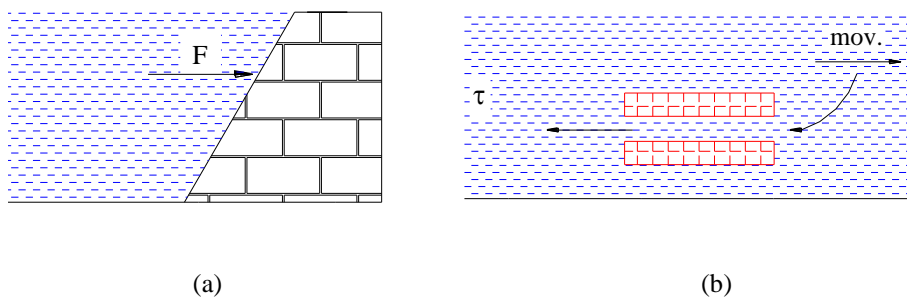


Fig. 2: Ejemplos de fuerzas superficiales: a – hidrostática, b – tensión tangencial.

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

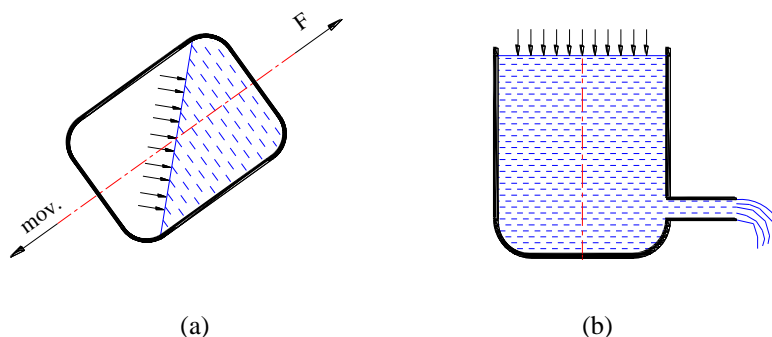


Fig. 3: Ejemplos de fuerzas de masa: a – inercia, b – gravedad.

² Nekrasov, B., (1968).

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

En un flujo Fig. 4. actúa una fuerza ΔR con una cierta inclinación. La fuerza ΔR se puede descomponer en sus componentes rectangulares ΔF y ΔT . Donde ΔF es la normal se denomina fuerza de presión y ΔT es la tangencial denominada fuerza de rozamiento.

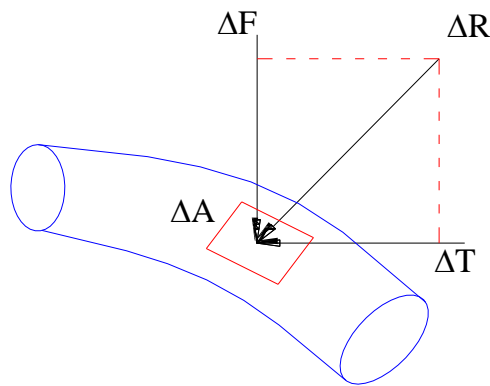


Fig. 4: Descomposición de la fuerza resultante en componentes rectangulares.

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

Si la fuerza de presión ΔF esta uniformemente distribuida por la superficie ΔA o si se quiere determinar el valor medio de la presión hidromecánica, se emplea la fórmula:

$$P = \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad \text{Ecuación (1)}$$

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

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad \text{Ecuación (2)}$$

Tensión tangencial o tensión de rozamiento en el líquido es:

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A} \quad \text{Ecuación (3)}$$

Donde ΔT es la fuerza tangencial y ΔA el área.

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

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación (4)}$$

d.2.2. Propiedades de la presión hidrostática.

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

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

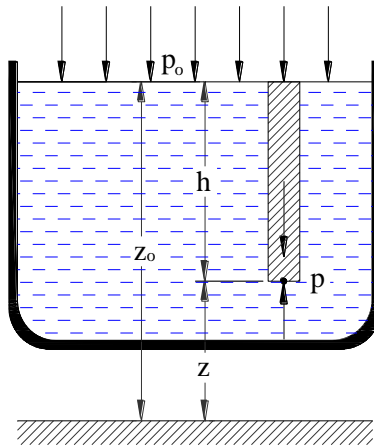


Fig. 5: Esquema para la deducción de la ecuación hidrostática fundamental.

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

$$P = P_o + \gamma h \quad \text{Ecuación (5)}$$

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

$$z + \frac{p}{\gamma} = z_0 + \frac{p_0}{\gamma} = \text{const.} \quad \text{Ecuación (6)}$$

d.3. Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.

Examinaremos las propiedades físicas fundamentales de los líquidos de gotas de las cuales trata principalmente la hidráulica³.

d.3.1. Densidad.

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

$$\rho = \frac{m}{V}; \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}. \quad \text{Ecuación (7)}$$

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

$$\gamma = \frac{G}{V}; \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}. \quad \text{Ecuación (8)}$$

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

d.3.2. Viscosidad⁴.

La viscosidad es la propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. La fuerza con la que una capa de fluido en movimiento arrastra consigo a las capas adyacentes de fluido determina su viscosidad, es importante tomar en cuenta que esta propiedad depende de la temperatura, la composición y la presión del fluido. Al fluir un líquido por una tubería la mayor velocidad se encuentra en el centro del tubo y en las paredes es cero. Fig. 6.

³ Nekrasov, B., (1968).

⁴ MOTT, Robert. 1996

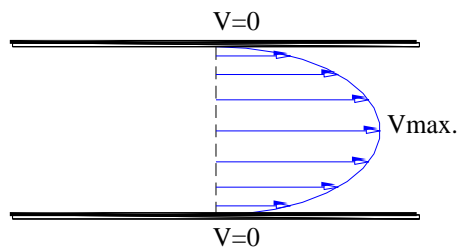


Fig. 6: Velocidad en una tubería

La tensión tangencial en los líquidos depende de la clase de éste y del carácter de la corriente. Si la corriente se efectúa en el régimen laminar, cambia en proporción directa al gradiente transversal de la velocidad. La ley de Newton es:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}, \quad \text{Ecuación (9)}$$

Donde:

$$\tau = \text{tensión tangencial, } \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

μ = coeficiente dinámico de viscosidad.

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

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

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

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

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad \text{Ecuación (10)}$$

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

d.4. Número de Reynolds.

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

Re = Numero de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{vD}{\nu} \quad \text{Ecuación (11)}$$

Siendo ν la viscosidad cinemática del fluido en cuestión. En el caso de una tubería de sección circular, la expresión del número de Reynolds es:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi\nu D} \quad \text{Ecuación (12)}$$

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

Relam. ≤ 2300 corresponde a un régimen laminar.

Retur. ≥ 2300 corresponde a un régimen turbulento.

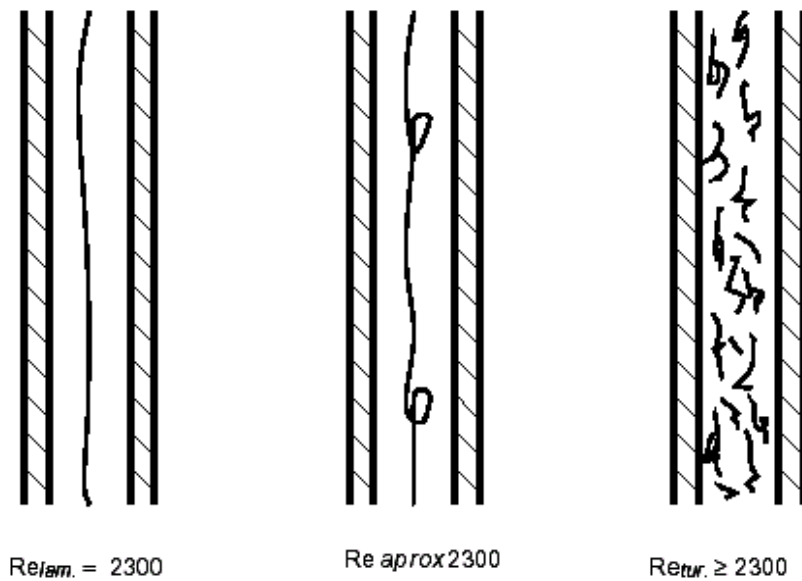


Fig. 7: Experimento de Reynolds.

d.5. Radio hidráulico.

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

$$R_h = \frac{\text{Superficie de la sección transversal de la vena líquida}}{\text{Perímetro mojado}} \quad \text{Ecuación (13)}$$

d.6. Gasto o caudal.

Se denomina caudal Q a través de una superficie A (ver figura 8), a la cantidad de fluido que a traviesa dicha superficie en un tiempo t .

$$L = V \cdot t \rightarrow V = \frac{L}{t} \rightarrow Q = \frac{L}{t} \cdot A \rightarrow Q = V \cdot A \quad \text{Ecuación (14)}$$

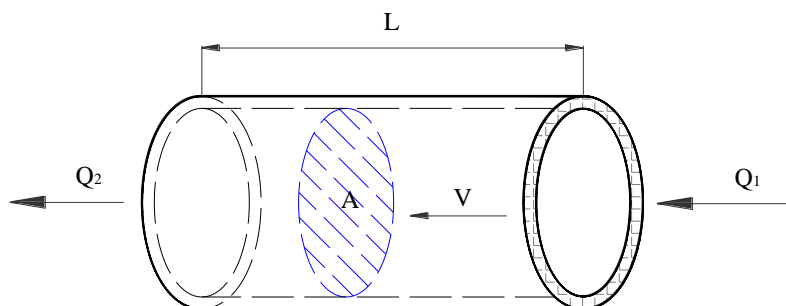


Fig. 8: Demostración de Caudal = Velocidad x Área.

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

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad \text{Ecuación (15)}$$

d.7. Factor de fricción.

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

λ = factor de fricción

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{Ecuación (16)}$$

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

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad \text{Ecuación (17)}$$

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

ε = Rugosidad equivalente absoluta

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

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad \text{Ecuación (18)}$$

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

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

d.8. Cálculo de pérdidas por fricción.

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

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación (19)}$$

Siendo v la velocidad media del flujo y λ el llamado factor de fricción. La expresión en función del caudal es:

$$h_{roz.} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2 \quad \text{Ecuación (20)}$$

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

d.9. Cálculo de pérdidas locales.

Algunos elementos y complementos especiales de las tuberías, como cuadrantes de tubo o codos, ramificaciones de tubos, modificaciones de la sección transversal o incluso válvulas generan pérdidas de presión adicionales además de las pérdidas por fricción de la pared, ver tabla 2 de los coeficientes de pérdida ζ_{loc} para los casos típicos (anexo k1) ⁵

$$h_{loc} = \zeta_{loc} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación (21)}$$

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

d.10. Aplicación de la ecuación de Bernoulli para el cálculo de las pérdidas hidráulicas en la tubería de alimentación (H_a).

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

$$z_o + \frac{P_o}{\gamma_o} + \frac{v_o^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_T \quad \text{Ecuación (22)}$$

⁵ A.H. Gibson, 1912.

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

Donde:

P_0 = presión atmosférica a la entrada (Kg/m²).

P_1 = presión atmosférica a la salida (Kg/m²).

V_0 = velocidad inicial (m/s).

V_1 = velocidad en la salida (m/s).

$Z_0 = H_a$ = Altura de alimentación (m),

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

h_{loc} = pérdidas locales (m).

h_T = pérdida total (m).

$P_0 = P_1$

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

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

$$H_a = \frac{v^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \quad \text{Ecuación (23)}$$

Despejando la velocidad obtenemos⁶:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_a}{1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta}} \quad \text{Ecuación (24)}$$

d.11. Cálculo de la presión total (ΔP_{TO}).

⁶ MATAIX, Claudio. 1982

Al multiplicar toda la ecuación (22) por el peso específico $\gamma = \rho g$ obtenemos unidades de presión ($\Delta p = h\gamma$).

$$\rho g z_o + p_o + \frac{\rho v_o^2}{2} = \rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \Delta p_T \quad \text{Ecuación (25)}$$

$\rho g z$ = presión de peso.

p = presión hidromecánica o simplemente presión.

$\rho v^2/2$ = presión dinámica.

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

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

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

$$\Delta p_T = \lambda_{roz.} \rho \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} + \sum \zeta_{loc.} \rho \frac{v^2}{2} \quad \text{Ecuación (26)}$$

d.12. Cálculo de la altura desarrollada por el ariete (H_i).

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

$$H_i = h_d + h_{roz.} + h_{loc.} + h_{iner.} \quad \text{Ecuación (27)}$$

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

$$h_{iner.} = \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \quad \text{Ecuación (28)}$$

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

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

$$z_o + \frac{p_o}{\gamma_o} + \frac{v_o^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_T + h_{iner.} \quad \text{Ecuación (29)}$$

d.13. Cálculo del caudal circulante.

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

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

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

$$h_{roz.} = \frac{128vLQ}{\pi g D^4} \rightarrow Q = \frac{\pi g D^4 h_{roz.}}{128vL} \quad \text{Ecuación (30)}$$

En el caso de que el régimen sea turbulento, calcularemos el caudal circulante suponiendo que el régimen es turbulento⁷.

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

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

$$\frac{Q}{\pi} \sqrt{\frac{8L}{g D^5 h_{roz.}}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51v}{4D^{1.5}} \sqrt{\frac{8L}{g h_{roz.}}} \right)$$

⁷ GRUPO DE MECÁNICA DE FLUIDOS. 2000.

$$Q = -6,958\sqrt{D^5 h_{roz.}} \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{0,5667\nu}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{roz.}}} \right) \quad \text{Ecuación (31)}$$

d.14. Cálculo del diámetro de la tubería.

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

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

$$h_{roz.} = \frac{128\nu L Q}{\pi g D^4} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{128\nu L Q}{\pi g h_{roz.}}} \quad \text{Ecuación (32)}$$

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

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

$$\frac{1}{D^{2.5}} = -6,958\sqrt{\frac{h_{roz.}}{Q^2 L}} \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{0,5667\nu}{D^{1.5}} \sqrt{\frac{L}{h_{roz.}}} \right) \quad \text{Ecuación (33)}$$

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

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

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

d.15. Cálculo del golpe de ariete.

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

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

$$V_1 = \sqrt{2gh_1} \quad \text{Ecuación (34)}$$

La energía del agua que inunda la tubería es de:

$$E_{\text{cin}} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 = \frac{1}{2} m_1 2gh_1 \quad \text{Ecuación (35)}$$

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

$$E_{\text{pot}} = m_2 gh_2 \quad \text{Ecuación (36)}$$

Si se iguala, el resultado es:

$$m_1 gh_1 = m_2 gh_2 \quad \text{Ecuación (37)}$$

O, con los caudales máxicos, se obtiene la relación de caudal máxico:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \frac{h_1}{h_2} \quad \text{Ecuación (38)}$$

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

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

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

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

Los transitorios bruscos, también denominados Golpes de Ariete, están producidos por variaciones muy rápidas de las condiciones de funcionamiento de la instalación, el ejemplo es el transitorio producido por la desaceleración del fluido a consecuencia del cierre rápido de una válvula. Al estudiar este tipo de transitorios no es posible seguir manteniendo las hipótesis de un fluido incompresible y conducciones indeformables.

Por el contrario, las capacidades del fluido de modificar su densidad por los efectos de la presión y de las conducciones de deformarse pasan a jugar un papel fundamental en la descripción del fenómeno. En el Golpe de Ariete el efecto de modificar una condición de funcionamiento se transmite al resto de la instalación a una velocidad finita. Las variables hidráulicas son la altura piezométrica y el caudal (velocidad media) en cada

punto de la instalación, matemáticamente expresados como una función de la posición en la instalación y del tiempo.

d.15.1. Ecuaciones características del fenómeno.

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

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

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad \text{Ecuación (39)}$$

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

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

La integración del sistema de ecuaciones (39) no puede realizarse de forma analítica, por lo que debe emplearse alguna técnica de resolución numérica. El método de resolución de más amplia difusión en la resolución de este tipo de problemas es el conocido Método de las Características, cuyo detalle puede seguirse en Abreu, J., 1995 o en las referencias clásicas (Chaudry, 1987; Wylie & Streeter, 1993).

El resultado de la integración numérica del sistema de ecuaciones (39) supone la renuncia a conocer las variables H y V en todos los puntos de la tubería y en todo instante de tiempo. Es necesario para la aplicación del método numérico discretizar la conducción en un número de tramos N, de forma que existen n+1 puntos de cálculo. De esta forma se obtiene una red con ciertas características, tales que para cualquiera de los denominados puntos interiores (todos excepto los contornos) puede obtenerse el valor de la altura y la velocidad H(i) y V(i) a partir de los valores conocidos en el instante anterior tanto del punto anterior [H0(i-1) y V0(i-1)] como del punto posterior [H0(i+1) y V0(i+1)] al de cálculo. La obtención de estos valores se establece en base a considerar las denominadas ecuaciones características:

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

Ecuación (40)

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

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

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

Ecuación (41)

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

Y Ca es una constante dada por la expresión:

$$C_a = \frac{a}{g} \quad \text{Ecuación (42)}$$

El empleo de las ecuaciones (40) permite resolver el comportamiento del transitorio en los ya denominados puntos interiores de la conducción, es decir, todos los N+1 puntos

considerados, excepto los extremos (contornos). En estos, además de considerar el comportamiento de la conducción que concurre o sale de ellos, es necesario considerar el comportamiento del propio contorno (depósito, bomba, válvula etc...) mediante el sistema de ecuaciones adecuado.

d.15.2. El pulso de Joukowsky (Zhukovski).

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

$$\Delta p = \rho a v \quad \text{Ecuación (43)}$$

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

Es costumbre en el estudio de los problemas hidráulicos trabajar con alturas piezométricas en lugar de con presiones, por lo que alternativamente la expresión (43) suele expresarse como:

$$\Delta H = \frac{a}{g} v \quad \text{Ecuación (44)}$$

El denominado pulso de Joukowsky ($\Delta H = \rho a V_0$), valor máximo que puede adoptar la ecuación (44) cuando la reducción de expresión es completa (V_0), constituye en la inmensa mayoría de los casos, la máxima sobrepresión que se puede alcanzar, toda vez que se corresponde con el máximo decremento de expresión posible. Existen, sin embargo, situaciones en las que es posible alcanzar sobrepresiones a las proporcionadas por el pulso de Joukowsky. Por un lado se encuentra el efecto de la fricción que en apartados posteriores se analiza. Por otro lado, cuando se rompe la columna de líquido y aparece cavitación, los picos subsiguientes al colapso de la burbuja de vapor pueden ser varias veces superior al de Joukowsky.

d.15.3. Celeridad del pulso de presión

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

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{D}{e} \frac{K}{E}}} \quad \text{Ecuación (45)}$$

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

Para el caso particular del agua ($K=2.10^4 \text{ N/m}^2$; $\rho=1000 \text{ Kg/m}^3$) puede particularizarse la ecuación (45) de la forma:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K D}{E e}}} \quad \text{Ecuación (46)}$$

Que muestra con claridad como el valor máximo, para una tubería infinitamente rígida sería 1425 m/seg. Además puede verse también como a menor rigidez de la conducción corresponden valores menores de la celeridad⁸. A modo de apoyo a las expresiones anteriores se recogen en el anexo k1 los valores del módulo de elasticidad de algunos materiales de tuberías comunes.

d.15.4. Condiciones de contorno de la instalación.

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

⁸ PASHKOV, N. 1985.

El cierre de cualquier válvula se establece en base a considerar como se comporta su característica hidráulica (coeficiente de pérdidas) en función del grado de apertura de la misma. Así, para un grado de apertura cualquiera de la válvula, el caudal que atraviesa la misma se puede modelar mediante la ecuación (31).

d.15.16. Tiempo de cierre de la válvula.

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

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

$$T = \frac{2L}{a} \quad \text{Ecuación (47)}$$

Siendo:

T = fase o periodo de la tubería (s).

L = Longitud de la tubería (m).

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

Cuando la onda llega, al regresar, ella cambia el sentido, haciendo de nuevo el mismo recorrido de ida y vuelta en el mismo tiempo T, pero con signo contrario, bajo la forma de onda de depresión (Fig. 10).

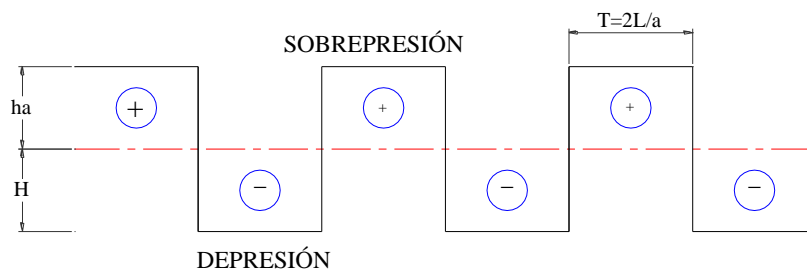


Fig. 9: Representación del periodo sin considerar pérdidas por fricción.

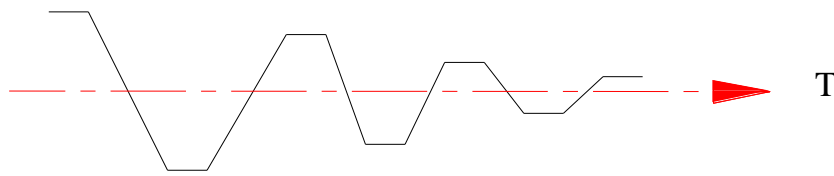


Fig. 10: Representación del periodo considerando las pérdidas por fricción.

El tiempo de cierre de la válvula es un importante factor. Si el cierre es muy rápido, la válvula quedará completamente cerrada antes de actuar la depresión. Por otro lado, si la válvula es cerrada lentamente, habrá tiempo para que la onda de depresión actúe, antes de la obturación completa. De ahí la clasificación de las maniobras de cierre. Si la maniobra es rápida se determina con la ecuación (48), si la maniobra es lenta con la ecuación (49).

$$t_c < \frac{2L}{a} \quad \text{Ecuación (48)}$$

$$t_c > \frac{2L}{a} \quad \text{Ecuación (49)}$$

Donde:

t_c = tiempo de cierre o maniobra.

a = velocidad de la onda de presión.

L = longitud de la tubería.

La sobrepresión ocurre cuando la maniobra es rápida, esto es, cuando $t_c < \frac{2L}{a}$. En estas

condiciones tiene lugar un choque hidráulico directo. Si $t_c > \frac{2L}{a}$, surge el llamado

choque hidráulico indirecto, la onda de choque reflejándose del recipiente regresa a las válvulas antes de que estas sean cerradas por completo.

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

$$h_a = \frac{av}{g} \quad \text{Ecuación (50)}$$

Siendo v la velocidad media del agua y h_a el aumento de presión en m H₂O.

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

$$h_a = \frac{av}{g} \frac{\zeta}{t_c} \rightarrow h_a = \frac{av}{g} \frac{2L}{a t_c} \rightarrow h_a = \frac{2Lv}{gt_c} \quad \text{Ecuación (51)}$$

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

Y a Allievi:

$$h_a = \frac{H_a}{2} \left(C^2 \pm C\sqrt{4 + C^2} \right) \quad \text{Ecuación (52)}$$

Siendo:

$$C = \frac{Lv}{gH_a t_c} \quad \text{Ecuación (53)}$$

Donde:

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

h_a = Sobrepresión o aumento de presión, (m H₂O).

H_a = Altura de impulsión.

a = Celeridad, (m/s).

T = Periodo, (s).

t_c = Tiempo de maniobra, (s).

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

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

$$\tau(t) = \left(1 - \frac{t}{t_c}\right)^b \quad \text{Ecuación (54)}$$

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

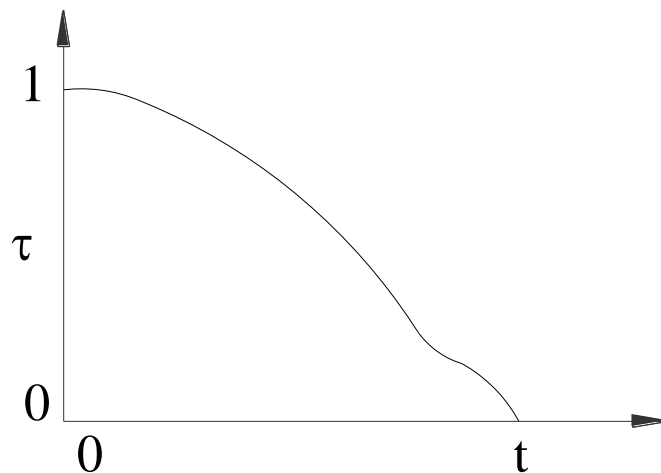


Fig. 11: Coeficiente de apertura de la válvula en función de t.

En definitiva, es la consideración simultánea, en el programa GALIV – FLOWTITE, de la ecuación (54) junto con la ecuación característica positiva lo que permite modelar

adecuadamente el comportamiento de la válvula durante el cierre de la misma. Una vez que se ha producido el cierre completo de la válvula, la condición de contorno es mucho más sencilla, pues se reduce a considerar nula la velocidad o el caudal en el punto situado inmediatamente aguas arriba de la válvula.

d.16. Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.

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

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

$$\zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \zeta_3 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación (55)}$$

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

La expresión en función del caudal, obtenemos:

$$\zeta_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_2 \cdot \frac{Q_2^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2 \cdot g \cdot A^2} \quad \text{Ecuación (56)}$$

Donde:

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

ζ = Coeficiente de resistencia, (adimensional).

g = aceleración de la gravedad, (9,81m/s²).

V = velocidad, (m/s).

$Q =$ caudal, (m^3/s).

$A =$ área, (m^2).

Las ecuaciones (55) y (56) describen cuantitativamente las magnitudes de gastos que se obtienen en un ariete multipulsor.

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

d.17. Determinación del tiempo que tarda en establecerse una corriente.

Cuando se abren las válvulas del ariete la altura H_a produce la aceleración de la corriente en los primeros instantes, pero al aumentar la velocidad, la altura aceleradora se reduce por el rozamiento y por las pérdidas menores. Si L_e es la longitud equivalente del sistema de tuberías, la velocidad final v_o se obtiene aplicando la ecuación de la energía (23). Streeter, V. L., 1984.

La ecuación de movimiento es:

$$\gamma A \left(H_a - \lambda \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2g} \right) = \frac{\gamma A L}{g} \frac{dv}{dt} \quad \text{Ecuación (57)}$$

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

Despejando dt y agrupando convenientemente, y teniendo en cuenta la ecuación (23).

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

Después de integrar resulta

$$t = \frac{Lv_o}{2gH_a} \ln \frac{v_o + v}{v_o - v} \quad \text{Ecuación (58)}$$

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

$$T_a = \frac{Lv_o}{2gH_a} \ln \frac{1,99}{0,01} = 2,646 \frac{Lv_o}{gH} \quad \text{Ecuación (59)}$$

d.18. Fuerzas hidráulicas sobre la válvula de derrame o impulso.

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

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

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

Donde:

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

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

Se sabe que la fuerza de arrastre que se ejerce sobre la cara inferior de la válvula, en el momento en que esta válvula empieza a cerrarse⁹, está dada por:

$$F_d = C_d \left(\frac{\rho v_o^2}{2} \right) A_d \quad \text{Ecuación (60)}$$

⁹ MATAIX, Claudio. 1982

Donde:

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

C_d = Coeficiente de arrastre.

ρ = Densidad del fluido, (Kg/m^3).

V_0 = Velocidad del fluido al iniciarse el cierre, (m/s).

A_d = Área proyectada de la válvula de derrame, (m^2).

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

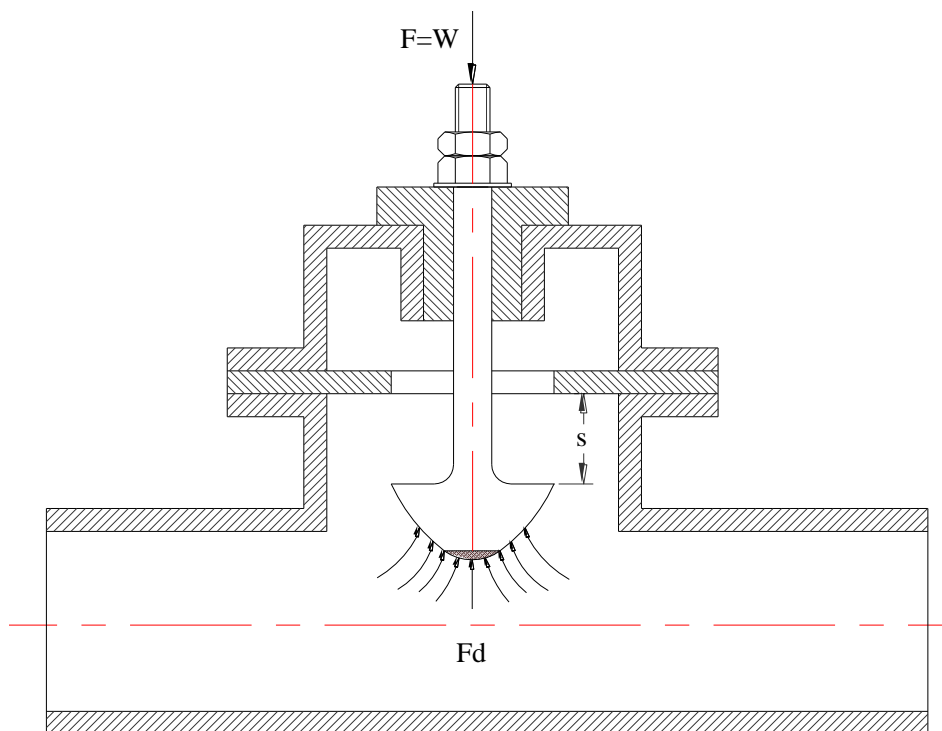


Fig. 12: Carrera de la válvula de impulsión.

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

J.Krol ha desarrollado una expresión para la válvula hidrodinámica o de cuerpo esférico que relaciona el coeficiente de arrastre C_d con la carrera de la válvula “s”. Esta válvula tiene la forma de una gota lo que permite que el agua fluya rápidamente (figura 12), esta ecuación empírica se expresa como:

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854s + 0,8 \cdot 10^{(0,52-270s)}}{s} \quad \text{Ecuación (61)}$$

Donde:

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

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

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

d.19. Pérdida hidráulica en la válvula.

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

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06s + 10^{(0,95-13,3s)}}{s} \quad \text{Ecuación (62)}$$

Donde:

$R_{(s)}$ = Pérdida en válvula de impulsión.

s = Carrera de la válvula (pulg).

d.20. Presión máxima y mínima de la instalación.

Según J.Ma. Mayol. 1981. la presión máxima generada por el golpe de ariete en las tuberías de circulación por gravedad esta expresada por la ecuación (63) y la presión mínima esta expresada por la ecuación (64), en (m).

$$P_{\text{máx}} = H_a + h_a \quad \text{Ecuación (63)}$$

$$P_{\text{mín}} = H_a - h_s \quad \text{Ecuación (64)}$$

Donde:

H_a = presión ejercida por la altura de alimentación

h_a = presión generada por el golpe de ariete.

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

d.21. Cálculo de la presión P_2 en la cámara de aire.

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

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \rightarrow P_1 V_1 = P_2 V_2 = \text{const.} \quad \text{Ecuación (65)}$$

Donde:

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

P_1 = presión absoluta inicial, (kg/m^2).

P_2 = presión absoluta final, (kg/m^2).

V_1 = volumen específico inicial del aire (m^3).

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

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

ρ = densidad del aire (kg/m^3).

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

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

d.22. Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.

La determinación de tensiones que se manifiestan en el caso de deformaciones por cizallamiento se calcula por el método de la sección. Se suele suponer que las tensiones de cizallamiento τ se distribuyen uniformemente por el área de corte ($A_{\text{cort.}}$), debido a lo cual la resultante de las fuerzas internas de elasticidad se define como el producto del área (del corte) por la tensión de cizallamiento τ , en tanto que la condición de equilibrio se escribe así:

$$\tau A_{\text{cort.}} = F \quad \text{Ecuación (66)}$$

Donde

F = fuerza cortante, (Kg).

τ = tensión de cizallamiento, (Kgf/cm^2).

$A_{\text{cort.}}$ = área o superficie de corte, (cm^2).

$$A_{\text{cort.}} = \pi dh \quad \text{Ecuación (67)}$$

Las ecuaciones teóricas al efecto de determinar las tensiones tangenciales reales τ tienen el aspecto:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cort.}}} \leq \tau_{\text{adm.}} \quad \text{Ecuación (68)}$$

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

$$\tau_{\text{adm.}} = \frac{\tau_f}{n} \rightarrow \tau_{\text{adm.}} = 0,6\tau_f \quad \text{Ecuación (69)}$$

Donde:

τ_f = límite de fluencia (Kg/cm^2).

n = coeficiente de seguridad (1,5).

d.23. Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica.

Para la parte cilíndrica aplicaremos la siguiente formulación

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{e} \quad \text{Ecuación (70)}$$

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

σ_m = tensión meridional, (Kgf/cm^2).

σ_t = tensión circunferencial, (Kgf/cm^2).

ρ_m = radio de curvatura del arco meridional (cm).

ρ_t = radio de curvatura de la sección normal perpendicular al arco meridional.

p = presión normal (Kg/cm^2).

e = espesor (cm).

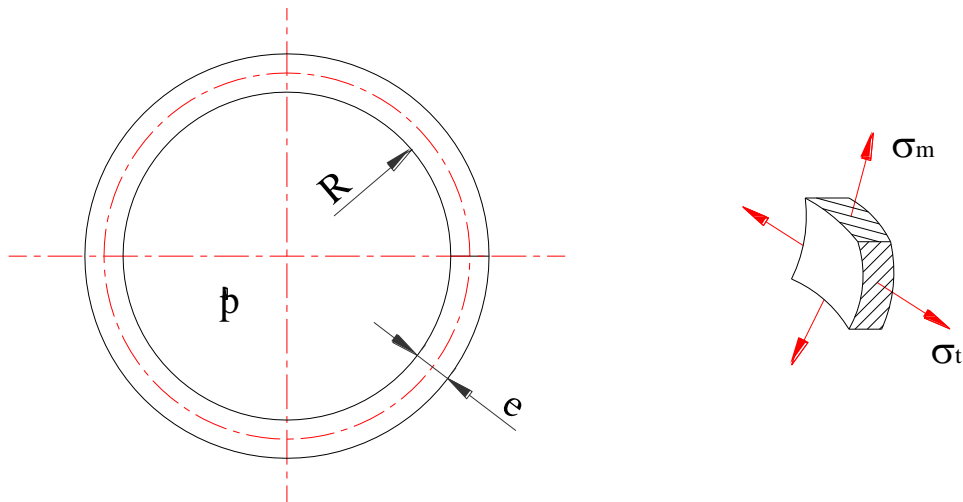


Fig. 13: Bóveda esférica.

La parte esférica de la cámara de aire (Fig. 13) está sometida a la acción de la presión interior p . radio R , el espesor de su pared es “ e ”. Para calcular sus tensiones por medio de una sección transversal separamos una pared de la esfera, tendremos que:

$$\rho_m = \rho_t = R$$

Según las condiciones de simetría

$$\sigma_m = \sigma_t$$

Por la fórmula de Laplace se obtiene:

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{pR}{2e} \quad \text{Ecuación (71)}$$

El estado tensional es plano

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pR}{2e} \quad \text{Ecuación (72)}$$

La tensión principal mínima σ_3 se considera igual a cero.

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

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - h\sigma_3 = \frac{pR}{2e} \quad \text{Ecuación (73)}$$

La parte cilíndrica de la cámara de aire (Fig. 14) está sometida a la acción de la presión interior p . el radio del cilindro es R , el espesor de su pared es “ e ”. Para calcular sus tensiones por medio de una sección transversal separamos una pared del cilindro y planteamos para ella la ecuación de equilibrio, (Feodosiev V.I., 1985). Obtenemos:

$$\sigma_m 2\pi R e = P \quad \text{Ecuación (74)}$$

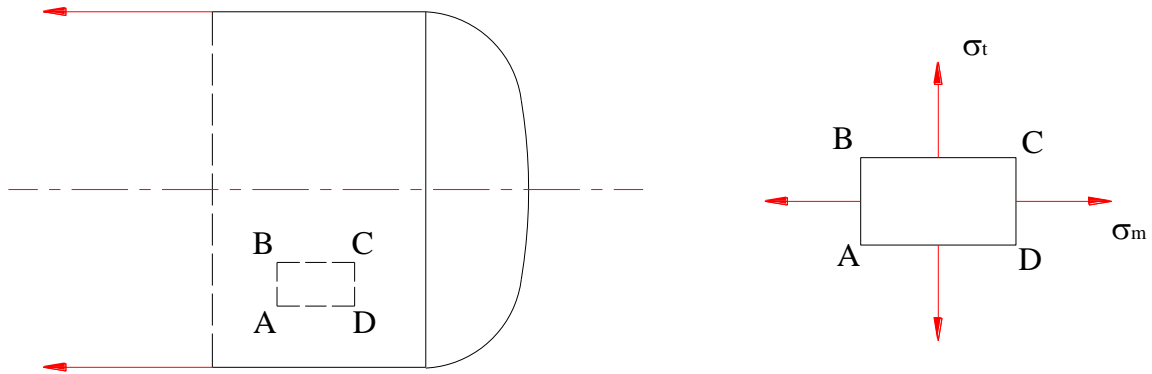


Fig. 14: Recipiente cilíndrico

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

$$P = \pi R^2 p \quad \text{Ecuación (75)}$$

Así pues,

$$\sigma_m = \frac{pR}{2e} \quad \text{Ecuación (76)}$$

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

$$\sigma_t = \frac{pR}{e} \quad \text{Ecuación (77)}$$

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

El elemento ABCD separado de la bóveda cilíndrica se encuentra en estado tensional.

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

La tensión equivalente es:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \hbar\sigma_3 = \frac{pR}{e} \quad \text{Ecuación (78)}$$

Se puede observar, que en el caso del cilindro, la tensión equivalente es dos veces mayor que la correspondiente a la bóveda esférica del mismo radio y espesor¹⁰.

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

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad \rightarrow \quad \frac{pd}{2e} \leq [\sigma] \quad \rightarrow \quad e_c \geq \frac{pd}{2[\sigma]} \quad \text{Ecuación (79)}$$

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

$$e_{es} \geq \frac{pd}{4[\sigma]} \quad \text{Ecuación (80)}$$

d.24. Cálculo del número de pernos.

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

$$\sigma_{adm.trac.} = 0,8 \frac{\sigma_f}{n} \quad \text{Ecuación (81)}$$

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

$$\frac{F}{nA_{per.}} \leq \sigma_{adm.trac.} \quad \text{Ecuación (82)}$$

Donde

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

¹⁰ MATAIX, Claudio. 1982

n = número de pernos.

F = fuerza aplicada (kg).

$\sigma_{adm. trac.}$ = tensión admisible a la tracción (Kg/cm²).

d.25. Metodología para evaluar la eficiencia.

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

$$\eta = \frac{N_u}{N_b} 100[\%] \quad \text{Ecuación (83)}$$

La eficiencia de un Ariete puede considerarse desde dos puntos de vista: analizando el primer punto de vista obtenemos la llamada relación de eficiencia de D'Aubuisson.

$$N_u = q \cdot H_i \cdot g \cdot \rho ; [W] \quad \text{Ecuación (84)}$$

Donde:

q = caudal de bombeo; (m³/s)

H_i = Altura de impulsión; (m)

$$H_i = h_d + \sum h + h_i \quad \text{Ecuación (85)}$$

h_d = diferencia de nivel; (m)

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

h_i = pérdidas inerciales; (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s²)

ρ = densidad del agua (Kg/m³)

$$N_b = (Q + q) \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [W] \quad \text{Ecuación (86)}$$

Q: caudal derramado por la válvula de impulso (m³/s)

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

H_a : altura de alimentación (m)

Finalmente,

$$\eta_\lambda = \frac{q \cdot H_i}{(Q + q)H_a} 100 ; [\%] \quad \text{Ecuación (87)}$$

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

$$N_u = q \cdot (H_i - H_a) \cdot g \cdot \rho ; [\text{W}] \quad \text{Ecuación (88)}$$

$$N_b = Q \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [\text{W}] \quad \text{Ecuación (89)}$$

Entonces:

$$\eta_r = \frac{q(H_i - H_a)}{QH_a} 100 ; [\%] \quad \text{Ecuación (90)}$$

d.26. Rendimiento volumétrico

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

$$\eta_v = \frac{q}{Q + q} 100 ; [\%] \quad \text{Ecuación (91)}$$

d.27. Ecuación de Continuidad aplicada a las bombas de diafragma.

Si en una conducción determinada de una red de abastecimiento se consideran dos secciones rectas de las misma A_1 y A_2 situadas en puntos perfectamente diferenciados de la conducción que está siendo recorrida por agua con velocidades diferentes v_1 y v_2 , se puede establecer la siguiente igualdad:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{Cte} = Q \quad \text{Ecuación (92)}$$

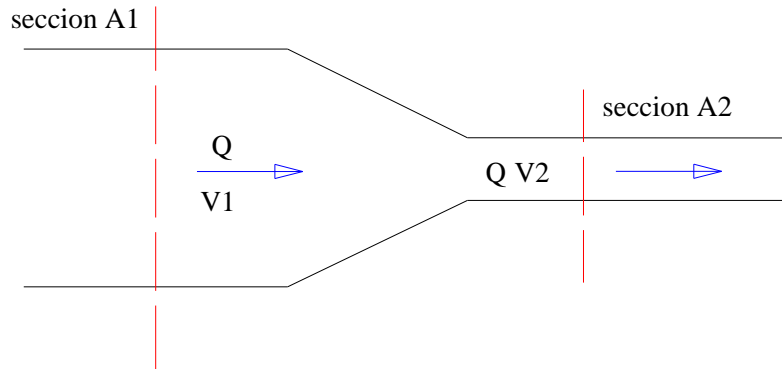


Fig. 15: Ecuación de la Ley de Continuidad

Esta igualdad se verifica porque para las presiones habituales de trabajo el agua es un líquido prácticamente incomprensible y por lo tanto su peso específico se mantiene constante. Esta igualdad es una consecuencia de la aplicación de la ecuación de la continuidad:

$$A_1 v_1 \gamma_1 = A_2 v_2 \gamma_2 = Q \quad \text{Ecuación (93)}$$

Donde:

A_1 y A_2 : Secciones rectas de las conducciones.

v_1 y v_2 : Velocidades del fluido en cada una de las secciones.

γ_1 y γ_2 : Pesos específicos del fluido en cada una de las secciones.

d.28. Cálculo del Caudal Q en la cámara de la bomba.

El caudal que circula por la bomba de diafragma será:

$$Q = D(1-S)$$

$$Q = d * n * m * (1-S) \quad \text{Ecuación (94)}$$

Donde:

D: volumen desplazado por la bomba por unidad de tiempo y por cámara de bombeo.

S: porcentaje de líquido perdido por fugas, más la pérdida por compresibilidad del mismo.

d: desplazamiento por cámara de bombeo.

m: número de cámaras de bombeo en nuestro caso $m=1$

n: ciclos por unidad de tiempo.

Altura de elevación de una bomba (H): es el trabajo neto cedido a una unidad de peso del fluido bombeado al pasar desde la brida de aspiración a la de impulsión.

d.29. Altura de descarga de la bomba.

La altura de descarga de la bomba depende del material del que está constituida la bomba, es decir a las presiones que puede soportar. En las bombas de desplazamiento positivo siempre debe permanecer la descarga abierta, pues a medida que la misma se obstruya, aumenta la presión en el circuito hasta alcanzar valores que pueden ocasionar la rotura de la bomba; por tal causa siempre se debe colocar inmediatamente a la salida de la bomba una válvula de alivio o de seguridad, con una descarga a tanque y con registro de presión.

d.30. Rendimiento de la bomba.

El rendimiento volumétrico es la relación entre el caudal de alimentación y el de descarga (q), en nuestro caso se aplica la ley de continuidad, es decir el mismo caudal que entra es el mismo que se obtiene en la descarga, en otras palabras se tiene una eficiencia del 100%

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q_d} 100 ; [\%] \quad \text{Ecuación (95)}$$

d.31. Potencia absorbida por el ariete motriz.

El trabajo que realiza una partícula de agua para desplazarse desde el punto 1 hasta el punto 2 (Ver fig. 16) se representa por la ecuación (96).

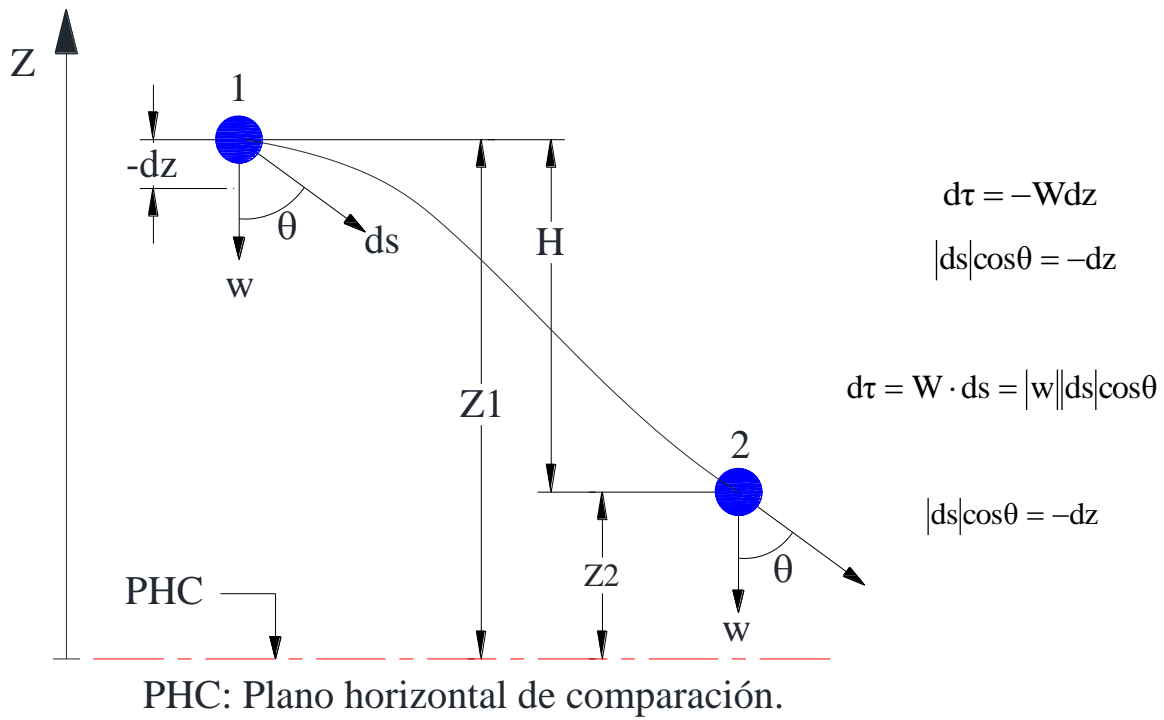


Fig. 16: Desplazamiento en la tubería

$$\tau = -W \int_1^2 dz = -W(z_2 - z_1) = WH \quad \text{Ecuación (96)}$$

Entonces la potencia absorbida por el ariete está dada por la ecuación (97)

$$P = \frac{\tau}{t} = \frac{WH}{t} = \frac{\gamma V}{t} H \quad \text{Ecuación (97)}$$

Siendo la potencia real recibida por el ariete P_{rec} la ecuación (98)

$$P_{rec.} = \gamma Q H_a$$

$$P_{rec.} = \gamma Q (H_b - h_T) \quad \text{Ecuación (98)}$$

d.32. Potencia entregada por la bomba de membrana.

El trabajo que realiza la bomba de membrana para mover una partícula desde el punto 1 hasta el punto 2 (Ver fig. 17) se representa por la ecuación (99).

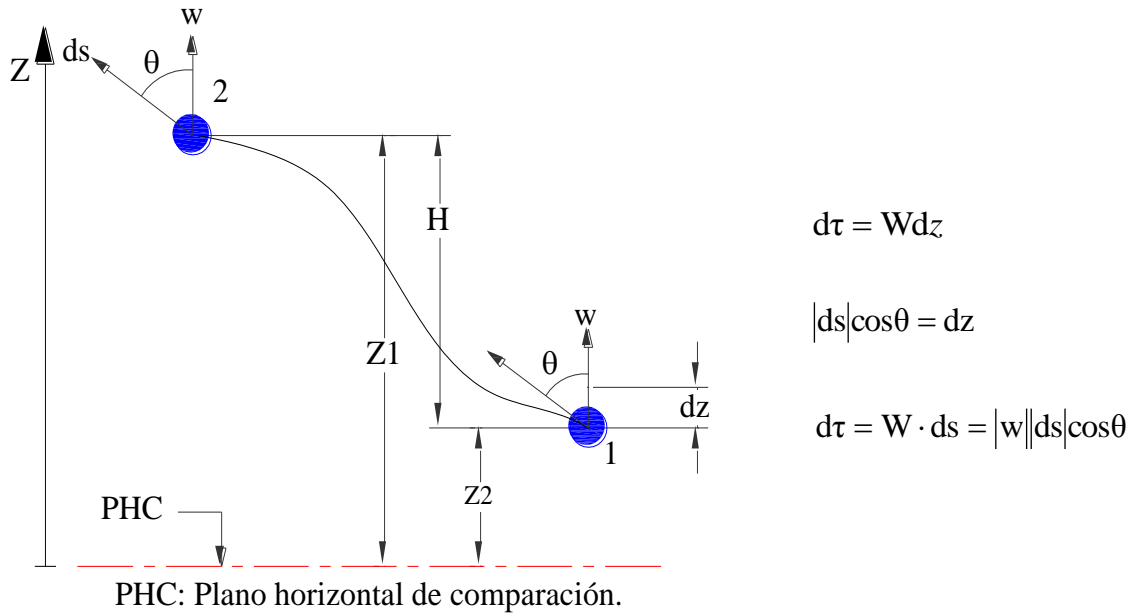


Fig. 17: Desplazamiento de la partícula.

$$\tau = W \int_{z_2}^{z_1} dz = W(z_1 - z_2) = WH \quad \text{Ecuación (99)}$$

Entonces la potencia desarrollada por la bomba está dada por la ecuación (100).

$$P = \frac{\tau}{t} = \frac{WH}{t} = \frac{\gamma V}{t} H \quad \text{Ecuación (100)}$$

Siendo la potencia de entrega de la bomba, según la ecuación (101).

$$P_{\text{ent.}} = \gamma Q H_a$$

$$P_{\text{ent.}} = \gamma Q (H_b + h_T) \quad \text{Ecuación (101)}$$

d.33. Fuerza ejercida sobre la membrana.

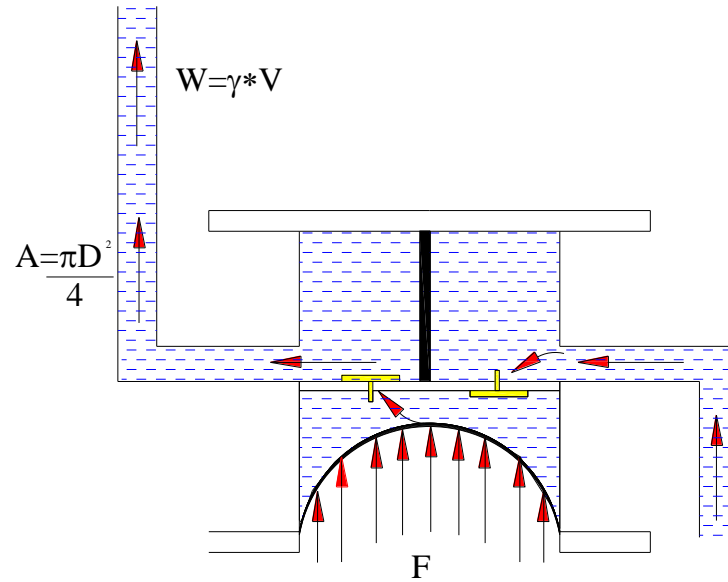


Fig. 18: Fuerza que ejerce la Bomba sobre el líquido

$$P = \frac{F}{A} = \frac{V\gamma}{\frac{d^2\pi}{4}} \quad \text{Ecuación (102)}$$

e. MATERIALES Y MÉTODOS.

e.1. Materiales.

Los materiales para el desarrollo del proceso investigativo, están detallados a continuación.

Materiales de oficina

Computadora

Calculadora

Impresora

Hojas de papel bond

Bolígrafos

Material tecnológico

Microsoft Word

Microsoft Excel

Power Point

Herramientas Cad

AutoCAD

Mathcad

e.2. Métodos

- **Método analítico:** Con ayuda de este método se pudo investigar sistemas relacionados con el presente proyecto de tesis, analizando sus partes constitutivas y sus respectivas funciones para de esta forma tener conocimiento de cómo debía estar compuesto el sistema del ariete del presente proyecto de tesis.
- **Método sintético:** Una vez analizado los diversos sistemas del ariete se procede a realizar una síntesis de toda la información antes mencionada, la misma que sirvió como fuente de consulta para la parte de diseño del nuevo sistema.
- **Método experimental:** A través de este método se pudo concluir sobre cómo sería el funcionamiento de este ariete.
- **Método inductivo:** Por este método fue posible analizar el funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema basado en sus principios funcionales básicos
- **Método deductivo:** Se utilizó para el diseño de los diferentes componentes ya que se partió desde nociones generales del posible funcionamiento, hasta llegar a cada una de las partes que conformaran al ariete.

Conocidas las unidades de análisis y los posibles problemas, trabajo de manera sistemática con la siguiente metodología.

- ✓ Revisión general de los arietes existentes.
- ✓ Esquematización y caracterización de todos los componentes existentes del sistema antes mencionado.
- ✓ Análisis general de las fallas comunes existentes en el sistema instalado.
- ✓ Organización de la información adquirida.
- ✓ Selección general de los componentes que debe tener el nuevo ariete.

- ✓ Caracterización general del nuevo ariete.
- ✓ Dimensionamiento de los componentes y accesorios del sistema diseñado para su correcto funcionamiento
- ✓ Estudio de todos los posibles componentes del sistema relacionado a las condiciones nominales de operación (análisis cinemático, análisis dinámico, resistencia de materiales, análisis termodinámico, estudios de fluidos etc.).
- ✓ Socialización de los resultados obtenidos.

El proceso metodológico detallado anteriormente está basado en los métodos científicos de orden teórico práctico, como la observación sistemática, medición, entrevista, deducción, análisis y síntesis entre otros, esto debido a los múltiples campos que implica el presente estudio.

Con toda la información sobre el tema de estudio fue procesada de la siguiente forma:

- ✓ Observaciones realizadas, luego de redactadas y organizadas fueron llevadas a documento digital, siendo analizadas y categorizadas para su uso en las diferentes etapas de diseño.
- ✓ Información de consultas, entrevistas, fueron recopiladas, organizadas, analizadas y resumidas, para su posterior digitalización y uso en las diferentes etapas de la investigación.

f. RESULTADOS.

f.1. Cálculos y diseño del ariete de doble bombeo.

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

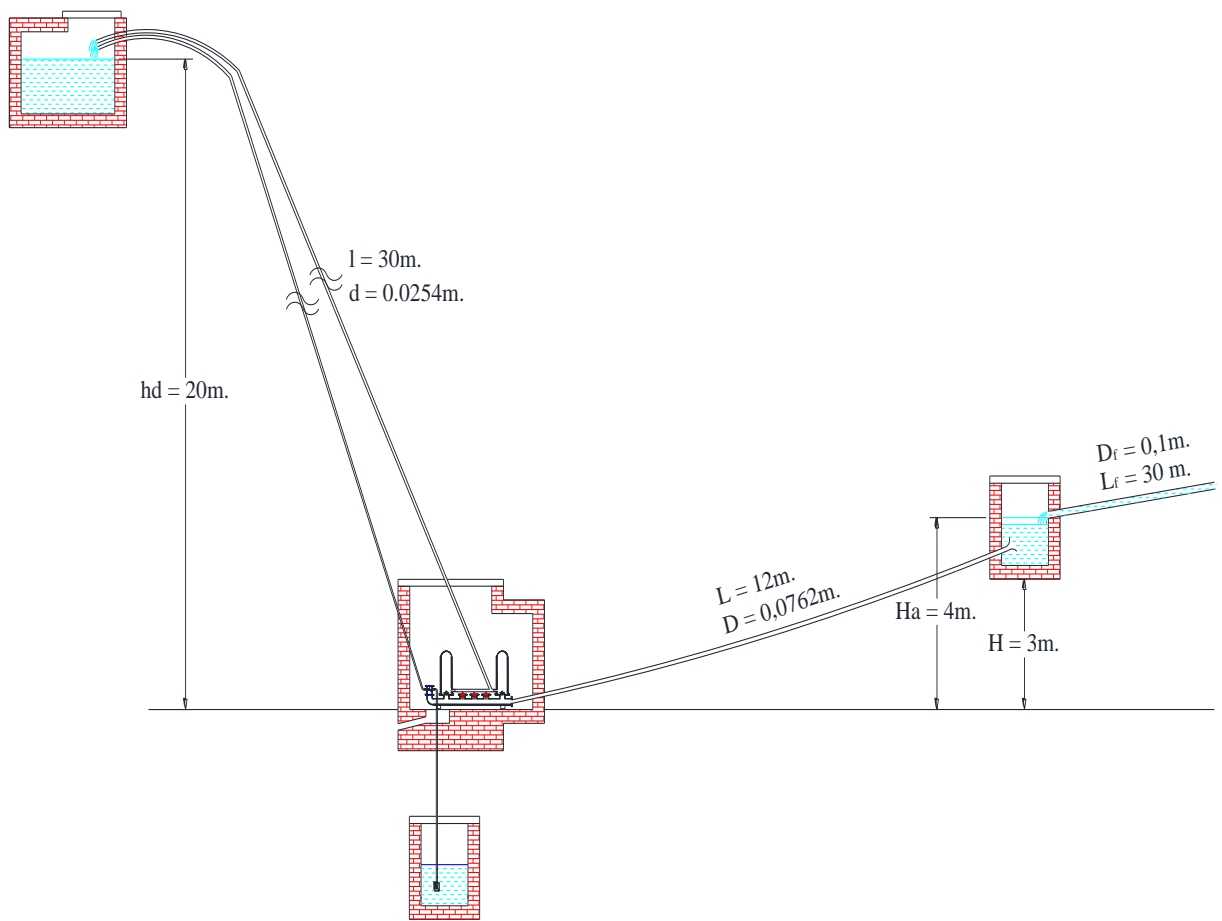
- ✓ Cálculo hidráulico.
- ✓ Cálculo de los componentes mecánicos.

f.1.1. Descripción de la parte hidráulica de la instalación.

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

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

En la figura # 19 representamos la instalación experimental con sus dimensiones aproximadas.



l = longitud del conducto vertical.

L = longitud del conducto de impulsión.

d = diámetro del conducto vertical.

D = diámetro del conducto de impulsión.

D_f = diámetro del conducto de fuente.

hd = altura de descarga.

L_f = longitud del conducto de fuente.

H_a = altura de alimentación.

Fig. 19: Dimensiones de la instalación experimental.

f.1.2. Cálculo de la longitud del conducto de impulsión.

Según Kenneth R. Fox 1981 el largo optimo del tubo de impulsión es seis veces la altura H (Fig. 19) entonces:

$$L = 6H$$

Ecuación (103)

$$L = 6(3)$$

$$L = 18\text{m.}$$

Según Weinmann, P., 2004 la longitud del tubo de impulsión debe tener la relación 1:4, quiere decir que por cada metro de caída vertical se proyectarán 4 metros de longitud, en nuestro caso el conducto de impulsión según este autor es de 12m.

Kenneth R Fox - Weinmann en sus investigaciones afirman que el ángulo de inclinación del conducto de impulsión debe estar entre 10° y 45° , si calculamos el ángulo θ con la longitud de 12 metros y el desnivel $H = 3\text{m}$ obtenemos que, (ver figura 20):

$$\text{sen}\theta = \frac{\text{desnivel}}{\text{longitud}} \quad \text{Ecuación (104)}$$

$$\text{sen}\theta = \frac{3}{12}$$

$$\theta = 14^\circ 28'$$

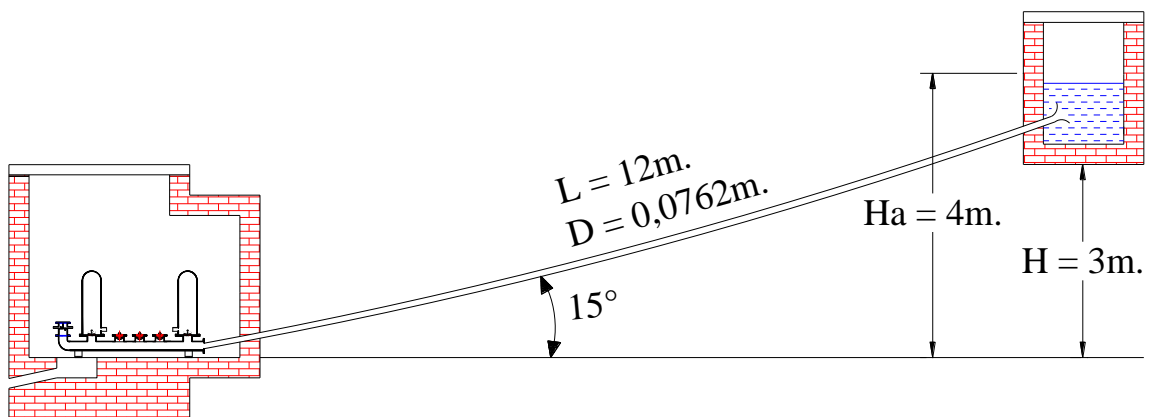


Fig. 20: Dimensión de la tubería de impulsión.

En conclusión se seleccionan dos conductos de acero galvanizado normalizados que tienen una longitud de 6m, un diámetro interior de 76.2 mm (3 pulgadas), espesor 5mm y sería ubicado en la instalación a un ángulo aproximado de 15° , lo cual está dentro de los parámetros propuestos por diferentes autores.

f.1.3. Velocidad del flujo.

De acuerdo al caudal máximo que se puede obtener en una tubería de 3 pulgadas, podemos obtener mediante Bernoulli la velocidad máxima del flujo desde el tanque de alimentación hacia la bomba de ariete.

$$H_a = \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{Lv^2}{2gD}$$

$$3m = v^2 \left(\frac{1}{2 * 9.81} + \frac{0.020 * 12}{2 * 9.81 * 0.0762} \right)$$

$$3m = v^2 (0.2114)$$

$$v = 3.76m/s$$

f.1.4. Determinación del tipo de régimen.

El número de Reynolds caracteriza el tipo de régimen de trabajo, en este caso se tomará en cuenta los aspectos analizados en el presente trabajo para lo cual el diámetro de la tubería es de 76.2 mm, la velocidad del fluido es de 3.76m/s, la temperatura media en Ecuador es de 17°C por tanto la viscosidad cinemática es de $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, sustituyendo en la ecuación (11) se obtiene:

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

$$Re = \frac{3.76 * 0,0762}{1,14 * 10^{-6}}$$

$$Re = 251326,31$$

Demostrándose que estamos en presencia de un régimen turbulento.

f.1.5. Rugosidad relativa.

Calcularemos la rugosidad relativa, donde ϵ es la rugosidad equivalente absoluta, su valor para la tubería de hierro cedula 40 es de $\epsilon = 0,0015 \text{ cm}$ y el diámetro interior del conducto de impulsión es 7.62cm, obtenemos que:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad \text{Ecuación (17)}$$

$$\varepsilon_r = \frac{0,0015}{7.62}$$

$$\varepsilon_r = 1,96 \times 10^{-4}$$

f.1.6. Factor de fricción.

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

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad \text{Ecuación (18)}$$

$$\lambda = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{k_r}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^2} = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{1.96(10)^{-4}}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$\lambda = \frac{1.325}{\left[\ln(5.29(10)^{-5} + 7.91(10)^{-5}) \right]^2} = \frac{1.325}{[8.93]^2}$$

$$\lambda = 0,0166.$$

Obtenemos que el factor de fricción es $\lambda = 0.0166$, en el diagrama de Moody encontramos que el factor de fricción es $\lambda = 0,020$.

f.1.7. Cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.

Para calcular la pérdida por fricción en la tubería aplicaremos la velocidad de 3,76 m/s, siendo el diámetro de 0.0762 m, la longitud 12 m y tomando el factor de fricción igual a 0,020.

Determinamos las pérdidas por rozamiento, obteniendo:

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$h_{\text{roz.}} = 0,020 \frac{12}{0,0762} \frac{3,76^2}{2 * 9,81}$$

$$h_{\text{roz.}} = 2,26m$$

f.1.8. Cálculo del caudal circulante en la tubería.

Por lo que el caudal máximo que va a fluir por la tubería de 3 pulgadas es:

$$Q = V * A \quad \text{Ecuación (14)}$$

$$Q = 3,76 * \frac{\pi 0,0762^2}{4}$$

$$Q = 0.017 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Concluimos que el caudal circulante desde el tanque de alimentación hasta el final del conducto de impulsión es de $0.017 \text{ m}^3/\text{s}$.

f.1.9. Cálculo del diámetro del conducto de fuente C_f .

El conducto de fuente conectará la fuente al pozo de extracción. La fuente que suministrará agua al pozo de extracción del ariete, está ubicada a una distancia de 30m y tiene un desnivel vertical de 1m (Fig. 21).

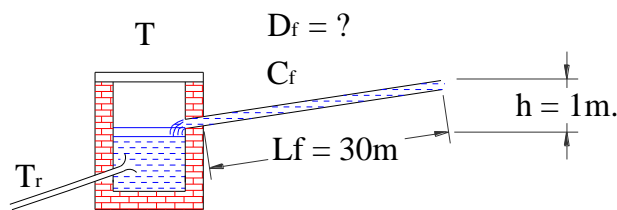


Fig. 21: Conducto de fuente Cf

Despejamos el diámetro D, donde Q es el caudal para alimentar el conducto de impulsión $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ ($600\text{lt}/\text{min}$) y v es la velocidad $3,76 \text{ m}/\text{s}$, obtenemos:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v \quad \rightarrow \quad D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad \text{Ecuación (14)}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,017}{\pi * 3,76}} \rightarrow D = 0,076\text{m} \approx 76\text{mm}$$

En conclusión necesitamos una tubería comercial de 76 mm (3 pulgadas) de diámetro en el conducto de fuente C_f para alimentar al pozo del ariete.

f.1.10. Dimensión del pozo de extracción.

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

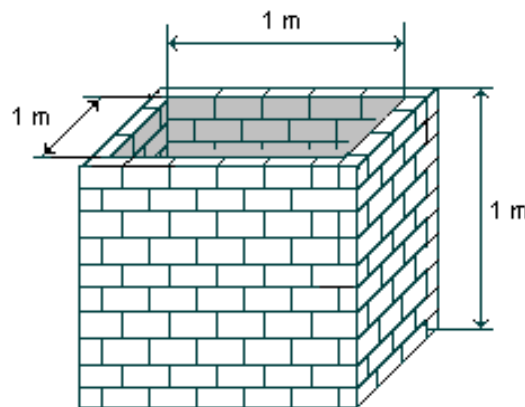


Fig. 22: Pozo de extracción.

f.1.11. Cálculo de pérdidas secundarias o locales en el ariete.

Ahora determinaremos los coeficientes de resistencia (ζ). En la figura 23 representamos los puntos en donde se producen pérdidas locales en la instalación. Analizamos desde la entrada del conducto de impulsión hasta las válvulas del ariete de doble bombeo, cabe recordar que en el ariete de doble bombeo las válvulas son idénticas, por lo cual el gasto se distribuye proporcionalmente en cada una. Siendo las pérdidas por rozamiento las mismas en cada válvula $\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3$.

Entonces tenemos que las pérdidas por resistencia son similares, siendo:

$$\zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \zeta_3 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación (55)}$$

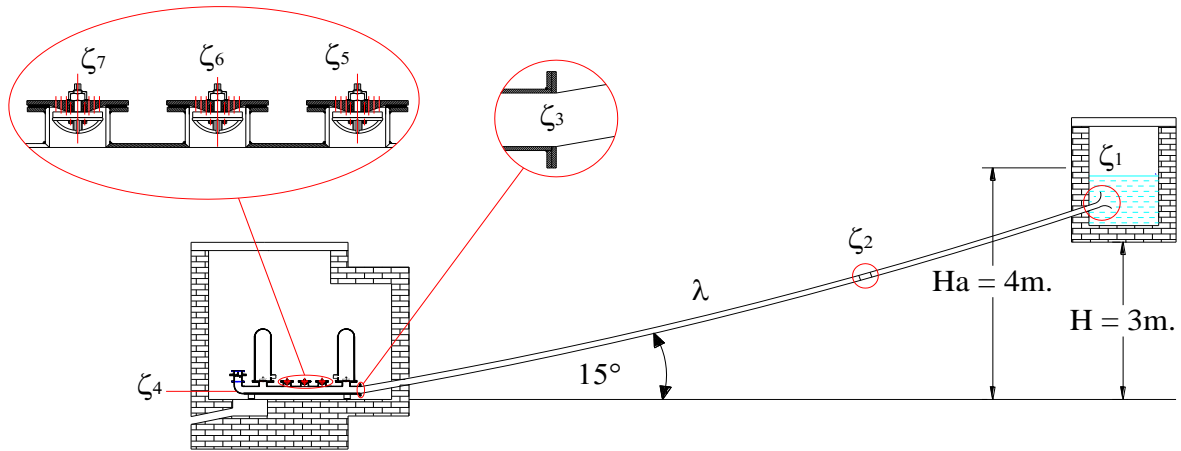


Fig. 23: Pérdidas locales de la instalación.

Coefficiente de resistencias locales normalizadas. (ver el anexo 1).

$\zeta_1 = 0,01$ (Boquilla conoidal o tobera).

$\zeta_2 = 0,1$ Union

$\zeta_3 = 0,11$ Cambios de dirección.

$\zeta_4 = 1,27$ Codo de 90° de 3"

$\zeta_5 = \zeta_6 = \zeta_7 = R_{(s)} = 7,04$ (Válvulas).

Como se precisó en el ítem d.19, en el ariete hidráulico multipulsor las resistencias hidráulicas en las válvulas son idénticas.

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

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06s + 10^{(0,95-13,3*s)}}{s} \quad \text{Ecuación (62)}$$

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06(0,30) + 10^{[0,95 - (13,3 * 0,30)]}}{0,30} \rightarrow R_{(s)} = 7,04$$

En donde obtenemos que el coeficiente es $\zeta_5 = \zeta_6 = \zeta_7 = 7,04$.

Determinamos las pérdidas secundarias:

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

$$h_{loc} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5) \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{loc} = (0,01 + 0,1 + 1,27 + 0,11 + 7,04) \frac{3,76^2}{2(9,81)} = 6,14m$$

f.1.12. Cálculo del área y diámetro de salida de la válvula de membrana.

Para calcular el área de salida de una válvula de membrana (Fig. 24) se encuentra el Área total de una válvula donde $D_1 = 0.045m$ y $D_2 = 0.008m$.

$$A_t = (A_1 - A_2) = \left(\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4} \right)$$

$$A_t = \left(\frac{\pi 0.045^2}{4} - \frac{\pi 0.008^2}{4} \right)$$

$$A_t = 1.5401 * 10^{-3} m^2$$

Si multiplicamos este resultado por 3 (tres válvulas) obtendremos el área total de salida $A_t = 4.62 * 10^{-3} m^2$

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

$$D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} \rightarrow D_t = \sqrt{\frac{4 * 4.62 * 10^{-3}}{\pi}} = 0.076m.$$

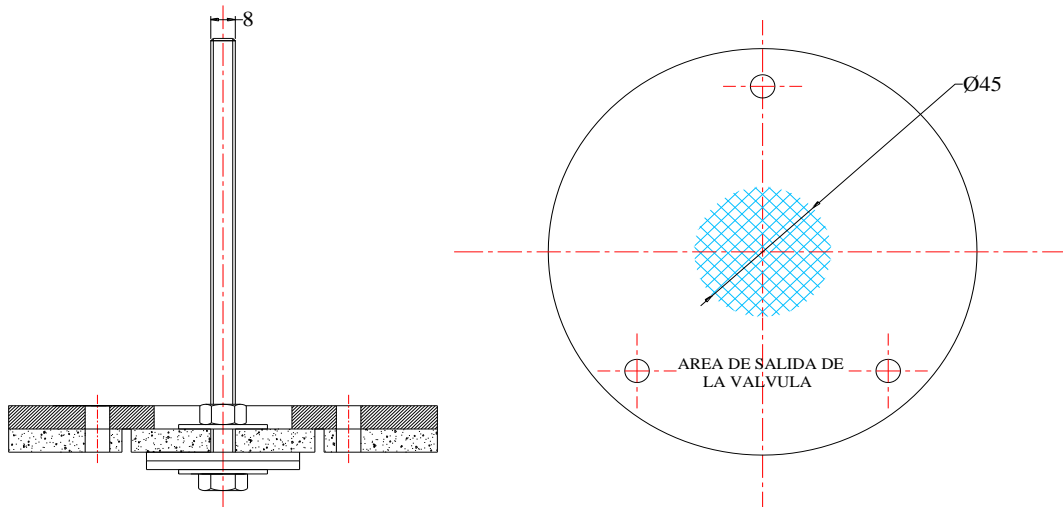


Fig. 24: Área de salida de la válvula de membrana.

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

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

$$H_a = \frac{16Q^2}{2\pi^2 D^4 g} \left(1 + \lambda \frac{L}{D} + \Sigma \zeta \right) \quad \text{Ecuación (105)}$$

f.1.13. Cálculo del caudal necesario para alimentar un ariete de doble bombeo de 3 válvulas en paralelo.

Según Kenneth R.Fox 1981. (ver anexo k1) el caudal necesario para alimentar un ariete de 76.2 mm es de 95 a 265 lt/min y según Peter Weinmann 2004 (ver anexo k1) es de 80 a 180 lt/min estas teorías no son aplicables en el ariete de doble bombeo, porque en este ariete tenemos 3 válvulas en paralelo por lo tanto la admisión de caudal será mayor.

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

De la ecuación (98) despejamos Q.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{L}{D_t} + \Sigma \zeta}} \sqrt{2gH_a} \quad \text{Ecuación (106)}$$

$$Q = \frac{\pi(0,0762)^2}{4} \frac{1}{\sqrt{1 + 0,020 \frac{12}{0,0762} + 8,53}} \sqrt{2 * 9,81 * 3}$$

$$Q = 9,793 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

En conclusión necesitamos $9,793 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ para alimentar el ariete de doble bombeo de tres válvulas en paralelo.

f.1.14. Caudal bombeado en un ciclo.

Por experimentación el caudal bombeado en un ciclo es:

$$q_b = 3,166 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

f.1.15. Caudal perdido en un ciclo.

Para calcular el caudal perdido en un ciclo se realiza la siguiente operación.

$$Q = Q_p + q_b$$

$$Q_p = Q - q_b$$

$$Q_p = 9,793 * 10^{-3} - 3,166 * 10^{-4}$$

$$Q_p = 9,476 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

f.1.16. Cálculo de la velocidad en la salida de las válvulas.

Aplicando la ecuación de la velocidad, obtenemos:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH_a}{1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta}} \quad \text{Ecuación (24)}$$

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

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 * 9,81 * 3}{1 + 0,020 \frac{12}{0,04} + (0,01 + 0,1 + 1,27 + 0,11 + 7,04)}}$$

$$v_1 = 1,9 \text{ m/s}$$

Siendo 1,9 m/s la velocidad máxima en las válvulas de membrana.

f.1.17. Cálculo de la presión dinámica.

La presión dinámica en las válvulas según la formula (108).

$$P_d = \frac{v^2}{2} \rho \quad (107)$$

$$P_d = \frac{1,9^2}{2} 1000$$

$$P_d = 1805 \text{ Pa.}$$

f.1.18. Cálculo de la celeridad de la onda de presión.

Calculamos la celeridad.

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K D}{E e}}} \quad \text{Ecuación (46)}$$

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

f.1.19. Tiempo de cierre de la válvula.

Para evaluar el tiempo de cierre de las válvulas tenemos que calcular el período.

$$T = \frac{2L}{a} \rightarrow T = \frac{2 * 12}{1364} \rightarrow T = 0,01759\text{s.} \quad \text{Ecuación (50)}$$

Determinamos que el cierre es rápido porque $t_c < \frac{2L}{a}$, siendo $t_c = 0,01\text{s}$. Entonces procedemos a calcular el pulso se Joukowsky (Zhukovski) con la ecuación (43) – (50).

f.1.20. Cálculo de la energía cinética.

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

Calculamos la masa de agua en la tubería de alimentación.

$$m = Q * \rho$$

$$m = 0.017 * 1000 = 17 \text{ kg.}$$

Siendo E_c la energía cinética disponible.

$$E_c = \frac{1}{2} mv^2$$

$$E_c = \frac{1}{2} 17 * 1,9^2$$

$$E_c = 30,6 \text{ Nm}$$

Donde:

Q = gasto volumétrico, (m^3/s).

m = masa de agua de alimentación (kg).

v = velocidad (m/s).

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

γ = peso específico (kg/m^3).

f.1.21. Cálculo del pulso de Joukowsky (Zhukovski).

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

$$\Delta p = \rho av \quad \text{Ecuación (43)}$$

$$\Delta p = 1000 * 1364 * 1,9$$

$$\Delta p = 2591600 \text{ Pa.} \quad \rightarrow \quad \Delta p = 2,5916 \text{ MPa}$$

En este caso el cierre es rápido, la sobrepresión máxima o pulso de Joukowsky se calcula:

$$h_a = \frac{av}{g} \quad \text{Ecuación (50).}$$

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

$$h_a = 264,17\text{m.}$$

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

$$H_{t\max} = H_a + h_a$$

$$H_{t\max} = 3 + 264,17$$

$$H_{t\max} = 267,17\text{m.}$$

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

$$H_{t\min} = H_a - h_a$$

$$H_{t\min} = 3 - 264,17$$

$$H_{t\min} = - 261,17\text{m.}$$

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

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

$$P_{\max} = 267,17 * 9,81 * 1000$$

$$P_{\max} = 2620937,7 Pa$$

De la misma manera la presión mínima.

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

$$P_{\min} = 261,17 * 9,81 * 1000$$

$$P_{\min} = 2562077,7 Pa$$

f.1.22. Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de membrana.

Calculamos el coeficiente de arrastre de la válvula:

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854s + 0,8 \cdot 10^{(0,52-270s)}}{s} \quad \text{Ecuación (61)}$$

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854 * 0,0075 + 0,8.10^{(0,52-270*0,0075)}}{0,0075}$$

$$C_d = 32,08.$$

Siendo C_d el coeficiente de arrastre de la válvula de membrana.

f.1.23. Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de membrana.

La fuerza de arrastre que se ejerce sobre la cara inferior de la válvula, en el momento en que está válvula empieza a cerrarse, está dada por la ecuación (60):

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

$$F_d = 32,08 \left(\frac{1000 * 1,9^2}{2} \right) 0,00048$$

$$F_d = 27,79N. \rightarrow 2,83Kg.$$

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

f.1.24. Cálculo de las pérdidas locales en el conducto vertical.

Para el cálculo de las pérdidas locales utilizamos la ecuación (21), (ver figura 25).

$$h_{loc} = \zeta_{loc} \frac{v^2}{2g}$$

Coficiente de resistencias locales normalizadas. (Ver el anexo k1).

$\zeta_1, \zeta_3 = 0,45$ Contracción brusca.

$\zeta_2 = 0,06$ Derivaciones y reuniones

$\zeta_4 = 0,14$ Curvas uniformes.

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

$$h_{loc} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{loc} = (0,45 + 0,06 + 0,45 + 0,14) \frac{1,9^2}{2(9,81)} = 0,20m$$

f.1.25. Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical.

Calculamos el factor de fricción, tomando en cuenta que el conducto vertical es de plástico por lo tanto el factor de fricción es de 0,007.

$$h_{roz.} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$h_{roz.} = 0,007 \frac{30}{0,0254} \frac{1,9^2}{2 * 9,81}$$

$$h_{roz.} = 1,52m$$

f.1.26. Cálculo de las pérdidas inerciales en el conducto vertical.

Para calcular las pérdidas inerciales utilizaremos la ecuación (28).

$$h_{iner.} = \frac{1}{g} \frac{dv}{dt}$$

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

$$h_{iner.} = 0,19m$$

f.1.27. Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.

Aplicaremos la ecuación (27):

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

$$H_i = 20 + 1,52 + 0,20 + 0,19$$

$$H_i = 21,91m$$

Donde:

h_d = Altura de descarga (m).

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

$h_{loc.}$ = pérdidas locales (m).

h_{iner} = pérdida inerciales (m).

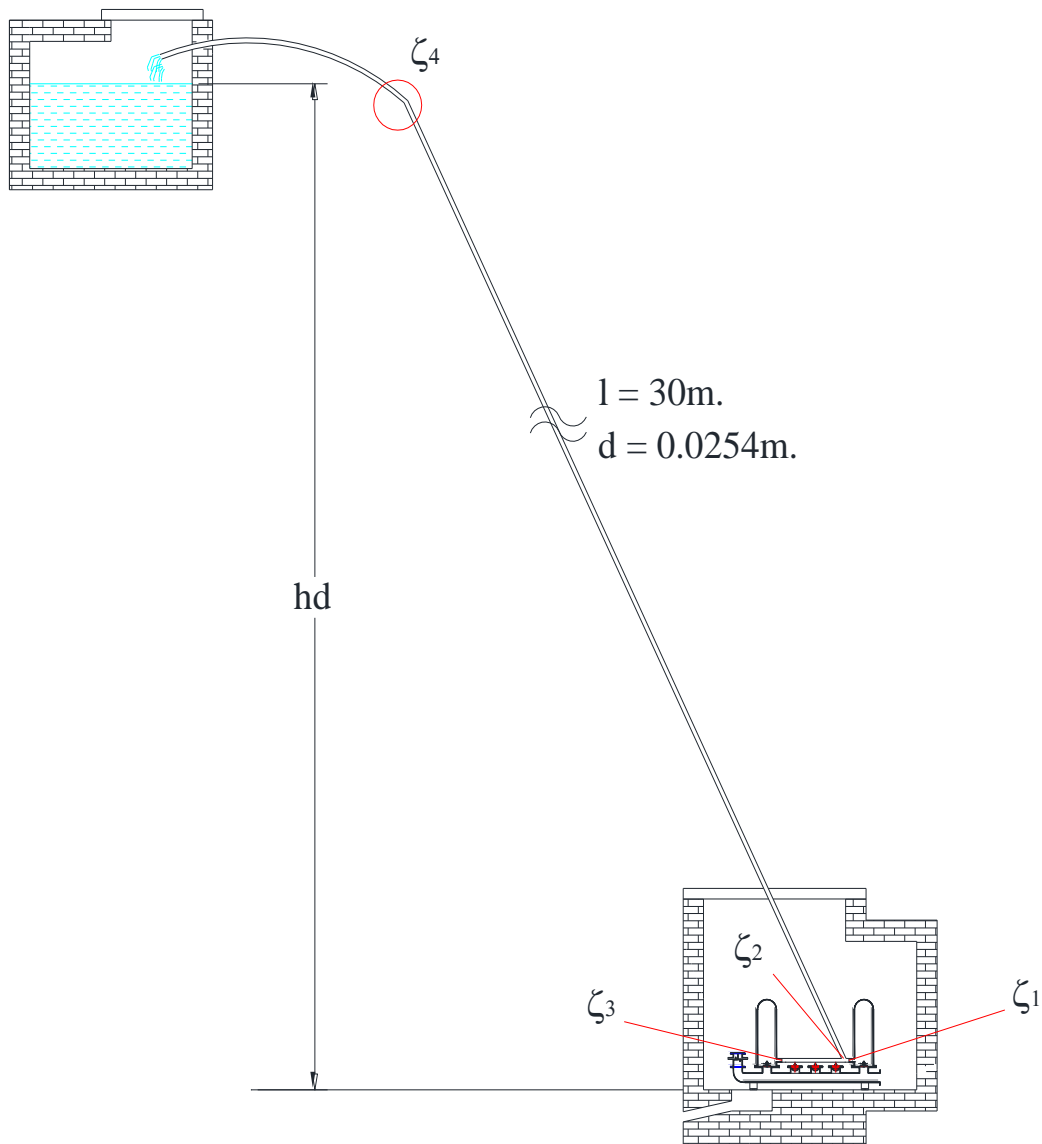


Fig. 25: Pérdidas locales en la tubería de descarga.

f.1.28. Volumen total de las cámaras de aire.

Siendo V_t el volumen total de las cámaras de aire y $R_e = R$ radio de la esfera, (ver figura 26).

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

$$V_t = \frac{0,1524^2 \pi}{4} * 0,45 + \frac{2 * 0,0762^3 \pi}{3}$$

$$V_t = 9,135 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

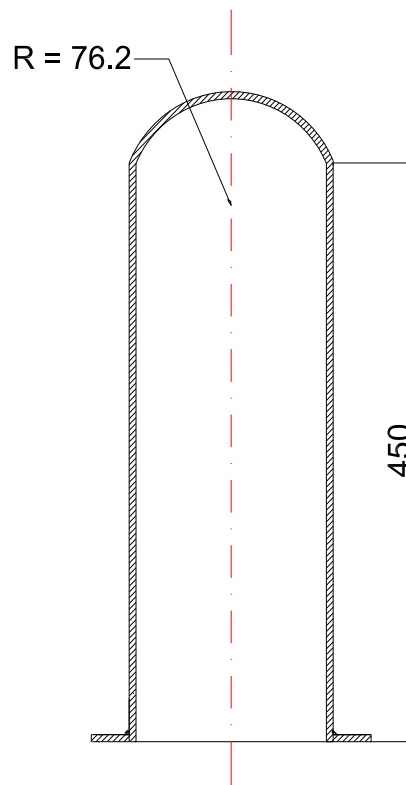


Fig. 26: Dimensiones de la cámara de aire.

f.1.30. Volumen de agua dentro de las cámaras de aire.

Para este cálculo la longitud de agua dentro de las cámaras se obtuvo por experimentación, desmontando las cámaras de aire y midiendo el volumen hasta donde son llenadas las cámaras lo cual se muestra en la figura 27.

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

$$V_{\text{agua}} = \frac{0,1524^2 \pi}{4} * 0,112$$

$$V_{\text{agua}} = 2,043 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

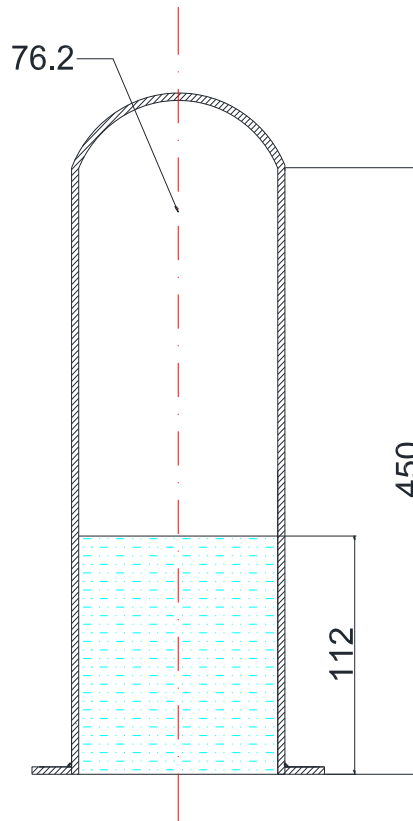


Fig. 27: Cámara de aire con agua

f.1.31. Volumen de aire inicial en las cámaras.

El volumen de aire dentro de las cámaras antes del choque hidráulico vendría a ser el V_1 que lo utilizaremos para calcular la presión 2.

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

$$V_1 = 9,135 * 10^{-3} - 2,043 * 10^{-3}$$

$$V_1 = 7,092 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

El volumen V_2 lo calcularemos restándole a V_1 el volumen de agua que ingresa por ciclo a la cámara ($q_b = 3.166 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$), obtenemos.

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

$$V_2 = 7,092 * 10^{-3} - 3,166 * 10^{-4}$$

$$V_2 = 6,775 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

f.1.32. Presión en las cámaras de aire antes del choque hidráulico.

Aplicaremos la ecuación fundamental de la hidrostática (5) (ver figura 28).

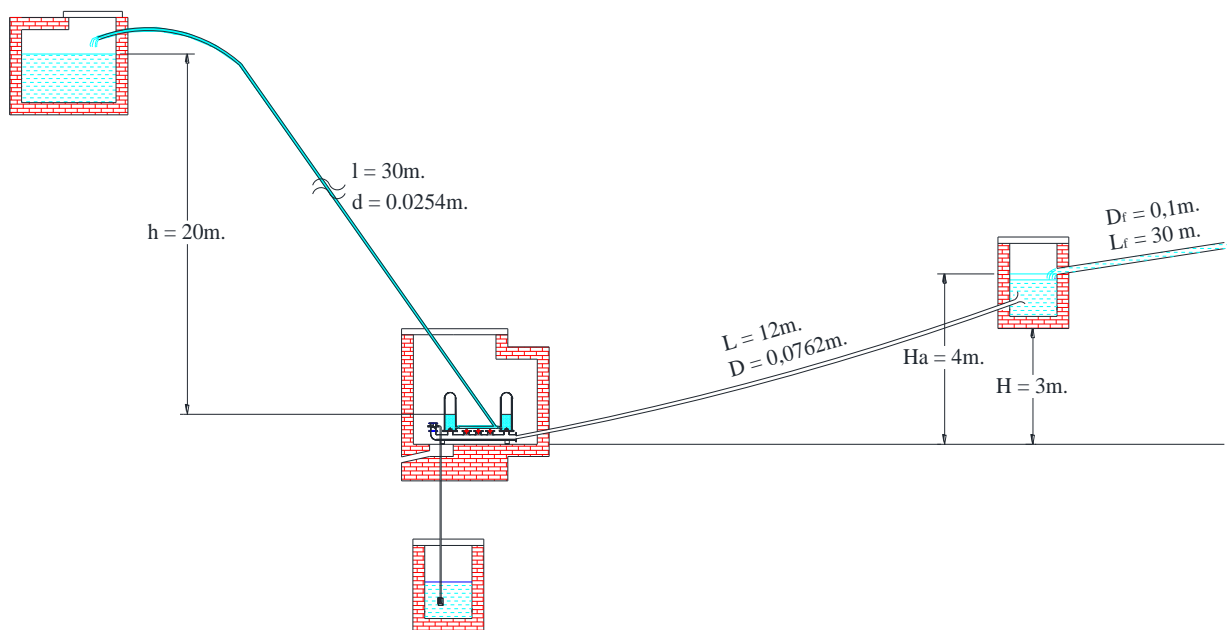


Fig. 28: Presión en las cámaras de aire.

$$P_1 = P_o + h\gamma$$

$$P_1 = 101325 + 21,91 * 1000 * 9.81$$

$$P_1 = 316262,1 \text{ Pa} \rightarrow 32249,7 \text{ kgf/m}^2$$

f.1.33. Cálculo de la presión 2 en las cámaras de aire.

Se aplica la ecuación de los gases ideales:

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} \quad \text{Ecuación (65)}$$

$$P_2 = \frac{32249,7 * 7,092 * 10^{-3}}{6,775 * 10^{-3}}$$

$$p_2 = 33758,6 \text{ kgf/m}^2$$

$$p_2 = 331058,7 \text{ Pa}$$

Siendo la P_2 de 331058,7 Pa absoluta.

f.2. Cálculo hidráulico de la bomba de membrana.

f.2.1. Cálculo de la fuerza ejercida sobre la membrana F_m .

La fuerza F aplicada sobre el área de contacto A de la membrana, es calculada en el momento de la sobrepresión producida en el momento del choque hidráulico Δp .

$$F_m = \Delta p \cdot A$$

$$F_m = 2182400 * 6,89(10)^{-3}$$

$$F_m = 15036,73 \text{ N}$$

La membrana recibirá una fuerza de 15036,73 N en cada pulso.

f.2.2. Cálculo del volumen mayor de la membrana (descarga).

$$V_M = \pi \frac{D^3}{12}$$

$$V_M = \pi \frac{0.1524^3}{12}$$

$$V_M = 9,26(10)^{-4} \text{ m}^3$$

f.2.3. Cálculo del volumen menor de la membrana (succión).

Por experimentación el volumen de la membrana para la succión tiende a ser el inicial antes del choque hidráulico, es decir no oscila hacia abajo, sino que para succionar el

líquido la membrana debe disminuir la presión dentro de la cámara, y es en su recuperación hacia su volumen inicial que lo realiza.

f.2.4. Cálculo del régimen de trabajo en la bomba.

Para determinar el régimen de trabajo se cuenta con el diámetro de la tubería de 1 pulgada (25.4 mm), la velocidad del fluido es de 3,76 m/s, la temperatura media en la ciudad de Loja Ecuador es de 17°C por tanto la viscosidad cinemática es de $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, sustituyendo en la ecuación 11 se obtiene:

$$\text{Re} = \frac{vD}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{3,76 * 0,0254}{1,14 * 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 83775,4 \text{ Régimen de trabajo turbulento}$$

f.2.5. Cálculo de las pérdidas primarias en el conducto de succión.

Determinamos la rugosidad relativa, teniendo en cuenta que la rugosidad absoluta de la tubería de plástico es 0,015 cm (ver anexo k1) y el diámetro interior del conducto de succión es 2.54cm, tenemos que:

$$k_r = \frac{k}{D} = \frac{0,015}{2,54} = 5,9 \times 10^{-3} = 0.005$$

En el Diagrama de Moody (ver anexo k1), con la rugosidad relativa y número de Reynolds encontramos que el coeficiente de rozamiento es $\lambda = 0,03$.

Determinamos las pérdidas por rozamiento (Fig. 29) con la ecuación 19, la velocidad del fluido es igual a $v = Q/A$, siendo el caudal succionado por la bomba el mismo al entregado en la descarga tenemos que es = 0,5 lit/min, siendo el diámetro de 0.0254m y la longitud 3m, tenemos que:

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{Ecuación (14)}$$

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4(8.33 * 10^{-6})}{\pi(0.0254)^2}$$

$$V = 0.016\text{m/s}$$

$$h_{\text{roz}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$h_{\text{roz}} = 0,03 \frac{3}{0,0254} \frac{0.016^2}{2(9.81)}$$

$$h_{\text{roz}} = 4.6 * 10^{-5} \text{ m}$$

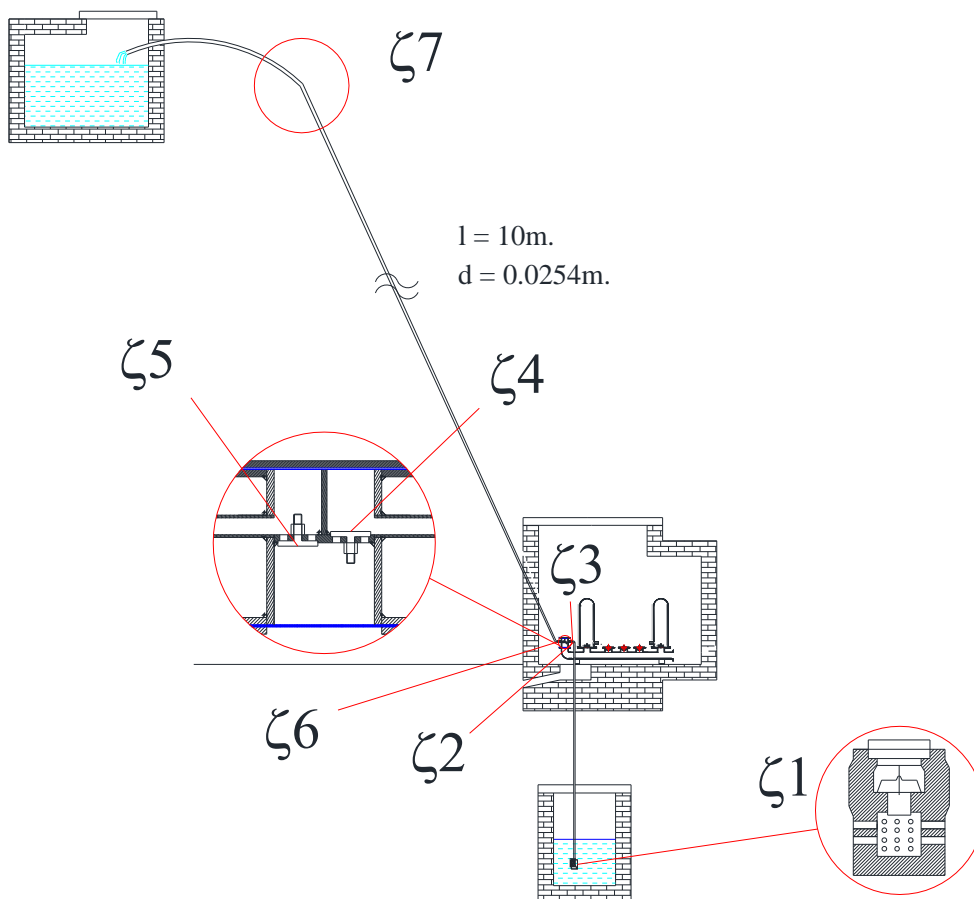


Fig. 29: Pérdidas primarias y secundarias de la instalación de la bomba

f.2.6. Cálculo de las pérdidas primarias en el conducto de descarga.

Determinamos la rugosidad relativa, teniendo en cuenta que el conducto vertical es de plástico la rugosidad absoluta es 0,015 cm (ver anexo k1) y el diámetro interior del conducto de descarga es 1.27cm (Fig. 29), tenemos que:

$$k_r = \frac{k}{D} = \frac{0,015}{1.27} = 0.012$$

Con el Diagrama de Moody, la rugosidad relativa y número de Reynolds encontramos que el coeficiente de rozamiento es $\lambda = 0,03$.

Determinamos las pérdidas por rozamiento con la ecuación 19, siendo el diámetro de 0.0127m y la longitud 10m, tenemos que:

$$h_{roz} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$h_{roz} = 0,03 \frac{10}{0,0254} \frac{0,016^2}{2(9.81)}$$

$$h_{roz} = 1,53 * 10^{-4} \text{ m}$$

f.2.7. Cálculo de pérdidas locales en la succión y descarga.

Se cuenta con los siguientes accesorios que se pueden observar en la figura 29 y sus respectivos coeficientes de resistencia ζ son:

$\zeta_1 = 12$ Válvula de pie de \varnothing 2.54cm (Anexo k1)

$\zeta_2 = 1,13$ Codo de 90° de \varnothing 2.54cm (Anexo k1)

$\zeta_3 = 0,71$ Ensanchamiento brusco

$\zeta_4 = 0,2$ Válvula de membrana flotante (admisión)

$\zeta_5 = 0,7$ Válvula de membrana flotante (descarga)

$\zeta_6 = 0,45$ Contracción brusca

$\zeta_7 = 0,14$ Curva uniforme de 45° (Anexo k1)

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

$$h_{loc} = \left(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5 + \zeta_6 + \zeta_7 \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{loc} = (13 + 1,13 + 0,71 + 0,2 + 0,7 + 0,45 + 0,14) \frac{0,016^2}{2(9,81)} = 2,13 * 10^{-4} \text{ m}$$

f.2.8. Cálculo de pérdidas inerciales en el conducto de descarga.

Es la resistencia de inercia al movimiento o la energía gastada para vencer las fuerzas de inercia para ello utilizaremos la ecuación 28.

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

$$h_{iner} = \frac{10}{9,8} \frac{0,016}{30}$$

$$h_{iner} = 5,43 * 10^{-5} \text{ m}$$

f.2.9. Cálculo de las pérdidas totales del sistema.

Incluyendo todas las pérdidas primarias, secundarias en la succión y descarga, y las pérdidas inerciales, utilizando la ecuación 27.

$$h_i = h_{roz} + h_{loc} + h_{iner}$$

$$h_i = 1,53 * 10^{-4} + 2,33 * 10^{-4} + 5,43 * 10^{-5} = 3,03 * 10^{-4} \text{ m}$$

f.3. Descripción de la parte mecánica del ariete.

En la parte mecánica del ariete de doble bombeo se calculará la resistencia de las partes afectadas por el choque hidráulico: Las válvulas de membrana, las cámaras de aire, la tubería de alimentación, la bomba de membrana, (ver la figura 19).

f.3.1. Cálculo del espesor de la parte cilíndrica de la cámara de aire.

Para calcular el espesor de la parte cilíndrica de la cámara la condición de resistencia es según la ecuación (82).

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

La tensión admisible $[\sigma]$ se calculará con la ecuación $\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_f}{n}$, siendo el límite de fluencia a la tracción del acero F – 100 de 2600 kgf/cm^2 , y el coef de seguridad $n = 1,5$.

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

$$h \geq \frac{26,42 * 15,24}{2[1733]}$$

$$h = 0.12\text{cm} \approx 1.2\text{mm}.$$

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

f.3.2. Cálculo del espesor de la parte esférica de la cámara de aire.

En la sección esférica la condición de resistencia es:

$$h \geq \frac{pd}{4[\sigma]} \quad \text{Ecuación (83).}$$

$$h \geq \frac{26,42 * 15,24}{4[1733]}$$

$$h = 0,058\text{cm} \approx 0,6\text{mm}$$

f.3.3. Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.

Para calcular el número de pernos designamos por tabla el diámetro del perno (ver anexo k1). $D = 18\text{mm}$.

Donde $A_{per} = 2.54 \text{ cm}^2$

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

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi 15,24^2}{4}$$

$$A = 142,41 \text{ cm}^2.$$

La fuerza que se aplicaría a los pernos sería la sobrepresión máxima Δp por el área de aplicación.

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

$$F = 26,42 \cdot 182,41$$

$$F = 4819,39 \text{ Kgf}$$

Siendo el límite de fluencia del acero C_T 3 de 1000 kgf/cm², calculamos la tensión admisible. Las tensiones admisibles a la tracción de los pernos se calculan según la ecuación (84).

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

$$\sigma_{\text{adm.trac.}} = 0,8 \frac{1000}{1,5} = 533,3 \text{ kgf/cm}^2$$

El número de pernos se calcula según la ecuación (85).

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

$$\frac{4819,39}{n \cdot 2,54} \leq 533,3$$

$$n = 3,56$$

$$n = 4 \text{ pernos.}$$

f.4. Metodología para evaluar la eficiencia.

Con la ecuación (88) calcularemos la eficiencia:

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

$$\eta = \frac{68,06}{288,2} 100$$

$$\eta = 23,6 \%$$

Con la ecuación (89) calculamos la potencia útil entregada en la descarga (N_U).

$$Nu = q \cdot H_i \cdot g \cdot \rho ; [W]$$

$$Nu = 3,166 \cdot 10^{-4} \cdot 21,91 \cdot 9,81 \cdot 1000$$

$$Nu = 68,06 \text{ W}$$

Con la ecuación (90) potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación (N_b).

$$Nb = Q \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [W]$$

$$Nb = (9,793 \cdot 10^{-3}) \cdot 3 \cdot 9,81 \cdot 1000$$

$$Nb = 288,2 \text{ W}$$

f.4.1. Eficiencia de D'Aubuisson.

Analizamos la relación de eficiencia de D'Aubuisson, considerando que el ariete es una máquina.

$$\eta_a = \frac{q \cdot H_i}{(Q + q)H_a} 100 ; [\%] \quad \text{Ecuación (91)}$$

$$\eta_a = \frac{3,166 \cdot 10^{-4} \cdot 21,91}{(9,793 \cdot 10^{-3} + 3,166 \cdot 10^{-4}) \cdot 3} 100$$

$$\eta_a = 22,8 \%$$

f.4.2. Eficiencia de Ranquine.

Finalmente calculamos la eficiencia de Ranquine considerando al equipo como una bomba.

$$\eta_R = \frac{q(H_i - H_a)}{QH_a} 100 ; [\%] \quad \text{Ecuación (94)}$$

$$\eta_R = \frac{3,166 * 10^{-4} (21,91 - 3)}{9,793 * 10^{-3} * 3} 100$$

$$\eta_R = 20,3 \%$$

f.4.3. Rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico que es la relación entre el caudal de alimentación ($Q + q$) y el de descarga (q) lo calculamos con la ecuación (95).

$$\eta_v = \frac{q}{Q + q} 100 ; [\%]$$

$$\eta_v = \frac{3,166 * 10^{-4}}{9,793 * 10^{-3} + 3,166 * 10^{-4}} 100$$

$$\eta_v = 3,13\%$$

f.5. Construcción del ariete de doble bombeo y pruebas de funcionamiento.

f.5.1. Dibujo técnico y hojas de proceso de mecanizado.

Todas las medidas de cada una de las partes del ariete de doble bombeo se adjuntan en el Anexo k2, que contiene los planos de dibujo técnico realizados en el software Auto CAD; y el proceso de construcción de cada una de las partes del ariete las cuales se detallan en las hojas de proceso de mecanizado en el Anexo k3.

f.5.2. Construcción y pruebas de funcionamiento.

Las fotos del proceso de fabricación del ariete de doble bombeo (Fig. 30) construido para el centro de investigación de energías renovables y eficiencia energética de la

Universidad Nacional de Loja se adjuntan en el anexo k4. La instalación, puesta en marcha y pruebas del ariete (Fig. 31) se realizaron en el centro de investigación de energías renovables y eficiencia energética de la Universidad Nacional de Loja, tras varias pruebas y mejoramiento del sistema de bomba de membrana se consiguió que este ariete funcione eficientemente, se adjuntan fotos y videos de la etapa de prueba en el anexo k4.

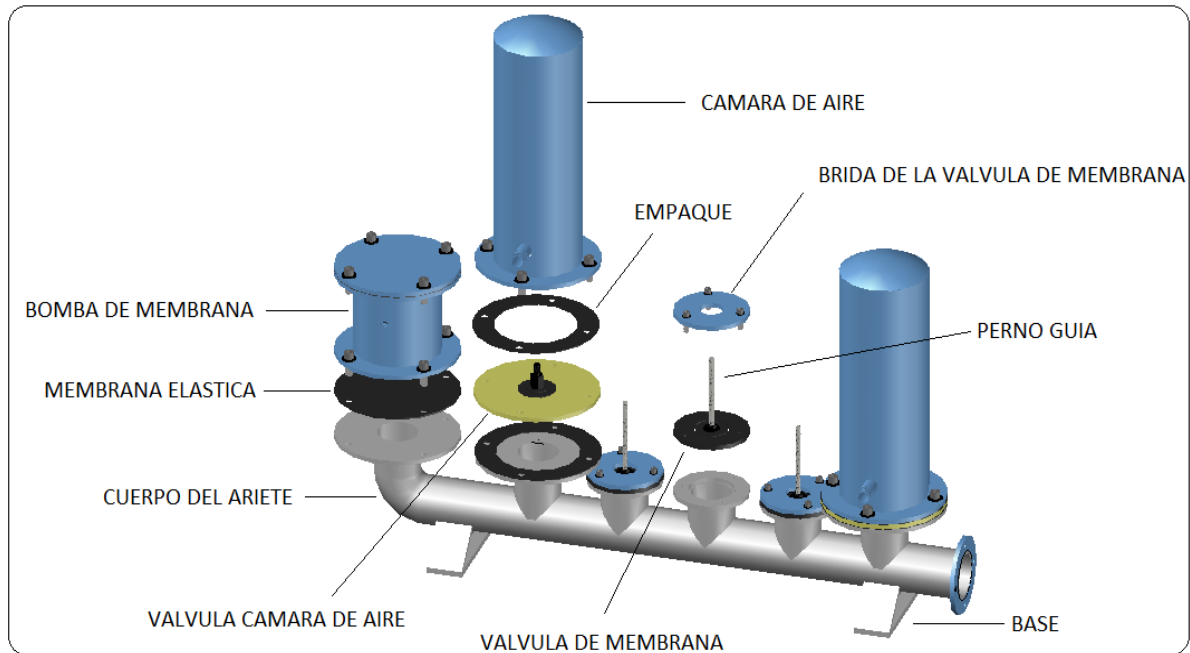


Fig. 30: Elementos del ariete de doble bombeo



Fig. 31: Instalación del tanque de alimentación



Fig. 32: Instalación del ariete de doble bombeo

f.5.3. Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo.

Cuando el agua desciende por el conducto de impulsión, alcanza cierta velocidad que cierra las válvulas de membrana bruscamente, generando una sobrepresión en el conducto de impulsión la cual es absorbida por la membrana elástica de la bomba de diafragma. Al absorber ésta sobrepresión se produce una dilatación instantánea de la membrana, generando así el golpe de ariete y haciendo accionar las válvulas de admisión y descarga de la bomba de diafragma. Este golpe de ariete direccionan el fluido a las cámaras de aire, enviando el fluido a los conductos de descarga y permanece estática hasta el siguiente ciclo. Cuando cesa la sobrepresión, la membrana elástica regresa a su volumen inicial, generando de esta manera la succión del líquido del tanque de extracción hacia la bomba de diafragma. En ese momento en la tubería de impulsión hay una depresión que permite la apertura de las válvulas de membrana y se renueva el ciclo. Así como se muestra en las figuras 33, 34, 35, 36, 37.

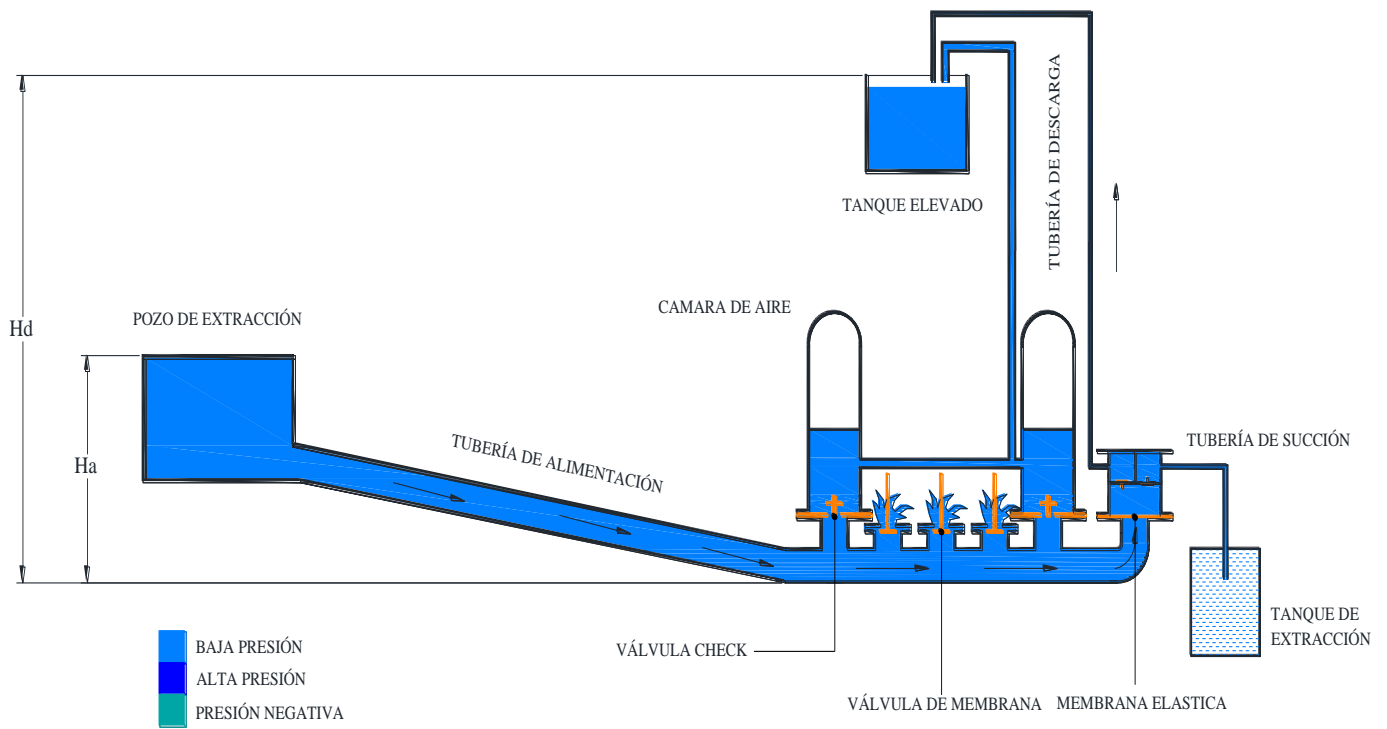


Fig. 33: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 1.

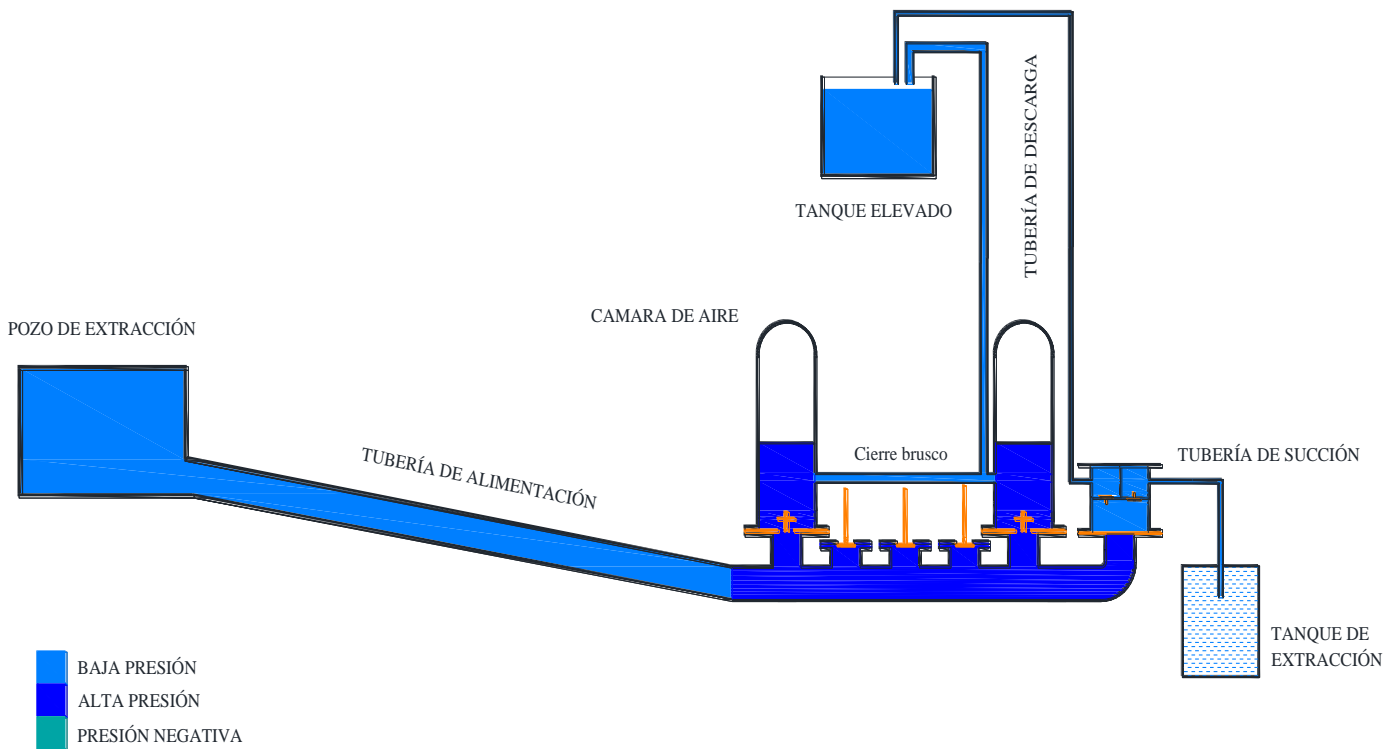


Fig. 34: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 2.

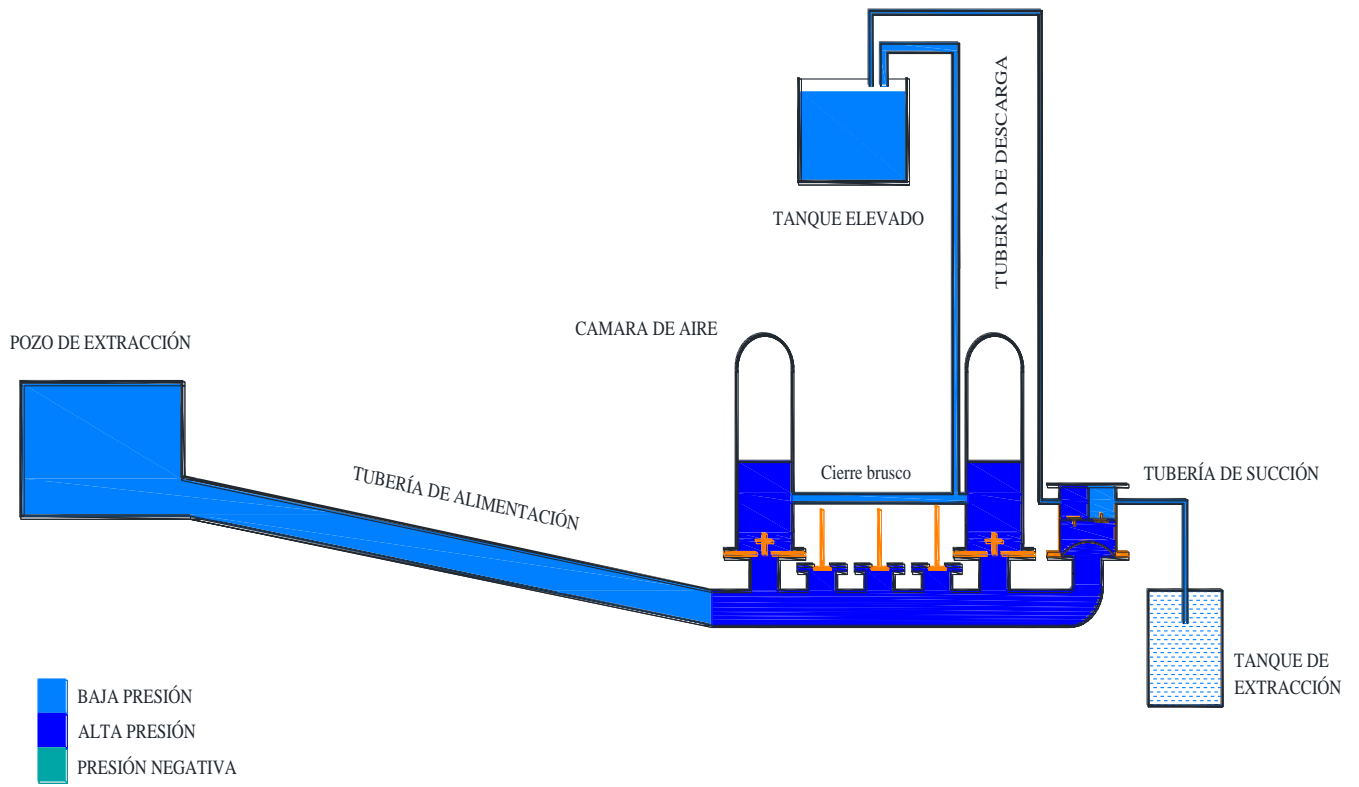


Fig. 35: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 3.

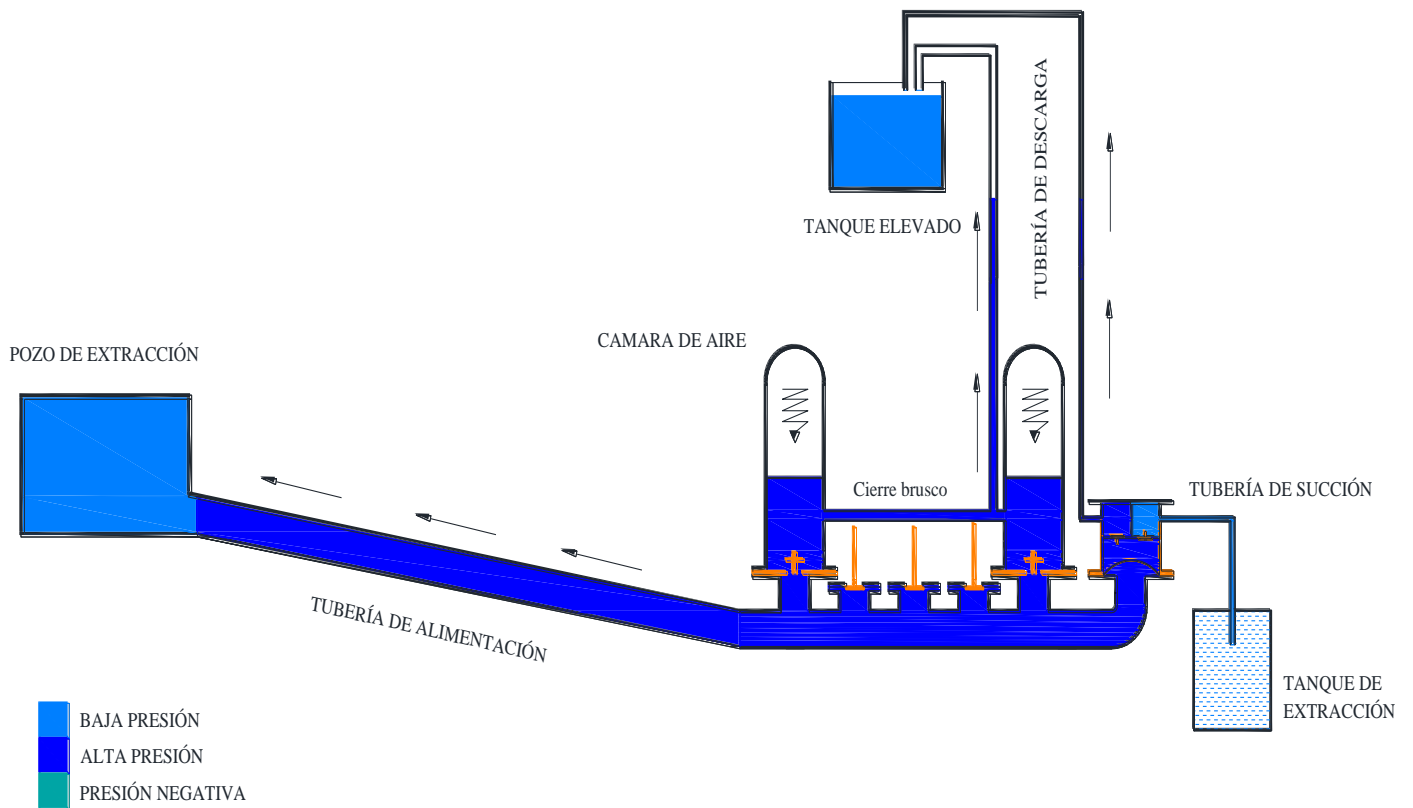


Fig. 36: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 4.

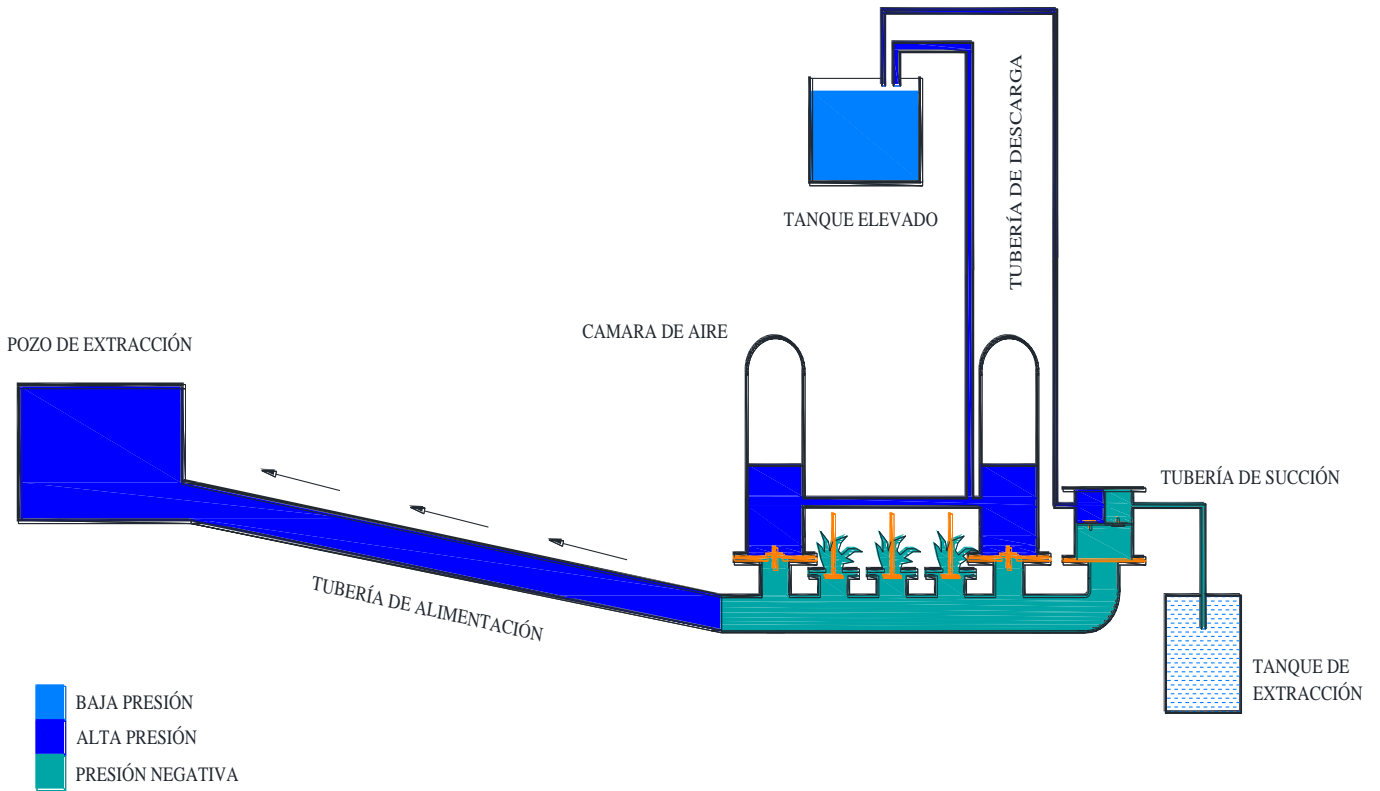


Fig. 37: Principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo 5.

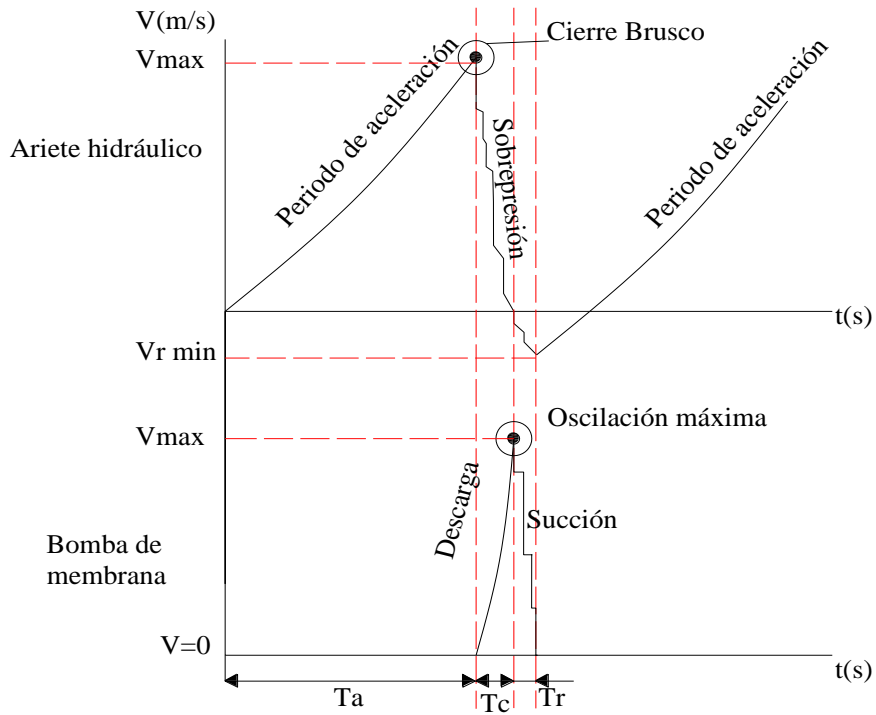


Fig. 38: Curva de funcionamiento del ariete y de la bomba de membrana

f.5.4. Datos y pruebas del ariete de doble bombeo.

El ariete de doble bombeo diseñado y construido para el centro de investigaciones de energías renovables y eficiencia energética, tiene una capacidad de bombeo de 27,36m³/día, a una altura de 20 m.c.a, Así mismo la bomba de membrana tiene una capacidad de 0.72 m³/día a una altura de 5 m.c.a. con una regulación de 60 golpes por minuto y una eficiencia del 23%. Los datos se muestran en la Tabla 1.

Tabla. 1: Datos del Ariete de Doble Bombeo

Capacidad de bombeo del ariete	27,36 m ³ /día
Capacidad de bombeo de la bomba	0.72 m ³ /día
Altura de descarga de ariete	20 m
Altura de descarga de la bomba	5 m
Numero de válvulas de regulación	3
Numero de válvulas de retención	2
Caudal necesario para alimentar el ariete	9,793(10) ⁻³ m ³ /s
Regulación de la válvula	60 ciclos/min
Velocidad de las válvulas	1,9 m/s
Celeridad de la onda de presión	1364 m/s
Volumen total en las cámaras de aire	9,135(10) ⁻³ m ³
Caudal circundante por la tubería	0.017 m ³ /s

f.6. Valoración técnico económica ambiental.

f.6.1. Valoración técnico económica.

Para la fabricación de un ariete de doble bombeo se necesita de los siguientes materiales que se detallan a continuación con sus costos.

Los materiales mecanizados se consiguieron en las diferentes casas comerciales con sus dimensiones en bruto.

Materiales mecanizados			
Cant.	Descripción	Valor Unit.	Total
9	Plancha de Ac. Cr-17 260x260x8	18,50	166,50
5	Plancha de Ac. Cr-17 160x160x8	14,25	71,25
1	Plancha de Ac. Cr-17 105x154x2	4,50	4,50

1	Platina Ac. Cr-17 280x50.8x5	4,50	4,50
3	Neplos de 1" de HG	1,00	3,00
1	Plancha de caucho de 260x260x3	2,50	2,50
2	Plancha de caucho de 260x260x6	2,00	4,00
1	m ² de geomembrana de 1000 micras	18,50	18,50
2	Válvula de membrana flotante	4,00	8,00
3	Tortas de aluminio de Ø160x20	18,00	54,00
2	Tortas de aluminio de Ø260x20	20,00	40,00
SUBTOTAL			\$ 376,75

Los materiales normalizados son aquellos que ya vienen listos para su acople y se los puede encontrar en cualquier prontuario.

Materiales normalizados			
Cant.	Descripción	Valor Unit.	Total
1	Tubo de Øint 3" Cedula 40	115	115
1,15m	Tubo de Øint 6" Cedula 40	45	45
1	Codo 90° Øint 3" Cedula 40	5,50	5,50
16	Pernos Allen Ø12mmx1 1/2plg	0,60	9,60
9	Pernos Allen Ø8mmx1 1/2plg	0,50	4,50
3	Pernos Ac. Inox. Ø8mmx2 1/4plg	0,75	2,25
4	Tuerca Ø 12mm	0,25	1,00
6	Tuercas de AC. Inox. Ø8mm	0,30	1,80
16	Arandela de Ø 12mm	0,15	2,40
17	Arandela de Ø 8mm	0,10	1,70
4	Pernos Ø8mm x 1"	0,30	1,20
4	Tuerca Ø 8mm	0,15	0,60
3	Pernos guías de Ø 8mm x 6"	0,50	1,50
20	Arandelas de Ø ext 50 mm	0,30	6,00
12	Arandelas de Ø ext 32 mm	0,15	1,80
9	Tuercas de Ø 8mm	0,15	1,35
SUBTOTAL			\$ 201,20

Materiales para fabricación y acabado			
Cant.	Descripción	Valor Unit.	Total
10	Suelda AGA 6011x lib	1,80	18,00
4	Suelda AGA 7018 x lib	3,25	13
1	Galón de fondo gris	12,00	12,00
1	Medio galón de pintura esmalte azul	6,00	6,00
1	Galón de diluyente	1,50	1,50
SUBTOTAL			\$ 50,50

Los materiales para la instalación son de gran importancia ya que sin ellos el ariete no podría funcionar

Materiales para la instalación			
Cant.	Descripción	Valor Unit.	Total
1	Tanque de alimentación	168,00	168,00
2	Tubos de HG 3"	62,88	125,76
2	Universal 3"	8,00	16,00
1	Tubería 1" PVC	5,75	5,75
2	Llaves de paso de 3" PVC	68,00	136,00
1	Válvula de pie	6,90	6,90
2	Codo 90° 1" PVC	1,58	3,16
1	Tee de 1" PVC	0,55	0,55
1	Acople hembra de 1" PVC	0,30	0,30
2	Acoples macho de 1" PVC	0,30	0,60
2	Llaves de paso de 1" PVC	2,00	4,00
1	Llaves de paso de ½" PVC	1,45	1,45
1	Abrazadera 1"	0,60	0,60
1	Neplo de ½" PVC	0,25	0,25
1	Codo de 45° de ½" PVC	0,35	0,35
50	Manguera 1" en metros	0,55	27,50
50	Manguera ½" en metros	0,40	20,00
10	Teflón	0,30	3
5	Polimex	4,50	22,50
SUBTOTAL			\$ 542,67

El valor total de la construcción e instalación del ariete hidráulico de doble bombeo es de 1410,12 dolores americanos como se detalla a continuación.

Costo total de un ariete de doble bombeo	
DENOMINACION	TOTAL
Materiales mecanizados	375,75
Materiales normalizados	201,20
Materiales para la fabricación y acabado	50,50
Materiales para la instalación	542,67
Utilidad	240
TOTAL	1410,12

f.6.2. Valoración ambiental.

La instalación adecuada del ariete de doble bombeo no produce efectos negativos al ambiente, porque es considerada como una alternativa 90% ecológica, eficiente y de bajo costo operacional.

- ✓ **Son fuentes independientes:** Es decir podrían montarse en una zona u otra, en todas las áreas geográficas. Aunque resulta evidente que existen zonas más propensas a su utilización de acuerdo a sus condicionantes topográficas.
- ✓ **No contaminantes:** No produce emisiones de dióxido de carbono y a pesar de producir efectos negativos sobre el medio ambiente, estos son muchos menores.
- ✓ **Contaminación sonora:** El ariete de doble bombeo en su operación produce un ruido provocado por el cierre de sus válvulas, lo cual incide negativamente en las condiciones medio ambientales.

g. DISCUSIÓN.

De acuerdo al diseño de este ariete se espera que los estudiantes del área de energía puedan desarrollar las practicas necesarias y puedan evidenciar el comportamiento del ariete hidráulico multipulsor y la bomba de membrana. Ya que de acuerdo a las consideraciones iniciales de diseño existe la forma de ver y estudiar los parámetros de funcionamiento del mismo. Esto se logra con la facilidad operacional que ofrece este diseño y la eficiencia funcional que ofrecen el ariete de doble bombeo.

Todos los accesorios y componentes fueron diseñados, dimensionados y posteriormente seleccionados de acuerdo a un análisis completo de las necesidades que se presentaban en cada una de las faces propuestas para el desarrollo de todo el proceso.

Las fases antes mencionadas consisten en sub – procesos no complejos que de acuerdo a un criterio lógico de diseño permitirán cumplir satisfactoriamente el propósito del siguiente proyecto investigativo.

Comparando los datos obtenidos se puede evidenciar que el ariete de doble bombeo tiene una eficiencia del 23%, y posee la capacidad de bombear el agua por sus dos cámaras de presión y por la bomba de membrana.

El sistema de bombeo de este ariete es adecuado, ya que puede ser montado y desmontado fácilmente y es de sencilla instalación, además está acorde a la necesidad existente.

h. CONCLUSIONES.

- Con la construcción y explotación del ariete de doble bombeo se cumplieron los objetivos planteados al inicio de la investigación.
- Se logró establecer el principio de funcionamiento del ariete de doble bombeo.
- Se diseñó y construyó sus elementos constitutivos: Tubería de impulsión, válvulas de membrana, cámaras de aire, cámara de la bomba, válvulas de admisión y descarga, diámetros de las tuberías de admisión y descarga, etc.
- El ariete de doble bombeo tiene la capacidad de bombeo de $27,36\text{m}^3$ por día desde el nivel de extracción hasta una altura de 20m, con una eficiencia del 23%.
- El ariete de doble bombeo se lo considera una alternativa ecológica para bombeo de agua, cuyo impacto ambiental es la contaminación sonora causada por el cierre de las válvulas de membrana.
- El costo del ariete de doble bombeo es de mil cuatrocientos diez dólares con doce centavos americanos, sin tomar en cuenta los costos de la obra civil.
- El ariete construido es versátil ya que se puede desmontar fácilmente para ser trasladado hacia el lugar en donde va a ser instalado.
- La presente investigación es un aporte de información técnica sobre alternativas ecológicas y eficientes de bombeo.

i. RECOMENDACIONES.

- Usar válvulas de membrana flotante en la bomba de diafragma, porque: Son sensibles, regulables, poseen baja resistencia hidráulica, incrementan el flujo del líquido, y cierran herméticamente.
- La ingeniería de fabricación del ariete debe llevarse a cabo por personal calificado y éste debe llevar consigo siempre las hojas de mecanizado, con esto evitará errores en la fabricación.
- Se debe regular a sesenta golpes por minuto, porque se ha comprobado experimentalmente que se puede conseguir un flujo estable de agua en la descarga, además que le permite oscilar a la membrana elástica de una manera más eficiente sin perder presión en la tubería de descarga.
- Colocar una válvula de pie que impedirá las pérdidas de carga en la tubería de succión, y evitará que ingresen objetos que puedan afectar a la instalación o causar la rotura de la membrana elástica.
- La membrana elástica recomendada para el ariete de doble bombeo debe ser de polietileno y soportar una presión de 150 P.S.I, ya que se ha comprobado experimentalmente que esta membrana cumple con la condición de resistencia y flexibilidad que necesita la instalación.
- Realizar un mantenimiento anual al equipo para evitar deterioros o la rotura de la membrana.

j. BIBLIOGRAFÍA.

LIBROS Y DOCUMENTOS

- ✓ ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE. 1992. Valdez, Enrique. UNAM. Facultad de Ingeniería. División de Ingeniería Civil, Topográfica y Geodésica. Departamento de Ingeniería Sanitaria. México.
- ✓ AGUIRRE M., Reyes. 1967. Curso de máquinas hidráulicas. Representaciones y servicios de ingeniería S. A. Editorial México.
- ✓ ARTEAGA Tovar, R. Eduardo. 1993. Hidráulica elemental. Universidad Autónoma. Chapingo. México.
- ✓ GIECK, Kurt. 1981. Manual de fórmulas técnicas. México.
- ✓ GRUPO DE MECÁNICA DE FLUIDOS. 2000. Politécnica de Valencia. Editorial Madrid.
- ✓ JIMÉNEZ, José Manuel. 2004. TALLER DE INVESTIGACIÓN ALTERNATIVA. Ariete Hidráulico. Jiménez, Pdf PP. 04-16.
- ✓ MANUAL DE CONSTRUCCIÓN DE SISTEMAS PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE CON TUBERÍA DE PVC ITP, 1991. Instituto de Tuberías Plásticas. México.
- ✓ MATAIX, Claudio. 1982. MECÁNICA DE FLUIDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS. 2da. Edición. Ediciones del Castillo S.A. Madrid-España. 660p.
- ✓ MECÁNICA DE FLUIDOS POTTER. 1998, Merle. Prentice Hall. México
- ✓ MECÁNICA DE FLUIDOS OKISHI. 1999. McGraw Hill. Barcelona.
- ✓ MOTT, Robert. 1996. MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA. Prentice Hall Hispanoamericana, 4ª Edición.

- ✓ OÑATE, Esteban. 1992. Energía hidráulica. Paraninfo, Madrid.
- ✓ PASHKOV. N. 1985. MECÁNICA DE FLUIDOS. Editorial Moscú.
- ✓ ROCA, Felip. 1999. Oleohidráulica básica. Alfaomega. Barcelona.
- ✓ SOTELO AVILA, Gilberto. 1987. Fundamentos hidráulica general. Volumen1. México.
- ✓ TEORÍA DEL GOLPE DE ARIETE Y SUS APLICACIONES EN INGENIERÍA HIDRÁULICA. 1987. Mancebo del Castillo, Uriel. México.
- ✓ TRUEBA CORONEL, Samuel. 1956. Hidráulica. México.
- ✓ WEBBER, N.B. 1969. Mecánica de fluidos para ingenieros. Londres, Inglaterra.
- ✓ WEINMAN, Peter. 2004. El ariete hidráulico. Editorial Berlín-Alemania.115p.

TESIS

- ✓ AYALA, Manuel. Diseño y construcción de un ariete multipulsor para el bombeo de agua. 2004 (Tesis Ing. Electromecánico). Loja-Ecuador. Universidad Nacional de Loja, Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables.

SITIOS WEB

- ✓ CLASIFICACIÓN DE BOMBAS HIDRÁULICAS. 2001. Universidad de las Américas. Facultad de Ingeniería Mecánica y Electricidad. Chile.
<http://www.clasificacionbombas.com.cl/htm>.
- ✓ MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN. Indesur Argentina S.A. 2004.
www.bombasindesur.com.ar.

- ✓ CONCEPTOS BÁSICOS DE NEUMÁTICA E HIDRÁULICA. Sistema de transmisión de energía neumática e hidráulica, Leyes físicas relativas a los fluidos [www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm].
- ✓ BOMBA DE MEMBRANA. Conceptos básicos. [<http://www.wikipedia.encyclopedialibre.com>].
- ✓ TALLER DE INVESTIGACIÓN ALTERNATIVA Ariete Hidráulico. José Manuel Jiménez, 2004. Pdf.

k. ANEXOS.

ANEXO k.1

Tabla 1. Pérdidas por fricción de tubo en un conducto vertical de plástico.

Diámetro (mm)	Caudal (lt/min)	Pérdida de presión (bar/100m)
8	1.2	0.4758
	3.0	2.2963
	9.6	17.979
12	1.2	0.0709
	4.8	0.7536
	18.9	8.4962
19.6	1.2	0.0072
	9.6	0.2438
	60.0	6.3250
25	1.5	0.0034
	9.6	0.0768
	96.0	4.5466
35.4	3.0	0.0024
	15.0	0.0544
	189.0	2.2247
40.8	4.8	0.0021
	30.0	0.0107
	240.0	2.8719
51.4	7.5	0.0024
	48.0	0.0544
	300.0	2.2247
65	9.6	0.0080
	60.0	0.0196
	600.0	1.1790
79.8	18.9	0.0010
	96.0	0.0171
	960.0	1.0712
101.2	24.0	0.0005
	189.0	0.0178
	1.500	0.7507

En la tabla representa la pérdida por fricción en los conductos verticales de plástico dependiendo de su largo y del caudal de agua.

Fuente: **Weinmann P.** (2004) El ariete Hidráulico, Edición 9.0, Impreso y distribuido por: Weinmann Sondermaschinenbau GmbH, Hersbruck-Deutschland.

Tabla 2. Coeficientes de resistencias locales según P. G. Kiseliiov.

Entrada en el tubo para bordes agudos	$\zeta = 0,50.$
Entrada suave en el tubo	$\zeta = 0,50 - 0,20$
Ensanchamiento repentino	$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
Estrechamiento repentino	$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)$
Cono de transición (para $d_2 = 2d_1$)	$\zeta = 5,0$
Cono de transición (para $d_2 \approx 0,5d_1$)	$\zeta = 0,20$
Giro brusco a 90°	$\zeta = 1,20$
Giro suave a 90°	$\zeta = 0,15$
Salida del tubo por debajo del nivel	$\zeta = 1,0$
Válvula de disco totalmente abierta	$\zeta = 0,10$
Válvula de compuerta totalmente abierta	$\zeta = 0,11-0,12$
Diferentes robinetes totalmente abiertos	$\zeta = 5$
Válvulas de sujeción con bombas provistas de mallas	$\zeta = 10$
Entrada suave en el canal	$\zeta = 0,10$
Entrada en el canal con bordes de entrada agudos (con presión lateral)	$\zeta = 0,40$
Estrechamiento suave del canal	$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
Estrechamiento suave del canal ($A_2 < A_1$)	$\zeta = 0,10$

Fuente: **Pashkov, N.N., Dolqachev, F.M.,** (1985), Hidráulica y máquinas hidráulicas, Editorial Mir Moscú-Rusia.

Tabla 3. Coeficiente que tiene en cuenta los módulos de elasticidad.

Material	K
acero	0.5
Hierro fundido	1.0
concreto	5.0
asbesto-cemento	4.4
plásticos	18.0

Fuente: **Mataix C**, (1982) Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas – 2da Edición, Editorial. Harla, México.

Tabla 4. Diámetros de la tubería de impulsión en función del caudal

Diámetro del tubo de impulsión (Milímetros)	Q = Litros por minuto	
	Caudal mínimo	Caudal máximo
19.05	3	8
25.40	8	38
38.00	15	57
51.00	30	95
63.50	57	170
76.00	95	265
102.00	151	473

Fuente: **Fox R., Kenneth**, (1984), Manual de diseño construcción, instalación, mantenimiento de arietes hidráulicos. Predesur, Loja-Ecuador.

Tabla 5. Tablas para la elección del ariete

Ariete de tamaño Relación de alturas	0/20	1/25	2/32	3/40	4/50	5/65	6/80	7/100	8/125	9/150
1:4	0,170	0,175	0,182	0,0189	0,196	0,200	0,204	0,208	0,012	0,217
1:6	0,116	0,119	0,123	0,127	0,131	0,135	0,139	0,143	0,147	0,149
1:8	0,086	0,089	0,091	0,094	0,098	0,101	0,103	0,106	0,108	0,111
1:10	0,065	0,067	0,069	0,072	0,075	0,077	0,079	0,080	0,82	0,085
1:12	0,050	0,051	0,053	0,055	0,058	0,060	0,062	0,063	0,064	0,066
1:14	0,038	0,040	0,042	0,044	0,046	0,048	0,050	0,051	0,052	0,053
1:16		0,031	0,033	0,036	0,038	0,040	0,041	0,042	0,043	0,044
1:18			0,028	0,030	0,032	0,033	0,034	0,035	0,036	0,037
1:20				0,025	0,026	0,028	0,029	0,030	0,031	0,032

Tamaño	Nr	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Diámetro	mm	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
	Zoll	3/4	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Caudal de agua impulsado	l/mjn	3-6	6-16	12-30	18-45	30-65	50-110	80-180	120-250	180-400	280-700
	Zoll	3/8	1/2	1/2	3/4	1	1	1 1/2	2	2	2 1/2
Dimensión	a mm	400	480	500	750	850	1000	1250	1450	1500	1600
	b mm	200	250	250	250	250	300	350	400	450	480
	d mm	:	:	35	40	45	50	60	70	80	80
	e mm	120	150	380	440	500	550	640	680	780	880
	f mm	:	:	200	250	270	300	350	400	450	480
	g mm	:	:	350	400	500	500	600	700	800	900
	h mm	:	:	280	350	400	480	600	650	750	800
	Espación	qm	0,03	0,04	0,04	0,06	0,08	0,15	0,25	0,35	0,40
Peso	kg	6	8	16	24	40	75	110	175	220	300

Fuente: **Weinmann P.** (2004) El ariete Hidráulico, Edición 9.0, Impreso y distribuido por: Weinmann Sondermaschinenbau GmbH, Hersbruck-Deutschland.

Tabla 6. Coeficiente de rugosidad absoluta k para tuberías comerciales

Tubos	k, mm
Aluminio, vidrio, cobre o latón estirado	< 0.001 (o lisa)
Acero laminado nuevo	0.05
Acero laminado oxidado	0.15 a 0,25
Acero laminado con incrustaciones	1.5 a 3
Acero asfaltado	0.015
Acero roblonado	0.9 a 9
Acero soldado	0.4

Cemento alisado	0.3 a 0.8
Cemento bruto	Hasta 3
Duelas de madera	0.183 a 0.91
Fundición corriente nueva	0.025 a 0.05
Fundición corriente usada	1 a 1,5
Fundición asfaltada	0,1
Hierro galvanizado	0.15 a 0.20
Latón industrial	0.025

Tabla 7. Diagrama de Moody

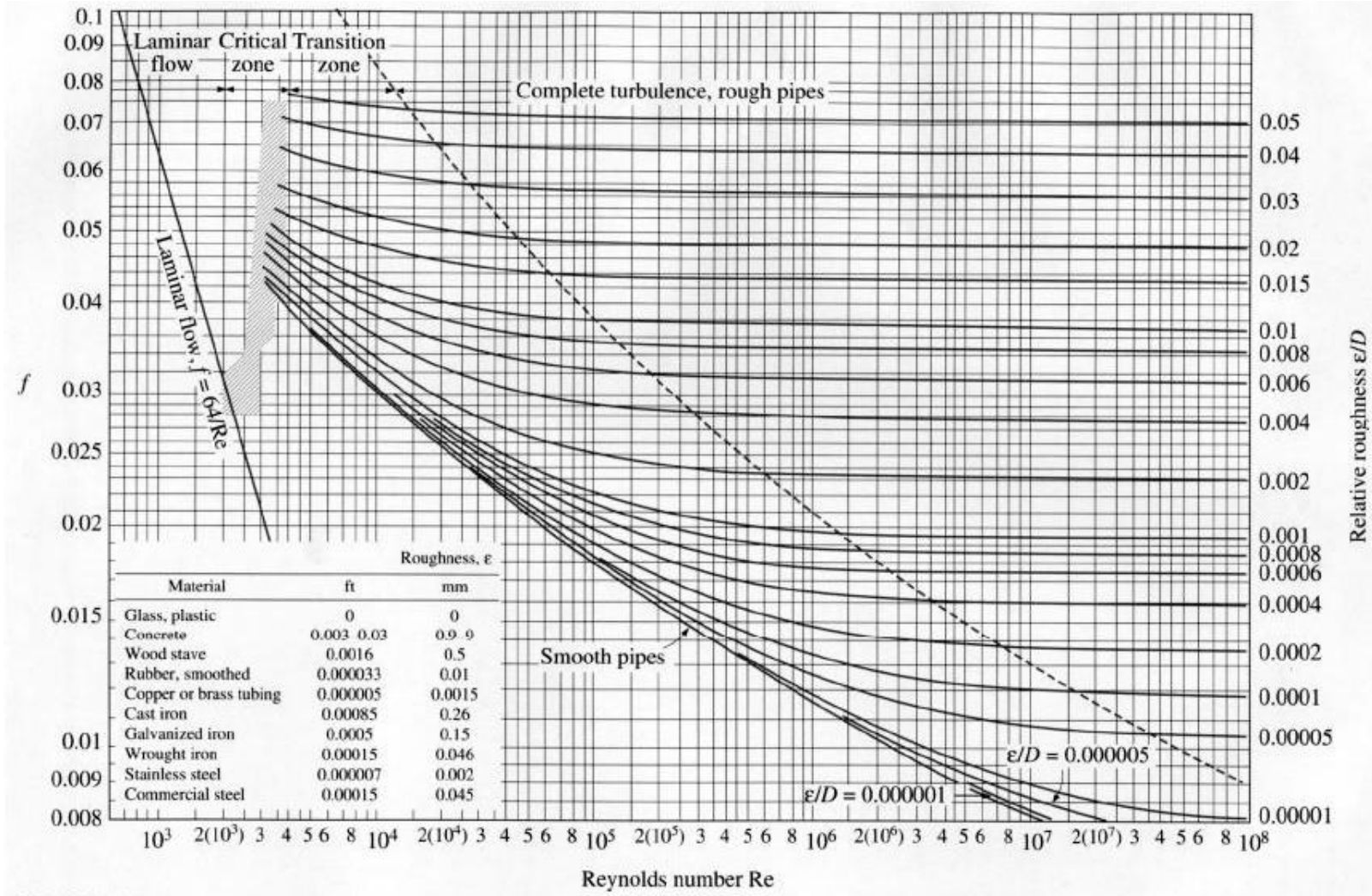
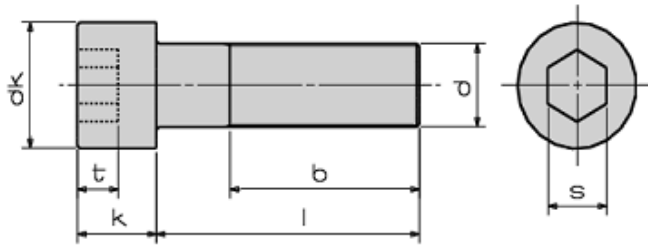


Tabla 8. Selección de diámetro Perno Allen



Métrica (d)	Longitud rosca (b)	Diámetro cabeza		Altura cabeza		Ancho llave			Profundidad (t min.)
		(dk max.)	(dk min.)	(k max.)	(k min.)	(s Nom.)	(s min.)	(s max.)	
M 3	18,0	5,5	5,32	3,0	2,86	2,5	2,52	2,58	1,3
M 4	20,0	7,0	6,78	4,0	3,82	3,0	3,02	3,08	2,0
M 5	22,0	8,5	8,28	5,0	4,82	4,0	4,02	4,095	2,5
M 6	24,0	10,0	9,78	6,0	5,7	5,0	5,02	5,14	3,0
M 8	28,0	13,0	12,73	8,0	7,64	6,0	6,025	6,14	3,5
M 10	32,0	16,0	15,73	10,0	9,64	8,0	8,025	8,175	4,0
M 12	36,0	18,0	17,73	12,0	11,57	10,0	10,025	10,175	5,0
M 14	40,0	21,0	20,67	14,0	13,57	12,0	12,032	12,212	6,0
M 16	44,0	24,0	23,67	16,0	15,57	14,0	14,032	14,212	7,0
M 20	52,0	30,0	29,67	20,0	19,48	17,0	17,05	17,23	8,0
M 24	60,0	36,0	35,61	24,0	23,48	19,0	19,065	19,275	10,0
M 27	66,0	40,0	39,61	27,0	26,48	19,0	19,065	19,275	12,0
M 30	72,0	45,0	44,61	30,0	29,48	22,0	22,065	22,275	13,5

Tabla 9. Viscosidad dinámica y cinemática del agua a diversas temperaturas

Temperatura °C	μ milipoises	ν centistokes	Temperatura °C	μ milipoises	ν centistokes
0	17,92	1,792	60	4,69	0,477
10	13,08	1,308	70	4,06	0,415
20	10,05	1,007	80	3,57	0,367
30	8,01	0,804	90	3,17	0,328
40	6,56	0,661	100	2,84	0,296
50	5,49	0,556			

Tabla 10. Valores de ζ para contracciones bruscas y suaves

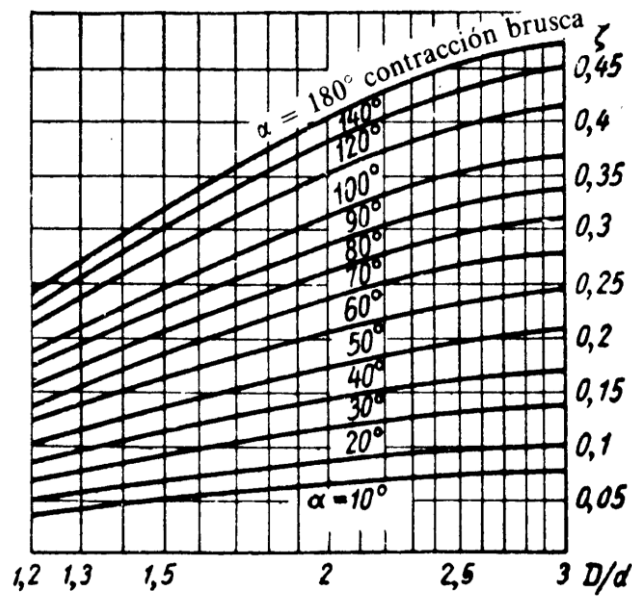
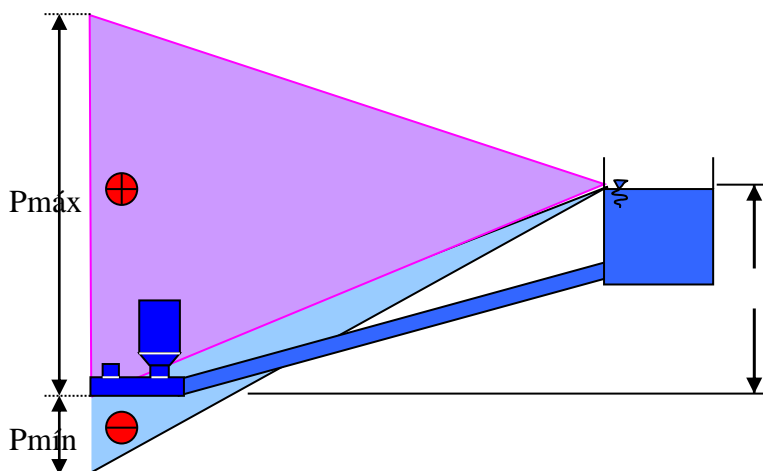


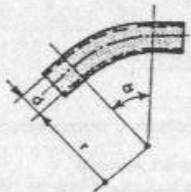

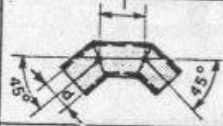
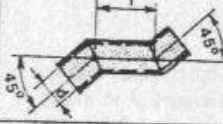


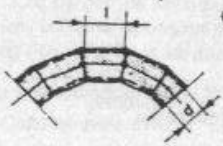

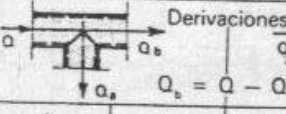
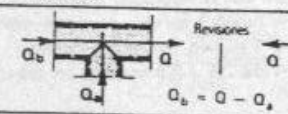



Tabla 11. Coeficiente ζ en válvulas de pie con alcachofa

D, mm	ζ	D, mm	ζ
40	12,0	200	5,2
50	10,0	250	4,4
65	8,8	300	3,7
80	8,0	350	3,4
100	7,0	400	3,1
125	6,5	450	2,8
150	6,0	500	2,5



Fuente : Mesa J. (2003) Grupo de Apoyo al Sector Rural, PUCP, Lima-Perú.

Tabla 12. Coeficientes de resistencia local ζ

CURVAS UNIFORMES										
	α	Estado	r/d							
			1	2	4	6	10			
	15°	Lisa, $\zeta =$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03			
	22,5°	Lisa, $\zeta =$	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045			
	45°	Lisa, $\zeta =$	0,14	0,09	0,08	0,075	0,07			
	60°	Lisa, $\zeta =$	0,19	0,12	0,10	0,09	0,07			
	90°	Lisa, $\zeta =$	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11			
	90°	Rugosa, $\zeta =$	0,51	0,30	0,23	0,18	0,20			
CAMBIOS DE DIRECCIÓN										
	Variación, $\alpha =$		22,5°	30°	45°	60°	90°			
	En tubo liso, $\zeta =$		0,07	0,11	0,24	0,47	1,13			
	En tubo rugoso, $\zeta =$		0,11	0,17	0,32	0,68	1,27			
CAMBIO DE DIRECCIÓN DOBLE										
	$l/d =$		0,71	0,943	1,174	1,42	1,86	2,56	6,28	∞
	Liso $\zeta =$		0,51	0,35	0,33	0,28	0,29	0,36	0,40	0,47
	Rugoso, $\zeta =$		0,51	0,41	0,38	0,38	0,39	0,43	0,45	0,64
CAMBIO DE DIRECCIÓN DOBLE TES										
	$l/d =$		1,23	1,67	2,37	3,77				
	Liso, $\zeta =$		0,16	0,16	0,14	0,16	$\zeta = 3$		$\zeta = 1,5$	
	Rugoso, $\zeta =$		0,30	0,38	0,26	0,24				
CODOS COMPUESTOS			CURVAS Y CODOS DE COMERCIO							
	Curva 90°								Codo 90°	
	$d =$		14	20	25	34	39	49		
	Curva, $\zeta =$		1,2	1,1	0,86	0,53	0,42	0,51		
	Codo, $\zeta =$		1,7	1,7	1,3	1,1	1,0	0,83		
DERIVACIONES Y REUNIONES										
Esquemas										
	Q_a/Q	ζ_a	ζ_b	ζ_c	ζ_d	ζ_e	ζ_f	ζ_g		
0	0,95	0,04	0,90	0,04	-1,2	0,04	-0,92	0,04		
0,2	0,88	-0,08	0,68	-0,06	-0,4	0,17	-0,38	0,17		
0,4	0,89	-0,05	0,50	-0,04	0,08	0,30	0,00	0,19		
0,6	0,95	0,07	0,38	0,07	0,47	0,41	0,22	-0,09		
0,8	1,10	0,21	0,35	0,20	0,72	0,51	0,37	-0,17		
1,0	1,28	0,35	0,48	0,33	0,91	0,60	0,37	-0,54		
VÁLVULAS			TOBERAS O EMOCADURAS							
Válvula de compuerta.	$\zeta = 0 - 0,3$			Arista viva			Arista chaflán			
Válvula de husillo.	$\zeta = 1 - 3$			$\zeta = 0,50$			$\zeta = 0,25$	$\zeta = 0,06 - 0,01$		
Válvula abombada.	$\zeta = 4 - 6$									

ANEXO k.2: PLANOS DE DIBUJO TECNICO

ANEXO k.3: HOJAS DE PROCESO DE MECANIZADO

**ANEXO k.4: CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DEL ARIETE DE
DOBLE BOMBEO**



Fig. 1. Construcción de los neoplos de la cámara de impulsión



Fig. 2. Construcción de la cámara de impulsión



Fig. 3. Construcción de las cámaras de aire



Fig. 4. Válvula de membrana



Fig. 5. Placa de soporte para las válvulas de la bomba de membrana



Fig. 6. Cámara de la bomba de membrana



Fig. 7. Estructura base y cuerpo de ariete



Fig. 8. Ariete terminado.



Fig. 9. Instalación del tanque de alimentación.



Fig. 10. Instalación del ariete de doble bombeo.

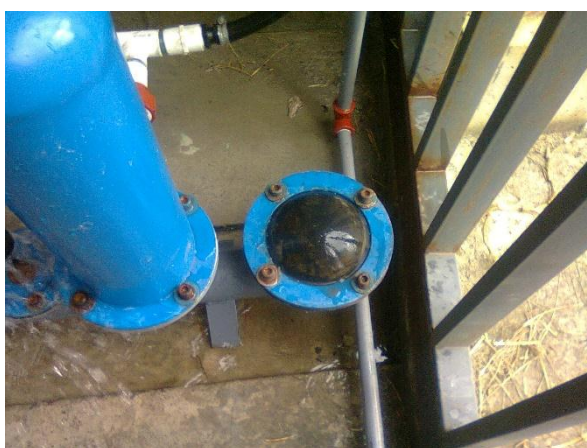


Fig. 11. Oscilación de la membrana elástica.



a) Golpe de ariete positivo

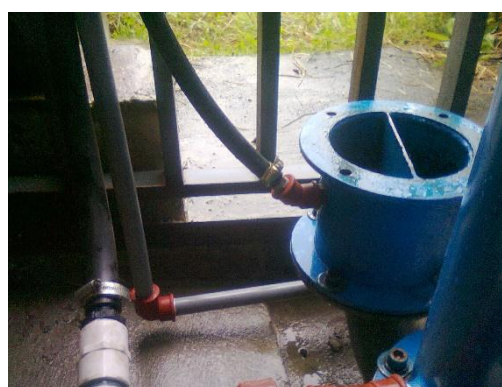


b) golpe de ariete negativo

Fig. 12. Funcionamiento de la válvula de membrana.



a) Conducto de succión



b) Conducto de descarga

Fig. 13 Conducto de succión y descarga de la bomba de membrana



a) Ariete ($5,04 \text{ m}^3/\text{día}$)

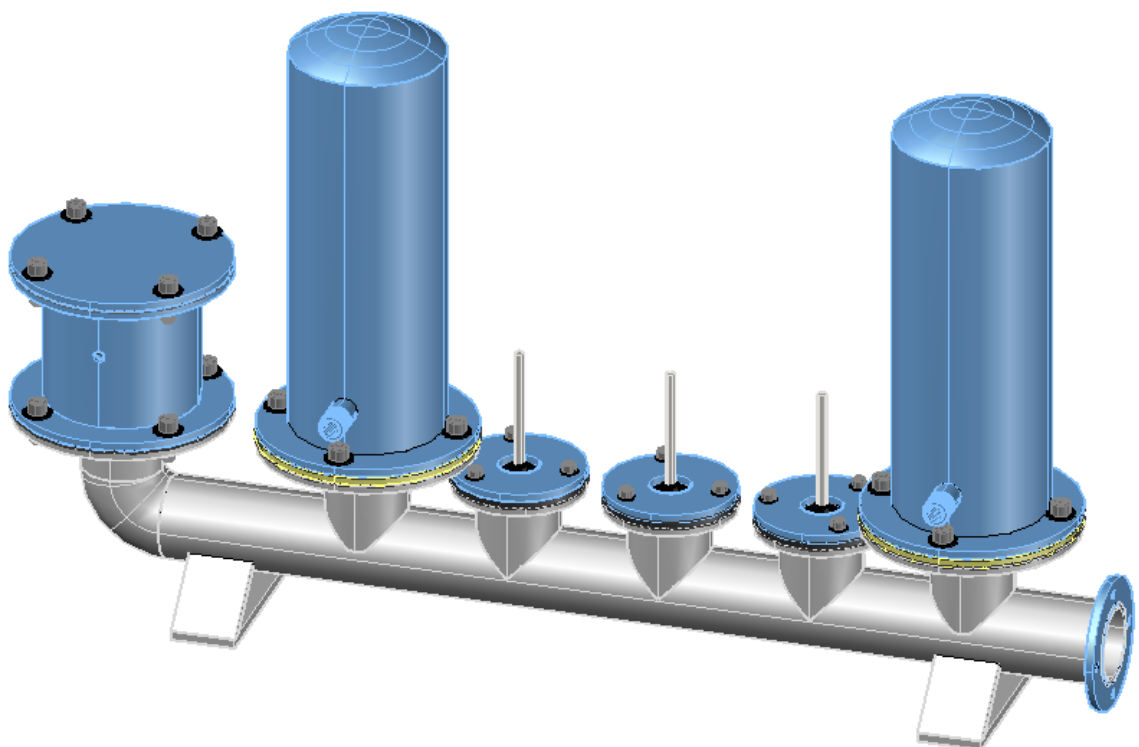


b) Bomba ($0,72 \text{ m}^3/\text{día}$)

Fig. 14 Caudal entregado por el ariete
y la bomba de membrana

ANEXO k.5: MANUAL DE MANTENIMIENTO Y RESULTADOS

**MANUAL DE INSTALACIÓN Y
MANTENIMIENTO DEL
ARIETE DE DOBLE BOMBEO**



Ariete de doble bombeo

Capacidad de bombeo: 5,04m³/día

Altura de descarga: 40 m

INFORMACIÓN DE SEGURIDAD

✓ MENSAJES DE SEGURIDAD

En este manual hallará medidas de precaución e instrucciones específicas, que sirven para preservar la seguridad del operador, usuario y de aquellas personas responsables del mantenimiento del equipo o máquina.



AVISO: Indica una posible situación de peligro que, si no se evita, puede provocar lesiones o daños en el equipo.

Importante: Se utiliza para informar al lector acerca de procedimientos específicos donde se originarán daños menores en caso de no seguirse el procedimiento.

Nota: Se utiliza para comunicar información de instalación, operación y mantenimiento o servicio que sea importante pero que no se relaciona con un riesgo.

✓ INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

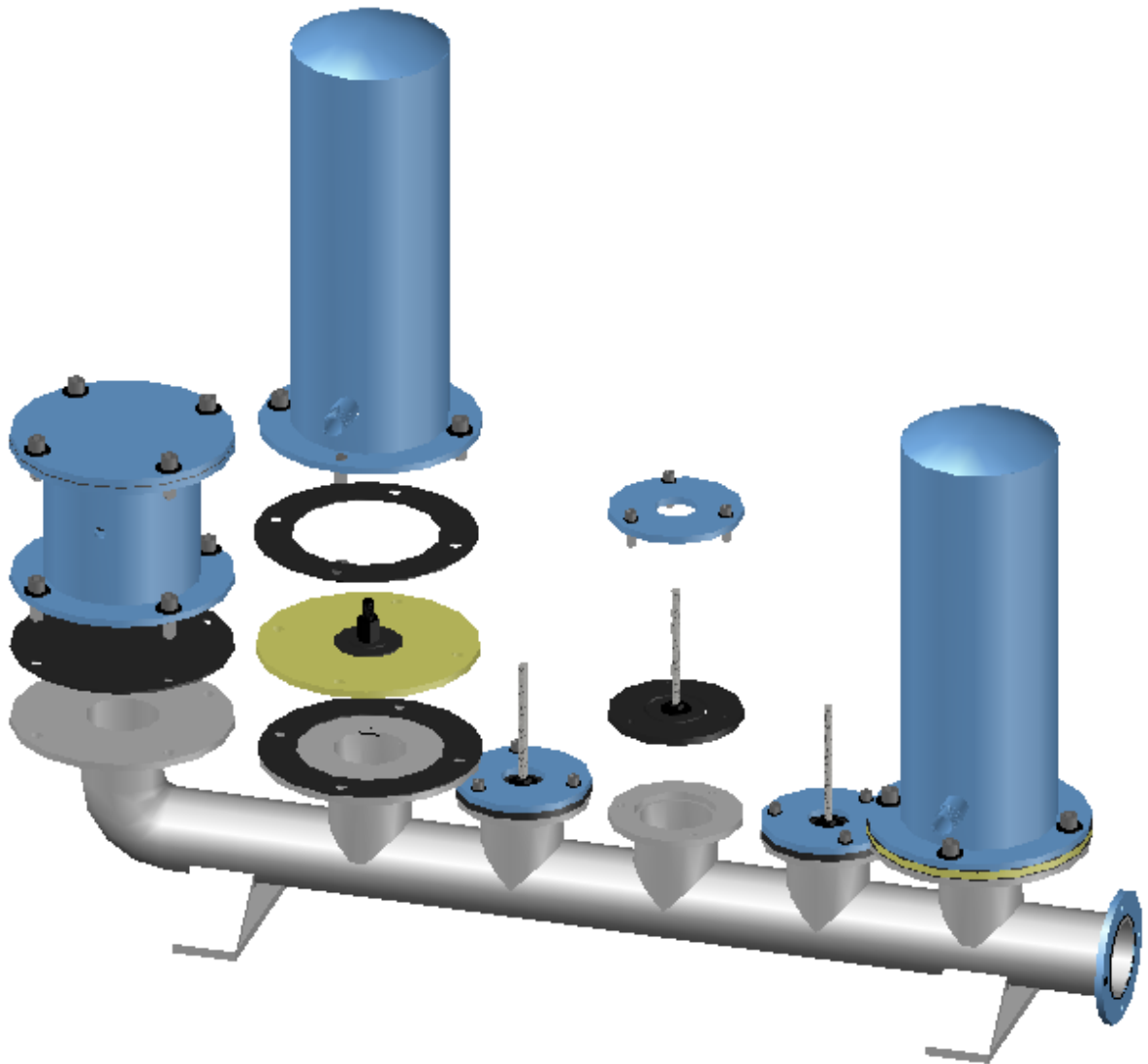


AVISO: No ejecute trabajos de mantenimiento, ni intente sustituir componentes sin tomar las medidas de seguridad correspondientes.

1. Lea todas las instrucciones antes del montaje, desmontaje o mantenimiento del ariete.
2. Parar la máquina completamente y cerrar la llave de alimentación del ariete antes de realizar cualquier cambio al ariete.
3. No jugar con las válvulas de membrana mientras el ariete está en funcionamiento

4. No meta ningún artefacto entre las válvulas de membrana y la brida que la sostiene para evitar daños en la misma.
5. No juegue con la regulación de las válvulas.
6. No toque tuberías, conexiones en el ariete que puedan ocasionar daños en la instalación.
7. No repare, ni reemplace ninguna pieza del ariete sin tener mano de obra calificada, a menos que se recomiende en el manual de instrucciones, siempre que pueda comprender y tenga la habilidad de hacerlo.
8. Mantenga el ariete en buenas condiciones para su normal funcionamiento.
9. Cierre las llaves de agua de alimentación del ariete cuando ya no se necesite que continúe bombeando.
10. El tanque de alimentación debe estar cubierto para evitar que entre ramas u objetos que puedan dañar la instalación.
11. No manipule el ariete si falta algún perno u accesorio a la instalación.
12. Si el mantenimiento o la operación del ariete no se realizan según las instrucciones, se pueden producir lesiones graves, mortales o daños materiales.

IMPORTANTE: Guarde este manual en lugar seguro, para futuras consultas.



Ariete Hidráulico de Doble Bombeo

✓ **ESPECIFICACIONES GENERALES DEL ARIETE DE DOBLE BOMBEO**

Capacidad de bombeo del ariete	27,36 m ³ /día
Capacidad de bombeo de la bomba	0.72 m ³ /día
Altura de descarga de ariete	20 m
Altura de descarga de la bomba	5 m
Numero de válvulas de regulación	3
Numero de válvulas de retención	2
Caudal necesario para alimentar el ariete	9,793(10) ⁻³ m ³ /s
Regulación de la válvula	60 ciclos/min
Velocidad de las válvulas	1,9 m/s
Celeridad de la onda de presión	1364 m/s
Volumen total en las cámaras de aire	9,135(10) ⁻³ m ³
Caudal circundante por la tubería	0.017 m ³ /s

✓ **INSTALACIÓN DEL ARIETE DE DOBLE BOMBEO**

Una vez que tenemos ensamblado el ariete en el lugar en donde va a funcionar, lo primero que hacemos es colocar el ariete en un lugar seguro, y luego procedemos a realizar la instalación con todos los elementos:

Colector de la fuente

Tanque de alimentación

Pozo de extracción

Ariete de doble bombeo

Tuberías de descarga

Tubería de succión

Altura de descarga

Para la correcta instalación deben existir todos estos elementos y otros accesorios que son de suma importancia.

Los conductos de succión y descarga de la bomba deben ser acoplados utilizando accesorios como son acoples de tubería a manguera y abrazaderas, además en el conducto de succión se debe acoplar una válvula de pie que no permita que entren incrustaciones a la máquina.

Para regular la válvula por primera vez, hay que abrirla manualmente por unos segundos, de manera que salga el aire que se encuentre en la máquina, luego se procede a regular sesenta ciclos por minuto, que es el número de ciclos en el que el bombeo es más eficiente.



AVISO: No realice la instalación del ariete sin tener presente personal capacitado que guíe la instalación, porque podrían efectuarse daños en el equipo o mal funcionamiento del ariete.

✓ **PROBLEMAS Y POSIBLES CAUSAS**

Problema	Causas ó Posibles Fallas	Solución
La válvula se cerró y ya no se volvió a abrir, o el ciclo de revoluciones es mas lento	<ul style="list-style-type: none"> • Se movió la regulación • Se aflojó la contratuerca de la válvula de derrame 	<ul style="list-style-type: none"> • Revisar la tuerca de regulación que no este floja y regular el número de revoluciones por minuto • Apretar bien la contratuerca sin mover la regulación, esto se hace con las llaves apropiadas.
La máquina funciona pero no bombea		<ul style="list-style-type: none"> • Verifique que las tuberías de succión y descarga no estén obstruidas. • Revisar la válvula de pie. • Si es la primera vez asegurarse si están bien direccionados los flujos. • Asegurarse del ángulo del conducto del impulsión y el plano vertical
Fugas de agua o aire en las bridas	<ul style="list-style-type: none"> • El empaque entre las bridas no esta sellando bien. • Mal ajuste de los pernos al momento de montar el equipo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Reemplazar el empaque por otro de iguales características, si no lo puede hacer llame a personal capacitado para hacerlo. • Ajustar nuevamente los pernos en el orden ya señalado.
La válvula se abrió pero ya no se volvió a cerrar	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo nivel del tanque 	<ul style="list-style-type: none"> • Chequee que el nivel del tanque sea el adecuado. • Verifique si no hay alguna rotura del conducto que va al tanque de alimentación.

❖ MANTENIMIENTO DEL ARIETE DE DOBLE BOMBEO

El ariete de doble bombeo es de bajo mantenimiento, y solo lo debe realizarlo personal capacitado, en el caso de la rotura de la membrana elástica, ésta debe ser reemplazada de inmediato por otra de iguales características, para lo cual se cierra completamente el suministro de agua al ariete, hasta que se detenga por si mismo, luego con la mayor precaución proceda a sacar los pernos que ajustan las bridas de la cámara de impulsión y la cámara de la bomba, proceda a reemplazar la membrana, y ajuste los pernos primero uno y luego el que se encuentra al otro lado , y así con todos los pernos.



AVISO: No realice trabajos de mantenimiento, ni intente sustituir componentes sin cerrar el suministro de alimentación de agua del ariete.

Parámetros	Resultados
Reynolds	251326,31
Rugosidad relativa	$1,96 \times 10^{-4}$
Factor de fricción	0,020
Caudal disponible	0,017 m ³ /s.
Caudal necesario	$9,793 \times 10^{-3}$ m ³ /s
Caudal por ciclo	$3,166 \times 10^{-4}$ m ³ /ciclo
Longitud del conducto de impulsión.	12 m.
Longitud del conducto de descarga.	30 m.

Parámetros	Resultados
Altura de impulsión	3 m.
Altura de descarga	20 m.
Sobre presión	2,5916MPa
Sobre presión	264,17m.
Presión máxima	267,17m
Presión mínima	261,17m
Energía cinética	30,6 Nm
Presión dinámica	1805 Pa.

Parámetros	Resultados
Potencia de entrada	288,2 W
Potencia de salida	68,06 W
Rendimiento volumétrico	3,13 %
Eficiencia de D'Aubuisson	22,8 %
Eficiencia de Ranquine	20,3 %