

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE Y DE UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA BOMBEO DE AGUA EN LA GRANJA EXPERIMENTAL SAN MARCOS DEL HCPP

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

**LUIS FELIPE RAMÓN CHAMBA
DARÍO XAVIER VALLEJO HERRERA**

**DIRECTOR: ING. CARLOS NARANJO
CODIRECTOR: ING. HERNÁN OJEDA**

Sangolquí, 2005-Septiembre

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE Y DE UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA BOMBEO DE AGUA EN LA GRANJA EXPERIMENTAL SAN MARCOS DEL HCPP” fue realizado en su totalidad por Luis Felipe Ramón Chamba y Darío Xavier Vallejo Herrera, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Carlos Naranjo
DIRECTOR

Ing. Hernán Ojeda
CODIRECTOR

Sangolquí, 2005-08-22

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE Y UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA BOMBEO DE AGUA EN LA GRANJA EXPERIMENTAL SAN MARCOS DEL HCPP”

ELABORADO POR:

Luis Felipe Ramón Chamba

Darío Xavier Vallejo Herrera

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Mayo. Ing. Hugo Ruiz

DECANO

Sangolquí, 2005-Agosto

DEDICATORIA

Dedicó este proyecto y el título obtenido a mi Padre, a mis hermanos Mauricio y Diego, a mi novia Jenny y de manera muy especial a mi Madre, que durante la realización de este, me han apoyado de manera incondicional y brindado su entera confianza y paciencia para que pueda finalizar una etapa muy importante en mi vida.

Darío.

Dedico este título, al trabajo y ejemplo de responsabilidad de mi padre, al apoyo y tolerancia incondicional de mis hermanos, y de manera especial a las dulces palabras de ánimo y esfuerzo mostrado por parte mi madre, seres que siempre están presentes en mi mente, y familia de la cual me siento muy privilegiado, de pertenecer a ella, y eternamente agradecido por ser la razón principal para la consecución de este escalón de mi vida profesional.

Luis.

AGRADECIMIENTOS

Gracias a nuestro padres, por su total entrega y sacrificio, por su apoyo y la confianza mostrada para que alcancemos nuestra meta.

Gracias a los señores profesores: Ingeniero Carlos Naranjo, Director del Proyecto, e Ingeniero Hernán Ojeda, Codirector del mismo, por su gran colaboración al trabajo realizado.

Gracias a todas las personas que de una manera u otra participaron con la realización y finalización del proyecto, al personal del Departamento de Apoyo a la Producción, de Mecánica Central, y de la Granja “San Marcos” por parte del Honorable Consejo Provincial de Pichincha.

Luis y Darío.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	II
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTOS.....	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VI
RESUMEN	XXII
CAPÍTULO 1	
GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 ANTECEDENTES	2
1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	3
1.4 OBJETIVOS.....	4
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	4
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.5 ALCANCE.....	4
CAPÍTULO 2	
RUEDA HIDRÁULICA	5
2.1 RUEDA HIDRÁULICA. CONCEPTO.....	5
2.1.1 TIPOS DE RUEDAS HIDRÁULICAS	7
2.1.1.1 Ruedas de alimentación superior.....	7

2.1.1.1.1 Descripción	7
2.1.1.1.2 Acción del agua	8
2.1.1.1.3 Dimensiones	9
2.1.1.1.4 Cajones.....	10
2.1.1.1.5 Trazado de las paletas.....	10
2.1.1.1.6 Rendimiento.....	13
2.1.1.2 Ruedas de alimentación intermedia	13
2.1.1.2.1 Descripciones	13
2.1.1.2.2 Dimensiones	14
2.1.1.2.3 Trazado de las paletas.....	15
2.1.1.2.4 Rendimiento.....	16
2.1.1.3 Ruedas de alimentación inferior	16
2.1.1.3.1 Ruedas encajonadas	16
2.1.1.3.2 Rendimiento.....	17
2.1.1.3.3 Dimensiones	17
2.1.1.3.4 Ruedas descubiertas o de corriente	17
2.1.1.3.5 Potencia de las ruedas de alimentación inferior.....	18
2.1.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA.....	19

CAPÍTULO 3

ARIETE HIDRÁULICO	21
3.1 GOLPE DE ARIETE. PRINCIPIO.....	21
3.2 ARIETE HIDRÁULICO. CONCEPTO.....	27
3.3 FUNCIONAMIENTO DEL ARIETE HIDRÁULICO	29
3.4 INSPECCIÓN DEL SITIO.....	32
3.4.1 CAÍDA Y ELEVACIÓN	32
3.4.2 ABASTECIMIENTO DE AGUA	32
3.5 DISEÑO DEL SISTEMA.....	33
3.5.1 TANQUE DE CAPTACIÓN.	33
3.5.2 TUBO DE IMPULSIÓN.	33

3.5.3 TAMAÑO DEL ARIETE	35
3.5.4 TUBO DE DESCARGA.....	35
3.5.5 TANQUE DE ALMACENAMIENTO.	36
3.6 OPERACIÓN DEL ARIETE	36
3.6.1 PUESTA EN MARCHA.....	36
3.6.2 CALIBRACIÓN DEL ARIETE	36
3.6.3 MANTENIMIENTO.....	36
 CAPÍTULO 4	
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA.....	39
4.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA	39
4.2 DESARROLLO DE LA HOJA DE PROCESOS RUEDA HIDRÁULICA	71
4.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA	85
4.4 CONSTRUCCIÓN DE LA BOMBA DE PISTÓN	86
4.5 INSTALACIÓN.....	90
 CAPÍTULO 5	
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO	96
5.1 DISEÑO DEL ARIETE HIDRÁULICO.....	96
5.2 DESARROLLO DE LA HOJA DE PROCESOS-ARIETE HIDRÁULICO.....	115
5.3 CONSTRUCCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO	123
5.3.1 VÁLVULA DE IMPULSIÓN.....	123
5.3.2 VÁLVULA DE AIRE.	124
5.3.3 CÁMARA DE AIRE	125
5.4 INSTALACIÓN Y PRUEBAS.....	126

5.5 RESULTADOS OBTENIDOS.....	129
CAPÍTULO 6	
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.....	137
6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO.	137
6.2 ANÁLISIS FINANCIERO.....	140
CAPÍTULO 7	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	143
7.1 CONCLUSIONES.....	143
7.2 RECOMENDACIONES.....	144
BIBLIOGRAFÍA.....	179

TABLAS

TABLA 2.1 Selección de la rueda hidráulica	19
TABLA 3.1 Valores medios más usuales empleados para el cálculo de “C”	26
TABLA 3.2 Rendimiento energético del ariete hidráulico	32
TABLA 3.3 Selección del diámetro del tubo de impulsión mediante “Q”	34
TABLA 4.1 Elementos constitutivos del sistema rueda hidráulica.....	86
TABLA 4.2 Elementos constitutivos de la bomba de pistón	88
TABLA 4.3 Resultados teóricos de potencia de la rueda	93
TABLA 4.4 Resultados teóricos de caudal bombeado	95
TABLA 5.1 Elementos constitutivos de la válvula de impulsión	124
TABLA 5.2 Elementos constitutivos de la válvula de aire	125
TABLA 5.4 Resultados de las pruebas.	130

FIGURAS

FIGURA 2.1 Ruedas hidráulicas	6
FIGURA 2.2 Rueda de alimentación superior	7
FIGURA 2.3 Rueda en reversa	8
FIGURA 2.4 Trazado de las paletas	11
FIGURA 2.5 Rueda con paletas de hierro.....	12
FIGURA 2.6 Rueda de alimentación intermedia (paletas curvas)	13
FIGURA 2.7 Rueda de alimentación intermedia (paletas planas)	14
FIGURA 2.8 Trazado de paletas de rueda intermedia	15
FIGURA 2.9 Rueda encajonada.....	16
FIGURA 2.10 Rueda descubierta.....	17
FIGURA 3.1 Principio golpe ariete.	21
FIGURA 3.2 Efecto del cierre de la válvula.....	22
FIGURA 3.3 Mecanismo del fenómeno.....	23
FIGURA 3.4 Onda de sobrepresión y depresión.....	25
FIGURA 3.5 Distribución de presión en la tubería	27
FIGURA 3.6 Ariete hidráulico.....	28
FIGURA 3.7 Esquema de instalación y funcionamiento.....	28
FIGURA 3.8 Funcionamiento (a).....	29
FIGURA. 3.9 Funcionamiento (b).....	30
FIGURA. 3.10 Funcionamiento (c).....	30
FIGURA 3.11 Tanque de abastecimiento	33
FIGURA 4.1 Gráfica de la biela.....	46
FIGURA 4.2 Análisis de fuerzas en el sistema biela-manivela.....	49
FIGURA 4.4 Disposición de los elementos en la flecha	50
FIGURA 4.5 Diagrama corte y momento, plano X-Y	52
FIGURA 4.6 Diagrama corte y momento, plano X-Z	53
FIGURA 4.7 Análisis de la sección a, de la flecha	56
FIGURA 4.8 Perno de articulación biela – émbolo.....	57
FIGURA 4.9 Perno de articulación manivela – biela	60
FIGURA 4.10 Análisis de la articulación manivela – biela.....	60
FIGURA 4.11 Análisis de la cámara de aire.....	63

FIGURA 4.12	Análisis del cilindro de la bomba	67
FIGURA 4.13	Rodete utilizado para la rueda hidráulica	85
FIGURA 4.14	Bastidor de la bomba de desplazamiento positivo	86
FIGURA 4.15	Elementos de la bomba de pistones	87
FIGURA 4.16	Bomba de pistones acoplada	87
FIGURA 4.17	Construcción de las bases de hormigón	90
FIGURA 4.18	Anclaje de los bastidores	90
FIGURA 4.19	Montaje de la bomba de pistones	91
FIGURA 4.20	Montaje de la rueda y conexiones finales	91
FIGURA 4.21	Potencia teórica de la rueda.....	94
FIGURA 4.22	Caudal bombeado (teórico).....	95
FIGURA 5.1	Mitad de tubería sometida a presión interna.....	99
FIGURA 5.2	Cámara de aire (ejemplo).....	101
FIGURA 5.3	Variación de volumen y presión. cámara de aire.....	103
FIGURA 5.4.	Válvula de impulsión (tipo zambullidor).....	105
FIGURA 5.5.	Elementos de la válvula de impulsión	107
FIGURA 5.6	Diagrama de cuerpo libre asiento de la válvula de asiento	110
FIGURA 5.7	Esquema junta empernada.....	111
FIGURA 5.8	Diagrama de fatiga. junta válvula de impulsión.....	114
FIGURA 5.9	Elementos del ariete hidráulico.....	123
FIGURA 5.10	Válvula de impulsión.....	124
FIGURA 5.11	Cámara de aire y válvula de aire.....	126
FIGURA 5.12	Instalación del ariete (1).....	127
FIGURA 5.13	Instalación del ariete (2).....	127
FIGURA 5.14	Ariete hidráulico funcionando.....	129
FIGURA 5.15	Caudal entregado por el ariete hidráulico.....	129
FIGURA 4.16	Gráfico relación masa pesas y caudal bombeado.....	132
FIGURA 4.17	Gráficas masa versus eficiencia.....	133
FIGURA 4.18	Gráfico pulsaciones versus eficiencia.....	134
FIGURA 4.19	Gráfico caudal de abastecimiento versus eficiencia.....	135
FIGURA 4.20	Gráfico caudal bombeado versus eficiencia.....	136

ANEXOS

ANEXO A-1	
CICLO DE IMPULSIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO.....	149
ANEXO A-2	
CLINOMETRO TIPO SUUNTO.....	151
ANEXO A-3	
SELECCIÓN TUBERÍA DE DESCARGA.....	153
ANEXO B-1	
MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	
ARIETE HIDRÁULICO.....	155
ANEXO B-2	
MANUAL DE OPERACIONES	
RUEDA HIDRÁULICA.....	161
ANEXO B-3	
MANUAL DE MANTENIMIENTO	
RUEDA HIDRÁULICA.....	163
ANEXO C-1	
HOJA DE PRUEBAS ARIETE HIDRÁULICO.....	167
ANEXO C-2	
HOJA DE PRUEBAS RUEDA HIDRÁULICA.....	169
ANEXO D-1	
DATOS DE LAS PRUEBAS DEL ARIETE HIDRÁULICO.....	171
ANEXO C-1	
CARTA DE SATISFACCIÓN.....	175

NOMENCLATURA

Rueda Hidráulica

VN	Volumen diario de agua requerido, ($m^3/\text{día}$).
Hi	Altura de impulsión, (m).
Hs	Altura de succión, (m).
Li	Longitud de tubería de impulsión, (m).
Ls	Longitud de tubería de succión, (m).
V	Velocidad de la corriente de agua, (m/s).
D	Diámetro de la rueda hidráulica de admisión inferior, (m).
a	Ancho de la rueda hidráulica, (m).
b	Altura de la corriente de agua a chocar con la rueda, (m).
ρ	Densidad del agua, 1000 (Kg/m^3).
dt	Diámetro de la tubería de conducción, (m).
η_v	Rendimiento volumétrico de la bomba de desplazamiento positivo.
μ	Viscosidad dinámica del agua, 0.00102 ($\text{N}\cdot\text{s}/m^2$).
fa	Factor de fricción en accesorios de tubería.
Kvp	Coeficiente de resistencia en una válvula de pie.
Kvc	Coeficiente de resistencia en una válvula check.
Kco	Coeficiente de resistencia en un codo.
Kte	Coeficiente de resistencia en una Tee.
De	Diámetro del émbolo, (m).
η	Eficiencia de una rueda de admisión inferior.
g	Constante de la gravedad, 9.81 (m/s^2)
Vt	Velocidad tangencial, (m/s).
ω	Velocidad angular, (1/s).
RPM	Revoluciones por minuto rueda, (RPM).
A	Area, (m^2).
Pot	Potencia generada, (W)
T	Torque generado, (Nm).
F	Fuerza generada, (N).
RPMd	Revoluciones por día, (RPD).
Imp	Número de impulsiones, (imp)
Vtb	Volumen teórico bombeado, (m^3).

Vrb	Volumen por impulsión, (m ³).
VRb	Volumen real, (m ³).
Ce	Carrera del émbolo, (m).
Rm	Radio manivela, (m).
At	Area transversal tubería, (m ²).
Vpt	Velocidad promedio en tubería, (m/s).
Nr	Número de Reynolds.
hlfs	Pérdidas por fricción en la succión, (m).
hlfi	Pérdidas por fricción en la impulsión, (m).
La	Pérdida unitaria por accesorio, (m).
Ka	Coefficiente de resistencia del accesorio
Lvp	Pérdida unitaria por válvula de pie, (m).
Lvc	Pérdida unitaria por válvula check, (m).
Lco	Pérdida unitaria por codo, (m).
Lte	Pérdida unitaria por tee, (m).
hla	Pérdida por accesorios, (m).
CTS	Cabeza total del sistema, (m).
Ps	Presión de succión, (Pa).
Pi	Presión de impulsión, (Pa).
Fei	Fuerza requerida en el émbolo en la impulsión, (N).
Fes	Fuerza requerida en el émbolo en la succión, (N).
Fe	Fuerza requerida en el émbolo, (N).
Te	Torque necesario en el émbolo, (Nm).
E	Módulo de elasticidad del acero, (Pa).
Su	Resistencia última a la tensión del material (Pa).
Sy	Resistencia a la fluencia del material (Pa).
e	Espesor, (m).
σ _i	Esfuerzo en la compresión (impulsión), (Pa).
σ _t	Esfuerzo en la tracción (succión), (Pa).
Se'	Resistencia última a la fatiga, (Pa).
Se	Resistencia última a la fatiga corregida, (Pa).
Kcar	Factor de corrección de resistencia a fatiga de carga.
Ktam	Factor de corrección de resistencia a fatiga de tamaño.
Ksup	Factor de corrección de resistencia a fatiga de superficie.

K_{tem}	Factor de corrección de resistencia a fatiga de temperatura.
K_{con}	Coeficiente de corrección a fatiga de confiabilidad.
σ_{ao}	Esfuerzo alternante, (Pa).
σ_{mo}	Esfuerzo medio, (Pa).
σ_a	Esfuerzo alternante corregido, (Pa)
σ_m	Esfuerzo medio corregido, (Pa)
FS	Factor de seguridad.
S_r	Razón de esbeltez .
P_{cr}	Carag crítica de una columna, (N)
F_i	Fuerza de impulsión, (N).
F_s	Fuerza de succión, (N).
FR	Fuerza resultante, (N).
d	Distancia, (m).
MR	Masa de la rueda con todos sus accesorios, (Kg).
A_y	Fuerza en el punto A, en la dirección y, (N).
A_z	Fuerza en el punto A, en la dirección z, (N).
B_y	Fuerza en el punto B, en la dirección y, (N).
B_z	Fuerza en el punto B, en la dirección z, (N).
C_y	Fuerza en el punto C, en la dirección y, (N).
C_z	Fuerza en el punto C, en la dirección z, (N).
D_y	Fuerza en el punto D, en la dirección y, (N).
D_z	Fuerza en el punto D, en la dirección z, (N).
V_x	Fuerza cortante en el plano x, (N).
V_y	Fuerza cortante en el plano y, (N).
V_z	Fuerza cortante en el plano z, (N).
M_x	Momento en el plano x, (Nm).
M_y	Momento en el plano y, (Nm).
M_z	Momento en el plano z, (Nm).
K_t	Concentrador de esfuerzos teórico.
K_f	Concentrador de esfuerzos a fatiga.
q	Sensibilidad a las muescas.
DA	Diámetro adecuado en la sección A, (m).
DB	Diámetro adecuado en la sección B, (m).

DC	Diámetro adecuado en la sección C, (m).
Dp	Diámetro nominal de los pernos, (m).
Rp	Radio de los pernos, (m).
da	Diámetro de agujero, (m).
x	Separación entre fuerzas, (m).
τ_i	Esfuerzo cortante en la compresión (impulsión), (Pa).
τ_t	Esfuerzo cortante en la tracción (succión), (Pa).
τ_{ao}	Esfuerzo cortante alternante, (Pa).
τ_{mo}	Esfuerzo cortante medio, (Pa).
τ_a	Esfuerzo cortante alternante corregido, (Pa)
τ_m	Esfuerzo cortante medio corregido, (Pa)
n	Índice politrópico del aire.
ΔH_{ri}	Variación de presión de impulsión, (m).
Hmax	Altura máxima de impulsión, (m).
Hmin	Altura mínima de impulsión, (m)
Dvol	Volumen de ingreso a la cámara igual al de una impulsión, (m ³).
P1	Presión del gas en el estado 1, (Pa).
P2	Presión del gas en el estado 2, (Pa).
V1	Volumen ocupado por el gas en el estado 1, (m ³).
V2	Volumen ocupado por el gas en el estado 2, (m ³).
Vol1	Volumen ocupado por el aire en la cámara, (m ³).
Va	Volumen de agua en la cámara, (m ³).
VT	Volumen total de la cámara de aire, (m ³).
Dinc	Diámetro interior de la cámara de aire, (m ³).
Hc	Altura de la cámara de aire, (m).
Dexc	Diámetro exterior de la tubería de la cámara de aire, (m).
Espc	Espesor de la tubería de la cámara de aire, (m).
Asc	Área sección transversal de la tubería de la cámara, (m ²).
Deq	Diámetro equivalente, (m).
Pmax	Presión máxima, (Pa).
Pmin	Presión mínima, (Pa).
σ_{max}	Esfuerzo máximo, (Pa).
σ_{min}	Esfuerzo mínimo, (Pa).

Dexci	Diámetro exterior del cilindro de la bomba, (m).
eci	Espesor de la pared del cilindro de la bomba, (m).
Dr	Diámetro menor del perno, (m).
Am	Área menor de la sección transversal del perno, (m).
d12	Distancia de los pernos 1 y 2, al filo del soporte, (m).
d34	Distancia de los pernos 3 y 4, al filo del soporte, (m).
F12i	Fuerza en los pernos 1 y 2, en la impulsión, (N).
F34i	Fuerza en los pernos 3 y 4, en la impulsión, (N).
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente, (Pa).
Pest	Carga estática, (N).
Co	Capacidad de carga estática en los rodamientos, (N).

Ariete hidráulico

m	Masa, (Kg).
v	Velocidad de flujo, (m/s).
f	Fuerza del agua, (N)
t	Tiempo, (s).
t_0	Tiempo de recorrido de la onda, (s)
C	Celeridad, (m/s).
L	Longitud tubería, (m).
T	Período de la tubería, (s)
ha	Sobrepresión, (m).
k	Coefficiente de los módulos de elasticidad.
D	Diámetro nominal de la tubería, (m).
e	Espesor de la tubería, (m).
E	Módulo de elasticidad material, (Pa), (Kg/mm ²).
t_c	Tiempo de cierre de la válvula, (s).
g	Constante de gravedad, (9.81 m/s ²).
q	Caudal de entrega, o bombeado, (lt/s), (m ³ /s).
Q	Caudal de alimentación, (lt/s), (m ³ /s).
R	Rendimiento, (%).
H	Altura de caída, (m).
h	Altura de entrega, (m).
l	Longitud de la tubería descarga, (m).

Dext	Diámetro exterior tubería, (m).
Dint	Diámetro interior tubería, (m).
ρ	Densidad del agua, (1000 Kg/m ³).
Pmax	Presión máxima en tubería, (MPa, Pa).
Pmin	Presión mínima en tubería, (MPa, Pa).
Pat	Presión atmosférica, (MPa, Pa).
Su	Resistencia última a la rotura del material, (MPa).
Sy	Resistencia a la fluencia, (MPa).
Se'	Resistencia a la fatiga, (MPa).
Se	Resistencia final a fatiga corregido, (MPa).
Ktam	Coeficiente de corrección de tamaño.
Kcon	Coeficiente de confiabilidad.
Ksup	Coeficiente de material o superficie.
Kcar	Coeficiente de carga.
σ_H	Esfuerzo anular, (MPa).
P	Presión interna, (MPa).
tp	Espesor de la tubería, (m).
σ_{max}	Esfuerzo máximo, (MPa).
σ_{min}	Esfuerzo mínimo, (MPa).
σ_{mo}	Esfuerzo medio, (MPa).
σ_{ao}	Esfuerzo alternante, (MPa).
σ_m	Esfuerzo medio corregido, (MPa).
σ_a	Esfuerzo alternante corregido, (MPa).
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente, (MPa).
fs	Factor de seguridad.
hld	Pérdidas en la tubería de descarga, (m).
Ltd	Longitud tubería de descarga, (m).
vtd	Velocidad de flujo interno tubería de descarga, (m/s).
Ch	Coeficiente de Hazen-Williams.
Rh	Radio hidráulico, (m).
hmin	Altura mínima de elevación, (m).
hmax	Altura máxima de elevación, (m).
hmind	Altura máxima de descarga, (m).

h_{max}	Altura máxima de descarga, (m).
P_{mimd}	Presión mínima de descarga, (MPa).
P_{maxd}	Presión máxima de descarga, (MPa).
q_{max}	Caudal máximo entregado, (m^3/min).
D_v	Volumen que ingresa a la cámara de aire en cada golpe, (m^3).
Vol_1	Volumen de aire, (m^3).
n	Índice politrópico del gas real aire.
V_{agua}	Volumen de agua en cámara de aire, (m^3).
V_{ca}	Volumen de la cámara de aire, (m^3).
V_{caf}	Volumen final de la cámara de aire, (m^3).
D_{ca}	Diámetro cámara de aire, (m).
L_{ca}	Longitud cámara de aire, (m).
D_{exca}	Diámetro exterior cámara de aire, (m).
D_{inca}	Diámetro interior cámara de aire, (m).
esp_{ca}	Espesor cámara de aire, (m).
U	Energía de deformación, (J).
F_e	Fuerza de impacto, (N).
L_o	Longitud, (m).
A_t	Área transversal, (m^2).
U_{vi}	Energía cinética, (J).
m_{vi}	Masa válvula de impulsión, (Kg).
V_{vi}	Velocidad válvula de impulsión, (m/s).
U_1	Energía de deformación en los pernos, (J).
k_b	Constante de rigidez del perno, (MPa).
k_m	Constante de rigidez del material, (MPa).
L_p	Longitud perno, (m).
A_p	Área de tracción del perno, (m^2).
k_1	Factor de forma.
r	Radio agujero base de válvula, (m).
U_2	Energía de deformación en los elementos de la junta, (J).
U_3	Energía de deformación de la base de la válvula, (J).
L_b	Espesor de asiento de válvula, (m).
U_4	Energía de deformación en el asiento de la válvula, (J).
d_{ext}	Diámetro exterior asiento de válvula, (m).

dint	Diámetro interior asiento válvula, (m).
U5	Energía de deformación en el vástago, (J).
Lv	Longitud vástago, (m).
Dv	Diámetro de vástago, (m).
Lvas	Diámetro de vástago, (m).
Dvas	Diámetro de vástago, (m).
Dtvas	Diámetro menor de vástago, (m).
tvi	Espesor asiento de válvula, (m).
dextvi	Diámetro exterior asiento de válvula, (m).
dintvi	Diámetro interior asiento de válvula, (m).
Ava	Área de válvula de impulsión, (m ²).
Fvi	Fuerza de la sobrepresión, (N).
Fw	Fuerza de las pesas, (N).
Ftvi	Fuerza neta válvula de impulsión, (N).
σ vi	Esfuerzo de aplastamiento del asiento, (MPa).
Dm	Diámetro del perno, (m).
Atp	Área de tracción del perno, (m ²).
Fha	Fuerza por la sobrepresión, (N).
Dcd	Diámetro cámara de descarga, (m).
Acd	Sección cámara de descarga, (m ²).
Fj	Fuerza en la junta, (N).
np	Número de pernos.
Fp	Fuerza en un perno, (N).
Sp	Esfuerzo de prueba, (N/m).
Fi	Fuerza de apriete, (N).
Fpe	Fuerza de carga límite de apriete, (N).
Lj	Longitud de la junta, (m).
cj	Relación de rigidez entre perno y material.
Fb	Fuerza máxima del perno, (N).
σ i	Esfuerzo por el apriete, (MPa).
Sm	Resistencia media, (MPa).
Sa	Resistencia alternante, (MPa).
Nj	Factor de seguridad a la fatiga.
Njf	Factor de seguridad a la fluencia.

RESUMEN

El presente proyecto tiene como propósito el diseño y la construcción de un ariete y una rueda hidráulica para bombeo de agua en la Granja “San Marcos”, propiedad del Consejo Provincial de Pichincha, utilizando materiales disponibles en el mercado nacional de bajo costo y que presten facilidad en la construcción, a más de la adecuación de otros elementos y materiales útiles de los talleres del HCPP.

Además que con estos sistemas se evita la contaminación y se aprovecha la energía del agua, como es: la energía potencial de una caída de agua en el ariete, y la energía cinética de una corriente de agua con una rueda de alimentación inferior, características que están presentes en el lugar de instalación, dichas condiciones son los parámetros para el diseño y posterior construcción e instalación de los sistemas de bombeo de agua.

En el capítulo 2 se presenta los diferentes sistemas de rueda hidráulica, su clasificación, tomando en cuenta el tipo de admisión, sean estas de admisión superior, intermedia o inferior; se observa el trazado de las paletas cuando estas son curvas, la manera de dimensionar sus diámetros y sus paletas, se analiza el rendimiento de cada una de las ruedas, y varias consideraciones para una adecuada instalación y así aprovechar de una forma más adecuada el recurso hídrico; luego de analizar las ventajas y desventajas de la aplicación de cada sistema, y se concluyó que para el caso la opción más adecuado para el lugar, es la rueda de admisión inferior.

Durante el capítulo 3 inicialmente se analiza el fenómeno del golpe de ariete, el principio de este, y de sus principales características, celeridad, sobrepresión y el período de la tubería, dependiendo del tipo de cierre de la válvula. Luego vemos el funcionamiento del ariete hidráulico, en cada uno de sus ciclos y las funciones de sus componentes principales, tales como: válvula de impulsión, cámara de aire, la tubería de carga, la válvula de aire. Además se presenta

varias condiciones para su fabricación, instalación, puesta en operación y mantenimiento.

El capítulo 4 muestra el desarrollo del diseño y también la secuencia de construcción de la rueda hidráulica, y de la bomba de desplazamiento positivo que es accionada al girar la rueda, transformando su movimiento rotacional de su eje a uno reciprocante, por medio de un sistema de biela-manivela. La instalación se la realizó construyendo dos apoyos dentro del río, donde están asentadas las chumaceras, entre las cuales se encuentra la rueda, la cual logra su giro gracias al choque de la corriente de agua contra las paletas de la misma, en el apoyo próximo a la orilla está ubicada la bomba de pistones de desplazamiento positivo que succiona el agua del río, enviándola por un circuito de tubería galvanizada a la cámara de aire que es la encargada de darle continuidad al flujo, y de esta se descarga a la tubería de impulsión, la cual llevará el agua a la altura deseada.

El diseño, la construcción y la instalación del ariete hidráulico se detalla en el capítulo 5, primero se determina el tamaño de la bomba partiendo de las condiciones de instalación, tanto de caudal y altura de caída, luego se analiza la resistencia de la tubería a las fluctuaciones de presión originadas por el golpe de ariete; el elemento vital de la bomba, la válvula de impulsión que fue diseñada en condiciones de impacto, basados en su energía de deformación de los elementos que la componen, esta válvula permite regular la carrera y variar el peso, y así poder variar las condiciones de entrega y consumo de agua, influyendo en su eficiencia. La cámara de aire es otro elemento fundamental en el ariete ya que permite una entrega de agua más continua, y fue analizada a fatiga debido a las fluctuaciones de presión que están presentes en su interior. La secuencia de construcción y ensamble del ariete se muestra en los diagramas de procesos, y en la parte de construcción se detalla los materiales usados en la conformación de los elementos del ariete hidráulico. Luego de instalar el ariete en el lugar seleccionado se realizó varias pruebas para poder observar el comportamiento del ariete en condiciones

reales de funcionamiento, los resultados de la pruebas se muestran en gráficos y reflejan su eficiencia dependiendo de la calibración.

Observando los resultados obtenidos en el análisis económico y financiero se puede ver que la realización del proyecto es rentable para los beneficiarios, a más de su aprovechamiento directo, se puede mostrar a los visitantes de esta Granja que tiene fines demostrativos.

Los planos de construcción, de conjunto y de instalación de la rueda y del ariete hidráulico, muestran el resultado del diseño de los elementos que constituyen estos sistemas, además de la adecuación de varias partes que fueron aprovechadas en la construcción de estos sistemas.

Observando el funcionamiento, su fácil operación y el reducido mantenimiento de estos sistemas se procedió a realizar los manuales de operación y mantenimiento tanto del ariete como de rueda hidráulica, con la intención de que los sistemas instalados tengan una correcta operación y un adecuado y programado mantenimiento, y así prolongar el tiempo de vida, además de entregar una guía de averías y soluciones para poder efectuar correcciones en los sistemas.

Finalmente se puede concluir que las ventajas ofrecidas por estos tipos de sistemas son múltiples, como su costo de construcción el cual no es elevado, su confiabilidad ya que no existe una dependencia de la energía eléctrica, ni de cualquier tipo de combustible, además de garantizar una operación continua, facilidad de mantenimiento, y lo más importante, son sistemas alternativos que no expulsan al medio ambiente, ningún tipo de contaminación.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Uno de los recursos más importantes que existe en la naturaleza es el agua, en esa virtud los seres vivos dependemos totalmente de ésta para la sobrevivencia; en el caso del hombre moderno que se encuentra agrupado, el agua ha llegado a ser un elemento de desarrollo; así, las grandes poblaciones tienen que dotarse de enormes cantidades de agua, para atender las necesidades de la industria, salubridad, ornato y otras; para lograr este objetivo se dispone de muchos mecanismos que van de los más sofisticados como las centrales de bombeo a control y con sistemas computarizados a los clásicos sistemas de captación y conducción por gravedad.

Mientras que en el sector rural el problema de abastecimiento de agua se agudiza a consecuencia de los factores económicos y técnicos, ya que para un sistema de bombeo a más de la inversión inicial se tiene que abonar la tarifa por concepto de energía eléctrica y por lo general los sectores rurales-marginales no cuentan con los suficientes medios; por otra parte la preparación académica de los campesinos no está a un nivel adecuado como para solucionar ni afrontar los problemas técnicos que puede ocasionar un desperfecto en una central de bombeo. Por lo manifestado anteriormente se propone mecanismos sencillos de gran confiabilidad de funcionamiento, bajo costo de construcción y que no requieren de un programa complejo de mantenimiento, haciendo uso de sistemas energéticos que aprovechen la energía del agua, la cual es un recurso renovable, gratuito y limpio, aplicable en su transformación a energía mecánica en procesos productivos, sustituyendo en muchos casos a los combustibles de origen fósil y nuclear, eliminando los problemas de contaminación ambiental.

Al realizar una comparación con otro tipo de sistemas energéticos, la opción de este tipo de energías presenta varias ventajas tales como:

- ✓ Es competitiva en lo que se refiere a costos de instalación, manipulación, operación y mantenimiento.

- ✓ La transformación de estas energías se puede aprovechar en muchas áreas productivas como son la molienda, el riego por bombeo de agua, generación eléctrica, entre las principales.
- ✓ El aprovechamiento de este tipo de energías permite satisfacer las necesidades energéticas rurales.

En este proyecto se llevó a cabo la construcción de sistemas no tradicionales para bombeo de agua, tales como: rueda hidráulica, y ariete hidráulico. Con la realización de estos sistemas se pretende dar a conocer y fomentar su uso por parte del campesino y pequeño productor del agro ecuatoriano, mediante el aprovechamiento de los recursos naturales disponibles en su entorno.

1.2 ANTECEDENTES

La Granja Experimental “San Marcos” de propiedad del Honorable Consejo Provincial de Pichincha, está localizada en el Cantón Pedro Vicente Maldonado

Por la granja en mención atraviesa el Río Pizará, que cuenta con un caudal promedio de 700 (lt/seg.), además de una vertiente que entrega un caudal de 6 (lt/seg.), ambos valores en época de estiaje¹, condiciones suficientes para la aplicación de la rueda y ariete hidráulico.

Esta granja brinda apoyo técnico al campesino en sus actividades productivas, ya sean agrícolas y criado de animales para que los puedan aprovechar de mejor forma, y a la vez, los visitantes pueden apreciar las distintas maneras de aprovechar los recursos hidráulicos, en este caso para bombeo de agua.

Uno de los problemas que afecta al campesinado y al sector agrícola, es la sequía, ya que bajo su efecto ha erosionado grandes extensiones de terreno afectando a lo cultivos tradicionales y no tradicionales, en todo el Ecuador, por falta de riego en las tierras, y además se presenta durante un largo período de tiempo cada año y se está incrementando. En año 2002 las pérdidas fueron de un 70% en la producción agrícola y de lácteos.

De acuerdo al Censo Nacional Agropecuario en el 2002: El sector tiene un aporte promedio del 18% al PIB; ocupa el 31% de la producción económicamente activa; 3'061.459 de personas dependen de la agricultura;

¹ Fuente: Dirección de Apoyo a la Producción del HCPP

tiene una frontera agrícola de 12'355.831 hectáreas, de las cuales 1'074.074 hectáreas tienen cultivos permanentes como banano, cacao, café, palma africana y caña de azúcar; 1'004.840 hectáreas con cultivos de ciclo corto como maíz, arroz, soya, cebada y papa; existen 853.333 hectáreas con riego, principalmente por gravedad, tan solo el 7.4% de las personas productoras han recibido crédito agropecuario, apenas el 6.8% tienen asistencia técnica, del total de la mano de obra el 22.5% no tiene instrucción, el 65.3% tiene instrucción primaria y el 12.2% tiene instrucción primaria y secundaria².

Entonces, debido a la precaria situación que atraviesa el campesino ecuatoriano y con el fin de estimular su asentamiento y evitar su éxodo es necesario dotarlo de estos recursos de manera gratuita o al menor costo posible, limitando el uso de energías no renovables con el fin de preservarlas y reducir el efecto contaminante que estas producen.

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Los problemas existentes en el área rural como son: la época de estiaje y sequía, la falta de electrificación, la pobreza, poca preparación técnica, que afectan al campesinado, y este al no poder usar los recursos necesarios que le permitan desarrollarse económicamente, socialmente y personalmente en sus lugares de origen, realizando una actividad productiva que le incentive a trabajar en el sector agrario, descuidado y venido a menos en nuestro país, y que en el futuro deberá tener una reactivación importante, que influirá ampliamente en la economía del país; además de los problemas de contaminación existentes en el Ecuador y en el mundo entero por la utilización de combustibles fósiles y de la energía nuclear; con el presente proyecto se pretende dotar de sistemas que utilizan el agua como fuente de energía para su funcionamiento evitando así la contaminación, además de dotar de sistemas de abastecimiento de agua de bajo costo y fácil operación que aproveche las condiciones geográficas del entorno y reducir así los problemas ocasionados por la sequía, se realizó el “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE Y DE UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA BOMBEO DE AGUA EN LA GRANJA EXPERIMENTAL SAN MARCOS DEL HCPP”

² Ministerio de Agricultura y Ganadería: Censo Agropecuario 2002

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Construir sistemas de bombeo que aprovechen la energía potencial y cinética del agua para su funcionamiento, como son: un ariete y una rueda hidráulica, que brinden un suministro de agua en forma eficiente, segura, y sostenible, a la Granja Experimental “San Marcos”, aprovechando el recurso hídrico disponible en este sector. Además que el campesino y agricultor conozca estos sistemas al visitar este centro demostrativo.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Diseñar y construir un ariete y una rueda hidráulica para bombeo de agua.
- ✓ Instalar el ariete y la rueda hidráulica, y verificar el funcionamiento del ariete con el desarrollo de pruebas.
- ✓ Obtener un caudal de bombeo de 5 litros por minuto con el ariete hidráulico, a una altura no menor de 30 metros, y con la rueda hidráulica 15 litros por minuto, a una altura similar.

1.5 ALCANCE

Instalación del ariete y de la rueda hidráulica; y desarrollo de pruebas de funcionamiento del ariete hidráulico, para determinar la eficiencia del mismo y poder determinar en que condiciones se lo aprovecha de mejor forma.

Dotar de un manual de operación y mantenimiento para el ariete y la rueda hidráulica, para ampliar su tiempo de conservación y permitir el buen desempeño y trabajo de los mismos, y en caso de falla tener poder determinar el problema y dar la solución más adecuada.

Capacitar a la persona responsable de la granja en la operación y mantenimiento del ariete y de la rueda hidráulica, para que estén en funcionamiento y además poder exponer a los visitantes del centro demostrativo, que se hallen interesados en conocer el funcionamiento y aplicaciones de estos sistemas.

CAPÍTULO 2

RUEDA HIDRÁULICA

2.1 RUEDA HIDRÁULICA. CONCEPTO

La rueda hidráulica es conocida por el hombre desde hace unos 5000 años. El pueblo sumerio sabemos históricamente, que disponía de molinos movidos por agua, también los griegos y los romanos emplearon estas ruedas. La rueda hidráulica en un principio fue concebida como mecanismo elevador de agua quieta. Este ingenioso mecanismo supuso la primera liberación del hombre, con respecto al trabajo bruto, sin embargo y por su papel sustitutorio de mano de obra, su implantación estuvo muchas veces rodeada de controversia y retrasos en su aplicación. Fue en la Edad Media cuando el empleo de este invento se extendió de forma masiva a la mayor parte de oficios conocidos como: el de molinero, tejedor, abatanador, herrero, serrador, etc. Para darnos cuenta de la importancia que supuso la aplicación de la rueda hidráulica diremos a titulo de ejemplo que, un molino movido por dos personas podía moler unos 5 kilos/h, en cambio uno movido por rueda hidráulica molía unos 180 kilos/h.

Por esta razón la rueda hidráulica constituyó una revolución tecnológica comparable a la que se produciría más tarde con la aplicación del vapor, la electricidad o la energía atómica.

Cuando se pretende convertir en trabajo útil la energía potencial de una corriente o salto de agua, se hace que ésta choque contra ruedas especiales, de diversos tipos y disposiciones, en la forma conveniente para hacerlas girar. Como el agua corre o se precipita continuamente en una dirección determinada, la rueda giratoria constituye evidentemente la disposición mecánica más adecuada para el objeto, y su empleo proporciona la aplicación más directa de la potencia derivada del agua, mediante un movimiento constante que se transmite en la forma más conveniente y eficaz por árboles y levas. El nombre de rueda hidráulica puede, pues, aplicarse a cualquier motor cuyo elemento principal esté constituido por un tambor o rueda puesto en movimiento por acción del agua, pero en la práctica este nombre tiene una

significación más restringida, y la palabra rueda hidráulica se emplea únicamente para designar las antiguas ruedas abiertas que tanto se han usado en todo el mundo para impulsar molinos harineros, para bombeo de agua de minas, afilar herramientas y otros, figura 2.1.

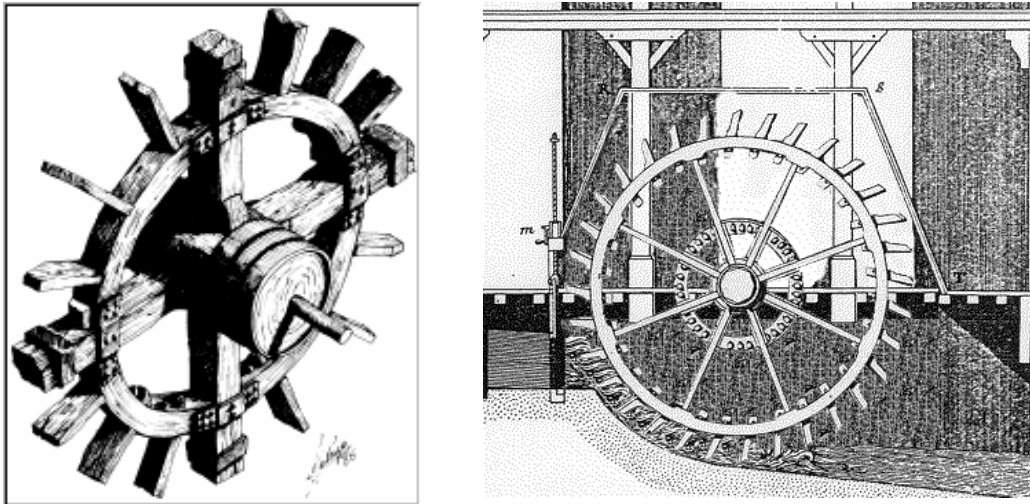


Figura 2.1 Ruedas hidráulicas

El agua para ruedas hidráulicas se toma casi siempre de corrientes pequeñas pero permanentes. Las principales objeciones que se hacen al empleo de las ruedas, son: su peso y tamaño, que dificultan su manejo; la lentitud de su rotación, que requiere de engranajes desproporcionados para transmitir la velocidad conveniente a la maquinaria que el motor hidráulico alimenta; la reducción de su rendimiento, y, a veces en los climas muy fríos, su absoluta imposibilidad para funcionar causada por la congelación del agua en los arcaduces, y, por último, su falta de adaptabilidad a las variaciones de la carga de agua disponible.

En las épocas de crecidas, el agua sube en el canal de salida o socaz, y si la rueda está baja, sus paletas quedan sumergidas y encuentran resistencias que retardan el movimiento de la rueda.

Tal inconveniente puede obviarse instalando la rueda de modo que siempre quede por encima del nivel más alto de las aguas de salida, pero esto no puede realizarse en la mayoría de los casos sino a expensas del aprovechamiento del desnivel, cuya disminución puede ocasionar pérdidas de energía más considerables que las producidas por la inmersión de las paletas.

Algunas ruedas hidráulicas se montan en flotadores o pontones para mantener el eje de la rueda a una altura constante sobre el nivel de la corriente de salida

2.1.1 TIPOS DE RUEDAS HIDRÁULICAS

Las ruedas de esta clase se dividen en tres categorías, según la forma en que obra el agua sobre su circunferencia, llamadas de alimentación superior, de corriente intermedia y de corriente inferior.

2.1.1.1 Ruedas de alimentación superior

2.1.1.1.1 Descripción

Una rueda hidráulica de alimentación superior, o rueda alta, figura 2.2, consta de dos aros o coronas "c c" unidas al eje "a a" por medio de brazos radiados "n n", y una serie de tabiques cóncavos llamados paletas o álabes colocados entre los aros y la llanta "e e" que forma una superficie cilíndrica interior. Las ruedas de grandes dimensiones tienen aros intermedios "i i" para reforzarlas. Las paletas dividen el espacio comprendido entre los aros y la llanta en compartimientos determinados cajones, cangilones o arcaduces.

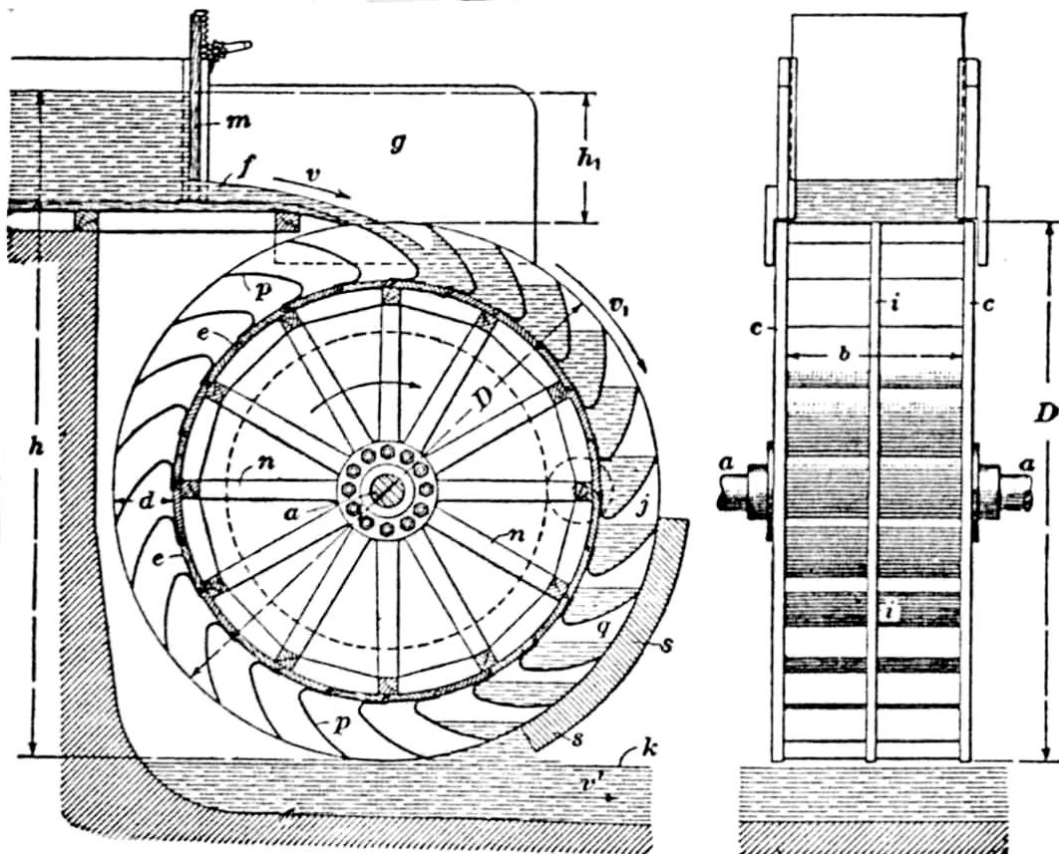


Figura 2.2 Rueda de alimentación superior

Algunas veces la compuerta que da entrada al agua se coloca de modo que ésta caiga en “p”, un poco más abajo de la parte superior de la rueda. En este caso los cangilones están colocados como indica la figura 2.3, la rueda gira en sentido contrario y se denomina reversa.

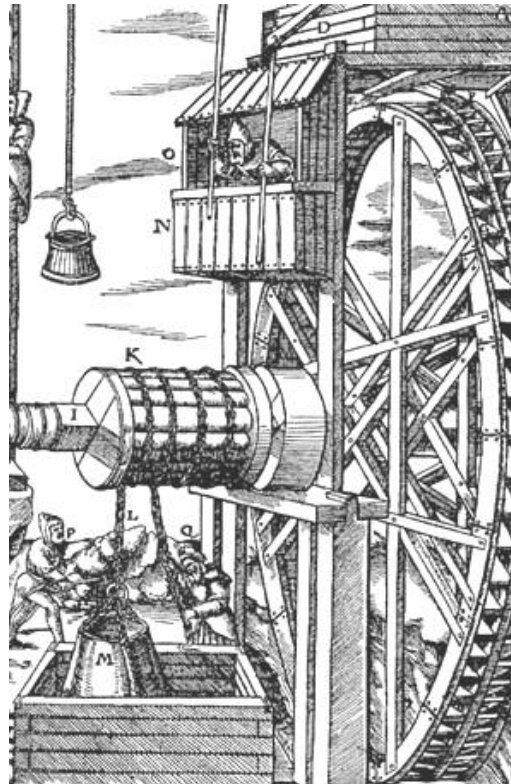


Figura 2.3 Rueda en reversa

A veces se coloca junto a la rueda una guarda exterior “s s”, que sirve para impedir que el agua se salga de los cangilones antes de que esos lleguen a la parte inferior.

2.1.1.1.2 Acción del agua

El agua llega al canal de toma, ó caz, a la parte superior de la rueda que representa la figura 2.2, por un saetín “f” que puede ser algo cóncavo, y que está colocado de modo que el agua entre al primero, segundo o tercer cangilón a partir del diámetro vertical de la rueda. La cantidad de agua entrante se regula con una compuerta “m” que por lo común se mueve a mano pero que puede disponerse de un funcionamiento automático. El espesor de la capa de agua en el saetín no debe pasar de 15 a 20 centímetros.

En las ruedas altas el agua obra principalmente por su peso; la cantidad de agua que llena cada cajón ejecuta trabajo en su descenso de la parte superior al fondo de la rueda. Sin embargo, el agua llega a los arcaduces con alguna velocidad, una pequeña parte del trabajo total se debe a la velocidad del agua que llega, se reduce todo lo posible la carga que origina la velocidad de entrada, de modo que la mayor parte de la caída actúa por gravedad.

2.1.1.1.3 Dimensiones

Lo primero que debe considerarse en el cálculo de la rueda alta, es la velocidad “v1” de la circunferencia, llamada velocidad periférica. Esta velocidad varía con el diámetro de la rueda y se halla comprendida entre 0.75 metros por segundo en los diámetros menores, y 3 metros por segundo, en los mayores diámetros que se acostumbra. Las ruedas de esta clase se adaptan bien a cargas entre 2.4 y 22.5 metros y a gastos de 100 a 1000 litros por segundo. El mayor rendimiento se obtiene con cargas de 3 a 6 metros.

El diámetro de la rueda se determina de acuerdo con la caída total “h” y la carga “h1” necesaria para producir la velocidad requerida “v” a la entrada del agua en los cajones, figura 2.2. La velocidad de entrada es siempre mayor que la velocidad periférica de la rueda y varía entre “1.5 v1” y “2 v1”.

Como en la esclusa y la compuerta hay pérdidas por rozamiento, la carga “h1” necesaria para producir la velocidad “v” debe ser 1.1 veces la carga

de velocidad “ $\frac{v^2}{2g}$ ”; esto es,

$$h_1 = 1,1 \times \frac{v^2}{2g} \quad 2.1$$

El diámetro exterior “D” de la rueda debe ser la diferencia “h-h1”, descontado el espacio requerido entre la rueda y el saetín. El número “N” de revoluciones por minuto se deduce del diámetro “D” y de la velocidad periférica “v1”, según la fórmula

$$N = \frac{60 v_1}{\pi D} = \frac{19.1 v_1}{D} \quad 2.2$$

El número “Z” de cajones, se hace entre “8 D” y “10 D”.

La profundidad “d” de los cajones varía entre 25 y 35 centímetros.

El ancho “b” metros de los cajones varía entre

$$3 \times \frac{Q}{d v1} \quad 2.3$$

, y

$$4 \times \frac{Q}{d v1} \quad 2.4$$

Siendo “Q” el gasto por segundo en metros cúbicos, y “d” la profundidad de los cajones en metros.

2.1.1.1.4 Cajones

Deben tener tal forma que den acceso franco al agua reduciendo a un mínimo el choque, y que la retengan el mayor tiempo posible. Si no se pone guarda a la rueda, figura 2.2, el agua comenzará a derramarse al llegar el cajón a un punto “j” y se vacía antes de llegar abajo. El efecto es el mismo que se obtendría si toda el agua se vertiera en un punto “q” intermedio entre “j” y el nivel “k” del socaz; la altura “q k”, debajo del punto medio de derrame, se pierde completamente, lo que se evita con la guarda “s s”. La profundidad “d” de los cajones debe ser pequeña para que le agua recorra la menor distancia posible al entrar en ellos.

El ancho de los cajones se calcula para que estos no se llenen completamente y el derrame del agua empiece en la parte inferior, reduciendo las pérdidas de la carga de agua.

Al tener un gasto, la cantidad de agua por cajón disminuye a medida que la velocidad aumenta, y, si ésta es grande, será necesaria mayor carga en el caz para dar a la capa de agua entrante la velocidad indispensable; además, debido a la inercia, tenderá constantemente a derramarse el agua de los cajones.

2.1.1.1.5 Trazado de las paletas.

En la siguiente figura se observa un método para dibujar las paletas ya sean de hierro o de madera de las ruedas altas. La explicación que sigue se aplica especialmente a paletas de hierro como las que se ven en (a); las paletas de madera se hacen de modo que se aproximen más o menos a esta forma, como las representadas en (b).

En la figura 2.4 (a), "C E F G" es un trazo de corona de la rueda, y "A" es la boca del saetín. Sea "d" el ancho del aro. Trácese la línea "A B", eje del chorro de agua entrante. Esta curva es una parábola.

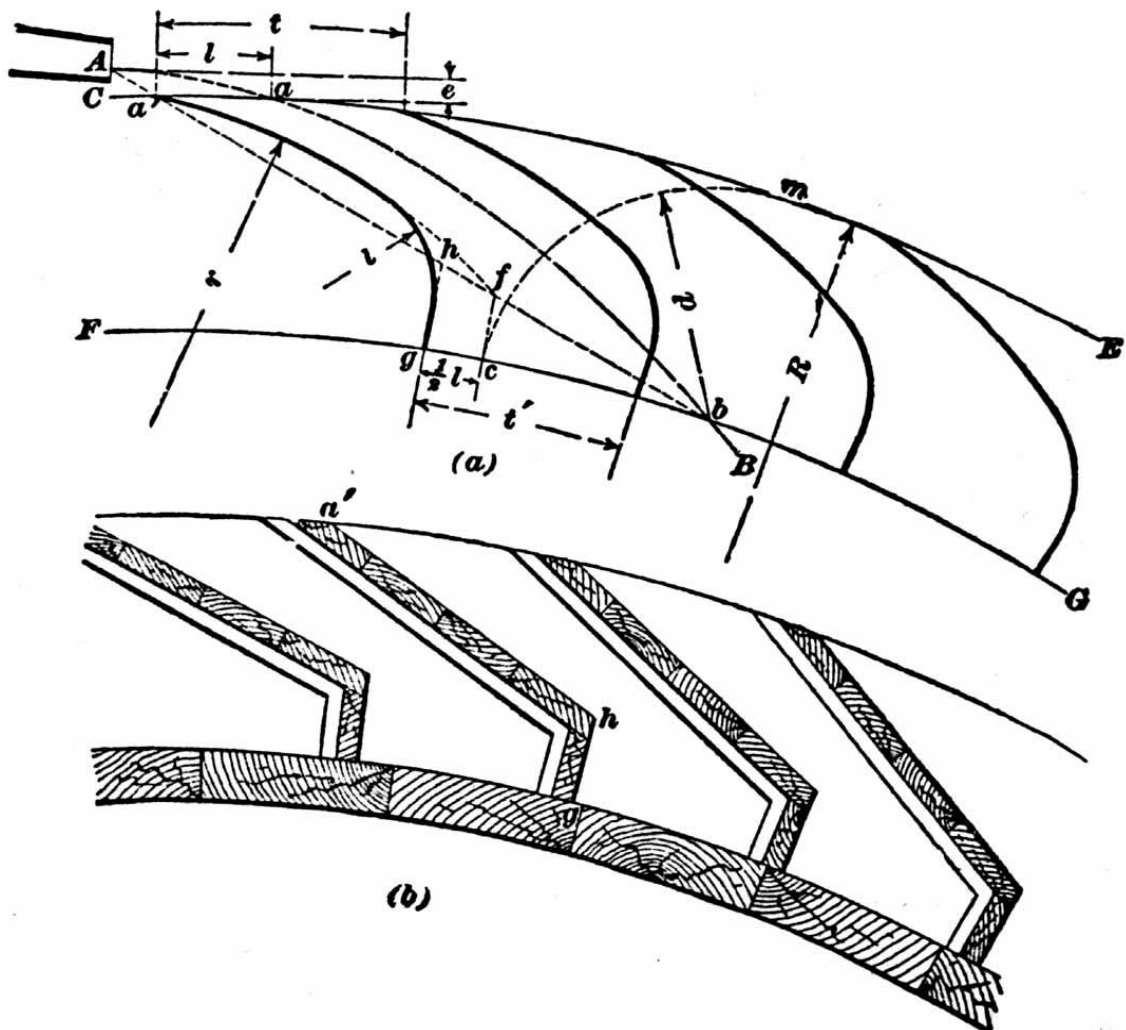


Figura 2.4 Trazado de las paletas

Con el eje de la rueda como centro y un radio " $R = \frac{D}{2}$ ", trácese el arco "C E", que corte la parábola en "a"; de modo que "e" es la mitad del espesor de la capa de agua entrante, más el espesor del saetín, más el espacio entre éste y la corona. Haciendo centro en el mismo lugar, trácese el arco "F G" con el radio "R-d". Esto da la circunferencia de la cara de la llanta de la rueda. Desde el punto "b" en que "F G" corta a la parábola "A B", trácese la recta "A b" y señálese el punto "a" en que ésta corta a "C E". Con "b" como centro y "d" como radio, trácese el arco "m c" que corta a "F G" en "c" y trácese "c f", que es una prolongación del radio de "F G". Trácese el arco "a' f", cuyo centro se

halla levantando una perpendicular en el punto medio de “a’ f” y cortándola desde “a’ “ o “f” con un radio “ $r = a' b$ ”.

Hágase “ $c g = \frac{l}{2}$ ”, siendo l la distancia entre “a” y “a’ “; trácese “g h” paralela a “c f”, y, por último, únase la curva “a’ f” a la línea “g h” por medio de un arco cuyo radio sea igual a “ l ”, así “a’ g” es el contorno de una paleta. El paso “ t ” se halla dividiendo la circunferencia de la rueda por el número de cajones. El paso “ t ” entre las paletas en el fondo de la llanta se obtiene dividiendo la circunferencia de la llanta por el número de cajones.

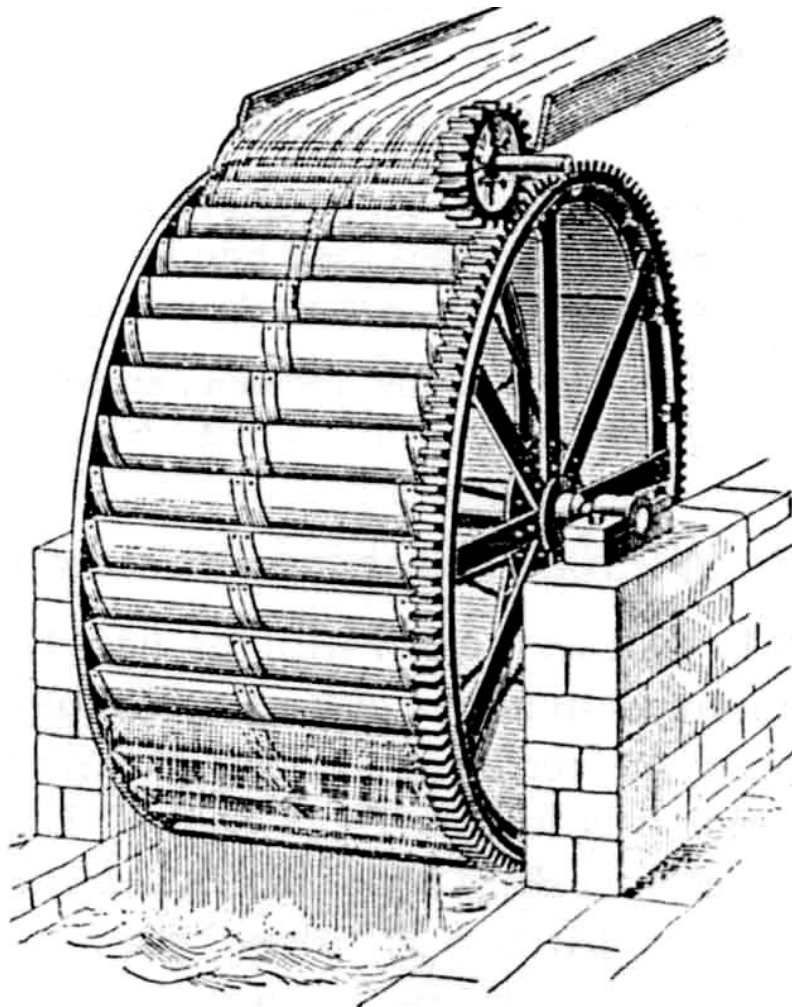


Figura 2.5 Rueda con paletas de hierro

En la figura 2.5 se muestra una rueda de alimentación superior de hierro. La energía desarrollada se toma de la corona exterior de la rueda.

2.1.1.1.6 Rendimiento

El rendimiento de las ruedas hidráulicas de corriente superior es bastante elevado, pues varía entre 0.60 y 0.75 en las ruedas de esmerada construcción. En la práctica es corriente asignar un rendimiento de 0.65 o 65% a las ruedas de este tipo.

En épocas de sequía, la gran reducción que generalmente se produce en el caudal de agua, hace que los cajones se llenen parcialmente, dando como resultado que el derrame prematuro no se produzca y el rendimiento correspondiente aumenta sobre el normal. En cambio, cuando las crecidas producen una corriente de retroceso en el socaz, el chapoteo de la rueda dificulta la rotación de ésta, y la energía consumida inútilmente en batir el agua contra dicha corriente disminuye mucho el rendimiento mientras persisten estas circunstancias.

2.1.1.2 Ruedas de alimentación intermedia

2.1.1.2.1 Descripciones

En las figuras 2.6 y 2.7 se observa una rueda de alimentación por el costado, o simplemente rueda de costado, es decir, que recibe la corriente por el punto medio entre la parte superior y la inferior de la rueda. Lo mismo que en las ruedas altas, el agua entra a los cajones con energía cinética, pero ejecuta la mayor parte del trabajo lo realiza por gravedad.

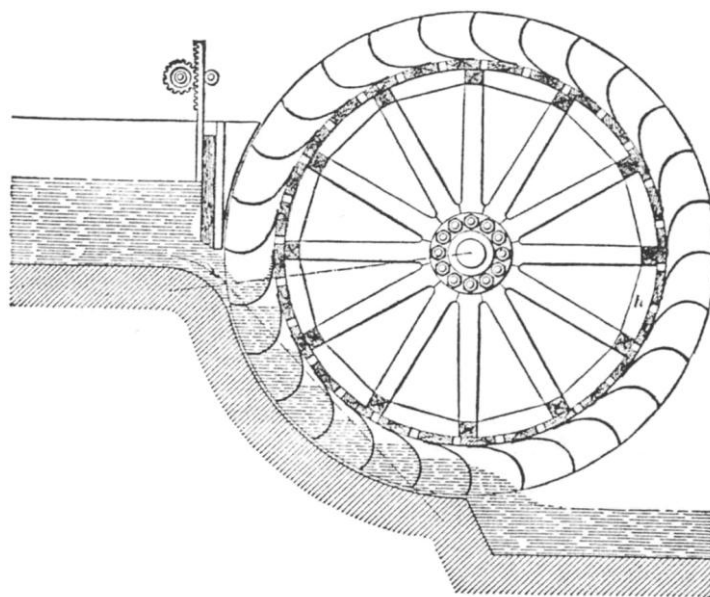


Figura 2.6 Rueda de alimentación intermedia (paletas curvas)

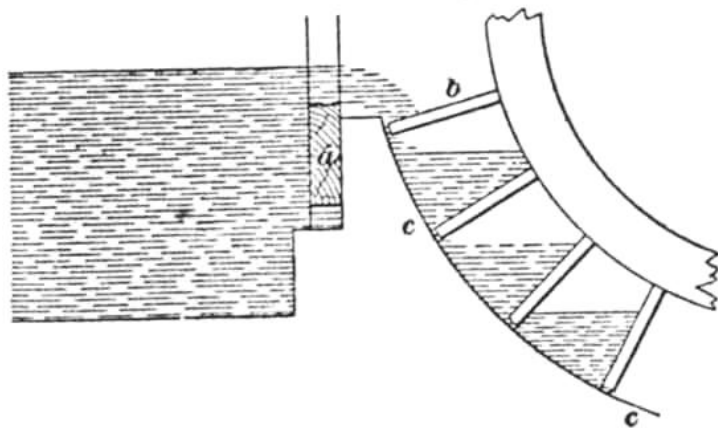


Figura 2.7 Rueda de alimentación intermedia (paletas planas)

Estas ruedas se emplean en caídas de 1 a 5 metros con caudales de 150 a 2500 litros por segundo. El agua entra por un saetín (figura 2.6), o por un vertedero, figura 2.7. La tabla "a" del vertedero puede subirse o bajarse para regular el gasto. El vertedero es la forma más conveniente para el acceso del agua, ya que así, la mayor parte de la carga se utiliza por gravedad y sólo una parte muy pequeña obra por choque, al contrario de lo que ocurre con la compuerta de muestra la figura 2.6. Si el agua no entra por el punto más elevado que la parte superior de la guarda "c c", figura 2.7, pueden usarse paletas planas, pero las paletas encorvadas ofrecen mejores condiciones de entrada y salida y dan mayor rendimiento. Los cajones de las ruedas de costado deben tener agujeros para que el aire salga a medida que rellenan. En la figura 2.6 se ven los agujeros "h", practicados en la llanta con este objeto. Los cajones que tiene guarda recogen más agua, de modo que la capacidad de la rueda es mayor con guarda que sin ella. La guarda "c c", figura 2.7, se construye de madera o mampostería, esta última enlucida con una capa fina de cemento. Las guardas de madera se hinchan a veces por la acción de la humedad y pueden llegar a frotar la rueda. Entre ésta y la guarda sólo debe quedar un espacio de 1 a 2 centímetros.

2.1.1.2.2 Dimensiones

En las ruedas de alimentación por el costado la velocidad periférica " v_1 " es generalmente de 1 a 2 metros por segundo; el valor más conveniente del agua a la entrada que puede obtenerse es 1.25 metros, más o menos, por segundo. Como en las ruedas altas, la velocidad más conveniente del agua a la

entrada oscila entre “1.5 v1” y “2 v1”. La profundidad “d” de los cajones varía entre 25 y 40 centímetros, el diámetro “D” de hace aproximadamente igual al doble de la caída total; el paso “t” puede ser igual a “d” o un poco más pequeño; y el ancho de la rueda se calcula entre

$$1,5 \times \frac{Q}{d v_1} \quad 2.5$$

, y

$$2 \times \frac{Q}{d v_1} \quad 2.6$$

Donde “Q” es el gasto, “d” la profundidad de los cajones y “v” la velocidad de entrada del agua.

El ángulo formado por la dirección del agua que entra y el radio en el punto de entrada puede variar entre 10° y 25°.

2.1.1.2.3 Trazado de las paletas

Los álbes curvos de hierro empleados en las ruedas de corriente intermedia pueden trazarse de la siguiente manera (figura 2.8).

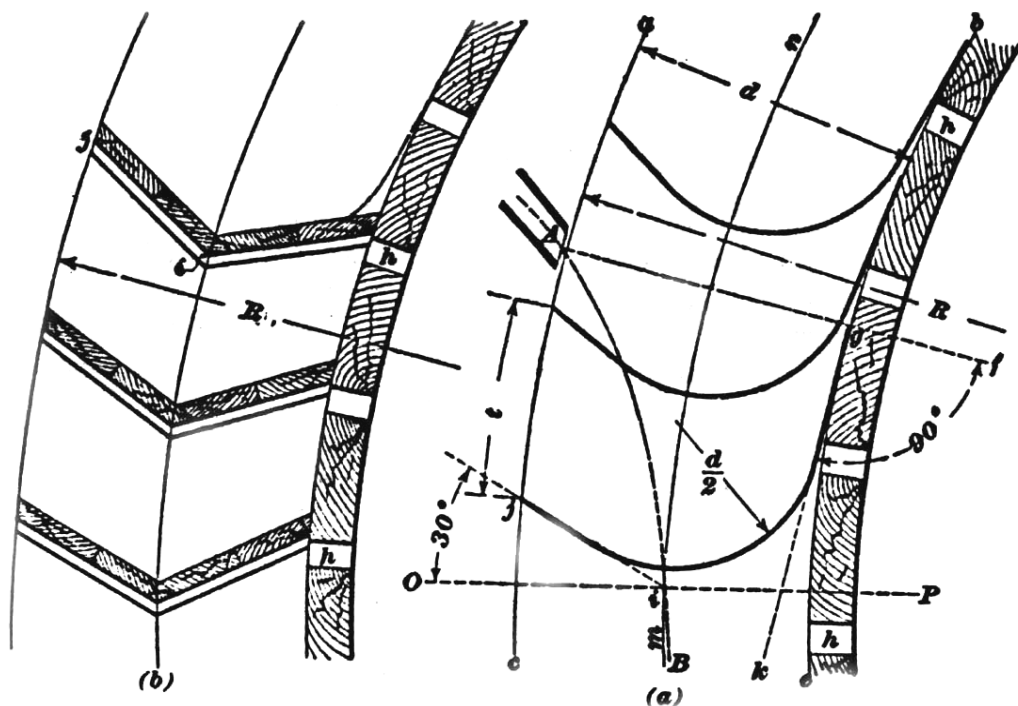


Figura 2.8 Trazado de paletas de rueda intermedia

Sea “A B”, figura 2.8 (a), la parábola que representa el eje de la lámina de agua al entrar en la rueda. Con un radio “R – 0,5d” trácese el arco “m n”,

que debe ser casi tangente a "A B", y describáanse los arcos "a c" y "e b" que corresponden a los bordes interior y exterior de la corona. Partiendo de "A" trácese el radio "A f", y desde el punto de intersección "g" de esta línea con el borde interior "b e" de la corona, trácese una recta "g k", tangente a "b e", por el punto "i", en que "A B" corta a "m n", trácese el radio "O P" y la recta "i j", ésta formando ángulo de 30° con "O P".

En seguida, únense "i j" y "g k" por medio de un arco cuyo radio sea " $\frac{d}{2}$ ".

Donde "t" es el paso ó la distancia entre las paletas. Estas pueden construirse de madera, según se ve en la figura 2.8 (b) dándoles una forma análoga a la que se da para las metálicas.

2.1.1.2.4 Rendimiento

El rendimiento de estas ruedas es menor que el de las ruedas de alimentación superior; en general, varía en 65 y 70 por 100, pero en las muy bien construidas alcanza hasta el 80%.

2.1.1.3 Ruedas de alimentación inferior

2.1.1.3.1 Ruedas encajonadas

Las ruedas de alimentación baja funcionan aprovechando el golpe o choque del agua que pasa por debajo. La figura 2.9 muestra una rueda de alimentación baja encajonada.

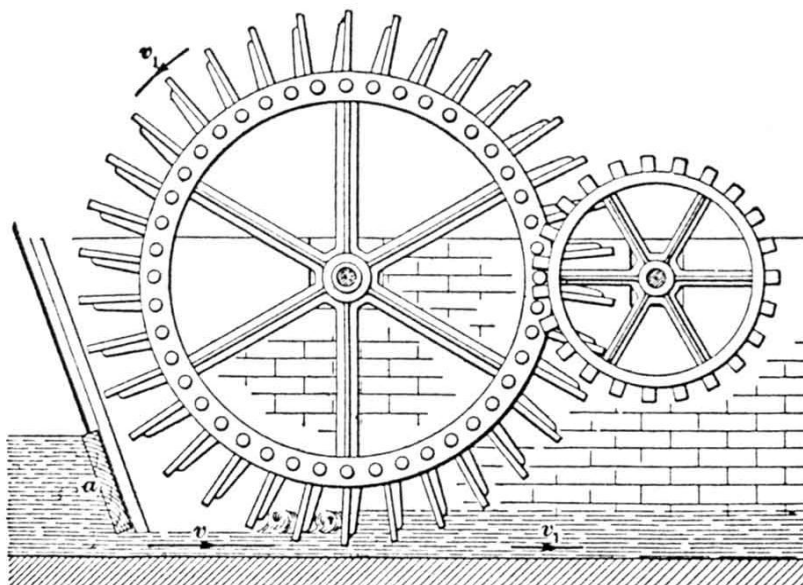


Figura 2.9 Rueda encajonada

El canal dentro del cual se halla instalada la rueda es un poco más ancho que ella, de modo que casi toda el agua choca con las paletas. El agua puede llegar pasando bajo una compuerta de esclusa “a”, la cual puede prescindirse si la carga es pequeña.

2.1.1.3.2 Rendimiento

El rendimiento máximo teórico que puede obtenerse de una rueda baja, es de 50%, pero en la práctica es raro que este rendimiento pase el 40%: lo común es que varíe entre 25 y el 35 por 100. Para obtener el mayor, efecto, la altura de las paletas debe ser al menos el triple del espesor de la vena de agua entrante. Entre la rueda y el fondo y lados del canal que la encierra debe quedar el menor espacio posible. El mayor rendimiento se obtiene logrando que la velocidad periférica de la rueda sea 0.4 de la velocidad del agua.

2.1.1.3.3 Dimensiones

Las dimensiones más comunes de estas ruedas son: diámetro, 3 a 7.5 metros; paso entre las paletas, 0.3 a 0.4 metros; profundidad del agua en el canal de alimentación de la rueda, de 0.1 a 0.15 metros.

2.1.1.3.4 Ruedas descubiertas o de corriente

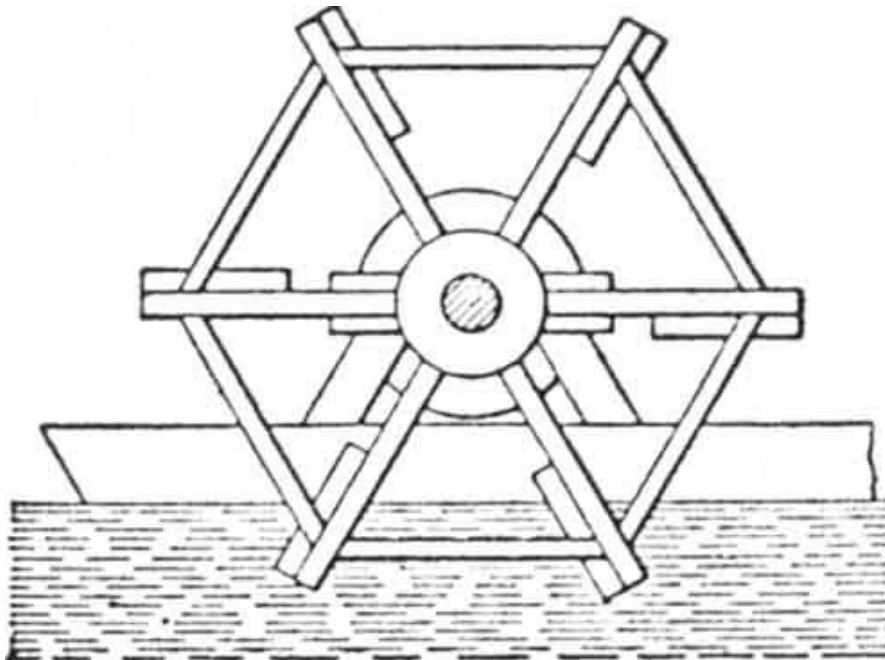


Figura 2.10 Rueda descubierta

Como la representada en la figura 2.10, son las que tiene un corto número de paletas de tamaño relativamente grande y funcionan en un río o canal abierto cuyas aguas no están limitadas en la dirección del eje de la rueda.

Estas ruedas son baratas y fáciles de instalar, pero su rendimiento es muy bajo, pues no pasa del 35 ó 30 por 100. Para obtener los mejores resultados con esta clase de ruedas el número de aspas debe ser tal que siempre haya dos sumergidas.

2.1.1.3.5 Potencia de las ruedas de alimentación inferior

En estas ruedas el agua obra por choque y el trabajo que ejecuta se debe a su energía cinética. La velocidad “ v_1 ”, figura 2.9, del agua debajo de la rueda es igual a la velocidad de la rueda.

Sean:

A = área de la parte de la paleta que recibe el choque del agua;

Q = volumen del agua que actúa sobre la rueda cada segundo;

v = velocidad de llegada del agua;

η = rendimiento de la rueda;

C = potencia de la rueda, en caballos.

Luego, siendo las unidades el metro, el segundo y el kilogramo, la energía disponible en el agua que obra sobre la rueda es “ $\frac{1000 A v^3}{2 g}$ ” kilogramo-metro por segundo.

Esto equivale a “ $\frac{1000 A v^3}{2 g \times 75}$ ” (c.v)

Por lo tanto,

$$C = \frac{1000 \eta A v^3}{2 g \times 75} \quad 2.7$$

o sustituyendo “ g ” por 9,80 y reduciendo,

$$C = 0,680 \eta A v^3 \quad 2.8$$

Como “ $A v = Q$ ”, también puede escribirse

$$C = 0,680 \eta A v^2 \quad 2.9$$

2.1.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA

Para la determinación del sistema que se aplica mejor a las condiciones del lugar se aplicó una matriz de selección, representada en la tabla 2.1, con los distintos tipos de rueda y varios parámetros considerados en la evaluación de la alternativa más viable.

Tabla 2.1 Selección de la Rueda Hidráulica

Factores	Tipos de Ruedas por admisión		
	Superior	Intermedia	Inferior
Fabricación	4	6	8
Instalación	6	6	6
Mantenimiento	4	5	7
Condiciones del lugar	2	5	9
Infraestructura	3	5	7
Eficiencia	8	6	3
Costo	3	5	8
Total	30	38	48

La alternativa más conveniente de acuerdo a los valores mostrados en la tabla 2.1, es la **rueda hidráulica de alimentación inferior**.

CAPÍTULO 3.

ARIETE HIDRÁULICO

3.1 GOLPE DE ARIETE. PRINCIPIO

Se denomina golpe de ariete al choque violento que se produce sobre las paredes de un conducto forzado, cuando el movimiento del líquido es modificado bruscamente. Este fenómeno es transitorio y por tanto de régimen variable, en que la tubería ya no es rígida y el líquido es incompresible¹.



Figura 3.1 Principio golpe ariete.

En el caso del cierre de una válvula, la fuerza viva con que el agua estaba animada se convertiría en trabajo, (figura 3.1) determinado en las paredes de la tubería presiones superiores a la carga inicial².

$$m.v = f.t, \quad 3.1$$

Si "t=0", se produce el cierre instantáneo y considerando que el agua fuese incompresible y la tubería no fuese elástica, la sobrepresión tendría un valor infinito. En la práctica, el cierre siempre lleva algún tiempo, por pequeño que sea y la energía que va a absorberse se transforma en esfuerzos de compresión del agua y deformación de la tubería.

Mecanismo del fenómeno. Al cerrarse por completo e instantáneamente la válvula (R) de la figura 3.2, y si dividimos imaginariamente todo el fluido que llena la tubería en rodajas, como 1, 2, 3, 4, etc. indicadas en la figura 3.2, se

¹ Ref. 12 pag. 312

² Ref. 5. Pag. 292

quedará primero en reposo la rodaja 1 y a continuación la 2, 3, 4, etc., necesitando un cierto tiempo.

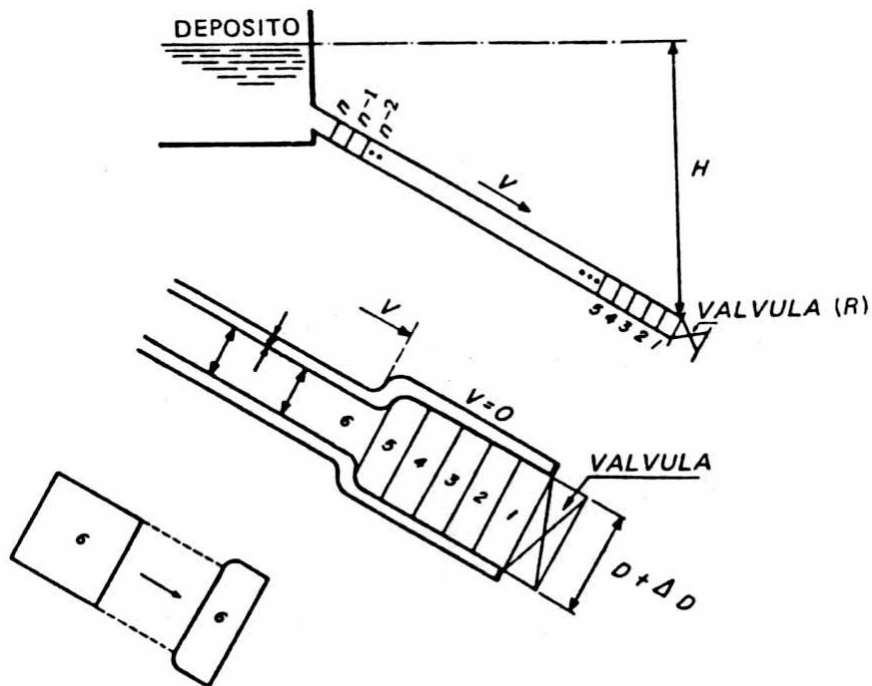


Figura 3.2 Efecto del cierre de la válvula.

Es decir, en la válvula se ha originado una onda de presión que se propaga con velocidad “C”, la cual en el instante considerado tiene dirección contraria a la velocidad “v” del fluido: se ha creado una onda elástica, o sea una onda de presión que se propaga por la tubería, se refleja en el embalse, vuelve a la válvula, de nuevo al embalse, y así sucesivamente; originando sobrepresiones y depresiones en la tubería, la cual se dilata o contrae al paso de la onda³.

Siendo “C” la velocidad de la onda (celeridad) y “L” la longitud de la tubería, el tiempo que tarda la onda en recorrer una vez la distancia entre la válvula y el embalse es “ $t_0 = L/C$ ”. Al cabo de un tiempo “ $T = 4 t_0 = 4 L/C$ ” el ciclo se repite.

Consideremos en la figura 3.3 la serie de los acontecimientos en la tubería durante un período “ $T = 4 L/C$ ”.

³ Ref. 5 pág. 292.

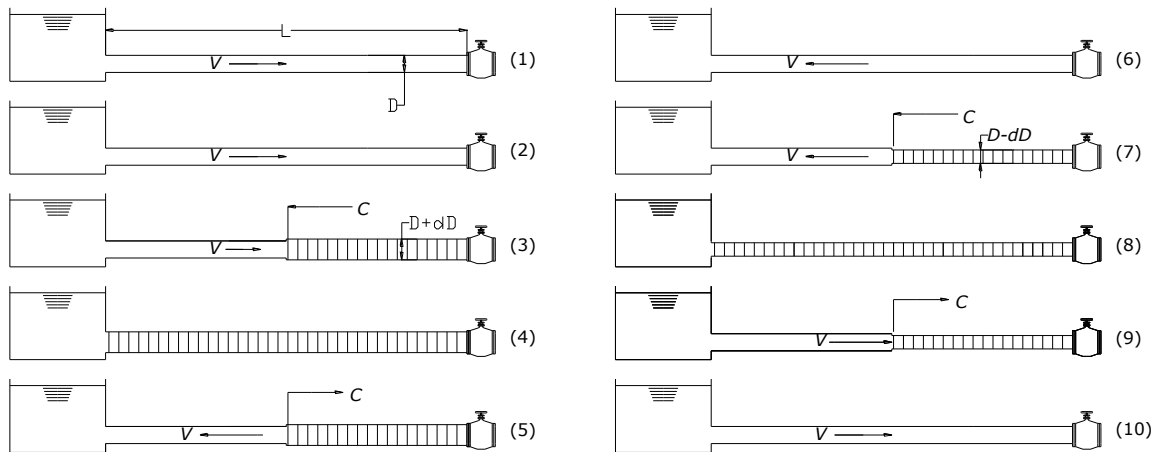


Figura 3.3 Mecanismo del fenómeno

1. No hay perturbación. Régimen permanente. El líquido en la tubería se desplaza con velocidad “v” del embalse a la válvula. Diámetro de la tubería normal.

2. Tiempo 0. La válvula se cierra instantáneamente. La velocidad del líquido se anula a partir de la válvula, no instantáneamente, en toda la tubería.

3. Tiempo “ $t_0/2 = \frac{1}{2} \frac{L}{C}$ ” La onda de presión se ha propagado hacia el embalse con celeridad “C” y el frente de onda ha llegado a la mitad de la tubería. Mitad derecha de la tubería dilatada por la sobrepresión. Mitad izquierda, diámetro normal. En esta mitad izquierda el agua sigue circulando con velocidad “v” hacia la válvula. En la mitad derecha, “v=0”.

4. Tiempo “ $t_0 = \frac{L}{C}$ ”. La onda de presión ha llegado al embalse. En toda la tubería el líquido está en reposo, “v=0”, pero no en equilibrio. Toda la tubería está dilatada. Como un resorte que se expande el agua en la tubería comienza a moverse con velocidad “v”, pero dirigida en sentido contrario al de la figura 3.3 (1). El líquido empieza a ponerse en movimiento comenzando, por decirlo así, por las rodajas contiguas al estanque.

5. Tiempo “ $\frac{3}{2} t_0 = \frac{3}{2} \frac{L}{C}$ ”. La mitad izquierda de la tubería se ha contraído a su diámetro normal. La onda sigue propagándose hacia la derecha con velocidad “C”. En la mitad izquierda de la tubería el fluido circula con la velocidad “v”.

6. Tiempo " $2 t_0 = \frac{2 L}{C}$ ". Diámetro de toda la tubería normal. Todo el fluido de la tubería en movimiento desde la válvula hacia el embalse con velocidad "v"; o sea en dirección contraria a la de las figuras 3.3, (1, 2 y 3). No hay sobrepresión en ninguna parte de la tubería; pero por la inercia la presión continúa disminuyendo, la onda elástica se sigue propagando, ahora con depresión desde la válvula hacia el embalse con la velocidad "C": el diámetro de la tubería irá disminuyendo por debajo de su diámetro normal.

7. Tiempo " $\frac{5}{2} t_0 = \frac{5 L}{2 C}$ ". La depresión ha alcanzado la mitad de la tubería. La mitad derecha de la tubería contiene agua en reposo y a una presión por debajo de la normal. El diámetro de la tubería en esta mitad es inferior al normal.

8. Tiempo " $3 t_0 = \frac{3 L}{C}$ ". El agua en toda la tubería está en reposo; pero no en equilibrio, y el agua inicia su movimiento desde el embalse a la válvula con velocidad "v" dirigida hacia la derecha. La depresión reina en toda la tubería. El diámetro de toda la tubería es inferior al normal.

9. Tiempo " $\frac{7}{2} t_0 = \frac{7 L}{2 C}$ ". En la mitad izquierda de la tubería el fluido está en movimiento con velocidad "v" hacia la válvula. En la mitad derecha el líquido continúa en reposo y en depresión. El diámetro de la parte izquierda es normal. El de la mitad derecha menor que el normal; "C" y "v" tienen el mismo sentido.

10. Tiempo " $4 t_0 = \frac{4 L}{C}$ ". Diámetro de la tubería normal. Todo el fluido en movimiento con velocidad "v" hacia la válvula. Todo igual que en el tiempo 0. Luego el periodo de este movimiento es:⁴

$$T = 4 t_0 = 4 \frac{L}{C}$$

3.2

Debido a la depresión en la tubería, el agua tiende a ocuparla nuevamente, volviendo a la válvula las láminas de encuentro, esta vez con velocidad "v", y así sucesivamente (figura 3.4). En estas consideraciones no se toma en cuenta

⁴ Ref. 12 Pág. 315

la fricción en la tubería, la viscosidad del agua lo que amortigua los golpes sucesivos.

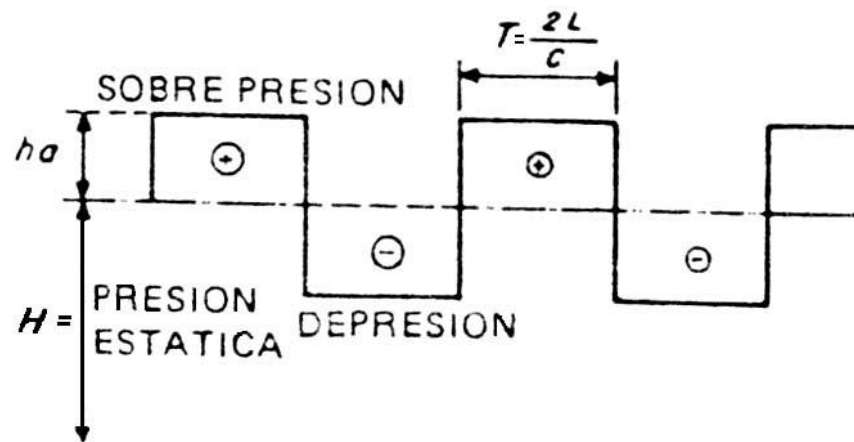


Figura 3.4 Onda de Sobrepresión y Depresión

Celeridad. La velocidad de propagación de la onda puede ser calculada por la fórmula de Allievi⁵.

$$C := \frac{9900}{\sqrt{48.3 + k \cdot \frac{D}{e}}} \quad 3.3$$

$$k := \frac{10^{10}}{E} \quad 3.4$$

Donde:

C= Velocidad de la onda de presión (m/s).

D= Diámetro de la tubería (mm).

e= Espesor de la pared de la tubería (mm).

k= Coeficiente que tiene en cuenta los módulos de elasticidad del material.

E= Módulo de elasticidad del material (kg/m²).

La tabla 3-1 presenta los valores medios de k.

⁵ Ref. 8 Pag 8

Tabla 3.1 Valores medios más usuales empleados para el cálculo de “C”

Material	K	E (kg/m ²)
Acero	0.5	2.00E+10
Fibrocemento	5.4	1.85E+09
P.V.C. 4atm.	33.3	3.00E+08
P.V.C. 5atm.	33.3	3.00E+08
P.V.C. 10 atm.	33.3	3.00E+08
Aluminio	1.43	7.00E+09
Fundición	1	1.00E+10
Hierro	0.5	2.00E+10
Plomo	5	2.00E+09
Hormigón	5	2.00E+09

Fuente: Energías Renovables: Mejoramiento y Racionalización de la Utilización de la Energía

Presión máxima o sobrepresión. Para realizar el cálculo de la sobrepresión se tiene en cuenta el tiempo de cierre de la válvula “ t_c ”, y este cierre puede ser:

-Instantáneo: “ $t_c = 0$ ”. Este caso es teóricamente imposible, pero es utilizado para la explicación del fenómeno del golpe de ariete.

-Rápido: “ $0 < t_c < 2 t_0 = 2 \frac{L}{C} = \frac{T}{2}$ ”. La presión máxima es la misma que el caso anterior; aunque la curva de presiones en la tubería como función del tiempo es distinta.

La sobrepresión en este cierre puede ser calculada con la siguiente expresión; en donde: “ v ” es la velocidad media del agua y “ ha ” el aumento de presión en metros de agua (m H₂O)⁶, y esta se distribuye conforme al diagrama de la figura 3.5.

$$ha := \frac{C \cdot v}{g}$$

3.5

⁶ Ref 5 Pág. 296

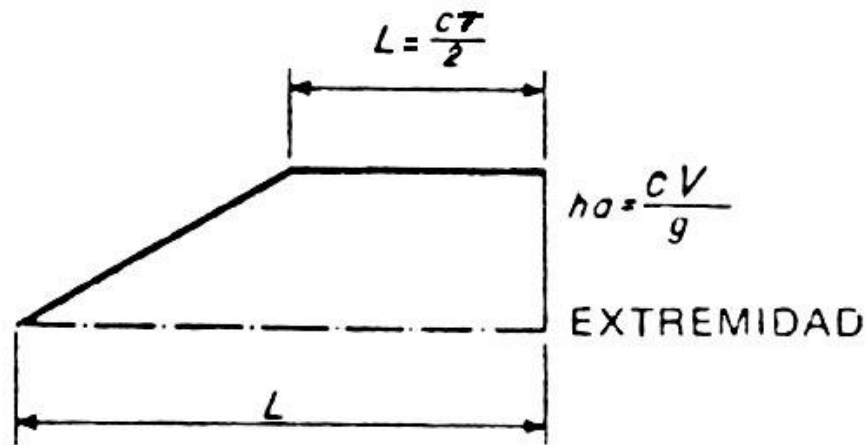


Figura 3.5 Distribución de presión en la tubería

Cuando la onda alcanza el extremo de agua arriba de la tubería, todo el fluido se encuentra bajo una cabeza adicional “ha”, se ha perdido todo el momentum y toda la energía se ha convertido en energía elástica. Debido a que la válvula está cerrada, no se dispone de fluido para mantener el flujo en la válvula y se desarrolla una baja de presión “-ha” tal que el fluido es llevado al reposo⁷.

-Lento: “ $t_c > 2t_0 = 2\frac{L}{C} = \frac{T}{2}$ ”. La presión es menor que en los casos anteriores, porque la depresión de la onda elástica llega a la válvula antes de que se complete el medio ciclo e impide el aumento ulterior de la presión⁸.

3.2 ARIETE HIDRÁULICO. CONCEPTO

El ariete hidráulico, figura 3.6, es una bomba de agua que funciona aprovechando la energía hidráulica, la fuerza impulsora que lo hace funcionar es la energía cinética que adquiere el agua al cambiar de posición, sin requerir ninguna otra energía externa.

Mediante un ariete se consigue elevar parte del agua de un río, arroyo o manantial a una altura superior, figura 3.7.

⁷ Ref. 11 Pag 579

⁸ Ref. 12 Pág 315



Figura 3.6 Ariete hidráulico

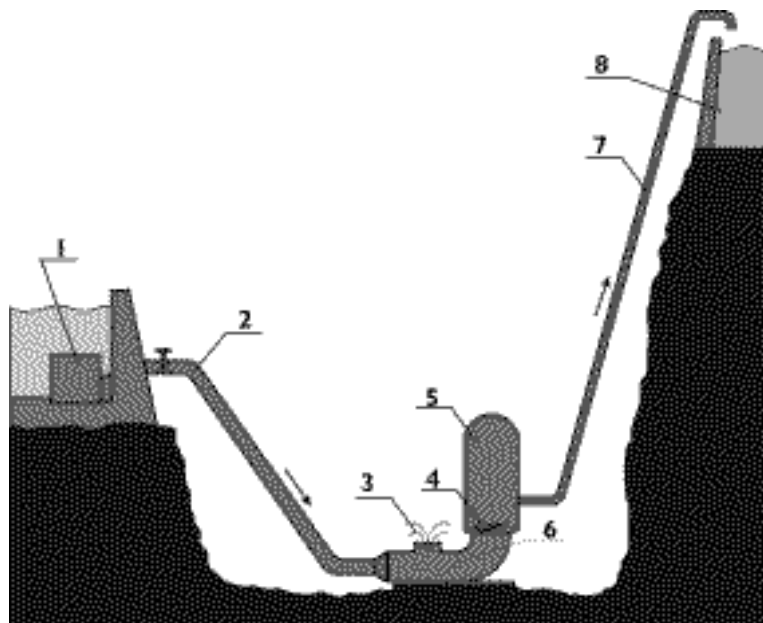


Figura 3.7 Esquema de instalación y funcionamiento.

Leyenda.

1. Tanque de abastecimiento
2. Tubo de impulsión
3. Válvula de impulsión
4. Válvula de retención
5. Cámara de aire
6. Caja de válvulas
7. Tubería de descarga
8. Tanque de abastecimiento

3.3 FUNCIONAMIENTO DEL ARIETE HIDRÁULICO

El sistema se basa en el fenómeno conocido en la hidráulica como golpe de ariete, anteriormente explicado. La energía cinética, que trae el agua en movimiento, al ser detenida, origina un aumento brusco o golpe de presión.

Con el ariete hidráulico se producen continuamente estos golpes en un tubo que se alimenta con agua de una presa, de un río o cualquier desnivel, y se aprovechan los aumentos de presión para mandar una parte del agua que pasa por el tubo a una altura superior.

El ariete puede elevar el agua a una altura superior, dependiendo de las condiciones del terreno, básicamente depende de la diferencia de altura entre las tomas de agua y el ariete. Y además puede conducir el agua a una distancia superior a los 2000 metros entre el ariete y el tanque de almacenamiento. No tiene gran pérdida de carga como las motobombas, ya que la velocidad del agua es muy pequeña.

El ciclo de funcionamiento del ariete esta dado a continuación.

El agua entra en el tubo de impulsión y sale por la válvula de impulsión, figura 3.8.

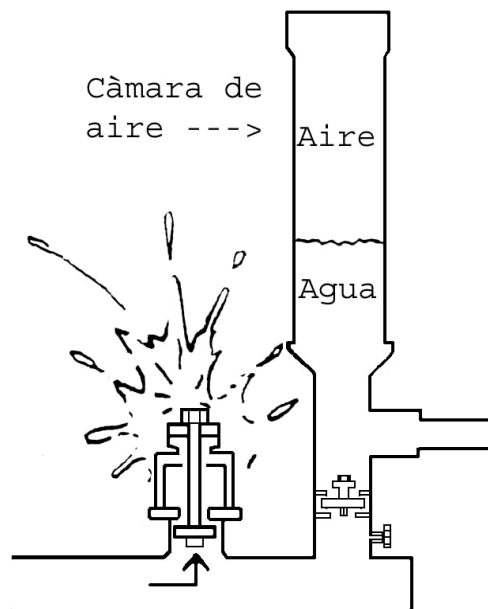


Figura 3.8 Funcionamiento (a).

El agua gana velocidad, hasta que tenga suficiente fuerza para cerrar la válvula de impulsión. Al momento que se cierra la válvula de impulsión, se produce un repentino levantamiento de presión en el ariete que abre la válvula check y

permite que el agua entre a la cámara de aire comprimiendo el aire hasta que las fuerzas estén equilibradas. Figura 3.9.

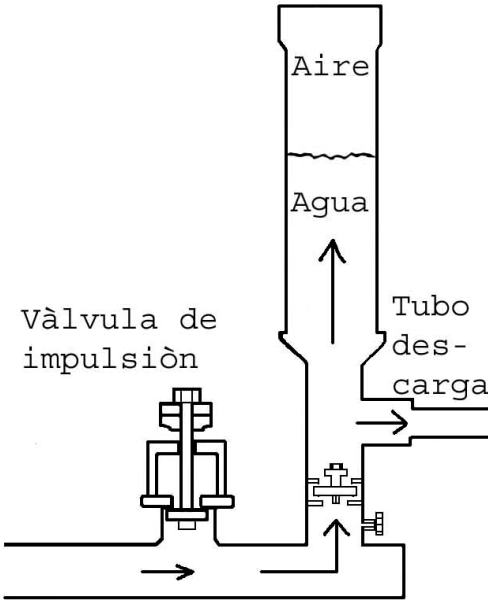


Figura. 3.9 Funcionamiento (b).

El aire al comprimirse hace de resorte y el agua rebota hacia abajo cerrando la válvula check, entonces la única salida que tendrá el agua es por el tubo de descarga. (Figura 3.10). La cámara de aire también funciona como amortiguador de los golpes y permite una salida de agua continua a través del tubo de descarga.

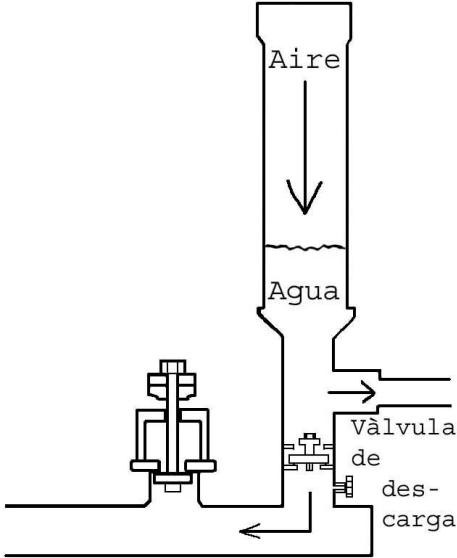


Figura. 3.10 Funcionamiento (c).

El aire en la cámara siempre está mezclándose con el agua y poco a poco sale por el tubo de descarga. Para reemplazar el aire existe una válvula de aire debajo de la válvula check. Al cerrar la válvula check resulta una brusca inversión del flujo de agua en el tubo de impulsión que produce un vacío parcial permitiendo la entrada de aire. La válvula de impulsión se abre por el mismo cambio de flujo en el tubo de impulsión y por el peso de la válvula, y así el ciclo se repite sucesivamente entre 25 y 100 veces por minuto⁹.

En el anexo A-1 se muestra y explica en un diagrama el ciclo de impulsión del ariete hidráulico, en el que se diferencian sus distintos períodos en cada cierre de la válvula de impulsión.

Además, ciertas condiciones deben ser tomadas en cuenta para el buen funcionamiento del ariete:

- ✓ Suficiente agua en el tubo de entrada para cerrar la válvula de impulsión.
- ✓ Una cierta altura mínima en el tubo de descarga (cerca de dos veces la caída) para sostener la presión en la cámara de aire.

A mayor altura de elevación, menos cantidad de agua será bombeada siendo la caída la misma.

Mediante la fórmula:

$$q := \frac{Q \cdot H \cdot R}{h}, \quad 3.6$$

Se determina la cantidad de agua a elevarse:

Q= cantidad de agua que viene en el tubo de impulsión

q = cantidad de agua a elevarse

H = altura de caída

h = altura a elevarse

R = rendimiento del ariete hidráulico¹⁰.

El rendimiento del ariete hidráulico varía en función de cociente “h/H”. Al aumentar el valor resultante, el rendimiento disminuye; en la tabla siguiente puede verse cómo varía el rendimiento energético, además se puede tomar el valor de 0.5 para la eficiencia de un ariete soldado.

⁹ Ref 6 Pág 3

¹⁰ Ref 6 Pág 4

Tabla 3.2 Rendimiento energético del Ariete Hidráulico

h/H	2	3	4	5	6	7	8
R=	0.85	0.81	0.76	0.67	0.57	0.43	0.23

Fuente: www.laosa.org/revista/9/bioconstruccion9.htm

3.4 INSPECCIÓN DEL SITIO.

Para diseñar el sistema hay que conseguir la siguiente información:

1. Caída vertical.
2. Elevación vertical.
3. Caudal de agua disponible.
4. Caudal de agua que se necesita
5. Largo del tubo de impulsión
6. Largo del tubo de descarga.

3.4.1 CAÍDA Y ELEVACIÓN

Para un ariete hecho en taller se puede usar los siguientes valores: caída mínima – 1 metro, caída máxima – 13 metros, elevación mínima – 2 veces de la caída, elevación máxima 130 metros¹¹.

Para medir la elevación se pueden usar varios métodos, uno de estos es la utilización del clinómetro tipo SUUNTO como se muestra en el anexo A-2.

3.4.2 ABASTECIMIENTO DE AGUA

Es necesario medir la cantidad de agua “Q”, utilizando un balde cuya capacidad se conoce de antemano midiendo el tiempo que demora en llenarse. De esta manera se conoce la cantidad de caudal. Es importante averiguar si en tiempo de invierno ó verano aumenta ó disminuye el caudal. Así mismo deberá tomarse en cuenta las condiciones del suelo donde se ubicará la toma de captación; prefírase un suelo duro, en donde se evite el empozamiento del agua perdida, y donde se pueda enterrar la tubería.

Para determinar el caudal de agua necesario se lo compara con las necesidades diarias por persona (100 litros por día por persona), por el número de animales o en caso de riego, la extensión de terreno y tipo de cultivo; y si el

¹¹ Ref. 6. Pág. 5

caudal es insuficiente para las necesidades, trátase de aumentar la caída de agua, caso contrario ubicar el ariete en otro lugar.

3.5 DISEÑO DEL SISTEMA

3.5.1 TANQUE DE CAPTACIÓN.

Los tanques de captación varían con el sitio, y se los puede usar o no, dependiendo del tipo de fuente que se tenga o el uso que el agua requiera, prestando especial atención si es para consumo humano, en donde se debe evitar la contaminación. En donde se utilizará un desarenador, filtros de malla gruesa y otro de malla fina.

En el caso de que se use el tanque, se tendrá un tubo de rebose y uno de desagüe, también es necesario colocar la toma del tubo de impulsión, lo más arriba del fondo del tanque para evitar la entrada de sedimentos en el tubo, sobre la toma se recomienda por lo menos 30 cm. de agua para que el tubo no absorba aire. (Figura 3.11)¹².

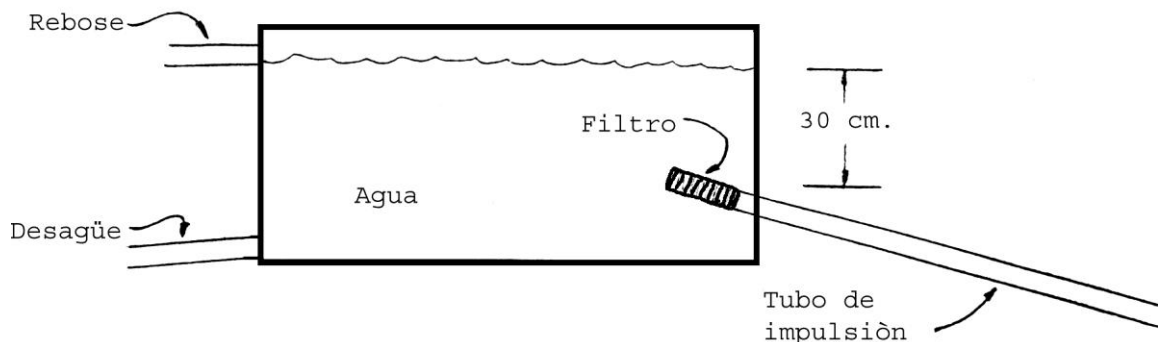


Figura 3.11 Tanque de abastecimiento

3.5.2 TUBO DE IMPULSIÓN.

El tubo de impulsión debe tener un largo máximo, que no pueda excederse, ya que el golpe de ariete produce ondas que viajan a través del tubo y estas tienen que desaparecer para evitar el roce del agua. Este deberá ser rígido, con paredes lo más lisas posible, las uniones deben ser herméticas, se debe evitar el uso de accesorios para no causar turbulencia. Si se instala una válvula de interrupción de paso esta puede estar a la salida del tanque de

¹² Ref. 6 Pag. 7-8

abastecimiento. Con el caudal de caída “Q” se puede escoger el diámetro de la tubería mediante la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Selección del diámetro del tubo de impulsión mediante “Q”

Diámetro del tubo (pulgadas)	Q = litros por minuto	
	Caudal mínimo	Caudal máximo
0.75	3	8
1	8	38
1.5	15	57
2	30	95
2.5	57	170
3	95	265
4	151	473

Fuente: Manual sobre Arietes Hidráulicos-PREDESUR

La longitud de la tubería de impulsión es una de las variables que influye de gran manera en el valor de la sobrepresión y eficiencia de funcionamiento del ariete la misma que se puede calcular en función del diámetro de la tubería de entrada y altura de caída “H”.

- En función del diámetro de la tubería “D”:

Longitud mínima $L = 150 D$

Longitud óptima $L = 500 D$

Longitud máxima $L = 1000 D$

Donde:

L= Longitud de la tubería de impulsión (mm.)

D= Diámetro de la tubería de impulsión (mm.)

- En función de la altura de caída “H”:

$H < 4.50 (m)$ entonces. $L = 6 H$

$4.50 (m) < H < 8 (m)$ $L = 4 H$

$8 (m) < H < 16 (m)$ $L = 3 H$

$16 (m) < H$ $L = 2 H$

13

¹³ Ref. 8. Pág 12

Además para el diseño se asumió una velocidad de flujo de agua interior del tubo de 0.8 (m/s), con el propósito de evitar al máximo posible las pérdidas de carga.¹⁴

3.5.3 TAMAÑO DEL ARIETE

El tamaño del ariete depende del diámetro del tubo de impulsión, ó sea, un ariete de una pulgada, es un ariete que tiene un tubo de impulsión de 1 pulgada. El ariete deberá estar bien instalado, bien nivelado, en una base rígida preferible de hormigón. Todas las uniones de los tubos, deben estar selladas con polipega o cinta teflón para evitar fugas y disminución en la fuerza del golpe ariete.

Las partes principales del cuerpo del ariete son las siguientes:

- **Cámara de impulsión:** Posiciona a la válvula de impulsión, sirve además de interconexión con la válvula check. Aquí se realiza la inversión del flujo.
- **Válvula de impulsión:** En la mayoría de tipos y tamaños de arietes, está construida de tal manera que permita regular la carrera y por consiguiente el número de golpes por minuto, así como el volumen de agua absorbido.
- **Válvula check:** Permite el paso de agua en un solo sentido y el asiento de su base debe ser hermético.
- **Válvula de aire:** Sirve para regular la entrada de aire a la cámara de aire durante el período de depresión y está ubicada antes de la válvula check.
- **Cámara de aire:** Cumple dos funciones:
 - * Regula el flujo de agua en la tubería de descarga.
 - * Amortigua el choque violento debido al golpe de ariete¹⁵.

3.5.4 TUBO DE DESCARGA

Para la tubería de descarga, generalmente de la mitad del diámetro del tubo de impulsión, aunque es más lógico determinarlo según el caudal de bombeo, el largo del tubo y la potencia disponible.

Con el ariete se puede bombear agua a cualquier distancia, pero con una tubería larga el ariete tendrá más trabajo para mover el agua contra la fricción de la tubería¹⁶. Se puede usar una manguera de polietileno, solamente deberá

¹⁴ Ref. 7. Pág. 31

¹⁵ Ref. 8. Pág. 13

¹⁶ Ref. 9. Pág. 37

tomar en cuenta los límites de presión que la manguera puede soportar, el diámetro de la manguera depende de el caudal “q” y la relación entre la elevación “H” y el largo de la manguera “l”. En el anexo A-3 se presenta como determinar el tamaño de la tubería de descarga gráficamente.

3.5.5 TANQUE DE ALMACENAMIENTO.

El tanque debe tener una capacidad para ser llenado cuando no haya demanda en un tiempo de 12 horas, adécuese un tubo de desagüe y un tubo de rebose, el tubo de alimentación y los tubos de servicio. También se puede diseñarlo en base al caudal bombeado durante las 24 horas del día.

3.6 OPERACIÓN DEL ARIETE

3.6.1 PUESTA EN MARCHA

Para la correcta operación del ariete, la llave de paso deberá estar completamente abierta, no deberá existir ninguna cantidad de aire en el tubo de impulsión, para eliminar el aire atrapado dentro de la tubería de impulsión abrir la válvula de impulsión durante 20 o 30 segundos. Comience a abrir y cerrar la válvula de impulsión hasta que el tubo de descarga se llene de agua y el ariete comience a operar automáticamente¹⁷.

3.6.2 CALIBRACIÓN DEL ARIETE

El ariete debe estar ajustado para maximizar el caudal del agua bombeado. Cuando se aumenta el peso ó la carrera de la válvula de impulsión, se aumenta el caudal de agua bombeada y el consumo de agua. La eficiencia y la frecuencia de golpes disminuyen. Cuando se disminuye el peso ó la carrera de la válvula de impulsión disminuye el caudal de agua bombeado y también el consumo de agua, en cambio la eficiencia y la frecuencia de golpes suben.

3.6.3 MANTENIMIENTO

En un ariete bien hecho y con una adecuada instalación, el mantenimiento necesario será mínimo. En ocasiones se deberá realizar una inspección del ariete, pintar las partes que puedan oxidarse, limpiar los filtros, ajustar tuercas flojas, y ajustar la válvula de aire. Si la cámara de aire se llena

¹⁷ Ref. 6. Pág 12

muy rápido deberá abrir la válvula un poco. Pero si la válvula está demasiado abierta, el ariete empezará a bombear aire.

Para la localización de averías y soluciones ver anexo B-1 (Manual de operación y mantenimiento).

CAPÍTULO 4

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA

4.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA

Necesidad a cubrirse

VN	=	20 (m ³ /día)	Volumen diario de agua requerido.
Hi	=	50 (m)	Altura de impulsión.
Hs	=	2 (m)	Altura de succión.
Li	=	500 (m)	Longitud de tubería de impulsión.
Ls	=	10 (m)	Longitud de tubería de succión.

Datos preestablecidos de diseño

V	=	3 (m/s)	Velocidad de la corriente de agua.
D	=	3 (m)	Diámetro de la rueda hidráulica de admisión inferior.
a	=	1 (m)	Ancho de la rueda hidráulica.
b	=	0.2 (m)	Altura de la corriente de agua a chocar con la rueda.
ρ	=	1000 (Kg/m ³)	Densidad del agua a 20 °C.
dt	=	0.0278 (m)	Diámetro de la tubería de conducción.
η_v	=	0.85	Rendimiento volumétrico de la bomba de desplazamiento positivo
μ	=	0.00102 (N.s/m ²)	Viscosidad dinámica del agua a 20 °C.
fa	=	0.021	Factor de fricción en accesorios de tubería cédula 40, y diámetro 1 ½ (pulg.).
Kvp	=	8.8	Coeficiente de resistencia en una válvula de pie de cédula 40 y diámetro 1 ½ (pulg.).
Kvc	=	2.1	Coeficiente de resistencia en una válvula check de cédula 40 y diámetro 1 ½ (pulg.).
Kco	=	0.63	Coeficiente de resistencia en un codo a 90° cédula 40 y diámetro 1 ½ (pulg.).
Kte	=	1.28	Coeficiente de resistencia en una Tee de cédula 40 y diámetro 1 ½ (pulg.).
De	=	0.0762 (m)	Diámetro del émbolo (3 pulgadas).

$\eta = 0.3$ Eficiencia de una rueda de admisión inferior.

$g = 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$ Constante de la gravedad.

Diseño hidráulico

Velocidad de giro de la rueda:

Las ruedas hidráulicas son de velocidades periféricas bajas, en el caso de la de admisión inferior esta es aún más lenta que las de admisión superior, y la de admisión intermedia, su velocidad tangencial promedio es aproximadamente 0.4 de la velocidad de la corriente de agua que llega a su parte inferior, y es además con esta velocidad que se obtiene un máximo rendimiento¹

Velocidad tangencial de la rueda:

$$V_t := 0.4 \cdot V \quad 4.1$$

$$V_t = 1.2 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Velocidad angular de la rueda:

$$\omega := \frac{V_t}{R} \quad 4.2$$

$$\omega = 0.8 \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

Revoluciones por minuto de la rueda:

$$\text{RPM} := 60 \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad 4.3$$

$$\text{RPM} = 7.64 \text{ (RPM)}$$

Fuerza generada por la rueda:

Se determinó la potencia de la corriente de agua, sabiendo que interviene únicamente la energía cinética, en base a la potencia obtenida se pudo determinar el torque, y por ende la fuerza generada.

Área de contacto de la corriente de agua con la rueda:

$$A = a \cdot b \quad 4.4$$

$$A = 0.2 \text{ (m}^2\text{)}$$

Potencia generada por la corriente de agua²:

$$\text{Pot} := \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot V^3 \cdot \eta \quad 4.5$$

¹ Ref. 3. Pág. 20

² Ref. 3. Pág. 21

$$\text{Pot} = 808.38 \text{ (W)}$$

Torque generado por la corriente de agua:

$$T := \frac{\text{Pot}}{2 \cdot \pi \cdot \text{frec}} \quad 4.6$$

$$T = 1010.475 \text{ (Nm)}$$

Fuerza generada por la corriente de agua:

$$F := \frac{T}{R - \left(\frac{b}{2}\right)} \quad 4.7$$

$$F = 721.7679 \text{ (N)}$$

Parámetros de la bomba de desplazamiento positivo.

Número de vueltas de la rueda por día:

$$\text{RPMd} := \text{RPM} \cdot 24 \cdot 60 \quad 4.8$$

$$\text{RPMd} = 11000.8 \text{ (RPM)}$$

Número de impulsiones por día:

$$\text{Imp} := 2 \cdot \text{RPMd} \quad 4.9$$

$$\text{Imp} = 22001.6 \text{ (imp)}$$

Volumen teórico de cada impulsión:

$$V_{tb} := \frac{VN}{\text{Imp}} \quad 4.10$$

$$V_{tb} = 0.0009 \text{ (m}^3\text{)}$$

Volumen real que debe tener cada impulsión³:

$$V_{rb} := \frac{V_{tb}}{\eta_v} \quad 4.11$$

$$V_{rb} = 0.0011 \text{ (m}^3\text{)}$$

Volumen real bombeado:

Este es el volumen de agua que se impulsaría, de no ser por las pérdidas existentes.

$$V_{Rb} := V_{rb} \cdot \text{Imp} \quad 4.12$$

$$V_{Rb} = 23.53 \text{ (m}^3\text{)}$$

³ Ref. 12. Pág 560

Carrera del émbolo:

$$C_e := \frac{V_{rb}}{\pi \cdot \frac{D_e^2}{4}} \quad 4.13$$

$$C_e = 0.2345 \text{ (m)}$$

Radio de la manivela:

$$R_m := \frac{C_e}{2} \quad 4.14$$

$$R_m = 0.1173 \text{ (m)}$$

Pérdidas en la tubería por fricción.

Para encontrar las pérdidas por fricción primero se determinó una velocidad promedio en la tubería, para ello se multiplicó las impulsiones (bombeadas) que va a dar nuestra bomba por el volumen real de la bomba, y así de esta manera se calculó una velocidad promedio (teórica) del agua que circula por la tubería.

Área transversal de la tubería de conducción:

$$A_t := \pi \cdot \frac{d_t^2}{4} \quad 4.15$$

$$A_t = 0.0006 \text{ (m}^2\text{)}$$

Velocidad promedio en la tubería:

$$V_{pt} := \frac{V_{Rb}}{86400 \cdot A_t} \quad 4.16$$

$$V_{pt} = 0.4487 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Número de Reynolds⁴:

$$N_r := \frac{V_{pt} \cdot d_t \cdot \rho}{\mu} \quad 4.17$$

$$N_r = 12203.74$$

Como es mayor a 4000, entonces es flujo turbulento.

Con el “Nr”, se determinó las pérdidas por fricción en la tubería, sabiendo además que el material plástico es considerado como conducto liso y su factor de fricción es “f = 0.0275”, (Diagrama de Moody⁵).

⁴ Ref. 10 Pág. 223

⁵ Ref. 10 Pág. 241

Pérdidas por fricción en la succión⁶:

$$hlfs := f \cdot \frac{Ls}{dt} \cdot \frac{V_{pt}^2}{2 \cdot g} \quad 4.18$$

$$hlfs = 0.1015 \text{ (m)}$$

Pérdidas por fricción en la impulsión:

$$hlfi := f \cdot \frac{Li}{dt} \cdot \frac{V_{pt}^2}{2 \cdot g}$$

$$hlfi = 5.0745 \text{ (m)}$$

Pérdidas en la tubería por accesorios.

Por durabilidad se utilizó accesorios de tubería galvanizada cédula 40, de 1 ½ pulgadas de diámetro, sabiendo que el factor de fricción⁷ en este tipo de accesorios es “fa = 0.021”

Además se determinó en las tablas correspondientes el coeficiente de resistencia “K”, según los accesorios que utilizamos, y estos son:

Válvula de pie	Kvp	=	8.8
Válvula check	Kvc	=	2.1
Codo a 90°	Kco	=	0.63
Tee	Kte	=	1.26

En base a esto se determinó las pérdidas unitarias de cada accesorio con la formula 4.19⁸:

$$La := Ka \cdot \frac{dt}{fa} \quad 4.19$$

Donde:

La: Pérdida por accesorio (m)

Ka: Coeficiente de resistencia del accesorio

dt: Diámetro de la tubería de conducción

fa: Factor de fricción

Pérdida unitaria por válvula de pie $Lvp = 11.724 \text{ (m)}$

Pérdida unitaria por válvula check $Lvc = 2.78 \text{ (m)}$

Pérdida unitaria por codo $Lco = 0.83 \text{ (m)}$

⁶ Ref. 10 Pág. 285

⁷ Ref. 21 Pág. 3 - 119

⁸ Ref. 21 Pág. 3 – 111 a 3 - 115

Pérdida unitaria por Tee

$$L_{te} = 1.67 \text{ (m)}$$

Entonces las pérdidas en accesorios en el circuito de la bomba es igual a:

$$h_{la} := (1 \cdot L_{vp}) + (1 \cdot L_{vc}) + (2 \cdot L_{co}) + (2 \cdot L_{te}) \quad 4.20$$

$$h_{la} = 19.51 \text{ (m)}$$

Cálculo de la cabeza total del sistema⁹:

La cabeza total del sistema "CTS", es igual a la suma de la cabeza de succión, más la cabeza de impulsión.

$$CTS = C_s + C_i$$

Las que a su vez se dividen en:

$$C_s = C_{se} + C_{ss} + C_{sf}$$

$C_{se} = H_s =$ Cabeza de succión estática

$C_{ss} =$ Cabeza de succión de superficie

$C_{sf} =$ Cabeza de succión por fricción

$$C_i = C_{ie} + C_{is} + C_{if}$$

$C_{ie} = H_i =$ Cabeza de impulsión estática

$C_{is} =$ Cabeza de impulsión de superficie

$C_{if} =$ Cabeza de impulsión por fricción

Donde:

$$C_{sf} + C_{if} = h_{lfs} + h_{lfi} + h_{la}$$

Cabe anotar que tanto el recipiente de succión como el de descarga son abiertos, entonces se encuentran a presión atmosférica, razón por la cual los valores de "C_{ss}", y "C_{is}", son iguales a cero.

Entonces:

$$CTS := H_s + H_i + h_{lfs} + h_{lfi} + h_{la} \quad 4.21$$

$$CTS = 76.68 \text{ (m)}$$

Diseño de la bomba

Fuerza requerida en los émbolos:

La bomba debe vencer la resistencia en la succión y la impulsión, por tal razón deberá desarrollar la siguiente fuerza:

Presión de succión:

$$h_{las} := (1 \cdot L_{vp}) + (1 \cdot L_{te})$$

⁹ Ref. 24 Pág. 38

$$h_{las} = 13.392 \text{ (m)}$$

$$P_s := (H_s + h_{lfs} + h_{las}) \cdot \rho \cdot g \quad 4.22$$

$$P_s = 151.69 \times 10^3 \text{ (Pa)}$$

Presión de impulsión:

$$h_{lai} := (1 \cdot L_{te}) + (1 \cdot L_{vc}) + (2 \cdot L_{co})$$

$$h_{lai} = 6.116 \text{ (m)}$$

$$P_i := (H_i + h_{lfi} + h_{lai}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_i = 599.08 \times 10^3 \text{ (Pa)}$$

Fuerza requerida en el émbolo (succión):

$$F_{es} := \left(\frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \right) \cdot P_s \quad 4.23$$

$$F_{es} = 691.76 \text{ (N)}$$

Fuerza requerida en el émbolo (impulsión):

$$F_{ei} := \left(\frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \right) \cdot P_i$$

$$F_{ei} = 2732.02 \text{ (N)}$$

Entonces la fuerza requerida para mover los émbolos es:

$$F_e := F_{es} + F_{ei}$$

$$F_e = 3423.78 \text{ (N)}$$

Por lo que el torque necesario para mover los émbolos es:

$$T_e := R_m \cdot F_e \quad 4.24$$

$$T_e = 401.452 \text{ (Nm)}$$

De lo que se concluyó que existe la suficiente fuerza por parte de la rueda para poner en funcionamiento a la bomba.

Diseño de la biela

Se analizó la sección A-A de la biela ya que esta área transversal es la menor y la que va a soportar los mayores los esfuerzos de tensión y aplastamiento, entonces fue lógico suponer que si la sección A-A resiste el análisis de esfuerzos a fatiga, la otras secciones a lo largo de la biela lo harán con mayor razón (figura 4.1).

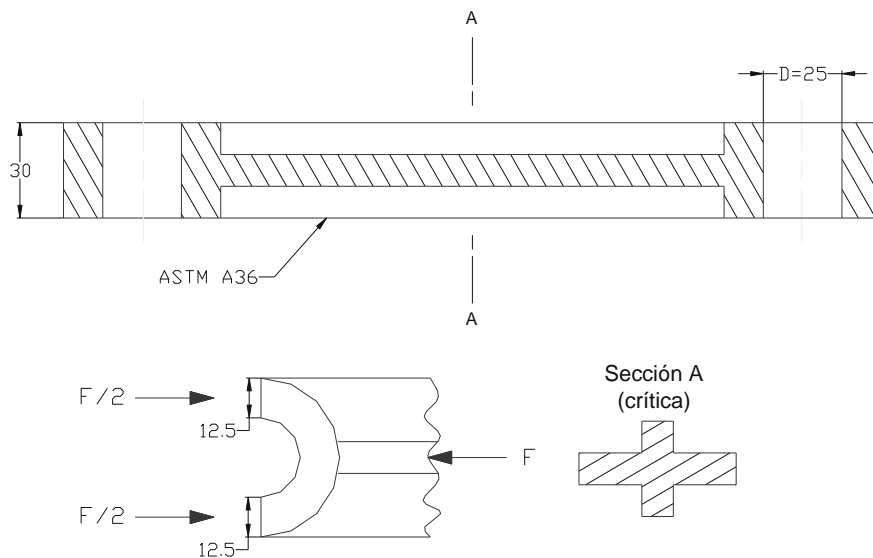


Figura 4.1 Gráfica de la biela

Modulo de elasticidad del acero	$E = 200 \cdot 10^9 \text{ (Pa)}$
Resistencia última del acero (ASTM A36):	$Sua = 400 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$
Resistencia fluencia del acero (ASTM A36):	$Sya = 250 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$
Ancho de la placa de la biela	$Ap = 0.05 \text{ (m)}$
Espesor de la placa de la biela	$ep = 0.01 \text{ (m)}$
Diámetro externo del bocín de bronce	$Db = 0.025 \text{ (m)}$
Espesor del nervio de la biela	$en = 0.01 \text{ (m)}$

Análisis por tensión: El área transversal crítica sometida a este esfuerzo es la siguiente:

$$AB := Ap \cdot en + 2 \cdot en^2 \quad 4.25$$

$$AB = 7 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

La fuerza mayor soportada por esta sección transversal, se produce en la succión (tracción), por lo que:

$$\sigma_{\text{max}} := \frac{Fes}{AB} \quad 4.26$$

$$\sigma_{\text{max}} = 9.88 \times 10^5 \text{ (Pa)}$$

Para este caso la fuerza mínima de tracción equivale a cero, ya que esta fuerza se traslada a lo que es aplastamiento, por lo que:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{min}} &:= 0 \quad (\text{Pa}) \\ Se' &:= 0.5 \cdot Sua \end{aligned} \quad 4.27$$

$$\begin{aligned} Se' &= 200 \times 10^6 \quad (\text{Pa}) \\ K_{\text{car}} &= 0.8 \\ K_{\text{tam}} &= 0.92 \\ K_{\text{sup}} &= 0.78 \\ K_{\text{tem}} &= 1 \\ K_{\text{con}} &= 0.897 \\ Se &:= Se' \cdot K_{\text{car}} \cdot K_{\text{tam}} \cdot K_{\text{sup}} \cdot K_{\text{tem}} \cdot K_{\text{con}} \end{aligned} \quad 4.28$$

$$\begin{aligned} Se &= 102.99 \times 10^6 \quad (\text{Pa}) \\ \sigma_{\text{ao}} &:= \frac{(\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}})}{2} \end{aligned} \quad 4.29$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ao}} &= 4.941 \times 10^5 \quad (\text{Pa}) \\ \sigma_{\text{mo}} &:= \frac{(\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}})}{2} \end{aligned} \quad 4.30$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{mo}} &= 4.941 \times 10^5 \quad (\text{Pa}) \\ \sigma_{\text{a}} &:= \sigma_{\text{ao}} \end{aligned} \quad 4.31$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{a}} &= 4.941 \times 10^5 \quad (\text{Pa}) \\ \sigma_{\text{m}} &:= \sigma_{\text{mo}} \end{aligned} \quad 4.32$$

$$\sigma_{\text{m}} = 4.941 \times 10^5 \quad (\text{Pa})$$

Aplicando Soderberg, se obtuvo¹⁰:

$$\frac{S_y}{FSt} = \sigma_m + \frac{S_y}{Se} \cdot \sigma_a \quad 4.33$$

$$FSt = 147.6$$

El factor de seguridad obtenido es relativamente alto, de acuerdo al análisis de resistencia mecánica, pero este tipo de dispositivos deben tener un buen

¹⁰ Ref. 16 Pág. 410

desempeño en lo que respecta a rigidez (deflexión), por lo que el factor de seguridad es aceptable.

Análisis por aplastamiento:

El fenómeno de compresión a fatiga, es significativamente menos dañino que el de tensión, ya que los esfuerzos alternantes que sean siempre a compresión no causarán el crecimiento de la grietas (primera etapa de la falla por fatiga) sino que en este caso tenderán a cerrarlas¹¹. Por tal razón el análisis por aplastamiento no se lo efectuó.

Análisis por rigidez (pandeo)¹²:

En nuestro caso la disposición es articulada en ambos extremos, factor de fijación ($\lambda = 1$), por lo que, la longitud efectiva es:

$$L_{efec} := dcm \cdot \lambda \quad 4.34$$

$$L_{efec} = 0.21 \text{ (m)}$$

Inercia mínima de la sección transversal:

$$I := \left(\frac{1}{12} \cdot A_p \cdot en^3 \right) + \left(\frac{1}{12} \cdot en \cdot ep^3 \right) - \left(\frac{1}{12} en^4 \right) \quad 4.35$$

$$I = 2.583 \times 10^{-8} \text{ (m}^4\text{)}$$

Radio de giro (Φ) de la sección transversal del elemento.

$$\phi := \sqrt{\frac{I}{A}} \quad 4.36$$

$$\phi = 6.075 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

La razón de esbeltez (Sr):

$$Sr := \frac{L_{efec}}{\phi} \quad 4.37$$

$$Sr = 34.6$$

Luego se evaluó la constante de la columna (Cc):

$$Cc := \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{Sy}} \quad 4.38$$

$$Cc = 125.7$$

¹¹ Ref. 16 Pág. 350

¹² Ref. 13 Pág. 175 - 186

Como, la razón de esbeltez es menor que la constante de la columna ($Sr < Cc$) entonces se debe utilizar la fórmula de J. B. Johnson¹³, para determinar la carga crítica:

$$P_{cr} := A \cdot S_y \cdot \left(1 - \frac{S_y \cdot S_r^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right) \quad 4.39$$

$$P_{cr} = 168378.7 \quad (\text{N})$$

Entonces a esta carga deberá empezar a pandearse la biela, como la máxima fuerza a compresión que va a resistir la biela es $F_{ei} = 2732.02$ (N), se tiene un gran margen de seguridad respecto a la rigidez del elemento.

Diseño de la flecha

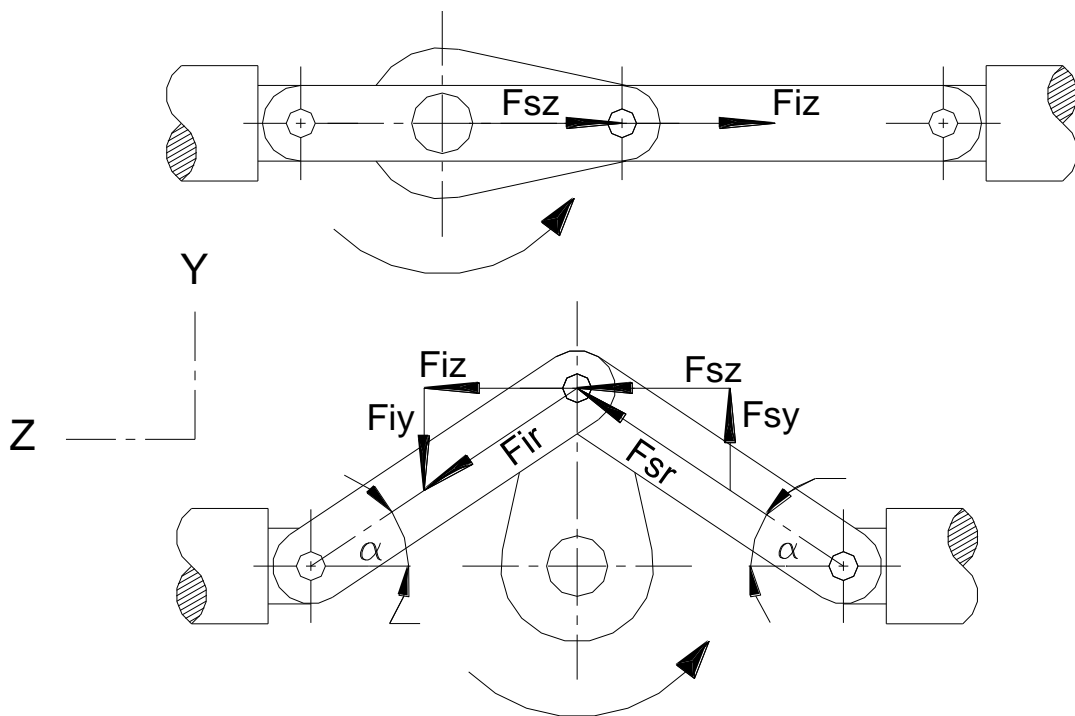


Figura 4.2 Análisis de fuerzas en el sistema biela-manivela

Distancia entre centros de la manivela: $d_{cm} = 0.210$ (m)

Análisis en el plano Z:

$$F_{iz} := -2732 \text{ (N)}$$

$$F_{sz} := -692 \text{ (N)}$$

$$FR_z = F_{iz} + F_{sz}$$

$$FR_z = -3424 \text{ (N)}$$

¹³ Ref. 13 Pág. 185

Análisis en el plano Y:

$$\alpha := \text{asin}\left(\frac{Rm}{dcm}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad \alpha = 34.02 \quad (^\circ)$$

$$F_{sy} := \left(-F_{sz} \cdot \tan\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) \quad F_{sy} = 467.16 \quad (\text{N})$$

$$F_{iy} := \left(-F_{iz} \cdot \tan\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) \quad F_{iy} = -1844.34 \quad (\text{N})$$

$$FR_y := F_{sy} + F_{iy} \quad FR_y = -1377.18 \quad (\text{N})$$

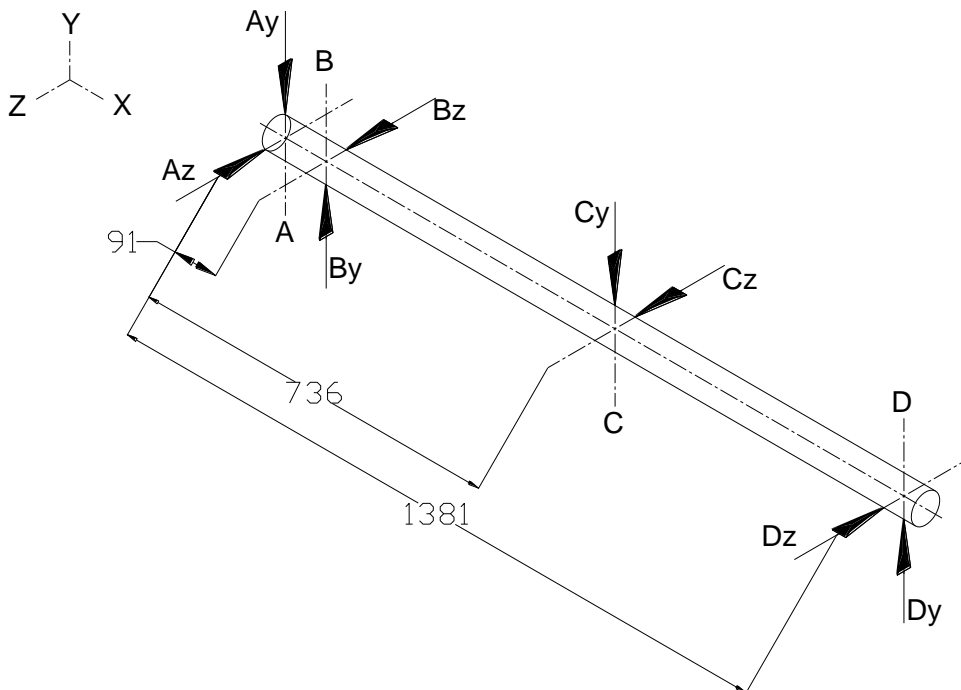


Figura 4.3 Análisis de la flecha

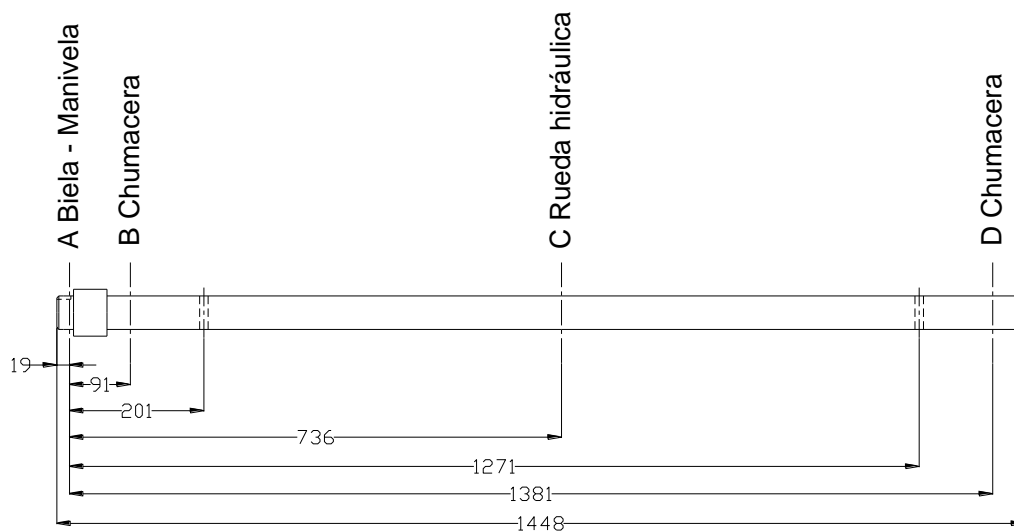


Figura 4.4 Disposición de los elementos en La flecha

De la disposición de los elementos en la flecha (figura 4.4) se desprenden los siguientes datos:

$$d_{AB} = 0.091 \text{ (m)}$$

$$d_{AC} = 0.736 \text{ (m)}$$

$$d_{AD} = 1.381 \text{ (m)}$$

$$MR = 350 \text{ (Kg)} \quad \text{Masa de la rueda con todos sus accesorios}$$

Reemplazando los valores del análisis de fuerzas del sistema biela manivela (figura 4.2), tenemos:

$$A_y := |FR_y| \quad A_y = 1377.2 \text{ (N)}$$

$$A_z := |FR_z| \quad A_z = 3424 \text{ (N)}$$

$$C_y := MR \cdot g \quad C_y = 3433.5 \text{ (N)}$$

$$C_z := F \quad C_z = 721.8 \text{ (N)}$$

Análisis en el plano X-Y (figura 4.5):

$$\sum F_y = 0 \quad B_y + D_y = A_y + C_y$$

$$\sum MA = 0 \quad (B_y \cdot d_{AB}) + (D_y \cdot d_{AD}) = (C_y \cdot d_{AC})$$

$$B_y = 3191.1 \text{ (N)}$$

$$D_y = 1619.6 \text{ (N)}$$

Corte 1: $0 < x_a < 0.091$:

$$\sum F_y = 0 \quad V_{xa1} := A_y \quad V_{xa1} = 1377.2 \text{ (N)}$$

$$V_{xa2} := A_y \quad V_{xa2} = 1377.2 \text{ (N)}$$

$$\sum MA = 0 \quad M_{xa1} := -(A_y \cdot x_{a1}) \quad M_{xa1} = 0 \text{ (Nm)}$$

$$M_{xa2} := -(A_y \cdot x_{a2}) \quad M_{xa2} = -125.3 \text{ (Nm)}$$

Corte 2: $0.091 < x_b < 0.736$:

$$\sum F_y = 0 \quad V_{xb1} := A_y - B_y \quad V_{xb1} = -1813.9 \text{ (N)}$$

$$V_{xb2} := A_y - B_y \quad V_{xb2} = -1813.9 \text{ (N)}$$

$$\sum MA = 0 \quad M_{xb1} := -(A_y \cdot x_{b1}) + [B_y \cdot (x_{b1} - d_{AB})] \quad M_{xb1} = -125.3 \text{ (Nm)}$$

$$M_{xb2} := -(A_y \cdot x_{b2}) + [B_y \cdot (x_{b2} - d_{AB})] \quad M_{xb2} = 1044.6 \text{ (Nm)}$$

Corte 3: $0.736 < x_c < 1.381$:

$$\sum F_y = 0 \quad V_{xc1} := A_y - B_y + C_y \quad V_{xc1} = 1619.6 \text{ (N)}$$

$$V_{xc2} := A_y - B_y + C_y \quad V_{xc2} = 1619.6 \text{ (N)}$$

$$\Sigma MA = 0 \quad M_{xc1} := -(A_y \cdot xc1) + [B_y \cdot (xc1 - d_{AB})] - [C_y \cdot (xc1 - d_{AC})]$$

$$M_{xc2} := -(A_y \cdot xc2) + [B_y \cdot (xc2 - d_{AB})] - [C_y \cdot (xc2 - d_{AC})]$$

$$M_{xc1} = 1044.6 \text{ (Nm)}$$

$$M_{xc2} = 0$$

PLANO X - Y

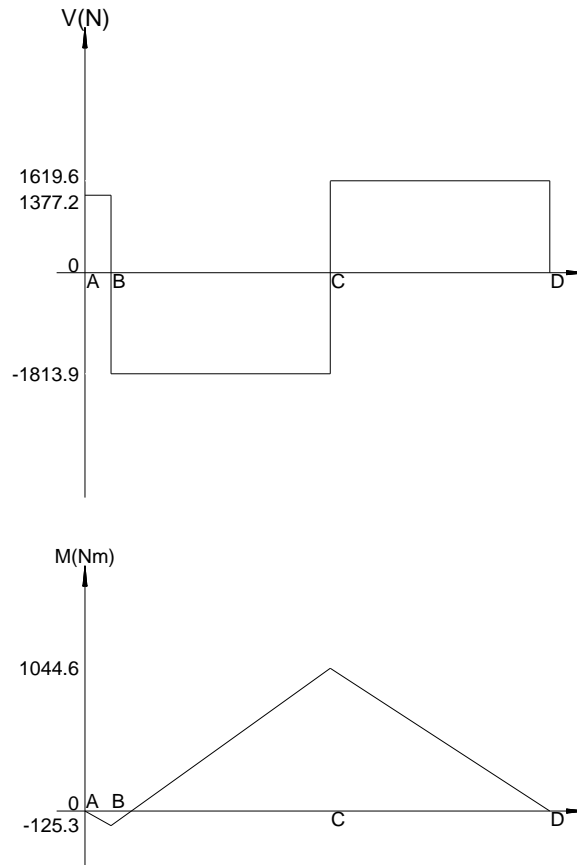


Figura 4.5 Diagrama Corte y Momento, Plano X-Y

Análisis en el plano X-Z (figura 4.6):

$$\Sigma F_y = 0 \quad B_z - D_z = A_z - C_z$$

$$\Sigma MA = 0 \quad (B_z \cdot d_{AB}) - (D_z \cdot d_{AD}) = -(C_z \cdot d_{AC})$$

$$B_z = 3304.6 \text{ (N)}$$

$$D_z = 602.4 \text{ (N)}$$

Corte 1: $0 < y_a < 0.091$:

$$\Sigma F_y = 0 \quad V_{ya1} := -A_z \quad V_{ya1} := -3424 \text{ (N)}$$

$$V_{ya2} := -A_z \quad V_{ya2} := -3424 \text{ (N)}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 \quad M_{ya1} &:= (A_z \cdot y_{a1}) & M_{ya1} &= 0 \\ M_{ya2} &:= (A_z \cdot y_{a2}) & M_{ya2} &= 311.6 \text{ (Nm)} \end{aligned}$$

Corte 2: $0.091 < y_b < 0.736$:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 \quad V_{yb1} &:= -A_z + B_z & V_{yb1} &= -119.3 \text{ (N)} \\ V_{yb2} &:= -A_z + B_z & V_{yb2} &= -119.3 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 \quad M_{yb1} &:= (A_z \cdot y_{b1}) - [B_z \cdot (y_{b1} - d_{AB})] & M_{yb1} &= 311.6 \text{ (Nm)} \\ M_{yb2} &:= (A_z \cdot y_{b2}) - [B_z \cdot (y_{b2} - d_{AB})] & M_{yb2} &= 388.6 \text{ (Nm)} \end{aligned}$$

Corte 3: $0.736 < y_c < 1.381$:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 \quad V_{yc1} &:= -A_z + B_z + C_z & V_{yc1} &:= 602.4 \text{ (N)} \\ V_{yc2} &:= -A_z + B_z + C_z & V_{yc2} &:= 602.4 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 \quad M_{yc1} &:= (A_z \cdot y_{c1}) - [B_z \cdot (y_{c1} - d_{AB})] - [C_z \cdot (y_{c1} - d_{AC})] \\ M_{yc2} &:= (A_z \cdot y_{c2}) - [B_z \cdot (y_{c2} - d_{AB})] - [C_z \cdot (y_{c2} - d_{AC})] \\ M_{yc1} &= 388.6 \text{ (Nm)} & M_{yc2} &= 0 \end{aligned}$$

PLANO X - Z

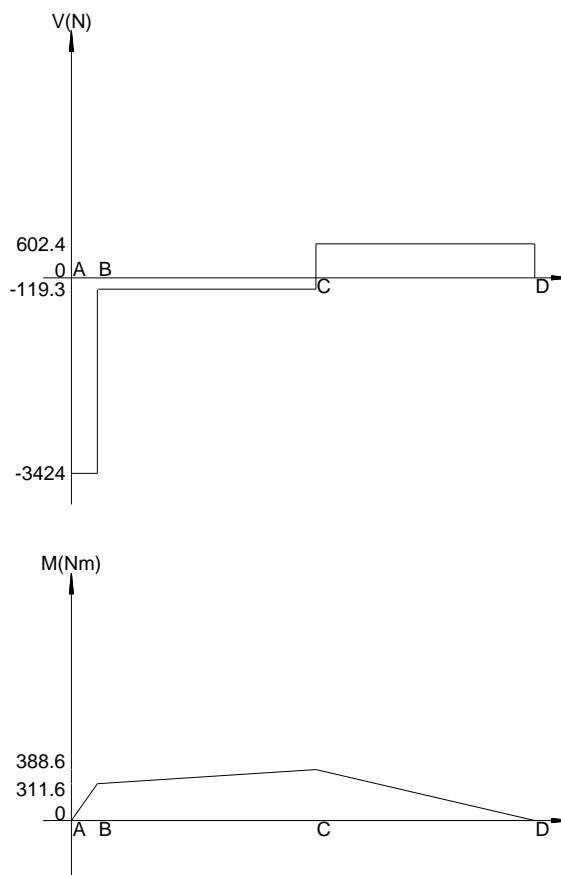


Figura 4.6 Diagrama Corte y Momento, Plano X-Z

Observando los diagramas resultantes de corte y momento en el plano X-Y, y X-Z, resultó que la sección crítica es “C”. Posterior a esto procedimos a determinar el diámetro de la flecha para que resista las cargas a las que está sometida, para lo cual asumimos un factor de seguridad¹⁴ “Fs = 2”, además como dotación se dispuso de un eje de acero 705 – AISI 4337, con las siguientes propiedades¹⁵:

$$S_y := 685 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$S_u := 883 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

Análisis en la sección “C”

$$MC := \sqrt{(M_{xc1}^2 + M_{yc1}^2)} \quad 4.40$$

$$MC = 1114.4 \text{ (Nm)}$$

Determinamos un diámetro estático, que nos servirá de referencia:

$$DeC := \left[\left(\frac{32 \cdot Fs}{\pi \cdot S_y} \right) \cdot \sqrt{(MC^2 + T^2)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad 4.41$$

$$DeC = 0.035 \text{ (m)}$$

El límite de resistencia teórico a la fatiga¹⁶ fue:

$$Se' := 0.5 \cdot S_u \quad Se' = 441.5 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Los factores de corrección de resistencia a la fatiga¹⁷ fueron los siguientes:

$$K_{carC} := 1$$

$$K_{tamC} := 1.189 \cdot (DeC \cdot 1000)^{-0.097} \quad 4.42$$

$$K_{tamC} = 0.84$$

$$K_{supC} := 4.51 \cdot \left(\frac{S_u}{1 \cdot 10^6} \right)^{-0.265} \quad 4.43$$

$$K_{supC} = 0.75$$

$$K_{conC} := 0.897$$

¹⁴ Ref. 16 Pág. 21

¹⁵ Ref. 20. Catalogo de aceros

¹⁶ Ref. 16 Pág. 373

¹⁷ Ref. 16 Pág. 376 - 381

Con los factores de corrección anteriores procedimos a determinar el límite de resistencia teórico a la fatiga corregido:

$$SeC := Se' \cdot KcarC \cdot KtamB \cdot KsupC \cdot KconC$$

$$SeC = 251.7 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Ya que por la sección en análisis se encuentra, una perforación de 12.7 (mm) de diámetro donde va un pasador se tuvo que determinar un concentrador de esfuerzos teórico¹⁸:

$$KtC := 1.925$$

De igual forma se determinó un factor de sensibilidad a las muescas:

$$qC := 0.75$$

Calculado todo lo anterior se determinó los concentradores de esfuerzos a fatiga:

$$KfC := 1 + (KtC - 1) \cdot qC \quad 4.44$$

$$KfC = 1.694$$

$$KfsC := KfC \quad 4.45$$

$$KfsC = 1.694$$

Una vez determinados todos los factores anteriores, se definió el diámetro más adecuado para la sección "C", de la flecha¹⁹, para lo cual se utilizó la fórmula de la teoría de la energía de distorsión, para flexión alternante y torsión uniforme, acotando que debido a la gran masa de la rueda la inercia de ésta es alta, por lo que la torsión tiende a ser uniforme justificando así la aplicación de esta fórmula:

$$DC := \left[\frac{32 \cdot Fs}{\pi} \cdot \sqrt{\left(KfC \cdot \frac{MC}{SeC} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} \right) \cdot \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad 4.46$$

$$DC = 0.054 \text{ (m)}$$

De idéntica forma se aplicó lo anteriormente expuesto para la sección "B", donde su diámetro más adecuado fue:

$$DB = 0.042 \text{ (m)}$$

¹⁸ Ref. 16 Pág. 1009

¹⁹ Ref. 16 Pág. 573

En lo que se refiere a la sección "A" se desarrolló un análisis diferente, ya que aquí es donde se encuentra la transmisión de la fuerza de la rueda al sistema de la bomba, por medio de la manivela la cual está acoplada a la flecha por medio de una chaveta, por tal razón esta sección se encuentra expuesta a lo que son esfuerzos de flexión y torsión, (figura 4.7).

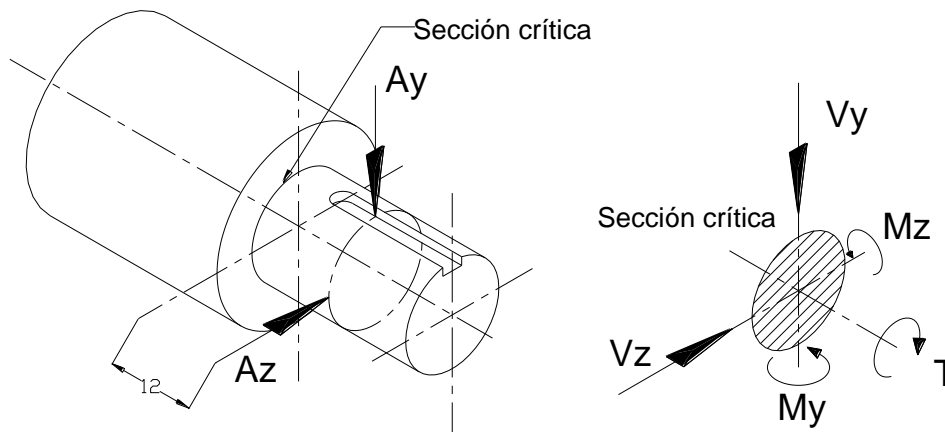


Figura 4.7 Análisis de la Sección A, de la Flecha

Donde:

$$V_y = 1377.4 \text{ (N)}$$

$$V_z = -3424 \text{ (N)}$$

$$x := 0.012 \text{ (m)}$$

$$M_z := V_y \cdot x \quad M_z = 16.528 \text{ (Nm)}$$

$$M_y := V_z \cdot x \quad M_y = -41.085 \text{ (Nm)}$$

Los factores de corrección determinados fueron los siguientes:

$$K_{carA} = 0.577$$

$$K_{tamA} = 0.87$$

$$K_{supA} = 0.75$$

$$K_{conA} = 0.897$$

$$K_{tA} = 1.6$$

De lo que se obtuvo:

$$Se_A := Se' \cdot K_{carA} \cdot K_{tamA} \cdot K_{supA} \cdot K_{conA} \quad Se_A = 149.1 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Para determinar el diámetro óptimo para la sección "A", trabajamos con "FsC=2", por lo que al reemplazar en la fórmula²⁰ 4.43 se obtuvo:

²⁰ Ref. 13 Pág. 300

$$DA := \left[\frac{32 \cdot FsC}{\pi} \cdot \sqrt{\left(KtA \cdot \frac{MRA}{SeA} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} \right) \cdot \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad 4.47$$

$$DA = 0.0303 \text{ (m)}$$

Razón por la cual esta parte de la flecha tiene un diámetro de 30 (mm)

Diseño del perno de articulación entre la biela y el émbolo

Para la articulación entre la biela y el émbolo se usó un perno $\frac{3}{4}$ -10-UNC, de grado 5, al cual se lo maquinó para obtener una parte roscada en la parte inferior equivalente a M16x1.5, como se aprecia en la figura 4.8, además por cuestiones de lubricación se le perforó un agujero de diámetro 3 (mm), y se le colocó un graseo

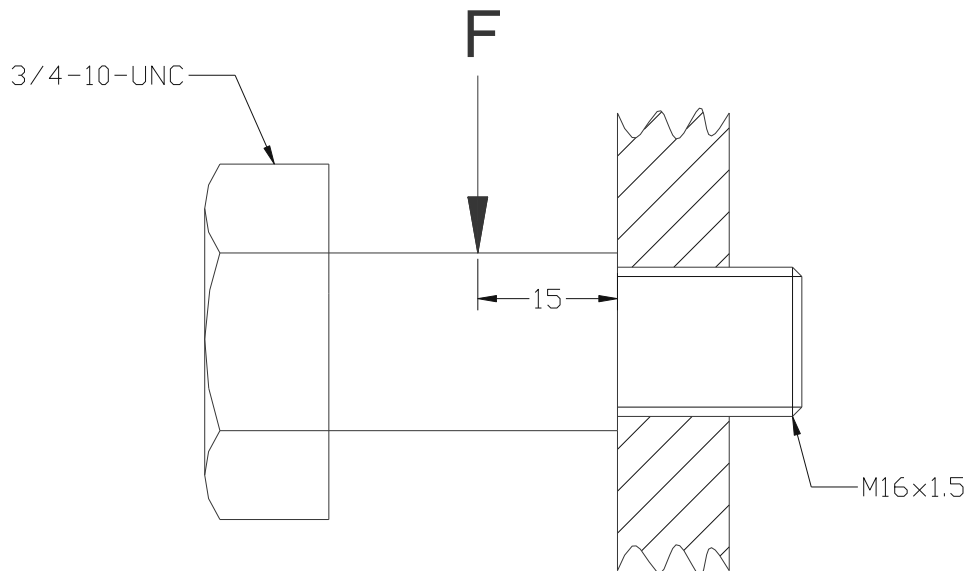


Figura 4.8 Perno de articulación Biela – Émbolo

El perno de clase 5.8 tiene las siguientes propiedades mecánicas²¹ :

$$Su = 120 \text{ (Ksi)} = 827 \text{ (MPa)}$$

$$Sy = 92 \text{ (Ksi)} = 634 \text{ (MPa)}$$

Además el perno presentó, las siguientes características:

$$Dp = 0.01416 \text{ (m)} \quad \text{Diámetro menor del perno empotrado en el émbolo.}$$

$$Rp = 0.00708 \text{ (m)} \quad \text{Radio menor del perno.}$$

$$x = 0.015 \text{ (m)} \quad \text{Separación de la fuerza.}$$

²¹ Ref. 16 Pág. 915

Análisis por flexión:

El perno de articulación está sometido a esfuerzos tanto en la succión como en la impulsión, por lo que:

$$\sigma_{bi} := \frac{F_i \cdot x \cdot R_p}{\frac{\pi}{64} \cdot D_p^4} \quad 4.48$$

$$\sigma_{bi} = 147.02 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\sigma_{bs} := \frac{F_s \cdot x \cdot R_p}{\frac{\pi}{64} \cdot D_p^4}$$

$$\sigma_{bs} = -37.23 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\sigma_{ao} := \frac{\sigma_{bi} - \sigma_{bs}}{2} \quad \sigma_{ao} = 92.12 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\sigma_{mo} := \frac{\sigma_{bi} + \sigma_{bs}}{2} \quad \sigma_{mo} = 54.9 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

Después se calculó el límite teórico a la fatiga, con sus respectivos factores de corrección:

$$Se' := 0.5 \cdot Su \quad Se' = 413.5 \quad (\text{MPa})$$

$$K_{car} := 1$$

$$K_{tam} := 0.91$$

$$K_{sup} := 1$$

$$K_{con} := 0.897$$

$$Se := Se' \cdot K_{car} \cdot K_{tam} \cdot K_{sup} \cdot K_{con} \quad Se = 337.5 \quad (\text{MPa})$$

También se determinó el concentrador de esfuerzos de teórico²²:

$$K_t := 1.6$$

Se asumió conservadoramente:

$$q := 1$$

²² Ref. 13 Apéndice A-28

Entonces, se determinó:

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q$$

$$K_f = 1.6$$

$$\sigma_a := K_f \cdot \sigma_{ao}$$

$$\sigma_a = 147.4 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_m := \sigma_{mo}$$

$$\sigma_m = 54.9 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Aplicando Soderberg, se obtuvo:

$$\frac{S_y}{F_{Sb}} = \sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_a$$

$$F_{Sb} = 1.9$$

Análisis por cortante:

$$\tau_i := \frac{4}{3} \cdot \frac{F_i}{\pi \cdot R_p^2}$$

$$\tau_i = 23.13 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\tau_s := \frac{4}{3} \cdot \frac{F_s}{\pi \cdot R_p^2}$$

$$\tau_s = -5.86 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\tau_{ao} := \frac{\tau_i - \tau_s}{2}$$

$$\tau_{ao} = 14.49 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\tau_{mo} := \frac{\tau_i + \tau_s}{2}$$

$$\tau_{mo} = 8.64 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\tau_a := K_f \cdot \tau_{ao}$$

$$\tau_a = 23.19 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\tau_m := \tau_{mo}$$

$$\tau_m = 8.64 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Aplicando Soderberg, despejamos:

$$\frac{S_y}{F_{Sc}} = \tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \tau_a$$

$$F_{Sc} = 12.1$$

De lo que se determinó, que el perno sufre un mayor esfuerzo a flexión que a cortante, por lo que las dimensiones asumidas son correctas.

Diseño del perno de articulación entre la manivela y las bielas

El análisis de este perno de articulación se lo hizo de manera similar que en la articulación anterior, figura 4.9.

El perno está sometido a esfuerzos tanto en la carrera de ida como en la de vuelta, figura 4.10:

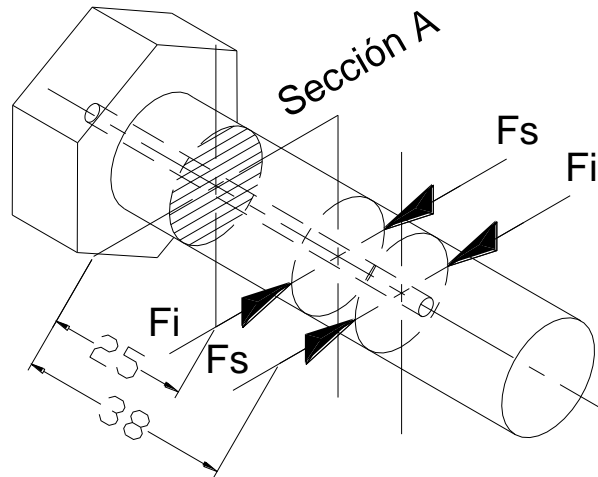


Figura 4.9 Perno de articulación Manivela – Biela

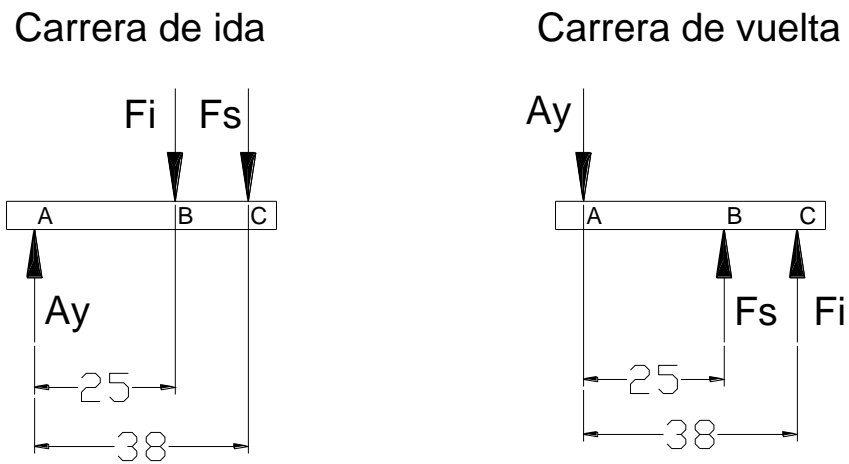


Figura 4.10 Análisis de la articulación Manivela – Biela

Donde:

$d_{AB} := 0.025$ (m) Distancia AB.

$d_{AC} := 0.038$ (m) Distancia AC.

El perno de la articulación manivela – biela usado, fue un perno de $\frac{3}{4}$ " de grado 5, que presentó las siguientes características²³:

$D_p := 0.019$ (m) Diámetro del perno.

$R_p := 0.010$ (m) Radio del perno.

$d_a := 0.003$ (m) Diámetro del agujero.

$S_u = 120$ (Ksi) = 827 (MPa)

$S_y = 92$ (Ksi) = 634 (MPa)

²³ Ref. 16 Pág. 914

De donde se determinó

Carrera de ida:

$$M_{yi} := F_i \cdot d_{AB} + F_s \cdot d_{AC}$$

$$M_{yi} = 94.6 \text{ (Nm)}$$

$$V_i := F_i + F_s$$

$$V_i = 3.42 \times 10^3 \text{ (N)}$$

Carrera de vuelta:

$$M_{yv} := -(F_s \cdot d_{AB} + F_i \cdot d_{AC})$$

$$M_{yv} = -121.12 \text{ (Nm)}$$

$$W := -(F_i + F_s)$$

$$W = -3.42 \times 10^3 \text{ (N)}$$

Se analizó únicamente a flexión, ya que como vimos en la articulación anterior, los esfuerzos son mayores a flexión, antes que a cortante.

Los factores de corrección a fatiga, y el límite teórico de fatiga fueron:

$$S_e' := 0.5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 415 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$K_{carb} := 1$$

$$K_{tam} := 0.89$$

$$K_{sup} := 0.93$$

$$K_{con} := 0.897$$

$$S_{eb} := S_e' \cdot K_{carb} \cdot K_{tam} \cdot K_{sup} \cdot K_{con}$$

$$S_{eb} = 308.12 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

De igual manera, los esfuerzos resultantes fueron:

$$\sigma_{bi} := \frac{M_{yi} \cdot R_p}{\frac{\pi}{64} \cdot (D_p^4 - d_a^4)}$$

$$\sigma_{bi} = 147.96 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{bv} := \frac{M_{yv} \cdot R_p}{\frac{\pi}{64} \cdot (D_p^4 - d_a^4)}$$

$$\sigma_{bv} = -189.45 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{ao} := \frac{\sigma_{bi} - \sigma_{bv}}{2}$$

$$\sigma_{ao} = 168.71 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{mo} := \frac{\sigma_{bi} + \sigma_{bv}}{2}$$

$$\sigma_{mo} = -20.74 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_a := \sigma_{ao}$$

$$\sigma_a = 168.71 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_m := \sigma_{mo}$$

$$\sigma_m = -20.74 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Aplicando Soderberg, se obtuvo:

$$\frac{S_y}{FS_b} = \sigma_m + \frac{S_y}{S_{eb}} \cdot \sigma_a$$

$$FS_b = 1.9$$

Por lo que se concluyó, que el perno de articulación, cumple con los esfuerzos producidos en él.

Diseño de la cámara de aire.

Debido a la eficiencia volumétrica de la bomba, el volumen que ingresa a la cámara de aire es “Vtb”, ya calculado anteriormente.

Luego, se determinó el número de impulsiones que tiene la bomba, y la altura real de impulsión incluidas las pérdidas.

$$\text{Impm} := 2 \cdot \text{RPM} \quad 4.49$$

$$\text{Impm} = 15.28 \left(\frac{\text{Imp}}{\text{min}} \right)$$

$$\text{Hri} := \text{Hi} + \text{hlf}_i \quad 4.50$$

$$\text{Hri} = 55.07 \text{ (m)}$$

Se consideró una variación de presión del 8 (%), ya que la presión dentro de la cámara no es constante.

$$\Delta \text{Hri} := \text{Hri} \cdot 0.08 \quad 4.51$$

$$\Delta \text{Hri} = 4.41 \text{ (m)}$$

$$\text{Hmax} = 57.27 \text{ (m)}$$

$$\text{Hmin} = 52.87 \text{ (m)}$$

Para un correcto funcionamiento de la cámara de aire, en la primera parte del proceso “Pmín”, se mantiene constante un volumen de agua igual a “4Dvol”, y en la segunda parte del proceso “Pmax”, se tiene el ingreso de una impulsión por parte de la bomba, por lo que el volumen de agua es “Vol1 + Dvol”, figura 4.11.

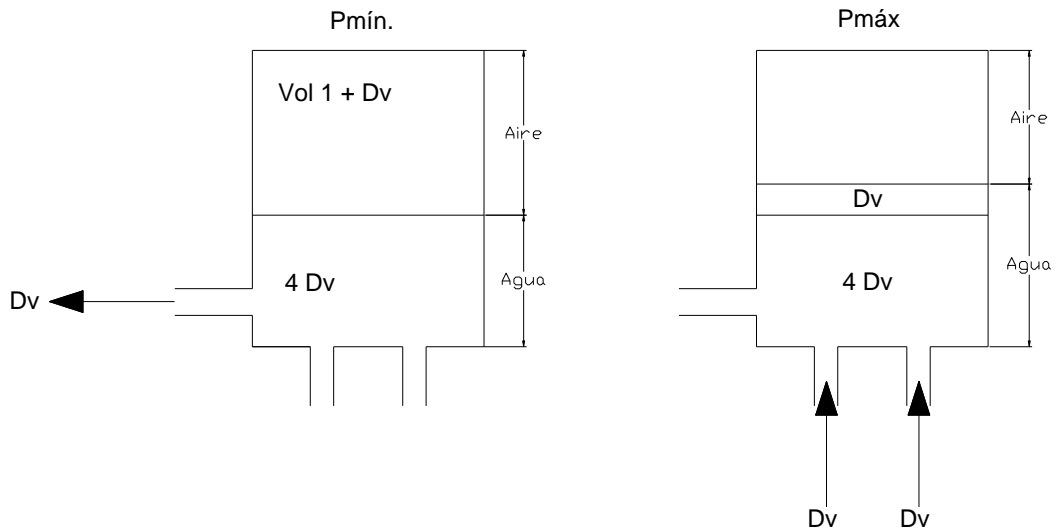


Figura 4.11 Análisis de la cámara de aire

Donde:

$$Dvol := Vtb \quad Dvol = 0.0009 \text{ (m}^3\text{)}$$

El aire comprimido dentro de la cámara de aire cumple con la ecuación politrópica de los gases, es decir:

$$P1 \cdot V1^n = P2 \cdot V2^n \quad 4.52$$

Con “n” como índice politrópico del aire “n = 1.4”, debido al proceso de compresión y expansión presentes del gas real²⁴, y reemplazando lo mostrado en la figura 4.11, la fórmula queda como:

$$Hmax \cdot Vol1^n = Hmin \cdot (Vol1 + Dvol)^n$$

Por lo que al despejar “Vol1” y reemplazar los valores obtenidos se determinó:

$$Vol1 := \frac{Dvol}{\left(\frac{Hmax}{Hmin}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad Vol1 = 0.015 \text{ (m}^3\text{)}$$

El volumen de agua fue:

$$Va := 4 \cdot Dvol \quad Va = 3.6 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$$

Por lo que el volumen total de la cámara de aire fue:

$$VT := Vol1 + Va \quad VT = 0.019 \text{ (m}^3\text{)}$$

²⁴ Ref. 25 Pag. 133, 323

Luego se procedió a determinar las dimensiones de la cámara de aire. Se dispuso de una tubería de 10 pulgadas ASTM A53²⁵, cédula 100, la cual tiene un diámetro interior “Dinc=0.235 (m)”, con lo que la altura de la cámara de aire fue de:

$$H_c := \frac{VT}{\left[\pi \cdot \left(\frac{D_{inc}}{2} \right)^2 \right]} \quad H_c = 0.44 \text{ (m)}$$

Análisis de esfuerzos de la cámara de aire:

Las características que muestra la tubería utilizada son las siguientes²⁶:

$$D_{exc} = 0.273 \text{ (m)}$$

$$e_{spc} = 0.0195 \text{ (m)}$$

$$S_{uc} = 413.7 \text{ (MPa)}$$

$$S_{yc} = 241.3 \text{ (MPa)}$$

Con lo que se pudo definir, su área de sección transversal, y con ella se determinó un diámetro equivalente, con lo que se encontró los factores de corrección a fatiga:

$$A_{sc} := \pi \frac{D_{exc}^2 - D_{inc}^2}{4} \quad A_{sc} = 0.015 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$D_{eqc} := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{sc}}{\pi}} \quad 4.53$$

$$D_{eqc} = 0.139 \text{ (m)}$$

$$K_{tamc} := 0.74$$

$$K_{conc} := 0.9$$

$$K_{supc} := 0.7$$

$$K_{carc} := 0.8$$

Con lo que se determinó el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_{e'} := 0.5S_{uc} \quad S_{e'} = 206.85 \text{ (MPa)}$$

$$S_e := S_{e'} \cdot K_{tamc} \cdot K_{conc} \cdot K_{supc} \cdot K_{carc} \quad S_e = 77.147 \text{ (MPa)}$$

²⁵ Ref. 23 Pág. 144, 325

²⁶ Ref. 23 Pág. 187

Luego, procedimos a calcular los esfuerzos en la tubería, transformando los valores de “Hmax”, y “Hmin”; a “Pmax”, y “Pmin”, respectivamente:

$$P_{\max} = 0.561 \quad (\text{MPa})$$

$$P_{\min} = 0.518 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\max} := \frac{P_{\max} \cdot \frac{D_{\text{inc}}}{2}}{e_{\text{spc}}} \quad 4.54$$

$$\sigma_{\max} = 3.379 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\min} := \frac{P_{\min} \cdot \frac{D_{\text{inc}}}{2}}{e_{\text{spc}}} \quad 4.55$$

$$\sigma_{\min} = 3.119 \quad (\text{MPa})$$

Una vez hecho esto se definió los esfuerzos medios y alternantes:

$$\sigma_{\text{mo}} := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{\text{mo}} = 3.249 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\text{ao}} := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{\text{ao}} = 0.13 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\text{m}} := \sigma_{\text{mo}} \quad \sigma_{\text{m}} = 3.249 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{\text{a}} := \sigma_{\text{ao}} \quad \sigma_{\text{a}} = 0.13 \quad (\text{MPa})$$

Por último se aplicó el criterio de Soderberg, con lo que se obtuvo:

$$\frac{S_{\text{yc}}}{F_{\text{Sc}}} = \sigma_{\text{m}} + \frac{S_{\text{yc}}}{S_{\text{e}}} \cdot \sigma_{\text{a}}$$

$$F_{\text{Sc}} = 66$$

Con lo que se concluyó el análisis de esfuerzos en la cámara de aire, verificando que con las dimensiones determinadas soporta los esfuerzos incurridos.

Diseño del cilindro del émbolo

Para el cilindro de la bomba se utilizó un niple de tubería galvanizada Norma ISO R65 / Serie liviana I, de 3 (pulg.) de diámetro nominal por 10 (pulg.) de longitud, con las siguientes características²⁷:

²⁷ Ref. 22 Catalogo IPAC

$$D_{exci} := 0.0887 \text{ (m)}$$

$$e_{ci} := 0.0036 \text{ (m)}$$

$$S_{uci} := 273.9 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$S_{yci} := 80.9 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

Luego determinamos los factores de corrección a fatiga:

$$K_{tamci} = 0.85$$

$$K_{conci} = 0.897$$

$$K_{supci} = 0.8$$

$$K_{carci} = 0.8$$

$$Se' := 0.5S_{uci} \qquad Se' = 136.95 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$Se := Se' \cdot K_{tamci} \cdot K_{conci} \cdot K_{supci} \cdot K_{carci} \qquad Se = 66.827 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Después se calculó los esfuerzos internos en el cilindro, tomando en cuenta que “Pmax = Pi”, y “Pmin = Ps”.

$$\sigma_{max} := \frac{P_i \cdot \frac{(D_{exci} - 2 \cdot e_{ci})}{2}}{e_{ci}} \qquad \sigma_{max} = 6.781 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{min} := \frac{P_s \cdot \frac{(D_{exci} - 2 \cdot e_{ci})}{2}}{e_{ci}} \qquad \sigma_{min} = 1.717 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{mo} := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \qquad \sigma_{mo} = 4.249 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{ao} := \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \qquad \sigma_{ao} = 2.532 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_m := \sigma_{mo} \qquad \sigma_m = 4.249 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_a := \sigma_{ao} \qquad \sigma_a = 2.532 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Por último aplicamos el criterio de Soderberg:

$$\frac{S_{yci}}{F_{Sci}} = \sigma_m + \frac{S_{yci}}{Se} \cdot \sigma_a$$

$$F_{Sci} = 11.1$$

Con lo que se nos asegura, el buen desempeño del cilindro.

Diseño de los pernos de sujeción al bastidor del cilindro de la bomba:

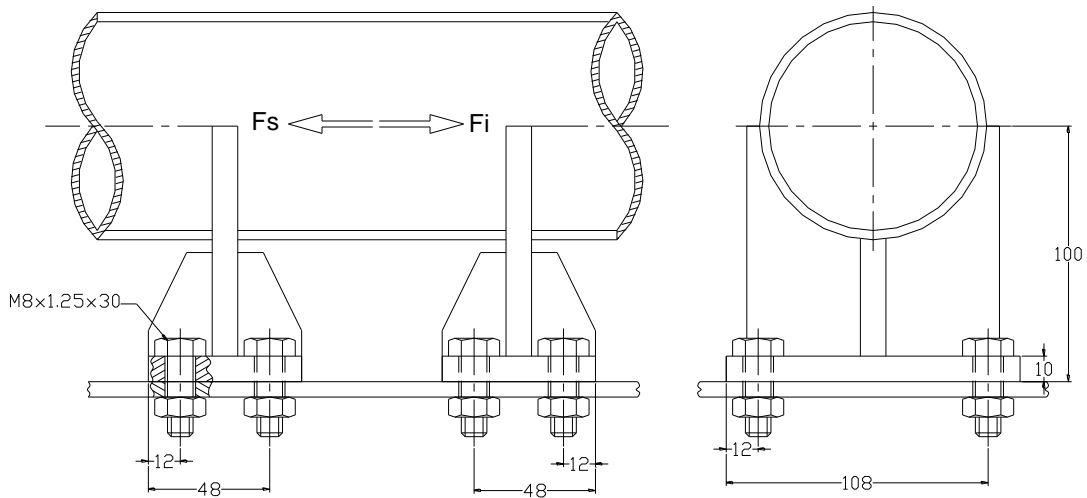


Figura 4.12 Análisis del cilindro de la bomba

Los pernos de sujeción utilizados son M8x1.25x30, de grado 5.8, que presentan las siguientes características²⁸:

$$Su = 520 \text{ (Mpa)}$$

$$Sy = 420 \text{ (Mpa)}$$

$$dr = 0.00647 \text{ (m)}$$

$$Am = 32.88 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$At = 36.61 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}$$

Las cargas que soportan los pernos son:

$$Fei = 2732.02 \text{ (N)}$$

$$Fes = -691.76 \text{ (N)}$$

Se analizó uno de los dos soportes del cilindro, para lo cual se dividió la fuerza para 2, además se tomó en cuenta las distancias que presentan los ejes de los pernos al filo de la base del soporte, figura 4.12

$$d12 = 0.012 \text{ (m)}$$

$$d34 = 0.048 \text{ (m)}$$

Análisis en la impulsión:

$$Vi := \frac{Fei}{2} \quad Vi = 1366.01 \text{ (N)}$$

$$Mi := Vi \cdot df \quad Mi = 136.6 \text{ (Nm)}$$

²⁸ Ref. 16 Pág. 896

$$F_{vi} := \frac{V_i}{4} \quad F_{vi} = 341.502 \quad (\text{N})$$

$$\tau_{vi} := \frac{F_{vi}}{A_m} \quad \tau_{vi} = 10.39 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

En base a esto resolvimos el siguiente sistema:

$$2 \cdot F_{12i} \cdot d_{12} + 2 \cdot F_{34i} \cdot d_{34} = M_i \quad (1)$$

$$\frac{F_{12i}}{d_{12}} = \frac{F_{34i}}{d_{34}} \quad (2)$$

Resolviendo (1) y (2), se obtuvo:

$$F_{12i} := 334.81 \quad (\text{N})$$

$$F_{34i} := 1339.2 \quad (\text{N})$$

Seleccionando el mayor, se obtuvo:

$$\sigma_{ti} := \frac{F_{34i}}{A_t} \quad \sigma_{ti} = 36.58 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

Para el caso de la succión se trabajó con la "Fes", lo que nos arrojó los siguientes esfuerzos:

$$\tau_{vs} = -2.63 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\sigma_{ts} = -9.26 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

Luego se determinó los esfuerzos medios y alternantes a fatiga:

$$\sigma_{mo} = 13.66 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\sigma_{ao} = 22.92 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\tau_{mo} = 3.88 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\tau_{ao} = 6.51 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

Con ello se determinó (Para este caso²⁹ "Kf = 3"):

$$\sigma_m := \sigma_{mo} \quad \sigma_m = 13.66 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

$$\sigma_a := 3 \cdot \sigma_{ao} \quad \sigma_a = 68.76 \times 10^6 \quad (\text{Pa})$$

²⁹ Ref. 16 Pág. 924

$$\tau_m := \tau_{m0} \quad \tau_m = 3.88 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\tau_a := 3 \cdot \tau_{a0} \quad \tau_a = 19.53 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Aplicando la TECM, se encontró, los esfuerzos equivalentes:

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 4\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 15.71 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2} \quad \sigma_{eqa} = 79.08 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$K_{tam} = 1$$

$$K_{car} = 0.9$$

$$K_{sup} = 0.85$$

$$K_{con} = 0.89$$

$$Se' := 0.5 \cdot Su \quad Se' = 260 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$Se := Se' \cdot K_{tam} \cdot K_{car} \cdot K_{sup} \cdot K_{con} \quad Se = 177.02 \times 10^6 \text{ (Pa)}$$

Como último paso se aplicó el criterio de Soderberg:

$$\frac{Sy}{FS} = \sigma_{eqm} + \frac{Sy}{Se} \cdot \sigma_{eqa}$$

$$FS = 2.1$$

Por lo que se verifica el buen desempeño de los pernos de sujeción del cilindro.

Selección de los rodamientos:

Dirección de la carga: carga radial = rodamiento radial.

Disponibilidad de espacio: Ya que la rueda se encuentra en un espacio abierto se seleccionó rodamientos de bolas.

Por la carga: Debido a la disponibilidad se utilizó rodamientos de bolas.

Por la velocidad de giro: A pesar de que son velocidades bajas de igual manera por disponibilidad se usó rodamientos de bolas.

Debido a que la rueda gira a velocidades no superiores a las 10 (RPM), ya que es una rueda de admisión inferior, la selección de rodamientos se la realizó en espera de una falla a carga estática, por lo que se esperaba únicamente que:

$$P_{est} < C_o \quad 4.56$$

Los rodamientos soportan únicamente una carga radial, la cual es equivalente al peso de la rueda y de todos los elementos que la componen:

$$MR = 3433.5 \text{ (N)}$$

Ya que son 2 rodamientos, y además de trabajar con un 90 % de confiabilidad, lo que nos da un factor de corrección de 1, tenemos:

$$P_{est} := \frac{MR}{2} \quad P_{est} = 1716.8 \quad (N)$$

Se utilizó un rodamiento: SY 208 de 2 ½” con rodamiento de la serie 62 2Z, de las siguientes características³⁰:

$$C_o = 34825.5 \quad (N)$$

Con lo que al comparar “Pest”, con “Co”, se aprecia un gran margen de confianza en los rodamientos seleccionados.

Diseño de los pasadores de la rueda

Como pasadores se utilizó pernos M12 x 150, de grado 5.8 con las siguientes características³¹:

$$S_u = 520 \times 10^6 \quad (Pa)$$

$$d = 0.012 \quad (m)$$

Además el diámetro de la flecha por disponibilidad en esta sección es de 2 ½ (pulg) que equivale a “D = 0.0635 (m)”

Como los pasadores fallan a rotura, y en nuestro caso tenemos dos a cada lado de la rueda, se analizó de la siguiente manera:

$$\frac{4 \cdot \left(\frac{T}{2}\right)}{\pi \cdot d^2 \cdot D} = \frac{S_u}{FS} \quad 4.57$$

$$FS = 7.4$$

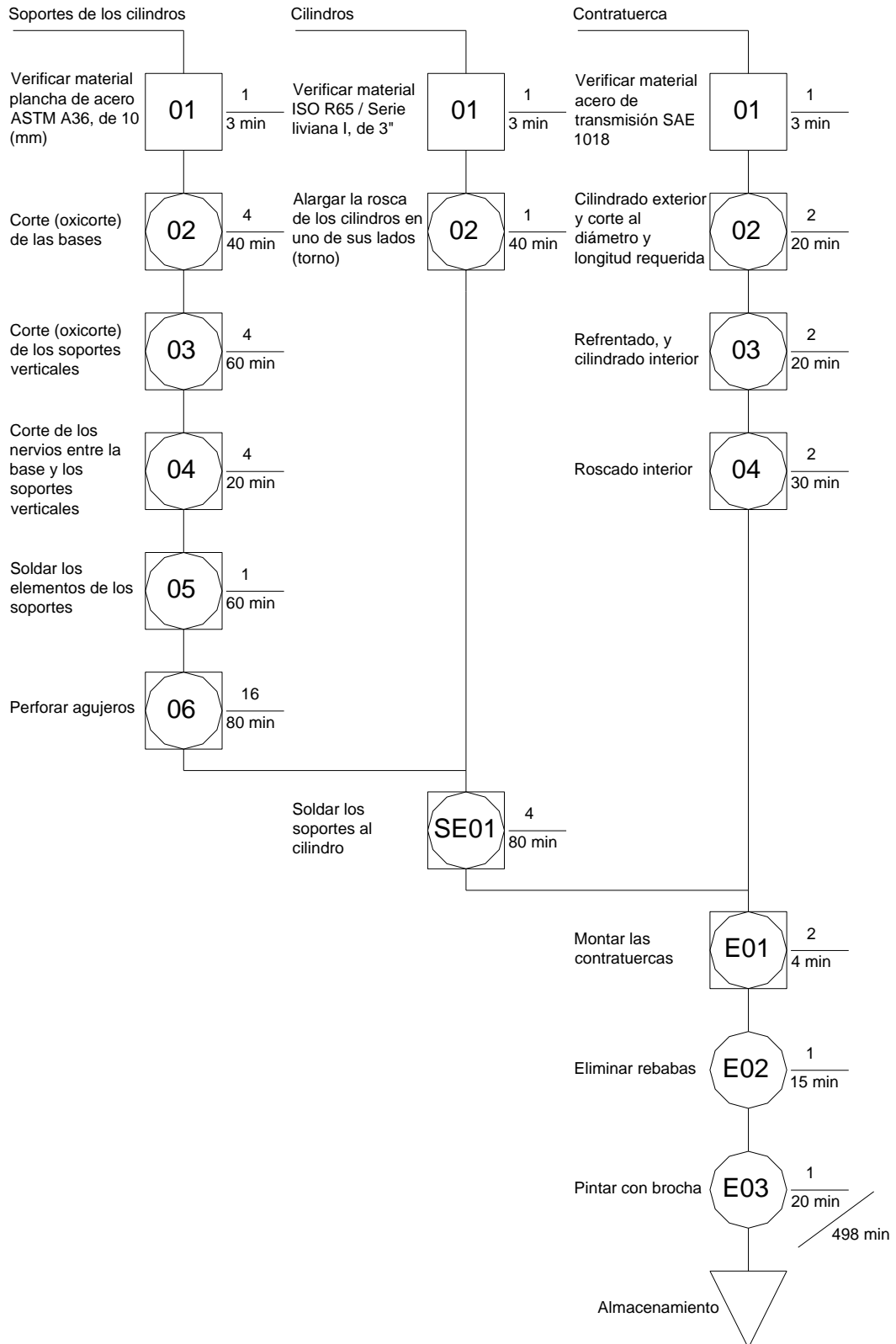
Lo que nos asegura el buen funcionamiento de los pasadores.

³⁰ Ref. 26 Pág. 81, 272

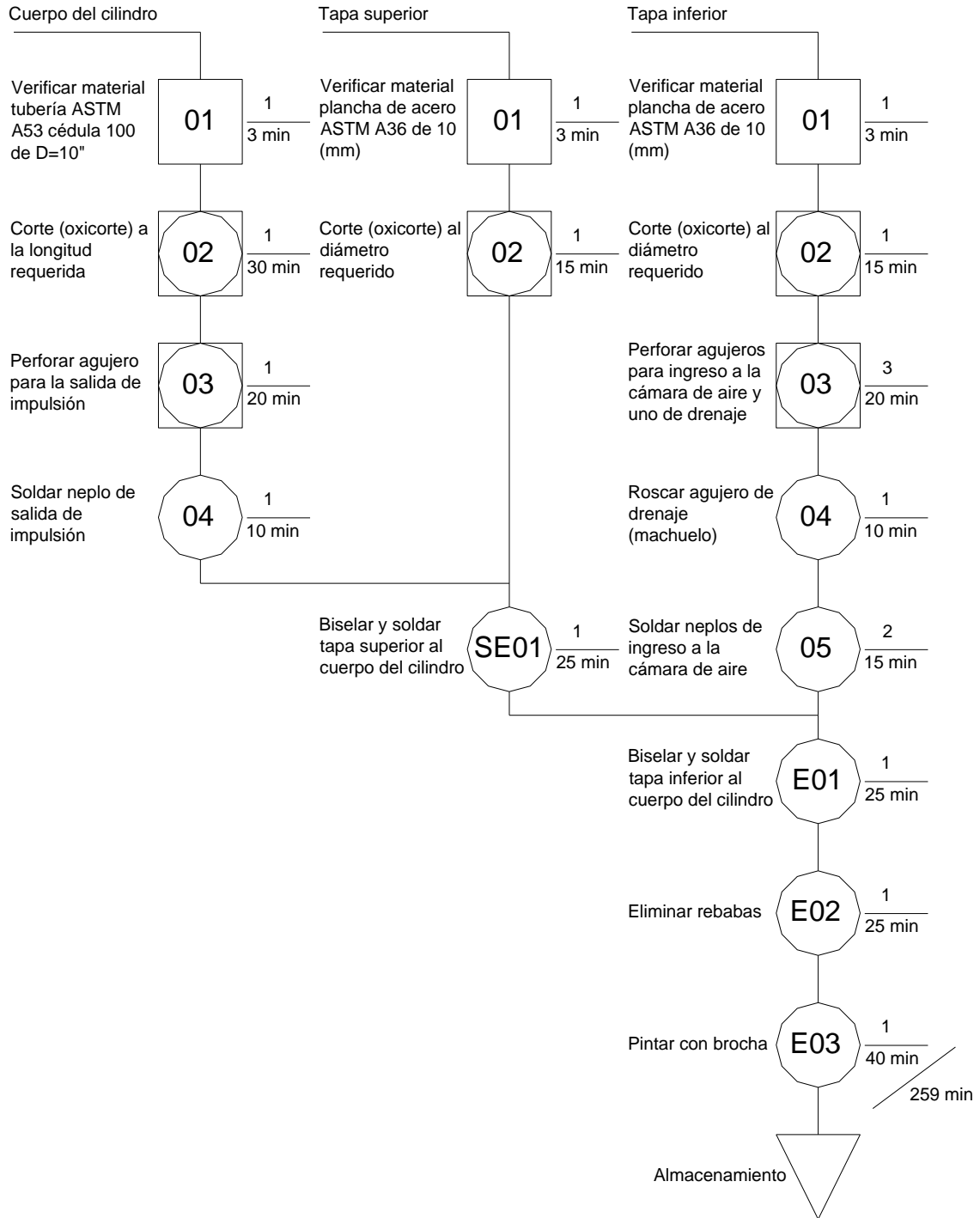
³¹ Ref. 16 Pág. 915

4.2 DESARROLLO DE LA HOJA DE PROCESOS RUEDA HIDRÁULICA

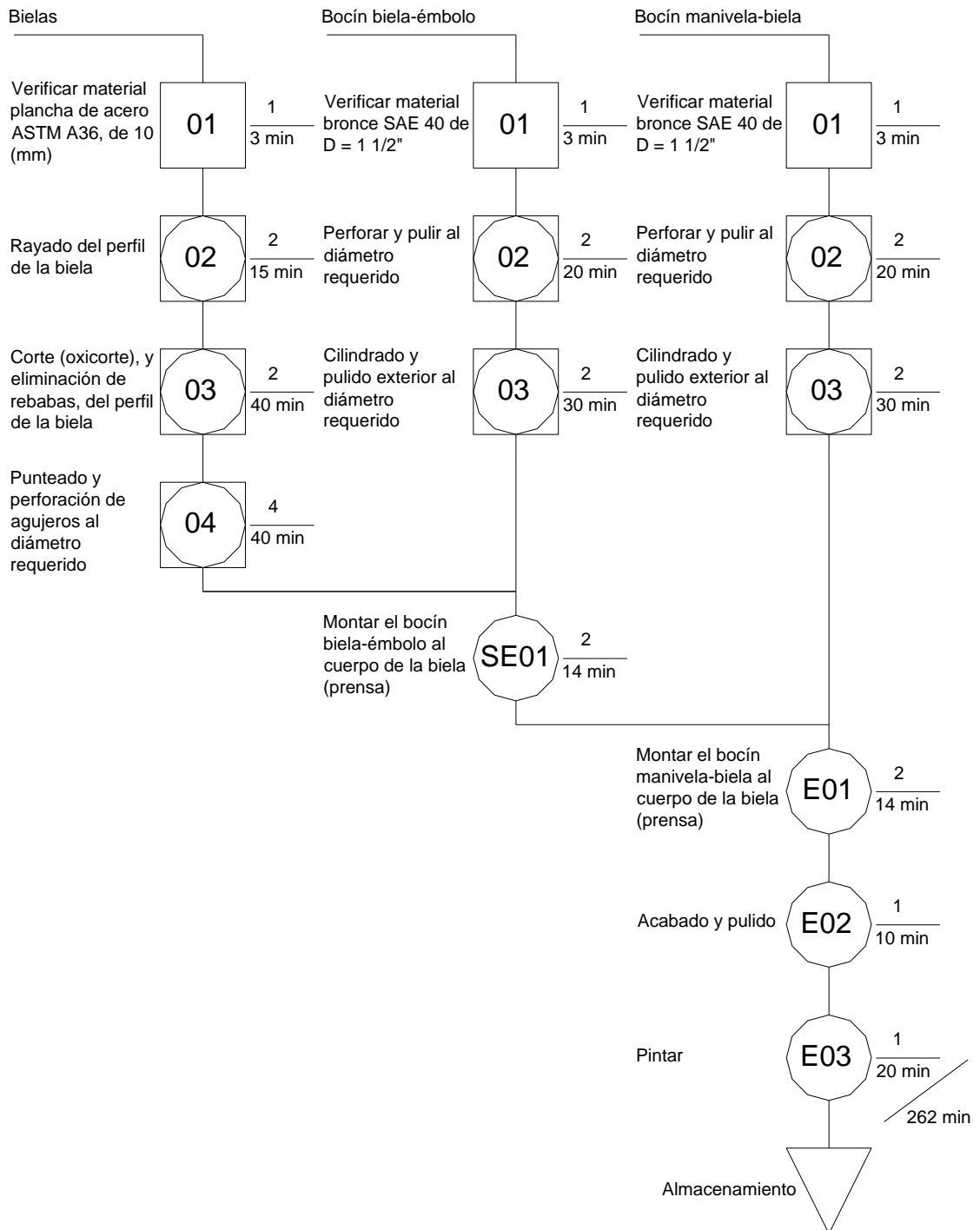
Hoja de procesos. Cilindros de la bomba



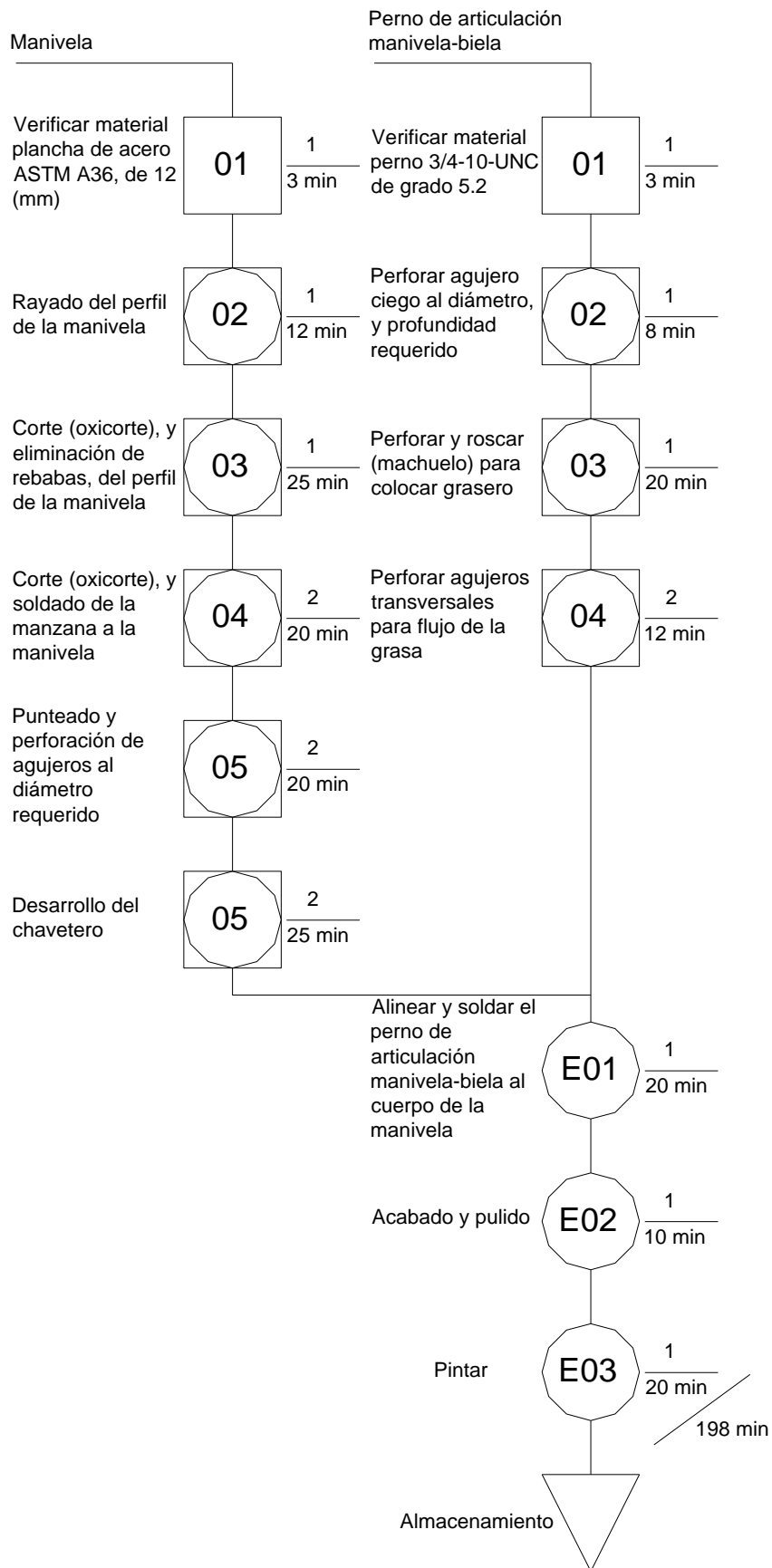
Hoja de procesos. Cámara de aire



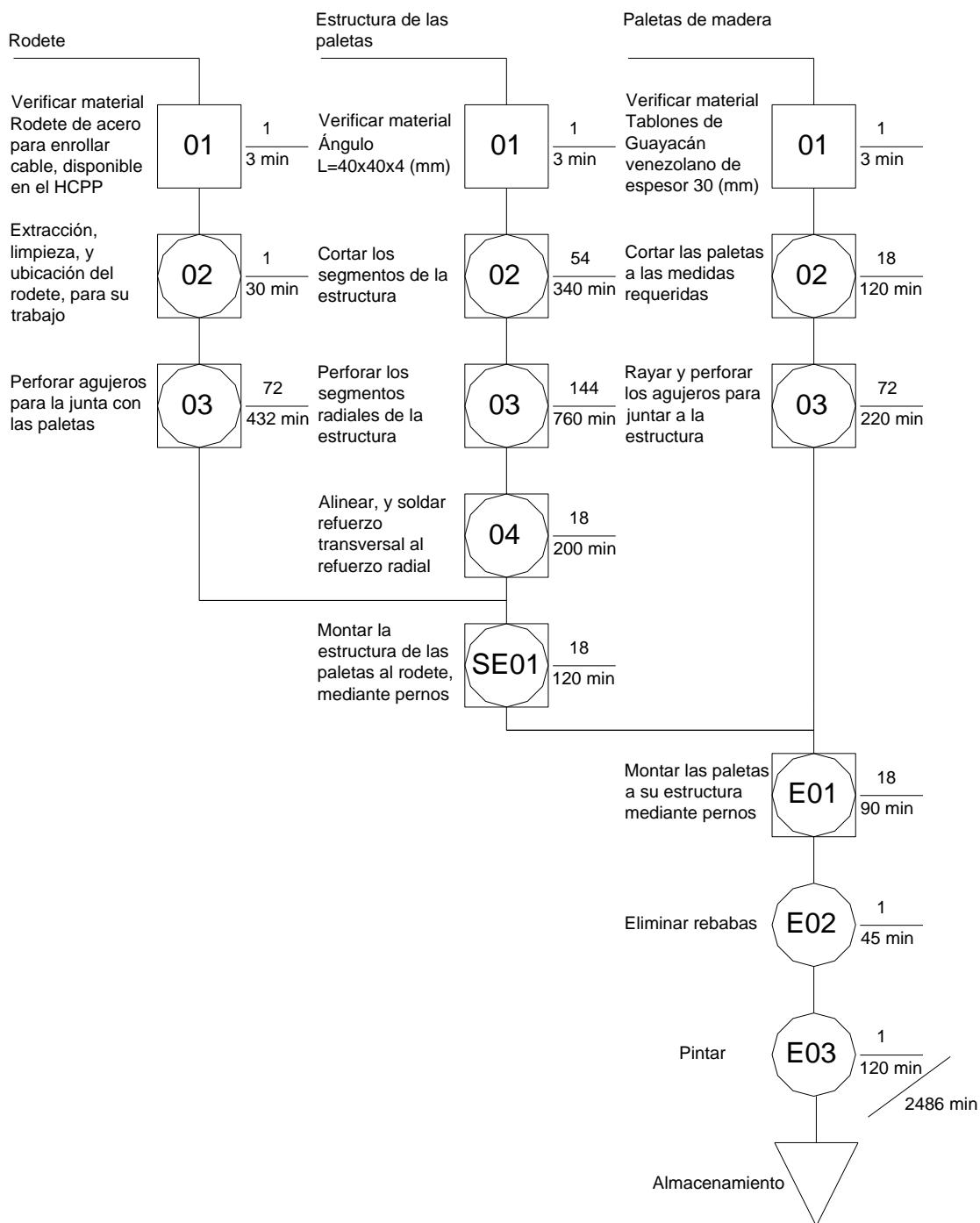
Hoja de procesos. Bielas



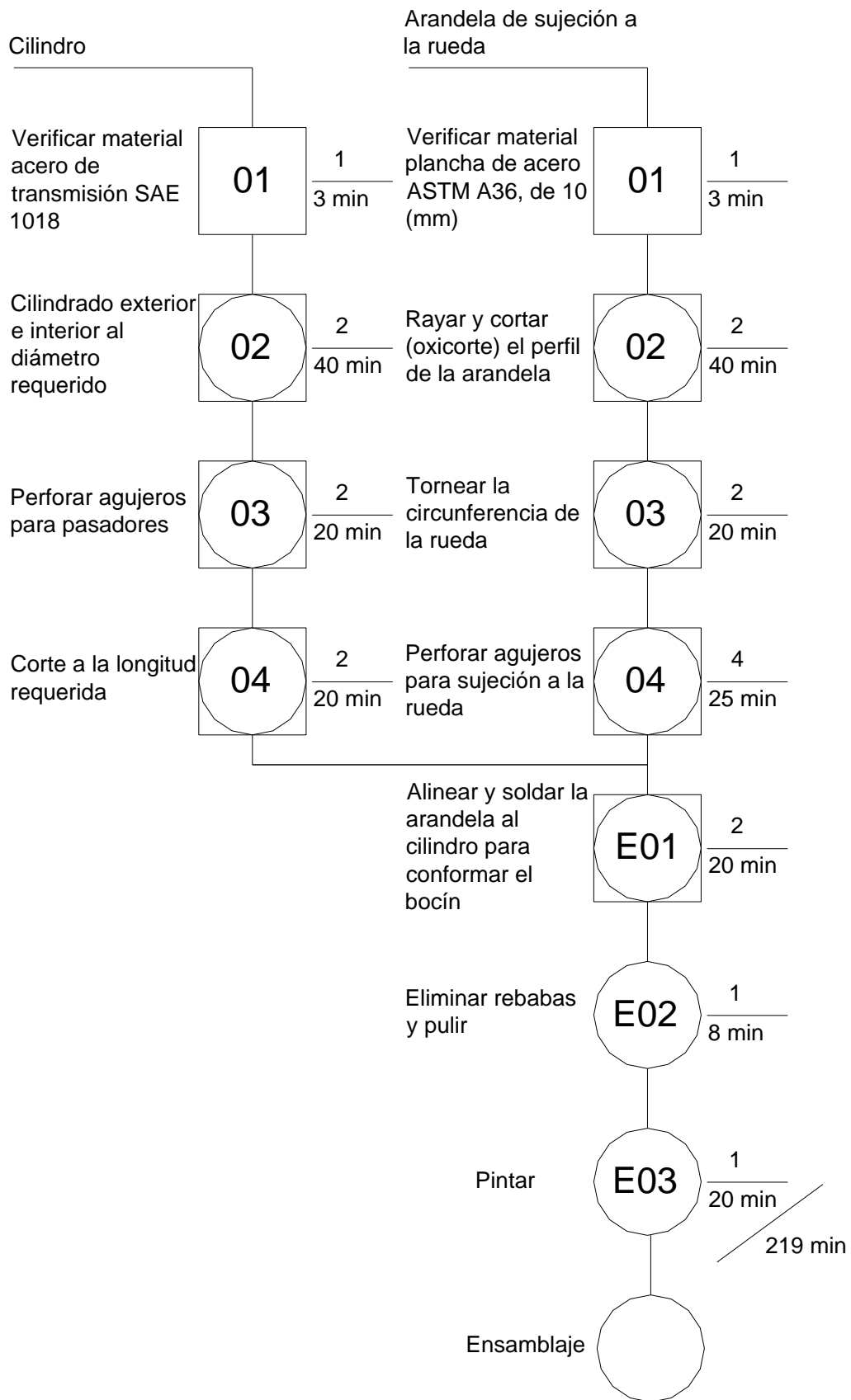
Hoja de procesos. Manivela



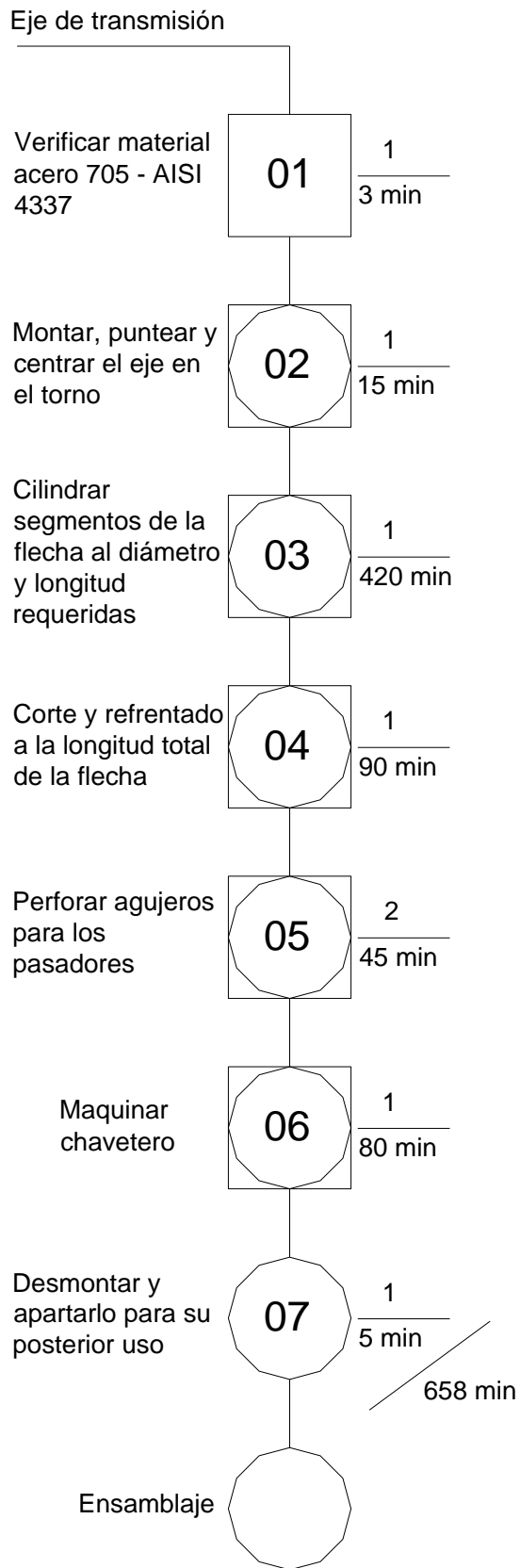
Hoja de procesos. Rueda



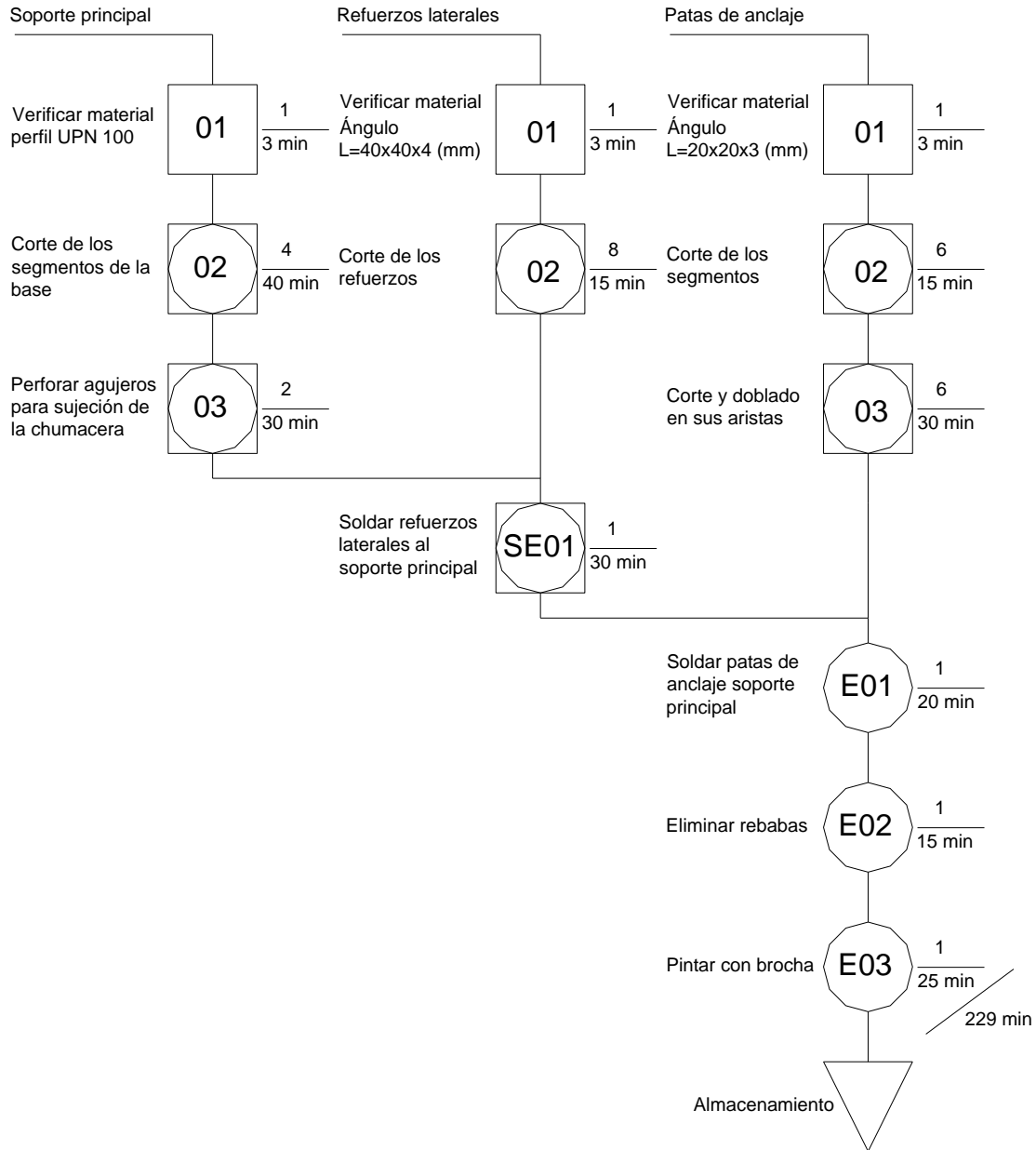
Hoja de procesos. Bocines de la rueda



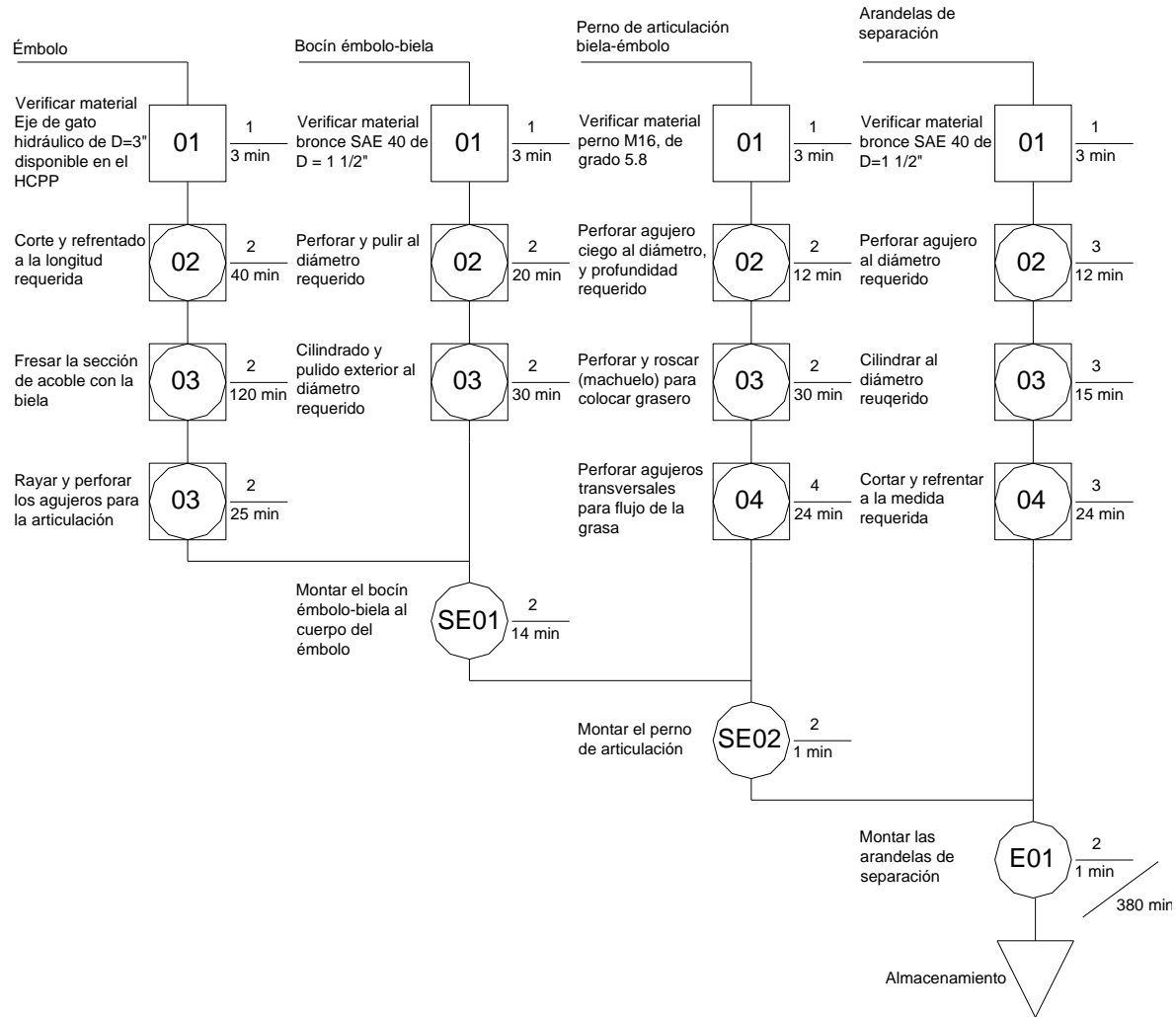
Hoja de procesos. Eje de transmisión de la rueda hidráulica



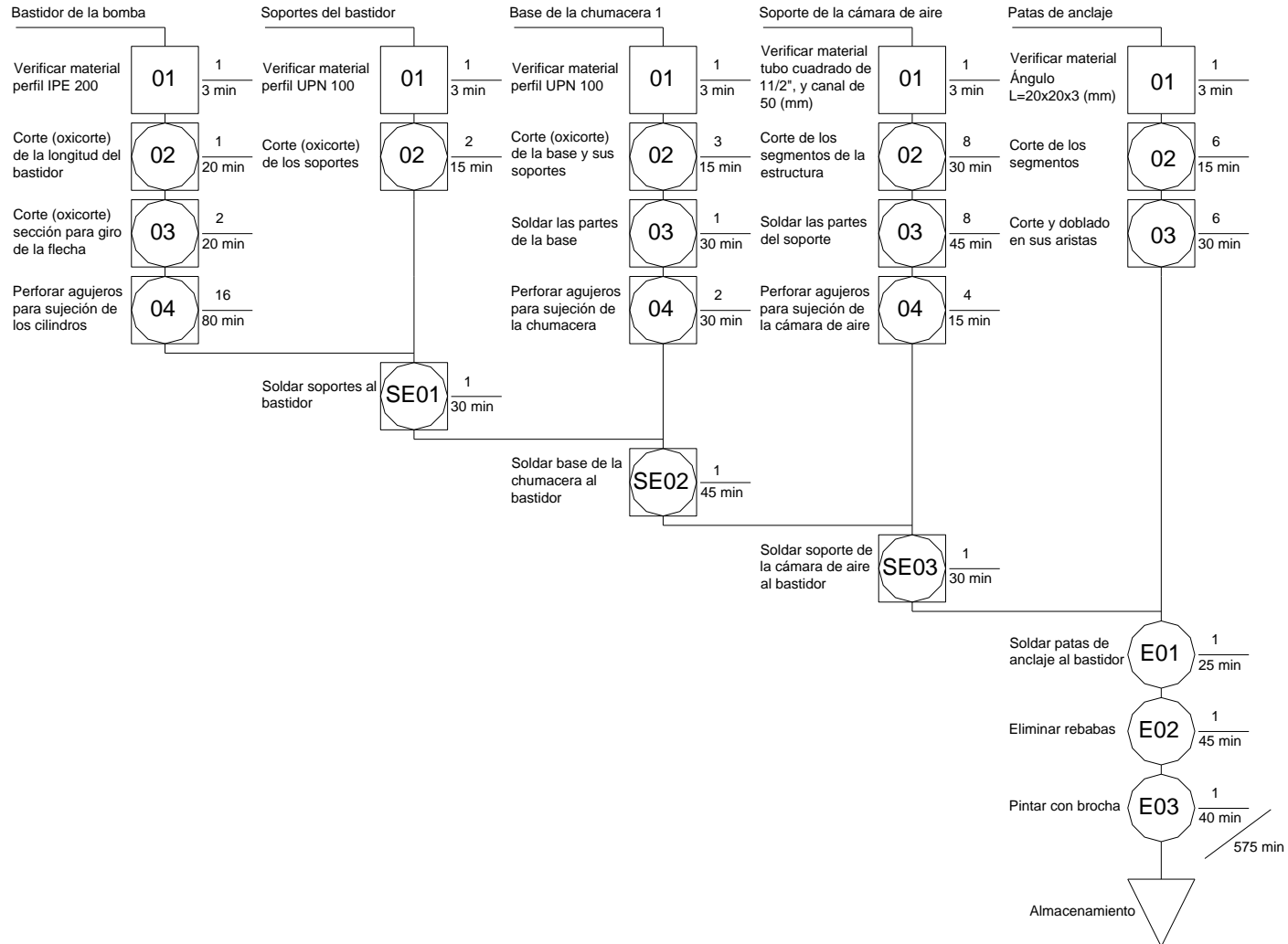
Hoja de procesos. Base de la chumacera posterior



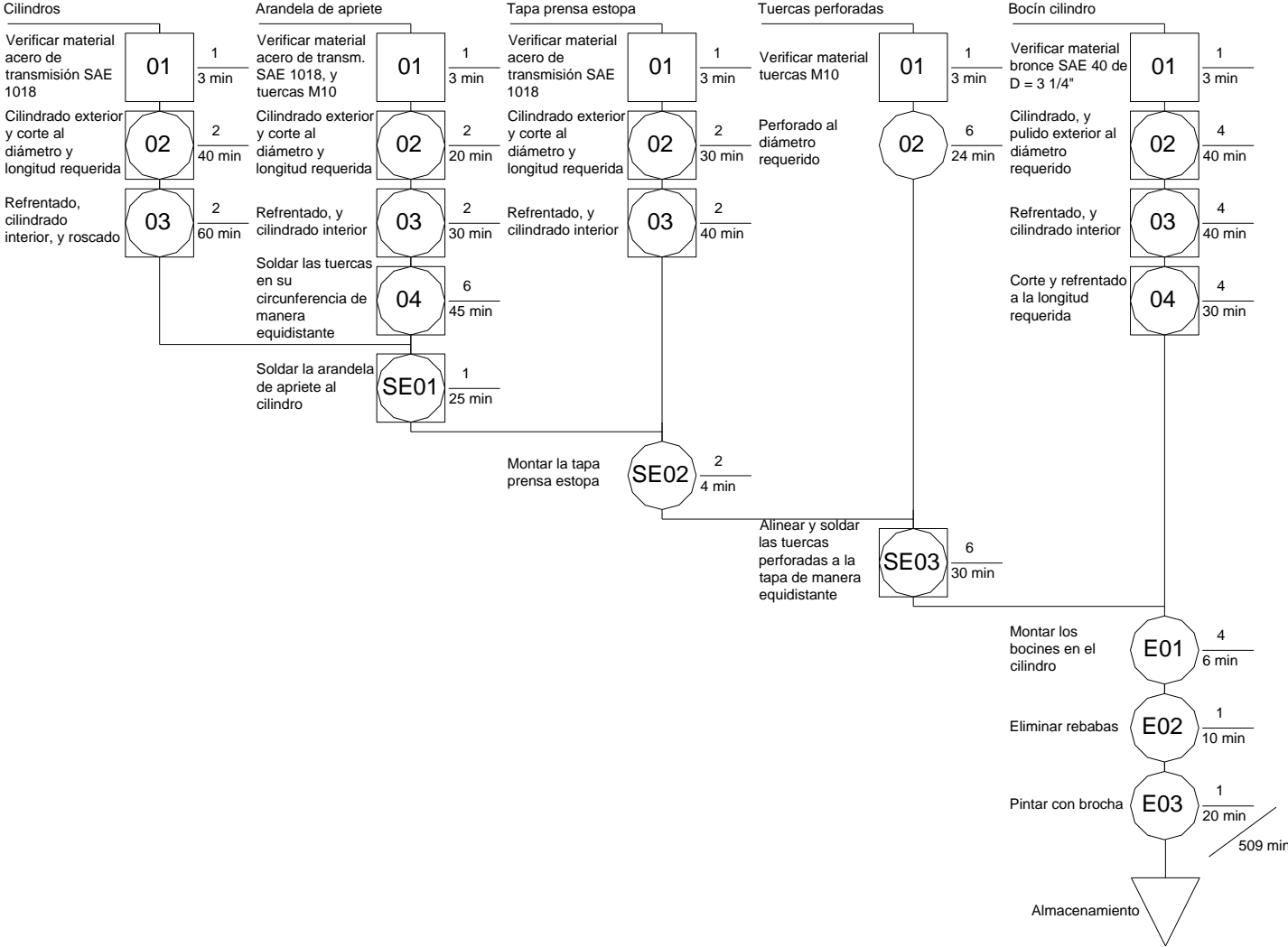
Hoja de procesos. Émbolos de la bomba



Hoja de procesos. Bastidor de la bomba



Hoja de procesos. Sistema Prensa Estopa



4.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE RUEDA HIDRÁULICA



Figura 4.13 Rodete utilizado para la rueda hidráulica

Para la construcción de la Rueda Hidráulica, se adaptó un rodete de acero para envolver cable (figura 4.13), el cual estaba apilado como chatarra en los patios de Mecánica Central del HCPP, para nuestro objetivo se tuvo que construir ciertos elementos, que permitieron el acople del rodete al eje de transmisión, y de las paletas a su circunferencia exterior.

La estructura de las paletas se la realizó con perfil angular, y para las paletas se utilizó madera disponible en el CEMA.

En la siguiente tabla (tabla 4.1) se aprecia los elementos constitutivos de la rueda y los materiales con los que fueron construidos:

Tabla 4.1 Elementos constitutivos del sistema rueda hidráulica

Parte	Elementos	Material	Cantidad
Rueda	Rueda	Rodete de acero (MC/HCPP) De = 240(cm) a = 100(cm) d = 11(cm)	1
	Estructura de las paletas	Angulo estructural L = 40x40x4(mm) Long. = 6(m)	7
	Paletas	Tablones de guayacán venezolano e = 3(cm) L = 3(m)	6
	Elementos de unión	Pernos M10x50 más tuercas y arandelas de presión	150
Transmisión	Eje	Acero 705 AISI 437	1
	Pasadores	Pernos M12x150	2
Bocín de acople rueda eje	Cilindro	Acero SAE 1018	2
	Arandela	Acero ASTM A36	2
	Elementos de unión	Pernos M12x25 más tuercas y arandelas de presión	4

4.4 CONSTRUCCIÓN DE LA BOMBA DE PISTÓN



Figura 4.14 Bastidor de la bomba de desplazamiento positivo

De la misma manera para el desarrollo de la bomba de pistones, se construyó diferentes elementos, que al final se acoplaron al bastidor (figura 4.14), y por último a la rueda hidráulica.

En la figura 4.15, se aprecian la mayoría de las partes constitutivas de la bomba de pistón



Figura 4.15 Elementos de la bomba de pistones

Por último en la figura 4.16 se observa el acople de todos los elementos de la bomba de pistones además de su unión con la rueda hidráulica la cual da la fuerza motriz.

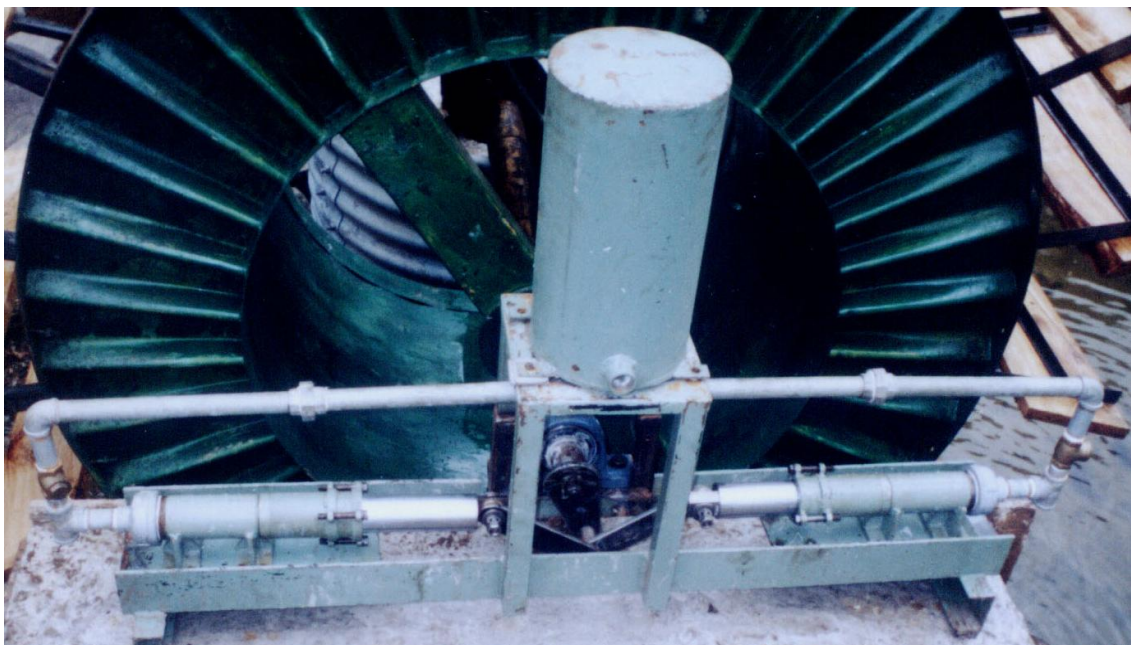


Figura 4.16 Bomba de pistones acoplada

En la tabla 4.2 se muestra todos los elementos construidos de la bomba de pistón además de los materiales utilizados para el efecto.

Tabla 4.2 Elementos constitutivos de la bomba de pistón

Parte	Elementos	Material	Cantidad
Émbolo de los cilindros	Émbolo	Eje de cilindro hidráulico disponible (MC/HCPP)	2
	Bocines de articulación émbolo biela	Bronce SAE 40 D = 1 1/2"	2
	Articulación émbolo biela	Pernos M16x60 Grado 5,8	2
	Arandelas de separación	Bronce SAE 40 D = 1 1/2"	2
Cilindros de la bomba	Soporte de los cilindros	Plancha de acero ASTM A36 e = 10(mm)	4
	Cilindros	Neplo ISO R65 I D = 3" L = 10"	2
	Contratuercas	Acero SAE 1018	2
	Elementos de sujeción	Pernos M8x1,25x30 grado 5.8 más tuercas y arandelas de presión	8
Sistema prensa estopa	Cilindros	Acero SAE 1018	2
	Arandela de apriete	Acero SAE 1018	2
	Tapa prensa estopa	Acero SAE 1018	2
	Bocines del cilindro	Bronce SAE 40 D = 3 1/4"	4
	Pernos de apriete	Pernos M10x80	6
	Punto de apriete	Tuercas M10	12
Manivelas	Manivelas	Plancha de acero ASTM A36 e = 10(mm)	1
	Articulación manivela biela	Pernos 3/4"-10-UNCx3" Grado 5.2	1
Bielas	Bielas	Plancha de acero ASTM A36 e = 10(mm)	2
	Bocines de articulación biela émbolo	Bronce SAE 40 D = 1 1/2"	2
	Bocines de articulación manivela biela	Bronce SAE 40 D = 1 1/2"	2

Tabla 4.2 Elementos constitutivos de la bomba de pistón (continuación)

Parte	Elementos	Material	Cantidad
Cámara de aire	Cilindro	Tubería ASTM A53 Cedula 100 D = 10" L = 0.45(m)	1
	Tapa superior e inferior	Plancha de acero ASTM A36 e = 10(mm)	2
	Acople de salida	Unión H.G. de 1"	1
	Acoples de ingreso	Neplos H.G. de 1 1/2"x2"	2
Bastidor de la bomba	Bastidor	Perfil IPE 200x2(m)	1
	Soportes	Perfil UPN 100x0.6(m)	2
	Base de la chumacera 1	Perfil UPN 100x1(m)	1
	Soporte de la cámara de aire	Tubo cuadrado de 40x3(mm)x2(m)	1
		Canal de 50x25x3(mm)x1.5(m)	1
Patas de anclaje	Ángulo estructural L = 20x20x3(mm) Long. = 1.5(m)	1	
Base de la Chumacera 2	Soporte principal	Perfil UPN 100x0.6(m)	1
	Refuerzos laterales	Ángulo estructural L = 40x40x4(mm) Long. = 0.6(m)	1
	Patas de anclaje	Ángulo estructural L = 20x20x3(mm) Long. = 1.0(m)	1

Como se aprecia en las tablas se utilizó la variante de prensa estopa para el sello de la bomba de pistones, el cual está basado en permitir el movimiento rectilíneo alternativo del pistón dentro del cilindro, y a la vez asegurar la hermeticidad del mismo.

Para cumplir esta función el sistema prensa estopa toma formas muy variadas dependiendo la aplicación que vaya a tener, para el caso se colocó dos bocines de bronce dentro del cilindro del prensa estopa, entre los cuales queda un espacio en el que se coloca la empaquetadura, una faja de amianto, la cual al asegurar la tapa del prensa estopa y apretar el mismo roscándolo sobre el

cilindro del émbolo, la empaquetadura se presiona contra las paredes del prensa estopa y del émbolo, efectuando así el cierre hermético ³².

4.5 INSTALACIÓN

Instalación:

A continuación se muestra la secuencia seguida para la instalación del sistema de rueda hidráulica, y su respectiva bomba de pistones; anotando que todos los elementos del sistema fueron construidos en Quito, en diferentes talleres, y fueron llevados posteriormente para su montaje en la hacienda San Marcos, para su posterior puesta en marcha, los pasos seguidos fueron los siguientes:

1. Construcción de las bases de hormigón (figura 4.17):



Figura 4.17 Construcción de las bases de hormigón

2. Anclaje del bastidor de la bomba y chumaceras, a las bases (figura 4.18):



Figura 4.18 Anclaje de los bastidores

³² Ref. 29 Pág. 431

3. Montaje de los cilindros, cámara de aire, accesorios de tubería, en el bastidor de la bomba (figura 4.19):

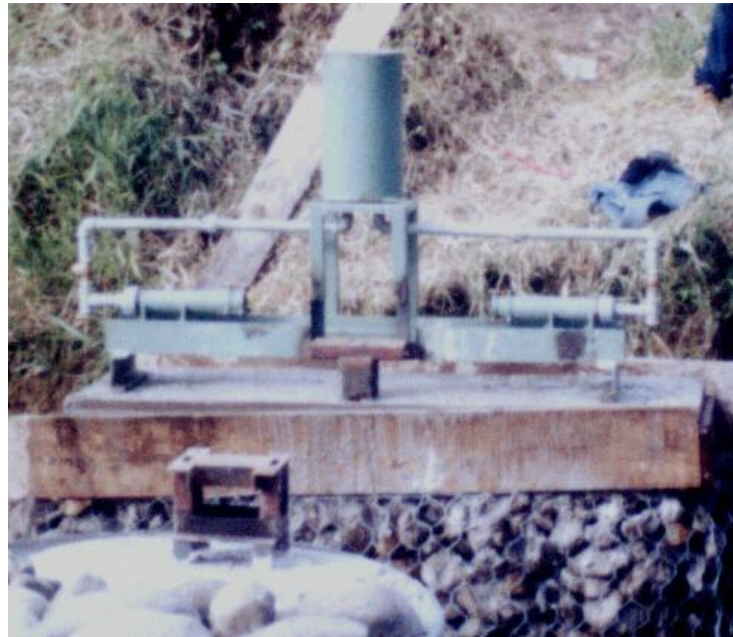


Figura 4.19 Montaje de la bomba de pistones

4. Montaje del rodete conjuntamente con las chumaceras, y posterior a esto ensamblado de las paletas a la circunferencia de la misma (figura 4.20):



Figura 4.20 Montaje de la rueda y conexiones finales

5. Por último como se aprecia también en la figura 4.20, se realizó las conexiones finales tanto de succión como de impulsión, a más de verificar el correcto ajuste y movimiento de todos los elementos constitutivos del sistema.

Procedimiento para el desarrollo de las pruebas:

Una vez Instalados los componentes de la rueda hidráulica con la bomba de pistones, y haber conectado los accesorios de tubería, tanto en la succión como en la impulsión, se permite el giro de la rueda, por la acción de la fuerza del agua.

En este punto se controlan las siguientes variables:

1. Velocidad del agua:

Si no se dispone de la facilidad de instalar un vertedero, se puede determinarla de manera aproximada, aplicando el método de los flotantes.

2. Área de choque de las paletas:

Esta se determina midiendo la altura que golpea el agua a las paletas, la que al multiplicar con el ancho de las mismas se obtiene el área de choque.

3. Número de revoluciones de la rueda:

Estará en función, de la velocidad del agua, y de la altura con que esta golpee a las paletas de la rueda. Se cuenta por un lapso mínimo de 5 minutos, los giros de la rueda, sacando así un promedio de frecuencia de giro en (RPM).

4. Altura de elevación.

Si no se dispone del dato exacto de la altura existente entre la ubicación de la bomba, y el lugar a donde se desea impulsar el agua, esta altura se puede determinar aplicando el procedimiento que se expone en el (anexo A-2).

5. Altura de succión.

Esta altura equivale al radio de la rueda hidráulica y es igual a 1.5 (m).

6. Caudal bombeado.

Para el efecto se utiliza un recipiente de volumen superior a 20 (Lt), para poder tener un tiempo de llenado prudente, y con ello determinar el caudal de impulsión.

Con los datos obtenidos se procede a determinar los indicadores principales de la bomba, como son: potencia y caudal bombeado, aplicando las siguientes fórmulas:

Potencia:

$$\text{Pot} := \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot V^3 \cdot \eta$$

Caudal bombeado:

$$Q_b := V_{rb} \cdot \eta_v \cdot \text{RPM} \cdot 2$$

Potencia (Resultados teóricos):

Como datos establecidos se tiene el ancho de la rueda, la densidad del agua, y la eficiencia de una rueda hidráulica de admisión inferior.

$$a = 1 \quad (\text{m})$$

$$\delta = 1000 \quad (\text{Kg/m}^3)$$

$$\eta = 0.3$$

En función de los valores recolectados de las variables, explicadas en el procedimiento a seguir para el desarrollo de pruebas se obtendrán valores aproximados a los mostrados en la tabla 4.3:

Tabla 4.3 Resultados teóricos de potencia de la rueda

Velocidad de la corriente de agua	Área de choque		Potencia
V (m/s)	h (m)	A (m ²)	Pot (W)
2.0	0.10	0.10	120.0
	0.15	0.15	180.0
	0.20	0.20	240.0
	0.25	0.25	300.0
2.4	0.10	0.10	207.4
	0.15	0.15	311.0
	0.20	0.20	414.7
	0.25	0.25	518.4
2.6	0.10	0.10	263.6
	0.15	0.15	395.5
	0.20	0.20	527.3
	0.25	0.25	659.1
2.8	0.10	0.10	329.3
	0.15	0.15	493.9
	0.20	0.20	658.6
	0.25	0.25	823.2
3.0	0.10	0.10	405.0
	0.15	0.15	607.5
	0.20	0.20	810.0
	0.25	0.25	1012.5

La interpretación gráfica de la tabla 4.3, se observa en la figura 4.21.

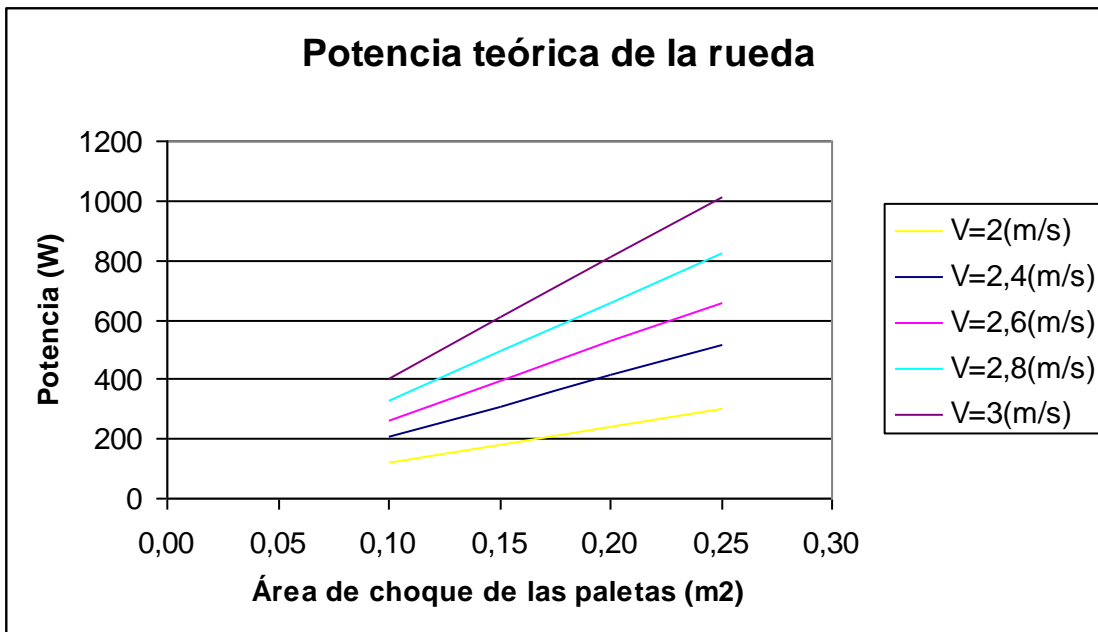


Figura 4.21 Potencia teórica de la rueda

Al apreciar la figura 4.21, y relacionándola con la fórmula mostrada para el cálculo de la potencia, se puede observar que la potencia mantiene una proporción directa con la velocidad de la corriente de agua que hace girar a la rueda, y también con el área de choque del agua con las paletas de la rueda. Se verifica también que la potencia entregada por la corriente de agua más alta, se da con una velocidad de 3 (m/s), utilizada para el diseño de la rueda.

Caudal bombeado (Resultados teóricos):

De la misma manera los valores de partida son el volumen de agua impulsado por cada carrera del émbolo, tomando en cuenta la eficiencia volumétrica de una bomba de desplazamiento positivo, ocasionadas por las pérdidas originadas principalmente en las válvulas, tanto en la succión como en la impulsión.

$$V_{rb} = 0.0011 \text{m}^3$$

$$\eta_v = 0.85$$

Los resultados de caudal bombeado esperado en función de las revoluciones de la rueda hidráulica se muestran a continuación en la tabla 4.4, donde se puede distinguir un caudal de bombeo diario:

Tabla 4.4 Resultados teóricos de caudal bombeado

Revoluciones de la rueda (RPM)	Caudal bombeado	
	Qb (Lt/min)	Qb (Lt/día)
5	0.0094	13.46
6	0.0112	16.16
7	0.0131	18.85
8	0.0150	21.54
9	0.0168	24.24
10	0.0187	26.93

La interpretación gráfica de la tabla 4.4, se aprecia en la figura 4.22.

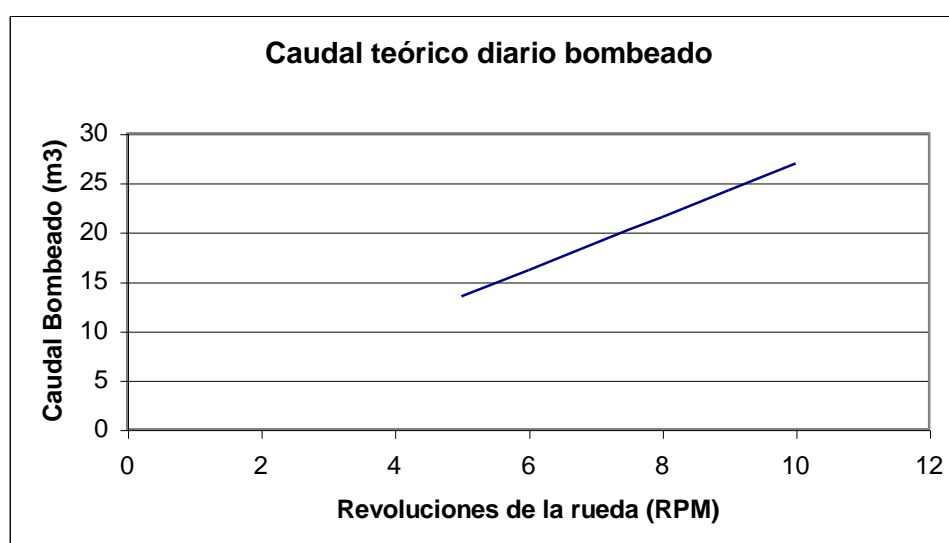


Figura 4.22 Caudal bombeado (teórico)

En la figura 4.22 se observa el comportamiento del caudal bombeado con el número de revoluciones por unidad de tiempo de la rueda, donde de igual manera se aprecia la proporcionalidad directa que existe entre ellos, Si nos fijamos que cuando tenemos 8 (RPM) que es la frecuencia aproximada a la que se espera que gire la rueda, tendremos un caudal de bombeo diario aproximado de 20 (m³), el cual es bueno, tomando en cuenta el hecho de que es un sistema que no utiliza ninguna fuente de energía externa, a no ser la del agua misma.

CAPÍTULO 5.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO

5.1 DISEÑO DEL ARIETE HIDRÁULICO

Luego de revisados los parámetros técnicos que se requieren para el funcionamiento del ariete hidráulico, se diseñó los elementos que constituyen el ariete, como es la tubería de impulsión, la válvula de impulsión, y la cámara de aire, tanto en el diseño hidráulico como en el diseño mecánico, con lo cual determinamos las dimensiones, reflejadas en los planos, y los materiales utilizados en la construcción. Además se realizó otras consideraciones sobre los materiales de construcción, tales como:

Cuando la columna de agua en la tubería de impulsión se retarda repentinamente, al cerrarse la válvula de impulsión, la presión desarrollada comprime el agua, motivando que los materiales elásticos de los que está hecha la tubería de caída y el cuerpo del ariete se estiren. De esta manera, parte de la energía del golpe de presión se emplea para estirar las paredes de la tubería¹. Iniciamos el diseño del ariete hidráulico, conociendo las condiciones de instalación (Granja “San Marcos”), estas son largo de la tubería de impulsión, altura de caída, altura de descarga, caudal de carga disponible, ya que con este valor determinamos el tamaño del ariete de acuerdo a la tabla 3.3, el cual fue de dos pulgadas, y el caudal de entrega que se calculó con la fórmula 3.6, se tomó la eficiencia del sistema como 0.5, que es el valor dado para arietes soldados². La longitud de la tubería, por razones de instalación y de acuerdo a la sección 3.5.2 fue de 24 metros.

$$L = 24 \text{ (m)}$$

Longitud de la tubería de carga.

$$D = 2 \text{ (pulg)} = 0.0508 \text{ (m)}$$

Diámetro nominal de la tubería de impulsión.

$$H = 3 \text{ (m)}$$

Altura de caída.

$$h = 30 \text{ (m)}$$

Altura de bombeo o de entrega.

$$Q := 62.5 \left(\frac{L}{\text{min}} \right)$$

Caudal de alimentación

¹ Ref. 9. Pág 31

² Ref. 6. Pág 4.

$$q = 4.1667 \left(\frac{L}{\text{min}} \right) \quad \text{Caudal de entrega o caudal bombeado.}$$

Tubería de impulsión. Soporta fluctuaciones de presión producidas por el golpe de ariete, lo que implica que sufre un valor máximo y un valor mínimo de presión, del tal manera que debe soportar un esfuerzo fluctuante a fatiga, ocasionado por el flujo de agua que desciende por la tubería y que varía cíclicamente, y la cantidad de agua que utilizará el ariete depende, sobre todo, del tamaño de la válvula de impulsión y de los caudales de entrega y de suministro.

En el diseño, el costo de la tubería de caída es una de las cuestiones más importantes en la instalación del ariete y, por lo tanto, se debe escoger una tubería de diámetro pequeño; sin embargo, si la tubería es de diámetro demasiado pequeño, la viscosidad del agua y la fricción sobre las paredes de la tubería disminuirán la aceleración de la columna de agua y reducirán la eficiencia del ariete³, Ya que la columna de agua en la tubería de caída se acelera y se detiene muy rápidamente, las paredes de la tubería deben ser lisas, ya que se afecta la eficiencia del ariete, motivo por lo que se seleccionó tubería de acero.

Análisis de esfuerzos en la tubería de impulsión

Se seleccionó Tubería ISO R65 Serie Liviana I, de acero galvanizado⁴, que tiene las siguientes características.

Dext = 60.15 (mm)	Diámetro exterior
e = 3.2 (mm)	Espesor
Dint = 53.75 (mm)	Diámetro interior

Se determinó la celeridad, la sobrepresión y el período de la tubería usando las fórmulas 3.2, 3.3 y 3.5, con un “k=0.5” para tubería de acero (tabla 3.1) y como constantes la gravedad y la densidad del agua.

$$C = 1.3148 \times 10^3 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$h_a = 107.2187 \quad (\text{m}) \quad \text{Metros de columna de agua}$$

$$h_a = 1.0518 \quad (\text{MPa})$$

³ Ref. 9. pág. 32.

⁴ Ref 22. Pág.

$$T = 0.073 \text{ (s)}$$

Obtenida la sobrepresión se verificó si la tubería seleccionada resiste a los esfuerzos a los que está sometida, la sobrepresión es la presión máxima y la presión mínima depende de la ubicación geográfica de la granja (600 msnm)⁵ y la presión atmosférica en el lugar, dicha presión es negativa ya que está próxima al vacío, originada por el golpe de ariete y hará que la válvula de impulsión se abra nuevamente además de la ayuda de las pesas.

$$P_{\max} = h_a \quad 5.1$$

$$P_{\max} = 1.0518 \text{ (MPa)}$$

$$P_{\min} = -P_{at} \quad 5.2$$

$$P_{\min} = -0.0912 \text{ (MPa)}$$

La calidad del acero de la tubería galvanizada es un acero ASTM A569⁶ con las siguientes especificaciones:

$$S_u = 273.9992 \text{ (MPa)}$$

$$S_y = 80.8849 \text{ (MPa)}$$

De tal forma que la resistencia a la fatiga de la tubería es.

$$S_e' = 0.5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 136.9996 \text{ (MPa)}$$

La resistencia a la fatiga se reduce por los coeficientes modificadores de resistencia la fatiga los cuales tienen por valores⁷:

$$K_{tam} = 0.9174$$

$$K_{con} = 0.81$$

$$K_{sup} = 0.7$$

$$K_{car} = 0.8$$

Por lo tanto, la resistencia final a fatiga de la tubería es:

$$S_e = S_e' \cdot K_{tam} \cdot K_{con} \cdot K_{sup} \cdot K_{car}$$

$$S_e = 57.0106 \text{ (MPa)}$$

Los esfuerzos causados por la variación de presión se los calculó como un cilindro de pared delgada en donde se toma en cuenta el espesor del mismo (figura5.1), el esfuerzo que afecta a la tubería es el esfuerzo anular o perimetral.

⁵ Página web: www.pichincha.gov.ec

⁶ Ref. 22. Catálogo Dipac

⁷ Ref. 13. Págs 148-149-150-297-298

$$\sigma_H := \frac{P \cdot D_{int}}{2tp}$$

5.3⁸

Donde:

σ_H : esfuerzo anular.

P: presión interna.

D_{int} : diámetro interno de la tubería

tp: espesor de la pared de la tubería.

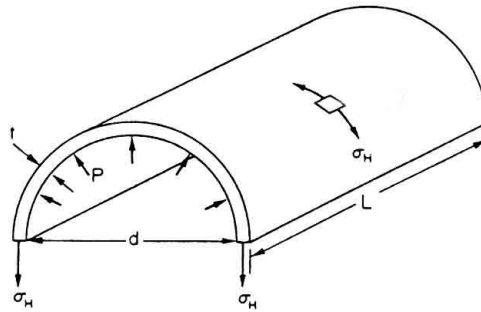


Figura 5.1 Mitad de tubería sometida a presión interna.

Con la fórmula 5.3 se obtuvo los esfuerzos máximo y mínimo, teniendo en cuenta que “tp = e”.

$$\sigma_{max} := \frac{P_{max} \cdot D_{int}}{2tp}$$

$$\sigma_{min} := \frac{P_{min} \cdot D_{int}}{2tp}$$

$$\sigma_{max} = 8.8336 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{min} = -0.7662 \quad (\text{MPa})$$

A continuación se procedió a calcular, los esfuerzos alternante y estático.

$$\sigma_{mo} := \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{mo} = 4.0337 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{ao} := \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{ao} = 4.7999 \quad (\text{MPa})$$

Luego,

$$\sigma_m = 4.0337 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_a = 4.7999 \quad (\text{MPa})$$

Aplicando el criterio de Soderberg⁹ se obtuvo un esfuerzo equivalente con el cual se calculó el factor de seguridad que tiene la tubería.

⁸ Ref. 15. Pág. 177-178

⁹ Ref. 13. Pág 158

$$\sigma_{eq} := \sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_a$$

$$\sigma_{eq} = 10.8437 \text{ (MPa)}$$

$$f_s := \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$f_s = 7.4592$$

El **factor de seguridad obtenido** “ $f_s = 7.4592$ ”, nos garantiza que la tubería no fallará al estar sometida a las fluctuaciones de presión ocasionadas por el golpe de ariete, además se debe tomar en cuenta que tiene un valor elevado debido a la calidad de la tubería seleccionada, que está disponible en el mercado y fue la tubería que se tuvo por dotación y para facilitar la instalación. Se siguió varias recomendaciones anotadas anteriormente, ya que comparándola con tubería plástica es más rígida y por el peso del agua la tubería plástica sufre mayores deformaciones haciendo que se disipe el efecto del golpe de ariete, también se evita tener un mayor número de soportes.

Cámara de aire. La cámara de aire es un recipiente hermético cerrado que se encuentra instalado luego de la válvula check y conectado con a la tubería de descarga, En la parte superior del interior de la cámara se halla aire en condiciones estáticas, a la presión relativa entre el desnivel del ariete y la altura que se va bombear; y en condiciones de régimen a una presión igual a la estática más las pérdidas de carga en la tubería de descarga. Por otra parte la onda de sobrepresión que se crea cuando se invierte la dirección del movimiento consecuencia del cierre brusco de la válvula o cuando el ariete deja de funcionar¹⁰.

Si la cámara de aire se llena completamente de agua, el ariete puede detenerse o llegar a romperse; cuando esto sucede, se debe parar para realizar reparaciones, por lo que la cámara de aire debe tener un tamaño adecuado, además para mejor funcionalidad debe tener un tapón (opcional) de drenaje en su parte inferior y un respiradero ubicado antes de la válvula check para recargar el aire que se pierde al bombear el agua, y permita regular la entrada de aire como se muestra en la figura 5.2.

¹⁰ Ref. 7 Pág. 37

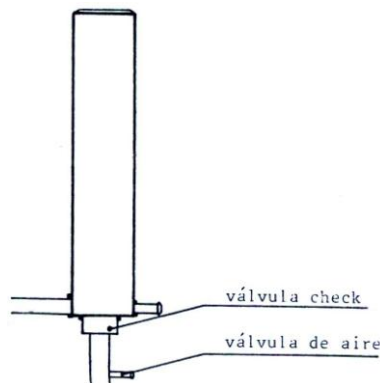


Figura 5.2 Cámara de aire (ejemplo).

Determinación del volumen. Se determinó el volumen de la cámara de aire tomando en cuenta la altura de elevación, y el material de la tubería para calcular las pérdidas por fricción.

Para calcular las pérdidas se utilizó la fórmula de Hazen-Williams, con un “Ch=130”, valor usado para tubería de plástico y con una velocidad de flujo interno igual a 0,2 m/s, calculado con la sección de la tubería y el caudal teórico bombeado, con un diámetro de 1 pulgada (25.4 mm) y con una longitud de manguera de 100 metros,

$$hld := Ltd \cdot \left[\frac{vtd}{0.85 \cdot Ch \cdot (Rh)^{0.63}} \right]^{1.852} \quad 5.4^{11}$$

En la cual:

hld: Pérdidas en la tubería de descarga.

Ltd: Longitud de la tubería de descarga.

vtd: Velocidad del flujo interno.

Ch: Coeficiente de Hazen-Williams (adimensional)

Rh: Radio hidráulico.

$$Rh := \frac{Dtd}{4} \quad 5.5$$

$$Rh = 6.35 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

Luego de aplicar la formula 5.4 se obtuvo el valor de las pérdidas que tendrá la tubería de descarga.

¹¹ Ref. 10. Pág 255

$$h_{ld} = 0.3054 \text{ (m)}$$

Posterior a conocer el valor de las pérdidas que están presentes en la tubería se determinó la presión interior de la cámara de aire, esta presión depende de la altura de elevación a la que se bombeará el agua, para lo cual tendremos un nivel máximo y un mínimo, con estos valores se tiene que satisfacer la altura de la instalación del sistema y si se requiere alguna modificación, no tener inconvenientes posteriores con el funcionamiento de la cámara de aire.

Para nuestra cámara de aire se toma los siguientes valores máximos y mínimos de altura para cumplir con los requerimientos de instalación en el lugar, la variación que tendrán estos valores no es muy amplia y para el caso se tomo una variación del 4% de presión dentro de la cámara de aire con relación a la altura de elevación.

$$h_{min} = 29.4 \text{ (m)}$$

$$h_{max} = 30.6 \text{ (m)}$$

Dentro de estos valores también se sumaron las pérdidas originadas por la fricción del flujo de agua dentro de la tubería, con esto, los valores de altura con los que trabaja la cámara de aire son:

$$h_{maxd} = h_{max} + h_{ld} \quad 5.6$$

$$h_{mind} = h_{min} + h_{ld} \quad 5.7$$

$$h_{maxd} = 30.9054 \text{ (m)}$$

$$h_{mind} = 29.7054 \text{ (m)}$$

Transformamos estos valores en presión:

$$P_{maxd} = 0.3032 \text{ (MPa)}$$

$$P_{mind} = 0.2914 \text{ (MPa)}$$

Para determinar el caudal bombeado en cada golpe de la válvula de impulsión se usó el caudal máximo con la fórmula 3.6.

$$q_{max} = 6.3333 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right)$$

El flujo que se entrega en cada ciclo depende del número de golpes, para el caso 50 golpes por minuto

$$D_v := \frac{q_{max}}{50 \frac{\text{golpes}}{\text{min}}} \quad 5.8$$

Donde:

Dv: Variación de volumen dentro de la cámara de aire, volumen bombeado en cada ciclo del ariete.

Al aplicar la fórmula 5.8 se tuvo que:

$$Dv = 1.2667 \times 10^{-4} \quad (\text{m}^3)$$

El funcionamiento de la cámara de aire con las variaciones de presión y de volumen que se presentan durante el trabajo del ariete hidráulico se muestra en la figura 5.3, a la presión máxima se tiene un volumen de aire "Vol1" y a la presión mínima se observa el volumen "Vol 1 + Dv".

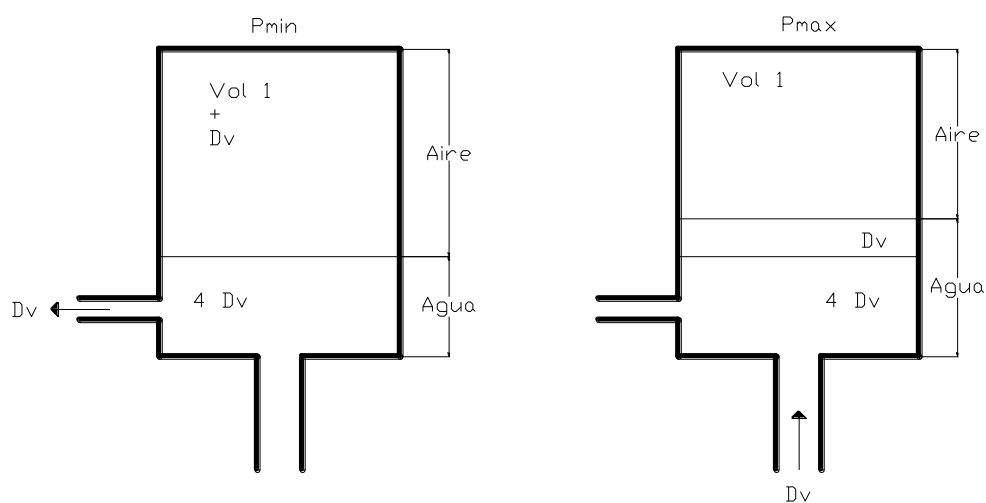


Figura 5.3 Variación de volumen y presión. Cámara de aire.

El aire comprimido dentro de la cámara de aire se asume que cumple con la ecuación politrópica de los gases como se explicó con la cámara de aire de la rueda hidráulica y se utilizó la fórmula 4.52.

Con "n" como índice politrópico del aire "n = 1.4". Para nuestra cámara de aire la fórmula quedó como:

$$P_{\max} \cdot \text{Vol1}^n = P_{\min} \cdot (\text{Vol1} + Dv)^n$$

De esta expresión se despejó "Vol1".

$$\text{Vol1} = 4.4148 \times 10^{-3} \quad (\text{m}^3)$$

En la cámara de aire, además de aire se tiene agua, para poder asegurar un bombeo sin interrupción:

$$V_{\text{agua}} := 4 \cdot Dv$$

$$V_{\text{agua}} = 5.0667 \times 10^{-4} \quad (\text{m}^3)$$

Por lo tanto el volumen de la cámara de aire es:

$$V_{ca} = V_{o1} + V_{agua}$$

$$V_{ca} = 4.9215 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$$

Para asegurar su funcionamiento y requerimientos posteriores se aumenta un 20% al volumen de la cámara, con lo que obtenemos el volumen final.

$$V_{caf} = 1.2 V_{ca}$$

$$V_{caf} = 5.9058 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$$

Con este volumen se determinó las dimensiones de la cámara de aire, se disponía de un trozo de tubería de 6 pulgadas ASTM A53.

$$D_{ca} = 6 \text{ (pulg)} = 0.1524 \text{ (m)}$$

$$L_{ca} = 0.3238 \text{ (m)}$$

El trozo de tubo disponible tiene 40 cm. de largo y no se lo redujo para disminuir el costo y el tiempo de fabricación.

Cálculo de esfuerzos en la cámara de aire. La tubería seleccionada para la cámara de aire fue; tubería de acero ASTM A53B de 6 pulgadas cédula 40, en cuyo interior se producen cambios de presión, que originan un esfuerzo fluctuante. Las dimensiones y propiedades del material de la tubería son¹²:

$$D_{exca} = 168.275 \text{ mm}$$

$$D_{inca} = 154.051 \text{ mm}$$

$$esp_{ca} = 7.112 \text{ mm}$$

Donde:

D_{exca}: Diámetro exterior de la cámara de aire.

D_{inca}: Diámetro interior de la cámara de aire.

esp_{ca}: Espesor pared cámara de aire.

$$S_u := 413.7 \text{ (MPa)}$$

$$S_y := 241.325 \text{ (MPa)}$$

$$S_{e'} := 0.5 S_u$$

$$S_{e'} = 206.85 \text{ (MPa)}$$

Luego de aplicados los coeficientes modificadores de fatiga, esta se reduce y se tiene:

$$S_e = 86.583 \text{ (MPa)}$$

¹² Ref 23. Pág 197 y 324

Las presiones máxima y mínima que sufrirá la cámara de aire son:

$$P_{\max d} = 0.3032 \quad (\text{MPa})$$

$$P_{\min d} = 0.2914 \quad (\text{MPa})$$

Aplicamos la fórmula 5.3 para determinar los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\sigma_{\max} = 3.2836 \quad (\text{MPa}) \quad \sigma_{\min} = 3.1561 \quad (\text{MPa})$$

Con estos valores se obtuvo el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio, y se determinó el esfuerzo equivalente (criterio de Soderberg):

$$\sigma_m = 3.2198 \quad (\text{MPa}) \quad \sigma_a = 0.0637 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{eq} = 3.3975 \quad (\text{MPa})$$

Comparando este esfuerzo con la resistencia a la fluencia del material de la cámara de aire, se concluyó que esta resistirá a los esfuerzos originados en su interior, por acción de la variación de presión, además nos muestra la posibilidad de usar otro material para la construcción de la cámara de aire, de menor costo, y de fácil adquisición.

Válvula de impulsión. Es la parte vital del ariete, soporta cerca de 50 millones de golpes al año. Su abertura está entre “1D” y “2D” (D = diámetro nominal tubería de carga), se diseñó la válvula del tipo zambullidor (figura 5.4), con una guía roscada para regular el peso y la carrera de la válvula¹³. El cierre de la válvula es hermético, debido al desgaste por el golpeteo y la corrosión su asiento debe ser resistente.

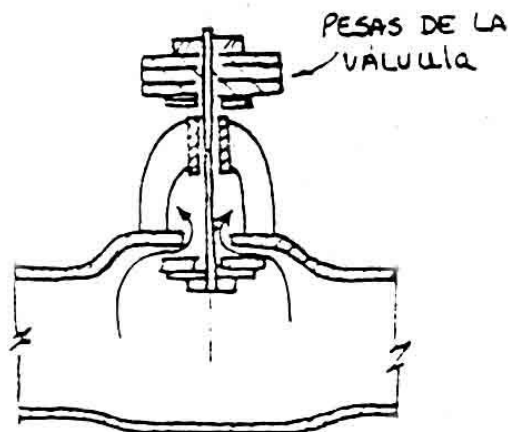


Figura 5.4. Válvula de impulsión (tipo zambullidor)

¹³ Ref. 6. Pág 19.

Por el cierre continuo de la válvula se la diseñó al impacto, utilizando la teoría de la energía de deformación para sus distintos elementos, considerando también carga a fatiga.

En el instante en que la válvula se cierra, choca contra su base, con una determinada energía cinética, producto de la aceleración generada por la fuerza de arrastre del agua al escapar por la abertura de la válvula.

La energía de deformación está dada por la fórmula¹⁴:

$$U = \frac{Fe^2 \cdot Lo}{2At \cdot E} \quad 5.9$$

Donde:

U: Energía de deformación, energía total.

Fe: Carga (Fuerza de impacto).

Lo: Longitud

At: Área transversal

E: Módulo de elasticidad

La energía cinética se representa por:

$$U_{vi} := \frac{1}{2} m_{vi} \cdot V_{vi}^2 \quad 5.10$$

Donde:

U_{vi}: Energía cinética.

m_{vi}: Masa de la válvula

V_{vi}: Velocidad de la válvula.

La energía de deformación es igual a la energía cinética de la válvula cuando se produce el cierre.

$$U = U_{vi} \quad 5.11$$

La válvula de impulsión está conformada por varios elementos (figura 5.5), por lo que al impactar la válvula, la energía cinética se reparte en todos ellos, debido a una fuerza de impacto, razón por lo que se tiene¹⁵:

$$U = \sum_{i=1}^n U_i \quad 5.12$$

¹⁴ Ref.19. Pág 675

¹⁵ Ref.30. Pág. 15

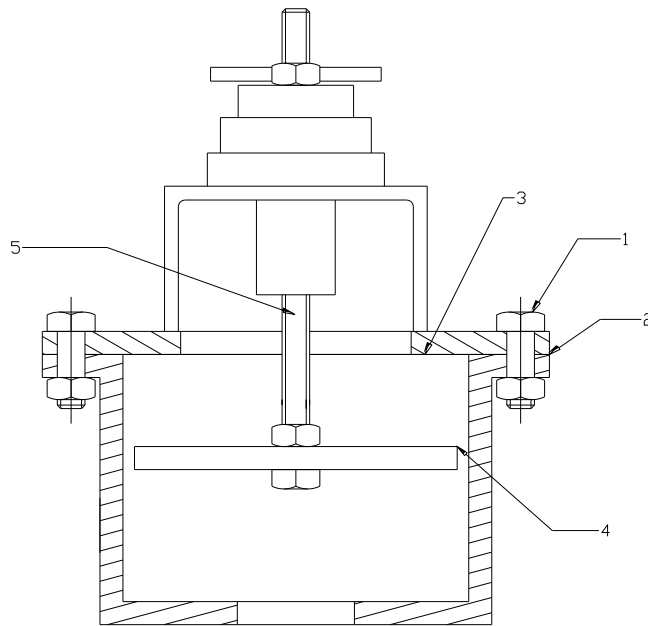


Figura 5.5. Elementos de la válvula de impulsión

Leyenda:

1. Pernos de sujeción
2. Junta empernada
3. Base de la válvula
4. Asiento de la válvula
5. Vástago o guía.

Energía de deformación en los pernos.

$$U_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{k_b \cdot Fe^2 L_p}{(k_b + k_m) A_p \cdot E} \quad 5.13$$

Energía de deformación de los miembros de la junta.

$$U_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{k_m \cdot Fe^2 L_p}{(k_b + k_m) A_p \cdot E} \quad 5.14$$

Energía de deformación en la base de la válvula.

$$U_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{k_1 \cdot Fe^2 \cdot r^2}{E \cdot t^3} \quad 5.15$$

Energía de deformación del asiento de la válvula.

$$U_4 = \frac{1}{2} \cdot \frac{Fe^2 \cdot L_b \cdot 4}{E \cdot \pi (d_{ext}^2 - d_{int}^2)} \quad 5.16$$

Energía de deformación del vástago.

$$U_5 = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_e^2 \cdot L_v \cdot 4}{E \pi \cdot D_v^2} \quad 5.17$$

Se determinó la velocidad de la válvula de impulsión, conociendo la carrera y el tiempo de cierre de la válvula.

$$t_c := \frac{T}{2} \quad 5.18$$

$$t_c = 0.0365 \quad (\text{s})$$

$$L_{cv} := 0.015 \quad (\text{m})$$

$$V_i = 0.4109 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Con la fórmula 5.10 se determinó la energía cinética de la válvula de impulsión, con una masa de 9 (Kg), que es la masa total del conjunto de pesas.

$$U_{vi} = 0.7596 \quad (\text{J})$$

Se determinó la fuerza de impacto realizando iteraciones con las fórmulas de energía de deformación de cada uno de los elementos de la válvula de impulsión, se asumió varias de las dimensiones de dichos elementos, las que se verifican posteriormente.

$$F_e = 8.4159 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

Diseño de los elementos válvula de impulsión.

Una vez que se obtuvo la fuerza de impacto, se verificó que las dimensiones dadas para la realización de las iteraciones fueron las correctas.

Vástago o guía. Este sólo es afectado por la fuerza de impacto, ya que está en contacto con la atmósfera. Se seleccionó un perno M12x1.75, con una longitud de 0.22 metros de grado 5.8, ya que nos permite regular la carrera y sostener el conjunto total de pesas.

Características de perno¹⁶:

$D_{vas} = 0.012 \text{ (m)}$	Diámetro del vástago.
$L_{vas} = 0.22 \text{ (m)}$	Longitud del vástago.
$D_{tvas} = 10.36 \text{ (mm)}$	Diámetro del área del vástago.

¹⁶ Ref. 13. Pág. 744-747

$$S_y := 415 \quad (\text{MPa})$$

$$S_{ut} := 520 \quad (\text{MPa})$$

$$S_{e'} := 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S_{e'} = 260 \quad (\text{MPa})$$

Aplicados los coeficientes de reducción a la carga de fatiga se tiene:

$$S_e = 105.8604 \quad (\text{MPa})$$

Finalmente, relacionando la fuerza impacto y el esfuerzo a fatiga determinamos el diámetro mínimo que debe tener el vástago.

$$S_e := \frac{F_e}{\left(\frac{\pi \cdot D_{vas}^2}{4} \right)} \quad 5.19$$

De donde:

$$D_{vas} = 10.061 \quad (\text{mm})$$

El diámetro del vástago calculado es menor que el diámetro del perno en su área de tracción, lo que nos indica que el perno seleccionado si resiste la fuerza de impacto producida por el golpe de ariete.

Asiento de la válvula de impulsión. Para el asiento de la válvula de impulsión se usó una plancha de acero ASTM A36, que se hallaba disponible, con las siguientes características¹⁷ y dimensiones:

$$S_u := 400 \quad (\text{MPa})$$

$$S_y := 250 \quad (\text{MPa})$$

$$S_{e'} := 0.5 S_u$$

$$S_{e'} = 200 \quad (\text{MPa})$$

$$t_{vi} = 0.01 \quad (\text{m}) \quad \text{Espesor de la válvula}$$

$$d_{extvi} = 0.12 \quad (\text{m}) \quad \text{Diámetro exterior válvula de impulsión.}$$

$$d_{intvi} = 0.013 \quad (\text{m}) \quad \text{Diámetro interior válvula de impulsión.}$$

$$A_{va} = 0.0112 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área de la válvula de impulsión.}$$

El esfuerzo a fatiga reducido por los coeficientes de carga a fatiga son:

$$S_e = 75.1753 \quad (\text{MPa})$$

¹⁷ Ref. 22. Planchas de acero: Laminadas en caliente.

Las fuerzas a las que está sometida el asiento de la válvula de impulsión se muestran en el diagrama de cuerpo libre en la figura 5.6,

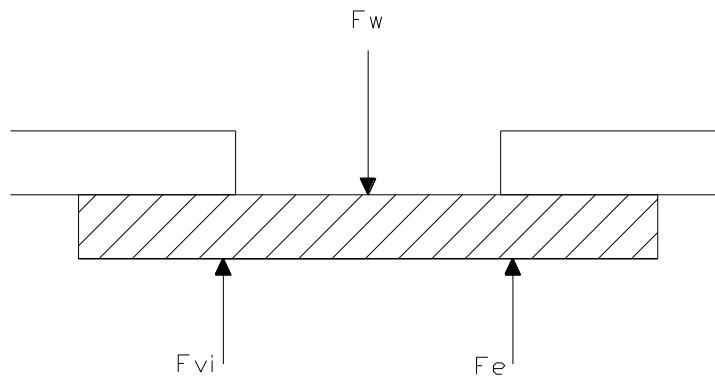


Figura 5.6 Diagrama de cuerpo libre asiento de la válvula de asiento

Donde:

$$F_e = 8.4159 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

$$F_{vi} = 1.1756 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

$$F_w = 88.29 \quad (\text{N})$$

Con estas fuerzas se calculó una fuerza resultante que es la que afecta a la placa que forma la válvula de impulsión:

$$F_{tvi} = 2.0084 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

Se calculó el esfuerzo de aplastamiento del asiento de la válvula.

$$\sigma_{vi} := \frac{F_e}{A_{va}} \tag{5.20}$$

$$\sigma_{vi} = 7.5297 \times 10^5 \quad (\text{Pa})$$

Este esfuerzo es mucho menor que el esfuerzo de fluencia del material y el esfuerzo a fatiga, por lo que se garantiza su funcionamiento.

$$\sigma_{vi} < S_e$$

Análisis de la junta empernada.

La fuerza que resiste esta junta (figura 5.7) es la resultante de la fuerza producida por el impacto más la fuerza que produce la sobrepresión al cerrarse la válvula de impulsión, se la analizó a esfuerzo fluctuante, como si fuese una

brida abierta. Los pernos seleccionados son $\frac{1}{2}$ "-13 UNC -1 $\frac{1}{2}$ " de grado SAE 5. Número de pernos es 8.

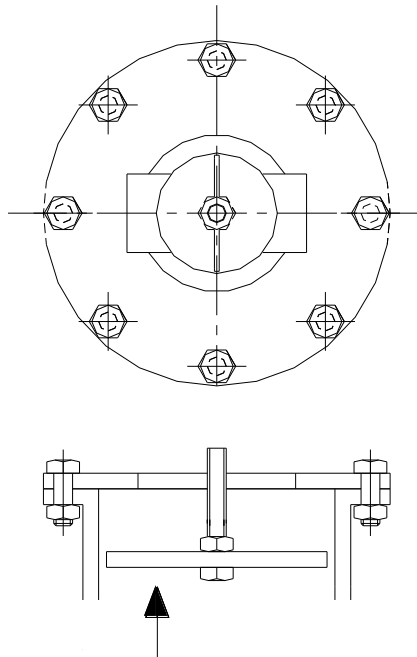


Figura 5.7 Esquema junta empernada.

Las características de resistencia de los pernos seleccionados son las siguientes¹⁸:

$$S_u := 827.4 \text{ (MPa)}$$

$$S_y := 634.34 \text{ (MPa)}$$

$$S_p := 586.075 \text{ (MPa)}$$

$$S_e := 128.247 \text{ (MPa)}$$

Las dimensiones del perno¹⁹:

$$D_m = 0.5 \text{ (pulg)} = 0.0127 \text{ (m)}$$

$$A_{tp} = 0.1419 \text{ (pulg}^2\text{)} = 91.5539 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Las fuerzas que actúan en la cámara son:

Fuerza de impacto:

$$F_e = 8.4159 \times 10^3 \text{ (N)}$$

Fuerza por la sobrepresión:

$$D_{cd} = 6.625 \text{ (pulg)} = 0.168275 \text{ (m)}$$

¹⁸ Ref.17. Pag. 386-400

¹⁹ Ref. 13. Pág. 746

$$A_{cd} = 0.0222 \quad (\text{m}^2)$$

$$F_{ha} = 2.3392 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

La fuerza total es:

$$F_j = F_e + F_{ha} \quad 5.21$$

$$F_j = 3.1808 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

Ya que los pernos son 8, se dividió la fuerza obtenida con la fórmula 5.21 para el número de pernos, y así determinamos la fuerza que actúa sobre cada uno.

$$F_p := \frac{F_j}{n_p} \quad 5.22$$

$$F_p = 3.976 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

La carga de apriete "Fi" se determinó con el esfuerzo admisible de prueba del perno "Sp", y se tomó la junta como permanente²⁰

$$F_{pe} = A_t \cdot S_p \quad 5.23$$

$$F_{pe} = 5.3657 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

$$F_i = 0.5 \cdot F_{pe} \quad 5.24$$

$$F_i = 2.6829 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

Luego se determinó las constantes de rigidez del perno y del material²¹, la junta une dos planchas de 10 (mm) de espesor

$$E := 200 \cdot 10^9 \quad (\text{Pa})$$

$$L_j := 0.02 \quad (\text{m})$$

$$D_m := 0.0127 \quad (\text{m})$$

Rigidez del perno:

$$k_b := \frac{\pi \cdot D_m^2 \cdot E}{4L_j} \quad 5.25$$

$$k_b = 1.2668 \times 10^9 \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{m}} \right)$$

²⁰ Ref. 17. Pág 395

²¹ Ref. 17. Pág. 381-385

Rigidez del material:

$$k_m := \frac{0.577\pi \cdot E \cdot D_m}{2 \ln \left(5 \cdot \frac{0.577L_j + 0.5D_m}{0.577L_j + 2.5D_m} \right)} \quad 5.26$$

$$k_m = 3.172 \times 10^9 \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{m}} \right)$$

Relación entre la rigidez del perno y la del material

$$c_j := \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad 5.27$$

$$c_j = 0.2854$$

Fuerza máxima que resiste el perno²²:

$$F_b = c_j \cdot F_p + F_i \quad 5.28$$

$$F_b = 2.7963 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

Fuerza mínima del perno, es la fuerza de apriete:

$$F_i = 2.6829 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

Con los resultados anteriores se obtiene los esfuerzos:

$$\sigma_a := \frac{F_b - F_i}{2A_t} \quad 5.29$$

$$\sigma_a = 6.1969 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_m := \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad 5.30$$

$$\sigma_m = 299.2344 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_i := \frac{F_i}{A_t} \quad 5.31$$

$$\sigma_i = 293.0375 \quad (\text{MPa})$$

Para encontrar el factor de seguridad de la junta se utilizó el diagrama de Goodman (figura 5.8)²³,

²² Ref. 17. Pág. 389

²³ Ref.17. Pág. 399

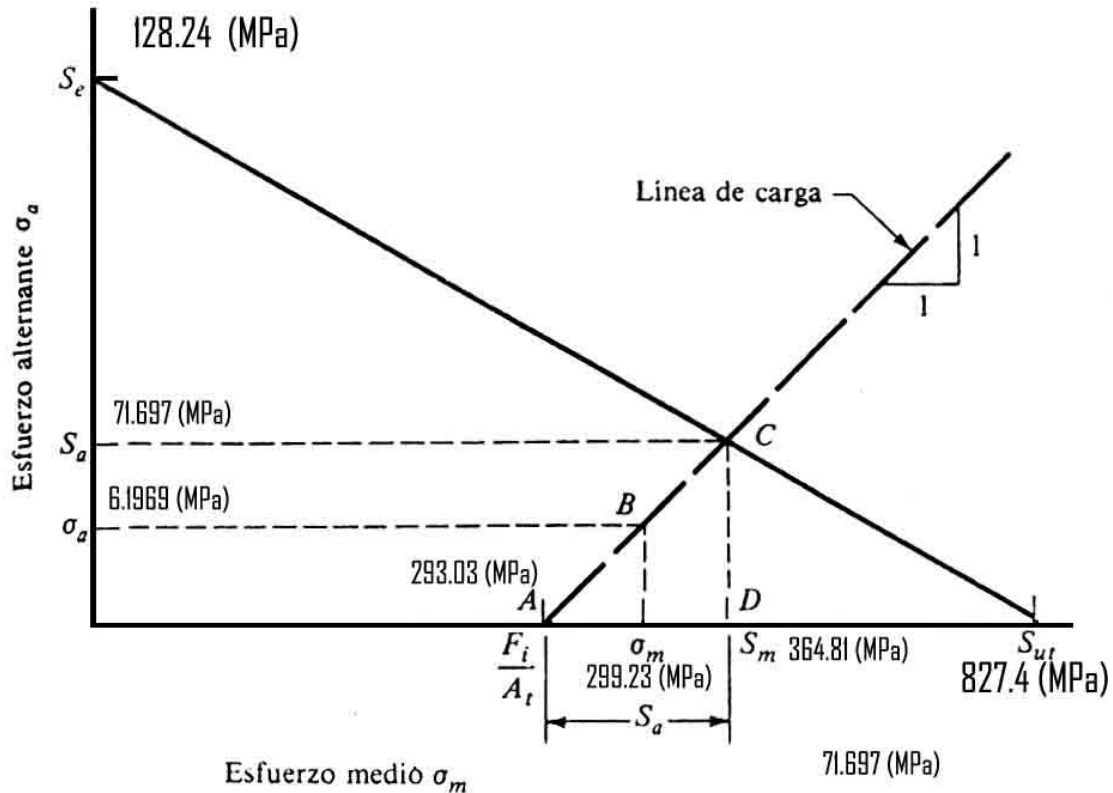


Figura 5.8 Diagrama de fatiga. Junta válvula de impulsión.

Del diagrama:

$$S_m := 364.814 \text{ (MPa)}$$

$$S_a := 71.697 \text{ (MPa)}$$

Factor de seguridad a fatiga de acuerdo al criterio de Goodman²⁴:

$$N_j := \frac{S_a}{\sigma_a} \tag{5.32}$$

$$N_j = 11.57$$

Factor de seguridad a fluencia:²⁵

$$N_{jf} := \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} \tag{5.33}$$

$$N_{jf} = 2.0769$$

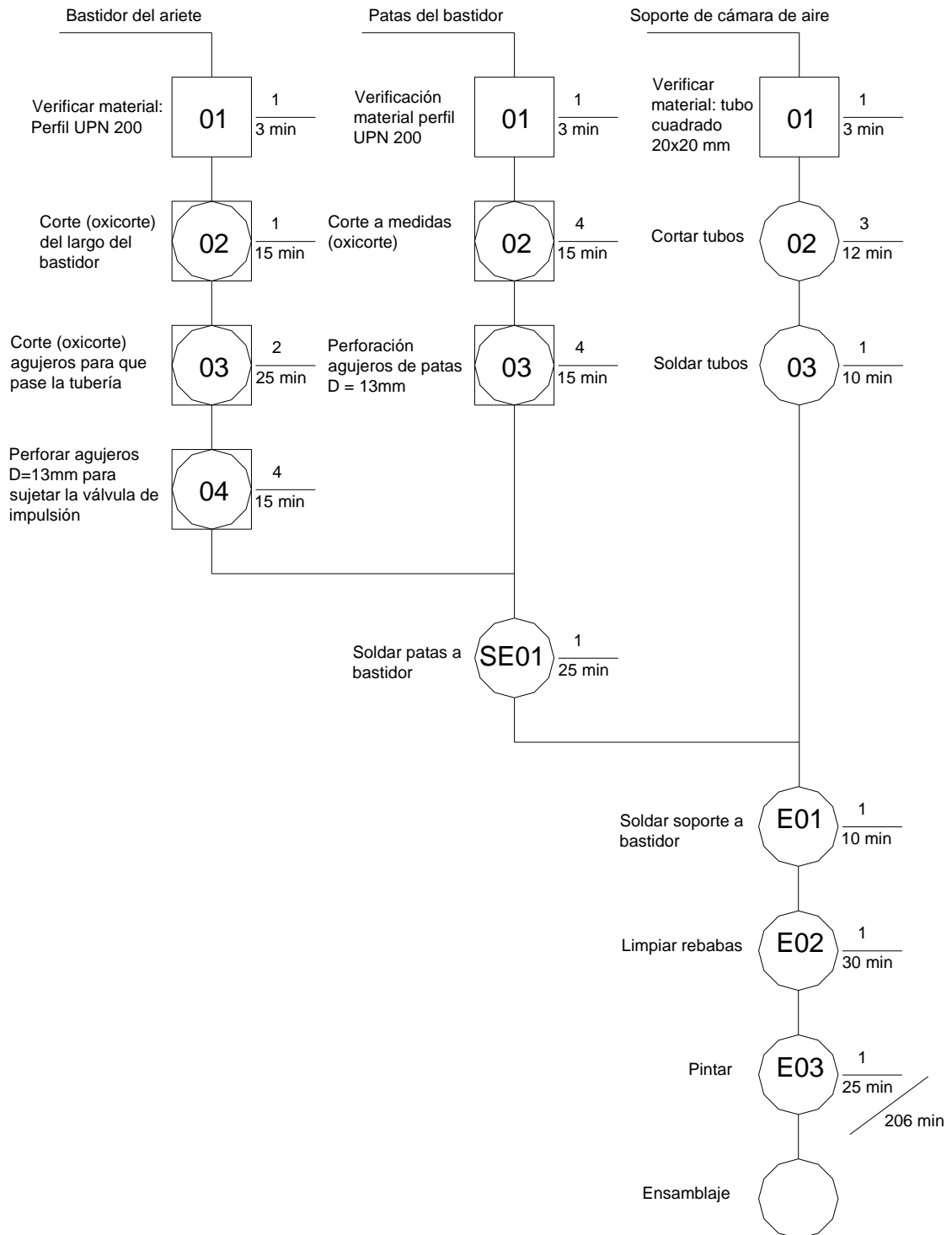
Observando estos factores de seguridad podemos decir que la junta resiste los esfuerzos producidos por el golpe de ariete, tanto para fatiga como para la fluencia.

²⁴ Ref.17. Pág. 398

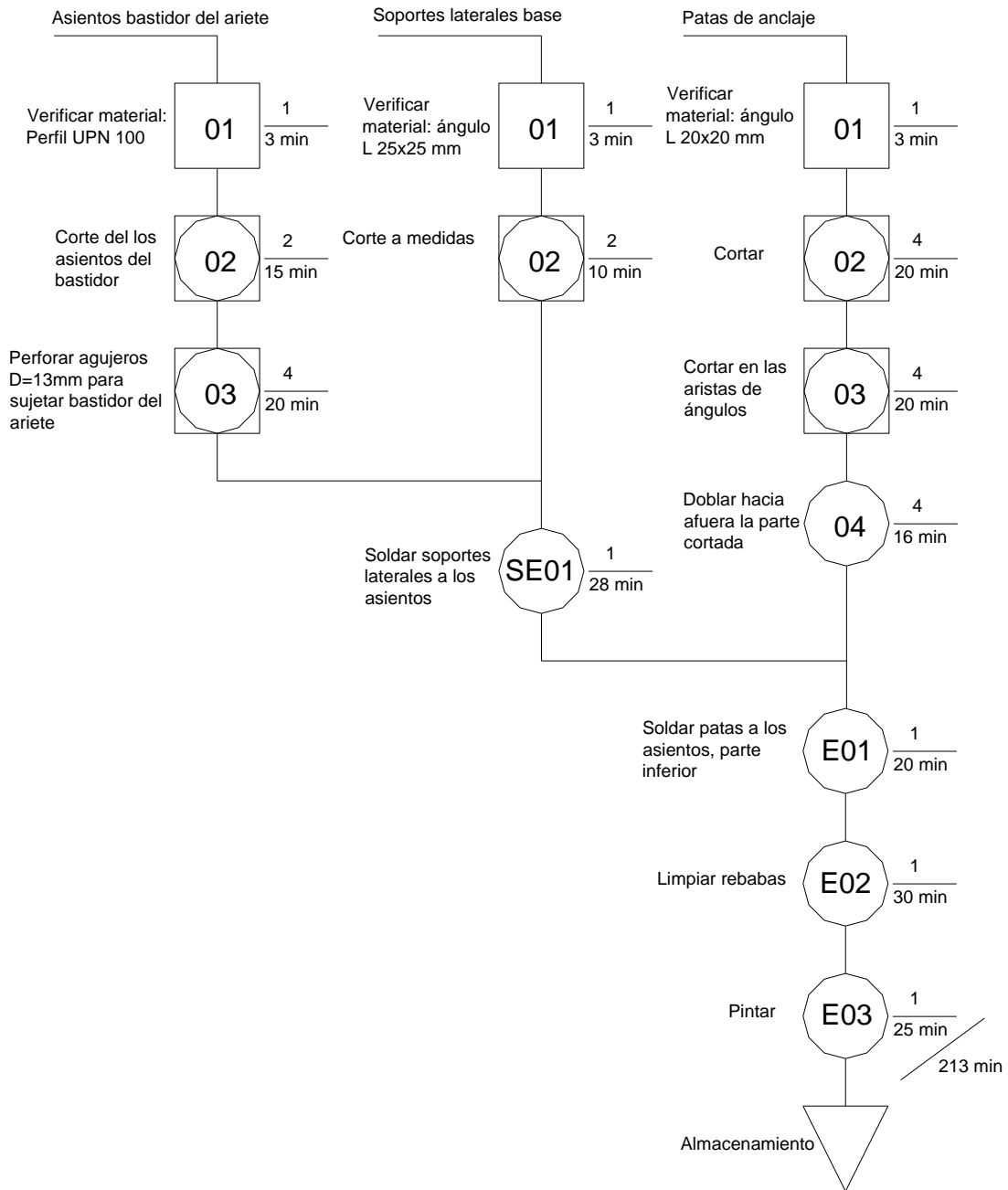
²⁵ Ref. 17. Pág. 399

DESARROLLO DE LA HOJA DE PROCESOS-ARIETE HIDRÁULICO

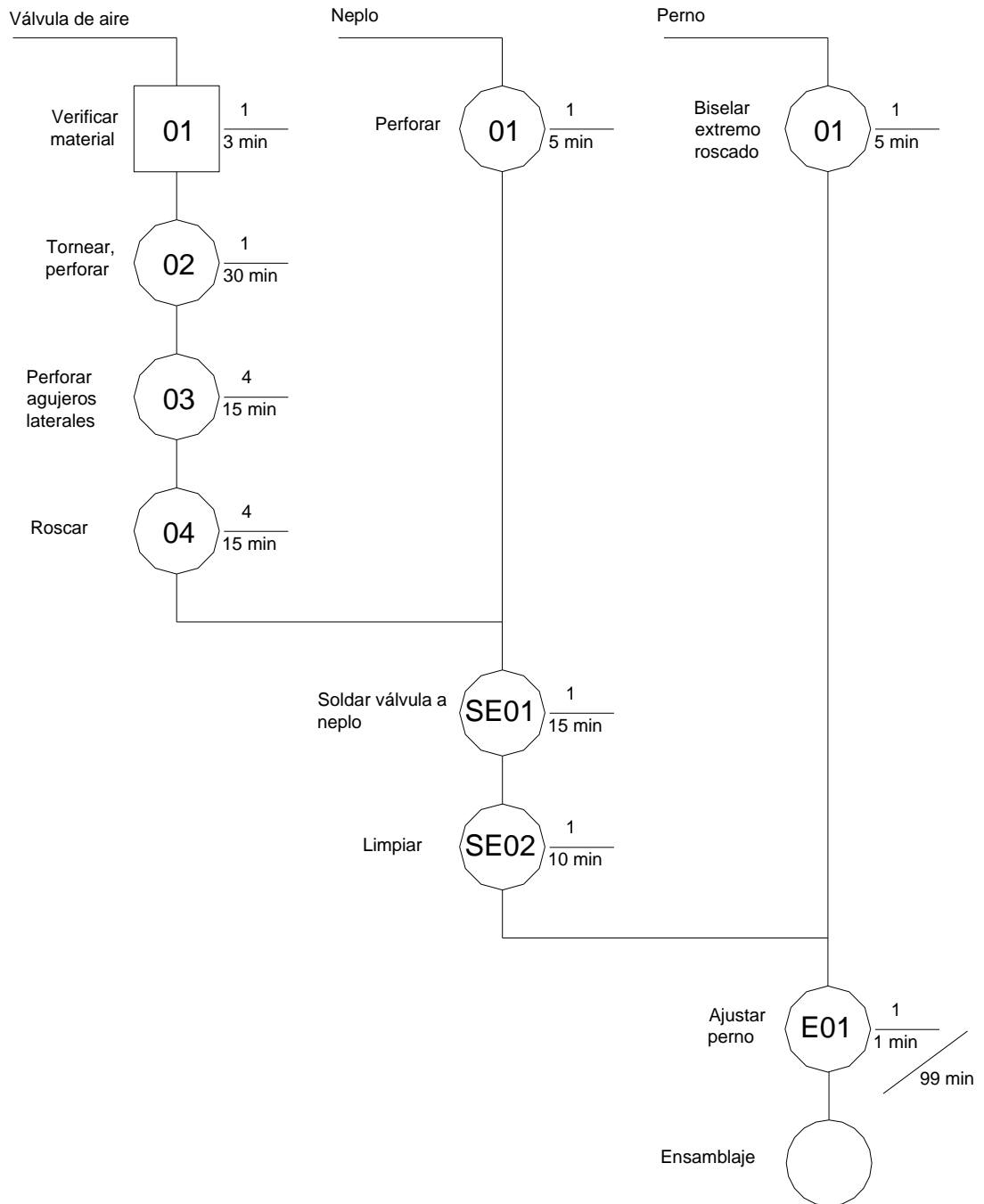
Hoja de procesos: Bastidor ariete



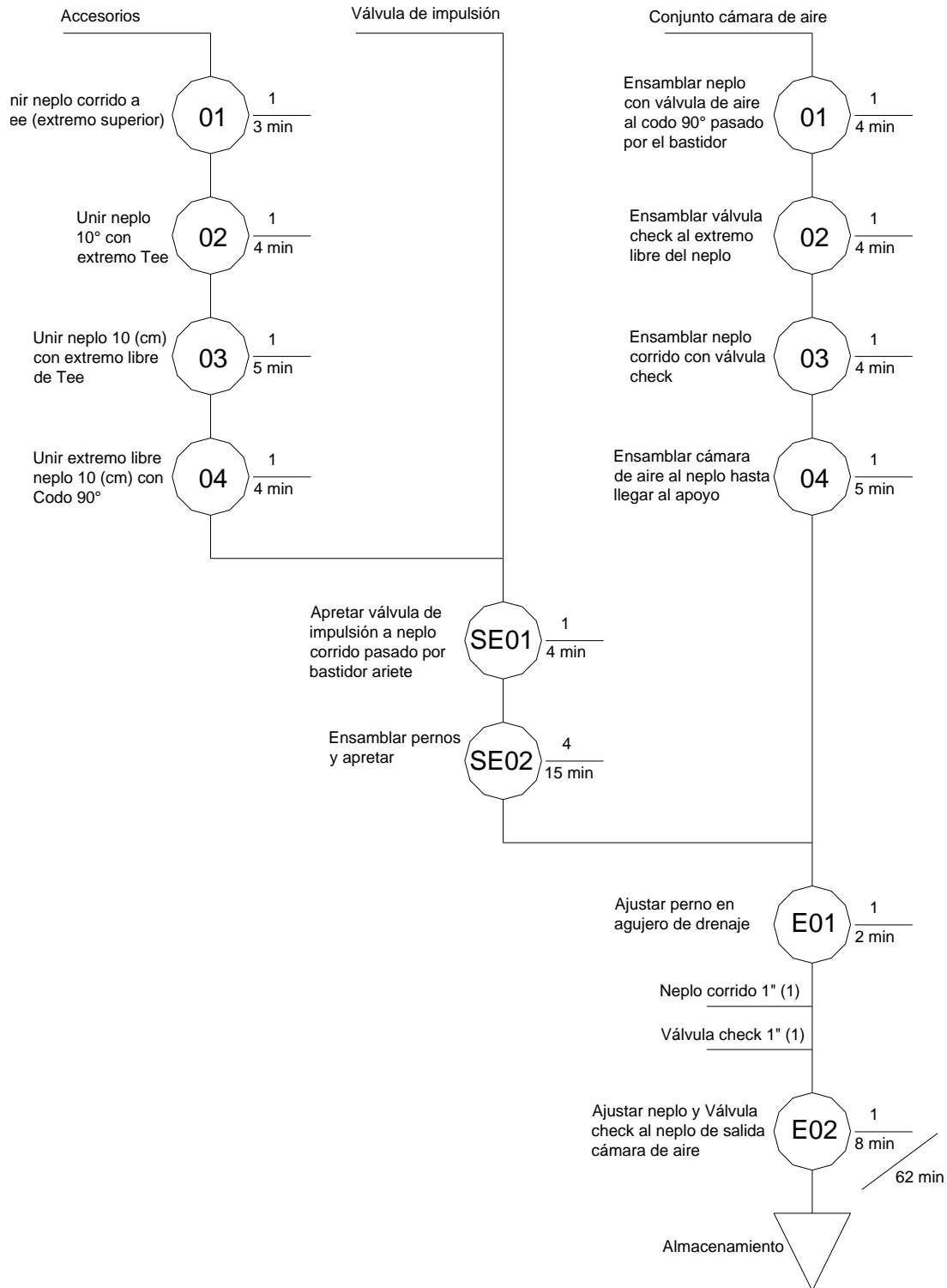
Hola de procesos: Base de anclaje del ariete



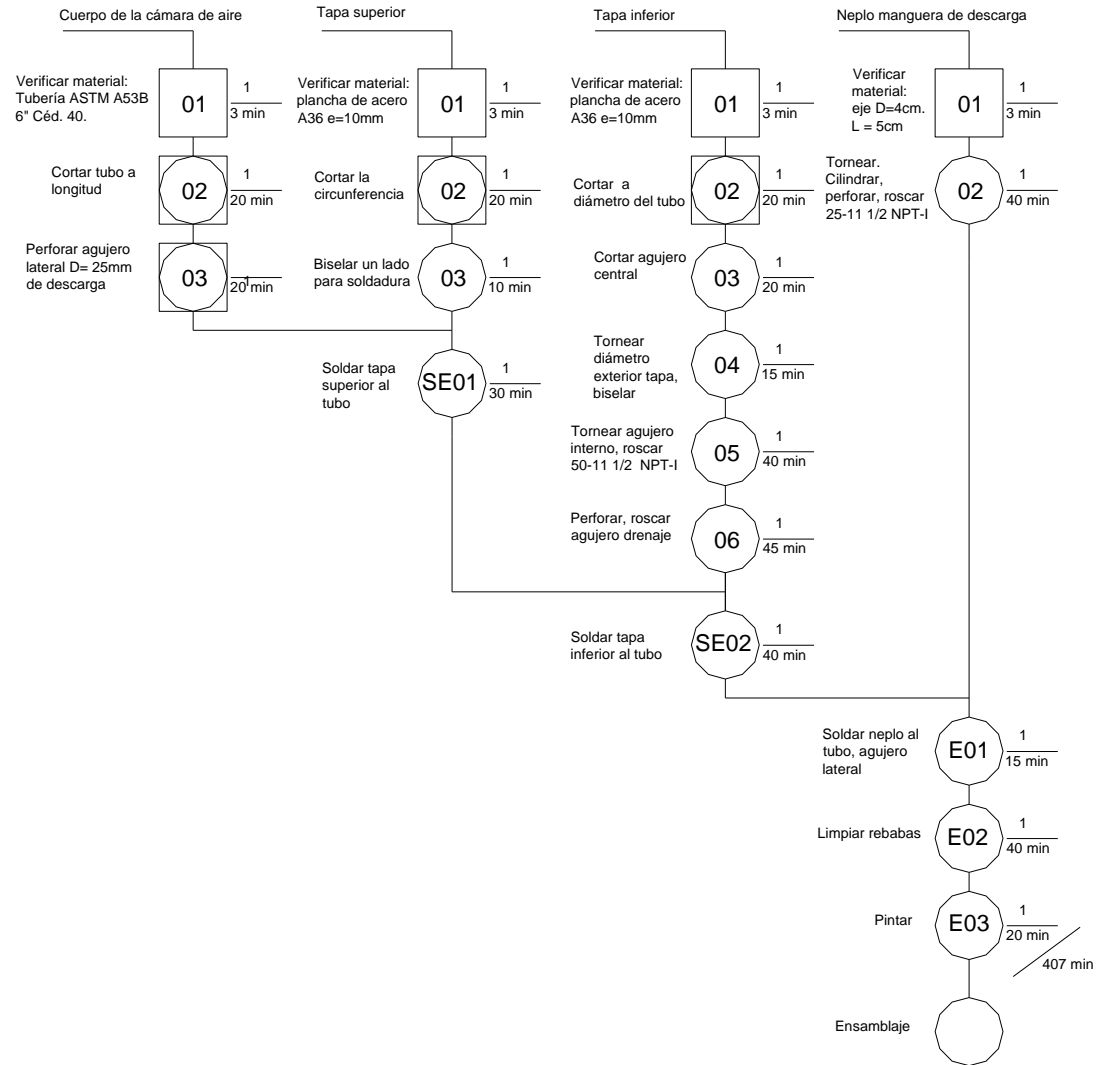
Hoja de procesos: Válvula de aire



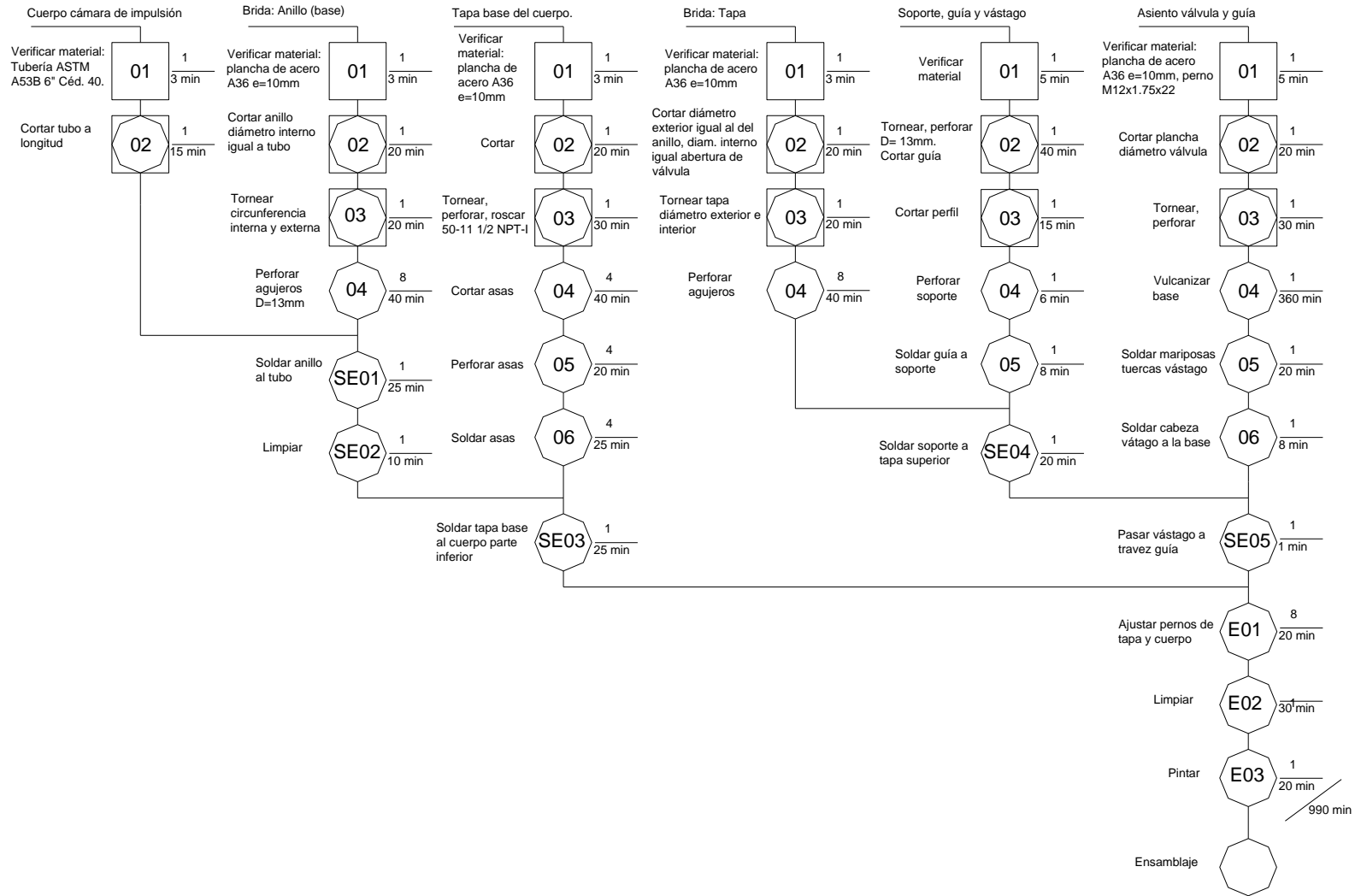
Hoja de procesos: Ensamble del ariete hidráulico



Hoja de procesos: Cámara de aire



Hoja de procesos: Válvula de impulsión



5.3 CONSTRUCCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO

En esta sección se detalló los materiales usados de los principales elementos del ariete. Las dimensiones de estos se observan en detalle en los planos.

En la figura 5.9 se aprecia los elementos principales del ariete hidráulico.

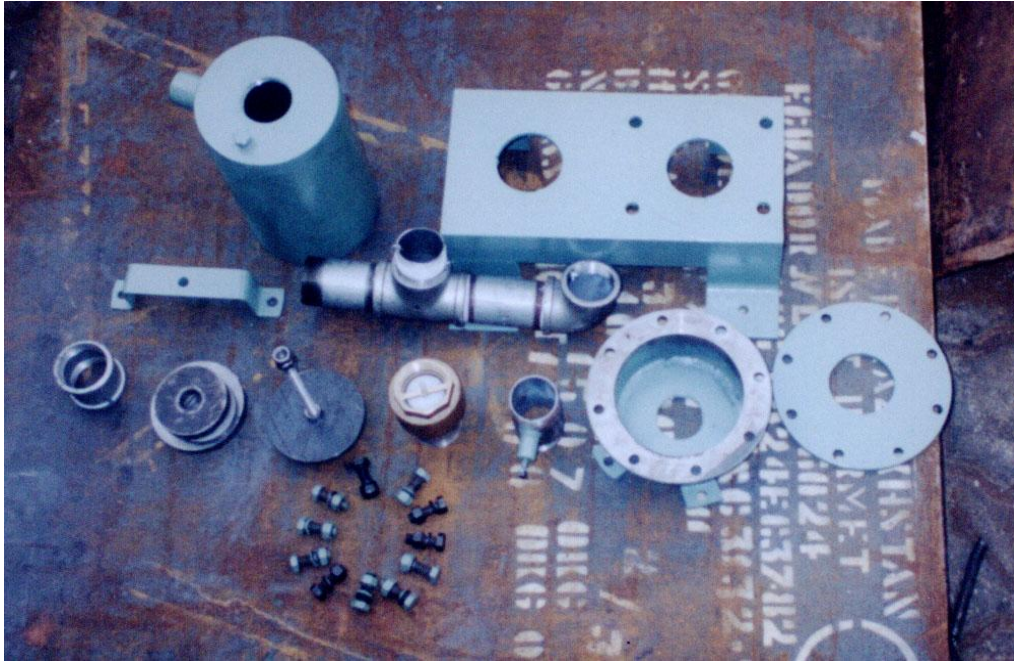


Figura 5.9 Elementos del ariete hidráulico.

5.3.1 VÁLVULA DE IMPULSIÓN

La válvula de impulsión es del tipo zambullidor como se explicó, esta permite regular la carrera y el peso. El perno usado para como vástago que se desliza a través de la guía, se le aumentó la rosca para regular de mejor manera la carrera. La tapa inferior tiene una rosca cónica 50-11½ NPT-I, para unirlo con los accesorios, y además soldadas unas extensiones perforadas para poderla ajustar al bastidor.

La tapa superior y el anillo superior forman una brida abierta que está unida por 8 pernos equidistantes. Además en la tapa superior esta soldada un soporte con la guía. El asiento de la válvula está conformado por una placa circular conectada al perno usado como vástago (figura 5.10).



Figura 5.10 Válvula de impulsión.

El vulcanizado en el asiento permite un cierre más hermético y atenúa el sonido metálico del golpe de ariete.

Tabla 5.1 Elementos constitutivos de la válvula de impulsión

Parte	Material
Cuerpo: Tubería 6 (pulg)	ASTM A53B
Tapa inferior	Plancha e=10 (mm). ASTM A36
Anillo superior	Plancha e=10 (mm). ASTM A36
Tapa superior	Plancha e=10 (mm). ASTM A36
Guía	Eje SAE 1018
Soporte	Perfil UPN100 ASTM A36
Asiento	Plancha e=10 (mm). ASTM A36 Anillo de Caucho
Vástago	Perno M12x1.75x22 Grado 5.8

5.3.2 VÁLVULA DE AIRE.

Para la válvula de aire se utilizó un trozo de eje el cual se le roscó internamente en un extremo, donde se atornilló un perno para poder regular la entrada de aire. Para la entrada de aire al eje se le perforó lateralmente al final de la

sección roscada. El perno tiene forma de punta en el extremo. El eje se soldó a un neplo y se ubicó antes de la válvula check.

Tabla 5.2 Elementos constitutivos de la válvula de aire

Parte	Material
Válvula de aire	Eje SAE 1018
Neplo HG 2 (pulg)	Acero galvanizado ASTM A569
Aguja	Perno ¼-28UNFx2 (pulg)

5.3.3 CÁMARA DE AIRE

Para la cámara de aire se usó un tubo de 6 pulgadas, el cual se cortó a la longitud determinada anteriormente, las tapas superior e inferior están soldadas a los extremos del tubo, la tapa inferior tiene una rosca interna que permite conectar a la cámara de aire con el resto de accesorios.

En el tubo se realizó una perforación para soldar un neplo de 1 pulgada para la salida de agua. En la tapa inferior se roscó un agujero que sirve para drenar la cámara de aire.

Tabla 5.3 Elementos constitutivos de la válvula de impulsión

Parte	Material
Tubería 6 pulg.	ASTM A53B
Tapa inferior	Plancha e=10 (mm). ASTM A36
Tapa superior	Plancha e=10 (mm). ASTM A36
Neplo 1(pulg) descarga	Eje SAE 1018

Las roscas usadas en las tapas inferiores de la válvula de impulsión y de la cámara de aire y el neplo para la descarga del agua son: TIPO NPT, estas roscas cónicas internas o externas, son usadas en tubos, uniones o accesorios ²⁶.

En la figura 5.11 vemos la cámara de aire, la válvula check y la válvula de aire.

²⁶ Ref. Norma INEN MC 02.07401 Roscas ASA para tubería y accesorios. Especificaciones.



Figura 5.11 Cámara de aire y válvula de aire

5.4 INSTALACIÓN Y PRUEBAS.

Instalación.

- ✓ La base de anclaje se la empotró en una base de hormigón, con el propósito de mantenerla fija.
- ✓ Una vez que se fraguó la base se realizó el montaje del ariete y se empernó el bastidor a la base.
- ✓ Se tendió la tubería (24 metros de largo), para esto se construyó un neplo de 10° de inclinación, que era la necesaria para llegar a la toma que sale del tanque de abastecimiento, se colocó unos apoyos de madera en el sector que se unen los tubos. Además al neplo ya descrito se le conectó una llave de paso, que permite dejar o no pasar el agua al ariete, en caso de que no se necesite que este funcionando y permitir facilidad para las operaciones del mantenimiento.
- ✓ Para unir la salida del tanque con la tubería de caída al ariete hidráulico se usó una manguera flexible de caucho que se aseguró con abrazaderas.
- ✓ En la descarga se ensambló un acople de PVC de 1 pulgada para manguera y una válvula check para evitar el retorno del agua, y se usó 100 metros de manguera, tendiéndola hasta llegar al lugar deseado o al lugar de pruebas.

Para evitar fugas en las uniones, se usó cinta de teflón para un mejor sello y apriete, esto también se hizo en la unión de accesorios usados en el ariete hidráulico. En las figuras 5.12 y 5.13 se observa la instalación del ariete.



Figura 5.12 Instalación del ariete (1).



Figura 5.13 Instalación del ariete (2).

Pruebas.

Aquí se observó al ariete hidráulico en condiciones reales de funcionamiento, para lo cual se sigue los siguientes pasos.

1. Llenar el tanque de abastecimiento.
2. Tender la manguera de descarga al sitio donde se toman los datos de caudal bombeado.
3. Medir la altura a la cual llega la manguera de descarga.
4. Regular la carrera del ariete y apretar para que no se afloje por el golpeteo, regular la válvula de aire.
5. Colocar las pesas.
6. Abrir la llave de paso completamente, de manera lenta para que el salga el aire que pueda existir en la tubería de caída.
7. Abrir y cerrar la válvula de impulsión manualmente hasta que la manguera de descarga se llene y empiece a operar automáticamente.
8. Proceder a tomar los datos.

Los parámetros a medir son:

Altura de caída H (constante).

Altura de entrega h (variable)

Peso m_{vi} (variable)

Carrera (variable)

Golpes o ciclos por minuto.

Caudal de carga Q (diferencia de altura en el tanque, sección constante)

Caudal bombeado q (recipiente de volumen conocido)

Los datos de las pruebas realizadas para el ariete hidráulico se muestran en el anexo D-1, en las figuras 5.14 y 5.15 se observa al ariete funcionando y una toma del caudal que entregó el ariete en la realización de una de las pruebas.



Figura 5.14 Ariete hidráulico funcionando.



Figura 5.15 Caudal entregado por el ariete hidráulico.

5.5 RESULTADOS OBTENIDOS

El comportamiento del ariete hidráulico en diferentes condiciones se refleja por su eficiencia, se la calculó con la fórmula 3.6, en la cual se relaciona la altura de entrega y de caída, el caudal de carga y el caudal bombeado.

La tabla 5.4 muestra los resultados de eficiencia, en este caso la altura de carga y de entrega se mantuvieron constantes, las pruebas se las realizó fijando la carrera o la apertura de la válvula de impulsión, variando el peso

sobre la válvula, con esta variación se regula el número de golpes por minuto de la válvula, por lo tanto el caudal gastado y el bombeado también varía.

A continuación se presentan gráficas que muestran el comportamiento del ariete a las diferentes carreras, la altura de caída es 5 metros (con el tanque lleno) y la altura de bombeo es 23 metros desde el lugar de instalación del ariete, hasta el sitio donde se realizaron las mediciones de caudal entregado con un recipiente de volumen conocido, el volumen del tanque de abastecimiento es aproximadamente 15 m³.

Tabla 5.4 Resultados de las pruebas.

Prueba No	Peso (Kg)	Carrera (mm)	Pulsaciones (ciclos/minuto)	Q (lt/min)	q (lt/min)	Eficiencia %
1	9	4	28	147.84	17.47	54.36
2	6.6	4	38	129.36	16.22	57.68
3	4.2	4	42	110.88	15.14	62.81
4	2.4	4	50	101.64	14.19	64.24
5	9	3	44	110.88	16.36	67.89
6	7.5	3	50	101.64	14.75	66.77
7	5	3	60	92.40	13.24	65.89
8	2.2	3	79	83.16	12.00	66.38
9	0.6	3	106	78.54	10.71	62.75
10	9	2	64	110.88	9.78	40.58
11	7.5	2	70	83.16	9.18	50.80
12	5	2	77	73.92	8.82	54.91
13	2.2	2	96	64.68	6.34	45.08
14	0.6	2	116	60.06	4.43	33.96
15	9	1	114	55.44	4.64	38.49
16	7.5	1	116	50.82	4.43	40.13
17	5	1	137	46.20	4.23	42.07
18	3.8	1	150	36.96	3.27	40.73

Figura 4.16

En la figura 4.16 se observa la relación entre la masa de la válvula de impulsión y el caudal bombeado, esta relación es directamente proporcional, es decir que al aumentar la masa de la válvula, el caudal entregado es mayor, también se observa que a una mayor carrera el caudal bombeado es mayor, y a menor carrera se reduce el caudal bombeado.

Figura 4.17

Como se puede ver en la figura 4.17 se relaciona la masa y la eficiencia, en la carrera de 3 (mm) se obtiene las mayores eficiencias, la curvas tiene una tendencia parabólica es decir tiene un máximo luego del cual se invierte la proporcionalidad.

Figura 4.18

Las curvas mostradas en esta gráfica relacionan el número de golpes que da la válvula de impulsión con la eficiencia del ariete hidráulico, de igual manera que el gráfico anterior se llega a un máximo y se invierte la proporcionalidad, además se observa que con la carrera de 3 (mm) se tiene la mayor eficiencia.

Figura 4.19

Con esta gráfica se relaciona el caudal gastado o de carga con la eficiencia del ariete, la tendencia de las curvas es parabólica, se alcanzo un máximo en donde se invierte la proporción entre el caudal "Q" y la eficiencia, la carrera de 3 (mm) de igual forma que las anteriores gráficas nos permite obtener las mayores eficiencias.

Figura 4.20

En esta gráfica se observa la relación entre el caudal bombeado y la eficiencia del ariete, el comportamiento de las curvas es parabólico al llegar a un máximo la proporción cambia, de igual forma la curva que representa la relación con una carrera de 3 (mm) es la que mayores eficiencia nos ofrece, y entrega un mayor caudal de agua.

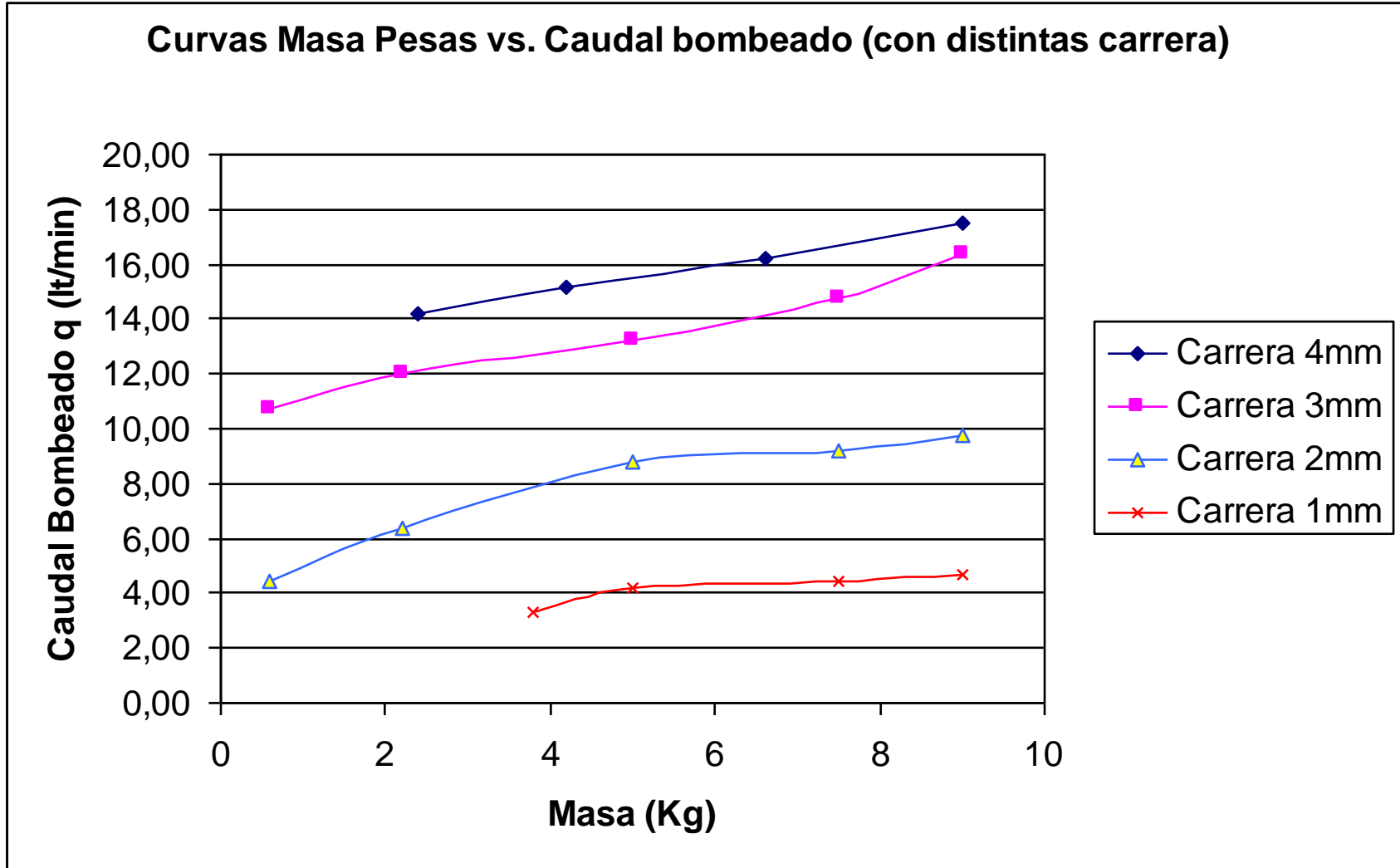


Figura 4.16 Gráfico relación Masa pesas y caudal bombeado.

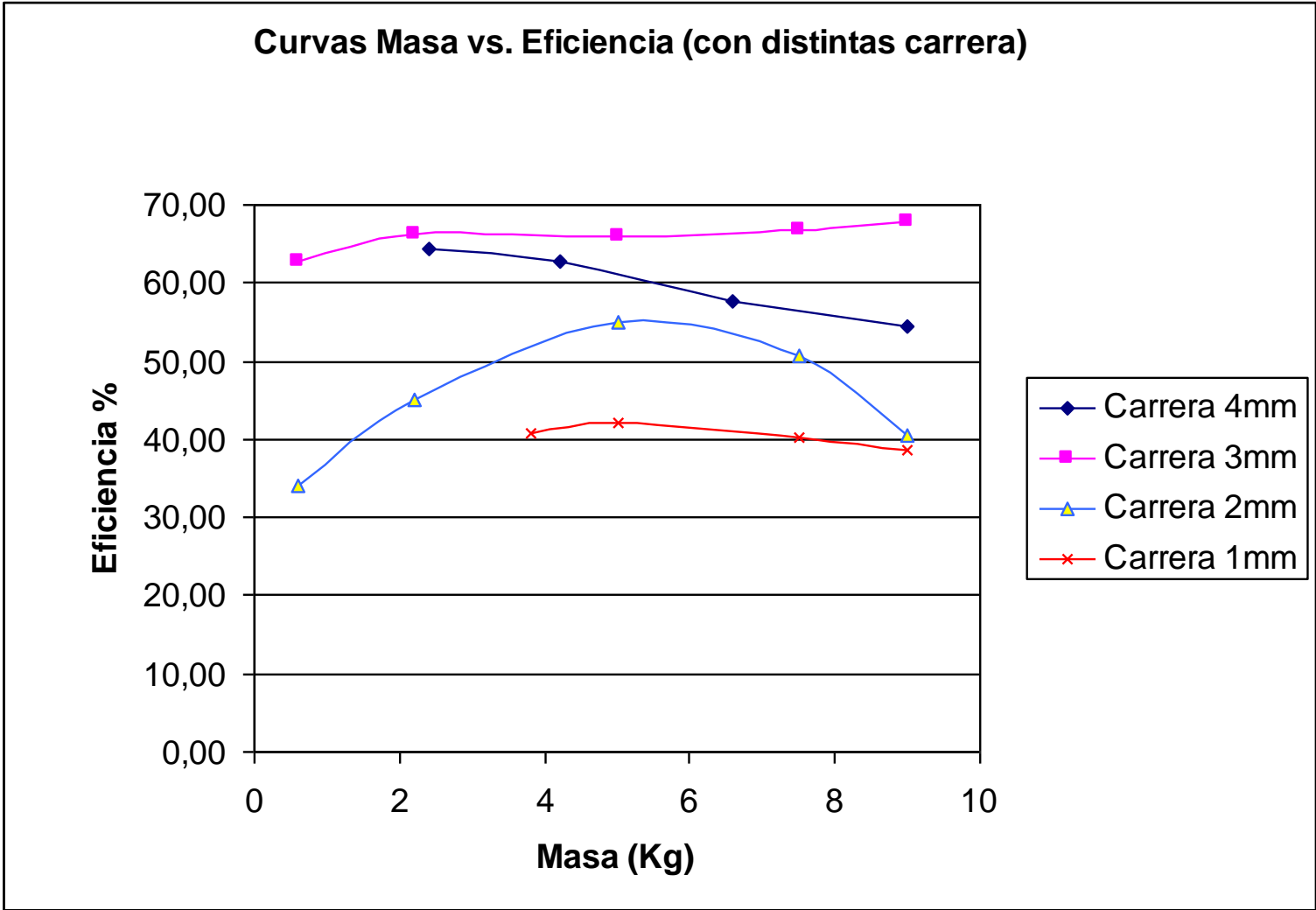


Figura 4.17 Gráficas Masa versus eficiencia.

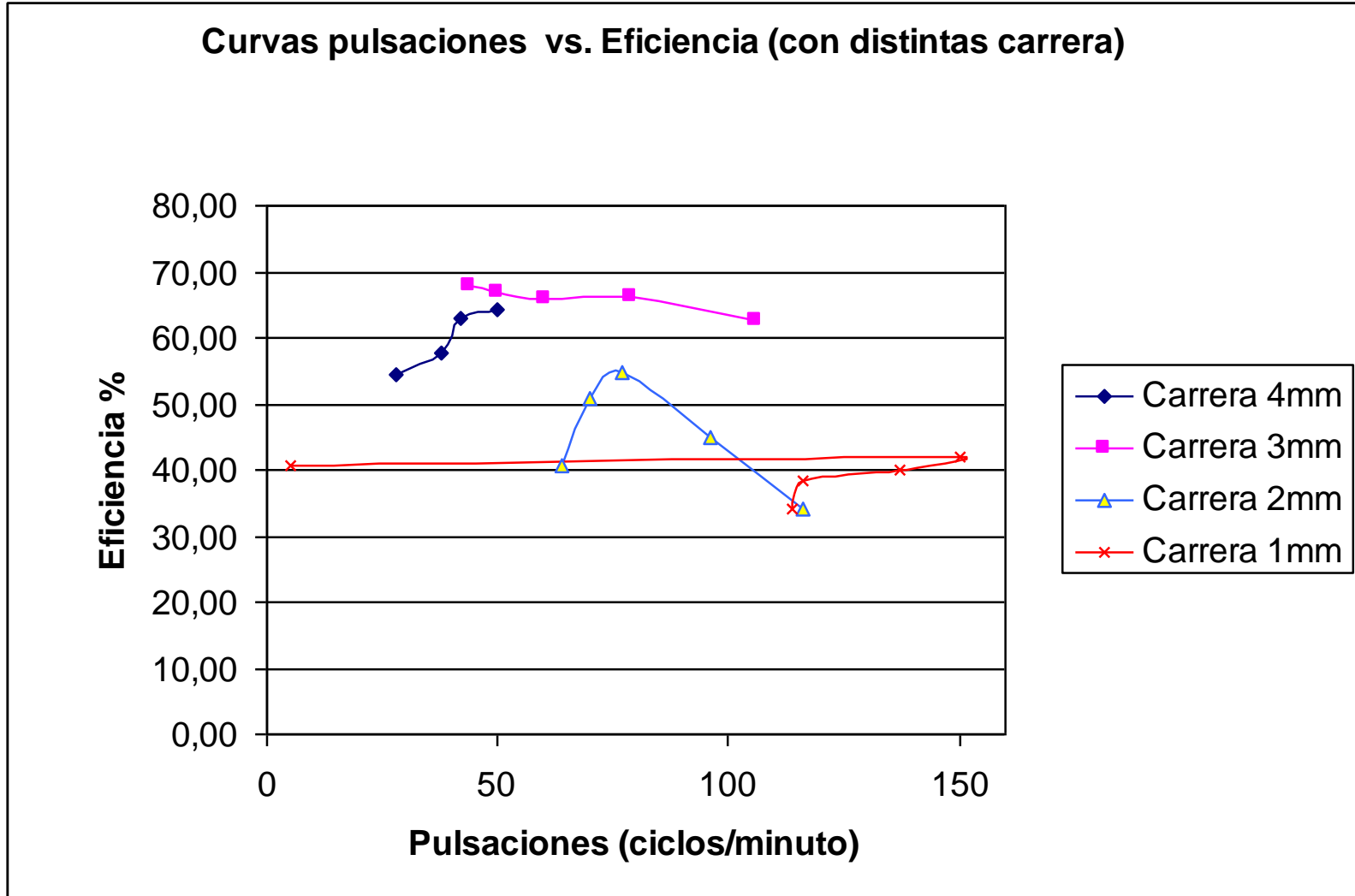


Figura 4.18 Gráfico Pulsaciones versus eficiencia.

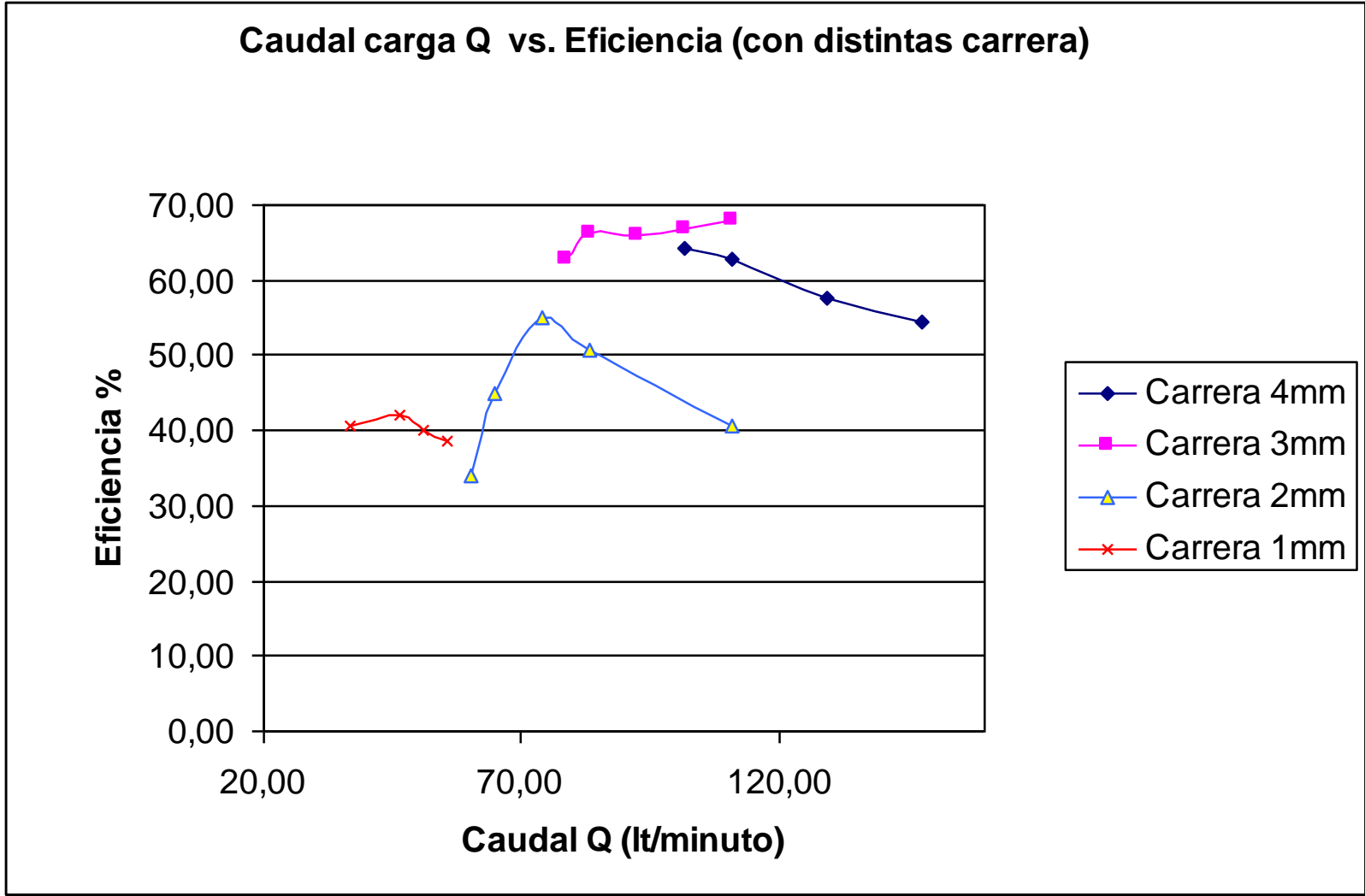


Figura 4.19 Gráfico Caudal de abastecimiento versus eficiencia

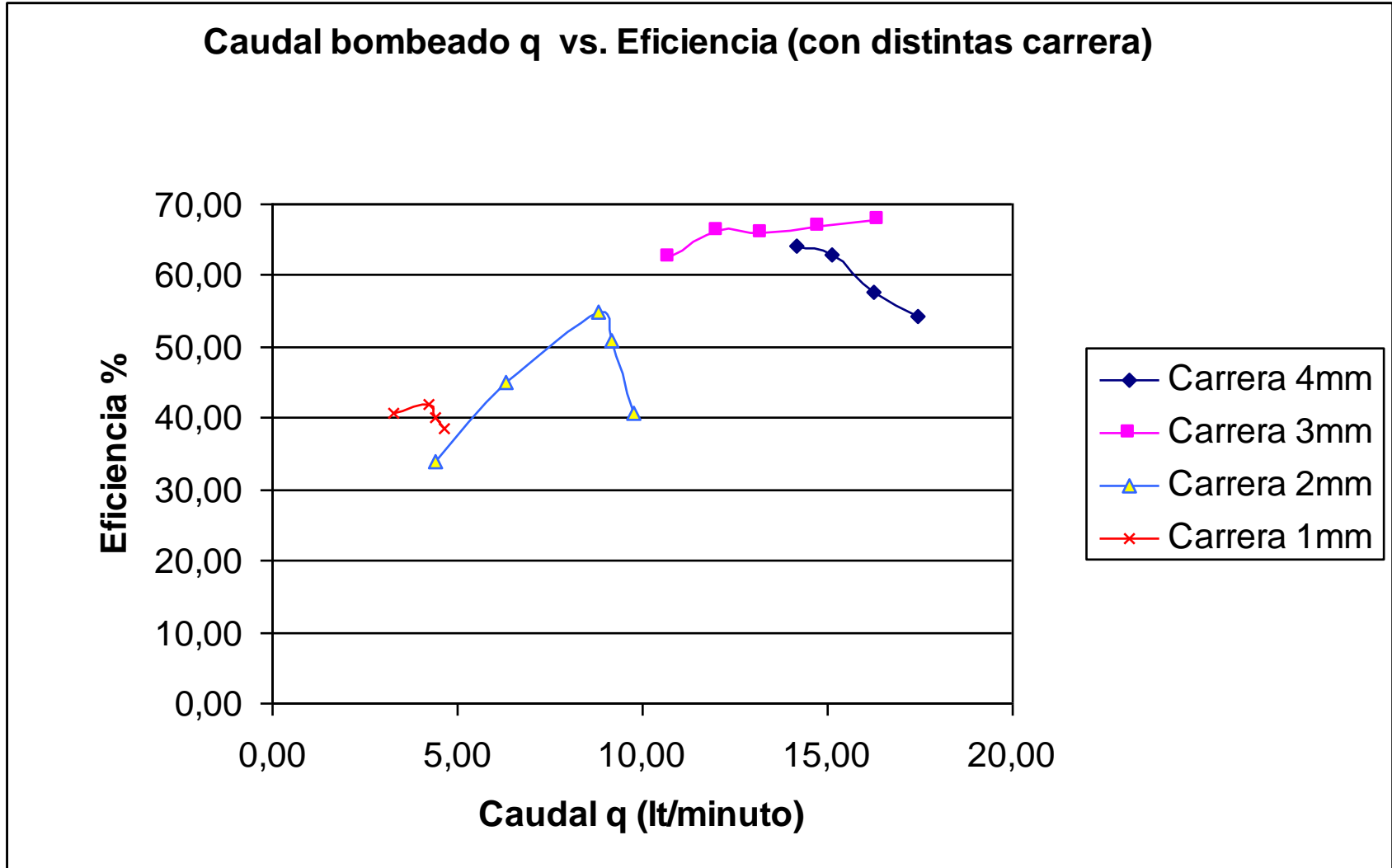


Figura 4.20 Gráfico Caudal bombeado versus eficiencia

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO.

Ingeniería y Administración.

Honorarios profesionales

No.	Posición	Valor total
1	Director del proyecto	\$600.00
2	Codirector del proyecto	\$300.00
Total		\$900.00

Remuneración a estudiantes

No.	Posición	Valor total
1	Estudiante	\$450.00
2	Estudiante	\$450.00
Total		\$900.00

Misceláneos

Materiales	Valor
Útiles de oficina	\$150.00
Transporte personal	\$150.00
Transporte maquinas	\$120.00
Servicios básicos	\$30.00
Viáticos y subsistencias	\$400.00
Planos	\$20.00
Otros gastos	\$30.00
Total	\$900.00

Total de los rubros de ingeniería y administración

Subtotal 1	\$2700.00
-------------------	------------------

Adquisición de materiales

Ariete hidráulico

Cant.	Descripción	Costo unitario	Costo total
4	Tubo 2" H.G.	\$36.00	\$144.00
1	Válvula check 2" resorte	\$12.00	\$12.00
1	Tee H.G. 2"	\$1.77	\$1.77
2	Neplo H.G. 2"*x10cm	\$2.35	\$4.70
5	Unión H.G. 2"	\$1.04	\$5.20
1	Neplo H.G. 2"x12cm	\$2.35	\$2.35
1	Neplo H.G 2"x6cm	\$1.10	\$1.10
1	Manguera 2 ½"x40cm	\$5.00	\$5.00
2	Abrazadera 2 ½ "	\$1.00	\$2.00
20	Perno hex. ½ x1 1/2"	\$0.19	\$3.80
10	Rodela de presión	\$0.02	\$0.20
1	Perno hex. ¼ x2	\$0.15	\$0.15
1	Perno hex M12x1.75x22	\$0.80	\$0.80
1	Llave de paso H.G. 2"	\$15.00	\$15.00
1	Vulcanizado	\$11.20	\$11.20
1	Rollo de manguera 1"	\$25.00	\$25.00
1	Válvula check H.G 1"	\$6.25	\$6.25
4	Rollo de teflón	\$0.25	\$1.00
1	Acople de manguera 1"	\$0.60	\$0.60
1	Material disponible	\$100.00	\$100.00
		Total	\$342.12

Rueda hidráulica

Cant.	Descripción	Costo unitario	Costo total
2	Neplo H.G. 3x10"	\$4,10	\$8,20
2	Reducción H.G 3 a 1 ½ "	\$7,15	\$14,30
2	Válvula de pie 1 ½ "	\$5,30	\$10,60
4	Neplo H.G. 1 ½ x10"	\$4,50	\$18,00
2	Universales H.G 1½	\$2,10	\$4,20
5	Acoples de manguera 1 ½ "	\$0,76	\$3,80

Continuación Costos materiales Rueda Hidráulica

4	Codos 90° H.G 1 ½ "	\$0.78	\$3.12
2	Tee H.G. 1 1/2"	\$1.12	\$2.24
6	Neplo H.G. 1 ½ x4"	\$0.55	\$3.30
1	Neplo corrido H.G 1"	\$0.43	\$0.43
1	Rollo de manguera 1"	\$25.00	\$25.00
7	Ángulo 40x40x4mm	\$8.00	\$56.00
150	Perno M10x50	\$0.16	\$24.00
10	Perno M10x25mm	\$0.11	\$1.10
6	Perno M10x80mm	\$0.25	\$1.50
2	Perno M16x60mm Grado 5.8	\$0.76	\$1.52
1	Perno M19x60mm Grado 8.8	\$1.60	\$1.60
2	Chumaceras 2 ½ "	\$28.00	\$56.00
3	Graseros ¼ "	\$0.25	\$0.75
2	Perno M12 x 100mm	\$0.40	\$0.80
6	Rollo de teflón	\$0.25	\$1.50
4	Perno hex ¾"x2"	\$0.68	\$2.72
1	Material disponible	\$200.00	\$200.00
	Total		\$440.68

Otros costos directos

Cant.	Descripción	Costo total
1	Construcciones e instalaciones	\$250.00
1	Servicios de taller	\$1050.00
	Total	\$1300.00

Total de adquisición de materiales

Subtotal 2	\$2082.80
-------------------	------------------

Para los imprevistos se tomó un 10% de los totales de ingeniería y administración y de la adquisición de materiales.

Imprevistos	\$478.28
--------------------	-----------------

El costo final del proyecto es.

Total General	\$5261.08
----------------------	------------------

6.2 ANÁLISIS FINANCIERO.

Rubros	Presupuesto	Recursos propios	%	Recursos externos	%
Ingeniería y administración	\$1650.00	\$1650.00	100	\$0.00	0
Costos directos	\$3132.80	\$0.00	0	\$3132.80	100
Imprevistos	\$478.28	\$200.00	41.82	\$278.28	58.18
Totales parciales	\$5261.08	\$1850.00	35.16	\$3411.08	64.84
Total general					\$5261.08

La entidad de financiamiento y beneficiaria del proyecto es:

Entidad	Monto
Honorable Consejo Provincial de Pichincha	\$3411.08

Valor actual neto (VAN) y Tasa interna de retorno (TIR).

Para poder determinar la tasa interna de retorno, tanto el ariete como la rueda hidráulica tendrán una vida útil de 5 años, teniendo en cuenta que el ariete con un buen mantenimiento puede estar en funcionamiento por 15 años o más, excluyendo la tubería de alimentación que por oxidación necesitara ser remplazada, y de igual forma las camisa o los cilindros de bomba accionada por la rueda hidráulica, y otros accesorios.

El método de depreciación usado fue el método uniforme o de línea recta.

Depreciación	Ariete	Rueda
Tiempo = 5 años		
Vi (valor inicial)	\$761.34	\$1300.68
Vf (valor final)	\$150.00	\$250.00

El “TIR” (Tasa Interna de Retorno) se calculó con las fórmulas 6.1 y 6.2, igualando el valor actual neto a cero, e interpolando entre las tasa de interés usadas para evaluar el “VAN”¹.

$$VAN = \sum_{i=0}^n \frac{FNCi}{(1 + TIR)^n} = 0 \quad 6.1$$

$$TIR = r1 + (r2 - r1) \left(\frac{VAN1}{VAN1 - VAN2} \right) \quad 6.2$$

Donde:

VAN: Valor actual neto.

FNCi: Flujo neto de caja en cada período.

TIR: Tasa interna de retorno.

r1: Tasa de interés 1.

r2: Tasa de interés 2.

VAN1: Valor actual neto a r1.

VAN2: Valor actual neto a r2.

Luego de aplicar estas fórmulas se determinó que la tasa interna de retorno “TIR” del proyecto es:

$$TIR = 15.954 \%$$

Por lo que se observó que el proyecto es rentable y la inversión se recupera en 5 años con la tasa indicada anteriormente.

	Inversión	\$3411.08	TIR=	15.95%
Período	FNCi	FNCi (actualizado)		
1	\$1699,62	\$1465.767		
2	\$1327,21	\$987.1175		
3	\$779,81	\$500.1848		
4	\$612,40	\$338.7623		
5	\$250,00	\$119.645		
	Σ	\$3411.097		
	VAN	\$0.00		

¹ Ref.28. Pág. 243-245

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Una vez que se realizó el diseño la instalación y pruebas tanto del ariete hidráulico como de la rueda hidráulica se concluye que:

- ✓ Se cumplieron con los objetivos y alcances del proyecto.
- ✓ El ariete hidráulico usa la energía potencial de una caída de agua, para elevar agua a una altura superior, sin necesidad de utilizar otro tipo de energía o algún combustible.
- ✓ Las principales condiciones para la instalación del ariete hidráulico son: suficiente agua para el abastecimiento, y una caída. Lo que determina su tamaño y la longitud de tubería a utilizar.
- ✓ La válvula de impulsión es la parte vital del ariete, se la diseñó de modo que su carrera y su peso puedan ser regulados. Un peso fuerte y un golpe largo hacen posible altas tasas de flujo a través de la válvula de impulsión; provocando un golpe fuerte necesario para bombear grandes caudales. Un peso pequeño y un golpe corto, golpearán más rápidamente y descargarán mayores volúmenes a caudales más pequeños.
- ✓ La cámara de aire permite comprimir y amortiguar el golpe de ariete, hace que la corriente sea más constante a través de la tubería de descarga, con menos pérdida por fricción.
- ✓ El costo de construcción no es elevado, ya que se utiliza material disponible en el mercado nacional, y material de deshecho en los talleres del HCPP. Por lo que no fue necesario construir todos sus elementos.
- ✓ El ariete hidráulico es muy confiable y no presenta dificultad en el mantenimiento por lo que puede ser instalado en lugares sin energía eléctrica y de bajo recurso técnico.
- ✓ El número de ciclos óptimo está dentro del rango 50 y 60 ciclos o golpes por minuto.

- ✓ El rendimiento del ariete está en el orden del 60%, por lo que su uso es aceptable en el aprovechamiento de la energía entregada por la caída del agua.
- ✓ Para nuestro ariete regulado a una carrera de 3 (mm), se tiene los mejores resultados en cuanto a eficiencia, y con la variación del peso se determina el caudal de entrega más adecuado.
- ✓ El sistema prensa estopa utilizado para asegurar la hermeticidad de la bomba es de fácil construcción, y ofrece un buen nivel de cierre.
- ✓ Aprovechar la energía cinética del agua en el movimiento de una rueda hidráulica, evita el uso de combustibles fósiles.
- ✓ El bombeo por medio de estos sistemas, a diferencia de los convencionales, ofrecen una continuidad de trabajo.
- ✓ La facilidad de recambio de piezas en la rueda muestran la versatilidad de este sistema.
- ✓ Aunque la eficiencia de las ruedas de admisión inferior está en el orden del 30%, esta deficiencia se suple con su no contaminación, y funcionamiento continuo.

7.2 RECOMENDACIONES

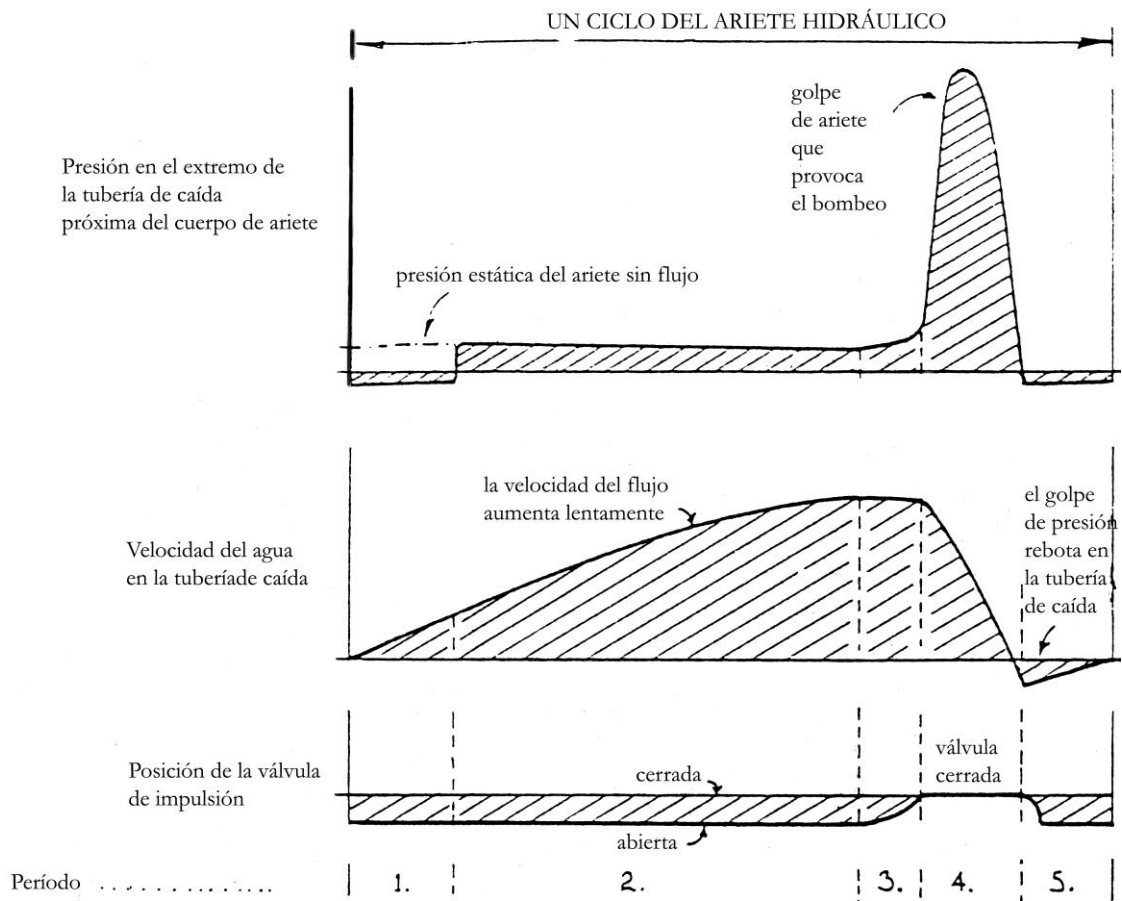
- ✓ Es necesario que tanto el cuerpo del ariete como la tubería de admisión sea lo más rígido posible capaz de garantizar una buena expansión de la onda de sobrepresión, y aprovechar de una manera eficiente el fenómeno golpe de ariete.
- ✓ La tubería de impulsión y la horizontal de emplazamiento del ariete no debe ser mayor a 20°, debe estar recta, sus uniones herméticas, para evitar la formación de burbujas de aire y en lo posible de hierro galvanizado, que permite bombear más agua a mayores alturas.
- ✓ La Granja San Marcos beneficiaria del proyecto, debe buscar una aplicación para el agua que se bombea con el ariete y la rueda, y del agua que se desperdicia durante el funcionamiento del ariete, dependiendo de las necesidades que se tenga en el lugar para aprovechar estos sistemas, y capacitar a los visitantes mostrando las bondades de los mismos.

- ✓ La fuerza motriz que genera la rueda hidráulica, presenta diversas aplicaciones que pueden ser acopladas a la misma, como son la molienda, generación de energía y en nuestro caso bombeo de agua.
- ✓ Generando una caída de acuerdo a la necesidad, se puede implementar ruedas hidráulicas de admisión superior o intermedia, las cuales serían más pequeñas, y más eficientes.

ANEXOS

ANEXO A-1

CICLO DE IMPULSIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO



Periodo 1. Fin del ciclo anterior del ariete, la velocidad del agua a través de la tubería de impulsión empieza a incrementarse con la válvula de impulsión abierta. Ligera presión negativa en el cuerpo del ariete.

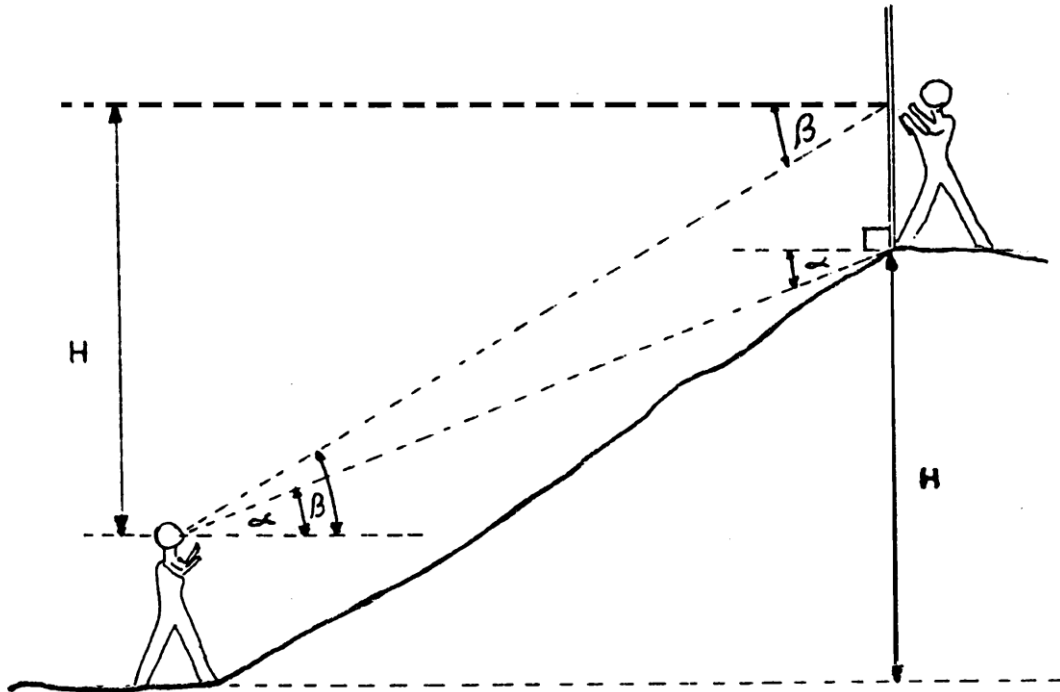
Periodo 2. Incremento de la velocidad hasta su máximo, manteniéndose la válvula de impulsión abierta.

Periodo 3. La velocidad de flujo alcanza su máximo valor y la válvula de impulsión comienza a cerrarse, causando el aumento de presión, en el interior del ariete.

Periodo 4. La válvula de impulsión se cierra provocando una sobrepresión o golpe de ariete, para bombear una cierta cantidad de agua por la válvula check. La velocidad de flujo en el ariete decrece rápidamente.

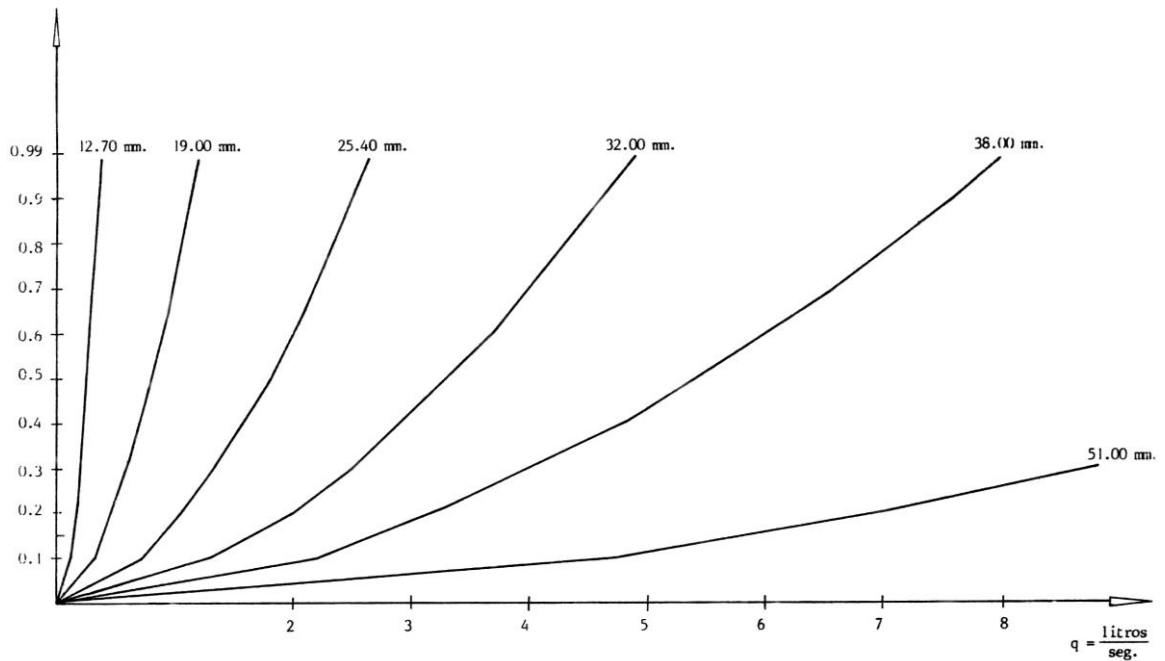
Periodo 5. El golpe de ariete produce una reacción del flujo en la tubería de impulsión, causando una ligera succión en el cuerpo del ariete. La válvula de impulsión se abre debido a la succión y a su propio peso. Luego, el agua empieza a fluir a través de la válvula de impulsión, y el ciclo de funcionamiento se repite.

ANEXO A-2
CLINOMETRO TIPO SUUNTO
Medición de altura



ANEXO A-3 SELECCIÓN TUBERÍA DE DESCARGA.

En el gráfico se busca el caudal “q” (lt/seg.) en las abscisas y el valor para la relación “ $j = \frac{h}{l}$ ” en las ordenadas, donde crucen las líneas se indica el diámetro de la manguera.



ANEXO B-1
Manual de Operación y Mantenimiento
Ariete Hidráulico.

Este manual va dirigido a cualquier persona que vaya a utilizar el ariete hidráulico, ya que es una máquina sencilla, tanto para su operación como en su reducido mantenimiento.

Operación

Una vez ya instalado el ariete se procede a hacerlo operar para lo cual se sigue los siguientes pasos.

1. Llenar el tanque de abastecimiento.
2. Tender la manguera de descarga al sitio de aprovechamiento del agua bombeada.
3. Regular la carrera del ariete y apretar para que no se afloje por el golpeteo.
4. Colocar las pesas en el vástago.
5. Regular la válvula de aire.
6. Abrir la llave de paso completamente, de manera lenta para que el salga el aire que pueda existir en la tubería de caída.
7. Abrir y cerrar la válvula de impulsión manualmente hasta que la manguera de descarga se llene y empiece a operar automáticamente.

Se debe tener en cuenta que; cuando se aumenta el peso ó la carrera de la válvula de impulsión, se aumenta el caudal de agua bombeada y el consumo de agua, la eficiencia y la frecuencia de golpes bajan. Cuando se disminuye el peso o el recorrido de la válvula de impulsión disminuye el caudal de agua bombeado y también el consumo de agua, en cambio la eficiencia y la frecuencia de golpes suben. Se recomienda que el número de golpes por minuto esta entre 50 y 60.

Mantenimiento.

Si el ariete es bien hecho y bien instalado el mantenimiento necesario será mínimo, dentro del cual se deben considerar algunos puntos como son:

- ✓ La limpieza de la rejilla del tanque de abastecimiento. Entrada del agua.
- ✓ Limpieza del tanque de alimentación.
- ✓ Revisión de válvulas.
- ✓ Desmontaje del ariete (válvula de impulsión) para remover suciedades.
- ✓ Regulación pernos de anclaje.
- ✓ Revisión de la cantidad de aire en la cámara de aire. Vaciado de la misma para llenar el volumen de la cámara de aire.
- ✓ Pintura del ariete hidráulico.

Períodos de revisión.

El ariete hidráulico es una bomba que no necesita mayor lubricación de sus partes ya que las válvulas siempre están inundadas; sin embargo, se recomienda lubricar sus partes móviles en caso de que no este funcionando para disminuir el efecto de la oxidación.

Actividad	Período de mantenimiento
Limpieza de rejilla Limpieza tanque de abastecimiento	Mensualmente
Revisión de válvulas	Semanalmente
Desmontaje del ariete	Semestralmente
Regulación pernos de anclaje	Mensualmente
Vaciado cámara de aire	Quincenalmente
Pintar ariete	Semestralmente

A continuación se presenta varias tablas con las averías más frecuentes y su posible solución.

Tabla de averías y soluciones

Problema	Causa	Razón	Solución
El ariete no empieza a funcionar	No hay suficiente presión	Válvula check no tiene buen asiento	Limpie, arregle o remplace la válvula check
		Válvula de aire demasiado abierta	Cierre la válvula de aire hasta que empiece a funcionar el ariete
		No hay suficiente agua en el tubo de descarga	Continué el ciclo de ariete manualmente hasta que haya suficiente altura de descarga
	Mal asiento de la válvula de impulsión	Válvula gastada, rota, sucia, o mal alineada	Limpie, arregle, remplace o alinee la válvula de impulsión
	Falta de agua en el tubo de impulsión	No existe suficiente abastecimiento para el ariete	Re-evalue la instalación, posiblemente instale otro ariete más pequeño y/o tubo de impulsión
	Peso o ajuste de golpe en la válvula de impulsión no es correcto	No está bien ajustada	Cambie el peso o el ajuste

Tabla de averías y soluciones (continuación)

Problema	Causa	Razón	Solución
La válvula de impulsión esta golpeando, pero el ariete no bombea	Obstáculo en el tubo de descarga	Válvula check cerrada	Abra la válvula
		Obstáculo en el tubo de descarga	Limpie el tubo
	La presión del martillo de agua esta absorbida antes de la válvula check	Acumulación de aire debajo de la válvula check por la válvula de aire	Deje el agua alcanzar su velocidad máxima antes de que se cierre la válvula de impulsión
La válvula de impulsión se para en posición cerrada	El rebote no es suficiente	La válvula check está gastada, rota o sucia	Arregle, limpie o remplace la válvula check
		La válvula de impulsión no tiene suficiente peso o golpe	Aumente el peso o golpe de la válvula de impulsión
		No hay suficiente flujo de agua en el tubo de impulsión	Averigüe si hay fugas u obstáculos en el sistema de abastecimiento. Si toda el agua disponible va al ariete, hay que reajustar el ariete para este flujo
Flujo pulsante en el tubo de descarga	Falta de aire en la cámara de aire	Fuga en la cámara de aire	Arregle la fuga
		Válvula de aire no está abierta lo suficiente	Abra más la válvula de aire

Tabla de averías y soluciones (continuación)

Problema	Causa	Razón	Solución
Sonidos altos y metálicos, mucha vibración en el tubo de impulsión	La cámara de aire esta llena con agua	Válvula de aire obstruida	Limpie la válvula de aire
			Remueva la cámara de aire y vacié el agua
Reducción de agua bombeada y burbujas de aire en tubo de descarga	Demasiado aire en la cámara de aire	La válvula de aire está demasiado abierta	Cierre la válvula de aire un poco
		Fuga en el cuerpo del ariete entre las válvulas de impulsión y check	Arregle la fuga
La válvula de impulsión se detiene en la posición abierta	No hay suficiente velocidad cerca de la válvula de impulsión	Falta de agua en el tubo de impulsión	Averigüe si hay fugas u obstáculos en el sistema de abastecimiento; si toda el agua disponible va al ariete, reajuste la válvula de impulsión para esta velocidad de flujo.
		Demasiado peso o golpe en al válvula de impulsión	Disminuya el peso o el golpe

Tabla de averías y soluciones (continuación)

Problema	Causa	Razón	Solución
El ariete funciona, pero la cantidad de agua bombeada es menor que la deseada	Fuga en el tubo de descarga	Ensamblaje flojo o hueco en el tubo	Ajuste la parte floja y/o arregle los huecos
	Baja eficiencia del ariete	Válvula de impulsión gastada, rota, sucia, o mal alineada	Limpie, arregle o reemplace la válvula de impulsión
		Válvula check gastada, rota, sucia o mal alineada	Limpie, arregle o reemplace la válvula check
		Obstáculo en el tubo de impulsión	Limpie el tubo de impulsión
		Golpe excesivo de la válvula check	Ajuste o remplace el límite de apertura de la válvula check
	Ariete mal instalado	Mala relación entre el largo y el diámetro del tubo	Cambie el diámetro o la longitud del tubo de impulsión
		Mala relación entre el largo y la altura de caída del tubo	Cambie la longitud del tubo de impulsión o la altura de caída
Frecuencia muy irregular o se bombea poco tiempo y luego se detiene	Aire dentro del tubo de impulsión	Hueco en el cuerpo del ariete, o conexión floja entre el tubo de impulsión y el ariete	Arregle todos los huecos y/o ajuste las conexiones flojas.

ANEXO B-2

MANUAL DE OPERACIONES

RUEDA HIDRÁULICA

El presente manual tiene como objeto llegar al buen despiece del sistema de bombeo mediante rueda hidráulica, por parte de las personas responsables del equipo, por lo que se sugiere que sea revisado antes de ponerlo en funcionamiento.

1. Eliminar cualquier obstrucción en la parte inferior de la rueda, que impida el libre giro de esta.
2. Verificar todas las juntas empernadas de los elementos constitutivos, tanto de la rueda como de la bomba.
3. Comprobar el estado de lubricación de las diferentes articulaciones, principalmente en el sistema biela manivela de la bomba, en caso de no haber lubricación, realizarla en los lugares destinados para el efecto (graseros).
4. Colocar la empaquetadura (faja de amianto) dentro del sistema prensa estopa, de manera que cuando se coloque la tapa del prensa estopa, y se ajuste el sistema al cilindro de la bomba, este se pueda enroscar la mayor parte únicamente con la mano, dejando unas 2 vueltas como máximo para ser apretado con una llave de tubo.
5. Observar el correcto deslizamiento por parte de los émbolos dentro de los cilindros, el cual estará en función de la compresión que se le de a la empaquetadura, para verificar este punto se debe girar manualmente la rueda observando el deslizamiento de los émbolos.
6. Comprobar de la misma manera el correcto funcionamiento del sistema biela manivela.
7. Verificar el acople de las mangueras tanto en la succión como en la impulsión, previniendo que no exista ninguna fuga, que repercuta en el desempeño de la bomba.
8. Revisar las válvulas de succión (válvulas de pie) de la bomba, las cuales deben estar sumergidas a una profundidad no menor a 30 (cm), para su

correcto funcionamiento, y libres de cualquier obstrucción que impida el correcto proceso de succión.

9. Drenar el agua de la cámara de aire, para una carga de aire, sí es que la rueda ha permanecido sin funcionar por un lapso de tiempo mayor a 15 días, si ese no es el caso verificar que el tapón de drenaje este colocado en su posición de manera correcta.
10. Permitir el paso de agua hacia la rueda de una manera progresiva, hasta obtener un caudal de bombeo deseado.

Estamos seguros que al seguir estos pasos se llegará a un correcto desempeño de la bomba.

ANEXO B-3

MANUAL DE MANTENIMIENTO

RUEDA HIDRÁULICA

La vida útil, y el buen desempeño del sistema de bombeo mediante rueda hidráulica, va a depender directamente de la correcta aplicación que se de los siguientes puntos:

1. Verificar el buen estado de la estructura.

Principalmente el aspecto de la pintura, ya que este es un sistema que va a estar siempre en contacto directo con el medio ambiente, por lo que se recomienda pintarlo, por lo menos una vez al año, tanto la estructura del rodete como la de los bastidores.

2. Lubricación.

Se recomienda engrasar quincenalmente todas las articulaciones principalmente del sistema biela manivela, a más de las chumaceras, para lo cual se han dispuesto de graseros en los lugares indicados.

3. Verificar el buen estado de las paletas.

Ya que estas reciben la fuerza del agua, y la transmiten mediante el eje a la bomba, además que pasan en contacto directo con el agua, son propensas a deteriorarse por lo que se recomienda tener siempre en reserva unas cuantas que permitan el intercambio con anticipación

4. Limpieza de las válvulas de succión.

Se debe revisar y limpiar las válvulas de pie, semanalmente, evitando de esta manera cualquier obstrucción que impida el buen desempeño del proceso de succión.

5. Cambio de la empaquetadura.

La empaquetadura que impide las fugas en los cilindros al momento del bombeo, deben ser cambiadas semestralmente, para lo cual primero se detiene el giro de la rueda, una vez asegurados de esto, se desmonta el sistema biela manivela, se afloja la tapa del prensa estopa, y se desajusta el prensa estopa del cilindro, procediendo al cambio de la empaquetadura (faja de amianto).

6. Revisar los bocines de bronce.

Tanto en las articulaciones como en los que se encuentran en el interior de los cilindros, estos se encuentran en constante fricción por lo que se recomienda revisarlos semestralmente, y de esta manera resolver si o no su recambio.

7. Cambio de accesorios de tubería.

Se sugiere cambiar los accesorios de tubería galvanizada cada 3 años debido al desgaste y corrosión que puede haber dentro de los mismos.

8. Cambio de chaveta.

La chaveta existente en el sistema biela manivela, se recomienda debe ser cambiada anualmente, acotando que de igual manera que las paletas se debe tener en reserva por lo menos una para su rápido recambio.

9. Prevenir golpes a la estructura de desechos provenientes del río:

Se debe recorrer semanalmente la orilla del río, corriente arriba de la rueda para observar algún peligro de choque contra la estructura de la rueda por parte de maleza, palos, piedras, etc, impidiendo que estas se dirijan a la misma aprovechando la corriente.

Recordemos que de la importancia que se da a los puntos de mantenimiento antes citados dependerá el buen desempeño del sistema.

También se detalla a continuación posibles soluciones a las fallas que se puedan dar durante el funcionamiento del sistema:

Falla	Posible causa	Solución
La rueda se detiene	Obstrucción de palos, maleza, etc, en la rueda	Retirar la obstrucción en la parte inferior de la rueda
	Obstrucción en el sistema biela manivela	Retirar la obstrucción en el bastidor.
	Falta caudal de llegada a la rueda	Retirar obstrucción corriente arriba a la rueda

Falla	Posible causa	Solución
La rueda gira pero los pistones no se mueven	Rotura de chaveta	Cambio de chaveta
Emisión de ruido en el sistema biela manivela	Falta de lubricación en las articulaciones	Engrasar todas las articulaciones
	Excesivo apriete en las articulaciones	Aflojar las articulaciones y ajustarlas dejando un pequeño juego.
La bomba funciona normalmente pero no existe bombeo	Las válvulas de pie están obstruidas	Limpiar cualquier obstrucción
	La cámara de aire esta llena de agua	Retirar el tapón y drenar la cámara
	No están bien acopladas las mangueras a la bomba	Ajustar fuertemente las uniones
Fugas en los cilindros	La empaquetadura terminó su vida útil	Cambiar la empaquetadura
	Incorrecta colocación de la empaquetadura	Colocar bien la empaquetadura y ajustar como se indica en el manual de operación
Ruido en el rodete	Paletas flojas	Reajustar las paletas a la estructura del rodete
	Chumaceras flojas	Revisar y ajustar nuevamente las chumaceras a sus bases.
Vibración excesiva de la bomba	Los pernos de los cilindros están flojos	Ajustar nuevamente los pernos verificando las arandelas de presión
	La cámara de aire se aflojó de su base	Reajustar los pernos

ANEXO C-1

HOJA DE PRUEBAS ARIETE HIDRÁULICO

Hoja de datos del ariete hidráulico

Fecha:

Lugar: Granja experimental San Marcos

Altura de suministro (H):

Altura de entrega (h):

Prueba No	Peso (Kg)	Carrera (mm)	Pulsaciones (ciclos/minuto)	Q (lt/s)	q (lt/s)

Datos para Q (lt/min)

Sección tanque de suministro = 2.80 (m) x3.30 (m)

Prueba No	ΔH (m)	Tiempo (s)	Q (lt/s)	Q (lt/min)

Datos para q (lt/min)

Prueba No	Volumen del tanque (lt)	Tiempo (s)	q (lt/s)	q (lt/min)

Responsable: _____

ANEXO C-2

HOJA DE PRUEBAS RUEDA HIDRÁULICA

HOJA DE DATOS CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA RUEDA

Fecha:.....
 Responsable:.....

Datos fijos:

Ancho de las paletas: $a = 1(m)$
 Densidad del agua: $\delta = 1000(Kg/m^3)$
 Eficiencia de la rueda: $\eta = 0,3$

Variables a medir

Prueba	Velocidad de la corriente de agua			Área de choque	
	d x1-x2 (m)	t (s)	V (m/s)	h (m)	A (m2)
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

HOJA DE DATOS
CÁLCULO DEL CAUDAL BOMBEADO POR LA RUEDA

Fecha:.....

Responsable:.....

Datos fijos:

Volumen de cada impulsión:

$V_{rb} = 0.0011(m^3)$

Eficiencia volumétrica:

$\eta_v = 0.85$

Variables a medir

Prueba #	Revoluciones (RPM)	Caudal bombeado		
		Volumen (Lt)	t (s)	Q (Lt/s)
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

ANEXO D-1

DATOS DE LAS PRUEBAS DEL ARIETE HIDRÁULICO.

Hoja de datos del ariete hidráulico

Fecha:

Lugar: Granja experimental San Marcos

Altura de suministro (H): 5

Altura de entrega (h): 23

Prueba	Peso	Carrera	Pulsaciones	Q	q
No	(Kg)	(mm)	(ciclos/minuto)	(lt/min)	(lt/min)
1	9	4	28	147.84	17.47
2	6.6	4	38	129.36	16.22
3	4.2	4	42	110.88	15.14
4	2.4	4	50	101.64	14.19
5	9	3	44	110.88	16.36
6	7.5	3	50	101.64	14.75
7	5	3	60	92.40	13.24
8	2.2	3	79	83.16	12.00
9	0.6	3	106	78.54	10.71
10	9	2	64	110.88	9.78
11	7.5	2	70	83.16	9.18
12	5	2	77	73.92	8.82
13	2.2	2	96	64.68	6.34
14	0.6	2	116	60.06	4.43
15	9	1	114	55.44	4.64
16	7.5	1	116	50.82	4.43
17	5	1	137	46.20	4.23
18	3.8	1	150	36.96	3.27

Datos para Q (lt/min)

Sección tanque de suministro = 2.80 (m) x3.30 (m)

Prueba No.	Δh (m)	Volumen (m³)	Tiempo (s)	Q (lt/s)	Q (lt/min)
1	0.016	0.148	60	2.464	147.840
2	0.014	0.129	60	2.156	129.360
3	0.012	0.111	60	1.848	110.880
4	0.011	0.102	60	1.694	101.640
5	0.012	0.111	60	1.848	110.880
6	0.011	0.102	60	1.694	101.640
7	0.01	0.092	60	1.540	92.400
8	0.009	0.083	60	1.386	83.160
9	0.0085	0.079	60	1.309	78.540
10	0.012	0.111	60	1.848	110.880
11	0.009	0.083	60	1.386	83.160
12	0.008	0.074	60	1.232	73.920
13	0.007	0.065	60	1.078	64.680
14	0.0065	0.060	60	1.001	60.060
15	0.006	0.055	60	0.924	55.440
16	0.0055	0.051	60	0.847	50.820
17	0.005	0.046	60	0.77	46.200
18	0.004	0.037	60	0.616	36.960

Datos para q (lt/min)

Prueba No.	Volumen tanque (lt)	Tiempo (s)	q (lt/s)	q (lt/min)
1	3.785	13	0.291	17.469
2	3.785	14	0.270	16.221
3	3.785	15	0.252	15.140
4	3.785	16	0.237	14.194
5	15	55	0.273	16.364
6	15	61	0.246	14.754
7	15	68	0.221	13.235
8	15	75	0.200	12.000
9	15	84	0.179	10.714
10	15	92	0.163	9.783
11	15	98	0.153	9.184
12	15	102	0.147	8.824
13	15	142	0.106	6.338
14	15	203	0.074	4.433
15	15	194	0.077	4.639
16	15	203	0.074	4.433
17	15	213	0.070	4.225
18	15	275	0.055	3.273

ANEXO C-1
CARTA DE SATISFACCIÓN

BIBLIOGRAFÍA

1. QUANTZ-Motores Hidráulicos-4ta ed.-S.L-Editorial Gustavo Gili, S.A. 4ta ed
2. Energía hidráulica Escuelas Internacionales International schools CO.
3. Ruedas Hidráulicas Escuelas Internacionales International schools CO.
4. Máquinas Hidráulicas. Escuelas Internacionales International schools CO
5. Manual de Hidráulica
6. KENNET R. FOX. Manual sobre: Diseño, Construcción, Instalación y Mantenimiento de Arietes Hidráulicos. Publicación No.50. Loja, Ecuador. PREDESUR. 1984.49p
7. CARLOS VILLACRÉS. Estandarización de arietes hidráulicos. Riobamba, Ecuador. ESPOCH-INE. 1992. 79p.
8. ECUADOR, CATER et. al. Energías Renovables: Mejoramiento y racionalización de la Utilización de la Energía. Primera ed. Loja, Ecuador. 1987.78p
9. QUITO, ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL-Una mirada más técnica a los arietes hidráulicos arietes 2-Primera ed. AEIM. 49p.
10. ROBERT L. MOTT. Mecánica de Fluidos Aplicada. Traducido por Carlos Cordero y A. Flores. 4ta ed. México. Prentice Hall. 1996. pp219-287.
11. VICTOR L. STREETER y E. BENJAMIN WYLIE. Mecánica de los fluidos. Traducido del inglés por Andrés García y Rejón G. 3ra ed. México. McGraw Hill. 1987.pp578-579
12. CLAUDIO MATAIX. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. 2da ed. México. Harla. 1982. 20p
13. ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de máquinas. Traducción por Arturo Córdova Just. 2da ed. México. Prentice Hall. 1996. 780p.

14. ROBERT C. JUVINALL. Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica Traducción por Julio Fournier Gonzalez. 3ra ed. México. Limusa-Noriega Ediciones. 1997. pp 217-234
15. E. J. HEARN. Resistencia de Materiales-Diseño de Estructura y Máquinas. Primera ed. España. Nueva Editorial Interamericana. 1985. Pp 177-191
16. ROBERT L. NORTON. Diseño de máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez. Primera edición. México. Prentice Hall. 1999. 1080p.
17. JOSEPH E. SHIGLEY y CHARLES R. MISCHE. Diseño en ingeniería mecánica. Traducido por Javier León Cárdenas. 6ta ed. México. McGraw Hill. 2000. Pp 470-496
18. S. TIMOSHENKO. Resistencia de materiales. Traducido por Tomás Delgado 14ta ed. Madrid. Espasa-Calpe. 1984. pp 274-299
19. FERDINAND P. BEER y e RUSSELL JOHNSTON. Mecánica de Materiales. Traducido por Humberto Rincón Castell. 2da ed. Bogotá McGraw Hill. 1993. Pp 204-593-594-698
20. IVAN BOHMAN C.A. Catálogo de Aceros. Quito. Ivan Bohman C.A. 2000. 10p
21. INGERSOLL-DRESSER. Catálogo. Pp 3-111/3-119
22. IPAC S.A. Catálogo Productos. Guayaquil IPAC S.A. 30p
23. EUGENE F. MEGYESY. Pressure Vessel Handbook. 11va ed. Estados Unidos. Pressure Vessel Publishing. 1998. 4p
24. R: E SYSKA y J: R: BIRK. Pump Engineering Manual. Estados Unidos. Flowserve Corporation. 1980. 5p
25. YUNUS A. CENGEL y MICHAEL A. BOLES. Termodinámica. Traducido del inglés por Víctor Campos y María Teresa Colli 4ta ed. México. McGraw Hill. 2002. 6p
26. SKF. Rodamientos de bola y de rodillos. Catálogo Num. 2401 Sp. AB Svenska Kullagerfabriken. 1962. 10p
27. A. L. CASILLAS. Máquinas. Cálculos de Taller. 36va ed. España. Edición Hispanoamericana. s.f. 2p
28. ARMANDO MORA ZAMBRANO. Matemáticas financieras. Primera ed. Bogotá, Colombia. McGraw Hill. 1997. 4p

29. PASCUAL A. PEZZANO y F. GUISTADO PUERTAS. Manual de dibujo técnico. Primera ed. Buenos Aires-Argentina. Librería y Editorial Alsina. 1979. Tomo2
30. VIVAR J. Método de diseño, cálculo y construcción de arietes hidráulicos, construcción de un prototipo. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Mecánica. 1989. 30p.
31. FRANCISCO LÓPEZ y FAUSTO PAREDES. Diseño y construcción de prototipos para bombeo de agua utilizando energías no convencionales. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 1996. 25p.
32. ECUADOR INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN. Código de dibujo técnico-mecánico. INEN. 1981

Páginas electrónicas.

<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia08/HTML/articulo03.htm>

www.laosa.org/revista/9/bioconstruccion9.htm

<http://www.tecnoedu.com/Armfield/F1-24.php>

http://www.geocities.com/yakov_perelman/SabeFisica/p072.html

<http://www.pucp.edu.pe/~grupo/presentacion/sld012.htm>

<http://leo.worldonline.es/famontes/hidraulica.htm#golpe>

<http://www.fao.org/Wairdocs/X5403S/x5403s0d.htm>

http://www.chileriego.cl/revista/diario12/diario12_7.htm