

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **ESCUELA DE INGENIERÍA**

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA**

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

**RAMIRO ALEJANDRO CÓRDOVA VIVANCO**

**DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUÍ**

**QUITO, NOVIEMBRE DEL 2006**

## **DECLARACIÓN**

Yo, Ramiro Alejandro Córdova Vivanco, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Ramiro Alejandro Córdova Vivanco

# **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente Proyecto de Titulación ha sido realizado en su totalidad por el Señor:

**Ramiro Alejandro Córdova Vivanco**

**Ing. Tito Velasteguí**

**Director**

## **AGRADECIMIENTO**

- Al Ing. Tito Velasteguí por su acertada dirección en este proyecto de tesis.
- A Lenna, Inés y José Pablo por sus palabras de aliento. Gracias por todo.
- A Nicole, la compañera en este camino recorrido y el amor de mi vida.
- A las Señoras secretarias de la Facultad de Ingeniería Mecánica, en especial a la Señora Glorita y Señora Adrianita.
- A todos los profesores por los conocimientos impartidos durante estos años
- A los amigos, por todos los momentos compartidos.

## **DEDICATORIA**

- A mis Padres, por estar siempre a mi lado, apoyándome, motivándome, por no dejarme nunca desmayar en esta carrera. Por todos los valores inculcados y sobretodo por el cariño y amor brindado durante toda mi vida.

## CONTENIDO

<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>1</b>
<b>GENERALIDADES</b> .....	<b>1</b>
<b>1.1 JUSTIFICACIÓN</b> .....	<b>1</b>
<b>1.2 OBJETIVO</b> .....	<b>1</b>
<b>1.3 RUEDAS HIDRÁULICAS</b> .....	<b>2</b>
<b>CLASIFICACIÓN</b> .....	<b>4</b>
<b>1.3.1 RUEDAS DE ADMISIÓN SUPERIOR</b> .....	<b>4</b>
<b>1.3.2 RUEDAS DE COSTADO</b> .....	<b>7</b>
<b>1.3.2.1 Ruedas con admisión a la altura del eje</b> .....	<b>7</b>
<b>1.3.2.2 Ruedas de vertedero</b> .....	<b>8</b>
<b>1.3.3 RUEDAS DE ADMISIÓN INFERIOR</b> .....	<b>8</b>
<b>1.3.3.1 Ruedas de admisión inferior de paletas planas</b> .....	<b>8</b>
<b>1.3.3.2 Ruedas de admisión inferior poncelet</b> .....	<b>9</b>
<b>1.4 BOMBAS DE PISTÓN</b> .....	<b>11</b>
<b>1.4.1 INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>11</b>
<b>1.4.2 CLASIFICACIÓN</b> .....	<b>11</b>
<b>1.4.3 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO</b> .....	<b>12</b>
<b>1.4.3.1 Principio del desplazamiento positivo</b> .....	<b>13</b>
<b>1.4.3.2 Diferencias con las turbomáquinas</b> .....	<b>15</b>
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>18</b>
<b>MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>18</b>
<b>2.1 DISEÑO DE BOMBA DE PISTÓN</b> .....	<b>18</b>
<b>2.1.1 COMPONENTES DEL SISTEMA</b> .....	<b>18</b>
<b>2.1.1.1 Recipiente de succión</b> .....	<b>19</b>
<b>2.1.1.2 Tubo de succión</b> .....	<b>19</b>
<b>2.1.1.3 Tubo de descarga</b> .....	<b>20</b>
<b>2.1.2 ALTURA DE BOMBEO</b> .....	<b>20</b>
<b>2.1.3 CAUDAL TEÓRICO</b> .....	<b>20</b>
<b>2.1.4 ÁREA EN LA CÁMARA</b> .....	<b>21</b>

2.1.5 RADIO DEL MUÑÓN.....	21
2.1.6 LONGITUD DE LA BIELA.....	22
2.1.7 VOLUMEN DESPLAZADO .....	22
2.1.8 CAUDAL BOMBEADO .....	22
2.1.9 VOLUMEN DE DESPEJO (VOLUMEN MUERTO) .....	23
2.1.10 CAUDAL INSTANTÁNEO .....	23
2.1.11 PRESIÓN DE INERCIA EN LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA.....	24
2.1.12 DISEÑO DEL CILINDRO.....	25
2.1.13 FUERZA EN EL PISTÓN .....	27
2.1.14 DISEÑO DE LA BIELA.....	27
2.2 RUEDA HIDRÁULICA .....	29
2.2.1 DIMENSIONES DE LA RUEDA .....	29
2.2.2 VELOCIDAD TANGENCIAL DE LA RUEDA.....	29
2.2.3 VELOCIDAD ANGULAR DE LA RUEDA .....	29
2.2.4 CANAL DE ADMISIÓN .....	30
2.2.5 FUERZA DEL AGUA.....	31
2.2.6 DISEÑO DE ÁLABES DE RUEDA HIDRÁULICA.....	31
2.2.6.1 Comprobación por estabilidad .....	32
2.2.6.2 Peso de plancha de tol negro .....	32
2.2.7 TRANSMISIÓN .....	33
2.2.8 DISEÑO DEL EJE.....	38
CAPÍTULO 3.....	39
PREFACTIBILIDAD.....	39
3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	39
3.1.1 SITUACIÓN INICIAL .....	39
3.1.2 SITUACIÓN FINAL.....	39
3.2 ESTUDIO DE MERCADO .....	40
3.2.1 OBJETIVO DE LA ENCUESTA .....	41
3.2.2 RESULTADOS DE LA ENCUESTA.....	47
3.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.....	47
3.3.1 TAMAÑO Y PESO.....	48

3.3.2 FACILIDAD DE FABRICACIÓN .....	48
3.3.3 FACILIDAD DE MONTAJE .....	48
3.3.4 FACILIDAD DE OPERACIÓN.....	48
3.3.5 COSTOS.....	48
3.3.6 FACILIDAD DE MANTENIMIENTO .....	48
3.3.7 SEGURIDAD .....	49
3.4 ESPECIFICACIONES .....	49
3.4.1 PARÁMETROS FUNCIONALES.....	49
3.4.2 AMBIENTE DE TRABAJO .....	49
3.4.3 VIDA ÚTIL .....	49
3.4.4 COSTO DEL MODELO .....	50
3.4.5 COSTO DE DISEÑO Y DESARROLLO .....	50
3.4.6 EMPACADO Y TRANSPORTE.....	50
3.4.7 CANTIDAD Y PERIODO DE VENTA DEL EQUIPO .....	50
3.4.8 TAMAÑO Y PESO.....	50
3.4.9 APARIENCIA .....	50
3.4.10 MATERIALES .....	51
3.4.11 PROCESOS .....	51
3.4.12 PRUEBAS .....	51
CAPÍTULO 4.....	52
FACTIBILIDAD.....	52
4.1 INTRODUCCIÓN .....	52
4.2 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS .....	52
4.2.1 BOMBA CON MOTOR ELÉCTRICO .....	52
4.2.2 BOMBA CON MOTOR A GASOLINA O DIESEL.....	55
4.2.3 SISTEMA TURBINA – BOMBA .....	56
4.2.4 SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA .....	57
4.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA .....	60
4.4 DISEÑO DEL SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA .....	61
4.4.1 DISEÑO HIDRÁULICO DE LA BOMBA .....	61
4.4.1.1 Selección bomba de pistón.....	62

4.4.1.2 Componentes del sistema.....	63
4.4.1.3 Altura de bombeo.....	64
4.4.1.4 Caudal teórico .....	65
4.4.1.5 Diámetro del pistón.....	65
4.4.1.6 Carrera del pistón .....	66
4.4.1.7 Longitud de la biela .....	67
4.4.1.8 Volumen desplazado .....	67
4.4.1.9 Caudal bombeado .....	67
4.4.1.10 Volumen de despejo (volumen muerto) .....	68
4.4.1.11 Caudal instantáneo .....	69
4.4.1.12 Presión de inercia en las tuberías de succión y descarga .....	69
4.4.1.13 Potencia generada .....	69
<b>4.4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA BOMBA .....</b>	<b>70</b>
4.4.2.1 Diseño del cilindro .....	70
4.4.2.2 Fuerza en el pistón.....	71
4.4.2.3 Diseño de la biela.....	71
<b>4.4.3 DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA .....</b>	<b>73</b>
4.4.3.1 Selección de la rueda hidráulica.....	73
4.4.3.2 Velocidad tangencial de la rueda.....	76
4.4.3.3 Velocidad angular de la rueda .....	76
4.4.3.4 Canal de admisión .....	76
4.4.3.5 Fuerza del agua .....	79
4.4.3.6 Diseño de álabes de rueda hidráulica .....	79
4.4.3.7 Transmisión.....	88
4.4.3.8 Diseño del eje .....	95
4.4.3.9 Selección de rodamientos.....	98
<b>4.5 PLANOS DE TALLER Y DE MONTAJE .....</b>	<b>99</b>
<b>4.6 MONTAJE.....</b>	<b>100</b>
<b>4.7 PRUEBAS DEL SISTEMA DE BOMBEO.....</b>	<b>102</b>
4.7.1 REALIZACIÓN DE PRUEBAS .....	103
4.7.1.1 Reservorio de recirculación .....	103
4.7.1.2 Canal de alimentación .....	104
4.7.1.3 Rueda hidráulica .....	105

4.7.1.4 Bomba de pistón .....	106
4.7.1.5 Sistema de transmisión.....	107
4.7.1.6 Otros componentes .....	107
4.7.2 PROTOCOLO DE PRUEBAS .....	108
4.7.3 CUADRO DE DATOS DE LAS PRUEBAS DEL SISTEMA.....	109
4.7.4 OBTENCIÓN DE RESULTADOS.....	109
4.7.4.1 Ecuaciones utilizadas.....	109
4.7.4.2 Cuadro de resultados de las pruebas del sistema de bombeo..	110
4.7.4.3 Cuadro de resultados del parámetro de semejanza .....	110
4.7.5 GRÁFICOS DE RESULTADOS .....	110
4.7.6 CONCLUSIONES DE LAS PRUEBAS .....	113
4.8 COSTOS .....	114
4.8.1 COMPARACIÓN COSTOS SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA vs. OTROS SISTEMAS PROPUESTOS.....	116
CAPÍTULO 5.....	118
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	118
5.1 CONCLUSIONES .....	118
5.2 RECOMENDACIONES.....	119
BIBLIOGRAFÍA .....	120
ANEXOS.....	122

# ÍNDICE DE FIGURAS

## CAPÍTULO 1

Figura 1.1 Rueda hidráulica .....	2
Figura 1.2 Rueda hidráulica con admisión superior .....	4
Figura 1.3 Rueda hidráulica con admisión a la altura del eje.....	8
Figura 1.4 Rueda hidráulica de admisión inferior de paletas planas.....	9
Figura 1.5 Rueda hidráulica de admisión inferior.....	10
Figura 1.6 Clasificación de bombas.....	12
Figura 1.7 Principio de desplazamiento positivo .....	13
Figura 1.8 Bomba de desplazamiento positivo.....	14

## CAPÍTULO 2

Figura 2.1 Esquema bomba de pistón.....	18
Figura 2.2 Esquema del mecanismo biela – manivela.....	21
Figura 2.3 Tensiones en las paredes de un recipiente.....	25
Figura 2.4 Cilindro sometido a presión interna.....	26
Figura 2.5 Transmisión.....	38

## CAPÍTULO 3

Figura 3.1 Resultados de la primera pregunta.....	42
Figura 3.2 Resultados de la segunda pregunta.....	42
Figura 3.3 Resultados de la tercera pregunta.....	43
Figura 3.4 Resultados de la cuarta pregunta.....	44
Figura 3.5 Resultados de la quinta pregunta.....	44
Figura 3.6 Resultados de la sexta pregunta.....	45
Figura 3.7 Resultados de la séptima pregunta.....	46
Figura 3.8 Resultados de la octava pregunta.....	46

## CAPÍTULO 4

Figura 4.1 Bomba eléctrica.....	54
Figura 4.2 Bomba con motor a gasolina o diesel.....	55
Figura 4.3 Sistema turbo – bomba.....	57
Figura 4.4 Perfil sistema rueda hidráulica – bomba.....	59
Figura 4.5 Bomba de pistón.....	61
Figura 4.6 Altura de bombeo.....	64
Figura 4.7 Diámetro del pistón.....	65
Figura 4.8 Carrera del pistón.....	66
Figura 4.9 Caudal bombeado.....	67
Figura 4.10 Rueda hidráulica.....	73
Figura 4.11 Rueda hidráulica con canal de admisión.....	78
Figura 4.12 Perfil de alas iguales.....	80
Figura 4.13 Transmisión.....	88
Figura 4.14 Rueda dentada.....	90
Figura 4.15 Cadena de rodillos.....	91
Figura 4.16 Diagrama cortante y de momentos del eje.....	96
Figura 4.17 Sistema de bombeo instalado.....	102
Figura 4.18 Reservorio de recirculación.....	103
Figura 4.19 Canal de alimentación y canal de conducción.....	104
Figura 4.20 Rueda hidráulica.....	105
Figura 4.21 Bomba de pistón.....	106
Figura 4.22 Sistema de transmisión.....	107
Figura 4.23 Bombas de recirculación.....	108
Figura 4.24 Rendimiento medio del sistema rueda hidráulica - bomba vs. velocidad de entrada del agua.....	111

Figura 4.25 Rendimiento máximo del sistema rueda hidráulica - bomba vs. velocidad de entrada del agua.....	112
Figura 4.26 Altura de descarga vs. caudal de descarga para N = 21.07 RPM.....	112

## ÍNDICE DE TABLAS

### CAPÍTULO 1

Tabla 1.1 Parámetros rueda hidráulica.....	6
Tabla 1.2 Cuadro comparativo de la ruedas hidráulicas.....	10

### CAPÍTULO 4

Tabla 4.1 Bomba eléctrica.....	53
Tabla 4.2 Costos de la instalación de bomba eléctrica.....	54
Tabla 4.3 Sistema turbo – bomba.....	57
Tabla 4.4 Sistema rueda hidráulica – bomba.....	59
Tabla 4.5 Costo anual de sistemas de bombeo.....	60
Tabla 4.6 Costo del metro cúbico bombeado.....	60
Tabla 4.7 Costos rueda hidráulica.....	114
Tabla 4.8 Costos bomba de pistón.....	114
Tabla 4.9 Costos tubería de conducción.....	114
Tabla 4.10 Costos transmisión.....	115
Tabla 4.11 Costos obras civiles.....	115
Tabla 4.12 Total costos sistema rueda hidráulica – bomba.....	115
Tabla 4.13 Comparación costos sistemas de bombeo.....	116
Tabla 4.14 Evaluación económica – financiera.....	116

## **ANEXOS**

<b>No.</b>	<b>TÍTULO</b>
1	PRUEBAS DEL SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA
2	RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DEL SISTEMA DE BOMBEO
3	RESULTADOS DEL PARÁMETRO DE SEMEJANZA
4	MODELO DE LA ENCUESTA
5	BETTAHIDROTURBINAS TURBO – BOMBA
6	FOTOGRAFÍAS SISTEMA DE BOMBEO
7	RESULTADOS SAP2000
8	MAPA DE UBICACIÓN DEL PROYECTO
9	PLANOS DE TALLER Y DE MONTAJE

## SIMBOLOGÍA

A	Área neta
a	Ancho de la rueda
B	Ancho del canal
C	Coefficiente de Bazin
c	Volumen libre
c/d	Porcentaje de espacio libre
Di	Diámetro tubo de succión y descarga
di	Diámetro del círculo primitivo de las ruedas dentadas
d	Desplazamiento
F	Fuerza en el pistón
Ff	Fuerza centrífuga de la cadena
Fg	Fuerza de tracción total de la cadena
Fs	Factor de seguridad
Ft	Fuerza de tracción de la cadena
G	Número de golpes del pistón por minuto
i	Relación de transmisión
Ki	Factores que modifican el límite de fatiga
k	Factor de potencia
L	Longitud de la cadena
M	Momento flector
m	Factor de carga de la cadena
N	Número de revoluciones por minuto
ni	Velocidad de las ruedas dentadas
P	Peso
<i>Pot</i>	Potencia
$P_D$	Potencia de choque
$P_g$	Potencia generada
Pi	Presión de inercia en las tuberías
p	Presión
$p_m$	Perímetro mojado
Q	Caudal bombeado

q	Peso de la cadena por metro de longitud
R	Radio del muñón
r	Radio hidráulico
S	Carrera del pistón
Se	Resistencia a la fatiga
Se'	Resistencia máxima a la fatiga
Sut	Resistencia a la tracción
Sy	Resistencia a la fluencia
Sest	Factor de seguridad estática
Sdin	Factor de seguridad dinámico
s	Pendiente hidráulica
T	Torque
V	Volumen desplazado
V	Velocidad instantánea en el tubo de descarga
$V_{agua}$	Velocidad del agua
$V_{rueda}$	Velocidad de la rueda hidráulica
$v_c$	Velocidad de la cadena
$V_{chezy}$	Velocidad para la fórmula de Chezy
X	Número de eslabones
zi	Número de dientes de las ruedas dentadas
$\theta$	Angulo de giro del cigüeñal
$\Phi$	Diámetro de la rueda hidráulica
$\lambda$	Relación radio del muñón / longitud de biela
$\varphi$	Coefficiente de velocidad
$\gamma$	Rugosidad de las paredes
$\sigma_a$	Esfuerzo axial
$\sigma_f$	Esfuerzo flector
$\sigma_m$	Esfuerzo medio
$\sigma_t$	Esfuerzo tangencial
$\eta$	Rendimiento
$\eta_{vol}$	Rendimiento volumétrico

## RESUMEN

Desde que el hombre como observador permanente de la naturaleza, descubrió que los elementos existentes correctamente combinados y usados pueden dar origen a la generación de potencia, se ha esforzado en mejorarla para aprovechar su calidad de vida y alcanzar una serie de desarrollos sin los cuales el mundo moderno sería impensable, teniendo como premisa que el desarrollo agrícola es fundamental para el desarrollo económico y social del país.

Durante décadas se ha buscado generar proyectos de desarrollo sostenible para comunidades campesinas apartadas en el sur del Ecuador.

Este propósito se lograra únicamente con la creación de nuevos sistemas de bombeo mediante el uso de energías renovables y limpias.

Existiendo otras alternativas de bombeo, la autogeneración de potencia para elevación de agua presenta mayores ventajas comparativas pues utiliza una de las energías renovables más importantes como es el agua, además las iniciativas de este tipo tienen muchas más ventajas ambientales y de conservación del ecosistema que otros sistemas tradicionales.

Precisamente esté proyecto de titulación previo al grado de Ingeniero Mecánico pretende dar una solución al problema de dotación de agua para riego agrícola a bajo costo, mediante el uso de energías renovables en comunidades campesinas de la provincia de Loja.

Para tal efecto se construye un modelo que más se asemeja al prototipo, que esta compuesto básicamente por:

- Reservorio de recirculación.
- Canal de alimentación.
- Canal de conducción.
- Rueda hidráulica.
- Bomba de pistón.
- Sistema de transmisión.
- Bombas de recirculación.

Al unir todos estos elementos tenemos como resultado la autogeneración de potencia mediante el movimiento de la rueda hidráulica provocado por el flujo de agua a su paso por el canal de conducción.

La potencia recibida por la bomba de pistón es transmitida mediante un sistema de ruedas dentadas y cadena de rodillos con el objeto de multiplicar la velocidad de salida.

La bomba de pistón esta compuesta por un cilindro dentro del cual se desplaza un pistón en un movimiento alternativo, que en la carrera de admisión hace que ingrese el líquido, para expulsarlo en la carrera de escape hacia la tubería de descarga.

Durante varios días y varias pruebas, donde se hizo variar parámetros como caudal de bombeo, altura de bombeo, caudal de generación, finalmente se logró determinar el rendimiento óptimo de funcionamiento de la rueda hidráulica – bomba, obteniendo un valor del 25%.

Con los resultados obtenidos que fueron muy satisfactorios, se procede al diseño del prototipo mediante un parámetro de semejanza hidráulica, denominado coeficiente de velocidad.

El haber construido un modelo de pruebas nos permite asegurar el correcto diseño del sistema de bombeo, lo cual sucede en la vida práctica profesional.

## **PRESENTACIÓN**

Desarrollar temas de investigación científica es una de las necesidades en los actuales centros de formación profesional. Se debe admitir que estos serían los mejores métodos capaces de proporcionar aplicaciones directas a los conocimientos que en ellos se imparten. Las altas exigencias de la era moderna, así lo han determinado.

Sin embargo, conviene tomar en cuenta un aspecto importante, los limitados recursos con que cuentan estos institutos en los países subdesarrollados (ecuador) en relación con países de tecnología avanzada, hacen que la capacidad de investigación, sea también limitada. Más a pesar de lo manifiesto, se cree que existen importantes áreas técnicas, cuyo estudio puede llevarse a feliz término en universidades con notable eficiencia.

Convencidos de ello, nos hemos propuesto el desarrollo del presente proyecto de titulación, que tiene como objetivo realizar el diseño y construcción de un sistema rueda hidráulica – bomba para proveer de agua para riego agrícola en un terreno en la provincia de Loja, sin menospreciar por supuesto, las dificultades que se presentan al paso, en su mayoría, provenientes de limitados trabajos desarrollados al respecto.

Conocedores de que las ruedas hidráulicas han sido las formas más antiguas de aprovechamiento de energía en su campo, y quizá dentro del mundo que encierra a la maquinaria, desde su forma más primitiva, y con la consideración exacta, de que una gran variedad de ellas están todavía en operación y que en ciertas circunstancias pueden constituir una solución económicamente aceptable, se propone acoplar a la rueda hidráulica que es el elemento generador de potencia, una bomba de impulsión o de desplazamiento positivo para elevar el agua.

Para tal efecto se construye un modelo para realizar las pruebas del sistema de bombeo que nos permita pasar al prototipo mediante un parámetro de semejanza, buscando siempre el rendimiento óptimo.

En el capítulo 1, se hace una introducción y estudio de los diferentes tipos de ruedas hidráulicas existentes y también de las bombas de pistón.

El capítulo 2, contiene la información necesaria para el diseño del prototipo citando las fuentes de bibliografía.

En el capítulo 3, se hace el análisis de la prefactibilidad del proyecto de tesis, es decir se define el problema, se estudia el mercado, se definen las restricciones y limitaciones y finalmente se dan las especificaciones del proyecto.

El capítulo 4, siguiendo con la metodología del diseño, se analiza la factibilidad del proyecto, planteando las alternativas para conseguir el mismo fin y seleccionando la alternativa que es el desarrollo mismo de la tesis.

Finalmente en el capítulo 5 se llegan a las conclusiones y recomendaciones del proyecto de tesis desarrollado.

Al cristalizarse la aspiración de realizar el presente proyecto de tesis, sin lugar a dudas se contribuye al progreso de aquellos sectores, donde las máquinas sofisticadas no han podido penetrar.

# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 JUSTIFICACIÓN**

Toda profesión debe tener una orientación o sentido social para que se justifique su existencia. Partiendo de esta premisa se tiene el convencimiento del papel del Ingeniero Mecánico como un aporte en el desarrollo de nuestro país.

Ecuador es muy rico en cuanto a recursos naturales de todo tipo. En todas las regiones del país se cuenta con potenciales recursos para el desarrollo del mismo mediante la utilización de energías alternativas y limpias.

La provincia de Loja ubicada al sur del Ecuador, es una región privilegiada en recursos hídricos, concretamente la cuenca del río Catamayo, pero que lamentablemente por desatención de las autoridades competentes, el campesino de esta zona es muy limitado en sus labores agrícolas.

### **1.2 OBJETIVOS**

El objetivo principal de esta tesis es el diseño de un sistema rueda hidráulica – bomba que permite la impulsión de agua para riego de un terreno de 2 hectáreas de extensión.

El diseño y construcción de este sistema debe ser simple y contar con materiales que sean de fácil acceso en la zona. La teoría para el diseño de ruedas hidráulicas y bombas de pistón es sencillo, por lo que no se pretende descubrir nada nuevo, sino más bien aplicar los conocimientos adquiridos y aportar para el desarrollo de la agricultura de la zona.

Los altos costos de energía eléctrica son una limitación para la instalación de bombas eléctricas por parte de los campesinos de la zona, esta es otra necesidad que impulsa a pensar en sistemas con generación de potencia gratuita. Se hace un análisis económico que justifica plenamente su instalación en áreas rurales de la provincia.

Otro objetivo que se persigue mediante este proyecto es la difusión a través de gobiernos provinciales, municipales y fundaciones para implementar este sistema limpio, con energía gratuita en nuestra provincia.



dieron como resultado la construcción de las ruedas de impulso y de reacción las cuales presentan la ventaja de aprovechar la energía cinética y, por lo tanto, ser de menor tamaño.

El uso de la energía hidráulica no es nada nuevo y se remonta a más de 2000 años atrás, pero se desarrolló lentamente durante espacio de 18 siglos, debido al inconveniente de que las instalaciones deberían situarse junto a los ríos; mientras que las máquinas de vapor se podían instalar en cualquier lado.

Al evolucionar la tecnología de la transmisión eléctrica, está permitió el gran desarrollo de las plantas hidroeléctricas y por consiguiente, de las turbinas hidráulicas. En este nuevo esquema de transformación de energías: energía hidráulica, energía eléctrica, energía mecánica, las ruedas hidráulicas debido en gran parte a que en ellas el agua entra y actúa únicamente en parte de la circunferencia no así en las turbinas (la mayoría de ellas) en las cuales el agua lo hace en toda la circunferencia, tienen dos desventajas fundamentales: rendimiento bajo y velocidad de rotación muy lenta (4 a 10 rpm).

Las ruedas hidráulicas aprovechan principalmente la energía potencial del agua.

#### **Ventajas:**

- Insensibilidad a los cuerpos extraños y a las heladas.
- Las ruedas de admisión superior dan, con una construcción cuidadosa (cojinetes de rodillos, engranajes de dientes fresados), aceptables rendimientos aun en el caso de una admisión muy pequeña.
- Por esta razón, en pequeñas instalaciones (alturas de salto hasta 7 m y potencias hasta 30 HP) las ruedas hidráulicas son, en algunos casos, mejores que las turbinas.<sup>o</sup>

#### **Desventajas:**

- Gran peso.
- Gran espacio ocupado.
- Pequeño número de revoluciones (multiplicación por engranajes).
- Regulación incompleta de la velocidad.
- En las ruedas de admisión superior se pierde altura de caída por el huelgo entre la rueda y el nivel de descarga.

---

<sup>o</sup> MONSON O.W, ARMIN J; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; Boletín 398; Enero de 1942; Página 803.

## CLASIFICACIÓN:

- a) Por la forma de los órganos que recogen la energía del agua, las ruedas pueden ser de cajones o de paletas (figura 1.2 y figura 1.4)
- b) Por la forma como se verifica la admisión, se distinguen tres tipos:
  - Ruedas por encima o de admisión superior (figura 1.2).
  - Ruedas de costado o de admisión de flanco (figura 1.3).
  - Ruedas por debajo o de admisión inferior (figura 1.4 y figura 1.5).

La rueda hidráulica de admisión superior es del tipo de cajón, mientras que las ruedas hidráulicas de admisión de costado y de admisión inferior son del tipo de paletas.

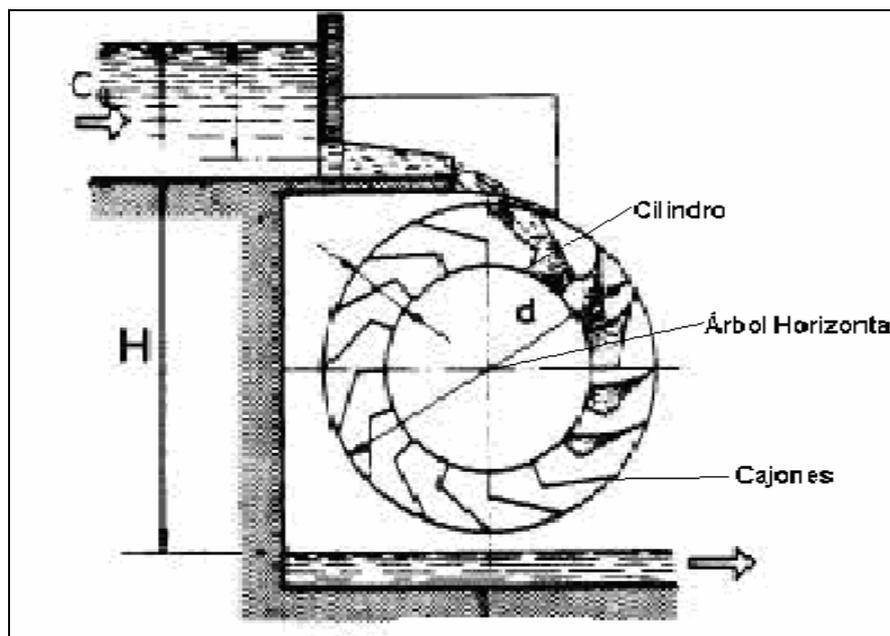
### 1.3.1 RUEDAS DE ADMISIÓN SUPERIOR

Se mueven por el peso del agua (figura 1.2). Están constituidas por un árbol horizontal y una serie de cajones distribuidos convenientemente en la periferia del cilindro.

El agua puede llenar los cajones en la parte más alta de la rueda, o en una parte intermedia entre la parte superior y el diámetro horizontal, razón por la cual se dice que la rueda es llenada en el vértice o en los cajones, respectivamente.

Las más usadas y efectivas, son las llenadas en el vértice por aprovechar un mayor salto; el sentido de rotación es opuesto al movimiento del agua en el canal de descarga.

**Figura 1.2; Rueda hidráulica con admisión superior**



El diámetro de la rueda ( $d$ ) depende de la altura del salto disponible o salto útil. En la parte superior es indispensable conseguir un pequeño remanso o un flujo uniforme y continuo a fin de que el agua alcance una cierta velocidad de salida " $c_1$ ", mientras que en la parte inferior hay que dejar una altura libre de 10 a 20 centímetros, para impedir pérdidas de energía por la diversidad en la dirección de movimiento de la rueda y del agua que se descarga en el canal.

Los datos que se dá a continuación, son el resultado de la práctica y tienen el carácter de empírico.<sup>1</sup>

La velocidad periférica o tangencial " $u$ ", debe oscilar entre 1.5 y 2.5 m/seg, para evitar descargas prematuras del agua por fuerza centrífuga; como consecuencia, el número de revoluciones por minuto varía entre 4 y 8.

Los saltos empleados oscilan entre 4 y 12 metros y el caudal puede llegar a 1  $m^3 / seg$ .

Las ruedas llenadas en los cajones convienen para saltos menores (de 2 a 4 metros), y cuando el nivel de agua en el canal de llegada es poco variable.

La profundidad radial " $a$ " de los cajones se calcula con la fórmula:

$$a = (de \ 1/4 \sqrt[3]{H} \ a \ 1/6 \sqrt[3]{H}) \quad (1.1)$$

El ancho " $b$ " de la rueda, depende del caudal  $Q$ .

Se supone que el agua llena de  $1/4$  a  $1/2$  del volumen del cajón, con lo cual se tiene la siguiente ecuación:

$$Q = (de \ 1/4 \ a \ 1/2) \cdot a \cdot b \cdot u \quad (1.2)$$

Las características del chorro son: el espesor  $a_o$ , el ancho  $b_o$  y la velocidad  $c_1$ .

El ancho " $b_o$ " debe dejar a cada lado un franco de 0.10 a 0.20 metros, con relación al ancho de la rueda, a fin de evitar pérdidas por salpicaduras.

El espesor se calcula con la fórmula:

$$Q = a_o \times b_o \times c_1 \quad (1.3)$$

En la cual, por lo general:

$$c_1 = u + (0.5 \ a \ 1 \ metro) \quad (1.4)$$

---

<sup>1</sup> MONSON O.W, ARMIN J; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; Boletín 398; Enero de 1942; Página 124

Utilizando la tabla 1.1, se pueden calcular diferentes ruedas de cajones para saltos o alturas de carga de 3 a 7 metros.

Esta tabla sirve para diferentes valores de salto y del caudal, da el diámetro de la rueda, las dimensiones de la luz de alimentación, la velocidad de rotación, la potencia en HP y dá los principales datos constructivos de las ruedas consideradas.

**Tabla 1.1; Parámetros rueda hidráulica <sup>2</sup>**

H(m)	Q(m <sup>3</sup> /s)	d(m)	$a_o$ (m)	$h_o$ (m)	$b_o$ (m)	a(m)	b(m)	u(m/s)	n(rpm)	N(HP)
<b>3</b>	0.20	2.40	0.10	0.45	0.90	0.40	1.10	1.50	12	4.8
	0.30	2.40	0.10	0.45	1.35	0.42	1.55	1.50	12	7.2
	0.40	2.40	0.10	0.45	1.80	0.44	2.00	1.50	12	9.6
	0.50	2.40	0.10	0.45	2.25	0.45	2.45	1.50	12	12
	0.60	2.40	0.10	0.45	2.70	0.46	2.90	1.50	12	12.4
<b>4</b>	0.20	3.30	0.10	0.55	0.87	0.38	1.10	1.60	9	6.4
	0.40	3.30	0.10	0.55	1.74	0.39	1.95	1.60	9	12.8
	0.60	3.30	0.10	0.55	2.61	0.41	2.80	1.60	9	19.2
	0.80	3.20	0.12	0.525	2.90	0.51	3.10	1.60	9	25.6
<b>5</b>	0.20	4.20	0.10	0.65	0.80	0.32	1.00	1.80	8	8
	0.40	4.20	0.10	0.65	1.60	0.36	1.80	1.80	8	16
	0.60	4.20	0.12	0.64	2.00	0.46	2.20	1.80	8	24
	0.80	4.20	0.12	0.64	2.70	0.46	2.90	1.80	8	32
<b>6</b>	0.20	5.10	0.12	0.75	0.60	0.38	0.80	1.90	7	9.6
	0.40	5.10	0.13	0.735	1.15	0.46	1.35	1.90	7	19.2
	0.60	5.10	0.14	0.73	1.62	0.52	1.80	1.90	7	28.8
	0.80	5.10	0.15	0.725	2.00	0.58	2.20	1.90	7	38.4
<b>7</b>	0.20	6.00	0.12	0.84	0.59	0.36	0.80	2.00	6	11.2
	0.40	6.00	0.13	0.835	1.10	0.44	1.30	2.00	6	22.4
	0.60	6.00	0.14	0.83	1.52	0.52	1.70	2.00	6	33.6

<sup>2</sup> MONSON O.W, ARMIN J; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; Boletín 398; Enero de 1942; Página 126

Donde:

**H:** Altura del salto disponible total (m)

**Q:** Caudal ( $m^3/s$ )

**d:** Diámetro de la rueda hidráulica (m)

$a_o$  : Espesor del chorro de agua (m)

$h_o$  : Carga sobre el centro de la luz de alimentación (m)

$b_o$  : Ancho del chorro de agua (m)

**a:** Profundidad radial de los cajones (m)

**b:** Ancho de la rueda hidráulica (m)

**u:** Velocidad periférica o tangencial (m/s)

**n:** Número de revoluciones por minuto (RPM)

**N:** Potencia (HP)

Las ruedas de admisión superior se construyen de madera o de hierro, siendo preferibles estas últimas por su mayor rendimiento y duración.

### **1.3.2 RUEDAS DE COSTADO**

Son más usadas que las ruedas de admisión superior.

En las ruedas de costado se deben distinguir las ruedas con admisión a la altura del eje y las de vertedero.

#### **1.3.2.1 Ruedas con admisión a la altura del eje**

En ellas, como su nombre lo indica, el agua golpea las paletas a la altura del eje motor, y obra sobre ellas principalmente por peso, pero también por fuerza viva.

Muchas veces, la admisión a la rueda es facilitada por conductos de guía, que mejoran el rendimiento (figura 1.3).

A fin de impedir la salida prematura del agua sin que ceda su energía de posición, en esta clase de ruedas se mantiene un juego mínimo (figura 1.3), (de dos o tres centímetros), entre el borde externo de la rueda y el canal, el que, para evitar desgastes, debe estar revestido de tablas o mampostería.

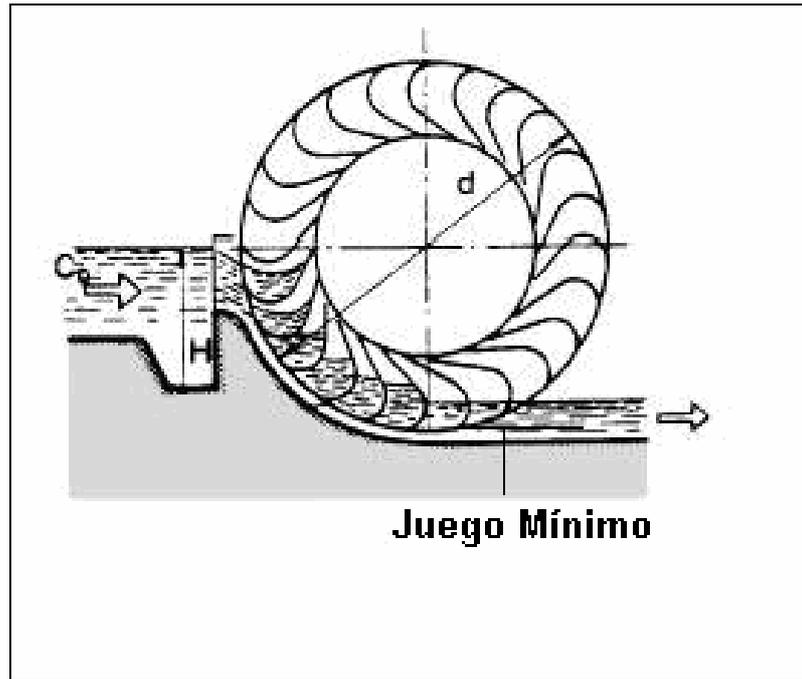
Se las aplica para saltos de 0.50 a 5 metros, y para gastos de 0.15 a 3.5  $m^3 / seg$ , siendo más convenientes que las turbinas para saltos inferiores a 1.50 metros. El diámetro de la rueda es un poco menor que el doble del salto útil.

Con relación al número de revoluciones por minuto “ $n$ ”, y al ancho “ $b$ ” de la rueda, pueden usarse los mismos datos empleados para la admisión superior.

La inclinación de las paletas se las obtiene, como las turbinas, mediante el estudio del paralelogramo de las velocidades (figura 1.5).

Por la dificultad de construcción de las paletas esta rueda es poco conveniente.

**Figura 1.3; Rueda hidráulica con admisión a la altura del eje**



### 1.3.2.2 Ruedas de vertedero

En ellas, la admisión se realiza entre el eje y la parte inferior. Puedan ser de paletas planas, más sencillas pero de menor rendimiento, o de paletas curvas, complicadas y de rendimiento elevado.

Se construyen para saltos de 0.40 a 1.50 metros, y para gastos de  $3 \text{ m}^3 / \text{seg} .$

### 1.3.3 RUEDAS DE ADMISIÓN INFERIOR

Se mueven exclusivamente por la fuerza viva del agua, por lo cual ésta corre antes de golpear la rueda por un conducto estrecho que transforma la energía potencial en cinética.

Existen dos tipos principales en esta categoría de ruedas:

#### 1.3.3.1 Ruedas de admisión inferior de paletas planas

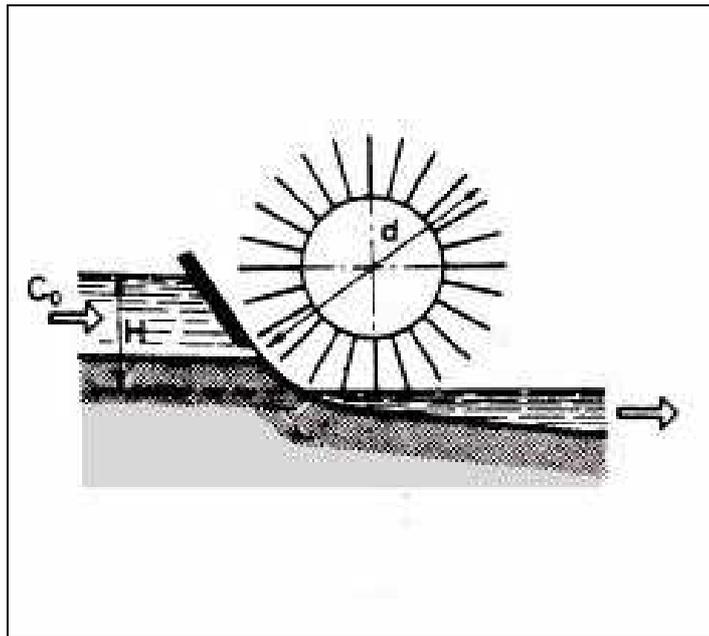
En las que el agua está regulada por una compuerta que abraza dos intervalos de paletas; el canal es plano y tiene una pendiente de 0.1 (figura 1.4).

El rendimiento de estas ruedas es muy pequeño (al máximo de 0.35 y se emplean para saltos hasta de un metro).

El rendimiento hidráulico es máximo cuando  $u = 1/2 c_1$ .

Son de construcción muy simple, razón por la cual se las usa cuando se disponen de gran cantidad de agua y se prefieren números de revoluciones mayores.

**Figura 1.4; Rueda hidráulica de admisión inferior de paletas planas**



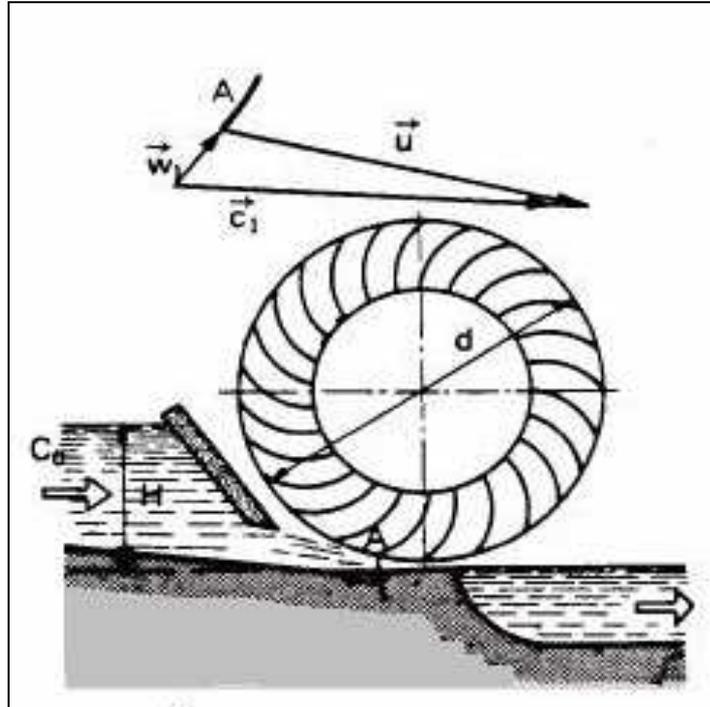
### 1.3.3.2 Ruedas de admisión inferior poncelet

Son ruedas modernas cuyas paletas tienen una forma que disminuye las pérdidas por choques.

La velocidad de máximo rendimiento es  $u = 1/2 c_1$  y el valor máximo para el rendimiento es 0.60.

La inclinación de las paletas debe trazarse mediante el estudio del triángulo de las velocidades (figura 1.5).

**Figura 1.5; Rueda hidráulica de admisión inferior**



La tabla 1.2 muestra un cuadro comparativo de los distintos tipos de ruedas hidráulicas; La altura de carga con que trabajan, el caudal requerido, el número de revoluciones por minuto, el diámetro de las ruedas y el rendimiento que se obtiene con la utilización de cada tipo de ruedas.

**Tabla 1.2: Cuadro comparativo de la ruedas hidráulicas <sup>3</sup>**

Tipo de rueda hidráulica	H (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	RPM	D (m)	$\eta$
Admisión por encima	4 a 12	hasta 1	4 a 8	3.5 a 10.5	0.6 a 0.75
Admisión sobre el eje	2 a 6	hasta 1	4 a 8	4.0 a 8.5	0.6 a 0.75
Admisión altura del eje	1.5 a 5	hasta 2	3 a 7	5.0 a 8.5	0.6 a 0.75
Admisión bajo el eje	0.4 a 1.5	hasta 3	3 a 7	2.0 a 6.0	0.5 a 0.65
Admisión por debajo	0.1 a 1.0				0.3 a 0.35

<sup>3</sup> MONSON O.W, ARMIN J; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; Boletín 398; Enero de 1942; Página 131.

## **1.4 BOMBAS DE PISTÓN**

El presente resumen es extraído del libro del autor Manuel Viejo Zubiracay, “Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones”, segunda edición; año 1981 (Incluido fórmulas).

### **1.4.1 INTRODUCCIÓN**

Una bomba es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía hidráulica que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad. Así se tiene bombas que se utilizan para cambiar la posición de un cierto fluido. Un ejemplo lo constituye una bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo salga a la superficie.

Un ejemplo de bombas que adicionan energía de presión sería una bomba en un oleoducto, en donde las alturas, así como los diámetros de tuberías y consecuentemente las velocidades fuesen iguales, en tanto que la presión es incrementada para poder vencer las pérdidas de fricción que se tuviesen en la conducción.

Lo inverso a lo que sucede en una bomba se tiene en una máquina llamada comúnmente turbina, la cual transforma la energía de un fluido, en sus diferentes componentes citadas, en energía mecánica.

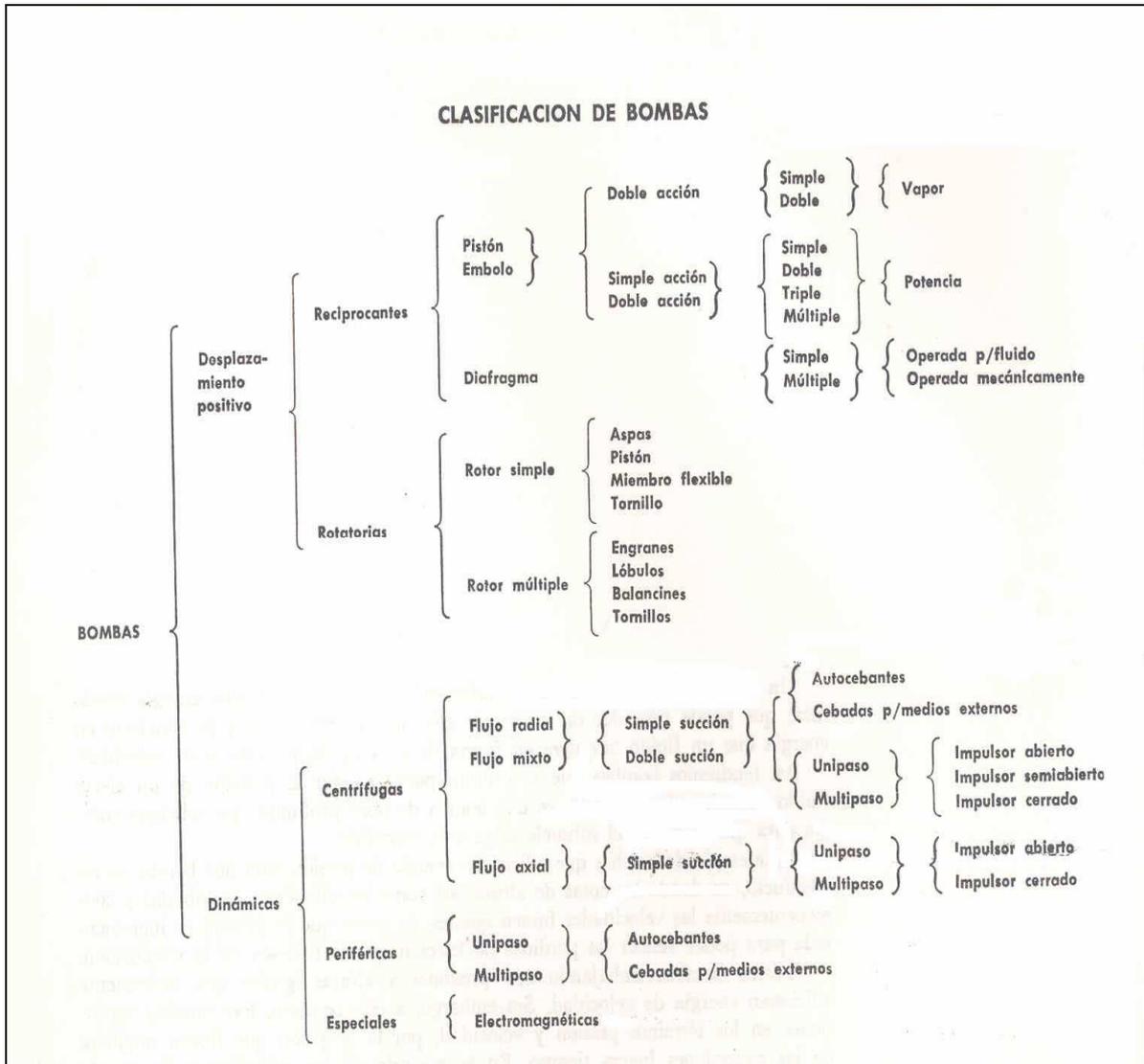
Para una mayor claridad, buscando una analogía con las máquinas eléctricas, y para el caso específico del agua, una bomba sería un generador eléctrico, en tanto que una turbina sería un motor eléctrico.

Normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc., mientras que un motor hidráulico (turbina) acciona un generador eléctrico.

### **1.4.2 CLASIFICACIÓN**

Siendo tan variados los tipos de bombas que existen, es muy conveniente hacer una adecuada clasificación. La que se considera más completa, es la del “Hydraulic Institute”, del libro de Manuel Viejo Zubiracay, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, segunda edición, página 14.

**Figura 1.6; Clasificación de bombas**



La clasificación anterior, nos permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción, tamaños diferentes para manejo de gastos y presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, etc., se entiende la importancia de este tipo de maquinaria en la era actual.

### 1.4.3 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Como se mencionó las bombas se clasifican en dos grandes grupos, las rotodinámicas y las de desplazamiento positivo.

En las bombas de desplazamiento positivo (Ver principio del desplazamiento positivo), el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento

impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, un aspa, etc., y la carcaza o el cilindro (figura 1.7).

En el caso de las bombas centrífugas el fluido es impulsado y no guiado a lo largo de toda su trayectoria entre el elemento impulsor y la carcaza.

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen en dos grupos principales: el de las bombas reciprocantes para manejo de líquidos y gases, operadas por vapor y mecánicamente; y el de las bombas rotatorias (engranes, aspas, levas, tornillos, etc.) que constituyen un grupo cada vez más numeroso y variado, ya que no hay industria que no tenga algún tipo de ellas.

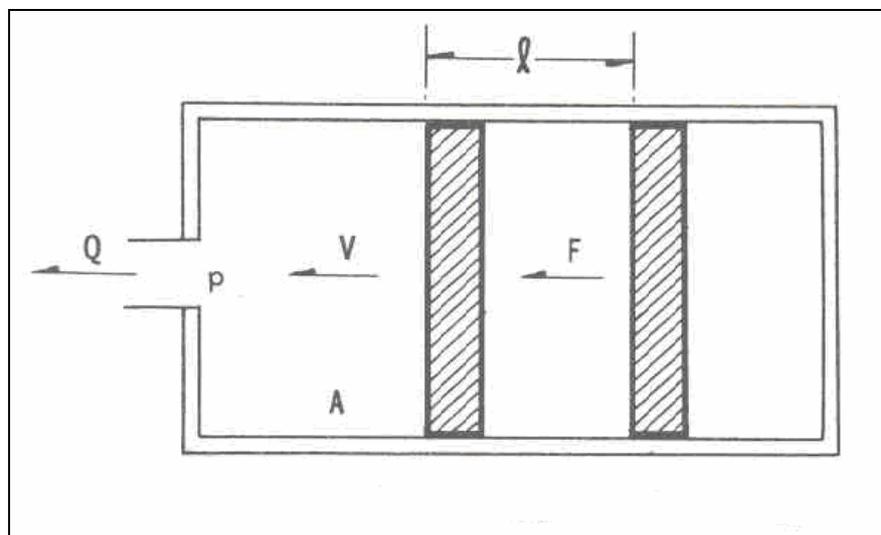
En el área de las transmisiones y controles, las máquinas de desplazamiento positivo tienen un dominio casi exclusivo, mientras que las turbomáquinas han invadido y cada vez más el área de bombeo de líquidos y gases que, en otros tiempo fue el dominio exclusivo de las máquinas de émbolo.

#### 1.4.3.1 Principio del desplazamiento positivo

Una bomba reciprocante es de desplazamiento positivo, es decir, recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. En estas bombas se logra por el movimiento alternativo de un pistón (figura 1.8).

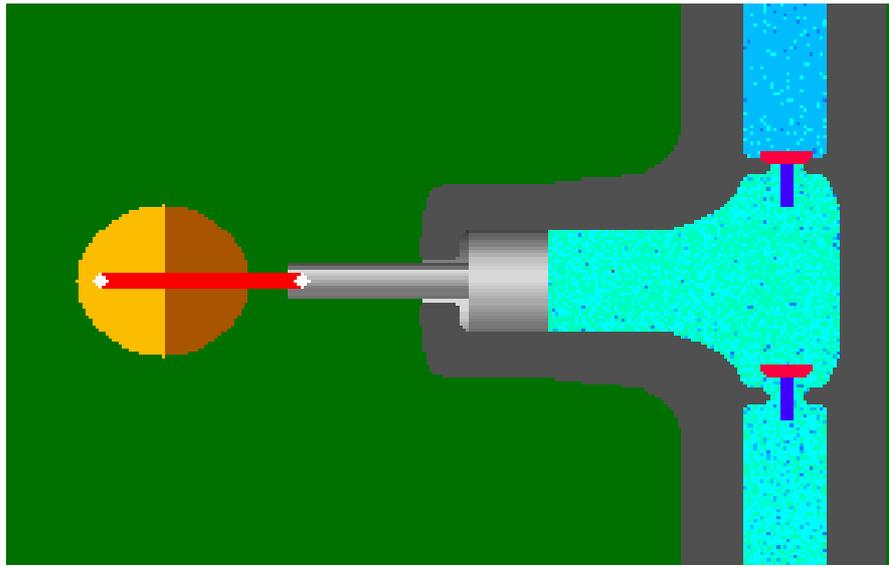
En el interior del cilindro, en que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad “V”, hay un fluido a la presión “p” (figura 1.7). Se supone que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible.

**Figura 1.7: Principio de desplazamiento positivo**



El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada “F”. El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio “l” hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a “A·l” (donde A es igual al área transversal del émbolo), (figura 1.7).

**Figura 1.8: Bomba de desplazamiento positivo**



Como el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será “ $A \times l$ ”. El tiempo “t” empleado en recorrer la distancia “l” es:

$$t = \frac{l}{V} \quad (1.5)$$

El caudal Q, o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = \frac{A \cdot l}{t} = A \cdot V \quad (1.6)$$

Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = F \cdot V \quad (1.7)$$

Pero como  $F = p \cdot A$ , entonces se tiene:

$$P = Q \cdot p \quad (1.8)$$

Según se aprecia la máquina puede funcionar como bomba o como motor, es decir, puede absorber potencia mecánica, " $F \cdot V$ ", y restituir potencia hidráulica " $Q \cdot p$ " (bomba) o viceversa.

Tanto en un caso como en otro, es evidente que "el principio de desplazamiento positivo" consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. Por tanto, en una máquina de desplazamiento positivo el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor).

Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen (impulsión). Por ello estas máquinas se llaman también volumétricas. Cuando el elemento transmisor de energía tiene movimiento rotativo, la máquina se llama rotoestática para distinguirla de las rotodinámicas.

#### **1.4.3.2 Diferencias con las turbomáquinas**

1. Una de las diferencias fundamentales es que el intercambio de energía de fluido se efectúa siempre con variación de presión, a diferencia de las turbomáquinas, en las que el intercambio de energía se realiza con variación de energía cinética.
2. La curva característica  $Q - H$  de una bomba centrífuga revela que ésta puede dar una altura (presión) máxima, que según la ecuación de Euler depende de la forma del rodete. Por el contrario, en una bomba de émbolo el gasto no va a depender de la carga del sistema (fricción en las tuberías, codos, etc.,) sino que dependerá del desplazamiento y de la velocidad. Además, si las paredes son suficientemente robustas y el motor tiene suficiente capacidad, la bomba proporcionará toda la presión que se desea o, teóricamente, la curva  $Q - H$  de una bomba de desplazamiento positivo será una paralela al eje  $H$ .
3. Las turbomáquinas basadas en la ecuación de Euler, no son reversibles. Si una bomba centrífuga trabaja como turbina, se reduce su eficiencia y en

algunos casos la bomba no produce ninguna potencia útil. Esto se debe a que los ángulos de los álabes desempeñan un papel decisivo en la transmisión de energía en una bomba centrífuga, pero al funcionar ésta como turbina, los álabes no poseen ya los ángulos apropiados. Por el contrario, todas las máquinas basadas en el principio del desplazamiento positivo fundamentalmente son reversibles. El que algunas máquinas no lo sean en la práctica, no se debe a la mecánica del fluido sino a la mecánica del aparato.

4. Las bombas de desplazamiento positivo se emplean casi exclusivamente en las transmisiones y controles, quedando prácticamente eliminadas las turbomáquinas de esta área.

Para ello existen dos razones:

- a) En las turbomáquinas al variar la presión varía el caudal. Si por ejemplo, se emplease una bomba rotodinámica para el sistema de presión del accionamiento hidráulico de una retroexcavadora, al encontrar ésta mayor resistencia en el terreno, se reduciría la velocidad de trabajo de la misma. En una aplicación de este tipo se usan bombas de desplazamiento positivo.
- b) Una bomba rotodinámica tiene una presión máxima. Si aumenta la resistencia también aumenta la presión suministrada por la bomba, pero ésta no puede vencer la resistencia que exceda la presión máxima de la bomba en cuestión. En una bomba de desplazamiento positivo no pasaría eso.

5. Las bombas de desplazamiento positivo y en especial las bombas de émbolo prácticamente no tienen límite de presiones. Actualmente se construyen para presiones de más de 15000 psi. Para aumentar la presión basta construir una bomba más robusta y dotarla de un motor más potente. El principio de desplazamiento positivo demuestra que cualquier presión es alcanzable. Sin embargo, las bombas rotatorias, con excepción de las de tornillo, no son adecuadas para presiones mayores de 500 psi.

Por su parte las bombas rotodinámicas, centrífugas (radiales y radioaxiales) y axiales desarrollan grandes presiones si se aumenta el número de pasos; pero si el número de éstos es excesivo, la eficiencia disminuye mucho.

Sin embargo en el campo de las grandes presiones, existe la tendencia notable de usar las bombas rotodinámicas; las bombas construidas para la alimentación de calderas de vapor en las plantas termoeléctricas desarrollan presiones de más de 5000 psi.

6. Diferencias en gastos suministrados. Las bombas de émbolo sólo son adecuadas para gastos limitados. Para aumentar el gasto en ellas habría que aumentar el tamaño de la bomba; ya que en estas máquinas el flujo es pulsatorio, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad. En cambio, las bombas centrífugas y axiales se adaptan fácilmente a grandes caudales.

**En resumen:**

Las bombas de émbolo son adecuadas para grandes presiones y pequeños caudales y las bombas rotodinámicas (centrífugas y axiales) para presiones reducidas y gastos elevados. Las bombas rotodinámicas son máquinas que trabajan a más revoluciones por minuto que las de émbolo.

Las bombas de émbolo tienen la ventaja de una mayor eficiencia y de tener una mayor altura de aspiración.

Sin embargo, las bombas rotodinámicas están substituyendo a las bombas de émbolo debido a:

- Potencia específica (= potencia por unidad de peso o por unidad de volumen) menor.
- Carencia de fuerzas de inercia descompensadas. Si en las bombas rotodinámicas el rotor está mecánica y dinámicamente equilibrado, el funcionamiento estará menos expuesto a vibraciones.
- Acoplamiento directo a motores eléctricos de número de revoluciones elevado y por tanto más barato, sin transmisión reductora como las bombas de émbolo.
- Carencia de sobrepresión en la bomba y en la tubería por cierre de válvulas.
- Carencia de válvulas, con lo que se eliminan averías.
- Precio más reducido.

## CAPÍTULO 2

### MARCO TEÓRICO

#### INTRODUCCIÓN:

Éste capítulo contiene toda la teoría necesaria para el diseño del sistema rueda hidráulica – bomba del capítulo 4, haciendo mención a la referencia bibliográfica utilizada.

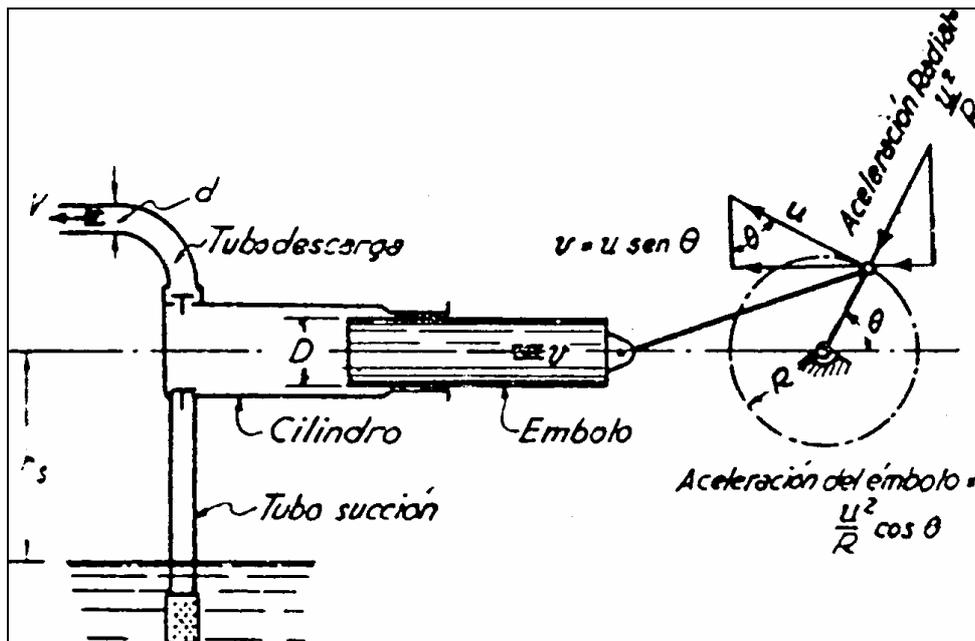
#### 2.1 DISEÑO DE BOMBA DE PISTÓN

El presente resumen es extraído del libro del autor Manuel Viejo Zubiracay, “Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones”, segunda edición, año 1981.

##### 2.1.1 COMPONENTES DEL SISTEMA

Solo la velocidad es más importante que el diseño del sistema para lograr una instalación satisfactoria. Un diseño inadecuado producirá vibraciones y ruidos en el sistema. Las pulsaciones pueden ser de suficiente intensidad para dañar los componentes de la bomba y los instrumentos.

Figura 2.1: Esquema bomba de pistón



A continuación se presenta lineamientos recomendados por Hydraulic Institute del libro antes mencionado, para:

#### 2.1.1.1 Recipiente de succión

- Ser lo bastante grande para proveer suficiente tiempo de retención para que los gases libres se eleven a la superficie del líquido.
- Que el o los tubos de succión penetren más abajo del nivel del mismo líquido.

#### 2.1.1.2 Tubo de succión

- Que sea lo más corto y directo posible (ver figura 2.1)
- Que sea uno o dos diámetros de tubo más grande que la conexión de succión en la bomba.
- Velocidad máxima en la tubería de succión de 1 m/s.\*
- Que tenga el mínimo de codos; hay que utilizar codos largos o laterales.
- Tener una válvula de globo de apertura total para no restringir el flujo a la bomba.
- No utilizar filtro, salvo que se le pueda dar mantenimiento periódico. El agotamiento producido por un filtro obstruido puede producir más daños en la bomba que los sólidos en suspensión.

Para el cálculo del diámetro del tubo de succión se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = A \times V \quad (2.1)^\circ$$

$$A = \frac{\pi \times D_1^2}{4}$$

$$Q = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \times V_1$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_1}} \quad (2.2)$$

$Q =$  caudal

$D_1 =$  diámetro tubo de succión

$V_1 =$  velocidad tubo de succión

---

\* McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; 1989; Pag. 170

° TRUEBA, Samuel; Hidráulica; 1979; Pag. 55

### 2.1.1.3 Tubo de Descarga

- Que sea uno o dos diámetros de tubo más grande que la conexión de descarga en la bomba (Ver figura 2.1).
- Que tenga una velocidad promedio menor de tres veces la velocidad máxima en el tubo de succión.
- Que tenga el mínimo de codos; hay que utilizar codos largos o laterales.

Para el cálculo del diámetro del tubo de succión se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = A \times V$$
$$Q = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \times V_2$$
$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_2}} \quad (2.3)$$

$Q$  = Caudal

$D_2$  = diámetro tubo de descarga

$V_2$  = velocidad tubo de descarga

### 2.1.2 ALTURA DE BOMBEO

La altura de bombeo comprende: La sumatoria de la altura física, que es la altura medida con la ayuda del altímetro, la altura debida a las pérdidas por fricción en la tubería y la altura debida a las pérdidas menores que se tiene en los accesorios de conexión de la tubería.

$$H_{TOTAL} = H_{física} + H_{pérdidas} + H_{pérdidas\ menores} \quad (2.4) *$$

### 2.1.3 CAUDAL TEÓRICO

Se debe tomar en cuenta que existe un caudal teórico, en el que interviene el rendimiento volumétrico.

El caudal teórico es mayor que el caudal real y esto se debe a que existen fugas que retrasan la apertura o cierre de las válvulas de succión y descarga y a pérdidas debidas a la empaquetadura.

---

\* Ramiro Córdova Vivanco; Apuntes diseño de sistemas energéticos; EPN.

Según recomendaciones (♣) el rendimiento volumétrico oscila entre 0.80 y 0.99 para bombas reciprocantes.

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{real}}{Q_{teórico}} \quad (2.5)^1$$

### 2.1.4 ÁREA EN LA CÁMARA

Se usa la fórmula para cálculo del área en una sección cilíndrica.

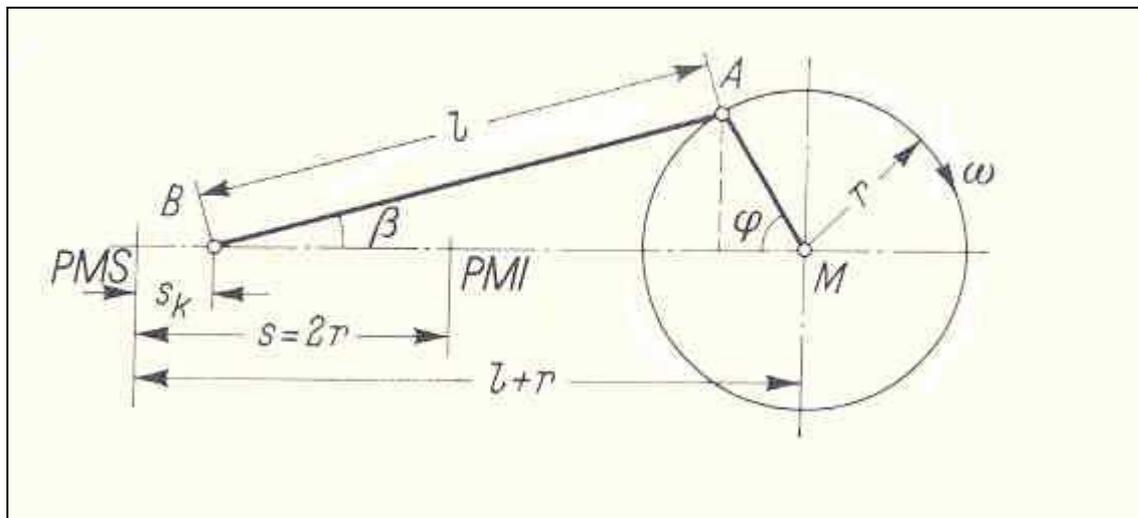
$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.6)$$

### 2.1.5 RADIO DEL MUÑÓN (R)

En las relaciones cinemáticas hay dos dimensiones de piezas que desempeñan un importante papel; éstas son, el radio del muñón (R) y la longitud de la biela (L). El radio del muñón vale la mitad de la carrera que recorre el pistón (figura 2.2).

$$R = \frac{S}{2} \quad (2.7)^2$$

**Figura 2.2: Esquema del mecanismo biela – manivela**



♣ MATAIX, Claudio; Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas; 1982; Pag. 560

<sup>1</sup> VIEJO ZUBIRACAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; 2000; Pag 134

<sup>2</sup> ARCINIEGAS C, RAMIREZ L; Tesis Ingeniería Mecánica; EPN; 1991; Pag. 112

### 2.1.6 LONGITUD DE LA BIELA (L)

Se denomina *relación de biela* ( $\lambda$ ) al cociente entre (R) y (L).

$\lambda$ : *relación radio del muñón / longitud de la biela*

$$\lambda = 0.25$$

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (2.8)^3$$

$$L = \frac{R}{\lambda}$$

Para  $\lambda = 0.25$  se obtiene  $\cos \varphi = -1$ , es decir,  $\varphi = 180^\circ$ , lo que corresponde a la posición del pistón en el PMI (figura 2.2).

### 2.1.7 VOLUMEN DESPLAZADO

El desplazamiento o volumen desplazado en una revolución por el pistón es igual al producto del área del pistón por la carrera del mismo.

$$V = A \times S \quad (2.9)^4$$

### 2.1.8 CAUDAL BOMBEADO

El caudal bombeado en una bomba de pistón es directamente proporcional al área del pistón, a la carrera y al número de revoluciones del cigüeñal y no depende de la presión creada por la bomba.

La presión determina la potencia absorbida por la bomba para bombear un caudal determinado. "Las bombas de pistón, en contraposición con las rotodinámicas, tienen excelentes características de aspiración y no necesitan cebamiento".\*

$$Q = V \times G \quad (2.10)$$

$G$ : número de golpes del pistón / minuto

---

<sup>3</sup> SCHNEIDER, Günther; Motores térmicos; 1973; Pag. 155 y 161.

<sup>4</sup> ARCINIEGAS C, RAMIREZ L; Tesis Ingeniería Mecánica; EPN; 1991; Pag. 112.

\* ARCINIEGAS C, RAMIREZ L; Tesis Ingeniería Mecánica; EPN; 1991; Pag. 109.

### 2.1.9 VOLUMEN DE DESPEJO (VOLUMEN MUERTO)

El volumen de despejo o libre de la cámara de bombeo en la bomba recíproca es el volumen en ella cuando el pistón está al final de su carrera de descarga.

$c$  : volumen libre

$d$  : desplazamiento

$\frac{c}{d}$  : porcentaje de espacio libre

Esta relación  $c/d$  en bombas recíprocas debe estar de 2 a 4 (200% a 400%).

La relación  $c/d$  también es la capacidad de autocebado o de eliminación de gases de la bomba recíproca, si se llena de gas.

$$\frac{c}{d} = \frac{A_2 \times a}{A_1 \times S} \quad (2.11)^5$$

### 2.1.10 CAUDAL INSTANTÁNEO

El caudal o gasto que saldrá por la tubería de descarga es bastante variable; tiene un valor de cero durante toda la carrera de succión y aumenta a un máximo durante la carrera de descarga.

Sea:

$V$  : velocidad instantánea en el tubo de descarga en cualquier instante

$v$  : velocidad del vástago en ese instante

$\theta$  : ángulo de giro del cigüeñal

$U$  : velocidad periférica uniforme del muñón del cigüeñal

$d$  : diámetro del tubo de descarga

$D$  : diámetro del cilindro

---

<sup>5</sup> McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; 1992; Pag. 167

Para simplificar el problema supondremos que la biela es muy larga comparada con el radio del cigüeñal. La velocidad instantánea del pistón es igual a la componente horizontal de la velocidad del muñón del cigüeñal.

$v = U \times \text{sen } \theta$ ; Entonces el pistón se desplaza con un movimiento armónico simple.

$$\frac{\pi}{4} D^2 \times v = \frac{\pi}{4} d^2 \times V$$

$$V = U \times \text{sen } \theta \times \frac{D^2}{d^2}$$

$$V = \frac{2\pi RN}{60} \text{sen } \theta \frac{D^2}{d^2}$$

$\theta = \omega \times t$  y  $V$  expresan una curva sinusoidal

La máxima velocidad instantánea en la tubería es:

$$V = \frac{2\pi RN}{60} \times \frac{D^2}{d^2} \tag{2.12}^6$$

Con lo cual se tiene la siguiente fórmula del caudal instantáneo:

$$Q = \frac{A \times S \times N}{60} \tag{2.12a}^6$$

### 2.1.11 PRESIÓN DE INERCIA EN LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA

Las fluctuaciones en las velocidades crean inevitablemente presiones de inercia (Pi), las intensidades de estas presiones se pueden determinar fácilmente calculando la aceleración o desaceleración  $dv/dt$  del agua en la tubería de longitud L.

Fuerza de Inercia = Masa x Aceleración

$$Pi \times \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\omega}{g} \times \frac{\pi}{4} d^2 \times L \times \frac{dv}{dt}$$

$$Pi = \frac{\omega \times L}{g} \times \frac{dv}{dt}$$

Por otra parte:  $\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt}$

Y puesto que:  $V = U \times \text{sen } \theta \times \frac{D^2}{d^2}$

<sup>6</sup> VIEJO ZUBIRACAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; 2000; Pag 134

Resulta:  $\frac{dv}{d\theta} = U \times \cos \theta \times \frac{D^2}{d^2}$  y además  $\frac{d\theta}{dt}$ : velocidad angular del cigüeñal =  $\frac{2\pi N}{60}$

Por lo tanto:  $\frac{dv}{dt} = \frac{2\pi N}{60} \times U \times \cos \theta \times \frac{D^2}{d^2} = \frac{2\pi N}{60} \times \frac{2\pi NR}{60} \times \cos \theta \times \frac{D^2}{d^2}$

Sustituyendo en la ecuación de presión de inercia:

$P_i = \frac{\varpi \times L}{g} \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 \times R \times \cos \theta \times \frac{D^2}{d^2}$ , lo que se reduce a:

$$P_i = K \times L \times R \times N^2 \times \cos \theta \times \frac{D^2}{d^2} \quad (2.13)^7$$

$K = 0.000112$  si  $L, R, D, d$  en metros y  $P_i$  en  $\text{kg/cm}^2$ .

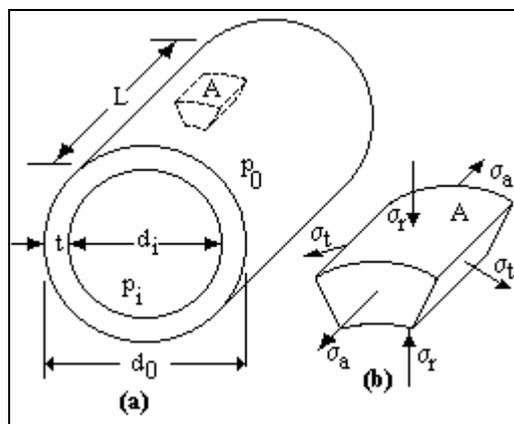
Los valores máximos y mínimos de  $P_i$ , se tienen por supuesto, obtenidos en los extremos de la carrera cuando  $\cos \theta = \pm 1$ .

### 2.1.12 DISEÑO DEL CILINDRO

Los recipientes pueden ser además de paredes delgadas o de paredes gruesas, considerándose de pared delgada, según la ASME, cuando el cociente entre el espesor “ $t$ ” de la pared y el diámetro interior “ $d_i$ ” del recipiente es igual o menor a 0,10. Otros autores tales como (Karl Decker; Elementos de Máquinas; primera edición) adoptan para este cociente y ser considerados de pared delgada, valores menores o iguales a 0,05 o 0,07. Por lo tanto se puede escribir:

$$\frac{t}{r} \leq \frac{1}{10} \quad (2.14)^8$$

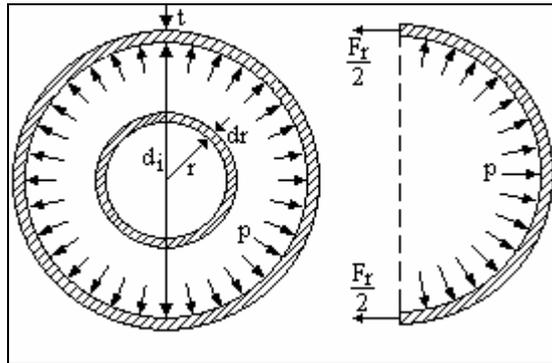
Figura 2.3: Tensiones en las paredes de un recipiente



<sup>7</sup> VIEJO ZUBIRACAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; 2000; Pag 135

<sup>8</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Pág. 79

Figura 2.4: Cilindro sometido a presión interna



Tensiones en las paredes de un recipiente: En la figura (2.2) se observa un recipiente cilíndrico de longitud “L”, diámetros interno “ $d_i$ ” y externo “ $d_o$ ” y espesor “ $t$ ” de la pared. Si este recipiente está sometido a una presión interna “ $p_i$ ” y externa “ $p_o$ ”, sus paredes soportarán esfuerzos los cuales pueden ser reducidos a un sistema de tres tensiones normales entre sí, según muestra la figura (2.3), donde se ha magnificado un elemento “A” de la pared del cilindro, siendo éstas la tensión axial  $\sigma_a$ , la tensión tangencial  $\sigma_t$ , llamada también tensión circunferencial y la tensión radial  $\sigma_r$ .

Para cilindros de paredes gruesas se consideran actuando las tres tensiones. Para cilindros de paredes delgadas se considera que actúan solo dos de ellas, la tensión tangencial  $\sigma_t$  y la tensión axial  $\sigma_a$ , ya que la tensión radial  $\sigma_r$  se considera despreciable.

Esfuerzos radiales y tangenciales:

$$\sigma_r = \frac{P \times r}{t} \quad (2.15)^9$$

$$\sigma_t = \frac{P \times r}{2t} \quad (2.16)^9$$

Factor de Seguridad por carga estática:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_r} \quad (2.17)^{10}$$

<sup>9</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 80

<sup>10</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 240

### 2.1.13 FUERZA EN EL PISTÓN

El pistón al recorrer la carrera irá desde el PMI cuando este succionando hasta el PMS cuando descargue el agua.

El pistón estará sometido a la fuerza máxima que será en el momento en ir desde el PMI al PMS porque ahí será cuando esté expulsando el agua hacia la tubería de descarga, por tanto el pistón aquí resistirá la presión del agua, creando esfuerzos de compresión, que los soportara el eje de la biela mediante un pasador.

$$F = p_{\max} \times A_{\text{cilindro}} \quad (2.18)^{11}$$

### 2.1.14 DISEÑO DE LA BIELA

Este componente se encarga de convertir el movimiento rotatorio del cigüeñal en movimiento rectilíneo del pistón por medio de los muñones de biela del mismo cigüeñal. Los ejes de las bielas están fabricados en aleaciones muy resistentes debido a que reciben gran presión por el empuje del pistón, como también fuerzas de estiramiento al desacelerar el motor.

Diseño Estático:

Cuando las piezas de máquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande debido a que el esfuerzo excedió a la resistencia de fluencia. Entonces debe remplazarse antes de que ocurra la ruptura. Por lo tanto, muchas fallas estáticas son visibles y se detectan anticipadamente.

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad (2.19)^{12}$$

$$\sigma_x = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} = \frac{4 \times F}{\pi \times d^2}$$

$$F_s = \frac{Syc}{\sigma_x} \quad (2.20)^{12}$$

---

<sup>11</sup> ARCINIEGAS C, RAMIREZ L; Tesis Ingeniería Mecánica; EPN; 1991; Pag. 120.

<sup>12</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 241.

Diseño a Fatiga:

Cuando sucede una falla de fatiga no da señal alguna: es repentina y total, por lo tanto es peligrosa.

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e \quad (2.21)$$

$$S_e' = 19.2 + 0.314 S_{uc}; \quad S_{uc} \geq 60 \text{Kpsi} \quad (2.22)^{13}$$

$$S_a = \frac{S_e}{1 + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad (2.23)^{14}$$

$$F_s = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (2.24)^{15}$$

---

<sup>13</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 307

<sup>14</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 315

<sup>15</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 307

## 2.2 RUEDA HIDRÁULICA

La rueda hidráulica es el elemento generador de potencia para la bomba de pistón. La misma deberá contar con la resistencia suficiente para resistir la fuerza del agua y la abrasión de la misma.

La rueda se construirá completamente metálica con lámina metálica gruesa para formar las llantas, las paletas y la corona, y hierro ángulo para los rayos y tirantes, estando los cubos hechos con plancha de acero. Las costuras deben ir soldadas en vez de remachadas.

### 2.2.1 DIMENSIONES DE LA RUEDA

Las dimensiones más importantes de la rueda corresponden al diámetro de la misma, número de álabes o paletas, ancho de la rueda, altura de carga, caudal de trabajo.

### 2.2.2 VELOCIDAD TANGENCIAL DE LA RUEDA

Para encontrar la velocidad tangencial de la rueda, utilizamos el coeficiente de velocidad, que es el parámetro que nos permite pasar del modelo al prototipo. Este parámetro nos permitió encontrar el mejor rendimiento del sistema rueda hidráulica – bomba (ver pruebas del sistema de bombeo).

$\varphi$ : coeficiente de velocidad

$$\varphi = \frac{V_{rueda}}{V_{agua}} \quad (2.25)^{16}$$

$$V_{agua} = \sqrt{2 \times g \times H} \quad (2.26)^{16}$$

$$V_{rueda} = V_{agua} \times \varphi \quad (2.27)^{16}$$

### 2.2.3 VELOCIDAD ANGULAR DE LA RUEDA

$$N = \frac{V_{rueda}}{r_{rueda}} \times \frac{60}{2\pi} \quad (RPM) \quad (2.28)^{17}$$

---

<sup>16</sup> Ramiro Córdova Vivanco; Pruebas del Sistema de Bombeo; Tesis 2006.

<sup>17</sup> Ramiro Córdova Vivanco; Pruebas del Sistema de Bombeo; Tesis 2006.

### 2.2.4 CANAL DE ADMISIÓN

Si el agua de descarga no sale inmediatamente de las proximidades de la rueda, se formará un “vado” que será causa de una grave pérdida de energía. Sin embargo, la inclinación necesaria para que ésta agua se vaya tiene que ser mínima para que así se pierda lo menos posible de la altura piezométrica o carga de agua disponible.

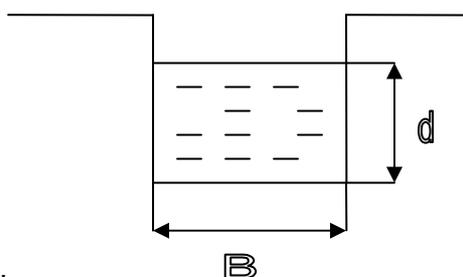
Los experimentos han demostrado que, si se deja que el agua descargue hacia la parte de atrás de la rueda (en la dirección en que gira la parte baja de la misma), se necesitará un claro menor debajo de ella que si el agua descarga hacia la parte delantera o agua abajo.

La mejor manera de lograrlo es colocar un embalse o delantal de hormigón o roca lisa debajo de la rueda, con una ligera inclinación hacia la parte de atrás, y prolongando lo suficiente hacia la parte delantera para que recoja la mayor parte del agua normal de descarga. El delantal tiene que inclinarse después bruscamente hacia abajo buscando el lecho de la corriente, para que no vayan a quedar debajo de él las aguas sobrantes.

Cuando el escurrimiento se efectúa de manera uniforme, es decir, conservando el canal la misma sección, entonces todos los elementos de la vena líquida tales como el área  $A$ , la velocidad  $v$ , y la pendiente  $s'$  de la superficie del agua (del gradiente hidráulico), serán constantes de una sección a otra.

#### Radio hidráulico ( $r$ )

Se tiene el canal de sección rectangular, con una plantilla de ancho  $B$  y un tirante  $d$ . La parte del contorno que está en contacto con el líquido recibe el nombre perímetro mojado ( $p_m$ ).



$$p_m = B + 2d$$

(2.29) <sup>18</sup>

<sup>18</sup> TRUEBA CORONEL, Samuel; Hidráulica; 1979; Página 174

$$d = \frac{A}{B}$$

A: área del canal

$$\text{radio hidráulico : } r = \frac{A}{P_m} \quad (2.30)^{19}$$

A continuación se va a utilizar la fórmula de Bazin, en donde se usa el coeficiente de Bazin (C) para la fórmula de Chezy.

$$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{r}}} \quad (2.31)^{20}$$

$\gamma$ : Rugosidad de las paredes

La fórmula de Chezy para el cálculo de la velocidad en el sistema métrico es la siguiente:

$$v_{chezy} = C \times \sqrt{r \times s'}$$

$$v_{chezy} = \frac{87 \times \sqrt{r \times s'}}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{r}}} \quad (2.32)^{21}$$

Donde  $s'$  es la pendiente hidráulica que se quiere encontrar.

### 2.2.5 FUERZA DEL AGUA

El agua conducida por el canal de admisión golpeará los álabes de la rueda hidráulica y estos serán los encargados de resistir dicha fuerza.

$$F = p \times A \quad (2.33)$$

### 2.2.6 DISEÑO DE ÁLABES DE RUEDA HIDRÁULICA

Se hace un estudio de tensiones, cuando los álabes están en posición vertical que es la situación crítica. Cuando los álabes están en la posición horizontal, el momento flector debido al peso de los mismos es despreciable.

---

<sup>19</sup> TRUEBA CORONEL, Samuel; Hidráulica; 1979; Página 174

<sup>20</sup> TRUEBA CORONEL, Samuel; Hidráulica; 1979; Página 182

<sup>21</sup> TRUEBA CORONEL, Samuel; Hidráulica; 1979; Página 182

### 2.2.6.1 Comprobación por estabilidad

$$\lambda = \frac{L}{r_{\min}} \quad (2.34)^{22}$$

### 2.2.6.2 Peso de plancha de tol negro

$$P = 7.85 \times L \times W \times T \quad (\text{Kg} / \text{pedazo}) \quad (2.35)^{23}$$

L(m): largo de la plancha

W(m): ancho de la plancha

T(mm): espesor de la plancha

### 2.2.6.3 Cálculo de esfuerzos de los álabes

- Esfuerzo axial.

$$\sigma_a = \frac{P}{A_n} \quad (2.36)^{24}$$

$\sigma_a$  (Kg/cm<sup>2</sup>): esfuerzo axial

P(kg): peso de la rueda hidráulica

$A_n$  (cm<sup>2</sup>): área neta

- Cálculo del esfuerzo flector:

Momento flector:

$$M = F \times R$$

M(Kgxcn): momento flector

F(Kg): fuerza con que golpea el agua el álabe

R(cm): brazo de momento

El esfuerzo flector es:

$$\sigma_f = \frac{M}{s} \quad (2.37)^{25}$$

s(cm<sup>3</sup>): modulo de sección

---

<sup>22</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 153

<sup>23</sup> BOHMAN, Iván; Catálogo de Aceros; Página 42

<sup>24, 25</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág. 55

- Esfuerzo total

$$\sigma_t = \sigma_a + \sigma_f \quad (2.38)$$

Este es el esfuerzo máximo a que estará sometido el álabe, ya que el esfuerzo mínimo se da cuando el álabe se encuentra en la parte superior donde se ve afectado por su propio peso.

Por lo tanto el álabe trabaja a fatiga y la el esfuerzo admisible es igual a la mitad del esfuerzo máximo.

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_t}{2} \quad (2.39)^{26}$$

Puesto que el agua golpeará en la plancha de tol negro, se debe calcular el factor de seguridad, mediante las resistencias a la fluencia y mecánica respectivamente.

El cálculo por fatiga es el siguiente:

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e K_f$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad (2.40)^{26}$$

$$S_a = \frac{1}{\frac{1}{S_e} + \frac{1}{m S_{ut}}}$$

### 2.2.7 TRANSMISIÓN

Ventajas y desventajas:

El sistema ruedas dentadas – cadenas de rodillos (figura 2.5) aporta beneficios sustanciales respecto al sistema correa – polea, pues al emplear cadenas que engranan en los dientes de los piñones se evita el deslizamiento que se produce entre la correa y la polea.

Otras ventajas y desventajas de este sistema son:

Presenta la gran ventaja de mantener la relación de transmisión constante (pues no existe deslizamiento) incluso transmitiendo grandes potencias entre los ejes (casos de motos y bicicletas), lo que se traduce en mayor eficiencia mecánica (mejor rendimiento). Además, no necesita estar tan tensa como las correas, lo que se traduce en menores averías en los rodamientos de los piñones.

---

<sup>26</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Pág.307

Presenta el inconveniente de ser más costoso, más ruidoso y de funcionamiento menos flexible (en caso de que el eje conducido cese de girar por cualquier causa, el conductor también lo hará, lo que puede producir averías en el mecanismo motor o la ruptura de la cadena), así como el no permitir la inversión del sentido de giro ni la transmisión entre ejes cruzados; además necesita una lubricación (engrase) adecuada.

La relación entre la velocidad de la rueda pequeña y la de la grande, es la transmisión  $i$ .

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.41)^{27}$$

$n_1$  (rpm): velocidad de la rueda pequeña

$n_2$  (rpm): velocidad de la rueda grande

$z_1$ : número de dientes de la rueda pequeña

$z_2$ : número de dientes de la rueda grande

Se recomienda preseleccionar la cadena apropiada de acuerdo con la potencia  $P$  que se ha de transmitir y la velocidad  $n_1$  de la rueda pequeña. Esto se efectúa con ayuda de la potencia de choque  $P_D$ .

$$P_D = \frac{P}{m \times k} \quad (2.42)^{28}$$

$P_D$  (KW): potencia de choque referida a una cadena sencilla

$P$  (KW): potencia a transmitir por el accionamiento de cadena

$m$ : factor de carga de la cadena. En cadenas sencillas es  $m = 1$ .

$k$ : factor de potencia, (según tabla 113 Kart H. Decker; Elem. de Máq; pág 417)

La potencia de choque  $P_D$  referida a una cadena sencilla depende del tipo de accionamiento (máquina de fuerza o de trabajo) y del número de dientes  $z_1$  de la rueda pequeña, porque este último determina la velocidad periférica.

<sup>27</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 415

<sup>28</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 417

La dependencia indicada se considera con el factor de potencia  $k$ . Primeramente se toma, en la (tabla 112 Kart H. Decker; Elem. de Máq), el coeficiente de choque  $c$ ; luego, con éste y con  $z_1$  hay que buscar, en la (tabla 113 Kart H. Decker; Elem. de Máq), el factor de potencia  $k$ .

De acuerdo a la (tabla 112 Kart H. Decker; Elem. de Máq), con una máquina motriz de accionamiento (turbina de agua lenta) y una máquina de trabajo accionada (transmisiones), se tiene el factor de choque  $c$ .

Ahora se calcula la potencia a transmitir por el accionamiento de la cadena:

$$Pot = 9.81 \times Q \times H \times \eta \text{ (KW)} \quad (2.43)$$

$Pot(KW)$ : potencia a transmitir por el accionamiento de la cadena.

$Q(m^3 / s)$ : caudal de carga

$H(m)$ : altura de carga.

$\eta$ : rendimiento de la transmisión

Con la potencia de choque calculada y la velocidad  $n_1$  puede encontrarse, en la (tabla 114 Kart H. Decker; Elem. de Máq), una cadena de rodillos apropiada.

Antes de calcular el número de eslabones de un accionamiento abierto hay que elegir la distancia aproximada entre ejes  $a'$  y los números de dientes  $z_1$  y  $z_2$ .

Con ello se obtiene el número de eslabones  $X$ .

$$X = 2 \frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a'} \quad (2.44)^{29}$$

La longitud de la cadena es entonces:

$$L = p \times X \quad (2.45)^{30}$$

---

<sup>29, 30</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 419

Con el número X elegido, se calcula después exactamente la distancia entre ejes  
a.

$$a = \frac{p}{8} \left( 2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - f(z_2 - z_1)^2} \right) \quad (2.46)^{31}$$

a(mm): distancia exacta entre ejes

p(mm): paso de la cadena

f: factor de cálculo, según tabla 115

$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} \Rightarrow f \quad (2.47)^{32}$$

Ahora debe encontrarse la fuerza de tracción que ejerce la cadena, para esto primero se calcula la velocidad de la cadena.

$$v_c = \frac{d_1 \times \pi \times n_1}{60} \quad (2.48)^{33}$$

$v_c$  (m/s): velocidad de la cadena

$d_1$  (m): diámetro del círculo primitivo de la rueda

$n_1$  (rpm): velocidades de las ruedas

$d_1 = 0.16$  m

$d_2 = 0.58$  m

Fuerza de Tracción de la cadena (Ft):

$$F_t = \frac{P}{v} \quad (2.49)^{34}$$

Ft(N): fuerza de tracción de la cadena = fuerza periférica en las ruedas

P(W): potencia que ha de transmitir el accionamiento por cadenas

v(m/s): velocidad de la cadena = velocidad periférica de las ruedas

Al marchar sobre la rueda, los eslabones de la cadena ejecutan un movimiento circular, por lo que se hacen notables los efectos de la fuerza centrífuga, que tensan más aún los ramales con la fuerza centrífuga  $F_f$ .

$$F_f = q \times v^2 \quad (2.50)^{35}$$

<sup>31, 32</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 419

<sup>33</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 419

<sup>34, 35</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 420

$F_f(N)$ : fuerza centrífuga adicional que tensa los ramales de la cadena

$q(Kg/m)$ : peso de la cadena por cada metro de longitud de la misma

$v(m/s)$ : velocidad de la cadena

La fuerza de tracción total  $F_G$  es la igual a:

$$F_G = F_t + F_f \quad (2.51)^{36}$$

$F_G$  (N): fuerza de tracción máxima en el tramo de cadena (tramo de carga).

$F_t$  (N): fuerza de tracción por la potencia a transmitir.

$F_f$  (N): fuerza centrífuga en cada ramal de la cadena.

Para determinar el factor de seguridad de la cadena es conveniente determinar la seguridad estática a la rotura y la seguridad dinámica a la rotura.

El factor de seguridad estática es:

$$S_{est} = \frac{F_B}{F_G} \geq 7 \quad (2.52)^{37}$$

El factor de seguridad dinámica es:

$$S_{din} = \frac{F_B}{F_G \times c} \geq 5 \quad (2.53)^{38}$$

Como fuerza en el eje, puede establecerse para todas las cadenas:

$$F_A = 1.5F \quad (2.54)^{39}$$

Esta fuerza  $F_A$  actúa sobre el eje como una fuerza resultante o fuerza axial.

Puesto que no puede calcularse exactamente, debido a que casi siempre se conoce de modo inexacto la tensión previa en la cadena, se toma empíricamente el valor de  $1.5F$ .

---

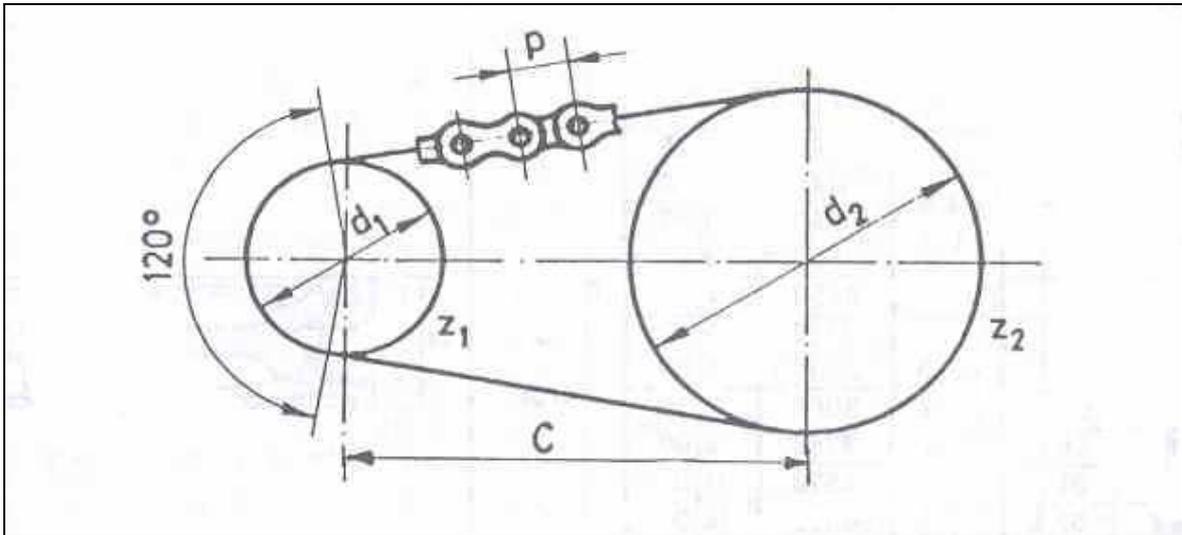
<sup>36</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 420

<sup>37</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 427

<sup>38</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 427

<sup>39</sup> DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Página 427

**Figura 2.5: Transmisión**



### 2.2.8 DISEÑO DEL EJE

Las fuerza que se intercambian entre el agua y el álabe de la rueda hidráulica, se transmiten al eje en forma de empuje y torque, con lo cual se procede al diseño del mismo.

Para determinar el diámetro del eje se debe determinar el torque de la rueda hidráulica:

$$T = \frac{225000 \times P}{n_2 \times \pi} \quad (2.55)^{40}$$

T(Kg.cm): torque de la rueda hidráulica

P(cv): potencia a transmitir mediante la transmisión

$n_2$  (rpm): velocidad de rueda grande

Para determinar el factor de seguridad del diámetro del eje de la rueda hidráulica, se va a utilizar el criterio de Soderberg (Shigley; Elementos de Máquinas; Pag. 736):

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.56)^{41}$$

<sup>40</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983.

<sup>41</sup> SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983; Página 736

# **CAPÍTULO 3**

## **PREFACTIBILIDAD**

### **3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

#### **3.1.1 SITUACIÓN INICIAL**

La provincia de Loja a lo largo de la cuenca del río catamayo, cuenta con terrenos aptos para el cultivo agrícola, pero que lamentablemente carecen de agua para riego. Esto se debe principalmente a que las comunidades de la zona son pobres y no cuentan con recursos propios para la instalación de sistemas de bombeo.

La despreocupación de parte de los gobiernos seccionales, hace aún más difícil la tarea de los agricultores que buscan la forma de sobrevivir cultivando el poco terreno fértil para tal fin.

Concretamente a 150 Km del cantón Loja, se cuenta con un terreno apto para la producción agrícola, pero que lamentablemente carece de agua para riego.

Existen muchas maneras de lograr el mismo propósito, es decir se cuenta con algunas alternativas para bombeo de agua y seguramente se pensaría en resolver de la manera más sencilla, pero sin que importen los costos, lo cual resulta un error debido a las condiciones de producción en dicha zona.

#### **3.1.2 SITUACIÓN FINAL**

El objetivo que persigue este proyecto es resolver el problema de dotación de agua, mediante el planteamiento de las alternativas y la posterior selección de la misma.

El diseño de este equipo de bombeo debe ser de una manera sencilla, con materiales que se pueda conseguir fácilmente en el mercado y con una tecnología de acuerdo al medio en el que se realiza.

En la zona se cuenta con energía eléctrica, que facilitaría la instalación de bombas eléctricas, pero al tratarse de una zona rural marginada y pobre, se pretende diseñar un sistema que utilice la energía hidráulica del río catamayo y se transforme en bombeo de agua de manera gratuita.

Se debe tratar de que el sistema diseñado tenga un bajo costo en comparación con sistemas tradicionales de bombeo de agua.

### **3.2 ESTUDIO DE MERCADO**

La provincia de Loja cuenta con varios sistemas hidrográficos (río Catamayo, río Puyando, río Jubones, río Alamor, río Amaluza) siendo la más importante la cuenca del río Catamayo, en donde se pretende realizar este proyecto (anexo 8).

El río catamayo es el principal de la cuenca del Catamayo, está formado principalmente por los ríos Solanda, Vilcabamba, Malacatos, Guayabal, Playas y al unirse con el Macará toma el nombre de Chira.

Tiene un área total de 4300 Km<sup>2</sup>, y hasta el sitio de cierre tiene 3415 Km<sup>2</sup>.

Los valores de caudales que se muestran a continuación, fueron determinados para los estudios del Plan Maestro.

Caudal medio:  $Q = 29.1 \text{ m}^3 / \text{s}$

Caudal con frecuencia mensual del 90%:  $Q_{90M} = 28.7 \text{ m}^3 / \text{s}$

El proyecto se implanta en rocas masivas de la formación Celica (lavas) y en otras similares graníticas.

La implementación de sistemas de bombeo con autogeneración de potencia, en la provincia de Loja es una necesidad, debido a las condiciones favorables que se tienen para la producción agrícola, pero que por olvido de gobiernos seccionales, hacen imposible el cultivo de tierras por parte de los campesinos.

La necesidad de agua para riego agrícola e inclusive agua para consumo doméstico, se extiende a lo largo de toda la cuenca del río Catamayo, pasando por cantones, como, Catamayo, Paltas, Macará.

El diseño y construcción de sistemas de bombeo con su propia energía de potencia, tienen una aplicación muy grande en esta provincia, debido a que con una pequeña caída de agua, que puede ser de hasta 1 metro, y con los caudales que se cuenta que son bastantes variables (5 – 30 m<sup>3</sup>/s), hace pensar en el potencial de instalación que existe para resolver dicho problema.

La utilización de este tipo de sistemas, llamados de energías alternativas, son muy favorables comparados con otros sistemas tradicionales, además de ayudar a la conservación del ecosistema, puesto que mantiene intactas las condiciones

ambientales, debido a que para la construcción el impacto que se tiene es mínimo o nulo, ya que las obras civiles de captación son sencillas.

Además el usar este tipo de sistemas, reduce considerablemente las emisiones tóxicas debido a la utilización de combustibles fósiles, para bombas con motores a gasolina y a diesel.

Muchas comunidades en la provincia de Loja (Catacocha, Saraguro, Macará, Celica, Zapotillo, Vilcabamba, Bramaderos, Playas, etc.) cuentan con sistemas de bombeo, mediante el uso de bombas con motor eléctrico, pero como los costos de energía eléctrica son altos y las comunidades son pobres, muchas veces se ven obligados a no contar con el líquido vital.

En resumen, las condiciones para la instalación de este tipo de sistemas de bombeo con autogeneración de potencia, tienen una gran cabida en esta provincia y ayudaría a resolver un problema que durante años se ha venido presentando.

### **3.2.1 OBJETIVO DE LA ENCUESTA**

El principal objetivo que persigue la realización de esta encuesta hecha a personas campesinas dedicadas a la agricultura en la provincia de Loja y a personas particulares dueños de terrenos de cultivos agrícolas es precisamente conocer sus necesidades de dotación de agua para riego, las condiciones actuales en que realizan su trabajo y si cuentan con instalaciones aptas para la implementación de este tipo de sistema de bombeo.

El modelo de encuesta se presenta en el Anexo 4.

La encuesta fue realizada a un total de 10 personas.

El siguiente paso es realizar un análisis de resultados obtenidos de las encuestas, para posteriormente comentar sobre los puntos de mayor interés.

La primera pregunta decía:

➤ La extensión de su terreno es:

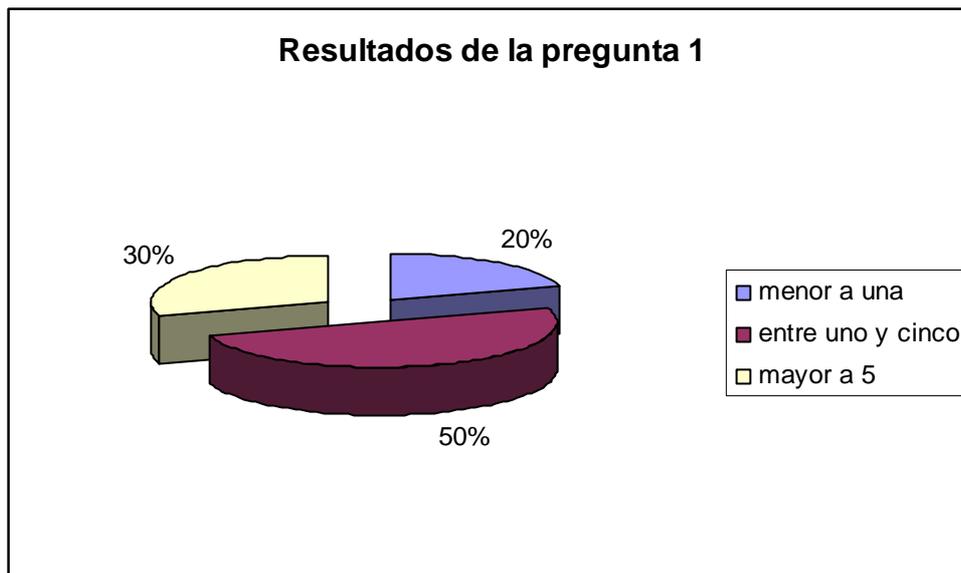
Menor a una hectárea.....

Entre una y cinco hectáreas.....

Mayor a cinco hectáreas.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

Figura 3.1: Resultados de la primera pregunta



La segunda pregunta decía:

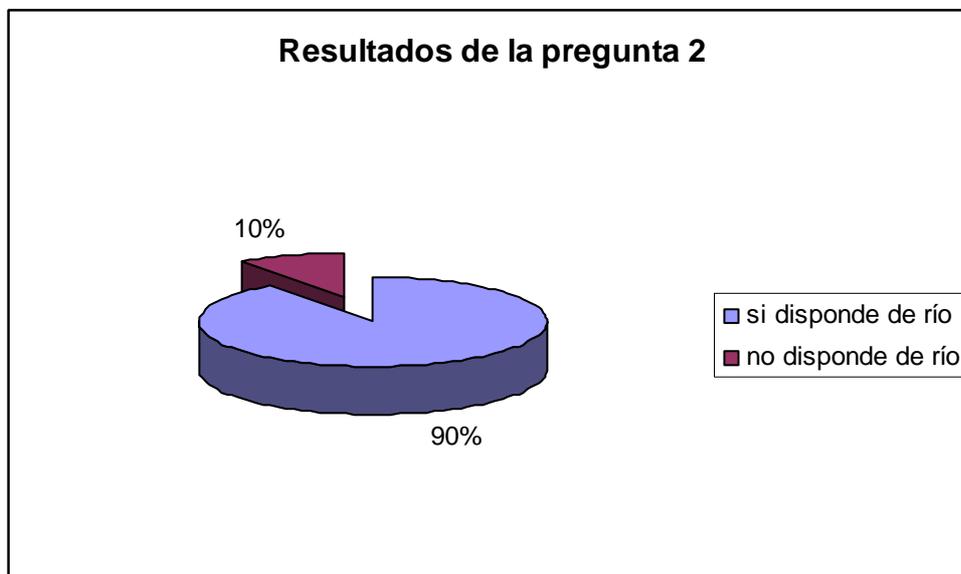
➤ Dispone su propiedad de un río o quebrada:

SI.....

NO.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

Figura 3.2: Resultados de la segunda pregunta



La tercera pregunta decía:

➤ A que diferencia de nivel se encuentra su propiedad del lecho del río:

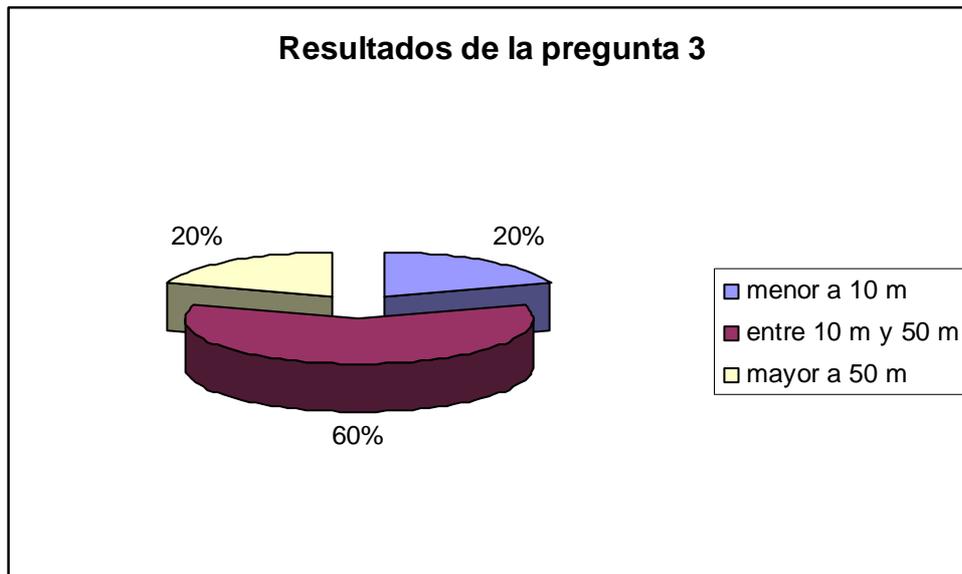
Menor a 10 metros.....

Entre 10 y 50 metros.....

Mayor a 50 metros.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

**Figura 3.3: Resultados de la tercera pregunta**



La cuarta pregunta decía:

➤ Qué tipos de sistemas de bombeo conoce:

Bomba eléctrica.....

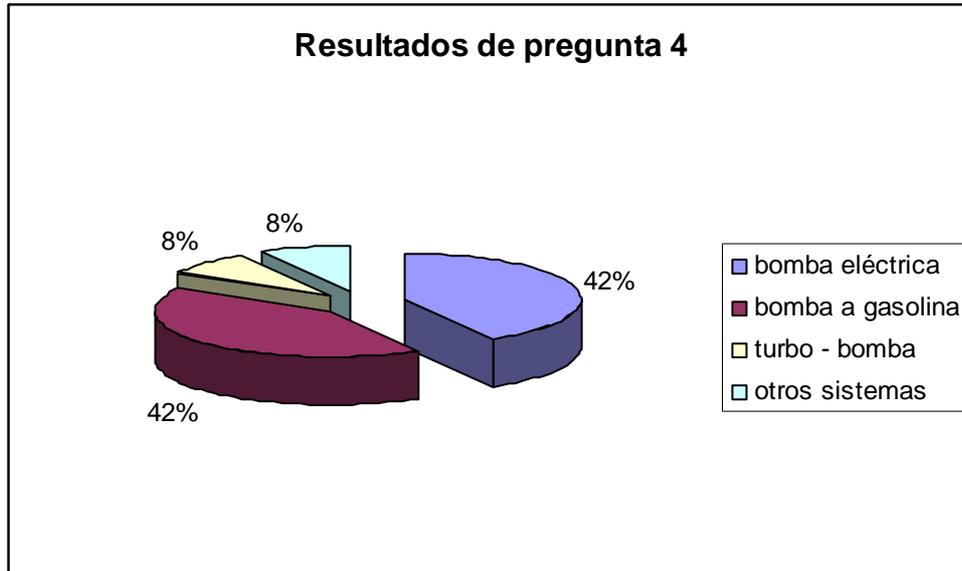
Bomba con motor a gasolina.....

Sistema turbo – bomba.....

Otros sistemas.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

Figura 3.4: Resultados de la cuarta pregunta



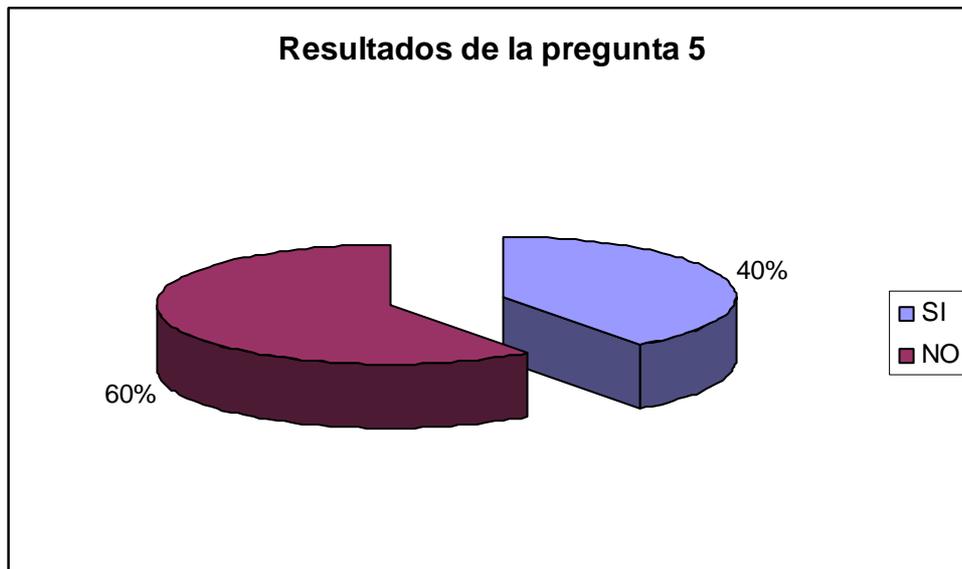
La quinta pregunta decía:

➤ Cuenta usted con algún sistema de bombeo:

SI..... NO.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

Figura 3.5: Resultados de la quinta pregunta



La sexta pregunta decía:

- Conoce usted algún tipo de sistemas de bombeo mediante energías alternativas:

SI..... NO.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

**Figura 3.6: Resultados de la sexta pregunta**



La séptima pregunta decía:

- Le gustaría tener información para solucionar problemas de bombeo de agua, mediante energías alternativas a bajo costo:

SI..... NO.....

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

Figura 3.7: Resultados de la séptima pregunta



La octava pregunta decía:

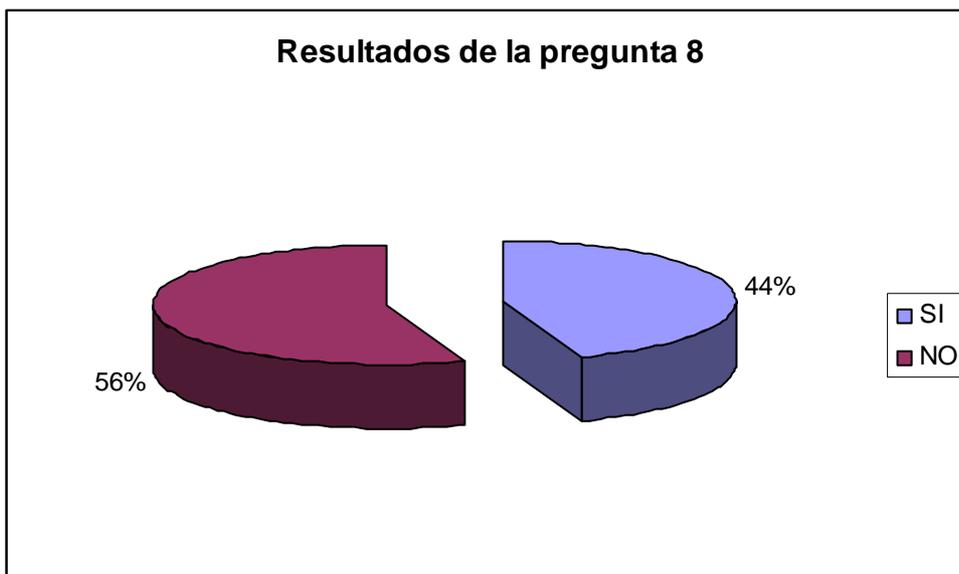
➤ Conoce los proveedores de equipos de bombeo:

SI..... NO.....

Si los conoce, podría mencionar algunos:

A esta pregunta se obtienen los siguientes resultados:

Figura 3.8: Resultados de la octava pregunta



### **3.2.2 RESULTADOS DE LA ENCUESTA**

De las encuestas realizadas podemos obtener los siguientes resultados:

El 50% de los entrevistados cuentan con una extensión de terreno entre 1 y 5 hectáreas.

El 90% de los encuestados disponen de un río o quebrada en las cercanías de su propiedad.

El 60% de los entrevistados tiene su propiedad o terreno a una diferencia de nivel del lecho del río de entre 10 y 50 metros.

La totalidad de los encuestados conocen algún sistema de bombeo, sea este mediante el uso de bomba eléctrica o bomba a gasolina.

La mayoría de los entrevistados cuentan con algún sistema de bombeo, sea esté mediante bomba eléctrica o mediante bombas con motor a gasolina.

Por otro lado un 80% desconoce de la instalación de sistemas de bombeo mediante energías alternativas, la mayoría de los entrevistados conocen de los sistemas tradicionales de bombeo.

También a todos los entrevistados les gustaría contar con información de sistemas de bombeo con energías limpias y renovables y a bajos costos.

De los resultados obtenidos en la encuesta, podemos decir que se cumplió con los objetivos planteados, es decir realmente existe un problema en cuanto a la dotación de agua, la mayoría de los encuestados invierten dinero en sistemas de bombeo mediante bombas eléctricas o bombas de gasolina y si es factible resolver sus necesidades debido a que si cuentan con la infraestructura necesaria para la instalación de sistemas alternativos de bombeo.

En definitiva se ve que este proyecto de titulación sobre un nuevo sistema de bombeo tiene buena acogida y ayudaría a resolver un gran problema existente en la provincia de Loja, donde si cuenta con potenciales hídricos para su instalación.

### **3.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES**

Las principales restricciones y limitaciones de la instalación de un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica y bomba de pistón, se detallan a continuación:

### **3.3.1 TAMAÑO Y PESO**

Debido a que la rueda hidráulica es el elemento generador de potencia y es una maquinaria ineficiente, se debe sobredimensionar, lo cual hace que tenga un tamaño considerable así como también su peso (ver diseño de alternativa seleccionada). En este caso se construye un modelo que debe tener el menor peso posible para que sea sencilla su manipulación.

### **3.3.2 FACILIDAD DE FABRICACIÓN**

La facilidad de fabricación depende directamente de la disponibilidad de materiales existentes en el mercado, y precisamente lo que persigue este proyecto es construir sistemas de bombeo con materiales que se encuentren en mercado sin ningún inconveniente.

### **3.3.3 FACILIDAD DE MONTAJE**

El montaje del sistema de bombeo se lo debe realizar en el sitio de funcionamiento, debido a que será de un peso considerable y de un gran tamaño.

### **3.3.4 FACILIDAD DE OPERACIÓN**

El sistema de bombeo diseñado y construido debe ser simple y no debe utilizar mecanismos complicados para que su operación sea realizada por cualquier persona con conocimientos básicos de maquinaria hidráulica.

### **3.3.5 COSTOS**

El costo del sistema real es un factor muy importante ya que tiene que marcar la diferencia con sistemas tradicionales de bombeo. Se construye un modelo para realizar pruebas de rendimiento, el cual no saldrá al mercado.

### **3.3.6 FACILIDAD DE MANTENIMIENTO**

El mantenimiento se realizará periódicamente y tendrá como objetivo verificar el correcto funcionamiento de los elementos que constituyen el sistema de bombeo. Se debe especial cuidado en la lubricación del sistema de transmisión entre la rueda hidráulica y la bomba de pistón.

Por lo tanto se requieren conocimientos básicos de mantenimiento preventivo.

### **3.3.7 SEGURIDAD**

Como se realiza un modelo para la realización de pruebas se debe tener mucho cuidado en lo que son los álabes de la rueda hidráulica y también especial cuidado en el sistema de transmisión en donde se puede sufrir lesiones.

## **3.4 ESPECIFICACIONES**

### **3.4.1 PARÁMETROS FUNCIONALES**

Los parámetros considerados en el diseño del sistema de bombeo son:

- El caudal necesario o bombeado tiene que ser de 2lt/seg. Este valor es tomado siguiendo recomendaciones dadas por profesionales en agronomía, que sugieren utilizar un caudal mínimo de 1 lt/seg por cada hectárea a regarse (depende del tipo de cultivo a regarse).
- El caudal requerido para producir la potencia del sistema.
- La potencia generada por el sistema de bombeo, tomando en cuenta el rendimiento obtenido en las pruebas realizadas al modelo.
- La altura de bombeo que se necesita vencer (Ver referencia 4.4.1.3).
- El tipo de rueda hidráulica o el equipo generador de potencia.
- El tipo de bomba de pistón (Ver referencia 4.4.1.1).

### **3.4.2 AMBIENTE DE TRABAJO**

A continuación se nombran los principales parámetros que intervienen en el diseño del prototipo de sistema de bombeo. Estos datos fueron tomados en el lugar de implante del proyecto con los instrumentos adecuados, como termómetro y altímetro.

- Rango de Temperatura: 20 – 30 °C
- Altitud: 700 m.s.n.m
- Grado de contaminación: Ninguno
- Grado de instrucción del operador: Básica

### **3.4.3 VIDA ÚTIL**

La vida útil del sistema de bombeo, va a depender del adecuado mantenimiento que reciban sus partes constitutivas, y del diseño de los componentes del equipo.

Todos los componentes se diseñan en base al concepto del factor de seguridad, con lo cual se garantiza su duración en cuanto a la resistencia.

Se prevé una duración del equipo de bombeo de al menos 20 años, con adecuado mantenimiento también de las obras civiles.

#### **3.4.4 COSTO DEL MODELO**

El costo del modelo no tienen una importancia muy significativa, por cuanto la construcción del mismo es el punto de partida para realizar las pruebas del sistema, pero el mismo no debe sobrepasar los 2000 USD.

#### **3.4.5 COSTO DE DISEÑO Y DESARROLLO**

El costo del diseño del sistema real de bombeo se determina considerando los materiales empleados, el costo de la mano de obra, los accesorios empleados en el sistema y la construcción de obras civiles y no sobrepasará los 10000 USD.

#### **3.4.6 EMPACADO Y TRANSPORTE**

Este parámetro no se lo considera dentro de los costos, debido a que se trata de un modelo que no requiere equipo adicional de transporte.

#### **3.4.7 CANTIDAD Y PERIODO DE VENTA DEL EQUIPO**

Como el equipo construido es el modelo, éste no saldrá a la venta. Mediante la promoción de este nuevo sistema de bombeo con energía limpia y gratuita se pretende diseñar y construir prototipos específicos de acuerdo a la necesidad de cada persona.

#### **3.4.8 TAMAÑO Y PESO**

El tamaño de la rueda hidráulica del modelo real será de aproximadamente 3 m de diámetro y el peso aproximado será de 600 Kg (ver diseño de alternativa).

#### **3.4.9 APARIENCIA**

Este parámetro no es de mucha importancia debido a que va a solucionar un problema en áreas rurales donde lo más importante es obtener el agua para riego o para consumo. Pero el modelo construido si debe tener una atención importante ya que se será expuesto en conferencias y en la realización de un video para la defensa de la tesis.

### 3.4.10 MATERIALES

Los materiales a usarse deben ser los que proporcionen la resistencia necesaria para evitar defectos por falla de los componentes, además de que los materiales deben ser de fácil acceso en el mercado.

Estos materiales usados son de fácil acceso en el mercado y entre los importantes están la adquisición de ejes de transmisión, aceros ASSAB 705, perfiles de alas iguales, barras perforadas y accesorios de unión para la tubería de conducción en la descarga de la bomba de pistón.

### 3.4.11 PROCESOS

Los procesos usados tanto para la construcción del modelo como del prototipo deben ser fáciles de conseguir, en el menor tiempo posible y se constituyen los procesos básicos como: torneado, taladrado, soldadura, limado, etc.

### 3.4.12 PRUEBAS

Una vez construido el modelo se procede a realizar las pruebas preestablecidas mediante un protocolo de pruebas, en donde se debe seguir todos los pasos señalados y anotar los datos arrojados por las mismas.

El protocolo de pruebas se establece detalladamente en el Capítulo 4.

**Tabla 3.1: Procedimiento de pruebas**

<b>PRUEBA</b>	<b>INSTRUMENTO</b>	<b>PROCEDIMIENTO</b>
Caudal de las bombas de recirculación	Cronómetro, Recipiente con regleta de volumen	Medir el volumen proporcionado por las bombas en la unidad de tiempo.
Velocidad de la rueda hidráulica	Cronómetro	Contar el número de revoluciones en la unidad de tiempo.
Caudal bombeado	Cronómetro, Recipiente con regleta de volumen	Medir el volumen dado por la bomba de pistón en la unidad de tiempo.
Altura bombeada	Manómetro, Flexómetro	Leer la presión generada en el recipiente de presión mediante el manómetro y con la ayuda del flexómetro medir la altura del tubo de descarga.

# CAPÍTULO 4

## FACTIBILIDAD

### 4.1 INTRODUCCIÓN

Para el diseño del sistema de bombeo rueda hidráulica – bomba real, primero se debe construir el modelo y realizar las pruebas que nos permitan obtener el mejor rendimiento posible.

Para el diseño definitivo se debe considerar que existen varias posibilidades de realizar el bombeo, cada una con sus ventajas y desventajas, por lo que es necesario plantear y analizar las alternativas propuestas.

Este capítulo esta dedicado a plantear las alternativas, al análisis de las mismas y posteriormente a la selección de la mejor alternativa, para luego, diseñarla, construir el prototipo y realizar las pruebas correspondientes.

### 4.2 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS

A continuación se presentan algunas alternativas para el bombeo de agua. Los sistemas propuestos deben cumplir con las condiciones de elevación de agua que son las siguientes (ver referencia 4.4.1.3).

$$H_{bombeo} = 110 \text{ mca}$$

$$Q_{bombeo} = 2 \text{ lt / s} = 7.2 \text{ m}^3 / \text{h}$$

#### 4.2.1 BOMBA CON MOTOR ELÉCTRICO

El uso de una bomba con motor eléctrico (figura 4.1), es la alternativa más usada en sistemas de elevación de agua, pero estos sistemas de acuerdo a la potencia que utilizan, deben llevar una caja de arranque que proteja a la bomba de variaciones en el voltaje, controlando el paso de la corriente eléctrica.

#### **Funcionamiento:**

La forma de los rodetes impulsa, con las menores pérdidas hidráulicas, el fluido radialmente desde el centro hacia la periferia, así que los álabes, situados en el interior del canal del rodete, ceden al fluido energía tanto en forma de presión, como de aumento de velocidad. Al salir del primer rodete, el fluido es conducido a

la voluta del cuerpo aspirante y, a través del canal de conexión alcanza la aspiración del segundo rodete del cual recibe un aumento de energía igual al primero. A la salida del segundo rodete el fluido es conducido a la voluta del cuerpo de impulsión que, junto con el difusor cónico, transforma parte de la energía cinética en energía de presión.

**Ventajas:**

- Fácil acceso en el mercado.
- Fácil instalación y mantenimiento.
- Repuestos y mantenimiento fácil de conseguir en el mercado.
- Obras civiles sencillas de construir.
- Montaje sencillo.

**Desventajas:**

- Elevado consumo de energía eléctrica.
- Alto costo anual por consumo eléctrico.
- Corta vida de sellos mecánicos (dependiendo del uso y mantenimiento).
- Manipulación cuidadosa.
- Requiere de transformador y caja de arranque para su funcionamiento.

La bomba que cumple con los requerimientos planteados es la que se presenta a continuación:

**Tabla 4.1; Bomba eléctrica**

Bomba Tipo	Multietapas
Modelo	ME 2475
Número de etapas	4 Etapas
Marca	SCHNEIDER WEG (Brasil)
Potencia	7.5 HP, 220V, 1F
Altura de elevación	110 mca
Caudal suministrado	8.4 m <sup>3</sup> /h
Diámetro succión	1 ½"
Diámetro descarga	1"

En el sitio de instalación de la bomba se debe hacer uso de un transformador de corriente, que para nuestro caso debe ser de 10 KVA. Se ocupa un transformador de mayor capacidad que el requerido por la potencia de la bomba debido a recomendaciones eléctricas y por seguridad de funcionamiento.

El costo de la energía eléctrica se considera de 0.15 USD incluido ya impuestos, con lo cual se calcula el costo de energía anual.

$$CE_{hora} = 5.6 \text{ KW} \times 0.15 \frac{\text{USD}}{\text{KW} - h} = 0.834 \text{ USD} / h$$

$$CE_{dia} = 20.02 \text{ USD} / dia$$

$$CEA = 7307 \text{ USD} / año$$

**Tabla 4.2; Costos de la instalación de bomba eléctrica (USD)**

Bomba	1064
Transformador (10 KVA) instalado	1500
Caja de arranque	150
Tubería de conducción (250m; 42 tubos de 2" PVC)	420
Costos por instalación	300
Obras civiles (caseta y pozo de captación)	300
<b>Total Costos de Equipos e Instalación</b>	<b>3734</b>

**Figura 4.1: Bomba eléctrica**



#### 4.2.2 BOMBA CON MOTOR A GASOLINA O DIESEL

Este tipo de bombas funcionan con motor de combustión interna (figura 4.2), la capacidad de elevación de agua es limitada, por lo que debería considerarse sistemas en etapas. El realizar este tipo de instalaciones, encarece aun más los costos, además de que el costo del combustible es un factor considerable y en este caso se tiene problemas de contaminación ambiental.

##### **Ventajas:**

- Liviana y portátil
- Larga vida y durabilidad
- Fácil mantenimiento y uso prolongado
- Sello de bomba para larga vida
- Marco metálico para máxima protección y fácil manejo.

##### **Desventajas:**

- La principal desventaja de estas bombas es la altura de elevación de agua, siendo la máxima de 30 metros, por lo que para este proyecto se tendría que poner bombas en serie.
- Elevado consumo de combustible, lo cual encarece los costos.
- Contaminación ambiental elevada, debido a que la potencia generada es mediante un motor de combustión interna.

Por tener como limitante principal la altura de elevación del agua, este tipo de sistemas se excluyen como alternativa en la solución del problema planteado.

**Figura 4.2: Bomba con motor a gasolina o diesel**



#### **4.2.3 SISTEMA TURBINA – BOMBA**

Este es un sistema nuevo en lo que se refiere a elevación de agua. Son sistemas que tienen incorporada la turbina y la bomba de pistones (figura 4.3), por lo que son muy compactos y eficientes.

##### **Funcionamiento:**

Estos equipos aprovechan pequeñas caídas de agua y proporcionan un elevado caudal. Funcionan con caídas desde 1.5 m hasta 150 m, con un caudal que va desde 5 a 5000 lt/seg (ver anexo 5).

El conjunto es accionado por el sistema poleas – correas, que transmite la potencia a una bomba de desplazamiento positivo de 3 pistones.

Estas turbo-bombas pueden elevar un caudal de 0.27 – 27 lt/seg, con una presión de descarga que va desde 10 – 350 m.

Para la instalación de este tipo de sistemas se necesita obras civiles de sencilla construcción, además que la empresa fabricante proporciona los manuales necesarios para su correcto montaje y mantenimiento.

El impacto ambiental que causa este tipo de sistemas es mínimo, teniendo en cuenta que se construyen obras civiles sencillas y que utiliza como fuente de poder el agua que es restituida nuevamente al cause del río.

##### **Ventajas:**

- Sistema compacto y eficiente.
- Aprovechan pequeñas caídas.
- Elevan grandes caudales.
- Requiere de obras civiles de sencilla construcción.
- Fácil montaje según manuales proporcionados por la empresa.
- Impacto ambiental muy bajo.

##### **Desventajas:**

- Costo inicial elevado.
- No se cuenta con el proveedor dentro del país.
- Servicio de repuestos fuera del país.
- Tramites de importación y negociación con el exterior.

La procedencia de estos equipos es Brasileña, a través de la empresa Betta Hidroturbinas ([www.bettahidroturbinas.com.br](http://www.bettahidroturbinas.com.br)).

Para este caso se tiene cotizaciones de un equipo que cumple con las condiciones señaladas, que se muestra a continuación:

**Tabla 4.3; Sistema turbo – bomba**

Sistema	Turbina – bomba de pistones
Modelo	Betta 4065/160 FOB Santos
H carga	1.5 m
Q descarga	6 – 9.5 m <sup>3</sup> /h
Costo Sistema (USD)	4900
Costo Importación y traslado (USD)	1500
<b>Total Costos Sistema (USD)</b>	<b>6400</b>

**Figura 4.3: Sistema turbo – bomba**



#### **4.2.4 SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA**

Este sistema de bombeo esta compuesto por una rueda hidráulica y una bomba de desplazamiento positivo (bomba de pistón) (figura 4.4).

##### **Funcionamiento:**

Las características del sistemas, es que aprovecha la energía hidráulica del agua del río, para mover la rueda hidráulica que a su vez mediante un sistema de

multiplicación de velocidad por rueda – cadena, acciona la bomba de pistón que es la encargada de elevar el agua, hasta el tanque reservorio.

La información que se tiene acerca de las ruedas hidráulicas, es muy limitada, se cuenta con datos empíricos de la investigación de laboratorios hace muchos años atrás. El rendimiento de estos equipos es muy bajo, debido a que la tecnología que se utiliza para su construcción es limitada y no aprovecha toda la energía proveniente del río.

Las bombas de pistón tienen un alto rendimiento, ya que su construcción es sencilla y los elementos que se usan son de fácil acceso en el mercado.

Las obras civiles de captación son de construcción sencilla y serían las mismas que usarían para el caso de instalación del sistema turbo – bomba.

La construcción de este sistema utiliza materiales que se los consigue de manera sencilla en el medio. El montaje de los componentes del sistema debe ser en el sitio, debido al peso que tiene este equipo y para realizar balanceo y alineación.

#### **Ventajas:**

- Energía limpia y renovable.
- Restitución del agua utilizada al cause del río.
- Eleva caudales medios a grandes alturas.
- Fácil construcción y mantenimiento.
- Materiales fáciles de conseguir en el mercado.
- Montaje fácil.
- Cero costos de energía.
- Obras civiles sencillas de construir.
- Costos iniciales y de mantenimiento bajos.

#### **Desventajas:**

- Sistema de bombeo de bajo rendimiento.
- Gran peso y tamaño.
- Multiplicación de velocidad para accionar bomba de pistón.

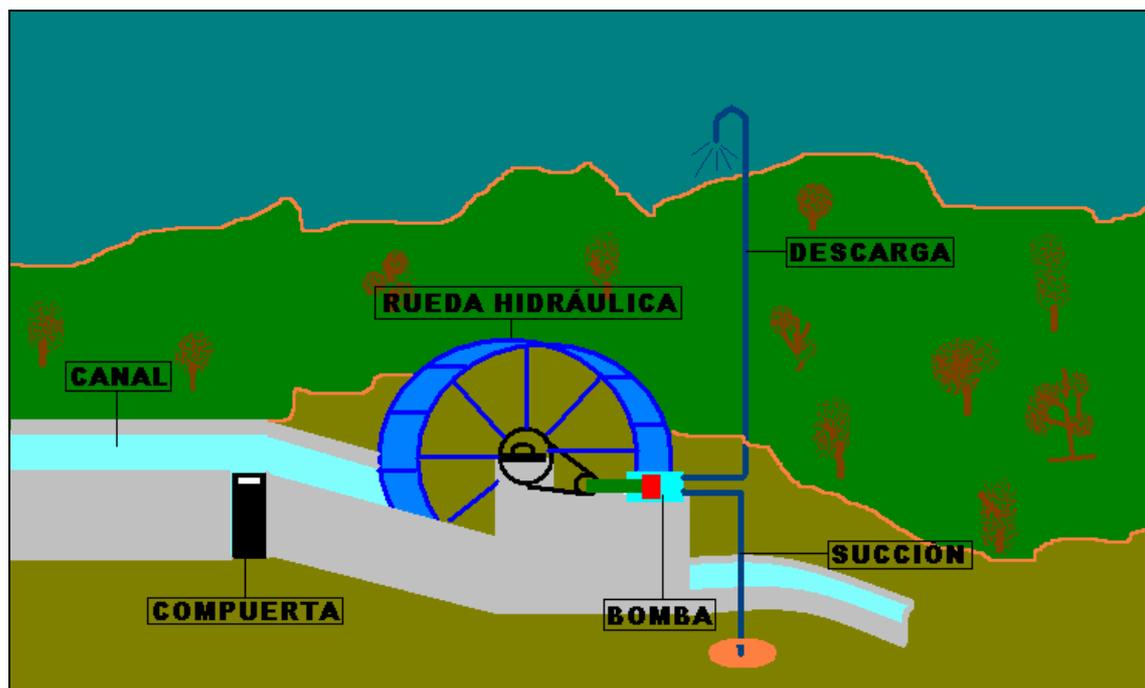
La siguiente tabla del sistema rueda hidráulica – bomba muestra los principales parámetros de trabajo del sistema, además se muestra los costos aproximados que se estima resultarían de la construcción tanto de la rueda hidráulica como de la bomba de pistón y no se incluyen los costos de obras civiles.

Estos costos luego en la parte del diseño de la alternativa serán afinados y desglosados detenidamente.

**Tabla 4.4; Sistema rueda hidráulica – bomba**

Sistema	Rueda Hidráulica – Bomba de Pistón
Altura de carga	1.5 m
Caudal de admisión	1 m <sup>3</sup> /s
Caudal de descarga	7.2 m <sup>3</sup> /h
Costo Rueda Hidráulica	2000
Costo Bomba de Pistón	700
Costo Transmisión	1000
<b>Total Costos Sistema (USD)</b>	<b>3700</b>

**Figura 4.4: Perfil sistema rueda hidráulica – bomba**



### 4.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

A continuación se hace una comparación entre los sistemas propuestos referidos a la evaluación económica – financiera (ver referencia 4.8.1, página 113).

La vida útil de la bomba eléctrica se considera de 6 años, mientras que para el sistema turbo – bomba y rueda hidráulica – bomba se considera de 20 años.

El caudal bombeado para los 3 casos es el mismo. Se debe considerar el factor de planta u operación que es del 90%.

$$Q = 7.2 \text{ m}^3/\text{h} = 63072 \text{ m}^3/\text{año}$$

$$\text{Factor de planta (Fp)} = 0.9$$

$$Q \text{ anual} = 63072 \text{ m}^3/\text{año} * 0.9 = \mathbf{56764 \text{ m}^3/\text{año}}$$

A continuación se muestra la tabla del costo anual de cada sistema de bombeo. La misma se extrajo de la tabla 4.14 de la evaluación económica – financiera.

**Tabla 4.5; Costo anual de sistemas de bombeo**

Sistema	Costo Anual Total (USD)
Bomba eléctrica	8075
Turbo – bomba	642
Rueda Hidráulica – bomba	464

Para calcular el valor del m<sup>3</sup> bombeado por cada sistema, se debe dividir el costo anual de cada sistema de bombeo para el caudal bombeado por año.

**Tabla 4.6; Costo del metro cúbico bombeado**

Sistema	CAT / Q anual	Costo metro cúbico
Bomba eléctrica	8075 / 56764	0.14 USD = 14 ctvs
Turbo – bomba	642 / 56764	0.011 USD = 1.1 ctvs
Rueda Hidráulica – bomba	464 / 56764	0.008 USD = 0.8 ctvs

De la tabla 4.6 se observa la ventaja de la instalación del sistema rueda hidráulica – bomba sobre los demás sistemas propuestos. El valor económico del proyecto es el parámetro más importante para la selección de la alternativa planteada. Los demás parámetros como facilidad de construcción, facilidad de montaje tienen una menor importancia debido a que este proyecto se justifica económicamente.

Por tanto se procede a diseñar el sistema rueda hidráulica – bomba como el proyecto con la mejor factibilidad.

## 4.4 DISEÑO DEL SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA

### 4.4.1 DISEÑO HIDRÁULICO DE LA BOMBA

Figura 4.5: Bomba de pistón



Razones para la selección de una bomba de pistón: \*

- 1) La capacidad de las bombas reciprocantes está en función de la velocidad y es más o menos independiente de la presión de descarga.
- 2) Bajo costo, tanto inicial como costo total, y es más notables los bajos costos de energía y mantenimiento.
- 3) Estas bombas cuentan con una alta eficiencia, suele ser del 70% a 92%. La pérdidas ocurren principalmente en engranes, cojinetes, empaquetaduras y válvulas.

---

\* MATAIX, Claudio; Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas; 1982; Pag. 565.

\* McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; 1989; Página 156.

- 4) Una bomba reciprocante es de desplazamiento positivo, es decir, recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. En estas bombas se logra por el movimiento alternativo de un pistón.\*
- 5) La bomba reciprocante no es cinética como la centrífuga y no requiere velocidad para producir presión, pues se pueden obtener presiones altas a velocidades bajas. En las bombas reciprocantes existen bombas de potencia y bombas de acción directa.
- 6) En la bomba de potencia se hace alternar el elemento de bombeo con una manivela o cigüeñal. Esta bomba se mueve con un propulsor con eje rotatorio, como motor eléctrico, de combustión interna o turbina.
- 7) La bomba de acción directa se impulsa con un fluido – motor por medio de presión diferencial.
- 8) Normalmente las bombas reciprocantes son autocebantes; si su diseño incluye un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad, puesto que dichas bombas manejan muy bien tanto el aire como el líquido.

#### Desventajas Bombas Reciprocantes:

- 1) Flujo a pulsaciones.
- 2) El costo inicial y de mantenimiento de las bombas reciprocantes serán mayores que para las centrífugas o las rotatorias.
- 3) La empaquetadura típica en una bomba de potencia dura menos de tres meses, o sea mucho menos que un sello mecánico en un eje rotatorio.

La mayoría de los problemas con las bombas reciprocantes se pueden evitar con la selección de bombas que trabajen a velocidades conservadoras, con diseño cuidadoso del sistema de bombeo y con métodos de mantenimiento que conserven la alineación entre el pistón y el cilindro.

#### **4.4.1.1 Selección bomba de pistón**

- Bomba de pistón, porque los elementos selladores se mueven. En las bombas de émbolo, los elementos selladores son estacionarios. El pistón debe sellar contra un cilindro o camisa dentro de la bomba.

- Se elije una bomba de potencia por tener en su extremo de impulsión en el eje propulsor rotatorio una rueda hidráulica.
- Horizontal, por ser esta la orientación de la línea de centros del elemento de bombeo o pistón.
- De acción sencilla, por tener una sola carrera de descarga por ciclo de recorrido de la biela.
- Simples, por contar con una sola biela de mando que mueve el pistón.

#### 4.4.1.2 Componentes del sistema

- Tubo de Succión (Ver referencia 2.1.1.2, página 19)

$$V_1 = 1 \text{ m/s}$$

$$Q = 2 \text{ lt/s} = 0.002 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_1}} \quad (2.2)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4(0.002 \text{ m}^3 / \text{s})}{\pi(1 \text{ m/s})}}$$

$$D_1 = 0.05 \text{ m} = 50.46 \text{ mm}$$

Se selecciona una tubería de diámetro 2" que es igual a 50.8 mm.

La conexión se selecciona de igual diámetro que el de la tubería para mayor facilidad de instalación.

- Tubo de Descarga (Ver referencia 2.1.1.3, página 19)

Aunque debe ser 3 veces menor que la velocidad máxima en la tubería de succión, para mayor seguridad se asume que la velocidad en la tubería de descarga es igual a 1 m/s.

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_2}} \quad (2.3)$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4(0.002 \text{ m}^3 / \text{s})}{\pi(1 \text{ m/s})}}$$

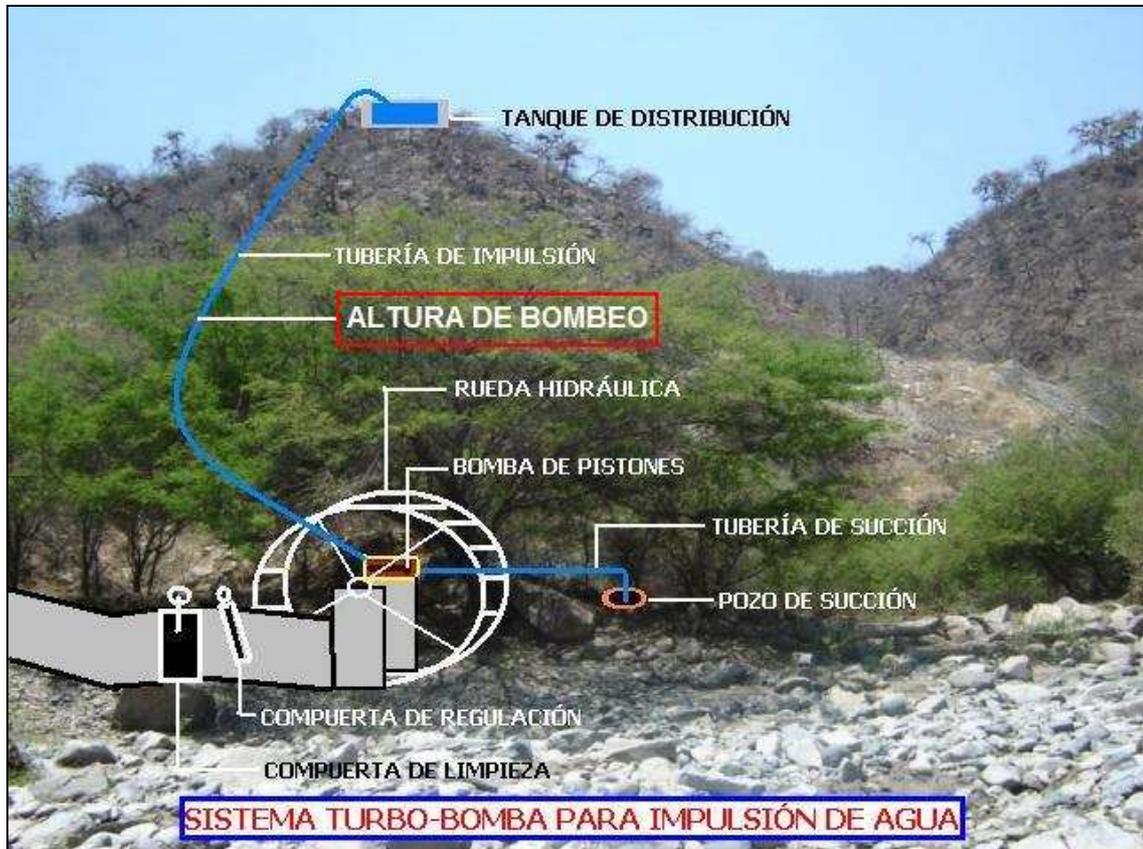
$$D_2 = 0.05 \text{ m} = 50.46 \text{ mm}$$

Igual que en la tubería de succión, se elije poner la conexión del mismo diámetro en el tubo de descarga, es decir de 2 pulgadas o 50.8 mm de diámetro, con esto

se garantiza que no existirá problemas de vibraciones ni ruidos que puedan ocasionar daños a la bomba de pistón.

#### 4.4.1.3 Altura de bombeo

Figura 4.6: Altura de bombeo



La altura física de elevación del agua es de 100 metros y 250 metros de longitud de tubería. Se elige una tubería de 2" de diámetro de PVC por dar las menores pérdidas por fricción según la "Tabla de Pérdida de Carga en Tuberías", Catálogo de Bombas; Schneider – Weg; página 22 y con  $Q = 2 \text{ lt} / \text{seg} = 7.2 \text{ m}^3 / \text{h}$  se tiene:

$$Q = 7.5 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\phi_{2"} \text{ PVC} = 2.6 / 100$$

$$H_{\text{pérdidas}} = 2.6 \times 2.5 \text{ m} = 6.5 \text{ m}$$

Las pérdidas en accesorios son bajas, además que no conocemos con exactitud las conexiones que se van a usar; Por lo tanto:

$$H_{\text{TOTAL}} = H_{\text{física}} + H_{\text{pérdidas}} + H_{\text{pérdidas menores}} \quad (2.4)$$

$$H_{\text{TOTAL}} = (100 + 6.5 + 3.5) \text{ m}$$

$$H_{\text{TOTAL}} = 110 \text{ m}$$

Esta será la altura a considerar para los cálculos posteriores en el diseño mecánico del pistón.

#### 4.4.1.4 Caudal teórico

Se necesita un caudal de 2 lt/seg para riego de 2 hectáreas (ver 3.4.1, pág. 49).

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{real}}{Q_{teórico}} \quad (2.5)$$

$$Q_t = \frac{2 \text{ lt} / \text{s}}{0.80}$$

$$Q_t = 2.5 \text{ lt} / \text{s}$$

#### 4.4.1.5 Diámetro del pistón

Figura 4.7: Diámetro del pistón



Se seleccionó un diámetro de 4.5 pulgadas o 114.3 mm debido a que es la máxima medida que se tiene en empaques en el mercado de fácil acceso; el espesor de pared es de 5 mm.

El área que tenemos en el cilindro es:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.6)$$

$$A = \frac{\pi \times (0.1143m)^2}{4}$$

$$A = 0.01026 m^2$$

#### 4.4.1.6 Carrera del pistón

Se elige una carrera  $s = 25$  cm que será la recorrerá el pistón dentro del cilindro.

Con esta carrera se tiene un radio del muñón o codo del cigüeñal de 12.5 cm.

$R = \text{radio del muñón}$

$$R = \frac{S}{2} \quad (2.7)$$

$$R = \frac{25 \text{ cm}}{2} = 12.5 \text{ cm}$$

Figura 4.8: Carrera del pistón



#### 4.4.1.7 Longitud de la biela

$\lambda$ : relación radio del muñón / longitud de la biela

$$\lambda = 0.25$$

$$L = \frac{R}{\lambda} \quad (2.8)$$

$$L = \frac{12.5 \text{ cm}}{0.25}$$

$$L = 50 \text{ cm}$$

#### 4.4.1.8 Volumen desplazado

El desplazamiento o volumen desplazado en una revolución por el pistón es:

$$V = A \times S \quad (2.9)$$

$$V = 102.60 \text{ cm}^2 \times 25 \text{ cm}$$

$$V = 2565.20 \text{ cm}^3$$

#### 4.4.1.9 Caudal bombeado

Es el caudal expulsado por la tubería de descarga de la bomba de pistón.

Figura 4.9: Caudal bombeado



$$Q = V \times G \quad (2.10)$$

$G$ : número de golpes del pistón / minuto

$$Q = 2565.20 \text{ cm}^3 \times 60 \text{ golpes / minuto}$$

$$Q = 153912.40 \text{ cm}^3 / \text{minuto}$$

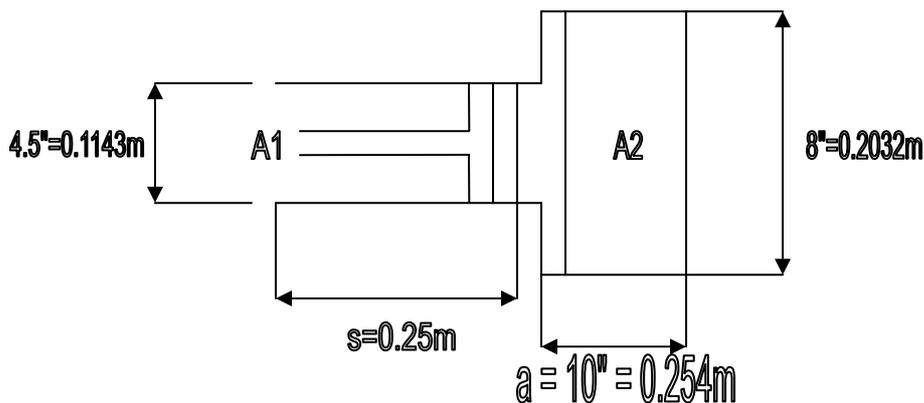
$$Q = 2.565 \text{ lt / seg}$$

#### 4.4.1.10 Volumen de despejo (volumen muerto)

El volumen de despejo o libre de la cámara de bombeo en la bomba recíproca es el volumen en ella cuando el pistón está al final de su carrera de descarga.

Esta relación  $c/d$  en bombas recíprocas debe estar de 2 a 4 (200% a 400%).

La relación  $c/d$  también es la capacidad de autocebado o de eliminación de gases de la bomba recíproca, si se llena de gas (dibujo no a escala).



$$\frac{c}{d} = \frac{A_2 \times a}{A_1 \times s} \quad (2.11)$$

$$\frac{c}{d} = \frac{0.03243 \text{ m}^2 \times 0.254 \text{ m}}{0.01026 \text{ m}^2 \times 0.25 \text{ m}}$$

$$\frac{c}{d} = 3.21$$

Con lo cual se comprueba que la relación está dentro del margen recomendado de 2 a 4, para bombas recíprocas.

#### 4.4.1.11 Caudal Instantáneo

La máxima velocidad instantánea en la tubería es:

$$V = \frac{2\pi RN}{60} \times \frac{D^2}{d^2} \quad (2.12)$$

$$V = \frac{2\pi(0.125\text{ m})(60\text{ RPM})}{60} \times \frac{(0.1143\text{ m})^2}{(0.0508)^2}$$

$$V = 3.976\text{ m/s}$$

Esta velocidad máxima es  $\pi$  veces mayor que la velocidad promedio.

Por lo tanto el caudal instantáneo es:

$$Q = \frac{A \times S \times N}{60} \quad (2.12a)$$

$$Q = \frac{(0.01026\text{ m}^2) \times (0.25\text{ m}) \times (60\text{ rpm})}{60\text{ rpm}}$$

$$Q = 0.00256\text{ m}^3 / \text{seg} = 2.56\text{ lt} / \text{seg}$$

#### 4.4.1.12 Presión de inercia en las tuberías de succión y descarga

Para nuestro caso se tiene:

$$N = 60\text{ RPM}$$

$$\phi_{\text{pistón}} = 4.5'' = 0.1143\text{ m}$$

$$S = 0.25\text{ m}$$

$$L_{\text{biela}} = 0.50\text{ m}$$

$$\phi_{\text{tubería de succión}} = 2'' = 0.0508\text{ m}$$

$$L_{\text{tubería de succión}} = 2\text{ m}$$

$$Pi = K \times L \times R \times N^2 \times \cos \theta \times \frac{D^2}{d^2} \quad (2.13)$$

$$Pi = 0.000112 \times (2\text{ m}) \times (0.125\text{ m}) \times (60)^2 \times (4.5/2)^2$$

$$Pi = 0.5103\text{ Kg/cm}^2 = 7.25\text{ psi}$$

Se corrige este valor por el efecto que tiene la biela sobre la presión de inercia:

$$Pi = 0.5103 \times (1 + (1/n))$$

$$Pi = 0.5103 \times (1 + (0.125/0.5))$$

$$Pi = 0.638\text{ Kg/cm}^2 = 9.07\text{ psi}$$

#### 4.4.1.13 Potencia generada

La potencia generada, asumiendo un valor de rendimiento del sistema del 25% es la siguiente (ver referencia 4.7.4.3 y anexo 3).

$$P_g = \frac{9.81 \times Q \times H}{\eta} \text{ (KW)}$$

$$P_g = \frac{9.81 \times 0.002(m^3 / s) \times 110(m)}{0.25}$$

$$P_g = 8.6 \text{ (KW)}$$

#### 4.4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA BOMBA

Aquí se hará el diseño de los diferentes componentes de la bomba de pistón, comprobando que se tenga la resistencia necesaria y se obtenga un factor de seguridad aceptable. La bomba de pistón consta de cilindro, pistón y biela.

##### 4.4.2.1 Diseño del cilindro

Se selecciona como cilindro una barra perforada de acero SAE 1024 de 132 x 106 mm. ( $S_y = 8600 \text{ Kg/cm}^2$ );  $d_i = 106 \text{ mm}$ ; Como se necesita 114.3 mm de diámetro se debe rectificar la barra hasta esta medida, por tanto el espesor de pared es:

$$t = \frac{132 - 114}{2}$$

$$t = 9 \text{ mm}$$

Tipo de pared del cilindro:

$$\frac{t}{r} \leq \frac{1}{10} \tag{2.14}$$

$$\frac{9}{(106/2)} = 0.17$$

Se considera cilindro de pared gruesa.

Ahora se calcula los esfuerzos radiales y tangenciales:

$$\sigma_r = \frac{P \times r}{t} \tag{2.15}$$

$$\sigma_r = \frac{(11 \text{ kg/cm}^2) \times (10.6/2 \text{ cm})}{0.9 \text{ cm}} = 64.77 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_t = \frac{P \times r}{2t} \tag{2.16}$$

$$\sigma_t = \frac{(11 \text{ kg/cm}^2) \times (10.6/2 \text{ cm})}{2 \times 0.9 \text{ m}} = 32.38 \text{ Kg/cm}^2$$

Factor de seguridad por carga estática:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_r} \quad (2.17)$$

$$F_s = \frac{8600 \text{ kg/cm}^2}{64.77 \text{ kg/cm}^2}$$

$$F_s = 132$$

Este factor de seguridad es muy elevado, pero se debe a que se tiene un espesor de pared del cilindro bastante grande, esto debido a la disponibilidad de encontrar en el mercado la barra perforada a las medidas requeridas.

#### 4.4.2.2 Fuerza en el pistón

$$\text{Altura de bombeo} = 110 \text{ m} = 157.14 \text{ psi} = 11 \text{ kg/cm}^2$$

La fuerza máxima será cuando  $p = 11 \text{ kg/cm}^2$ .

$$F = p_{\max} \times A_{\text{cilindro}} \quad (2.18)$$

$$F = (11 \text{ kg/cm}^2) \times \left( \frac{\pi \times (11.43 \text{ cm})^2}{4} \right)$$

$$F = 1130 \text{ Kg} = 2486 \text{ lb}$$

#### 4.4.2.3 Diseño de la biela

Se elige un acero de transmisión y se asume un diámetro igual a 1 pulgada o 25.4 mm, para obtener el factor de seguridad.

$$S_{yt} = 43.77 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = 65.80 \text{ Kpsi}$$

La biela se encuentra trabajando a compresión (elemento de esfuerzos solo a compresión).

Como es material dúctil:  $S_{yt} = S_{yc}$

Diseño Estático:

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

$$F_s = \frac{S_{yc}}{\sigma_x} \quad (2.20)$$

$$\frac{4 \times F}{\pi \times d^2} = \frac{S_{yc}}{F_s}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F \times F_s}{\pi \times S_{yc}}}$$

$$F_s = \frac{(1 \text{ pulg})^2 \times (43770 \text{ lb/pulg}^2) \times (\pi)}{4 \times (2486 \text{ lb})}$$

$$F_s = 13.8$$

Diseño a Fatiga:

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e \quad (2.21)$$

$$S_{ut} = S_{uc} = 65.8 \text{ Kpsi}$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 1; \quad R = 50\%$$

$$K_a = 0.82; \quad \text{Fig. 7.10 Shigley}$$

$$K_e = 0.72; \quad r = 3 \text{ mm}$$

$$S_e = (39.86 \text{ Kpsi}) \times (0.82) \times (0.72)$$

$$S_e = 23.53 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = S_{uc} = 65.8 \text{ Kpsi}$$

$$S_e' = 19.2 + 0.314 S_{uc}; \quad S_{uc} \geq 60 \text{ Kpsi} \quad (2.22)$$

$$S_e' = 19.2 + 0.314(65.8) \text{ Kpsi}$$

$$S_e' = 39.86 \text{ Kpsi}$$

$$S_a = \frac{S_e}{1 + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad (2.23)$$

$$S_a = \frac{23.53}{1 + \frac{23.53}{65.80}} = 17.33 \text{ Kpsi}$$

Se selecciona un eje con un diámetro de 1" o 25.4 mm, el factor de seguridad que se tiene es:

$$F_s = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (2.24)$$

$$F_s = \frac{d^2 \times S_a \times \pi}{4 \times F} = \sqrt{\frac{(1 \text{ pulg})^2 \times (17330 \text{ lb/pulg}^2) \times (\pi)}{4 \times (2486 \text{ lb})}}$$

$$F_s = 5.4$$

Este valor del factor de seguridad se considera aceptable debido a que al elegir un diámetro menor los costos varían muy poco, con lo cual además se garantiza una mayor seguridad del elemento mecánico.

#### 4.4.3 DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

La rueda hidráulica es el elemento generador de potencia para la bomba de pistón. La misma deberá contar con la resistencia suficiente para resistir la fuerza del agua y la abrasión de la misma.

La rueda se construirá completamente metálica con lámina metálica gruesa para formar las llantas, las paletas y la corona, y hierro ángulo para los rayos y tirantes, estando los cubos hechos con plancha de acero. Las costuras deben ir soldadas en vez de remachadas.

Figura 4.10: Rueda hidráulica



##### 4.4.3.1 Selección de la rueda hidráulica

Antes de anotar las razones para la selección de una rueda hidráulica se debe destacar que éste tipo de maquinaria sólo son empleadas para pequeños disneveles (hasta 12 metros), aunque con cualquier caudal. Por lo tanto también se pueden emplear turbinas del tipo hélice y kaplan en las condiciones de operación de la rueda hidráulica.

### *Razones para la selección de la rueda hidráulica de admisión inferior de paletas planas*

- Se selecciona una rueda hidráulica de admisión inferior porque esta se mueve exclusivamente por la fuerza viva del agua, por lo cual el agua corre antes de golpear la rueda por un conducto estrecho que transforma la energía potencial en energía cinética.
- Éste tipo de ruedas hidráulicas son de fácil construcción (a pie de obra generalmente), mientras que las ruedas de paletas con inclinación de los álabes requieren un estudio mediante el triángulo de velocidades y los procesos de construcción se debe hacer en talleres calificados.
- Los materiales de las ruedas hidráulicas para su construcción (madera y hierro principalmente), se pueden encontrar con facilidad en el mercado, no así para las turbinas (construidas de acero o bronce), necesitan de la importación de estos materiales (si es que fuera posible concretar su construcción en nuestro medio, cosa que aún no ha podido realizarse de manera satisfactoria).
- El sistema de admisión para las ruedas hidráulicas tan solo necesita del aporte de un canal de buena construcción, mientras en las turbinas, una caja directriz esta encargada de proporcionar las condiciones de entrada al rodete.
- A la salida del agua en las ruedas hidráulicas, las condiciones no tienen ningún grado de complejidad lo que dá una pérdida muy pequeña de salto. En las turbinas se debe disponer de un tubo de aspiración cuidadosamente diseñado para evitar factores desfavorables en el rodete (presiones no permitidas), lo que da como consecuencia pérdidas considerables de salto a menos que sea de construcción "sumergible" pero con la correspondiente complejidad del sistema.
- Las ruedas hidráulicas son insensibles a los cuerpos extraños (como materiales arenosos arrastrados por el agua), no así las turbinas, que en ningún momento permiten la entrada de estos cuerpos porque se verían notablemente perjudicadas en su rendimiento y su duración.
- En las ruedas hidráulicas, no es de ninguna complejidad el cambio de una pieza por avería (por ejemplo un álabe), no así en las turbinas que prácticamente es necesario desmontar todo el sistema para hacerlo.
- Aunque es necesario el mantenimiento de las ruedas hidráulicas (lubricación de cojinetes), no es digno de tomarse en cuenta con respecto al que requieren las

turbinas, complejo y delicado en cada pieza, si se quiere conservar en buen estado y en las mejores condiciones de funcionamiento.

- Operación de las ruedas hidráulicas sumamente sencilla (vasta suministrar el caudal), mientras en las turbinas el cuidado en operar es minucioso y delicado.
- Montar una rueda hidráulica requiere del conocimiento de limitados recursos de nivelación y topografía; las turbinas, para su instalación necesitan del aporte de altos conocimientos técnicos.
- Como consecuencia lógica de los factores antes anotados, las ruedas hidráulicas resultan más económicas que las turbinas, sea por el costo de materiales, sea por el costo de mano de obra o por los procesos de construcción y mantenimiento. Este factor, desde luego, se considera el más importante dentro de un proyecto.

El presente proyecto de titulación no tiene como objetivo el realizar una investigación de los diferentes tipos de ruedas hidráulicas, sino más bien se basa en la experiencia realizada en anteriores tesis de grado (Ramiro Córdova López, 1977) y en experiencias empíricas realizadas por laboratorios especializados (Monson O.W, Overshot and Current Water Wheels, 1942).

Para seleccionar el número de álabes que es de 24 también ésta tesis se basa en experiencias pasadas (Ramiro Córdova López, 1977) donde se determinó un mejor rendimiento que en la rueda hidráulica de 18 álabes.

Las dimensiones más importantes de la rueda corresponden al diámetro de la misma, número de álabes o paletas, ancho de la rueda, altura de carga, caudal de trabajo.

Las dimensiones que se imponen son las siguientes:

$$\phi_{rueda} = 3 \text{ m}$$

$$a_{rueda} = 1.25 \text{ m}$$

$$\text{Número de álabes} = 24$$

$$H_{carga} = 1.5 \text{ m}$$

$$Q = 1 \text{ m}^3 / \text{s}$$

#### 4.4.3.2 Velocidad tangencial de la rueda

Para calcular la velocidad tangencial de la rueda, se hace uso del coeficiente de velocidad, determinado en las pruebas del prototipo construido (ver referencia 4.7.4.3, página 110).

$\Phi$  : coeficiente de velocidad = 0.48

$$\phi = \frac{V_{rueda}}{V_{agua}} \quad (2.25)$$

$$V_{agua} = \sqrt{2 \times g \times H} \quad (2.26)$$

$$V_{agua} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 1.5} \text{ m/s}$$

$$V_{agua} = 5.43 \text{ m/s}$$

$$V_{rueda} = V_{agua} \times \phi \quad (2.27)$$

$$V_{rueda} = (5.43 \text{ m/s}) \times (0.48)$$

$$V_{rueda} = 2.60 \text{ m/s}$$

#### 4.4.3.3 Velocidad angular de la rueda

$$N = \frac{V_{rueda}}{r_{rueda}} \times \frac{60}{2\pi} \text{ (RPM)} \quad (2.28)$$

$$N = \frac{2.60 \text{ m/s}}{1.5 \text{ m}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}}$$

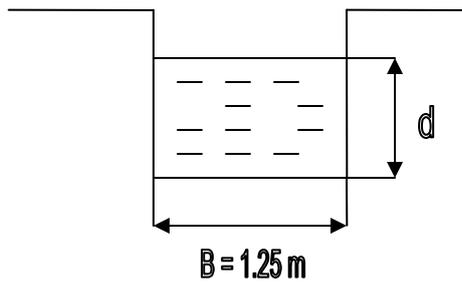
$$N = 16.6 \text{ RPM}$$

Este es el número de vueltas por minuto con que girará la rueda hidráulica.

#### 4.4.3.4 Canal de admisión

- Radio hidráulico ( $r$ )

Se tiene el canal de sección rectangular, con una plantilla de ancho B y un tirante d. La parte del contorno que está en contacto con el líquido recibe el nombre perímetro mojado ( $p_m$ ).



$$p_m = B + 2d \quad (2.29)$$

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{1 \text{ m}^3 / \text{s}}{5.43 \text{ m} / \text{s}} = 0.184 \text{ m}^2$$

$$d = \frac{A}{B} = \frac{0.184 \text{ m}^2}{1.25 \text{ m}}$$

$$d = 0.15 \text{ m} = 15 \text{ cm}$$

$$p_m = B + 2d$$

$$p_m = (1.25 \text{ m}) + (2 \times 0.15 \text{ m})$$

$$p_m = 1.55 \text{ m}$$

$$\text{Radio hidráulico: } r = \frac{A}{p_m} \quad (2.30)$$

$$r = \frac{(1.25 \times 0.104) \text{ m}^2}{1.55 \text{ m}}$$

$$r = 0.15 \text{ m}$$

A continuaci3n se utiliza la f3rmula de Bazin, en donde se usa el coeficiente de Bazin (C) para la f3rmula de Chezy.

$$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{r}}} \quad (2.31)$$

$\gamma$ : rugosidad de las paredes

Para nuestro caso las paredes deben de ser cemento pulido.

$$\gamma = 0.06 \quad (\text{página 182; Hidráulica; Samuel Trueba Coronel})$$

La f3rmula de Chezy para el cálculo de la velocidad en el sistema métrico es la siguiente:

$$v_{chezy} = \frac{87 \times \sqrt{r \times s'}}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{r}}} \quad (2.32)$$

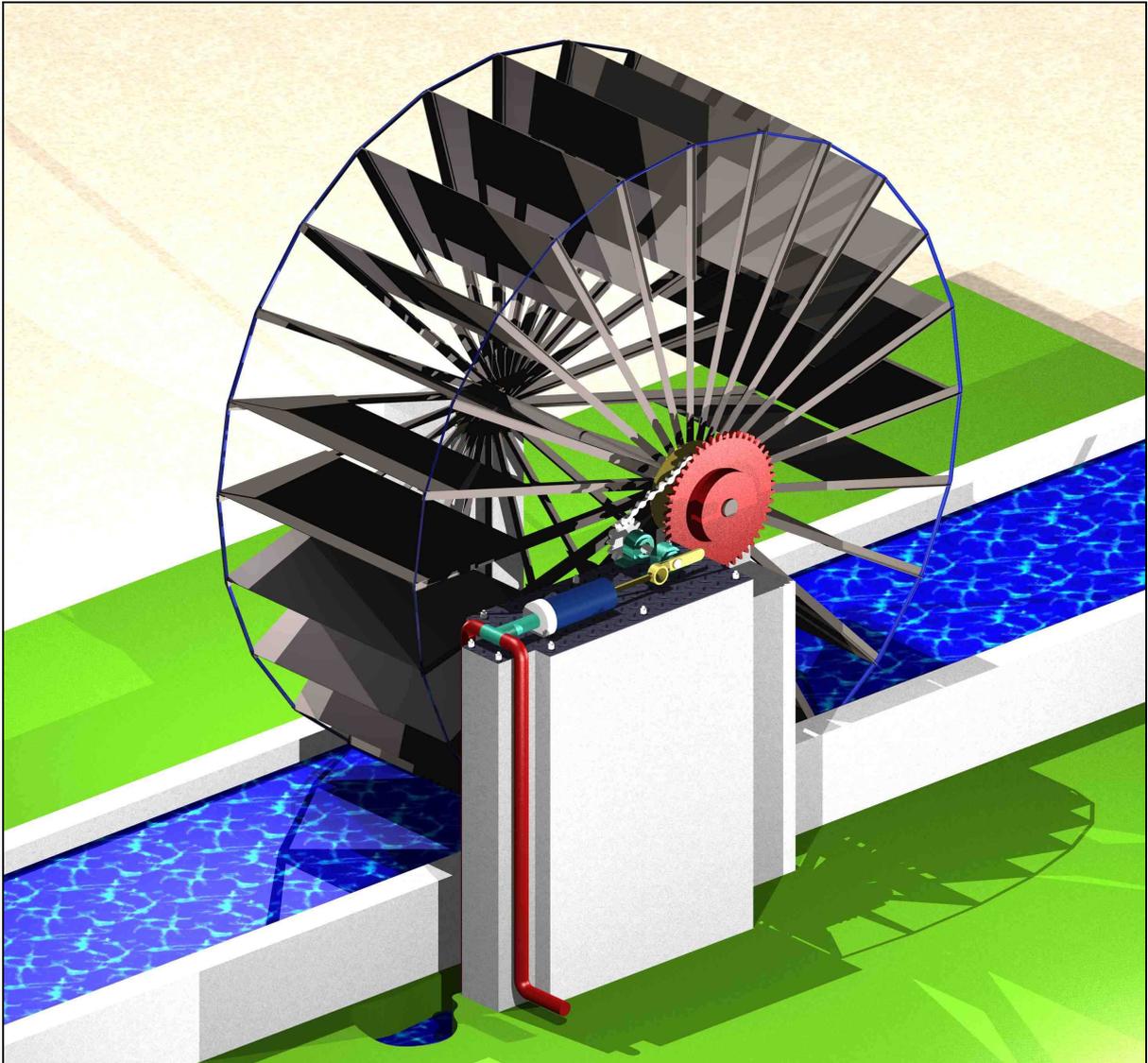
Donde  $s$  es la pendiente hidráulica que se quiere encontrar.

$$5.43 = \frac{87 \times \sqrt{0.15 \times s'}}{1 + \frac{0.06}{\sqrt{0.15}}}$$

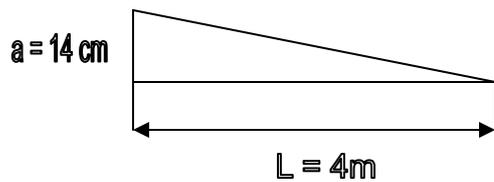
$$s' = 0.035$$

$$s' = 3.5 \%$$

**Figura 4.11: Rueda hidráulica con canal de admisión**



El canal se construirá de 4 m de longitud, con una pendiente de 3.5% lo que equivale a 14 cm de desnivel.



#### 4.4.3.5 Fuerza del agua

El agua golpeará los álabes de la rueda hidráulica como si está fuera una compuerta en donde soporta la fuerza directamente y estos serán los encargados de resistir dicha fuerza.

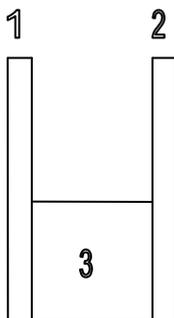
$$F = P \times A \quad (2.33)$$

$$F = (1.5 \text{ mca}) \times (0.184 \text{ m}^2) \times \left( \frac{1 \text{ Kgf}}{10 \text{ mca}} \right) \times \left( \frac{100^2 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} \right)$$

$$F = 277 \text{ kgf}$$

#### 4.4.3.6 Diseño de álabes de rueda hidráulica

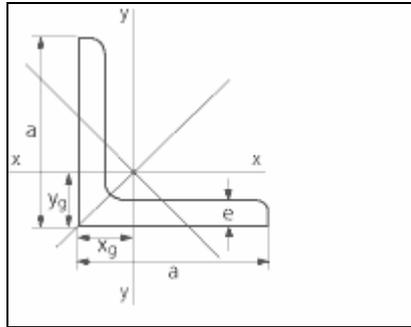
Se hace un estudio de tensiones, cuando los álabes están en posición vertical que es la situación crítica. Cuando los álabes están en la posición horizontal, el momento flector debido al peso de los mismos es despreciable.



**1, 2:** Perfil de alas iguales  $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ ”

**3:** Plancha de tol negro laminado en frío

**Figura 4.12: Perfil de alas iguales**



#### 4.4.3.6.1 Comprobación por estabilidad

$$\lambda = \frac{L}{r_{\min}} \quad (2.34)$$

$$\lambda = \frac{51.18''}{0.391''}$$

$$\lambda = 130.9 \leq 200$$

Por tanto el diseño se hace por resistencia.

#### 4.4.3.6.2 Peso de los perfiles 1½ x 1½ x 3/16 ”

El peso del perfil es:

$$P = 1.80 \text{ lb / pie}$$

La longitud de los perfiles es:

$$L = 1300 \text{ mm} = 4.26 \text{ pie}$$

Por lo tanto el peso de cada perfil es:

$$P = 1.8 \times 4.26$$

$$P = 7.67 \text{ lb}$$

$$P = 3.5 \text{ Kg}$$

Entonces el peso de 2 perfiles que se necesita para formar cada álabes es:

$$P = 7 \text{ Kg}$$

#### 4.4.3.6.3 Peso de plancha de tol negro

$$P = 7.85 \times L \times W \times T \text{ (Kg / pedazo)} \quad (2.35)$$

L(m): largo de la plancha

W(m): ancho de la plancha

T(mm): espesor de la plancha

$$P = 7.85 \times 0.2 \times 1.2 \times 3$$

$$P = 5.6 \text{ Kg / pedazo}$$

#### 4.4.3.6.4 Peso de los tirantes (platinas)

$$P = \frac{7.85 \times W \times T}{1000} \text{ (Kg / m)}$$

W(m): ancho de la plancha

T(mm): espesor de la plancha

$$P = \frac{7.85 \times 50.8 \times 6.35}{1000}$$

$$P = 2.5 \text{ (Kg / m)}$$

Los tirantes serán los elementos que reforzaran la rueda hidráulica, es decir unirán cada álabe entre si formando el contorno de la rueda hidráulica. Además se pondrá platinas de refuerzo a lo largo de las planchas de acero por los dos lados de la misma.

Por lo tanto el peso total de las platinas a utilizar es:

$$P = 77 \text{ m} \times 2.5 \text{ Kg / m}$$

$$P = 193 \text{ Kg}$$

#### 4.4.3.6.5 Peso de rueda hidráulica

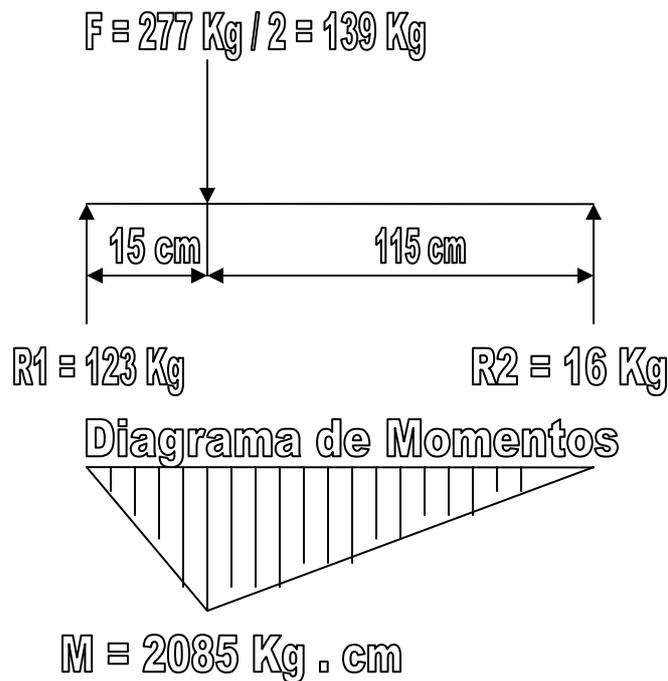
La rueda hidráulica esta conformada por un total de 24 álabes, por lo que el peso de la misma es:

$$P = 24(7 + 5.6) + 193 \text{ (Kg)}$$

$$P = 495 \text{ Kg}$$

#### 4.4.3.6.6 Cálculo de esfuerzos de los perfiles de alas iguales

Para formar cada álabe de la rueda hidráulica se necesita dos perfiles de alas iguales de  $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ ". Para calcular el factor de seguridad con que se trabaja este elemento vamos a suponer que se trata de una viga con apoyos a los extremos y con una carga concentrada de 277 Kg que sería la situación más crítica de diseño.



$$R1 = \frac{139 \times 115}{130}$$

$$R1 = 123 \text{ Kg}$$

$$R2 = \frac{139 \times 15}{130}$$

$$R2 = 16 \text{ Kg}$$

Para el perfil  $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$  " el valor de z es 0.104 pulg<sup>3</sup> o 1.7 cm<sup>3</sup>.

Por lo tanto el esfuerzo que se tiene es:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{2085 \text{ Kg} \times \text{cm}}{1.7 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma = 1223 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

El perfil de alas iguales tiene una resistencia  $S_y = 36 \text{ Kpsi} = 2536 \text{ Kg/cm}^2$ .

Por lo tanto el factor de seguridad del perfil es:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2536 \text{ Kg} / \text{cm}^2}{1223 \text{ Kg} / \text{cm}^2}$$

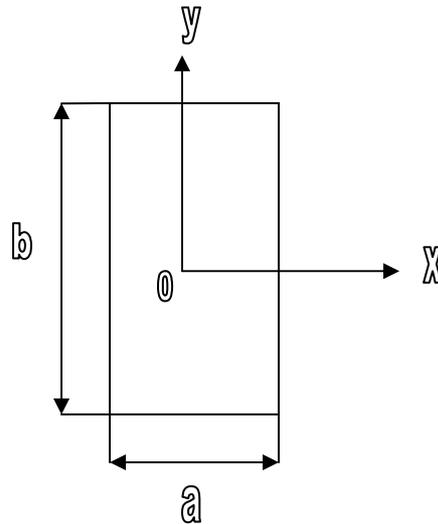
$$F_s = 2.1$$

Por lo tanto se comprueba que el perfil seleccionado es el correcto, puesto que escoger uno de menores dimensiones no daría un factor de seguridad satisfactorio.

(Ver anexo 7, comprobación SAP2000).

#### 4.4.3.6.7 Cálculo de esfuerzos en la plancha de acero

Para calcular el factor de seguridad de la plancha de acero que será el elemento donde golpeará directamente el agua, se hace uso del estudio de flexión en placas rectangulares expuesto en el libro “Resistencia de Materiales del autor V.I FEODOSIEV, Editorial Mir, Moscú, página 333 y 334”.



Para este caso se tiene los siguientes valores:

$$a = 200 \text{ mm}$$

$$b = 1200 \text{ mm}$$

En el caso de la placa empotrada en los cuatro lados y sometida a una carga uniformemente distribuida “ $p$ ” se tiene que el momento flector máximo referido a la unidad de longitud de la sección surge en los centros de los lados mayores, es decir cuando  $x = \pm a/2$  e  $y = 0$ .

$$M_x \text{máx} = \beta_1 \times p \times a^2$$

El valor de  $\beta_1$  es un coeficiente que se lo encuentra en la tabla 8, del resultado de dividir el valor  $b/a$ , página 334 del libro Resistencia de Materiales del autor V.I FEODOSIEV,

Entonces el momento flector máximo que se tiene es:

$$M_x \text{máx} = (0.0838) \times (277 \text{ Kg / cm}) \times (20 \text{ cm})^2$$

$$M_x \text{máx} = 9285 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

Para hallar el esfuerzo máximo que se tiene se debe calcular el modulo de sección que para el caso de una sección rectangular es:

$$Z = \frac{b \times h^2}{6} = \frac{(20 \text{ cm}) \times (120 \text{ cm})^2}{6}$$

$$Z = 48000 \text{ cm}^3$$

Ahora el esfuerzo máximo es:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{9285 \text{ Kg} \times \text{cm}}{48000 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma = 0.2 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

Este es el esfuerzo máximo a que estará sometido el álabe, ya que el esfuerzo mínimo se da cuando el álabe se encuentra en la parte superior donde se ve afectado por su propio peso.

Por lo tanto el álabe trabaja a fatiga y el esfuerzo admisible es igual a la mitad del esfuerzo máximo.

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma}{2} \tag{2.39}$$

$$\sigma_a = 0.1 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$m = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 1$$

Puesto que el agua golpeará en la plancha de tol negro, se debe calcular el factor de seguridad, mediante las resistencias a la fluencia y mecánica respectivamente:

$$S_y = 2535 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$S_{ut} = 3018 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

El cálculo por fatiga es el siguiente:

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e K_f \tag{2.40}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$K_a = 0.85$$

$$K_b = K_d = K_e = K_f = 1$$

$$K_c = 0.897$$

$$S_e = 1150.54 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$S_a = \frac{1}{\frac{1}{S_e} + \frac{1}{m S_{ut}}}$$

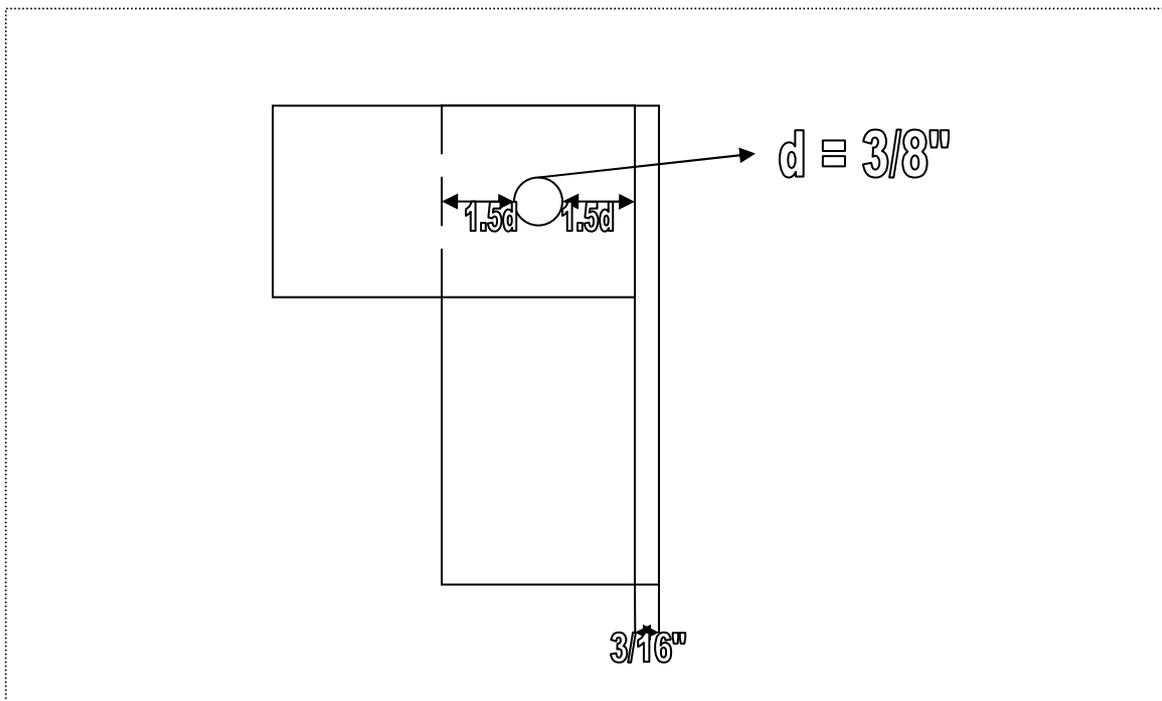
$$S_a = 833 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

Con lo cual se tendría un factor de seguridad demasiado elevado, debido a que el esfuerzo que se tiene es mucho menor que la resistencia que dá el material.

El sobredimensionamiento del espesor de los álabes se justifica debido a la vida útil del equipo y a que en el sitio de funcionamiento del mismo se tienen condiciones de corrosión y erosión, motivo por el cual no se puede adoptar espesores más pequeños del material.

(Ver anexo 7, comprobación SAP2000).

#### 4.4.3.6.8 Cálculo de pernos de sujeción entre perfil de alas iguales y plancha de acero



Puesto que la fuerza que actúa entre el perfil y la plancha es de  $R1 = 123 \text{ Kg}$  (ver referencia 4.4.3.6.6) el mayor esfuerzo de aplastamiento se deberá a la presión del perno contra el alma del perfil. El área de aplastamiento es:

$$A = t \times d = (3/16") \times (3/8") = 0.454 \text{ cm}^2$$

Así el esfuerzo de aplastamiento será:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{123 \text{ Kg}}{0.454 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma = 271 \text{ Kg/cm}^2$$

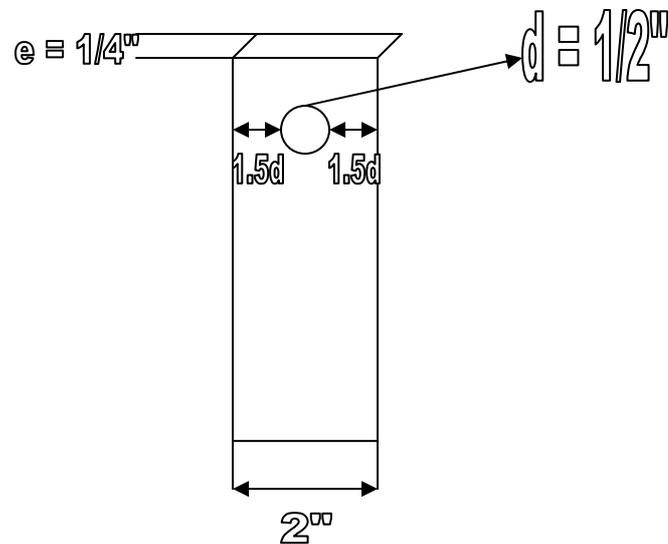
Se utiliza pernos de 3/8" de diámetro, con una resistencia de:

$Sy = 36 \text{ Kpsi} = 2536 \text{ Kg/cm}^2$ , por tanto el factor de seguridad de la unión es:

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma} = \frac{2536}{271}$$

$$Fs = 9.3$$

#### 4.4.3.6.9 Cálculo de pernos de sujeción entre perfil de alas iguales y platina (tirante)



Puesto que la fuerza que actúa entre el perfil y la plancha es de  $R1 = 123 \text{ Kg}$  (ver referencia 4.4.3.6.6) el mayor esfuerzo de aplastamiento se deberá a la presión del perno contra el alma del perfil. El área de aplastamiento es:

$$A = t \times d = (1/4") \times (1/2") = 0.80 \text{ cm}^2$$

Así el esfuerzo de aplastamiento será:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{123 \text{ Kg}}{0.80 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma = 154 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

Se utiliza pernos de  $1/2"$  de diámetro, con una resistencia de:

$Sy = 36 \text{ Kpsi} = 2536 \text{ Kg/cm}^2$ , por tanto el factor de seguridad de la unión es:

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma} = \frac{2536}{154}$$

$$Fs = 16$$

Este perno también se encuentra sometido a una carga de corte máxima. El perno tenderá a cortarse por su diámetro. Por lo tanto el área del esfuerzo cortante es:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times (1.27 \text{ cm})^2}{4} = 1.26 \text{ cm}^2$$

De modo que el esfuerzo de corte es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{123 \text{ Kg}}{1.26 \text{ cm}^2}$$

$$\tau = 97 \text{ Kg/cm}^2$$

Se utiliza pernos de 1/2" de diámetro, con una resistencia de:

$S_y = 36 \text{ Kpsi} = 2536 \text{ Kg/cm}^2$ , por tanto el factor de seguridad de la unión es:

$$S_{sy} = 0.577 \times S_y = 1463 \text{ Kg/cm}^2$$

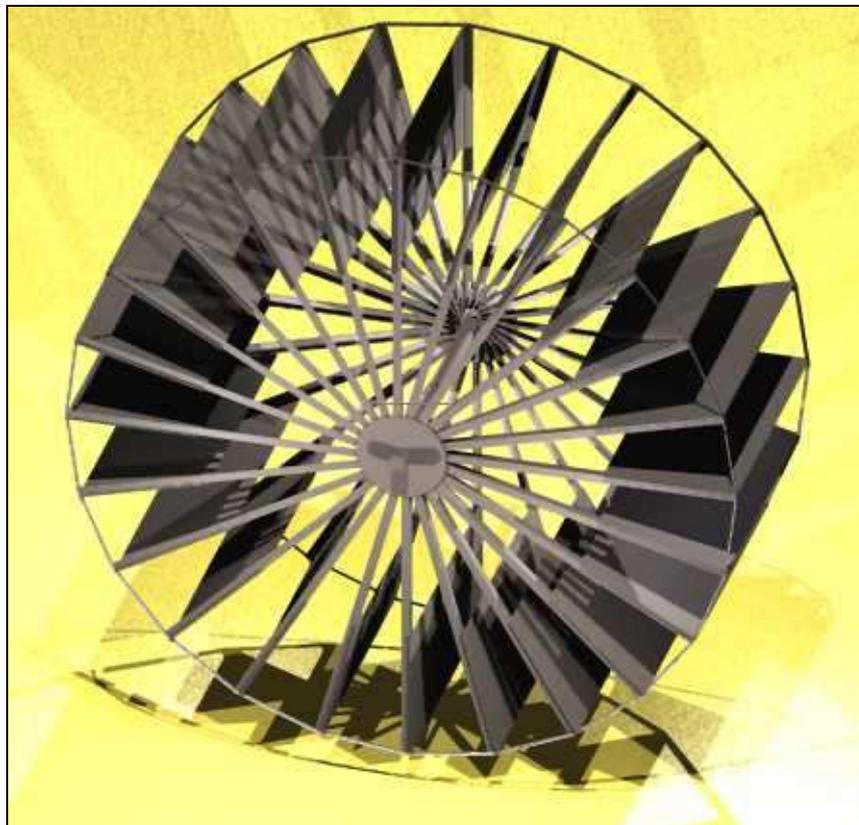
$$F_s = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{1463}{97}$$

$$F_s = 15$$

#### 4.4.3.6.10 Comprobación de la rueda hidráulica mediante SAP2000 (Ver Anexo 7)

Para la comprobación de la resistencia de la rueda hidráulica se utiliza el software SAP2000. Éste programa es una herramienta que permite crear, modificar un modelo estructural, además, éste programa permite realizar el análisis, la verificación y optimización del diseño, la formulación de este programa se basa en las técnicas de elementos finitos y soluciones numéricas.

Con esta breve introducción del SAP2000, se pasa a graficar la estructura definitiva de nuestra rueda hidráulica, las propiedades, materiales y condiciones de trabajo a las que estará sometida la estructura.



El diámetro de la rueda hidráulica es de 3 metros y estará conformada por 2 perfiles de alas iguales unidos mediante una plancha de tol negro de 1.2 metros que será el área donde golpeará el agua.

La estructura está diseñada para soportar la fuerza del agua igual a 277 Kg que equivale a la carga neta del agua.

En el anexo 7 se muestran las tablas y diagramas extraídos del programa SAP2000, con lo cual se puede ver el análisis realizado a la estructura.

#### 4.4.3.7 Transmisión

Se usa una transmisión con accionamiento por cadenas y ruedas dentadas que trabajan por arrastre de forma. Se emplean en los casos en que no pueden realizarse los accionamientos por correas y poleas a causa de condiciones desfavorables de ambiente, transmisión o distancia entre ejes.

Figura 4.13: Transmisión



Pueden transmitir fuerzas mucho mayores con ángulos de abrazamientos más pequeños y menores distancias entre ejes que los accionamientos por correas.

No existen, en general, tensión previa alguna, por lo que la carga en los ejes es menor. No obstante, los accionamientos por cadena no trabajan elásticamente, exigen más mantenimiento, deben engrasarse y también, protegerse contra los efectos del polvo.

Además, las cadenas y las ruedas son más caras que las correas y poleas correspondientes.

Las bases de cálculo que se dan a continuación sirven solamente cuando no existen esfuerzos dinámicos adicionales para la cadena; por ejemplo, producidos por oscilaciones del tramo vacío o del tramo de carga, o por oscilaciones rotacionales en todo el accionamiento.

La relación entre la velocidad de la rueda pequeña y la de la grande, es la transmisión  $i$ .

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.41)$$

$n_1$  (rpm): velocidad de la rueda pequeña

$n_2$  (rpm): velocidad de la rueda grande

$z_1$ : número de dientes de la rueda pequeña

$z_2$ : número de dientes de la rueda grande

$$i = \frac{60}{16.6}$$

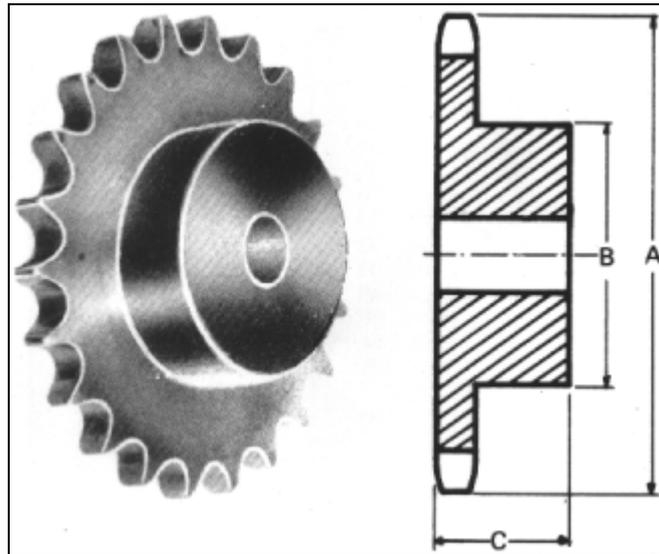
$$i = 3.6$$

Se selecciona el número de dientes de las dos ruedas de acuerdo a la relación de transmisión y de acuerdo a la facilidad de conseguir en el mercado.

$$z_1 = 13$$

$$z_2 = 48$$

Figura 4.14: Rueda dentada



Se recomienda preseleccionar la cadena apropiada de acuerdo con la potencia  $P$  que se ha de transmitir y la velocidad  $n_1$  de la rueda pequeña. Esto se efectúa con ayuda de la potencia de choque  $P_D$ .

$$P_D = \frac{P}{m \times k} \quad (2.42)$$

$P_D$  (KW): potencia de choque referida a una cadena sencilla

$P$  (KW): potencia a transmitir por el accionamiento de cadena

$m$ : factor de carga de la cadena. En cadenas sencillas es  $m = 1$ .

$k$ : factor de potencia, según (tabla 113 Kart H. Decker; Elem. de Máq; pág 417)

La potencia de choque " $P_D$ " referida a una cadena sencilla depende del tipo de accionamiento (máquina de fuerza o de trabajo) y del número de dientes  $z_1$  de la rueda pequeña, porque este último determina la velocidad periférica. La dependencia indicada se considera con el factor de potencia  $k$ . Primeramente se toma, en la (tabla 112 Kart H. Decker; Elem. de Máq), el coeficiente de choque  $c$ ; luego, con éste y con  $z_1$  hay que buscar, en la (tabla 113), el factor de potencia  $k$ . De acuerdo a la tabla 112, con una máquina motriz de accionamiento (turbina de agua lenta) y una máquina de trabajo accionada (transmisiones), se tiene el factor de choque  $c$  igual:

$$c = 2.5$$

En la (tabla 113 Kart H. Decker; Elem. de Máq) con  $c = 2.5$  y con  $z_1 = 13$  se obtiene el factor de potencia:

$$k = 0.455$$

Ahora se calcula la potencia a transmitir por el accionamiento de la cadena:

$$Pot = 9.81 \times Q \times H \times \eta \text{ (KW)} \quad (2.43)$$

$$Pot = 9.81 \times 1 \times 1.5 \times 0.3$$

$$Pot = 4.41 \text{ (KW)}$$

Entonces se puede obtener la potencia de choque de una cadena sencilla.

$$P_D = \frac{P}{m \times k}$$

$$P_D = \frac{4.41}{1 \times 0.455}$$

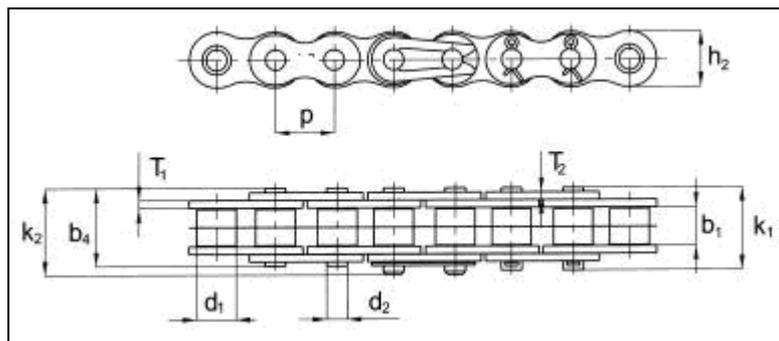
$$P_D = 9.70 \text{ (KW)}$$

Con la potencia de choque calculada y la velocidad  $n_1$  puede encontrarse, en la (tabla 114 Kart H. Decker; Elem. de Máq.), una cadena de rodillos apropiada.

Para las potencias de choque expresadas y un correcto engrase, puede esperarse una duración en servicio de 15000 h.

La cadena seleccionada es la 24B o número 120.

**Figura 4.15: Cadena de rodillos**



$$p = 38.1 \text{ mm} = 1 \frac{1}{2} \text{''}$$

$$F_B = 170 \text{ KN}$$

$$A = 5.54 \text{ cm}^2$$

$$q = 6.7 \text{ Kg / m}$$

Antes de calcular el número de eslabones de un accionamiento abierto hay que elegir la distancia aproximada entre ejes  $a'$  y los números de dientes  $z_1$  y  $z_2$ .

Con ello se obtiene el número de eslabones  $X$ .

$$X = 2 \frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a'} \quad (2.44)$$

$$X = 2 \left( \frac{508}{38.1} \right) + \left( \frac{13 + 48}{2} \right) + \left( \frac{48 - 13}{2\pi} \right)^2 \frac{38.1}{508}$$

$$X = 59.48$$

$$\therefore X = 60$$

La longitud de la cadena es entonces:

$$L = p \times X \quad (2.45)$$

$$L = (38.1 \text{ mm}) \times (60)$$

$$L = 2286 \text{ mm}$$

Con el número "X" elegido, se calcula después exactamente la distancia entre ejes  $a$ .

$$a = \frac{p}{8} \left( 2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - f(z_2 - z_1)^2} \right) \quad (2.46)$$

$a$ (mm): distancia exacta entre ejes

$p$ (mm): paso de la cadena

$f$ : factor de cálculo, según (tabla 115 Kart H. Decker; Elem. de Máq)

$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{60 - 13}{48 - 13} = 1.34 \quad (2.47)$$

$$\Rightarrow f = 0.8226$$

$$a = \frac{38.1}{8} \left( 2 \times 60 - 13 - 48 + \sqrt{(2 \times 60 - 13 - 48)^2 - 0.8226(48 - 13)^2} \right)$$

$$a = 518 \text{ mm}$$

Ahora debe encontrarse la fuerza de tracción que ejerce la cadena, para esto primero se calcula la velocidad de la cadena.

$$v_c = \frac{d_1 \times \pi \times n_1}{60} \quad (2.48)$$

$v_c$  (m/s): velocidad de la cadena

$d_1$  (m): diámetro del círculo primitivo de la rueda

$n_1$  (rpm): velocidades de las ruedas

$$d_1 = 0.16 \text{ m}$$

$$d_2 = 0.58 \text{ m}$$

$$v_c = \frac{0.16 \times \pi \times 60}{60}$$

$$v_c = 0.50 \text{ m/s}$$

Fuerza de tracción de la cadena (F).

$$F = \frac{P}{v} \quad (2.49)$$

F(N): fuerza de tracción de la cadena = fuerza periférica en las ruedas

P(W): potencia que ha de transmitir el accionamiento por cadenas

v(m/s): velocidad de la cadena = velocidad periférica de las ruedas

$$F = \frac{4410}{0.50}$$

$$F = 8820 \text{ (N)}$$

Al marchar sobre la rueda, los eslabones de la cadena ejecutan un movimiento circular, por lo que se hacen notables los efectos de la fuerza centrífuga, que tensan más aún los ramales con la fuerza centrífuga  $F_f$ .

$$F_f = q \times v^2 \quad (2.50)$$

Ff(N): fuerza centrífuga adicional que tensa los ramales de la cadena

q(Kg/m): peso de la cadena por cada metro de longitud de la misma

v(m/s): velocidad de la cadena

$$F_f = 15.3162 \times (0.50)^2$$

$$F_f = 3.87 \text{ N}$$

Este valor bajo de fuerza centrífuga se debe a la velocidad de la cadena que también es baja, luego al comprobar el factor de seguridad se vera que solo interviene en el eje la fuerza de tracción.

La fuerza de tracción total  $F_G$  es la igual a:

$$F_G = F + F_f \quad (2.51)$$

$F_G$  (N): fuerza de tracción máxima en el tramo de cadena (tramo de carga).

F (N): fuerza de tracción por la potencia a transmitir.

$F_f$  (N): fuerza centrífuga en cada ramal de la cadena.

$$F_G = 8820 + 3.87$$

$$F_G = 8823.87 \text{ (N)}$$

Para determinar el factor de seguridad de la cadena es conveniente determinar la seguridad estática a la rotura y la seguridad dinámica a la rotura.

El factor de seguridad estática es:

$$S_{est} = \frac{F_B}{F_G} \geq 7 \quad (2.52)$$

$$S_{est} = \frac{170000}{8823.87}$$

$$S_{est} = 19$$

El factor de seguridad dinámica es:

$$S_{din} = \frac{F_B}{F_G \times c} \geq 5 \quad (2.53)$$

$$S_{din} = \frac{170000}{8823.87 \times 2.5}$$

$$S_{din} = 7.7$$

Por lo tanto se observa que se cumple con los factores de seguridad, con lo cual no se prevé rotura estática ni dinámica de la cadena.

Como fuerza en el eje, puede establecerse para todas las cadenas:

$$F_A = 1.5F \quad (2.54)$$

Esta fuerza  $F_A$  actúa sobre el eje como una fuerza resultante o fuerza axial. Puesto que no puede calcularse exactamente, debido a que casi siempre se conoce de modo inexacto la tensión previa en la cadena, se toma empíricamente el valor de  $1.5F$  (DECKER, Kart –Heinz; Elementos de Máquinas; 1980; Pág 427).

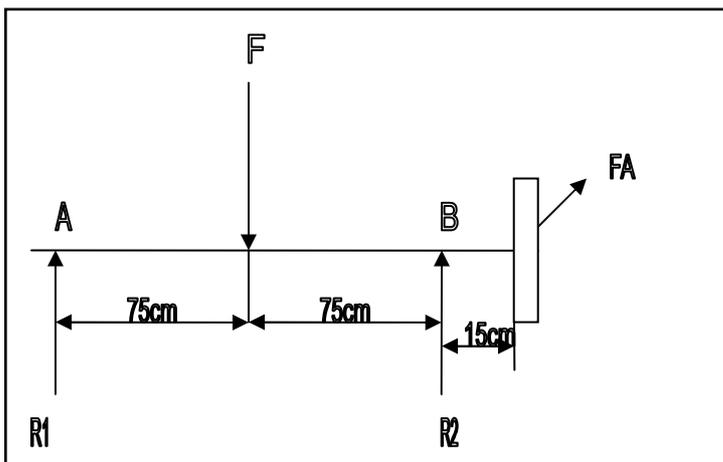
$$F_A = 1.5 \times 8820$$

$$F_A = 13230 \text{ (N)}$$

$$F_A = 1350 \text{ Kgf}$$

#### 4.4.3.8 Diseño del eje

Las fuerza que se intercambian entre el agua y el álabe de la rueda hidráulica, se transmiten al eje en forma de empuje y torque, con lo cual se procede al diseño del mismo.



Aquí se considera únicamente el peso de la rueda porque es mucho mayor que la fuerza que ejerce la transmisión sobre el eje.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F = R_1 + R_2$$

$$F = 500 \text{ Kgf}$$

$$M = 37500 \text{ Kgf.cm}$$

Para determinar el diámetro del eje se debe determinar el torque de la rueda hidráulica:

$$T = \frac{225000 \times P}{n_2 \times \pi} \quad (2.55)$$

T(Kg.cm): torque de la rueda hidráulica

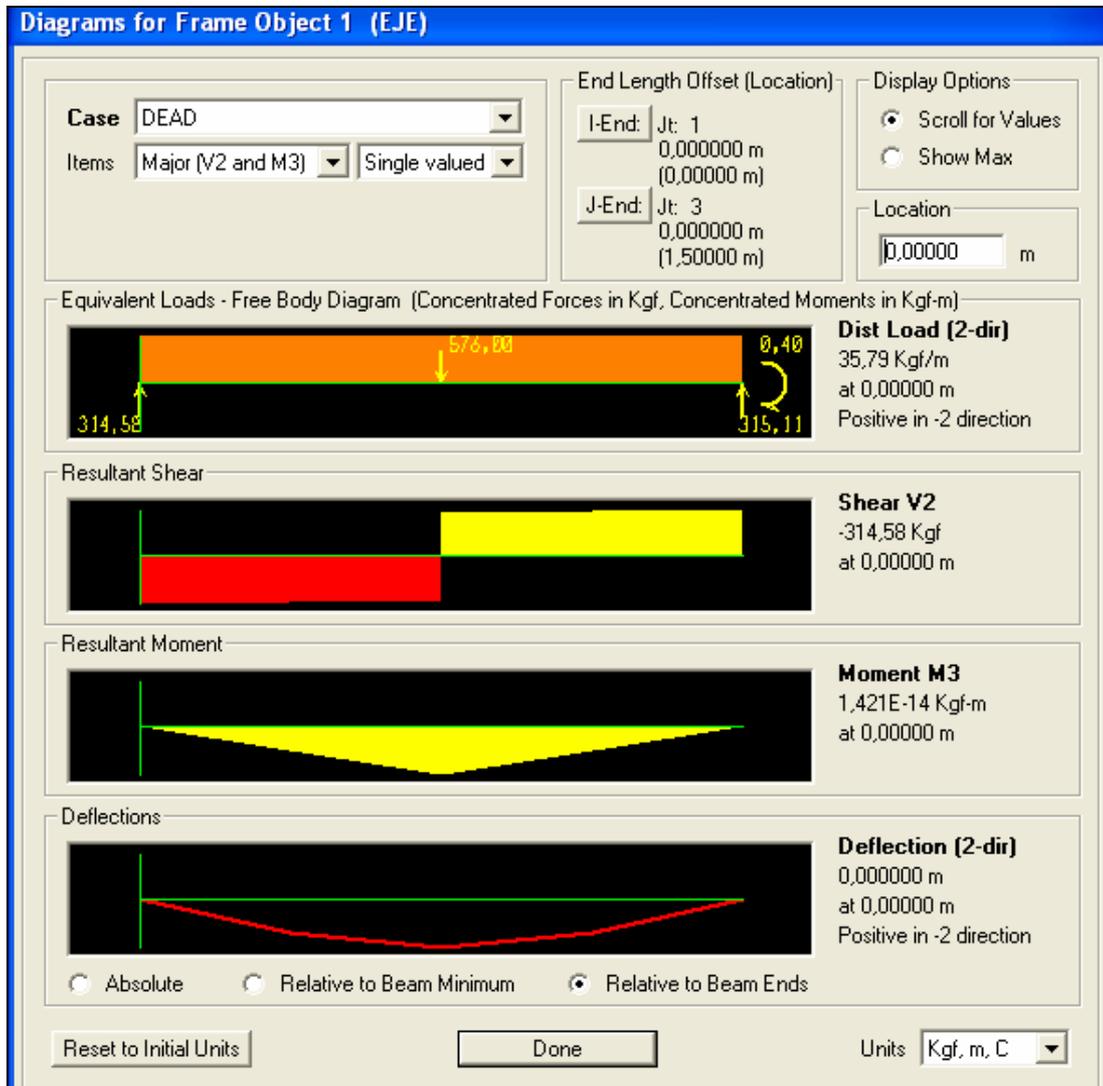
P(cv): potencia a transmitir mediante la transmisión

$n_2$  (rpm): velocidad de rueda grande

$$T = \frac{225000 \times 6}{16.6 \times \pi}$$

$$T = 25886 \text{ Kg.cm}$$

Figura 4.16: Diagrama cortante y de momentos del eje



Para determinar el diámetro del eje de la rueda hidráulica, se va a utilizar el criterio de Soderberg (Shigley; Elementos de Máquinas; Pag. 736):

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.56)$$

Se selecciona un eje de acero SKF ASSAB 705, con las siguientes características de resistencias:

$$S_y = 7326 \text{ kg / cm}^2$$

$$S_{ut} = 9504 \text{ kg / cm}^2$$

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e K_f$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 4752 \text{ Kg / cm}^2$$

$$K_a = 0.70$$

$$K_b = 0.88$$

$$K_c = K_d = K_f = 1$$

$$K_e = 0.566$$

$$S_e = 1657 \text{ Kg / cm}^2$$

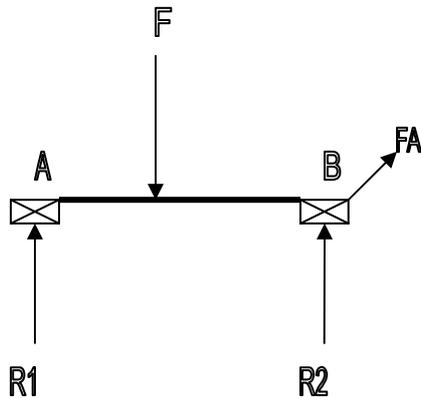
Se selecciona un eje de diámetro 3 pulgadas entonces el factor de seguridad es:

$$F_s = \frac{\pi \times d^3}{32 \sqrt{(T / S_y)^2 + (M / S_e)^2}}$$

$$F_s = 1.9$$

Este factor de seguridad se considera aceptable debido a que este diámetro del eje se consigue fácilmente en el mercado, además de contar con los rodamientos para este eje. Además se debe tener en cuenta que la velocidad de giro de este elemento es bastante lenta, con lo cual la fatiga del mismo es menor.

#### 4.4.3.9 Selección de rodamientos



$$F = 576 \text{ Kgf} = 5645 \text{ N}$$

$$R1 = 288 \text{ Kgf} = 2823 \text{ N}$$

$$R2 = 288 \text{ Kgf} = 2823 \text{ N}$$

$$F_A = 13230 \text{ N}$$

- Rodamiento para el apoyo A

Si se estima una duración de los rodamientos  $L_h = 30000 \text{ h}$  y una velocidad promedio de 20 rpm, se tiene:

$$C = 3.30 P$$

$$P = 2823 \text{ N}$$

(NTN; Catálogo No. 2400/s; 1995; Pag. 50, 334, 335)

Lo que significa que:

$$C \geq 9316 \text{ N}$$

Por lo tanto se selecciona un soporte de pie con rodamiento tipo UC215-300D1,  $d = 3''$ , cuya designación completa es UCP215-300T (NTN).

Para lo cual:

$$C = 66000 \text{ N} > 9316 \text{ N}$$

- Rodamiento para el apoyo B

$$C = 3.3 P$$

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

$$F_r = R_2 = 2823 N$$

$$F_a = F_A = 13230 N$$

Se selecciona un rodamiento de soporte de pie con rodamiento tipo UC215-300D1,  $d = 3"$ , cuya designación completa es UCP215-300T (NTN), para el cual se tiene:

$$C = 66000 N$$

$$C_o = 49500 N$$

En donde se tiene:

$$F_a / C_o = 0.267$$

$$e = 0.37$$

$$F_a / F_r = 4.686$$

Como  $F_a/F_r > e$ , se tiene entonces:

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.17$$

$$P = (0.56 \times 2823) + (1.17 \times 13230)$$

$$P = 17060$$

$$C = 56298 N < 66000 N$$

Con lo cual se comprueba la correcta selección de los rodamientos.

## **4.5 PLANOS DE TALLER Y DE MONTAJE**

Ver anexo 9.

## 4.6 MONTAJE

El montaje del sistema de bombeo se lo debe realizar una vez que se tenga concluidas las obras civiles de captación y el canal de conducción.

La rueda hidráulica será construida en el sitio debido al peso que tiene y porque los álabes que la componen se deben armar uno por uno.

Primero se debe colocar el eje de la rueda hidráulica en las manzanas, mediante chavetas y prisioneros, teniendo cuidado que queden perfectamente alineados.

Para este caso, como el eje resulta pesado, se debe tener cuidado al montarlo sobre los cojinetes, debiendo quedar perfectamente alineados y se han de sujetar solidamente en su lugar (en las bases de hormigón) antes de que se proceda al armado de ninguna de las demás partes de la rueda.

Resulta deseable montar sobre el eje la rueda dentada de la transmisión, para que quede perfectamente alineado y solidaria al eje de la rueda hidráulica.

Durante el proceso de montaje hay que poner gran cuidado en evitar que la rueda se deforme y que los brazos o álabes reciban ningún daño.

Luego se colocan los perfiles de alas iguales o ángulos en la manzana, dejándolos muy bien alineados.

A continuación se colocan las planchas de tol negro, previamente cortadas a la medida, mediante la sujeción por pernos.

Luego se debe colocar los tirantes que unirán cada uno de los álabes entre si.

Hay que tomar toda clase de precauciones para que los ángulos y la plancha de tol ayuden a conseguir una rueda perfectamente estanca.

Cuando la rueda está ya terminada y montada como es debido, tiene que girar fácilmente y llegar a pararse suavemente sin brusquedades.

Si está desequilibrada, estará unos momentos balaceándose hacia atrás y hacia adelante antes de quedar totalmente parada.

Si ocurre esto añádase un pequeño contrapeso, tal como un pequeño perno adicional en la parte alta de la rueda mientras ésta está en posición de “descanso”. Ha de procederse con cuidado para añadirse justamente la cantidad de peso exacta para que la rueda quede perfectamente equilibrada.

Una vez que se tenga completamente montada la rueda hidráulica, se debe empezar con el montaje de la bomba de pistón. Esta debe ir previamente armada desde el taller, es decir tendrá construido su propio chasis con sus cojinetes en donde girara el eje, y también debe ir armada la rueda dentada para completar la transmisión.

Se debe comprobar antes de montar la bomba de impulsión, que el pistón este perfectamente alineado con el cilindro de la bomba, en caso de no ser así se tendrán problemas por pérdidas de potencia y desgaste de los elementos.

Una vez que se tenga plenamente montado, tanto, la rueda hidráulica como la bomba de pistón, se debe completar el sistema mediante la unión de la transmisión por la cadena de rodillos, que será la encargada de transmitir la potencia. Se debe tener cuidado al poner la cadena, que debe de estar muy bien engrasada y que permita un movimiento suave, sin interferencias y sin ruidos, que puedan provocar un daño.

Cuando ya se haya terminado de armar el sistema rueda hidráulica – bomba, se debe armar los accesorios de la tubería de impulsión, para completar finalmente el sistema de bombeo.

Una vez que se tenga perfectamente armado el equipo, se debe hacer las respectivas pruebas del correcto funcionamiento del sistema.

## 4.7 PRUEBAS DEL SISTEMA DE BOMBEO

En éste caso, al haber construido el modelo, las pruebas que se realizaron sirven para determinar un parámetro de semejanza hidráulica que permita pasar al prototipo.

Sobre el modelo se realizan todas las pruebas que se cree son las necesarias para determinar el rendimiento óptimo del sistema.

A continuación se presenta todo el sistema ya instalado.

**Figura 4.17: Sistema de bombeo instalado**



#### **4.7.1 REALIZACIÓN DE PRUEBAS**

A continuación se detalla como se ensambla el sistema rueda hidráulica – bomba que permita en lo posible se cumplan las condiciones reales de funcionamiento del sistema, en cuanto se refiere a la alimentación del agua para la rueda hidráulica.

##### **4.7.1.1 Reservorio de recirculación**

Para tener las condiciones semejantes a las reales se debe tener un reservorio que almacene el agua que servirá para mover la rueda hidráulica y además está misma se encontrará recirculando.

Se cuenta con un reservorio de (2.0 x 1.20 x 0.20) metros, que permite almacenar 0.48 m<sup>3</sup>, para recirculación mediante las bombas. Esta energía de agua será aprovechada por la rueda hidráulica para proveer potencia a la bomba de pistón.

**Figura 4.18: Reservorio de recirculación**



#### 4.7.1.2 Canal de alimentación

Éste canal de alimentación se encuentra sobre el reservorio de recirculación y aquí se acumulará el agua proveniente de las bombas de recirculación. El agua acumulada es la carga efectiva que se tiene para proveer movimiento a la rueda hidráulica.

Este canal de alimentación tiene dentro de sí, el canal de conducción que es la guía del agua para mover directamente a la rueda hidráulica.

**Figura 4.19: Canal de alimentación y canal de conducción**



#### 4.7.1.3 Rueda Hidráulica

Esta es la máquina que proveerá de movimiento a la bomba de pistón, mediante la transmisión.

La rueda hidráulica girará gracias a la fuerza del agua proveniente del canal de conducción; la misma tiene las siguientes características:

Rueda hidráulica de admisión inferior:

$$\phi_{rueda} = 80 \text{ cm}$$

Número de álabes = 24

Profundidad de álabes = 10 cm

**Figura 4.20: Rueda hidráulica**



#### 4.7.1.4 Bomba de pistón

La bomba de pistón es el elemento de impulsión del agua, movido gracias a la acción de la rueda hidráulica. La bomba de pistón cuenta con un tanque hidroneumático en donde se acumulará el agua a presión y mediante un manómetro que permitirá tomar lecturas de impulsión del agua en (psi) para luego transformar a metros de columna de agua que es la altura real de impulsión del agua.

Esta bomba tiene las siguientes características.

Carrera =  $S = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}$

Radio manivela =  $2.5 \text{ cm} = 25 \text{ mm}$

Diámetro del cilindro =  $1 \frac{1}{2} \text{ pulgadas} = 38.1 \text{ mm}$

Longitud del cilindro =  $10 \text{ cm} = 100 \text{ mm}$

Longitud del pistón =  $4 \text{ cm} = 40 \text{ mm}$

Volumen de agua en el cilindro:

$$V = A \times L$$

$$V = \frac{\pi \times (3.81 \text{ cm})^2}{4} \times (5 \text{ cm})$$

$$V = 57 \text{ cm}^3$$

**Figura 4.21; Bomba de pistón**



#### 4.7.1.5 Sistema de Transmisión

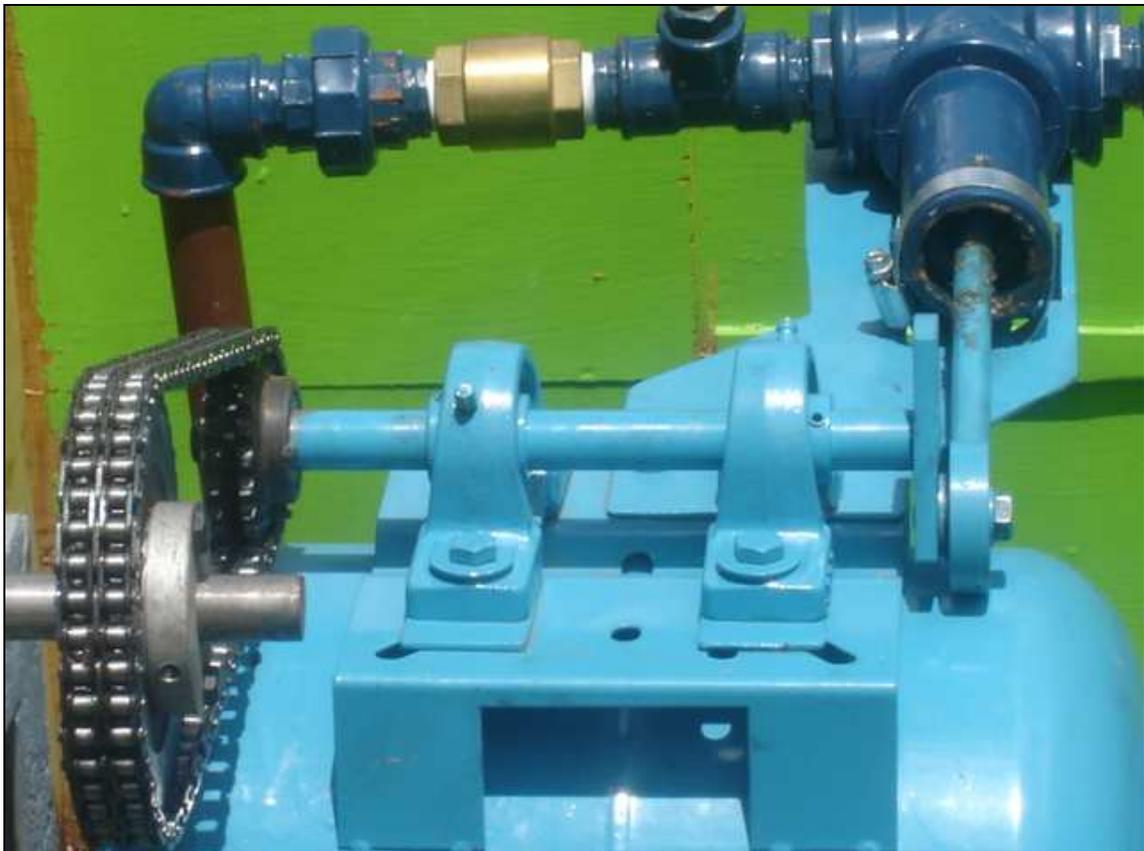
El objetivo de utilizar el sistema de transmisión es multiplicar la velocidad de la rueda 2 veces para la bomba de pistón. Se usa un sistema de multiplicación de velocidad mediante engranes – cadena.

La relación de transmisión es de 2:1.

$$Z_1 = 21; \quad \phi_1 = 6.5 \text{ cm}$$

$$Z_2 = 42; \quad \phi_2 = 13 \text{ cm}$$

**Figura 4.22: Sistema de transmisión**



#### 4.7.1.6 Otros componentes

Una vez armada la rueda hidráulica y la bomba de pistón y comprobando que se encuentren perfectamente alineados, se debe armar los demás componentes de la bomba de pistón, tanto a la succión como la descarga. Estos elementos son

básicamente de unión y las válvulas check en la succión y descarga que sirven para evitar que el agua se regrese.

También se debe mencionar las dos bombas de recirculación, que se utilizaron para cerrar el circuito del sistema de bombeo.

**Figura 4.23: Bombas de recirculación**



#### **4.7.2 PROTOCOLO DE PRUEBAS**

- a) Colocar reservorio de recirculación.
- b) Colocar canal de alimentación.
- c) Montar rueda hidráulica.
- d) Instalar bomba de pistón.
- e) Armar sistema de transmisión.
- f) Instalar bombas de recirculación.
- g) Llenar reservorio de recirculación.
- h) Fijar caudal.

- i) Establecer altura de carga.
- j) Medición de velocidad de giro de la rueda hidráulica RPM.
- k) Medición de caudal bombeado de la bomba de pistón.
- l) Variaron de alturas de carga.
- m) Variación de caudal.

Estas pruebas son sirven para determinar el rendimiento del conjunto rueda hidráulica y bomba, en cuanto a la energía que recibe el sistema y la energía que está entregando el mismo.

#### **4.7.3 CUADRO DE DATOS DE LAS PRUEBAS DEL SISTEMA**

Se realiza muchas pruebas al sistema, utilizando una sola bomba de recirculación, utilizando las dos bombas de recirculación, variando la altura de carga de la rueda hidráulica, variando la altura de bombeo, etc...

Los datos se encuentran según el Anexo 1.

#### **4.7.4 OBTENCIÓN DE RESULTADOS**

##### **4.7.4.1 Ecuaciones utilizadas**

Las ecuaciones usadas para obtener el rendimiento del sistema son las siguientes:

- Altura de carga:

$$H_{carga} = \frac{v^2}{2 \times g} \times 100 \text{ (cm)}$$

- Caudal de entrada  $Q_e$  (lt/seg)

Es el caudal proporcionado por las bombas de recirculación.

- Altura de bombeo  $H_{bombeo}$  (cm)

Es la altura a la cual eleva la bomba de pistón el agua. Aquí se suma la altura manométrica, transformada a metros de columna de agua y la altura física a la que sale el agua.

- Caudal de salida  $Q_s$  (lt/seg)

Es el caudal bombeado por la bomba de pistón que sale por la tubería de descarga. Este caudal se lo obtiene midiendo el volumen bombeado en la unidad de tiempo.

$$Q = \frac{V}{t} \text{ (lt/seg)}$$

- Rendimiento del sistema

Se obtiene el rendimiento del sistema, en base a la energía entregada, para la energía recibida.

$$\eta = \frac{H_{\text{bombeo}} \times Q_s}{H_{\text{carga}} \times Q_e} \times 100 (\%)$$

#### 4.7.4.2 Cuadro de resultados de las pruebas del sistema de bombeo

Aquí se muestra un cuadro de los resultados obtenidos, además de obtener los rendimientos del sistema para cada prueba realizada.

Los datos se encuentran según el anexo 2.

#### 4.7.4.3 Cuadro de resultados del parámetro de semejanza

Se debe establecer un parámetro de semejanza que nos permita pasar del modelo al prototipo.

Este factor que nos permite pasar al modelo real, es el **COEFICIENTE DE VELOCIDAD (  $\phi$  )**, que nos relaciona la velocidad tangencial de la rueda, con la velocidad de llegada del agua a la misma.

Para nuestro modelo se tiene:

$$v_{\text{rueda}} (m / \text{seg}) = N \times r = \frac{2\pi}{60} \times N(\text{RPM}) \times r(m)$$

Donde r corresponde al radio de carga.

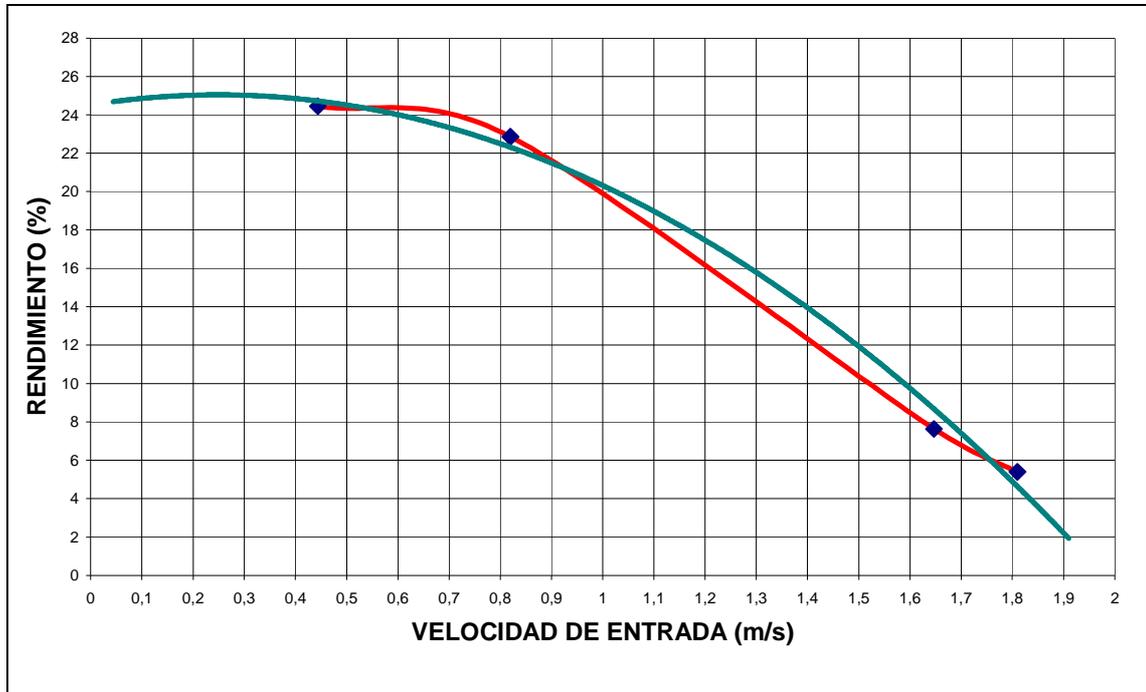
Este cuadro se encuentra en el anexo 3.

#### 4.7.5 GRÁFICOS DE RESULTADOS

Se realizan tres tipos de curvas en donde se observa de manera clara los resultados obtenidos por el sistema de bombeo.

Los gráficos que se tiene son los siguientes:

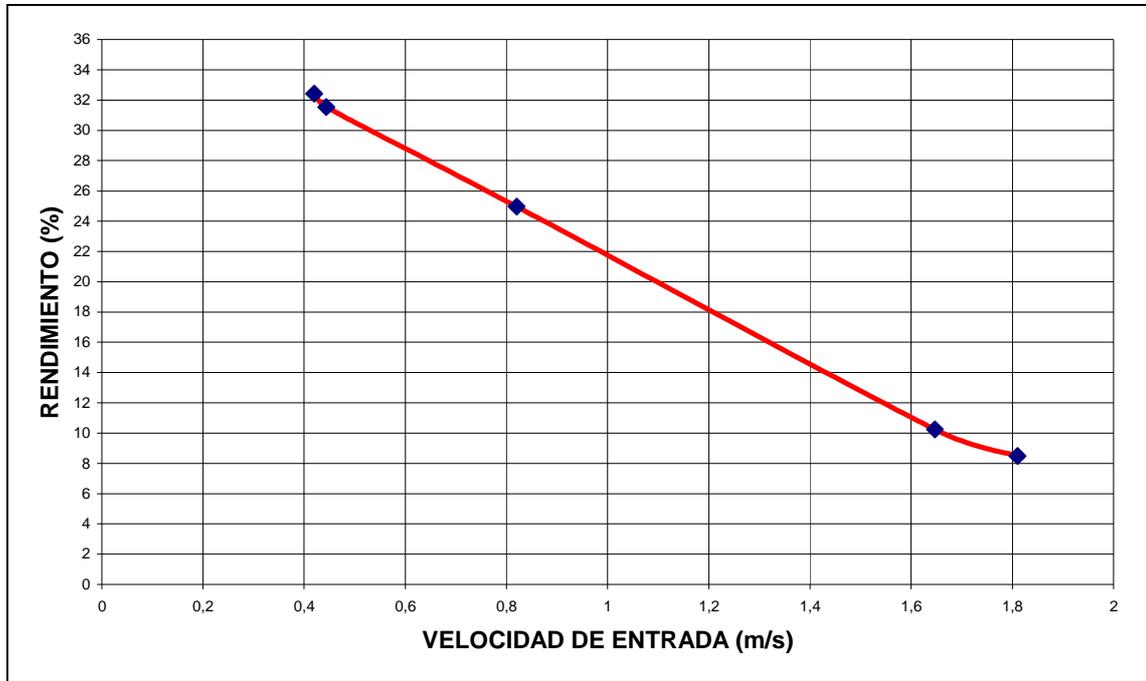
**Figura 4.24: Rendimiento medio del sistema rueda hidráulica - bomba vs. velocidad de entrada del agua**



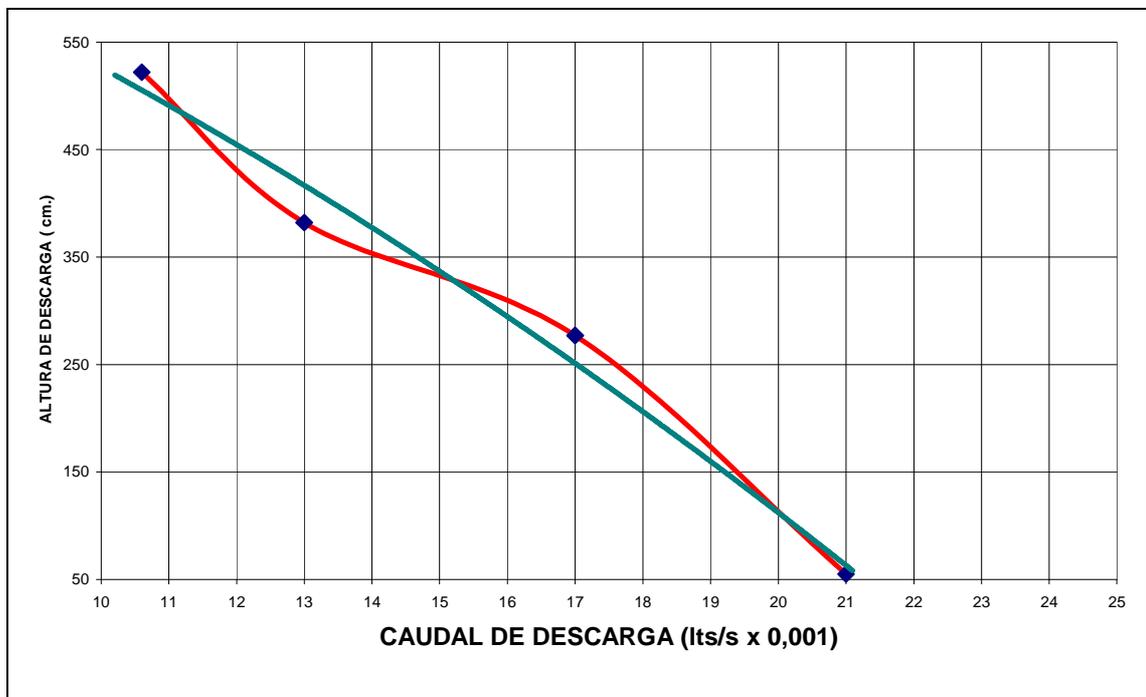
Rojo: Datos de origen

Verde: Línea de tendencia

**Figura 4.25: Rendimiento máximo del sistema rueda hidráulica - bomba vs. velocidad de entrada del agua**



**Figura 4.26: Altura de descarga vs. caudal de descarga para N = 21.07 RPM**



Rojo: Datos de origen

Verde: Línea de tendencia

#### 4.7.6 CONCLUSIONES DE LAS PRUEBAS

- La altura de carga disminuye, al disminuir la velocidad de entrada del agua.
- El caudal de entrada depende de si se utilizan una o dos bombas de recirculación.
- A mayor altura de bombeo, menor caudal suministrado.
- La velocidad de giro de la rueda hidráulica depende de la velocidad de entrada del agua.
- Las RPM de la rueda hidráulica se mantienen constantes, cuando la velocidad de entrada del agua también se mantiene constante.
- El rendimiento promedio del sistema de bombeo es del 25% para una velocidad de entrada del agua entre 0.4 y 0.5 m/s.
- Se obtiene un rendimiento superior al 20% para una velocidad de entrada del agua de 0.44 m/s y un caudal de entrada de 3.34 lt/seg.
- El coeficiente de velocidad se mantiene más o menos constante para un rendimiento sobre el 20%, con un valor promedio de:  $\phi = 0.48$ . Este valor nos sirve para pasar al prototipo en base a los experimentos hechos en nuestro modelo, asegurando un rendimiento del sistema superior al 25%. Este factor de velocidad de 0.48 nos permitirá encontrar el número de revoluciones que tendrá el prototipo, de acuerdo a la velocidad de la corriente de agua en el lugar.

## 4.8 COSTOS

A continuación se detalla los costos del sistema rueda hidráulica – bomba, y también los costos de obras civiles tanto para la captación como para el canal conducción.

**Tabla 4.7: Costos rueda hidráulica (USD)**

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Perfil 1½x1½x3/16"	60m (40 perfiles)	10.37	103.70
Plancha tol negro (3mm)	6 planchas	72.55	435.30
Eje 3" ASSAB 705	108 Kg	5	540
Chumaceras piso 3" NTN	2	107	214
Mano de Obra			400
<b>TOTAL COSTOS</b>			<b>1693</b>

**Tabla 4.8: Costos bomba de pistón (USD)**

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Barra perforada SAE 1024	21 Kg	3.70	78
Acero transmisión SAE1018	4 Kg	2.25	9.0
Mano de Obra			300
<b>TOTAL</b>			<b>387</b>

**Tabla 4.9: Costos tubería de conducción (USD)**

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Tubería PVC 2"	250 m (42 tubos)	10	420
Accesorios para bomba			150
<b>TOTAL</b>			<b>570</b>

**Tabla 4.10: Costos transmisión (USD)**

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo total</b>
Rueda dentada 13 dientes	1	62.50
Rueda dentada 48 dientes	1	534
Cadena rodillos p = 1 ½"	3 m	164.50
<b>TOTAL</b>		<b>761</b>

**Tabla 4.11: Costos obras civiles (USD)**

El costo del metro cúbico es ya instalado

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Costo total</b>
Captación	15.7 m <sup>3</sup>	150	2355
Canal de conducción y otras obras	10 m <sup>3</sup>	150	1500
<b>TOTAL</b>			<b>3855</b>

**Tabla 4.12: Total costos sistema rueda hidráulica – bomba (USD)**

<b>Descripción</b>	<b>Costo</b>
Rueda Hidráulica	1693
Bomba de Pistón	387
Tubería de Conducción	570
Transmisión	761
Obras Civiles	3855
<b>TOTAL</b>	<b>7266</b>

#### 4.8.1 COMPARACIÓN COSTOS SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA vs. OTROS SISTEMAS PROPUESTOS

A continuación se presenta un cuadro comparativo de costos de instalación de los sistemas de bombeo.

**Tabla 4.13: Comparación costos sistemas de bombeo (USD)**

Sistema	Costo de equipo	Costo de tubería	Costo obras civiles	Costo total
Bomba eléctrica	3434	570	300	4304
Turbo – bomba	6400	570	3855	10825
Rueda hidráulica – bomba	2841	570	3855	7266

Luego se debe hacer la evaluación económica – financiera de los sistemas de bombeo.

Para la bomba eléctrica se considera una vida útil de 6 años, en condiciones de operación durante todo el año de modo permanente.

Para el sistema turbo – bomba y el sistema rueda hidráulica – bomba, el periodo de vida de estos equipos es de 20 años.

**Tabla 4.14: Evaluación económica – financiera**

Sistema	Valor anual	Costo anual de energía	Costo anual de mantenimiento	Costo anual total
Bomba eléctrica	718	7307	50	8075
Turbo – bomba	542	0	100	642
Rueda hidráulica – Bomba	364	0	100	464

Como se puede observar en el cuadro anterior, el costo anual total a pagar de el sistema rueda hidráulica – bomba es el más bajo, por lo resulta lo más

conveniente en zonas rurales, donde el negocio agrícola genera un retorno de capital lento.

Como se puede observar la alternativa de usar bomba eléctrica, tiene los costos más bajos de instalación, pero en cambio los costos anuales de energía son los más elevados, por lo que justificaría su uso en caso de tener un negocio que produzca una elevada rentabilidad.

El uso del sistema turbo – bomba importado, resulta ser también atractivo, ya que sus costos anuales también son bajos y la recuperación de inversión no tardaría demasiado.

Estamos seguros del éxito que tendría la instalación del sistema diseñado, en lugares donde los costos de energía eléctrica son elevados y donde se cuenta con fuentes de energía limpias y totalmente gratuitas.

# CAPÍTULO 5

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1 CONCLUSIONES

- En las pruebas hechas al modelo, se obtuvo un rendimiento del 25%, valor que se considera muy bueno para este tipo de sistemas, en donde la información que se tiene es muy limitada.
  
- Se obtuvo un parámetro muy importante para poder pasar del modelo al prototipo, llamado coeficiente de velocidad, el cual relaciona la velocidad del agua, con la velocidad lineal de la rueda.
  
- Es preferible obtener rendimientos bajos con equipos de bajo costo, que obtener rendimientos elevados con elevados costos; No se debe olvidar que la fuente de energía es gratuita.
  
- La instalación de este tipo de sistemas de bombeo, tiene una gran ventaja sobre sistemas tradicionales de bombeo, donde resulta costoso el consumo de energía eléctrica. Además las obras civiles son de fácil construcción y los materiales empleados para construir este tipo de sistemas de bombeo se los consigue en el medio sin dificultades.
  
- Es muy importante el papel que juega el ingeniero mecánico, en la gestión de proyectos con energías alternativas, energías limpias, energías renovables, para el desarrollo de sectores marginados y pobres del país.
  
- Sin embargo, todavía hay mucho que investigar y perfeccionar, y se puede considerar ahora con todo el modernismo y oportunidad que tuvo en su época, éste pensamiento de Galileo, que dice así:  

*“Más fácil me ha sido encontrar las leyes con que se mueven los cuerpos celestes, los que están a millones de kilómetros, que definir las leyes del movimiento del agua, que corre frente a mis ojos”.*

➤ Ningún nuevo aporte científico se ha pretendido dar a esta ciencia con el desarrollo de esta tesis, sino más bien, su intención es colaborar con la gente del agro, así como facilitar la labor del campesino, que particularmente en la rama de la agricultura y pequeña industria tiene que resolver gran diversidad de problemas sobre la producción de energía.

## **5.2 RECOMENDACIONES**

➤ Investigar si se puede obtener un rendimiento aún más elevado, construyendo una rueda hidráulica ya no de paletas planas, sino con un perfil determinado según el triángulo de velocidades.

➤ Qué pasaría si se incrementa el número de álabes considerablemente, aumentaría el rendimiento del sistema?.

➤ Fomentar el uso de ruedas hidráulicas que son máquinas de bajo rendimiento, pero de fácil construcción y también de fácil instalación en poblaciones donde el potencial de la energía hidráulica es abundante.

➤ Diseñar un sistema de bombeo que emplee bombas de pistón duplex, defasadas  $180^\circ$ , con el objetivo que aproveche toda la energía de bombeo en las dos carreras que recorre el pistón. Con esto se podría duplicar el caudal bombeado o a su vez, diseñar un equipo más pequeño, por lo tanto de menor costo.

➤ Se ha podido notar que la mayor distancia entre las ruedas hidráulicas y las turbinas en su aplicación es que, en las primeras no se ha desarrollado un método de regulación de velocidad por procedimientos “modernos”. Se presenta un tema que puede resultar interesante.

## **BIBLIOGRAFÍA:**

- SHIGLEY, J. – MITCHEL, L; Diseño en Ingeniería Mecánica; Cuarta Edición; México; Edt. McGraw – Hill; 1985.
- MOTT, Robert L; Diseño de Elementos de Máquinas; Segunda Edición; Edt. Prentice Hall Hispanoamérica S.A; México; 1995.
- DECKER, Karl – Heinz; Elementos de Máquinas; Primera Edición; Edt. Urmo S.A; España; 1980.
- BAUMEISTER, T. – MARKS, L; Manual del Ingeniero Mecánico; Primera Edición; Edt. Hispano Americana; México; 1967.
- HAIN, Kart; Teoría de los Mecanismos; Primera Edición; Edt. Urmo S.A; España; 1979.
- SCHNEIDER, Günther; Motores Térmicos; Primera Edición; Edt. Urmo S.A; España; 1973.
- MONSON O.W, ARMIN J; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; Boletín 398; Enero de 1942.
- FEODOSIEV, V.I; Resistencia de Materiales; Editorial Mir; Moscú; 1981.
- KALIDE, Wolfgang; Hidrodinámica Técnica; Primera Edición; Edt. Urmo S.A; España; 1969.
- MATAIX, Claudio; Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Edt. Harla; México; 1982.
- McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; Primera Edición; Edt. McGraw – Hill; México; 1989.

- ENCINAS, Polo; Turbomáquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Edt. Limusa; México; 1976.
- VIEJO ZUBICARAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; Segunda Edición; Edt. Limusa; México; 1981.
- STREETER, Víctor – WYLIE, Benjamín; Mecánica de los Fluidos; Sexta Edición; Edt. McGraw – Hill; México; 1981.
- TRUEBA CORONEL, Samuel; Hidráulica; 17 Edición; Edt. Continental; México; 1979.
- ARCINIEGAS P. Carlos, RAMIREZ T. Luís; Diseño y construcción de un sistema con autogeneración de potencia; Tesis Ing. Mecánico; EPN; 1991.
- SKF; Catálogo General; 1988.
- NTN; Catálogo General; 1995.
- SCHNEIDER – WEG; Catálogo de Bombas; 2004.
- BOHMAN, Iván: Catálogo de Aceros.
- [www.bettahidroturbinas.com.br](http://www.bettahidroturbinas.com.br)

## **ANEXOS**

## **ANEXO 1**

### **PRUEBAS DEL SISTEMA RUEDA HIDRÁULICA – BOMBA**

### Datos de Placa de Bombas de Recirculación:

#### Bomba Paolo:

Modelo	CP – 2004
Potencia	1 HP
Voltaje	110/220 V
Intensidad de Corriente	12/6 A
Frecuencia	60 Hz
RPM	3450
H max	15 m
Q max	220 lt/min

#### Bomba Sumergible Pedrolo:

Modelo	TOP 2
Potencia	0.5 HP
Voltaje	110 V
Frecuencia	60 Hz
RPM	2900
H máx	10.5 m
Q máx	200 lt/min

#### Bomba Pedrolo.

V (lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
20	6.53	3.06
20	6.50	3.08
20	6.03	3.32
20	5.75	3.48
20	6.15	3.25
20	6.53	3.06
20	5.80	3.45
20	5.54	3.61
20	5.68	3.52
20	5.57	3.59

$$Q_m = 3.34 \text{ lt / seg}$$

**Bomba Paolo.**

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
20	6.52	3.07
20	6.65	3.00
20	6.30	3.17
20	6.24	3.21
20	6.31	3.17

$$Q_m = 3.12 \text{ lt / seg}$$

**Prueba con dos bombas: Q = 6.46 lt/seg**

e (m)	t (seg)
0.46	0.79
0.46	0.89
0.46	0.50
0.46	0.94
0.46	0.52
0.46	0.70
0.46	0.70
0.46	0.60
0.46	0.64

$$t_m = 0.70 \text{ seg}$$

$$v = \frac{e}{t} = \frac{0.46 \text{ m}}{0.70 \text{ seg}} = 0.66 \text{ m / seg}$$

**H bombeo = 22 cm**

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.18	8.86	0.020
0.23	11.84	0.019
0.10	4.04	0.025
0.15	6.72	0.022
0.20	8.46	0.024
0.25	11.29	0.022

$$Q_m = 0.022 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	10.72	11.20
2	10.91	11.00
2	10.53	11.40
2	10.34	11.60
3	16.45	10.94
3	16.11	11.17
3	15.41	11.68

N: número de vueltas

$$RPM_m = 11.30$$

**H bombeo = 106 cm**

<b>V(lt)</b>	<b>t(seg)</b>	<b>Q(lt/seg)</b>
0.14	9.21	0.015
0.19	11.84	0.016
0.25	15.32	0.016
0.125	6.00	0.021
0.125	7.24	0.017
0.20	11.70	0.017
0.125	6.29	0.020
0.175	9.60	0.018

$$Q_m = 0.0175 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	10.60	11.32
2	11.15	10.76
2	11.03	10.88
2	10.80	11.11
3	16.34	11.01
3	16.61	10.83

$$RPM_m = 11.0$$

### Bomba Paolo

$$Q = 3.12 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.42 \text{ m / seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 0.9 \text{ cm}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 55 \text{ cm}$$

e(m)	t(seg)
0.42	1.16
0.42	0.85
0.42	0.94
0.42	0.78
0.42	0.92
0.42	1.19
0.42	1.06

$$t_m = 0.985 \text{ seg}$$

$$v = 0.42 \text{ m / seg}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.09	13.30	0.007
0.16	24.59	0.0065

$$Q_m = 0.0068 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	22.45	5.34
2	22.50	5.33

$$RPM_m = 5.34$$

### Bomba Pedrolo

$$Q = 3.34 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.42 \text{ m / seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 0.9 \text{ cm}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 55 \text{ cm}$$

<b>e(m)</b>	<b>t(seg)</b>
0.42	0.99
0.42	1.07
0.42	0.85
0.42	0.89
0.42	1.15
0.42	0.94

$$t_m = 0.982 \text{ seg}$$

$$v = 0.42 \text{ m/seg}$$

<b>V(lt)</b>	<b>t(seg)</b>	<b>Q(lt/seg)</b>
0.17	24.12	0.007
0.21	29.40	0.007

$$Q_m = 0.007 \text{ lt/seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	21.23	5.65
2	21.41	5.60

$$RPM_m = 5.63$$

## 2 Bombas

$$Q = 6.46 \text{ lt/seg}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 55 \text{ cm}$$

<b>e(m)</b>	<b>t(seg)</b>
0.42	0.47
0.42	0.55
0.42	0.47
0.42	0.56
0.42	0.52

$$t_m = 0.514 \text{ seg}$$

$$v = 0.82 \text{ m/seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 3.43 \text{ cm}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.19	9.36	0.02
0.24	11.90	0.02
0.23	11.38	0.02
0.18	8.22	0.022
0.23	10.77	0.021

$$Q_m = 0.0021 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	10.13	11.85
2	10.44	11.50
2	10.35	11.60
3	15.39	11.70
3	15.59	11.54
3	15.32	11.75

$$RPM_m = 11.65$$

## 2 Bombas

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.82 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 3.43 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 277 \text{ cm}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.12	6.62	0.0181
0.17	9.80	0.017
0.19	11.70	0.016
0.225	13.84	0.016
0.12	6.67	0.017

$$Q_m = 0.017 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	10.99	10.92
2	10.53	11.40
2	10.76	11.15
2	10.70	11.22

$$RPM_m = 11.17$$

**2 Bombas: Q = 6.46 lt/seg**

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.82 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 3.43 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 382 \text{ cm}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.08	6.66	0.012
0.12	8.49	0.014
0.12	8.93	0.013
0.15	10.69	0.014
0.175	13.56	0.013

$$Q_m = 0.013 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	12.27	9.78
2	11.51	10.42
2	11.84	10.13
2	12.24	9.80
2	12.09	9.93

$$RPM_m = 10.0$$

**2 Bombas: Q = 6.46 lt/seg**

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.82 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 3.43 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 522 \text{ cm}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.10	9.68	0.010
0.125	11.31	0.011
0.14	14.33	0.0098
0.18	16.33	0.011
0.22	19.55	0.011

$$Q_m = 0.0106 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	12.94	9.27
2	12.56	9.55
2	12.80	9.37
2	13.23	9.07

$$RPM_m = 9.32$$

### **Bomba Pedrolo**

$$Q = 3.34 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.42 \text{ m / seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 0.9 \text{ cm}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 118 \text{ cm}$$

<b>V(lt)</b>	<b>t(seg)</b>	<b>Q(lt/seg)</b>
0.11	13.09	0.0084
0.15	18.69	0.0080
0.11	13.02	0.0084

$$Q_m = 0.00826 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	22.69	5.29
2	23.13	5.18
2	22.57	5.32
2	23.11	5.19
2	22.82	5.26

$$RPM_m = 5.24$$

### **2 Bombas**

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 58 \text{ cm}$$

<b>e(m)</b>	<b>t(seg)</b>
0.42	0.27
0.42	0.29
0.42	0.24
0.42	0.27
0.42	0.22

$$t_m = 0.255 \text{ seg}$$

$$v = 1.647 \text{ m/seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 13.84 \text{ cm}$$

<b>V(lt)</b>	<b>t(seg)</b>	<b>Q(lt/seg)</b>
0.20	5.13	0.039
0.20	5.17	0.038
0.25	6.88	0.036
0.125	3.42	0.036
0.125	3.54	0.035

$$Q_m = 0.037 \text{ lt/seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	6.20	19.35
2	6.17	19.45
2	6.26	19.17
2	6.15	19.51
2	6.08	19.74
3	9.11	19.76

$$RPM_m = 19.44$$

## **2 Bombas**

$$Q = 6.46 \text{ lt/seg}$$

$$v = 1.647 \text{ m/seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 13.84 \text{ cm}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 277 \text{ cm}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.175	6.64	0.026
0.225	8.63	0.026
0.16	5.84	0.027
0.23	9.18	0.025
0.175	6.73	0.026

$$Q_m = 0.026 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	7.73	15.53
2	7.28	16.48
2	7.58	15.83
2	7.84	15.30
2	8.15	14.72
3	11.65	15.45

$$RPM_m = 15.55$$

## 2 Bombas

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$v = 1.647 \text{ m / seg}$$

$$H_{\text{carga}} = 13.84 \text{ cm}$$

$$H_{\text{bombeo}} = 382 \text{ cm}$$

V(lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.12	5.12	0.023
0.16	6.21	0.026
0.175	7.60	0.023
0.225	9.24	0.024
0.240	9.84	0.024

$$Q_m = 0.024 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	8.72	13.76
2	8.44	14.22
2	8.63	13.90
3	12.57	14.32
3	12.65	14.23

$$RPM_m = 14.10$$

## 2 Bombas

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$v = 1.647 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 13.84 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 347 \text{ cm}$$

<b>V (lt)</b>	<b>t(seg)</b>	<b>Q(lt/seg)</b>
0.175	6.75	0.026
0.20	7.84	0.026
0.24	10.03	0.024
0.175	7.13	0.025
0.11	4.30	0.026
0.22	8.72	0.025

$$Q_m = 0.0253 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	9.0	13.33
2	8.54	14.05
2	8.80	13.64
2	8.52	14.08
3	12.75	14.11
3	12.48	14.42

$$RPM_m = 13.94$$

## 2 Bombas

$$Q = 6.46 \text{ lt / seg}$$

$$H_{bombeo} = 58 \text{ cm}$$

<b>e (m)</b>	<b>t (seg)</b>
0.42	0.23
0.42	0.26
0.42	0.24
0.42	0.22
0.42	0.22
0.42	0.23

$$t_m = 0.233 \text{ seg}$$

$$v = 1.81 \text{ m/seg}$$

$$H_{carga} = 16.71 \text{ cm}$$

<b>V (lt)</b>	<b>t(seg)</b>	<b>Q(lt/seg)</b>
0.22	6.25	0.035
0.24	5.93	0.040
0.215	4.82	0.045
0.20	4.23	0.047
0.165	3.58	0.046

$$Q_m = 0.043 \text{ lt/seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	5.82	20.62
2	5.82	20.62
2	5.98	20.07
2	5.71	20.02
3	8.71	20.67
3	8.60	20.93

$$RPM_m = 20.49$$

## 2 Bombas

$$Q = 6.46 \text{ lt/seg}$$

$$v = 1.81 \text{ m/seg}$$

$$H_{carga} = 16.71 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 382 \text{ cm}$$

V (lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.165	6.67	0.025
0.19	8.02	0.024
0.20	8.49	0.023
0.21	8.71	0.024
0.11	4.42	0.025

$$Q_m = 0.024 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	7.84	15.31
2	7.99	15.02
2	7.95	15.09
2	8.33	14.41
3	12.24	14.71
3	12.95	13.90

$$RPM_m = 14.74$$

### **Bomba Pedrolo**

$$Q = 3.34 \text{ lt / seg}$$

$$H_{bombeo} = 78 \text{ cm}$$

e(m)	t(seg)
0.42	0.72
0.42	0.84
0.42	1.07
0.42	1.12
0.42	1.09
0.42	0.90
0.42	0.97
0.42	0.79
0.42	1.02

$$t_m = 0.946 \text{ seg}$$

$$v = 0.444 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 1.004 \text{ cm}$$

V (lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.175	23.47	0.0074
0.15	17.59	0.0085
0.125	12.05	0.010
0.11	11.82	0.0093
0.13	17.16	0.0075

$$Q_m = 0.00854 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	20.89	5.74
2	21.34	5.62
2	21.12	5.68
2	21.12	5.68
2	20.89	5.74

$$RPM_m = 5.70$$

### Bomba Pedrolo

$$Q = 3.34 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.444 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 1.004 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 98 \text{ cm}$$

V (lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.14	18.54	0.0075
0.175	24.68	0.0071
0.14	18.67	0.0075
0.11	13.77	0.0079
0.205	29.05	0.0070

$$Q_m = 0.0074 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	21.38	5.61
2	21.92	5.47
2	21.30	5.63
2	20.03	5.99
2	20.61	5.82

$$RPM_m = 5.70$$

### Bomba Pedrolo

$$Q = 3.34 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.444 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 1.004 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 123 \text{ cm}$$

V (lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.075	8.45	0.0088
0.12	13.79	0.0087
0.12	12.59	0.0095
0.15	19.91	0.0075

$$Q_m = 0.0086 \text{ lt / seg}$$

N	t(seg)	RPM
2	21.84	5.49
2	21.95	5.47
2	22.65	5.30

$$RPM_m = 5.42$$

### Bomba Pedrolo

$$Q = 3.34 \text{ lt / seg}$$

$$v = 0.444 \text{ m / seg}$$

$$H_{carga} = 1.004 \text{ cm}$$

$$H_{bombeo} = 108 \text{ cm}$$

V (lt)	t(seg)	Q(lt/seg)
0.115	13.85	0.0083
0.15	19.11	0.0078
0.175	25.00	0.0070
0.15	19.22	0.0078

$$Q_m = 0.0077 \text{ lt / seg}$$

<b>N</b>	<b>t(seg)</b>	<b>RPM</b>
2	22.63	5.30
2	22.19	5.40
2	21.63	5.46
2	21.77	5.51

$$RPM_m = 5.42$$

**ANEXO 2**  
**RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DEL SISTEMA DE**  
**BOMBEO**

### Resultados de las Pruebas del Sistema de Bombeo

$v(m/seg)$	$H_{carga}(cm)$	$Q_e(lt/seg)$	$H_{bombeo}(cm)$	$Q_s(lt/seg)$	$N(RPM)$	$\eta(\%)$
0.42	0.90	3.12	55	0.0068	5.34	13.32
0.42	0.90	3.34	55	0.0070	5.63	12.80
0.42	0.90	3.34	118	0.00826	5.24	32.42
0.444	1.004	3.34	78	0.00854	5.70	19.86
0.444	1.004	3.34	98	0.0074	5.70	21.63
0.444	1.004	3.34	123	0.0086	5.42	31.54
0.444	1.004	3.34	108	0.0077	5.42	24.80
0.66	2.22	6.46	22	0.022	11.30	3.40
0.66	2.22	6.46	106	0.0175	11.00	12.93
0.82	3.43	6.46	55	0.021	11.65	5.21
0.82	3.43	6.46	277	0.017	11.17	21.25
0.82	3.43	6.46	382	0.013	10.00	22.42
0.82	3.43	6.46	522	0.0106	9.32	24.97
1.647	13.84	6.46	58	0.037	19.44	2.40
1.647	13.84	6.46	277	0.026	15.55	8.05
1.647	1.84	6.46	382	0.024	14.01	10.25
1.647	13.84	6.46	347	0.0253	13.94	9.82
1.81	16.71	6.46	58	0.043	20.49	2.31
1.81	16.71	6.46	382	0.024	14.74	8.49

**ANEXO 3**  
**RESULTADOS DEL PARÁMETRO DE SEMEJANZA**

### Coeficiente de Velocidad

$v_{agua} (m/seg)$	$N(RPM)$	$v_{rueda} (m/seg)$	$r_{carga} (m)$	$\eta (%)$	$\varphi = \frac{v_{rueda}}{v_{agua}}$
0.66	11.30	0.438	0.37	3.40	0.664
0.66	11.00	0.426	0.37	12.93	0.645
0.42	5.34	0.201	0.36	13.32	0.478
0.42	5.63	0.212	0.36	12.80	0.504
0.42	5.24	0.198	0.36	32.42	0.471
0.82	11.65	0.464	0.38	5.21	0.565
0.82	11.17	0.445	0.38	21.25	0.543
0.82	10.00	0.40	0.38	22.42	0.487
0.82	9.32	0.37	0.38	24.97	0.451
1.647	19.44	0.794	0.39	2.40	0.482
1.647	15.55	0.635	0.39	8.05	0.385
1.647	14.01	0.572	0.39	10.25	0.347
1.647	13.94	0.570	0.39	9.82	0.346
1.81	20.49	0.847	0.395	2.31	0.468
1.81	14.74	0.609	0.395	8.49	0.336
0.444	5.70	0.215	0.36	19.86	0.484
0.444	5.70	0.215	0.36	21.63	0.484
0.444	5.42	0.204	0.36	31.54	0.460
0.444	5.42	0.204	0.36	24.80	0.460

**ANEXO 4**  
**MODELO DE LA ENCUESTA**

# ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

## CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

### ENCUESTA

**NOMBRE:**.....

**UBICACIÓN:**.....

1. La extensión de su terreno es:

Menor a una hectárea.....

Entre una y cinco hectáreas.....

Mayor a cinco hectáreas.....

2. Dispone su propiedad de un río o quebrada:

SI..... NO.....

3. A que diferencia de nivel se encuentra su propiedad del lecho del río:

Menor a 10 metros.....

Entre 10 y 50 metros.....

Mayor a 50 metros.....

4. Qué tipos de sistemas de bombeo conoce:

Bomba eléctrica.....

Bomba con motor a gasolina.....

Sistema turbo – bomba.....

Otros sistemas.....

5. Cuenta usted con algún sistema de bombeo:

SI..... NO.....

6. Conoce usted algún tipo de sistemas de bombeo mediante energías alternativas:

SI..... NO.....

7. Le gustaría tener información para solucionar problemas de bombeo de agua, mediante energías alternativas a bajo costo:

SI..... NO.....

8. Conoce los proveedores de equipos de bombeo:

SI..... NO.....

Si los conoce, podría mencionar algunos:

.....  
.....  
.....  
.....

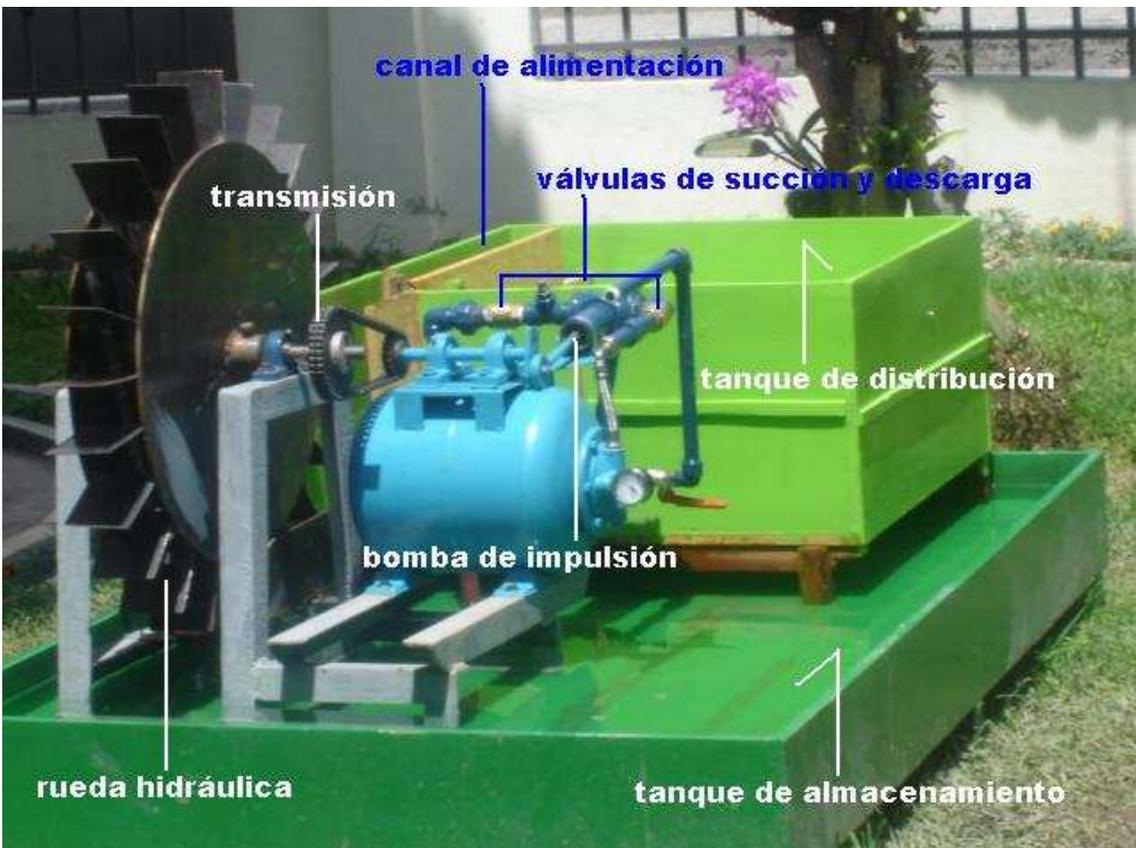
**ANEXO 5**  
**BETTAHIDROTURBINAS TURBO – BOMBA**

**ANEXO 6**  
**FOTOGRAFÍAS SISTEMA DE BOMBEO**













**ANEXO 7**  
**RESULTADOS SAP2000**

### Angle Section

**Section Name**

**Properties** 
**Property Modifiers** 
**Material**

**Dimensions**  
 Outside vertical leg (|3|)   
 Outside horizontal leg (|2|)   
 Horizontal eccentricity (|t|)   
 Vertical eccentricity (|w|)

Display Coord

### Rectangular Section

**Section Name**

**Properties** 
**Property Modifiers** 
**Material**

**Dimensions**  
 Depth (|3|)   
 Width (|2|)

Display Coord

**Shell Section Data**

**Section Name**  Display Color

**Type**

- Shell - Thin
- Shell - Thick
- Plate - Thin
- Plate - Thick
- Membrane
- Shell - Layered/Nonlinear

**Material**

Material Name  Material Angle

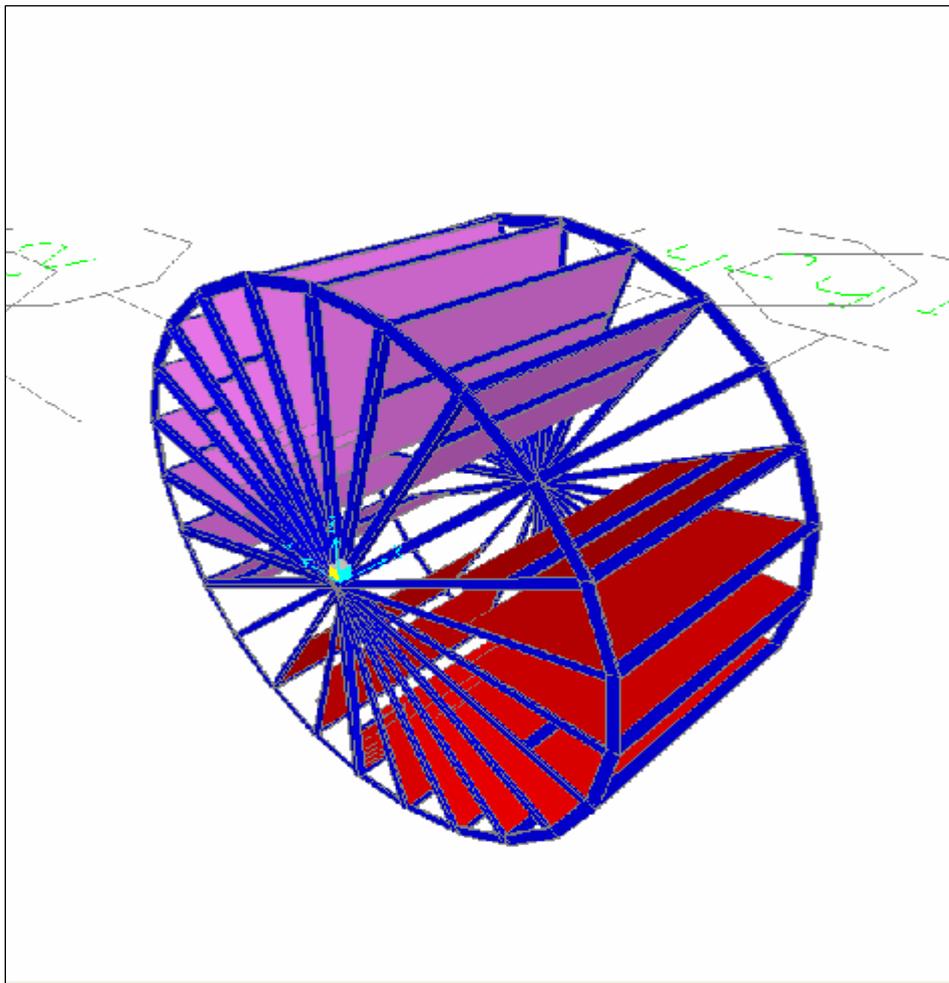
**Thickness**

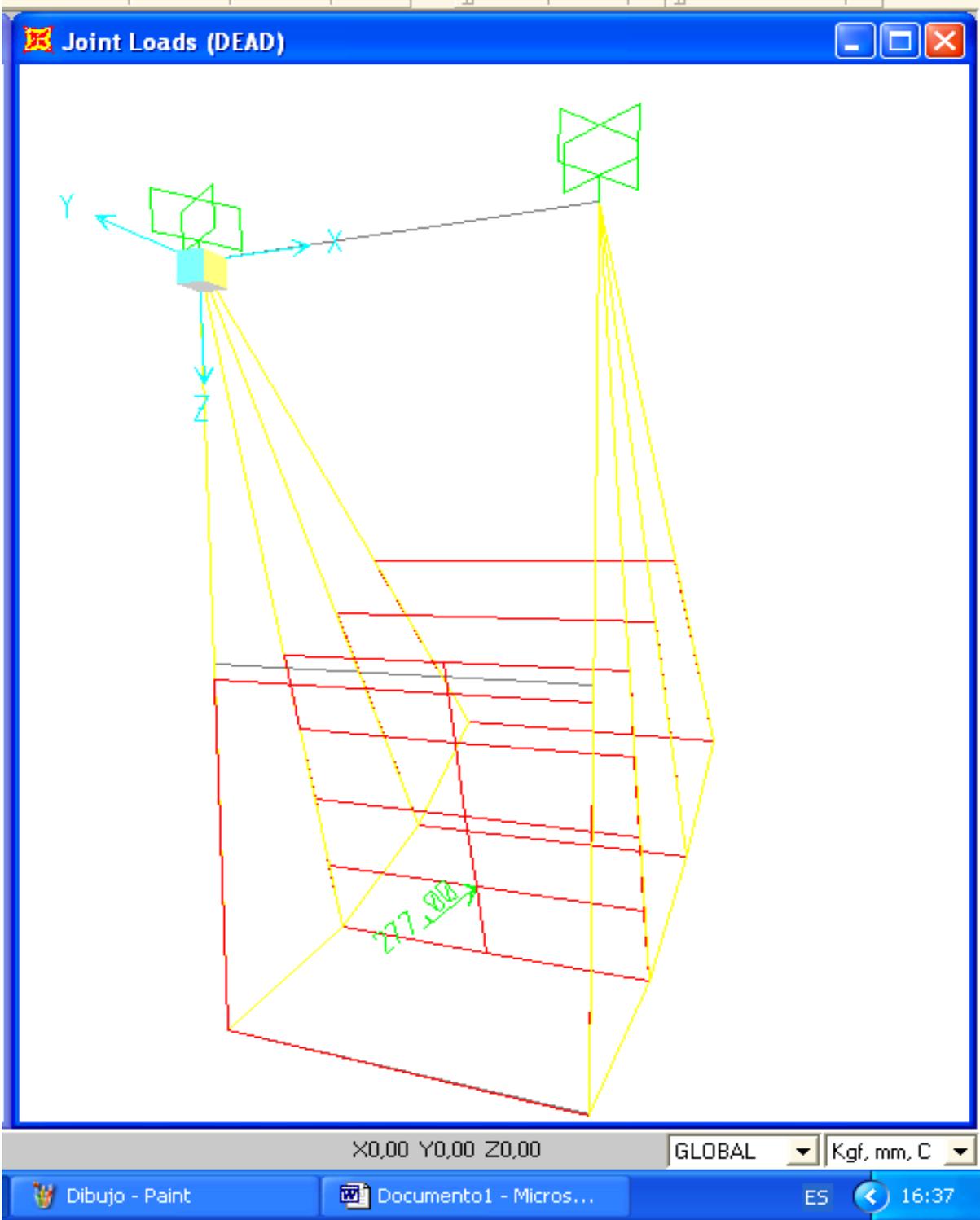
Membrane

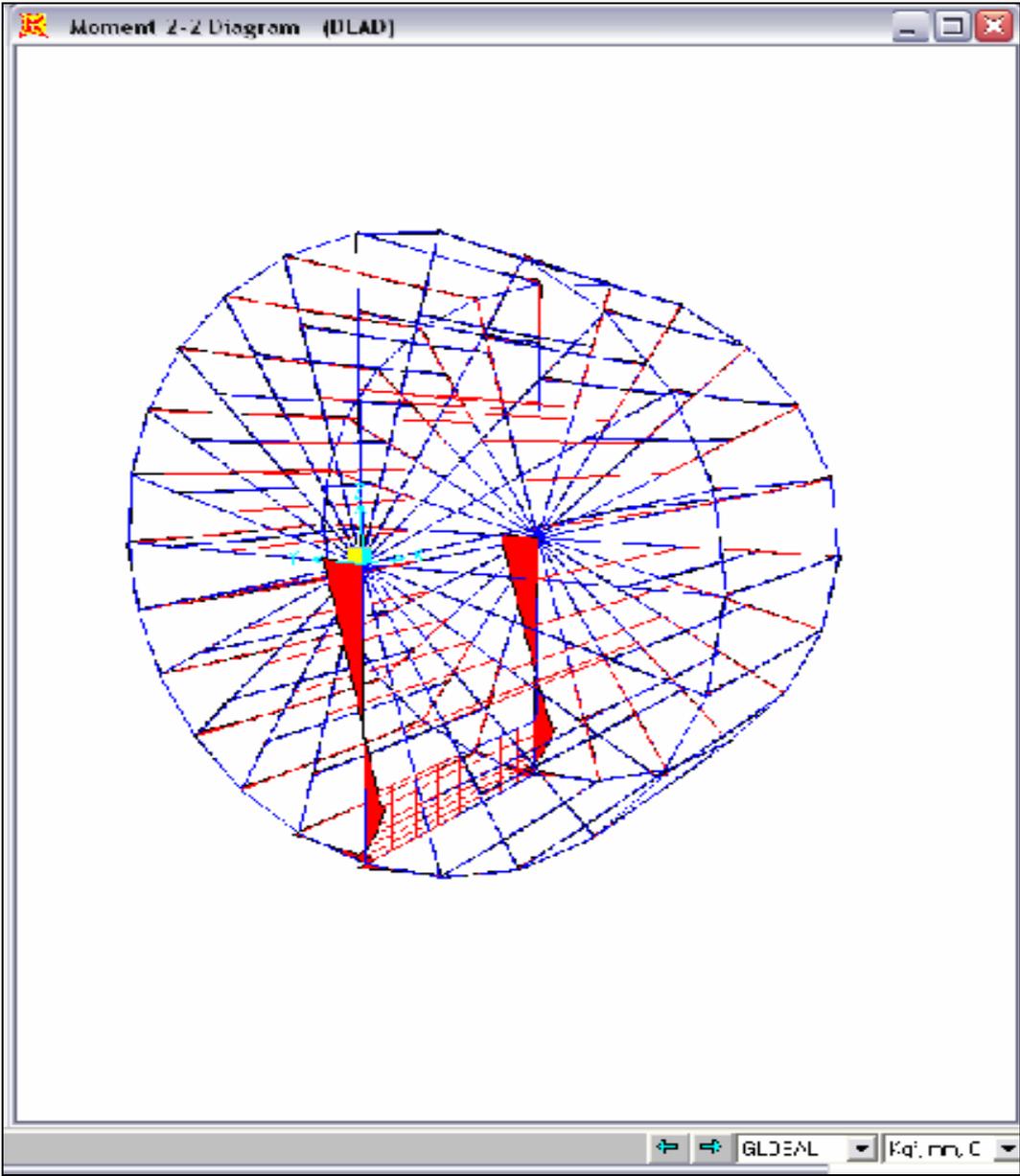
Bending

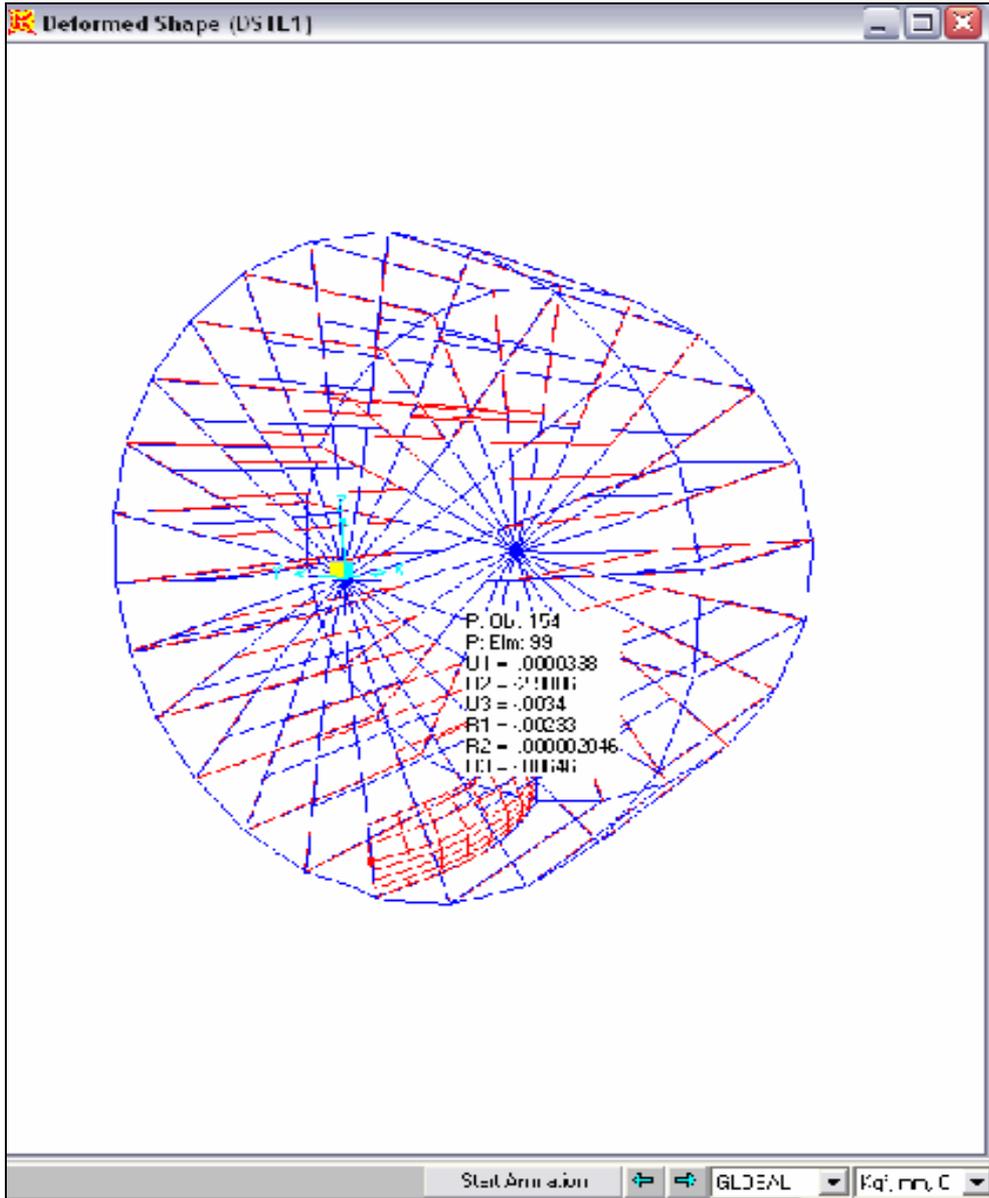
**Concrete Shell Section Design Parameters**

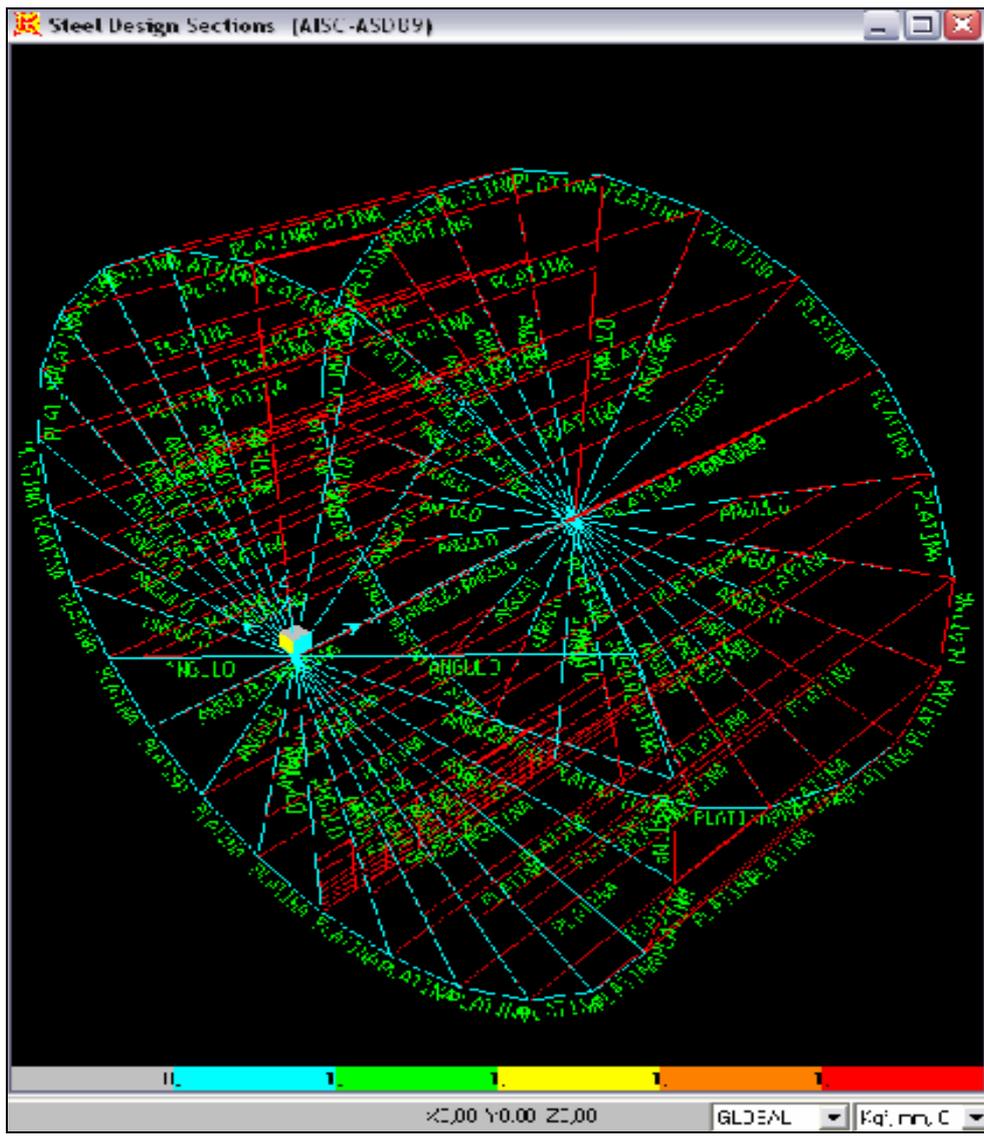
**Stiffness Modifiers** **Temp Dependent Properties**

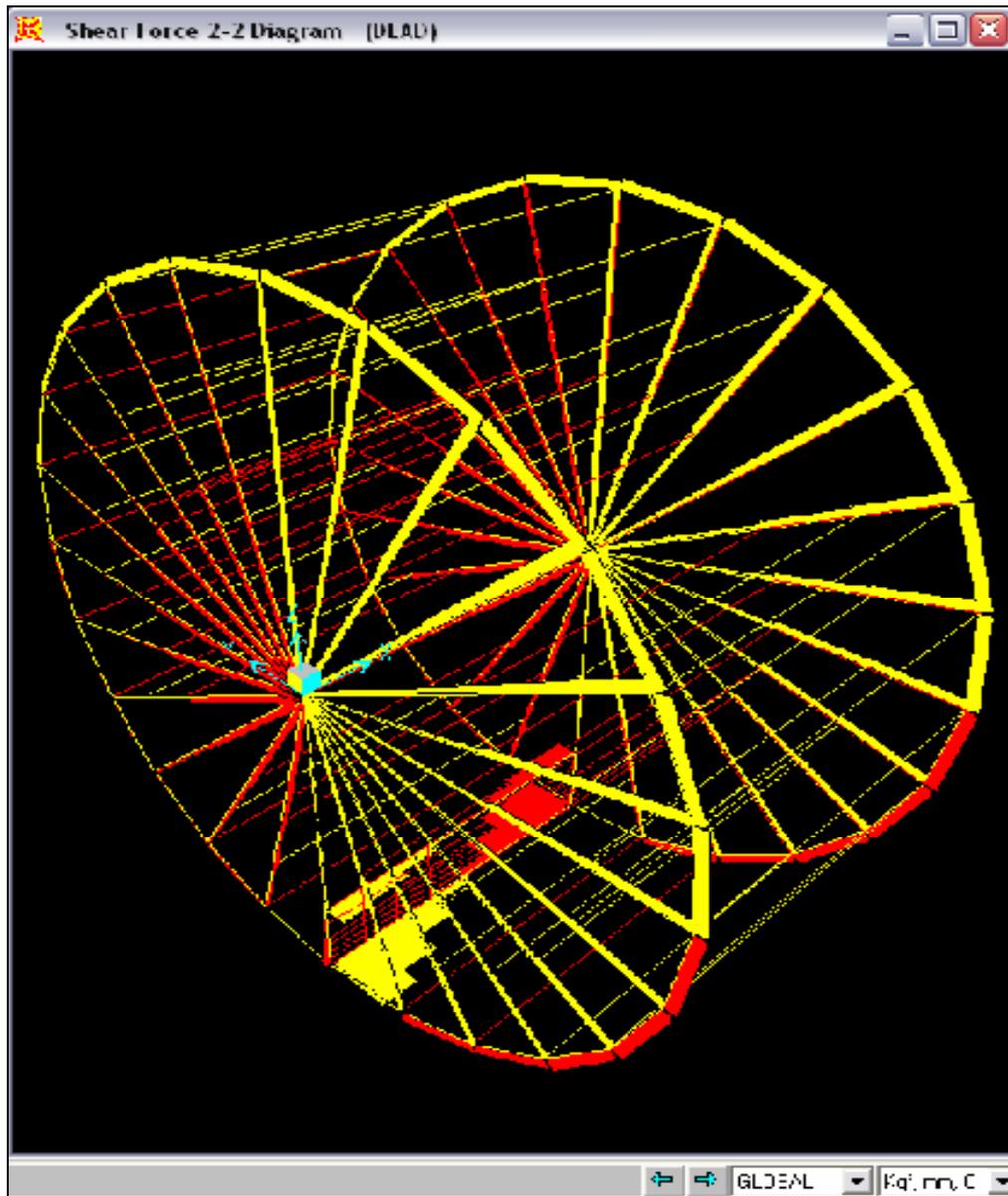


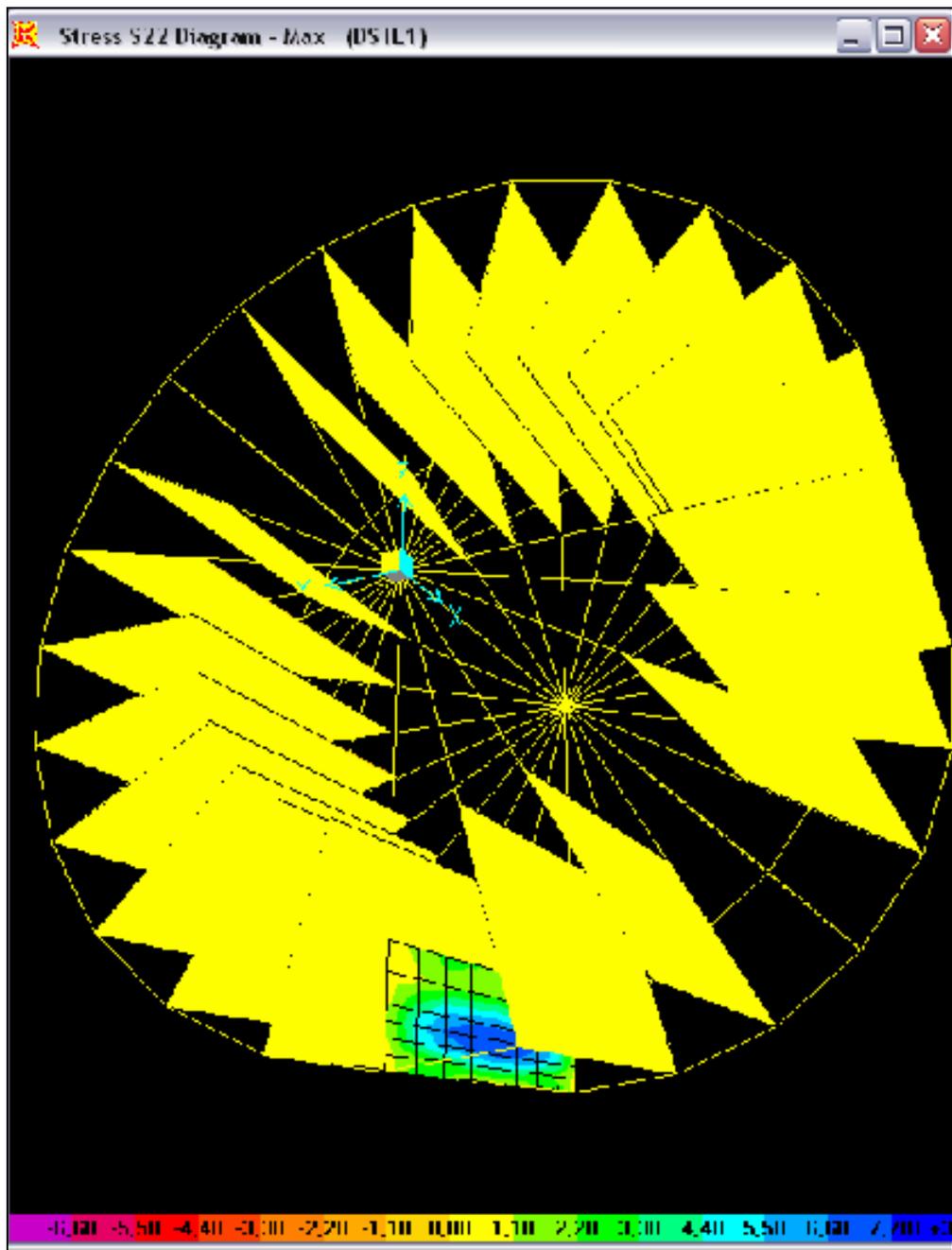


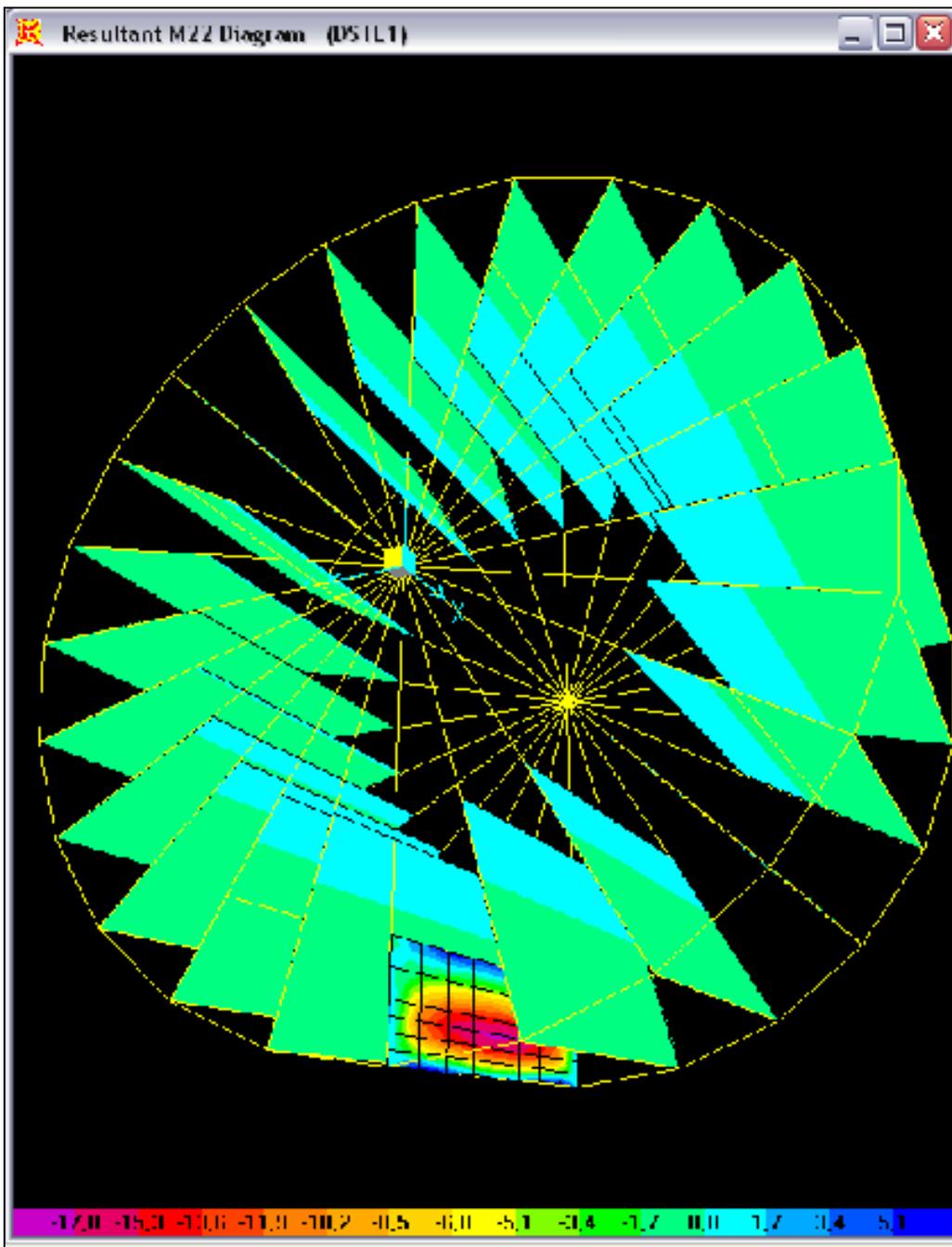


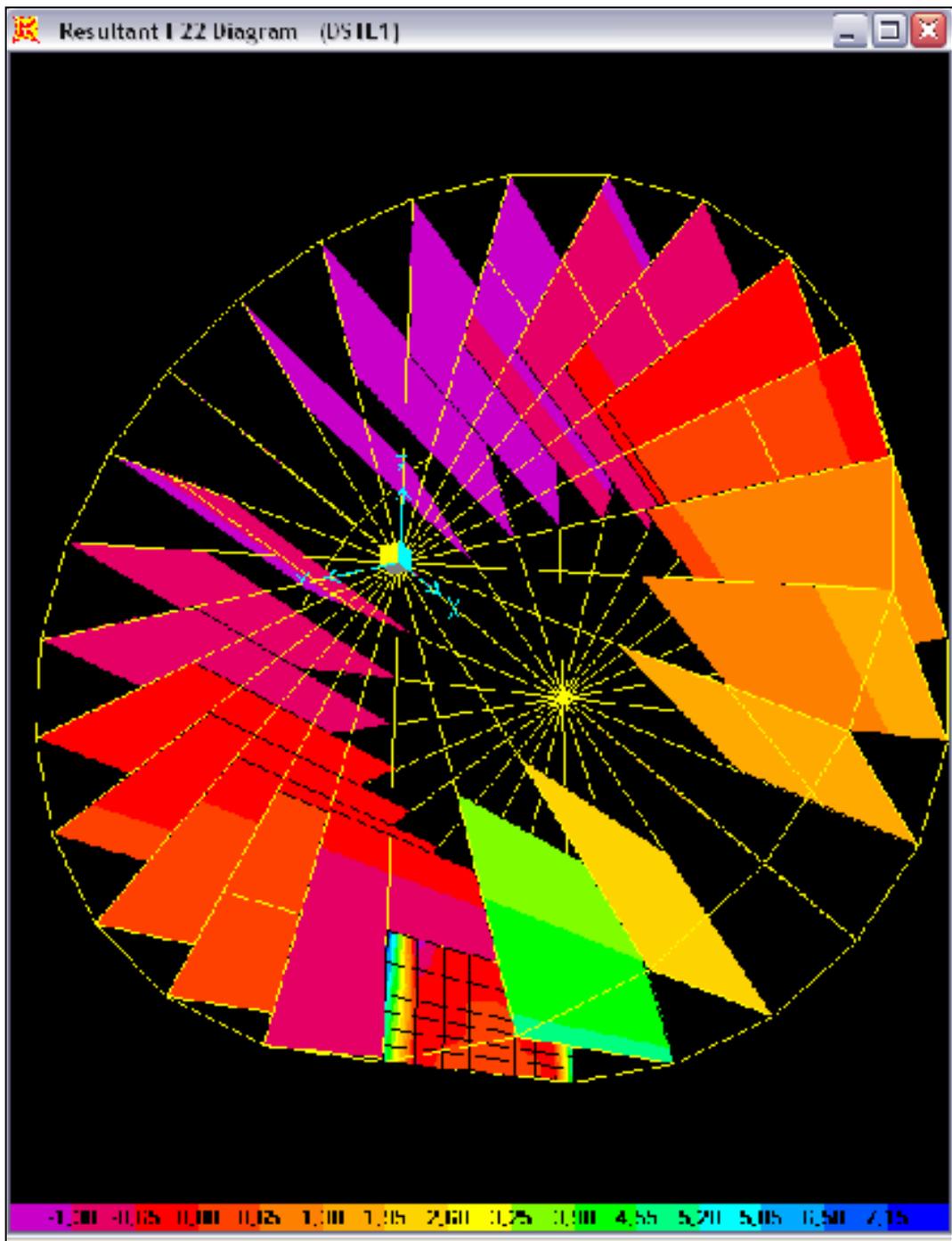












**TABLE: Assembled Joint Masses**

Joint	U1	U2	U3	R1
Text	Lb-s2/in	Lb-s2/in	Lb-s2/in	Lb-in-s2
1	0,130310294687294	0,130310294687294	0,130310294687294	0
2	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
3	0,130310294687294	0,130310294687294	0,130310294687294	0
4	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
5	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
6	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
7	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
8	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
9	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
10	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
11	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
12	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
13	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
14	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
15	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
16	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
17	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
18	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
19	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
20	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
21	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
22	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
23	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
24	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
25	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
26	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
27	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
28	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
29	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
30	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
31	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
32	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
33	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
34	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
35	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
36	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
37	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
38	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
39	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
40	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
41	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
42	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
43	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
44	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
45	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
46	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
47	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
48	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
49	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0

	50	3,18E+12	3,18E+12	3,18E+12	0
	51	4,01E+12	4,01E+12	4,01E+12	0
	F22	F23	FMax	FMin	FAngle
	Lb/in	Lb/in	Lb/in	Lb/in	Degrees
-	-	-	-	-	-
0,690302764349057	-0,690302764349057	-8,99E+12	0,690329033014104	0,378993506450308	-
-	-	-	-	-	-
0,690302764348401	-0,690302764348401	-8,99E+12	0,690329033013447	0,378993506438032	-
-	-	-	-	-	-
0,649849734908607	-0,649849734908607	4,49E+12	0,649872434735176	0,327504980895329	-
-	-	-	-	-	-
0,649849734909264	-0,649849734909264	4,49E+12	0,649872434735831	0,327504980882726	-
-	-	-	-	-	-
0,690302764349057	-0,690302764349057	-8,99E+12	0,690329033014104	0,378993506450308	-
-	-	-	-	-	-
0,690302764348401	-0,690302764348401	-8,99E+12	0,690329033013447	0,378993506438032	-
-	-	-	-	-	-
0,649849734908607	-0,649849734908607	4,49E+12	0,649872434735176	0,327504980895329	-
-	-	-	-	-	-
0,649849734909264	-0,649849734909264	4,49E+12	0,649872434735831	0,327504980882726	-
-	-	-	-	-	-
122.253.787.272.337	122.253.787.272.336	-0,867053562008868	123.365.382.682.807	100.281.124.460.657	-
-	-	-	-	-	-
122.253.787.272.148	122.253.787.272.147	-0,867053562007925	123.365.382.682.657	100.281.124.462.467	-
-	-	-	-	-	-
0,707526109678064	-0,707526109678064	0,841088027500297	0,710077776479976	232.447.373.863.408	-
-	-	-	-	-	-
0,707526109679942	-0,707526109679942	0,841088027499861	0,710077776481979	232.447.373.869.005	-
-	-	-	-	-	-
122.253.787.272.337	122.253.787.272.336	-0,867053562008868	123.365.382.682.807	100.281.124.460.657	-
-	-	-	-	-	-
122.253.787.272.148	122.253.787.272.147	-0,867053562007925	123.365.382.682.657	100.281.124.462.467	-
-	-	-	-	-	-
0,707526109678064	-0,707526109678064	0,841088027500297	0,710077776479976	232.447.373.863.408	-
-	-	-	-	-	-
0,707526109679942	-0,707526109679942	0,841088027499861	0,710077776481979	232.447.373.869.005	-
-	-	-	-	-	-
147.446.899.554.011	147.446.899.554.010	-0,834701268797255	147.515.761.018.977	187.907.386.407.527	-
-	-	-	-	-	-
147.446.899.553.677	147.446.899.553.676	-0,834701268797	147.515.761.018.569	187.907.386.306.583	-
-	-	-	-	-	-
0,998779173233141	-0,998779173233141	0,750494706881571	0,999031022548498	0,687453413868116	-
-	-	-	-	-	-
0,998779173236456	-0,998779173236456	0,750494706880237	-0,99903102255147	0,687453413400268	-
-	-	-	-	-	-
147.446.899.554.011	147.446.899.554.010	-0,834701268797255	147.515.761.018.977	187.907.386.407.527	-
-	-	-	-	-	-
147.446.899.553.677	147.446.899.553.676	-0,834701268797	147.515.761.018.569	187.907.386.306.583	-
-	-	-	-	-	-
0,998779173233141	-0,998779173233141	0,750494706881571	0,999031022548498	0,687453413868116	-
-	-	-	-	-	-
0,998779173236456	-0,998779173236456	0,750494706880237	-0,99903102255147	0,687453413400268	-
-	-	-	-	-	-
166.633.542.946.573	166.633.542.946.572	-0,764342623081454	166.976.271.654.388	352.733.883.850.241	-
-	-	-	-	-	-
-16.663.354.294.677	-16.663.354.294.676	-0,764342623082755	166.976.271.654.514	352.733.883.813.507	-
-	-	-	-	-	-
123.973.789.728.984	123.973.789.728.983	0,65585269497108	124.136.872.849.493	168.008.156.924.472	-
-	-	0,655852694971327	-	168.008.156.906.752	-

123.973.789.728.787	123.973.789.728.786		124.136.872.849.261	
-	-		-	
166.633.542.946.573	166.633.542.946.572	-0,764342623081454	166.976.271.654.388	352.733.883.850.241
-	-		-	-
-16.663.354.294.677	-16.663.354.294.676	-0,764342623082755	166.976.271.654.514	352.733.883.813.507
-	-		-	-
123.973.789.728.984	123.973.789.728.983	0,65585269497108	124.136.872.849.493	168.008.156.924.472
-	-		-	-
123.973.789.728.787	123.973.789.728.786	0,655852694971327	124.136.872.849.261	168.008.156.906.752
-	-		-	-
179.040.897.543.042	179.040.897.543.041	-0,717322312721218	179.448.458.568.211	352.657.105.941.902
-	-		-	-
179.040.897.543.472	179.040.897.543.471	-0,717322312722729	179.448.458.568.619	352.657.105.931.859
-	-		-	-
139.556.633.974.621	139.556.633.974.620	0,596939162575236	139.776.130.633.394	190.097.946.752.686
-	-		-	-
139.556.633.974.191	139.556.633.974.190	0,596939162576425	139.776.130.632.955	190.097.946.748.583
-	-		-	-
179.040.897.543.042	179.040.897.543.041	-0,717322312721218	179.448.458.568.211	352.657.105.941.902
-	-		-	-
179.040.897.543.472	179.040.897.543.471	-0,717322312722729	179.448.458.568.619	352.657.105.931.859
-	-		-	-
139.556.633.974.621	139.556.633.974.620	0,596939162575236	139.776.130.633.394	190.097.946.752.686
-	-		-	-
139.556.633.974.191	139.556.633.974.190	0,596939162576425	139.776.130.632.955	190.097.946.748.583

**TABLE: Element Forces - Frames**

<b>P</b>	<b>V2</b>	<b>V3</b>	<b>T</b>	<b>M2</b>
Lb	Lb	Lb	Lb-in	Lb-in
-	-	-	-	-
187.886.977.818.121	263.002.415.058.603	5,66E+11	342.123.648.518.566	6,55E+12
-	-	-	-	-
187.886.977.818.121	242.407.138.176.157	5,66E+11	342.123.648.518.566	-1,26E+12
-	-	-	-	-
187.886.977.818.121	221.811.861.293.711	5,66E+11	342.123.648.518.566	-9,06E+12
-	-	-	-	-
296.012.495.593.657	-12.581.357.217.289	-1,63E+12	661.646.062.664.635	-7,60E+12
-	-	-	-	-
296.012.495.593.657	108.160.477.702.222	-1,63E+12	661.646.062.664.635	0,116289711373646
-	-	-	-	-
296.012.495.593.655	746.685.704.406.251	1,50E+12	113.325.176.163.418	0,10936881897183
-	-	-	-	-
296.012.495.593.655	570.154.759.699.568	1,50E+12	113.325.176.163.418	-6,80E+12
-	-	-	-	-
187.886.977.818.121	263.002.415.058.603	5,66E+11	342.123.648.518.566	6,55E+12
-	-	-	-	-
187.886.977.818.121	242.407.138.176.157	5,66E+11	342.123.648.518.566	-1,26E+12
-	-	-	-	-
187.886.977.818.121	221.811.861.293.711	5,66E+11	342.123.648.518.566	-9,06E+12
-	-	-	-	-
296.012.495.593.657	-12.581.357.217.289	-1,63E+12	661.646.062.664.635	-7,60E+12
-	-	-	-	-
296.012.495.593.657	108.160.477.702.222	-1,63E+12	661.646.062.664.635	0,116289711373646
-	-	-	-	-
296.012.495.593.655	746.685.704.406.251	1,50E+12	113.325.176.163.418	0,10936881897183
-	-	-	-	-
296.012.495.593.655	570.154.759.699.568	1,50E+12	113.325.176.163.418	-6,80E+12
-	-	-5,66E+11	342.123.648.518.897	-6,55E+12

187.886.977.818.193	263.002.415.058.518				
-	-				
187.886.977.818.193	242.407.138.176.071	-5,66E+11	342.123.648.518.897		1,26E+12
-	-				
187.886.977.818.193	221.811.861.293.625	-5,66E+11	342.123.648.518.897		9,06E+12
-	-				
296.012.495.593.894	125.813.572.172.805	1,63E+12	661.646.062.664.562		7,60E+12
-	-				
296.012.495.593.894	108.160.477.702.137	1,63E+12	661.646.062.664.562	0,116289711373692	
-	-				
296.012.495.593.896	746.685.704.405.349	0,015013178016649	113.325.176.163.482	0,109368818971869	
-	-				
296.012.495.593.897	570.154.759.698.665	0,015013178016649	113.325.176.163.482		6,80E+12
-	-				
187.886.977.818.193	263.002.415.058.518	-5,66E+11	342.123.648.518.897		-6,55E+12
-	-				
187.886.977.818.193	242.407.138.176.071	-5,66E+11	342.123.648.518.897		1,26E+12
-	-				
187.886.977.818.193	221.811.861.293.625	-5,66E+11	342.123.648.518.897		9,06E+12
-	-				
296.012.495.593.894	125.813.572.172.805	1,63E+12	661.646.062.664.562		7,60E+12
-	-				
296.012.495.593.894	108.160.477.702.137	1,63E+12	661.646.062.664.562	0,116289711373692	
-	-				
296.012.495.593.896	746.685.704.405.349	0,015013178016649	113.325.176.163.482	0,109368818971869	
-	-				
296.012.495.593.897	570.154.759.698.665	0,015013178016649	113.325.176.163.482		6,80E+12
0,56123210819626	18.789.591.486.927	0,410166591815803	805.136.628.831.379	0,386535215568309	
-	-				
0,56123210819626	18.789.591.486.927	0,427131089724005	805.136.628.831.379	0,436627236950796	
454.141.710.450.207	139.040.146.054.201	0,433146452207518	489.450.418.274.779	0,460009189450444	
-	-				
454.141.710.450.207	139.040.146.054.201	0,404151229332289	489.450.418.274.779	0,374393373873982	
905.710.893.824.821	818.687.915.380.195	0,420754340859438	205.274.847.850.007	0,405160828541244	
905.710.893.824.821	818.687.915.380.195	-0,41654334068037	205.274.847.850.007	0,39272677289439	
10.701.117.102.343	271.266.356.615.159	0,420144702950648	527.453.188.570.027	0,405109033236612	
-	-				
10.701.117.102.343	271.266.356.615.159	0,417152978589159	527.453.188.570.027	0,396275201460562	
-	-				
107.011.171.023.348	271.266.356.615.079	0,417152978589131	527.453.188.569.889	0,396275201460244	

**ANEXO 8**  
**MAPA DE UBICACIÓN DEL PROYECTO**



**ANEXO 9**  
**PLANOS DE TALLER Y DE MONTAJE**