



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

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

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TÍTULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
BOMBEO MEDIANTE RUEDA HIDRÁULICA DE
ALIMENTACIÓN INFERIOR, PARA LA GRANJA DE
POLLOS AVÍCOLA SERRANO

*Tesis de grado previa la obtención del
título de Ingeniero Electromecánico*

AUTOR: Rolando Efraín Vaca Ludeña

DIRECTOR: Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc.

LOJA - ECUADOR
2014

CERTIFICACIÓN.

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS.

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Diseño y construcción de un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica de alimentación inferior, para la granja de pollos Avícola Serrano”**, previa a la obtención del título de Ingeniero en Electromecánica, realizado por el señor egresado: Rolando Efraín Vaca Ludeña, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja 11 de Diciembre del 2013.



Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS.

AUTORÍA.

Yo Rolando Efraín Vaca Ludeña declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido de la misma.

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

Autor: Rolando Efraín Vaca Ludeña.

Firma:



Cédula: 1104535057

Fecha: 30 de Enero de 2014.

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

Yo Rolando Efraín Vaca Ludeña declaro ser autor de la tesis titulada: **Diseño y construcción de un sistema de bombeo mediante Rueda Hidráulica de alimentación inferior, para la granja de pollos Avícola Serrano**, como requisito para optar al grado de: Ingeniero en Electromecánica; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional.

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

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

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los 30 días del mes de Enero del dos mil catorce, firma el autor.

Firma:

Autor: Rolando Efraín Vaca Ludeña.

Cédula: 1104535057

Dirección: Loja- El Rosal

Correo Electrónico: rolanditovaca@hotmail.com

Teléfono: 072710012

Celular: 0969624242

DATOS COMPLEMENTARIOS.

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

Tribunal de grado: Ing. José Miguel Eras Gallegos.

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz.

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta, Mg, Sc.

PENSAMIENTOS.

Hay que estudiar mucho para saber poco.

Barón de Montesquieu.

Dime y lo olvido, enséñame y lo recuerdo, involúcrame y lo aprendo.

Benjamín Franklin.

La ciencia es un magnífico mobiliario para el piso superior de un hombre, siempre y cuando su sentido común esté en la planta baja.

Oliver Wendell Holmes.

DEDICATORIA.

Dedico éste trabajo a Dios, y a mis padres Héctor Vaca y Edilma Ludeña.

AGRADECIMIENTO.

Agradezco a la Universidad Nacional de Loja por la oportunidad de escalar un peldaño más de mi vida formativa, y a todos los docentes que sin egoísmo alguno sabiamente me han impartido sus mejores conocimientos.

ÍNDICE:

| | |
|--|-----------|
| d.- REVISIÓN DE LITERATURA..... | 8 |
| d.1 CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE. | 8 |
| d.1.1 Rueda hidráulica. | 8 |
| d.1.1.1 Tipos de ruedas hidráulicas de alimentación inferior. | 10 |
| d.1.1.2 Parámetros cinemáticos y geométricos de una rueda de alimentación inferior. | 12 |
| d.1.2 Máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo. | 14 |
| d.1.2.1 Principio del desplazamiento positivo. | 14 |
| d.1.2.2 Bombas de émbolo. | 15 |
| d.1.2.2.1 Características de las bombas de émbolo. | 15 |
| d.1.2.2.2 Elementos de una bomba de émbolo. | 16 |
| d.1.2.3 Bombas de émbolo de doble efecto. | 16 |
| d.1.2.4 Rendimiento de la bomba de émbolo | 17 |
| d.1.3 Transmisiones. | 18 |
| d.1.3.1 Transmisión por cadenas. | 18 |
| d.1.3.1.1 Parámetros geométricos (fórmulas básicas). | 18 |
| d.1.3.1.2 Cadenas de rodillos. | 19 |
| d.1.3.1.3 Selección del número de dientes de los piñones. | 20 |
| d.1.3.1.4 Cálculo de capacidad de carga. | 20 |
| d.1.3.1.4.1 Número de hileras en función de la presión admisible. | 20 |
| d.1.3.1.5 Lubricación. | 23 |
| d.1.4 Sistema de bombeo mediante rueda hidráulica. | 23 |
| d.2 CAPÍTULO II: FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA RUEDA-BOMBA. | 25 |
| d.2.1 Generalidades. | 25 |
| d.2.1.1 Potencia hidráulica del canal | 25 |
| d.2.1.2 Potencia teórica de la rueda hidráulica | 25 |
| d.2.1.3 Torque teórico de la rueda hidráulica | 25 |
| d.2.1.4 Presión dinámica del fluido | 26 |
| d.2.1.5 Fuerza del agua sobre una superficie plana | 26 |
| d.2.1.6 Potencia teórica de la bomba de pistón | 26 |
| d.2.1.7 Altura total de bombeo | 26 |
| d.2.1.7.1 Altura física de bombeo. | 27 |

| | |
|--|-----------|
| d.2.1.7.2 Pérdidas totales teóricas de una instalación..... | 27 |
| d.2.1.8 Caudal teórico que puede trasegar la bomba de pistón a una altura H..... | 27 |
| d.2.2 Resistencia de materiales..... | 27 |
| d.2.2.1 Métodos de cálculo..... | 28 |
| d.2.2.2 Esfuerzo admisible..... | 28 |
| d.2.2.3 Coeficiente de seguridad..... | 29 |
| d.2.3 Diseño estructural..... | 30 |
| d.2.3.1 Métodos de diseño..... | 30 |
| d.2.3.2 Características geométricas de una sección circular..... | 31 |
| d.2.3.3 Tensión cortante de torsión..... | 31 |
| d.2.3.4 Tensión tangencial en una superficie curva de pared delgada..... | 32 |
| d.2.3.5 Características geométricas de una sección cuadrada hueca (tubo)..... | 32 |
| d.2.4 Esfuerzos combinados..... | 33 |
| d.2.4.1 Esfuerzos principales de tracción y compresión..... | 33 |
| d.2.4.2 Esfuerzo cortante máximo..... | 34 |
| d.2.5 Tensiones en vigas..... | 34 |
| d.2.5.1 Vigas estáticamente indeterminadas..... | 34 |
| d.2.5.2 Tipos de cargas que actúan en una viga..... | 35 |
| d.2.5.3 Tensiones internas en una viga..... | 36 |
| d.2.6 Deformación de vigas..... | 37 |
| d.2.6.1 Método del área de momentos..... | 38 |
| d.3 CAPÍTULO III: DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA RUEDA-BOMBA..... | 40 |
| d.3.1 Características del sector en estudio..... | 40 |
| d.3.1.1 Inspección del sitio..... | 40 |
| d.3.1.1.1 Datos generales..... | 40 |
| d.3.1.1.2 Características del canal..... | 40 |
| d.3.1.1.2.1 Descripción de la geometría..... | 42 |
| d.3.1.1.2.2 Estimación del caudal medio..... | 42 |
| d.3.1.1.2.3 Potencia hidráulica..... | 43 |
| d.3.2 Descripción general del sistema de bombeo..... | 43 |
| d.3.2.1 Punto de succión..... | 43 |
| d.3.2.2 Punto de descarga..... | 44 |
| d.3.3 Selección del equipo para sistema de bombeo..... | 45 |

| | |
|--|----|
| d.3.3.1 Principales componentes del sistema de bombeo..... | 45 |
| d.3.3.1.1 Esquema general de piezas. | 46 |
| d.3.3.2 Definición del producto. | 46 |
| d.3.4 Diseño conceptual. | 47 |
| d.3.4.1 Alternativas de solución. | 47 |
| d.3.4.1.1 Sistema de bombeo con rueda de alimentación inferior de álabes rectos. | 47 |
| d.3.4.1.2 Sistema de bombeo con rueda de alimentación inferior de álabes cilíndricos. | 48 |
| d.3.4.1.3 Sistema de bombeo con rueda de alimentación inferior de álabes curvos. | 48 |
| d.3.4.2 Selección de la alternativa de diseño. | 49 |
| d.3.4.2.1 Aplicación del método ordinal corregido de criterios ponderados..... | 49 |
| d.3.4.2.2 Valoración de las alternativas en función de cada criterio. | 50 |
| d.3.4.2.2.1 Ponderación en función del COSTO. | 50 |
| d.3.4.2.2.2 Ponderación en función de la EFICIENCIA. | 51 |
| d.3.4.2.2.3 Ponderación en función de la MATENIBILIDAD..... | 51 |
| d.3.4.2.2.4 Ponderación en función de la FABRICABILIDAD..... | 52 |
| d.3.4.2.2.5 Ponderación en función de la EFICIENCIA DE MONTAJE. | 52 |
| d.3.4.2.3 Evaluación de los resultados. | 52 |
| d.3.5 Configuración general de la rueda hidráulica..... | 54 |
| d.3.5.1 Dimensiones de los álabes..... | 54 |
| d.3.5.2 Diámetro de la rueda. | 54 |
| d.3.5.3 Número de álabes. | 55 |
| d.3.6 Parámetros cinemáticos y dinámicos de la rueda hidráulica. | 56 |
| d.3.6.1 Velocidad tangencial | 56 |
| d.3.6.2 Velocidad angular..... | 56 |
| d.3.6.3 Cálculo de la potencia teórica de la rueda | 56 |
| d.3.6.4 Cálculo del torque teórico de la rueda..... | 56 |
| d.3.7 Cálculo de la potencia teórica de la bomba de pistón, o máquina movida..... | 56 |
| d.3.8 Cálculo de la altura física de bombeo..... | 57 |
| d.3.9 Proyección de las pérdidas totales teóricas de la instalación..... | 57 |
| d.3.10 Cálculo del caudal que se puede bombear a la altura de 92m. | 57 |
| d.3.11 Selección del tipo de bomba..... | 58 |
| d.3.11.1 Factor económico. | 58 |
| d.3.11.2 Factor de rendimiento..... | 58 |
| d.3.11.3 Selección del modelo..... | 58 |

| | |
|---|-----------|
| d.3.11.3.1 Curva característica de la bomba seleccionada | 59 |
| d.3.12 Accesorios para la instalación del sistema de bombeo..... | 60 |
| d.3.13 Selección de tubería..... | 62 |
| d.3.13.1 Selección del diámetro. | 63 |
| d.3.13.2 Análisis de pérdidas en los tramos de succión e impulsión..... | 63 |
| d.3.14 Selección de la transmisión. | 67 |
| d.3.14.1 Factores de potencia a transmitir. | 67 |
| d.3.14.2 Relación de transmisión | 68 |
| d.3.14.3 Cálculo de la potencia de diseño | 68 |
| d.3.14.4 Cálculo del número de dientes del piñón | 68 |
| d.3.14.5 Cálculo del número de dientes de la rueda..... | 69 |
| d.3.14.6 Selección del paso de la cadena..... | 69 |
| d.3.14.7 Cálculo de la velocidad de la cadena..... | 70 |
| d.3.14.8 Cálculo de la fuerza útil de la cadena. | 70 |
| d.3.14.9 Cálculo del número de hileras en función de la presión admisible | 70 |
| d.3.14.10 Longitud de la cadena expresada en pasos | 73 |
| d.4 CAPÍTULO IV: DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA DE | |
| ALIMENTACIÓN INFERIOR..... | 74 |
| d.4.1 Factores de diseño. | 74 |
| d.4.2 Diseño de los componentes de la rueda..... | 74 |
| d.4.2.1 Soportes principales..... | 74 |
| d.4.2.1.1 Descripción de cada conjunto de soportes..... | 74 |
| d.4.2.2 Discos de transmisión..... | 76 |
| d.4.2.2.1 Descripción de los discos. | 77 |
| d.4.2.3 Radios. | 78 |
| d.4.2.3.1 Descripción de los radios..... | 78 |
| d.4.2.4 Álabes. | 79 |
| d.4.2.4.1 Descripción de los álabes. | 80 |
| d.4.2.5 Eje de transmisión. | 81 |
| d.4.2.5.1 Descripción del eje. | 81 |
| d.4.2.6 Soportes periféricos. | 81 |
| d.4.2.7 Pernos. | 82 |
| d.4.3 Cálculo de dimensiones de los principales componentes de la rueda. | 82 |

| | |
|--|------------|
| d.4.3.1 Consideraciones para el análisis de Resistencia de materiales de la rueda. | 83 |
| d.4.3.2 Estimación de la velocidad del agua (canal lleno) | 83 |
| d.4.3.3 Cálculo de la presión dinámica del fluido en el canal | 84 |
| d.4.3.4 Cálculo de la Fuerza del agua sobre el álabe..... | 84 |
| d.4.3.5 Cálculo de los soportes de la rueda. | 84 |
| d.4.3.5.1 Consideraciones para el cálculo de los soportes..... | 86 |
| d.4.3.5.2 Determinación de las reacciones y los momentos. | 86 |
| d.4.3.5.3 Determinación del esfuerzo cortante y momento flector en forma compuesta. | 89 |
| d.4.3.5.3.1 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en forma compuesta. | 90 |
| d.4.3.5.4 Determinación de la tensión normal en el tubo. | 91 |
| d.4.3.5.4.1 Determinación del coeficiente de seguridad..... | 91 |
| d.4.3.5.4.2 Cálculo de la tensión admisible, o de trabajo. | 91 |
| d.4.3.5.4.3 Cálculo del módulo resistente del tubo..... | 92 |
| d.4.3.6 Cálculo del eje de la rueda por el método de comprobación..... | 93 |
| d.4.3.6.1 Cálculo del esfuerzo máximo cortante. | 96 |
| d.4.3.6.2 Cálculo del coeficiente de seguridad. | 99 |
| d.4.4 Construcción de la rueda hidráulica. | 101 |
| d.4.4.1 Hoja de procesos: Rueda hidráulica. | 101 |
| d.4.4.2 Descripción detallada de los componentes..... | 103 |
| d.4.4.3 Proceso de ensamble..... | 104 |
| d.4.4.4 Instalación del sistema..... | 109 |
| e.- MATERIALES Y MÉTODOS..... | 114 |
| e.1 Materiales. | 114 |
| e.2 Métodos. | 114 |
| f.- RESULTADOS. | 116 |
| f.1 Cálculo de la eficiencia de la rueda..... | 117 |
| f.2 Cálculo de la eficiencia de la bomba..... | 121 |
| f.3 Eficiencia total del sistema..... | 125 |
| f.4 Evaluación económica y financiera..... | 126 |
| f.4.1 Costo operativo del sistema..... | 126 |
| f.4.1.1 Costo total de implementación del sistema. | 126 |
| f.4.2 Comparación de costos de operación de rueda hidráulica frente a bomba eléctrica. . | 129 |

| | |
|---|------------|
| f.4.2.1 Costos de operación de sistemas de bombeo con rueda hidráulica..... | 130 |
| f.4.2.2 Costos de operación de sistemas de bombeo con bomba eléctrica. | 132 |
| f.5 Evaluación ambiental. | 136 |
| g.- DISCUSIÓN..... | 138 |
| h.- CONCLUSIONES..... | 141 |
| i.- RECOMENDACIONES..... | 143 |
| j. - BIBLIOGRAFÍA. | 144 |
| k. ANEXOS. | 147 |

SIMBOLOGÍA.

| | |
|---|------------|
| Velocidad angular de la rueda. | ω |
| Coefficiente de velocidad de la rueda. | Φ |
| Velocidad del agua. | V_{H_2O} |
| Diámetro de la rueda. | D_R |
| Rendimiento de la bomba de pistón. | η_B |
| Número de dientes del piñón. | Z_1 |
| Número de dientes de la rueda. | Z_2 |
| Paso de la cadena. | t |
| Diámetro primitivo del piñón. | d_1 |
| Diámetro primitivo de la rueda. | d_2 |
| Distancia entre centros de la transmisión. | a |
| Longitud de la cadena expresada en pasos. | L_C |
| Velocidad de la cadena. | v |
| Fuerza útil de la cadena. | F_C |
| Número de revoluciones del piñón. | W |
| Presión admisible en las articulaciones de la cadena. | $[p]$ |
| Factor de distribución de carga entre las hileras de la cadena. | mr |
| Coefficiente de explotación de la transmisión. | K_e |
| Potencia hidráulica del canal. | $Ph.$ |
| Densidad del agua. | ρ |
| Peso específico del agua. | γ |
| Sección transversal del volumen de agua. | V |
| Potencia teórica de la rueda hidráulica. | P_R |
| Rendimiento de la rueda. | η_R |
| Torque teórico de la rueda hidráulica. | M_t |
| Presión dinámica del fluido en el canal. | P_d |
| Fuerza del agua sobre una superficie. | F_a |
| Potencia teórica de la bomba de pistón. | P_{TB} |
| Rendimiento de la transmisión por cadenas. | η_T |
| Altura total de bombeo. | H_T |
| Altura física de bombeo. | H_f |
| Altura de succión. | h_s |

| | |
|---|--------------|
| Altura de impulsión. | h_i |
| Pérdidas totales teóricas de la instalación. | H_{PT} |
| Altura manométrica de bombeo. | h_m |
| Coefficiente de seguridad. | n |
| Resistencia a la fluencia. | σ_y |
| Momento de inercia. | I |
| Momento polar de Inercia. | I_p |
| Tensión cortante de torsión. | S_S |
| Tensión tangencial en una superficie curva de pared delgada. | σ_T |
| Módulo Resistente. | W |
| Esfuerzo de flexión. | σ |
| Esfuerzo principal de tracción. | σ_t |
| Esfuerzo principal de compresión. | σ_c |
| Esfuerzo cortante máximo. | τ |
| Momento flector. | M_b |
| Distancia medida desde el eje neutro de la viga. | y |
| Módulo de elasticidad del material. | E |
| Relación de transmisión. | u |
| Potencia de diseño. | P_d |
| Pérdidas primarias y secundarias en el tramo de succión | H_{r1-2} |
| Pérdidas primarias y secundarias en el tramo de succión | H_{r3-4} |
| Coefficiente de pérdidas. | λ |
| Número de Reynolds | Re |
| Longitud total de los tramos rectos de tubería. | L |
| Suma de todas las longitudes equivalentes de los accesorios diversos. | ΣL_e |

a.- TÍTULO.

Diseño y construcción de un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica de alimentación inferior, para la granja de pollos Avícola Serrano.

b.- RESUMEN.

En el presente trabajo se expone el diseño y la construcción de un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica de alimentación inferior para una granja agropecuaria ubicada en la provincia de Loja, cantón Gonzanamá, recinto Santa Rita.

El diseño y la construcción de este sistema se realizaron en base al potencial hidráulico de un canal de agua del lugar, y a los requerimientos de la granja. Este sistema consta de dos componentes principales, una rueda hidráulica y una bomba de pistones, además de otros elementos necesarios para su funcionamiento como: transmisión por cadena, rodamientos, tubería y accesorios.

El funcionamiento del sistema se da por el proceso de transformación de energía; la rueda captura la energía cinética de la corriente del agua mediante sus álabes, produciendo la rotación de la misma y un torque debido a la fuerza, el cual es transmitido al eje de la bomba de pistón mediante un sistema de transmisión por cadena para realizar el bombeo de agua. También, se estudió detalladamente su comportamiento en condiciones de trabajo variables, donde la rueda alcanzó una eficiencia de hasta el 68.6% y la bomba el 96.9%. El sistema general de bombeo implementado alcanza una eficiencia de hasta el 64.5%.

La utilización de este sistema es una buena alternativa para paliar los efectos por el uso de sistemas de bombeo contaminantes, ya que es un sistema sustentable y amigable con el medio ambiente.

SUMMARY.

In the present work, it is exposed the design and construction of a pumping system through a waterwheel of lower feed for an agricultural farm in the Loja province, Gonzanamá canton, and Santa Rita neighborhood.

The design and construction of this system were done based on the hydraulic potential of a water channel from the place, and the needs of the farm. This system consists of two main components, a water wheel and a piston pump, as well as other necessary elements for its operation such as: chain drive, bearings, pipe and hydraulic accessory.

The operation of the system is by the process of energy transformation, the waterwheel capture the kinetic energy of the water flow through its blades, causing the rotation thereof and a torque due to the power, which is transmitted to the shaft of the piston pump via a chain drive system for pumping water. Also, it was studied in detail its performance under conditions of variable work, where the waterwheel reached an efficiency of up to 68.6% and the pump 96.9%. The overall pumping system implemented achieves an efficiency of up to 64.5 %.

The use of this system is a good alternative to mitigate the effects by the use of pollutants pumping systems, being that, it is sustainable and friendly system with the environment.

c.- INTRODUCCIÓN.

El empeño de la ingeniería en la actualidad es cuidar el medio ambiente y diseñar sus procesos y productos en busca de minimizar la contaminación, y maximizar su eficiencia; por ello se está impulsando el estudio de sistemas de Energías Renovables, los cuales no necesitan de combustible o energía eléctrica para su funcionamiento, es decir se aprovechan los recursos existentes en la naturaleza, como son las caídas naturales de agua, las corrientes de los ríos, los embalsamientos naturales, las olas del mar, etc. Es así que el agua se ha convertido en el elemento indispensable en la mayoría de las actividades de generación y transformación de energía.

El recurso más importante para el desarrollo de actividades productivas en el sector rural es el agua, ante esto existen varios mecanismos para la dotación de dicho recurso, los cuales van desde sistemas convencionales de captación y conducción por gravedad, hasta sistemas de bombeo mediante máquinas hidráulicas. En éste último para el proceso de abastecimiento se suele utilizar bombas con motor eléctrico, y bombas con motor a diésel o gasolina; lo cual no siempre es conveniente no solo por el gasto económico que representa, sino también por el impacto ambiental que conlleva. Frente a esta situación se plantea establecer sistemas de bombeo que aprovechen fuentes alternativas de energía disponibles en el punto de instalación, en este caso la energía del agua, el cual es un recurso renovable, limpio y gratuito.

En este proyecto se llevó a cabo el diseño y la construcción de un sistema no tradicional para bombeo de agua, usando una rueda hidráulica junto con una bomba de desplazamiento positivo. Con la implementación de este sistema se pretende dar a conocer y fomentar su uso en el sector rural en actividades agrícolas y pecuarias por parte del campesino.

En el Cantón Gonzanamá, sector Santa Rita existe una granja de pollos por la cual atraviesa el río Catamayo el mismo que sirve para abastecer un canal que traspasa la granja, éste canal tiene un caudal aproximado de $0.5\text{m}^3/\text{s}$ el mismo que puede ser aprovechado para instalar una rueda hidráulica para bombear agua a un reservorio de

50m³ ubicado a una altura de 92m respecto del canal, el agua almacenada será destinada a la irrigación tecnificada de pasto, y crianza de pollos.

Actualmente se utiliza una bomba de combustión de 40 HP (8") y una bomba eléctrica de 2 Hp 6 etapas (2") para bombear agua al reservorio, éstas bombas consumen mensualmente 60 galones de diésel y 300 KWh. respectivamente, dicho consumo en valores monetarios representa grandes egresos económicos lo cual no es conveniente para su propietario.

El presente trabajo se plantea frente a la necesidad de ahorrar recursos energéticos y económicos en el proceso de bombeo.

Con la implementación de éste sistema de bombeo se contará con los siguientes beneficios:

Suministrar agua de forma permanente y segura lo que permitirá disminuir el elevado consumo de combustible y energía eléctrica por el sistema actualmente establecido.

Dar a conocer y fomentar su uso en los sectores rurales aprovechando los recursos naturales disponibles en el lugar, y de ésta manera resolver los problemas de abastecimiento de agua que aquejan a la mayoría de gente campesina.

Establecer una metodología sobre el cálculo de un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica de alimentación inferior para facilitar futuros trabajos en torno a este tema.

Reducir el impacto ambiental como consecuencia del uso de combustibles fósiles en procesos convencionales de bombeo.

Considerando todos los factores que se debe reunir para el desarrollo de éste proyecto se ha concluido que si es factible realizarlo. El factor económico quizá es el más importante, pues el 50% de éste será financiado por el beneficiario del proyecto; el diseño, la construcción e implementación del sistema estará bajo la responsabilidad del proyectista. Las herramientas y materiales necesarios para efectuar dicho trabajo se los encuentra fácilmente en el medio lo que permitirá avanzar de acuerdo a lo establecido.

El proyecto empieza con la estimación del potencial hidráulico del canal, y la descripción general de los puntos de toma y descarga del mismo.

En el capítulo I se analizan los avances y todo lo que existe hasta la fecha acerca de este tipo de sistemas, además se estudia detalladamente cada uno de los elementos que componen el sistema rueda- bomba, estableciendo los parámetros matemáticos que definen el comportamiento cinemático y dinámico de cada uno de ellos.

En el capítulo II se abordan los fundamentos teóricos necesarios para el proceso de diseño, y construcción del sistema; es decir se exponen los parámetros hidrostáticos e hidrodinámicos que intervienen en el canal de agua, en la rueda, y en la bomba; también se explican los parámetros geométricos y mecánicos de cada elemento de la rueda, y finalmente se establece un conjunto de fórmulas para el dimensionamiento de la rueda y la bomba.

En el capítulo III se realiza la descripción detallada de las características del lugar donde se va a establecer el sistema, y de acuerdo a eso se selecciona el tipo de rueda que conviene utilizar considerando una metodología de selección. Además se definen las dimensiones generales de la rueda y de la transmisión, la selección del tipo de bomba y selección de la tubería y accesorios. Lógicamente para todo ello se ha realizado previamente una serie de cálculos basados en metodologías existentes en diferentes bibliografías.

En el capítulo IV se realiza el dimensionamiento detallado de cada componente de la rueda; es decir se establecen las medidas específicas de cada uno de ellos (eje, álabes, discos, platinas, perfiles, manzanas, rayos, pernos, chavetas, chumaceras, etc.) para luego determinar las secciones de los mismos. También se expone el proceso de construcción y ensamble de la rueda, luego se detalla la instalación del sistema.

c.1. OBJETIVOS:

c.1.1. Objetivo general.

- ✓ Diseñar, construir e implementar un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica de alimentación inferior para elevar agua a una altura de 92m y reducir el costo en el proceso de bombeo.

c.1.2. Objetivos específicos.

- ✓ Diseñar y construir una rueda hidráulica que aproveche la energía cinética del agua de un canal existente en el lugar.
- ✓ Determinar las dimensiones y el número adecuado de álabes de la rueda hidráulica para un mejor rendimiento.
- ✓ Seleccionar la máquina hidráulica que se ajuste a las condiciones de trabajo del sistema y entregue los parámetros hidráulicos demandados en la instalación.
- ✓ Determinar, diseñar y construir los elementos apropiados para transmitir la potencia mecánica de la rueda al eje de la bomba.
- ✓ Instalar el sistema de bombeo rueda –bomba, y realizar pruebas de eficiencia

d.- REVISIÓN DE LITERATURA.

d.1 CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE.

d.1.1 Rueda hidráulica.

Los antiguos romanos y griegos aprovechaban ya la energía del agua; utilizaban ruedas hidráulicas para moler trigo, consistía en un eje vertical con un conjunto de aspas o palas radiales situadas en una corriente de agua a gran velocidad. La potencia de la rueda era de unos 0,5 caballos de vapor (CV). La rueda hidráulica horizontal, descrita por primera vez por el arquitecto e ingeniero romano Vitrubio en el siglo I a.C., tenía el segmento inferior de la rueda de palas insertada en la corriente, y actuaba como una rueda hidráulica de empuje inferior; figura 1.



Fig. 1 Rueda hidráulica de alimentación inferior.

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Hidráulica>.

Hacia el siglo II d.C. se empezó a utilizar en las regiones montañosas la rueda hidráulica de empuje superior. En este caso, el agua se vertía sobre las palas desde arriba, y se obtenía energía adicional de la inercia del agua en su caída.

Leonardo Da Vinci, Galileo y Descartes, realizaron estudios teóricos y matemáticos sobre las ruedas hidráulicas; mención especial merece el francés Antoine Parent (1666-1716), físico y matemático quien estudia por primera vez el funcionamiento de las ruedas hidráulicas, y genialmente prevé que existe una relación óptima entre la velocidad de la rueda y la velocidad de la corriente de agua. Las mejoras hechas a las ruedas comunes 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 primer intento de formular la base teórica para el diseño de ruedas hidráulicas en el siglo XVIII corresponde al ingeniero civil británico John Smeaton, que demostró que la rueda de empuje superior era más eficaz. Sin embargo, el ingeniero militar francés Jean Víctor Poncelet diseñó una rueda de empuje inferior cuyas palas curvadas aumentaban el rendimiento casi un 70%; (Ver figura 2).



Fig. 2 Rueda hidráulica de alimentación inferior de álabes curvos.

Fuente: <http://www.waterwheelfactory.com/index.htm>

Cuando se pretende convertir en trabajo útil la energía cinética de una corriente de agua, se hace que ésta choque contra ruedas especiales, de diversos tipos y disposiciones, en la forma conveniente para hacerlas girar. Como el agua corre continuamente en una dirección determinada, la rueda giratoria constituye evidentemente la disposición mecánica más adecuada para el objeto, y su empleo proporciona la aplicación más directa de la potencia derivada del agua, mediante un movimiento constante que se transmite en la forma más conveniente y eficaz por árboles y levas.

El agua para ruedas hidráulicas se toma casi siempre de corrientes pequeñas pero permanentes. Las principales objeciones que se hacen al empleo de las ruedas, son: su peso y tamaño, que dificultan su manejo; la lentitud de su rotación, que requiere de mecanismos para transmitir la velocidad conveniente a una determinada máquina; la reducción de su rendimiento, y, su falta de adaptabilidad a las variaciones de la carga de agua disponible. En las épocas de crecidas, el agua sube en el canal de salida o socaz, y si la rueda está baja, sus paletas quedan sumergidas y encuentran resistencias que retardan el movimiento de la rueda.

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

d.1.1.1 Tipos de ruedas hidráulicas de alimentación inferior.

Rueda de alimentación inferior de álabes rectos.

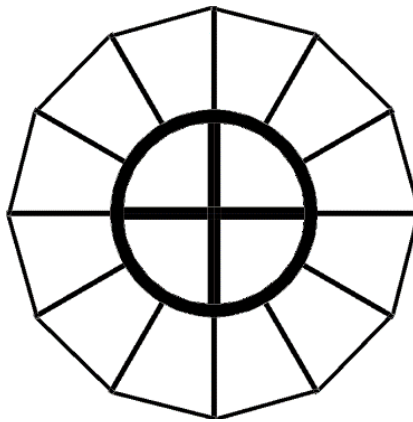


Fig. 3 Rueda de alimentación inferior de paletas planas.

Este tipo de ruedas se usan cuando se dispone de gran cantidad de agua, y se prefieren números mayores de revoluciones.

Estas ruedas suelen tener un diámetro entre 3 y 5 veces el salto, si tomamos una rueda de 3 veces el salto, su velocidad de giro cumple en revoluciones por minuto la siguiente formula:

$$N = \frac{15.48}{\sqrt{H}} \text{ (rpm.)} \quad 1$$

Donde H es la altura del salto en metros, comprobándose que las máquinas son más rápidas cuanto menor es el salto, pero por otra parte la potencia generada es:

$$P = \eta \times 9.8 \times H \times Q \text{ (Kw)} \quad 2$$

Donde η es el rendimiento; Q es el caudal en m^3/s , H el salto en metros; por lo que saltos bajos exigen alto caudal si deseamos obtener buena potencia.

El rendimiento máximo de estas ruedas es del 35%. El empleo de estas ruedas se da cuando se tiene saltos menores de un metro.

Son económicas y de construcción sencilla, por lo cual su uso es mayor cuando las condiciones hidrográficas son favorables para la instalación de ruedas hidráulicas de alimentación inferior.

Su instalación y mantenimiento es simple.

Rueda de alimentación inferior de álabes cilíndricos.

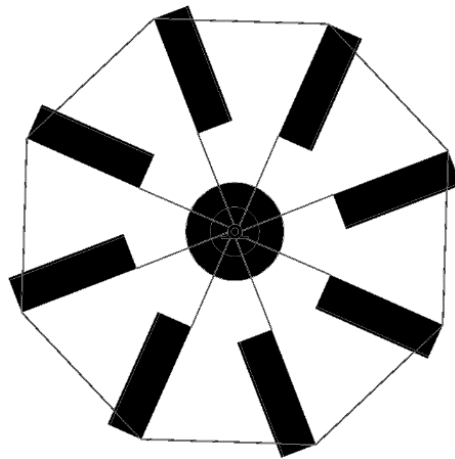


Fig. 4 Rueda de alimentación inferior de paletas cilíndricas.

Tienen aplicación en cauces de volumen medio, entre 50 y 1500 l/s.

Con este tipo de rueda se alcanzan grandes fuerzas periféricas, lo que se traduce en torques elevadas.

El rendimiento máximo de estas ruedas es del 50%.

El empleo de estas ruedas se da cuando se tiene saltos menores de un metro.

Su construcción es complicada ya que se debe asegurar una buena rigidez en la estructura.

Su instalación y mantenimiento es simple.

Rueda de alimentación inferior de álabes curvos.

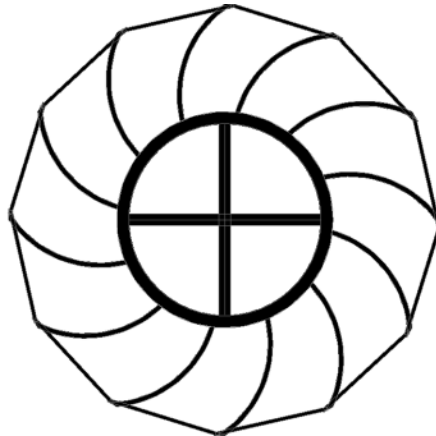


Fig. 5 Rueda de alimentación inferior de paletas curvas.

Son ruedas modernas cuyos álabes tienen una forma que disminuyen las pérdidas por choques.

La velocidad de máximo rendimiento es $u = \frac{1}{2}c_1$, y el valor máximo del rendimiento es 75%.

La fabricación de este tipo de rueda es complicada por el gran tamaño y por la curvatura de sus álabes.

El costo de fabricación es elevado por la forma y el gran número de álabes que la componen.

Su instalación y mantenimiento es simple.

d.1.1.2 Parámetros cinemáticos y geométricos de una rueda de alimentación inferior.

Velocidad Tangencial de la rueda (V_R).

La velocidad periférica de la rueda está en función de la velocidad del agua disponible en el canal, para determinar esta velocidad se hace uso del coeficiente de velocidad Φ .

$$V_R = \Phi \times V_{H_2O} \quad 3$$

$\Phi \rightarrow$ Coeficiente de velocidad de la rueda.¹

¹ Escuela Politécnica Nacional; Diseño y Construcción de un sistema Rueda Hidráulica- Bomba; Tesis; Quito; año 2006; pág. 164.

V_{H_2O} → Velocidad del agua.

Velocidad angular de la rueda (ω).

La velocidad angular de la rueda hidráulica depende del diámetro de la misma. Este parámetro cinemático influye directamente en el funcionamiento del sistema rueda-bomba.

$$\omega = \frac{V_R \times 60}{R \times 2\pi} \text{ (RPM)} \quad 4$$

Dónde:

R → Radio de la rueda.

Diámetro de la rueda. (D_R).

El diámetro de la rueda está en función de los parámetros geométricos e hidráulicos del canal, estos parámetros sirven para determinar el diámetro, el cual debe garantizar que la rueda tenga un buen torque aun cuando el nivel del agua sea el menos adecuado.

Número de álabes.

El número de álabes depende del diámetro y la velocidad periférica de la rueda, está determinado a fin de mantener constante el torque en la rueda, para hallar el número adecuado de paletas se considera lo siguiente:

Se debe procurar que se mantenga sumergida la máxima sección de los álabes.

Siempre debe estar sumergido totalmente un álabe.

Se debe evitar colocar demasiados álabes pues esto provoca interferencia.

Forma de los álabes.

Para obtener un mejor funcionamiento de la rueda es necesario construir el perfil de los álabes con forma curva para disponer de una mayor área de contacto con el flujo de agua, de tal forma que se alcanza una mayor fuerza periférica y al mismo tiempo un buen torque.

d.1.2 Máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo.

d.1.2.1 Principio del desplazamiento positivo.

Las máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo no se basan en la ecuación de Euler, sino en el principio del desplazamiento positivo que se indica a continuación:

El émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad “V”, hay un fluido a la presión “p”.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza “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 “ $A \times L$ ”; donde A corresponde al área transversal.²

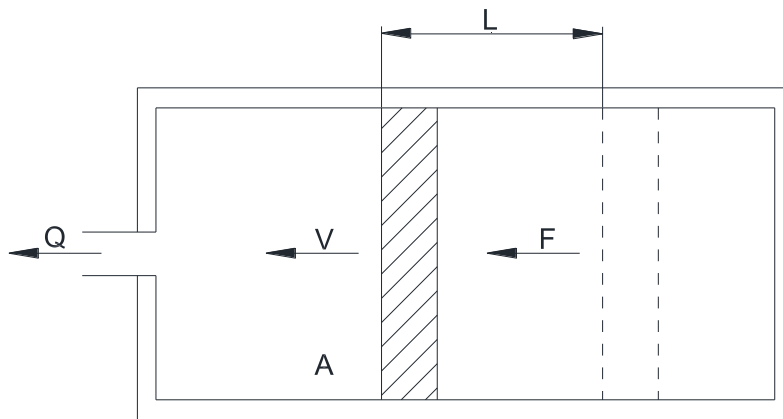


Fig. 6 Representación del principio de desplazamiento positivo.

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 órgano intercambiador de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo.³

² Mataix Claudio, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Edt. Harla; México; 1989; pág. 553.

³ Mataix Claudio, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Edt. Harla; México; 1989; pág. 554.

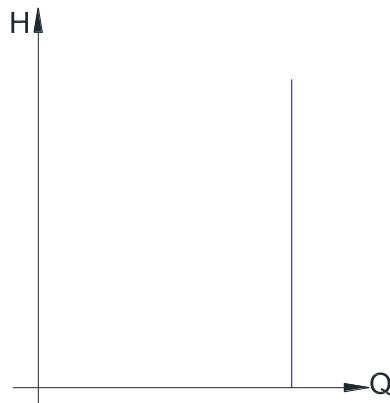


Fig. 7. Comportamiento dinámico de una bomba de desplazamiento positivo.

d.1.2.2 Bombas de émbolo.

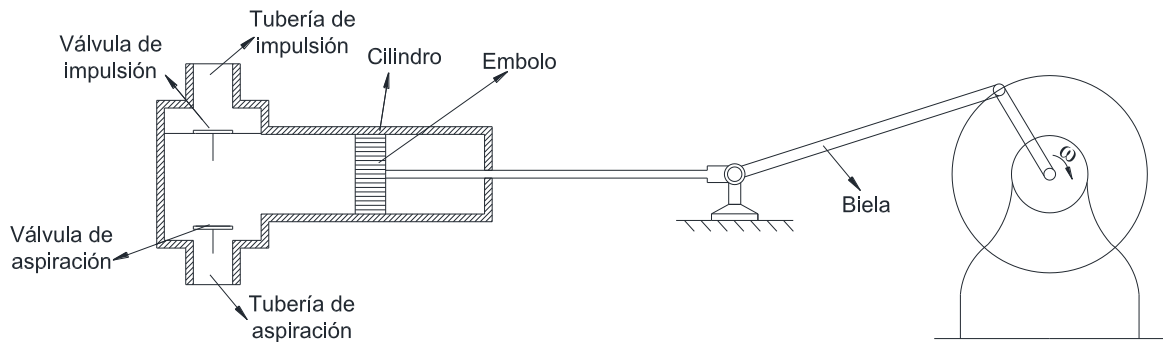


Fig. 8 Esquema de bomba de émbolo de simple efecto.

d.1.2.2.1 Características de las bombas de émbolo.

Las bombas de émbolo prácticamente no tienen límite de presiones, actualmente se construyen para presiones de 1000 Bar y aún mayores.

Las bombas de émbolo reciben un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla.

Las bombas de émbolo son adecuadas para grandes presiones y pequeños caudales, estas máquinas no necesitan altas velocidades para entregar altas presiones.

La principal desventaja de estas bombas es que entregan el flujo a pulsaciones; el costo de mantenimiento es mayor con respecto a las centrífugas, pues la empaquetadura de

una bomba de pistón dura poco tiempo, para aliviar este inconveniente se selecciona una bomba que pueda trabajar a velocidades conservadoras⁴.

d.1.2.2 Elementos de una bomba de émbolo.

La función principal es de convertir el movimiento rotatorio de la máquina motriz en movimiento alternativo. El componente principal de la bomba es el bastidor que soporta todas las demás piezas motrices. El segundo componente principal es el cigüeñal, la función del cigüeñal en la bomba es la misma que en un motor de combustión, excepto que la aplicación de energía es en sentido opuesto.

Los cojinetes principales soportan el eje o árbol en el bastidor de potencia. La biela se impulsa con un codo o muñón del cigüeñal en un extremo e impulsa una cruceta en el otro, la cruceta solo tiene movimiento alternativo y el cigüeñal solo movimiento rotatorio y los conecta la biela.

Prensaestopas: La función principal de estos elementos es brindar una hermeticidad total a la bomba, para evitar las fugas.

Émbolo: El émbolo después de la empaquetadura es el componente que necesita remplazo más frecuente. La alta velocidad del émbolo y la carga de fricción de la empaquetadura desgastan la superficie.

d.1.2.3 Bombas de émbolo de doble efecto.

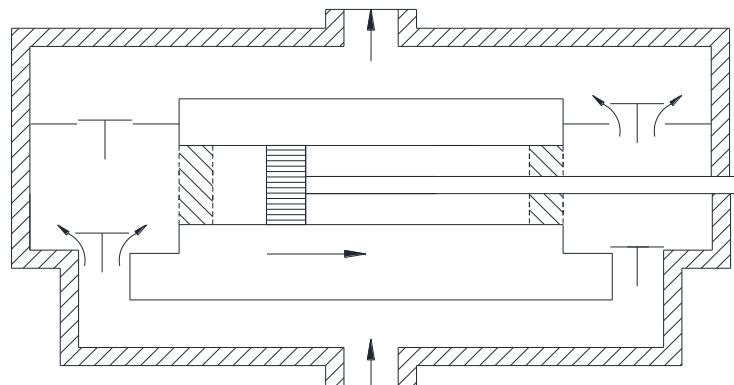


Fig. 9 Esquema de una bomba de émbolo de doble efecto.

⁴ McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Uso y Mantenimiento; Primera Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1989; pág. 155.

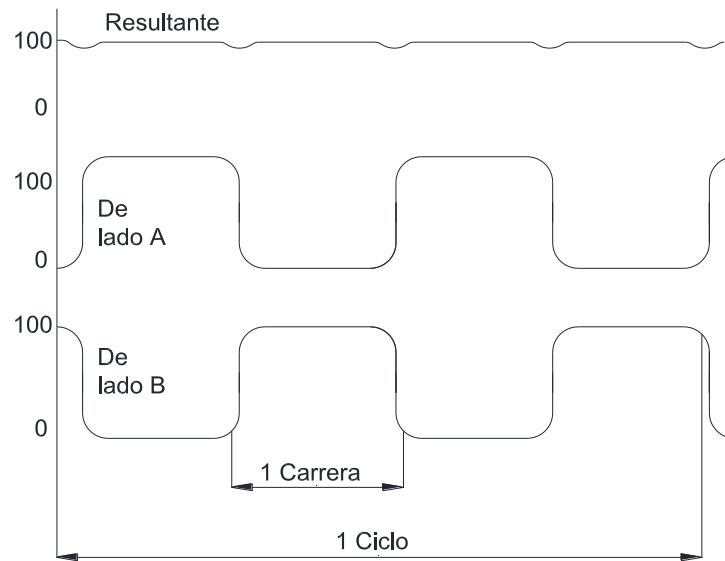


Fig. 10 Velocidades de flujo en bombas alternativas de acción directa de doble efecto.

Estas bombas tienen la ventaja de aminorar las pulsaciones del caudal, así como aumentar el caudal total de la bomba.

La velocidad de flujo en la bomba de doble acción, es casi constante (fig. 10). Un lado se pone en marcha antes de que se detenga el otro y el traslapo que se produce, con las válvulas bien ajustadas, produce un flujo suave en los tubos de succión y descarga⁵.

d.1.2.4 Rendimiento de la bomba de émbolo (η_B).

El rendimiento de una bomba de pistón está dado por la relación entre la potencia de salida, N_s y la potencia de entrada, N_i . Esta relación se aplica en cualquier proceso de transformación de energía al momento de calcular el rendimiento de una máquina.

$$\eta_B = \frac{N_s}{N_i} \quad 5$$

La eficiencia de la bomba de pistón a menudo excede del 90%, y a veces es mayor que la potencia de su motor, El rendimiento varía con la carga y la velocidad, en algunas bombas ocurre un cambio en rendimiento cuando cambia el diámetro del émbolo; los émbolos grandes en las bombas de baja velocidad tienen menor eficiencia por el aumento en las pérdidas de las válvulas y empaquetadura.

⁵ McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Uso y Mantenimiento; Primera Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1989; pág. 162.

Cuando se reduce la velocidad se reduce la eficiencia, esto se debe a un ligero aumento en la fricción en los cojinetes y empaquetadura. La eficiencia mecánica disminuye cuando se reduce la carga del émbolo y se debe a que la carga de salida cae con mayor rapidez que las pérdidas por fricción y se convierte en una entrada más pequeña de la entrada de potencia.

d.1.3 Transmisiones.

d.1.3.1 Transmisión por cadenas.

Las transmisiones por cadenas se emplean fundamentalmente, en accionamientos con árboles dispuestos a mayor distancia entre centros, para relaciones de transmisión hasta seis, aunque pudieran emplearse como máximo hasta diez. Tienen una eficiencia del (90-98) % y en su funcionamiento no se manifiesta el deslizamiento. Comparando las transmisiones por cadenas de rodillos con las transmisiones por engranajes cilíndricos, el costo de inversión inicial es aproximadamente el 85% de estos últimos⁶.

d.1.3.1.1 Parámetros geométricos (fórmulas básicas).

Nomenclatura:

Z_1 → Número de dientes del piñón

Z_2 → Número de dientes de la rueda

t → Paso [mm]

d_1 → Diámetro primitivo del piñón [mm]

d_2 → Diámetro primitivo de la rueda [mm]

a → Distancia entre centros [mm]

Diámetro primitivo del piñón (d_1).

$$d_1 = \frac{t}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z_1}\right)} \quad 6$$

Diámetro primitivo de la rueda (d_2).

$$d_2 = \frac{t}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z_2}\right)} \quad 7$$

⁶ G. González Rey; A. García Toll; T. Ortiz Cárdenas; Elementos de Máquinas, Cadenas y Sprockets, Transmisiones Mecánicas; Catálogo Técnico.

Distancia entre centros (I_C).

$$a_{\min} = 1.2 \times \left(\frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \right) + [30 \dots 50\text{mm}] \quad 8$$

Longitud de la cadena expresada en pasos (l).

$$l = 2c + \left(\frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \frac{\left[\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right]^2}{c} \quad 9$$

Dónde:

l → Longitud de la cadena expresada en pasos.

c → Distancia entre ejes expresado en pasos.

Velocidad de la cadena (V_C).

$$V_C = \frac{Z_1 \times t \times W}{60000} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad 10$$

Dónde:

Z_1 → Número de dientes del piñón.

t → Paso de la cadena en milímetros.

W → Número de revoluciones del piñón en RPM.

d.1.3.1.2 Cadenas de rodillos.

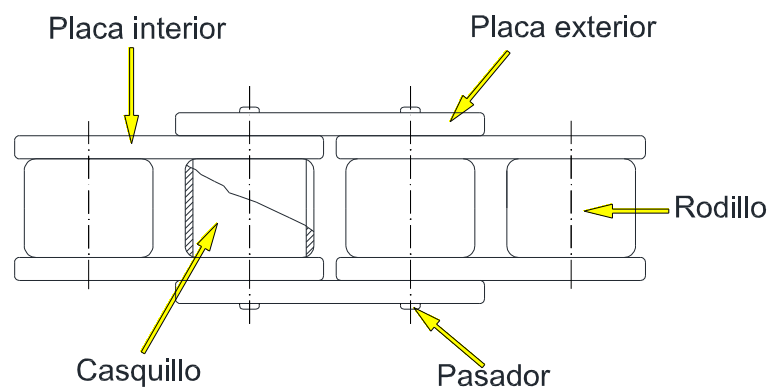


Fig. 11 Elementos de una cadena de rodillos.

Las cadenas de rodillos están formadas por una serie de piezas de revolución que actúan como cojinetes, estando situado cada conjunto a una distancia precisa del otro mediante piezas planas llamadas placas o bridas. El conjunto cojinete está formado por un pasador y un casquillo sobre el que gira el rodillo de la cadena. El pasador y el casquillo se recomienda que se cementen para permitir el trabajo de la articulación bajo presiones elevadas, y para soportar la carga y la acción de engrane impartida a través de los rodillos de cadena.

Los rodillos sustituyen el rozamiento de rodadura y permiten reducir el desgaste de los dientes de la rueda y los pasadores de los eslabones. Los pasadores (ejes) de las cadenas se someten al remachado, por lo que sus eslabones no son desmontables. Los extremos de las cadenas se unen por eslabones de unión.

d.1.3.1.3 Selección del número de dientes de los piñones.

Es recomendable siempre un número de dientes lo mayor posible. Si la relación de transmisión es grande, se debe disminuir el número de dientes de la rueda menor para garantizar una transmisión más compacta y sobre todo evitar que el número de dientes de la rueda conducida supere el máximo de 150 dientes.

La determinación se puede hacer en base del siguiente gráfico:

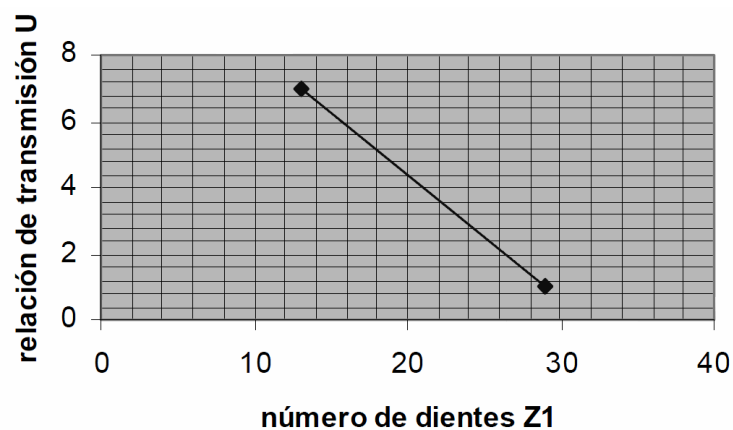


Fig. 12 Nomograma para la selección del número de dientes del piñón.

d.1.3.1.4 Cálculo de capacidad de carga.

d.1.3.1.4.1 Número de hileras en función de la presión admisible.

El cálculo según las presiones que se generan en la articulación se basa en la siguiente expresión: $p \leq [p]$.

En este caso [p], es la presión admisible en las articulaciones, para condiciones medias de explotación. La presión en la articulación p, no es más que la relación fuerza útil de la cadena F entre área resistiva A de la articulación, ajustado por el coeficiente de explotación K_e , que toma en cuenta las condiciones reales de trabajo de la transmisión y un factor de distribución de carga entre las hileras de la cadena **mr**.

El área resistiva que se considera en el cálculo, es la proyección de la superficie de apoyo de la articulación. El coeficiente K_e se calcula como:

$$p = \frac{F}{A \times mr} \times K_e \text{ [MPa]} \quad 11$$

Coeficiente K_e .

$$K_e = K_d K_a K_i K_r K_l K_{reg} \quad 12$$

Todos estos coeficientes ajustan el cálculo a las condiciones reales de trabajo de la transmisión. Los valores que toman los coeficientes son:

Coeficiente de carga dinámica K_d .

Este coeficiente evalúa las cargas dinámicas externas debido a las perturbaciones que introducen el motor y la máquina movida en la transmisión.

$$kd = 1 \text{ Carga suave.} \quad 13$$

$$Kd = 1.2 \text{ _} 1.5 \text{ Carga con sacudidas.} \quad 14$$

$$Kd = 1.8 \text{ Choques fuertes.} \quad 15$$

Coeficiente de la longitud de la cadena K_a .

Este coeficiente está referido a la distancia entre centros, es evidente que cuanto más larga es la cadena, si son iguales las demás condiciones, se producirá el engrane de la rueda con la total longitud de la cadena con menor frecuencia y por tanto será menor el desgaste en las articulaciones.

$$Ka = 1 \rightarrow a = (30 \div 50) \times t \quad 16$$

$$Ka = 1.25 \rightarrow a < 25 \times t \quad 17$$

$$Ka = 0.8 \rightarrow a > 25 \times t \quad 18$$

a → Distancia entre centros [mm].

t → Paso de la cadena [mm].

Una relación analítica de este factor es la siguiente fórmula:

$$K_a = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}} \rightarrow a = (60 \div 80) \times t \quad 19$$

Siendo: L la longitud real de la cadena, y L₀ el valor de referencia calculado como

$$L = 40 \times t \quad 20$$

Coefficiente de posición de la cadena K_h.

Cuanto mayor sea la inclinación de la transmisión respecto a la horizontal, tanto menor será el desgaste total admisible de la cadena.

$$K_h = 1 \text{ Inclinación de la línea entre centros hasta } 60^\circ. \quad 21$$

$$K_h = 1.25 \text{ Inclinación de la línea entre centros superior a } 60^\circ. \quad 22$$

Coefficiente para el régimen de trabajo K_r.

Toma en cuenta la intensidad del trabajo de la cadena.

$$K_r = 1 \text{ Un turno de trabajo.} \quad 23$$

$$K_r = 1.25 \text{ Dos turnos de trabajo.} \quad 24$$

$$K_r = 1.45 \text{ Tres turnos de trabajo.} \quad 25$$

Coefficiente para la regulación de la cadena K_{reg}

Este coeficiente toma en cuenta la posibilidad de ajustar el estiramiento de la cadena al desgastarse y por ello permite mayor capacidad en cadenas con reglajes.

$$K_{reg} = 1 \text{ Ajuste de la cadena por desplazamiento del eje de unas de las ruedas.} \quad 26$$

$$K_{reg} = 1.1 \text{ Transmisión con ejes regulables de las ruedas con rodillos tensores.} \quad 27$$

$$K_{reg} = 1.25 \text{ Transmisión con ejes no regulables de las ruedas.} \quad 28$$

Coefficiente del carácter de la lubricación K_l.

Este coeficiente toma en cuenta las buenas condiciones de trabajo que reporta la lubricación continua y la disminución de la capacidad de carga en presencia de una lubricación irregular.

$$K_l = 0.8 \text{ Lubricación continua en baño de aceite o por aceite a presión.} \quad 29$$

$$K_l = 1 \text{ Lubricación regular por goteo.} \quad 30$$

$$K_l = 1.5 \text{ Lubricación periódica.} \quad 31$$

d.1.3.1.5 Lubricación.

La lubricación juega un papel fundamental en el funcionamiento de las transmisiones por cadenas.

Esta lubricación puede ser periódica o continua, en función de la velocidad de la cadena y de la potencia transmitida.

A continuación se describen los cuatro tipos de lubricación básicos para accionamientos de cadenas.

- Operación manual.
- Lubricación por goteo.
- Lubricación por baño o disco.
- Lubricación por chorro de aceite.

d.1.4 Sistema de bombeo mediante rueda hidráulica.

La utilización de ruedas hidráulicas para bombear agua tiene su aplicación en lugares donde la hidrografía brinda las condiciones para la instalación de dichas ruedas. El funcionamiento del sistema es sencillo, el principal componente del mismo es la rueda, la que se encarga de capturar la energía cinética de la corriente de agua para transformarla en mecánica, luego ésta energía es transmitida al eje de una bomba de émbolo para realizar el bombeo de agua.

El caudal de agua conducido por una tubería (canal) ejerce una fuerza cuando se impacta con cada álabe, produciendo la rotación de la rueda y un torque debido a la fuerza; a medida que las rpm se incrementan también el torque crece debido a la inercia de la masa; este torque total es aprovechado para mover sistemas mecánicos de bombeo como un pistón, que servirá plenamente para bombear agua.

A continuación se bosqueja el proceso de transformación de energía ocurrido en el sistema rueda-bomba.

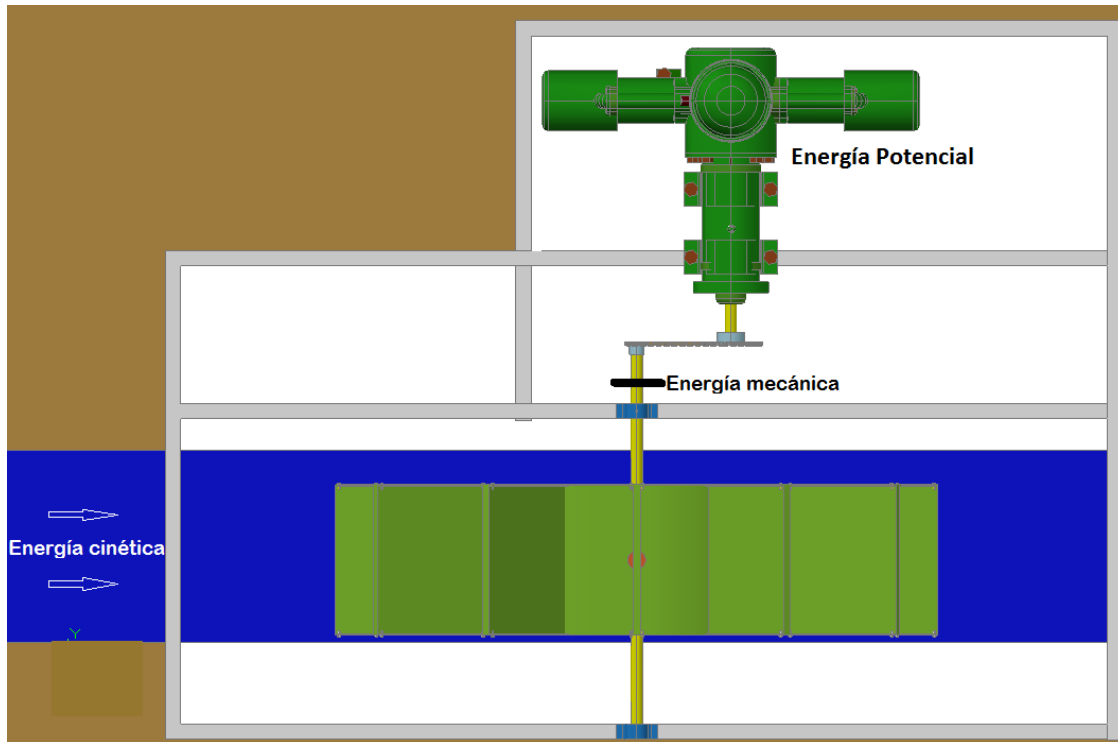


Fig. 13 Proceso de transformación de energía en un sistema de bombeo rueda-bomba.

La información que se tiene acerca de las ruedas hidráulicas de alimentación inferior es limitada, se cuenta con datos empíricos realizados en laboratorios hace muchos años atrás. El rendimiento de las ruedas es bajo debido a que la tecnología que se utiliza para su construcción es limitada y no se aprovecha toda la energía cinética del canal (brazo de río).

La bomba de pistón tiene un alto rendimiento, y se la encuentra fácilmente en el mercado.

Los elementos que componen la transmisión son económicos y se los encuentra fácilmente en nuestro medio.

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

- Es una energía limpia y renovable.
- Es competitiva en lo que se refiere a costos de instalación, manipulación, operación y mantenimiento.
- La transformación de estas energías se puede aprovechar en muchas áreas productivas como son la molienda, el riego, generación eléctrica, etc.

d.2 CAPÍTULO II: FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA DISEÑAR EL SISTEMA RUEDA-BOMBA.

d.2.1 Generalidades.

d.2.1.1 Potencia hidráulica del canal (Ph).

Para calcular la potencia hidráulica del canal se recurre a la ecuación de la energía para un fluido en movimiento, por lo que la potencia hidráulica disponible, (Ph) a través de una sección transversal de área A perpendicular a la corriente de agua a una velocidad V, es:

$$P_h = \frac{1}{2} \times \rho \times A \times V^3 \quad 32^7$$

Dónde:

ρ → Densidad del agua.

A → Sección transversal del volumen de agua.

V → Velocidad del agua.

d.2.1.2 Potencia teórica de la rueda hidráulica (P_R).

Para encontrar la potencia que puede aprovechar la rueda hidráulica del canal tomamos en cuenta el rendimiento de la misma.

$$P_R = P_h \times \eta_R \quad 33$$

Dónde:

P_h → Potencia hidráulica del canal.

η_R → Rendimiento de la rueda.

d.2.1.3 Torque teórico de la rueda hidráulica (M_t).

Los parámetros que determinan el torque de la rueda son; la potencia y la velocidad angular de la misma.

$$M_t = \frac{P_R}{\omega} \quad 34$$

⁷ Escuela Politécnica del Ejército; Diseño y construcción de un Ariete y de una Rueda Hidráulica para bombeo de agua; Tesis; Sangolquí; año 2005; pág. 40.

Dónde:

$\omega \rightarrow$ Velocidad angular de la rueda.

d.2.1.4 Presión dinámica del fluido (Pd).

La presión dinámica del fluido está en función de la densidad y la velocidad lineal del mismo. La ecuación matemática que define dicha presión es:

$$P_d = \frac{1}{2} \times \rho \times V^2 \quad 35$$

Dónde:

$\rho \rightarrow$ Densidad del agua.

$V \rightarrow$ Velocidad del agua.

d.2.1.5 Fuerza del agua sobre una superficie plana (Fa).

La fuerza del agua sobre una superficie plana se halla considerando la sección vertical de la superficie en contacto con el fluido.

$$F_a = P_d \times A \quad 36$$

Dónde:

$P_d \rightarrow$ Presión dinámica del agua.

$A \rightarrow$ Área vertical del álabe (normal a la corriente de agua).

d.2.1.6 Potencia teórica de la bomba de pistón (P_{TB}).

Este factor se lo halla considerando los siguientes parámetros:

Potencia mecánica de la rueda hidráulica (P_R).

Rendimiento de la transmisión por cadenas (η_T).

Rendimiento de la bomba de pistón (η_B).

$$P_{TB} = P_R \times \eta_T \times \eta_B \quad 37$$

d.2.1.7 Altura total de bombeo (H_T).

La altura total de bombeo corresponde a la altura física más la sumatoria de las pérdidas primarias y secundarias de la instalación.

$$H_T = H_f + H_{PT} \quad 38$$

d.2.1.7.1 Altura física de bombeo (H_f).

La altura física de bombeo se halla con la siguiente ecuación:

$$H_f = h_s + h_i \quad 39$$

Dónde:

h_s → Altura de succión.

h_i → Altura de impulsión.

d.2.1.7.2 Pérdidas totales teóricas de una instalación (H_{PT}).

Corresponde a la sumatoria de la altura física de bombeo más las pérdidas primarias y secundarias.

En el caso que no se conozcan las pérdidas primarias y secundarias (tubería y accesorios) se asume el valor máximo admisible que es el 15% de la altura física de bombeo⁸.

$$H_{PT} = (H_f) \times 0.15 \quad 40$$

d.2.1.8 Caudal teórico que puede trasegar la bomba de pistón a una altura H.

Dicho caudal está dado por la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{P_B}{\gamma \times H} \quad 41$$

Dónde:

P_B → Potencia disponible en la bomba.

γ → Peso específico del agua.

H → Altura manométrica de bombeo.

d.2.2 Resistencia de materiales.

La resistencia de materiales es una ciencia sobre los métodos de ingeniería de cálculo a la resistencia, la rigidez y la estabilidad de los elementos de máquinas y construcciones.

⁸ MONSON O.W. ARMIN J; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; boletín 398; Enero de 1942; página 124.

d.2.2.1 Métodos de cálculo.

La resistencia es la capacidad de una estructura, de sus partes y elementos de contrarrestar una carga determinada sin descomponerse.

La rigidez es la propiedad de una estructura o de sus elementos de oponerse a las cargas exteriores en lo que se refiere a las deformaciones (cambio de forma y dimensiones). Las deformaciones no deben exceder cuando las cargas son determinadas, de ciertos valores fijados de acuerdo con las exigencias para la estructura.

La estabilidad es la capacidad de una estructura o de sus elementos de conservar una forma inicial determinada de equilibrio elástico.⁹

d.2.2.2 Esfuerzo admisible.

Si un elemento tiene que ser sometido a un esfuerzo que exceda de su límite elástico, la deformación permanente que recibe puede inutilizarlo para el servicio ulterior. Así el límite elástico es un criterio importante en la resistencia de materiales. En lugar de límite elástico utilizamos invariablemente la resistencia de fluencia, la cual representa un esfuerzo que generalmente no se diferencia mucho del límite elástico.

También el esfuerzo máximo es un criterio importante en la resistencia de materiales, porque un elemento pierde su utilidad cuando no está indemne.

Todos los criterios de resistencia se modifican algo a fin de obtener un criterio de cálculo. En su forma más sencilla, el criterio de cálculo es un esfuerzo de cálculo, o esfuerzo de trabajo, que puede ser denominado también esfuerzo de seguridad o esfuerzo admisible

El esfuerzo utilizado en el cálculo debe garantizar que no se produzcan fallos y entonces se dice que es admisible.¹⁰

⁹ G.S. Pisarenko; A.P. Yákovlev; V.V. Matvéev; Manual de Resistencia de Materiales; Edt. Mir Moscú; año 1979; pág. 5.

¹⁰ V.M. Faires; Diseño de Elementos de Máquinas; Edt. Montaner y Simón S.A; Cuarta Edición; pág. 23

d.2.2.3 Coeficiente de seguridad (n) ¹¹.

Los materiales de ingeniería presentan una determinada variabilidad en las propiedades mecánicas. Además, también existen incertidumbres en cuanto a la magnitud de la fuerza aplicada en servicio; usualmente los cálculos de las tensiones se basan en aproximaciones. Por consiguiente, durante el diseño se debe tener en cuenta esto para que no pueda ocurrir la rotura. Esto se realiza estableciendo para el material utilizado una *tensión de seguridad* o *tensión de trabajo*, la cual usualmente se representa por σ_{\max} . Para situaciones estáticas y metales dúctiles, σ_{\max} se toma igual a la resistencia a la fluencia dividida por el factor de seguridad, n, o sea.

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_y}{n} \quad 42$$

El coeficiente o factor de cálculo depende del criterio utilizado en el proyecto, por ejemplo el valor de n basado en el criterio de la resistencia máxima es diferente al basado en la resistencia de fluencia.

Cuando se declara un coeficiente de seguridad, hay que declarar también su base, poniendo “coeficiente de seguridad basado en la resistencia máxima” o “basado en la resistencia de fluencia”.

Actualmente se prefiere utilizar la resistencia de fluencia para determinar el coeficiente de seguridad; esto se basa en el supuesto lógico de que la rotura se produce cuando una pieza deja de realizar su función asignada y la mayoría de los elementos de las máquinas no la realizarán correctamente después de haber recibido una deformación permanente.

Un grado de seguridad innecesariamente grande implica un costo innecesariamente elevado.

¹¹ William D. Callister, Jr; Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales; Edt. Reverté, S.A. pág. 146.

d.2.3 Diseño estructural.

d.2.3.1 Métodos de diseño¹².

Para el diseño de elementos mecánicos sometidos a distintas solicitaciones existen dos condiciones principales que sirven para evaluar y determinar las dimensiones de dichos elementos; éstas son la resistencia y la rigidez, siendo la más importante la resistencia.

Cada material tiene propiedades mecánicas definidas, por eso los valores de las tensiones máximas a las que pueden estar sometidos tiene un límite. Estos valores se llaman tensiones admisibles.

Si son conocidas las tensiones admisibles y hay fórmulas que expresan las tensiones por medio de los esfuerzos y momentos en la sección, en principio se puede calcular a la resistencia cualquier pieza (eligiendo las dimensiones necesarias, con las cuales la tensión no sobrepasará las admisibles).

En la práctica se encuentra tres métodos de cálculo a la resistencia.

1. A base de cargas conocidas se debe hallar, para el material escogido, las dimensiones necesarias de la sección transversal de la pieza que garanticen su funcionamiento seguro (cálculo de proyección).
2. Son conocidos el material y las dimensiones de la pieza. Se necesita comprobar si esta pieza puede soportar la carga dada (cálculo de comprobación).
3. Son conocidos el material, las dimensiones de la pieza y el esquema de su carga; se necesita hallar el valor admisible de la carga.

La base de todos estos cálculos es la condición de resistencia:

$$\sigma_{\max} < (\sigma_{\text{adm}}) \quad 43$$

Que expresa el hecho de que las tensiones máximas – normal, tangencial o equivalente que actúan en el punto de peligro no deben rebasar la tensión admisible.

¹² G.S. Pisarenko, A.P. Yákovlev, V.V. Matvéev; Manual de Resistencia de Materiales; Edt. Mir Moscú; año 1979, pág. 119.

El cálculo a la rigidez se realiza por analogía, utilizando en vez de la condición de resistencia la de rigidez que limita el valor de las deformaciones¹³

d.2.3.2 Características geométricas de una sección circular¹⁴.

Momento polar de Inercia (I_p).

Para un árbol circular hueco de diámetro exterior D_e con un agujero circular concéntrico de diámetro D_i , el momento polar de inercia es:

$$I_p = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32} \quad 44$$

Momento de inercia (I).

El momento de inercia de una sección circular respecto a su centro de gravedad es:

$$I = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{64} \quad 45$$

d.2.3.3 Tensión cortante de torsión (S_s).

La tensión cortante se produce cuando existe un momento torsor que provoca fallas del estado físico del material. La tensión cortante de torsión a una distancia r del centro del eje está dada por:

$$S_s = \frac{Mt \times r}{I_p} \quad 46$$

Dónde:

Mt → Momento torsor.

r → Radio.

I_p → Momento polar de inercia.

¹³ G.S. Pisarenko; A.P. Yákovlev; V.V. Matvéev; Manual de Resistencia de Materiales; Edt. Mir Moscú; año 1979; pág. 119.

¹⁴ William A. Nash; Resistencia de Materiales; Segunda Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1992; pág. 51, y 103.

d.2.3.4 Tensión tangencial en una superficie curva de pared delgada (σ_T).¹⁵

La tensión radial en una superficie curva de pared delgada está dada por la siguiente ecuación:

$$\sigma_T = \frac{P \times r}{e} \quad 47$$

Dónde:

P → Presión sobre la superficie.

r → Radio de curvatura de la superficie.

e → Espesor de la superficie.

d.2.3.5 Características geométricas de una sección cuadrada hueca (tubo)¹⁶.

Momento de Inercia (I_{XG}). El momento de inercia de una sección cuadrada hueca respecto a un eje por su centro de gravedad está dado por:

$$I_{XG} = \frac{1}{12} [b^4 - (b - 2e)^4] \quad 48$$

Dónde:

b → longitud exterior del tubo.

e → Espesor del tubo.

Módulo Resistente (W). El módulo resistente de una sección cuadrada hueca está dado por la siguiente relación.

$$W = \frac{I_{XG}}{v} \quad 49$$

Dónde:

¹⁵ William A. Nash; Resistencia de Materiales; Segunda Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1992; pág. 36.

¹⁶ William A. Nash; Resistencia de Materiales; Segunda Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1992; pág. 103, 111.

$$v = \frac{b}{2}$$

d.2.4 Esfuerzos combinados¹⁷.

Una combinación frecuente de esfuerzos en una misma sección es la de un esfuerzo normal, de tracción, o compresión, y un esfuerzo cortante, uniforme o torsional.

d.2.4.1 Esfuerzos principales de tracción y compresión.

Son esfuerzos normales que actúan sobre un plano perpendicular al eje de una barra, estos esfuerzos también se los conoce como tensiones de flexión. Dentro de estos esfuerzos se tiene un esfuerzo principal máximo (de tracción), y un esfuerzo principal mínimo (de compresión).

Los esfuerzos principales se producen cuando una barra se encuentra sometida a pares, o cargas perpendiculares a su eje, la figura 14 muestra lo mencionado.

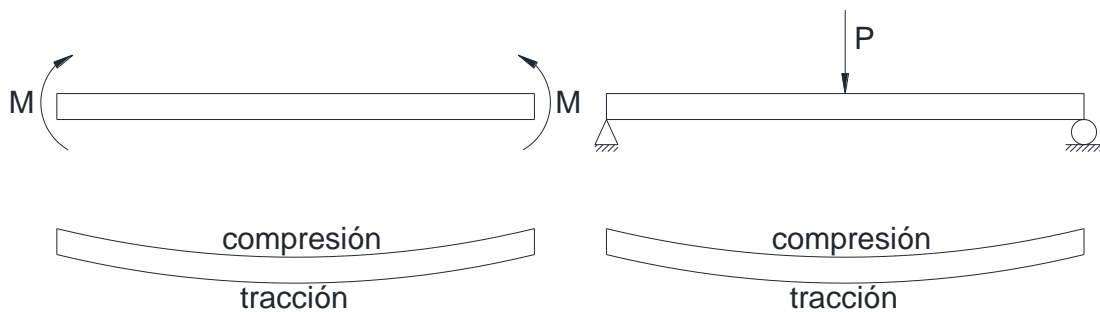


Fig 14. Barras sometidas a esfuerzos de tracción y compresión.

La ecuación que representa los esfuerzos principales de tracción es la siguiente:

$$\sigma_t = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + (S_s)^2} \tag{51}$$

La ecuación que representa los esfuerzos principales de compresión es la siguiente:

$$\sigma_c = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + (S_s)^2} \tag{52}$$

¹⁷ V.M. Faires; Diseño de Elementos de Máquinas; Edt. Montaner y Simón S.A; Cuarta Edición; pág. 53.

Donde.

$\sigma_t \rightarrow$ Esfuerzo principal de tracción.

$\sigma_c \rightarrow$ Esfuerzo principal de compresión.

$\sigma \rightarrow$ Esfuerzo de flexión.

$S_s \rightarrow$ Esfuerzo cortante de torsión.

d.2.4.2 Esfuerzo cortante máximo (τ).

El esfuerzo cortante máximo es la mitad de la diferencia algebraica de los esfuerzos principales máximo y mínimo. Al esfuerzo cortante máximo se lo representa mediante la siguiente ecuación.

$$\tau = \frac{\sigma_t - \sigma_c}{2} \quad 53$$

d.2.5 Tensiones en vigas¹⁸.

Definición de viga. Una barra sometida a fuerzas o pares situados en un plano que contiene a su eje longitudinal se llama viga. Se supone que las fuerzas actúan perpendicularmente a dicho eje longitudinal.

Una viga tiene dimensión (longitud) mucho mayor que otras dos dimensiones (transversales) como se aprecia en la figura número 15.

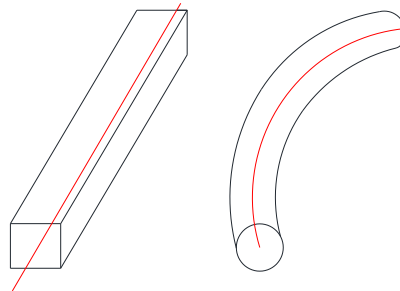


Fig. 15 Vigas con eje rectilíneo y curvilíneo.

d.2.5.1 Vigas estáticamente indeterminadas.

Se denomina así a las vigas en las que el número de reacciones desconocidas es mayor que el de ecuaciones de equilibrio disponibles para el sistema. En esos casos, es

¹⁸ William A. Nash; Resistencia de Materiales; Segunda Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1992; pág. 110, 185.

necesario suplementar dichas ecuaciones con otras que provengan de las deformaciones de la viga.

Tipos de vigas estáticamente indeterminadas.

Los tres esquemas expuestos en la Fig. 16 sirven de ejemplo de sistema indeterminado.

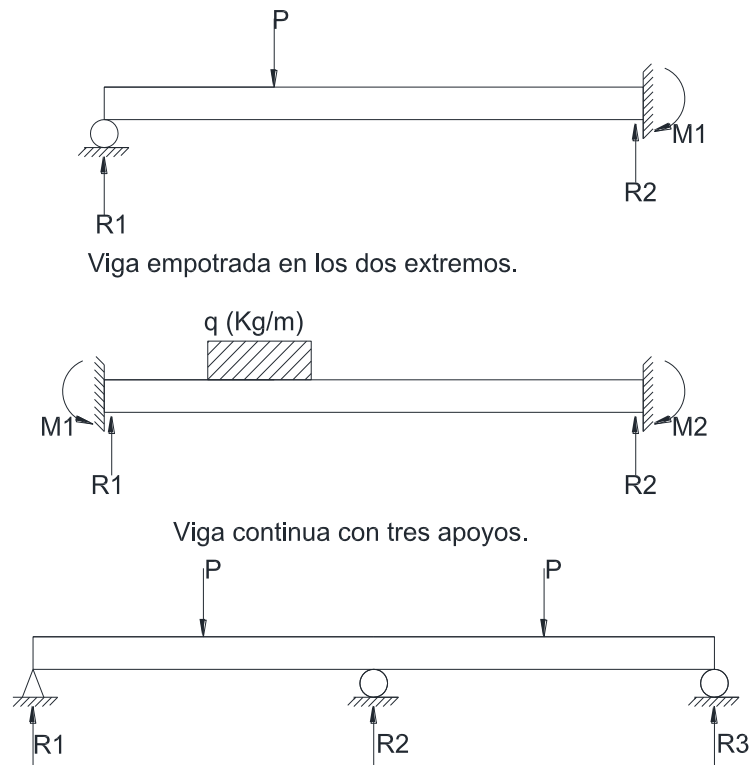


Fig. 16 Tipos de vigas estáticamente indeterminadas.

d.2.5.2 Tipos de cargas que actúan en una viga.

Sobre una viga pueden actuar fuerzas o pares situados en un plano que contiene a su eje longitudinal. Las cargas aplicadas pueden consistir en fuerzas aisladas, cargas uniformemente repartidas, o cargas variadas uniformemente.

Efectos de las cargas. Los efectos de estas fuerzas y pares que actúan sobre una viga son: (a) producir deformaciones perpendiculares al eje longitudinal de la barra y (b) originar tensiones normales y cortantes en cada sección de la viga perpendicular a su eje.

d.2.5.3 Tensiones internas en una viga.

Para determinar su magnitud en cada sección es necesario conocer la fuerza y el momento resultantes que actúan en dicha sección, que pueden hallarse aplicando las ecuaciones de equilibrio estático.

El ejemplo ilustrado en la figura 17 permitirá comprender la obtención de la fuerza y el momento resultante.

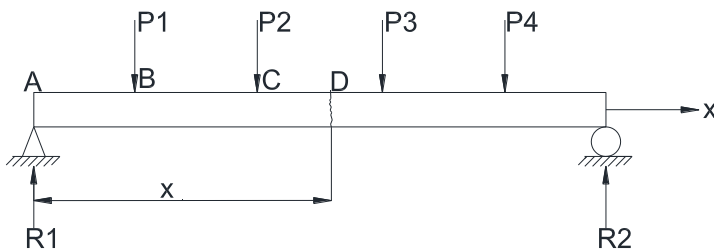


Fig. 17

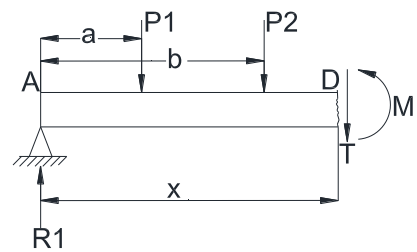


Fig. 18

Se quiere estudiar las tensiones internas en la sección D, situada a la distancia x del extremo izquierdo de la viga. Para ello consideremos que se corta la viga en D y que se suprime la parte de la derecha de esta sección. Deberá sustituirse la parte suprimida por el efecto que ejercía sobre el trozo de la izquierda, efecto que consiste en una fuerza cortante vertical juntamente con un par, representados por los vectores T y M , respectivamente, en el esquema de la parte en libertad de la parte izquierda de la viga, que se representa en la figura 18.

La fuerza T y el par M mantienen la parte izquierda de la barra en equilibrio bajo la acción de las fuerzas R_1 , P_1 , P_2 . Se toman T y M positivas si tienen el sentido indicado arriba.

Momento flector. La suma algebraica de los momentos de las fuerzas exteriores a un lado de una sección D, respecto a un eje que pasa por D, se llama momento flector en D.

Esto se representa por:

$$R_1x - P_1(x - a) - P_2(x - b)$$

El momento flector produce una tensión normal en cierta sección de una viga; dicha tensión está dada por la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{M_b \cdot y}{I} \quad 54$$

Dónde:

M_b → Momento flector.

y → Distancia medida desde el eje neutro de la viga.

I → Momento de inercia respecto al centro de gravedad.

Ecuaciones de cortante y momento. Generalmente es conveniente introducir un sistema coordinado a lo largo de la viga con origen en el extremo de la misma. Es conveniente conocer el esfuerzo cortante y el momento flector en todas las secciones de la viga, para lo cual se escriben dos ecuaciones, una que da el esfuerzo cortante T en función de la distancia, x , a extremo de ella, y la otra que da el momento flector M en función de x .

Diagramas del momento flector y el esfuerzo cortante en forma compuesta. La representación gráfica de estas ecuaciones en T y M se conoce como diagrama del esfuerzo cortante y del momento flector, respectivamente. En estos gráficos, las abscisas (horizontales) indican la posición de la sección a lo largo de la viga y las ordenadas (verticales) representan los valores del esfuerzo cortante y el momento flector, respectivamente.

Diagrama de momento flector en partes. Para encontrar este diagrama se considera cada carga en la barra por separado y se dibuja el diagrama de momentos de ella sola, como si no actuara ninguna otra en la estructura.

d.2.6 Deformación de vigas.

La siguiente información es tomada del libro de Resistencia de Materiales de William Nash pág. 166, 167.

Existen varios métodos para calcular las flechas de las vigas, en el presente caso se explican los fundamentos teóricos de uno de ellos.

d.2.6.1 Método del área de momentos.

Primer teorema del área de momentos. En la figura 19, AB representa una parte de la elástica de una viga, y el diagrama rayado de debajo de AB, la parte correspondiente del diagrama de momentos flectores. En cada uno de los puntos A y B se han trazado las tangentes a la elástica.

El primer teorema del área de momentos dice: El ángulo de las tangentes en A y B es igual al área del diagrama de momentos flectores entre esos dos puntos, divididos por el producto **EI**.

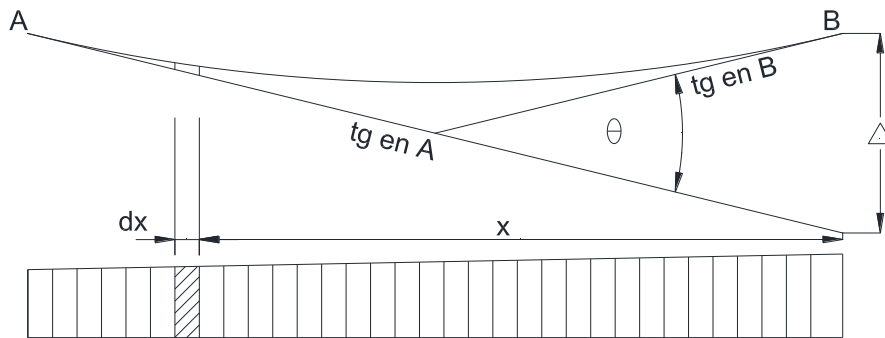


Fig. 19 Esquema representativo para la obtención del primer y segundo teorema del área de momentos.

Si θ representa el ángulo de las tangentes, como puede verse en la figura, este teorema puede expresarse por la ecuación.

$$\theta = \int_A^B \frac{M dx}{EI} \quad 55$$

Dónde:

E → Módulo de elasticidad de la viga.

I → Momento de inercia de la viga respecto al eje neutro que pasa por su centro de gravedad.

M → Momento flector a la distancia x del punto B.

Segundo teorema del área de momentos.

Consideremos la distancia en vertical entre el punto B de la elástica, representado en la figura anterior, y la tangente a esta curva trazada por A. En la figura se ha representado esta distancia por Δ .

El segundo teorema del área de momentos dice: La distancia en vertical entre el punto B de una elástica y la tangente trazada a la curva por A es igual al momento respecto a la vertical por B del área del diagrama de momentos flectores entre A y B dividido por **EI**.

Este teorema se puede expresar por la ecuación.

$$\Delta = \int_A^B \frac{M(x) dx}{EI} \quad 56$$

d.3 CAPÍTULO III: DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA RUEDA-BOMBA.

d.3.1 Características del sector en estudio.

d.3.1.1 Inspección del sitio.

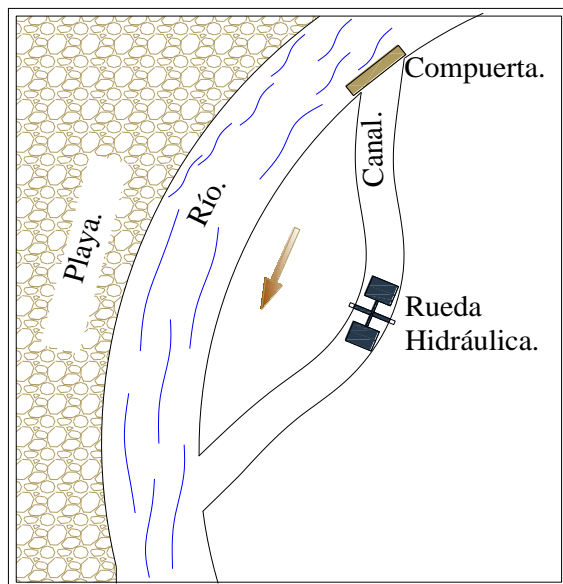


Fig. 20 Lugar donde se instalará el sistema rueda-bomba

d.3.1.1.1 Datos generales.

- El lugar donde se pretende montar el sistema de bombeo está situado junto a la riberia del río Catamayo, aprovechando el caudal de un canal existente en el sitio.
- En el sitio se dispone de un tanque de reserva con capacidad de 50m^3 .
- El agua bombeada será destinada para la crianza de 25000 pollos.
- El desnivel existente entre el sitio de bombeo y el lugar de la reserva es 92m aproximadamente.
- La distancia entre los puntos antes mencionados es de 300m.
- La temperatura del sector se promedia entre 25°C .
- La altura sobre el nivel del mar promedio es 1500m.

d.3.1.1.2 Características del canal.

A continuación se detalla las características del canal el cual se considera la fuente energética para acción del sistema de bombeo. Primeramente se determina un sector adecuado para la futura instalación basada en los siguientes parámetros:

- El canal tenga una sección uniforme
- Que exista la facilidad de ubicar el punto de succión de bombeo
- Que no quede alejado del punto de descarga
- Brinde las facilidades para ubicar los equipos.

Una vez definido el sitio se procede a realizar mediciones técnicas necesarias para establecer a primera instancia el potencial en dicho punto.

En el lugar existe un punto con buenas características para poder realizar la instalación puesto que posee una pequeña obra civil adecuada y que facilita el trabajo para obtener información del canal.

Las características del canal son:

- La pendiente del canal es del 25%.
- Tiene un tramo de aproximadamente 10m de longitud cuya sección es uniforme.
- Las paredes internas se encuentran revestidas de concreto.
- Muy cerca a este tramo existe un posible punto de succión ya que en dicho punto se halla instalada una bomba eléctrica que solventa en cierta parte la necesidad del recurso hídrico.

En la siguiente foto se muestra el pozo de succión.



Fig. 21 Pozo de succión.

d.3.1.1.2.1 Descripción de la geometría.

El tramo del canal antes descrito tiene las siguientes dimensiones.

$l = 10\text{m}$.

$a = 0.90\text{m}$.

$h = 0.70\text{m}$. (Altura del nivel de agua en época de estiaje 0.60m).

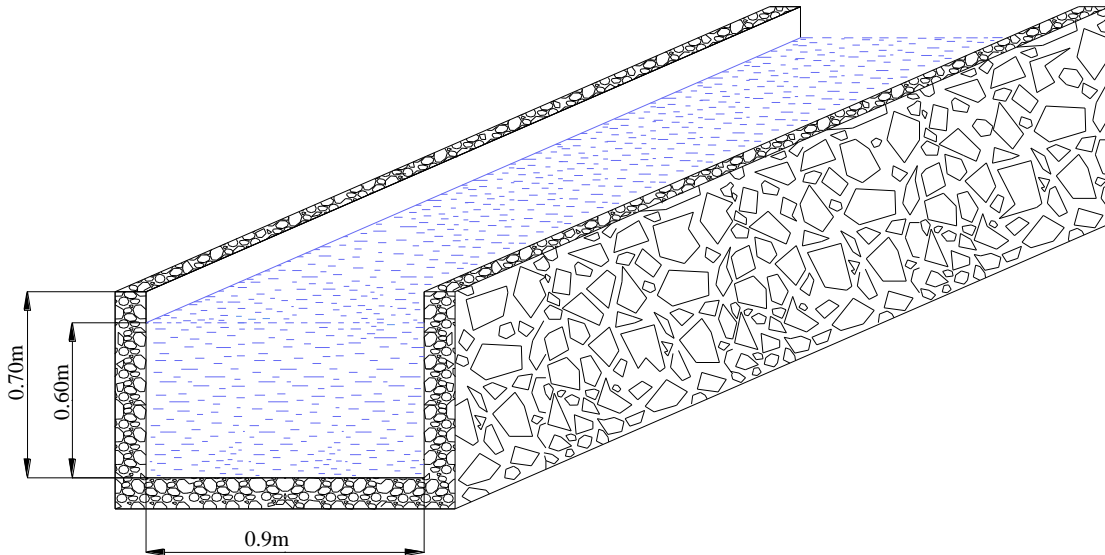


Fig. 22 Dimensiones del canal.

Con las dimensiones se calcula la sección transversal del volumen de agua del canal (A).

$$A = a \times h$$

57

$$A = 0.9\text{m} \times 0.60\text{m} = 0.54\text{m}^2$$

d.3.1.1.2.2 Estimación del caudal medio (Q_c).

Conocida la sección es importante conocer el caudal medio que circula por dicho punto, esto se logró mediante mediciones de la velocidad del fluido empleando el método del flotador.

La velocidad media del líquido obtenida de las mediciones realizadas es $V_L = 1.2\text{m/s}$.

Con los datos obtenidos se procede a calcular el caudal del canal.

$$Q_c = V_L \times A$$

58

$$Q_c = 1.2\text{m/s} \times 0.54\text{m}^2 = 0.648\text{m}^3/\text{s}.$$

Por lo tanto existe aproximadamente 650 l/s.

d.3.1.1.2.3 Potencia hidráulica (Ph).

Para calcular la potencia hidráulica del canal se recurre a la ecuación 32 explicada en el capítulo anterior.

$$Ph = \frac{1}{2} \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \left(1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3 \times 0.54\text{m}^2 = 466.56\text{W}$$

d.3.2 Descripción general del sistema de bombeo.

A continuación se detallan los puntos más importantes para el diseño adecuado del sistema de bombeo.

Se puede mencionar que existe una distancia considerable desde el punto de succión al punto de descarga esto debido a que el equipo de bombeo está a la orilla del río y el fluido se trasladará hasta el punto más alto existente en el terreno que se beneficiará del sistema.

Contrario a esto, están las ventajas para ubicar el punto de succión y el bajo nivel freático para empezar el bombeo.

A continuación se detalla las partes más importantes que intervienen en el sector en estudio.

d.3.2.1 Punto de succión.

El punto de succión está cerca al sitio donde se ubique la rueda y la bomba hidráulica, esta distancia es 2,5m.

El siguiente diagrama muestra lo mencionado.

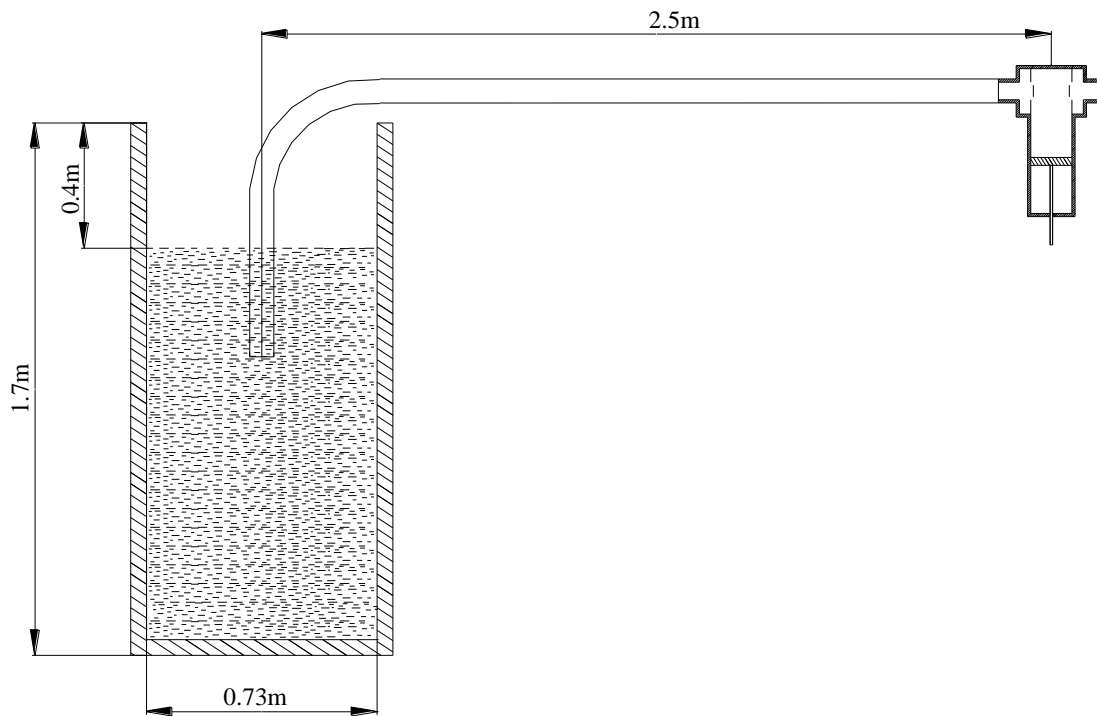


Fig. 23 Descripción del punto de succión.

d.3.2.2 Punto de descarga.

En el punto de descarga existe un reservorio de concreto armado de aproximadamente 50 m^3 . El sitio está a una altura aproximada de 92m sobre el punto del cauce del canal, y a una distancia aproximada de 300m.

El siguiente diagrama muestra lo mencionado.

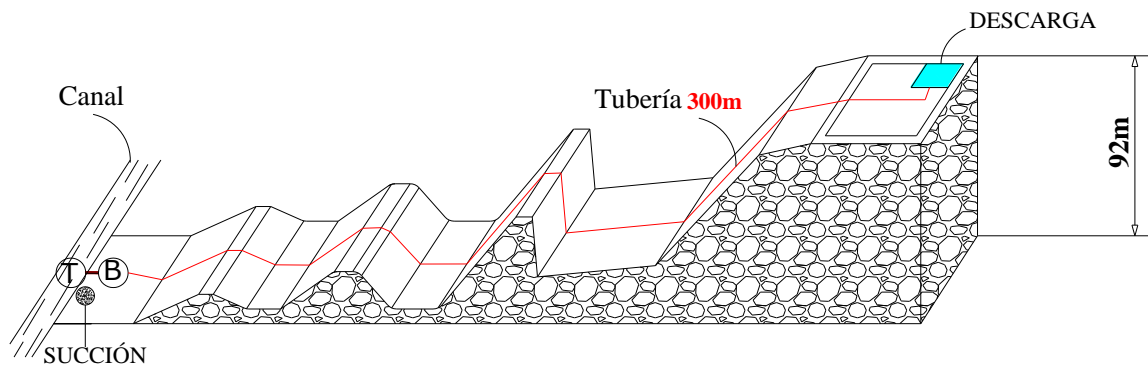


Fig. 24 Descripción de la instalación.

El terreno presenta irregularidades y no está definida una pendiente constante. Debido a la distancia existente es recomendada la colocación de válvulas anti retorno y purgas de

aire para evitar que el contenido de la tubería de descarga retorne hacia la bomba, y posibles roturas en los ductos.

d.3.3 Selección del equipo para sistema de bombeo.

El equipo de bombeo se debe seleccionar en función de las potencialidades del lugar de emplazamiento para lograr la mayor eficiencia del sistema, y así asegurar el suministro de agua.

d.3.3.1 Principales componentes del sistema de bombeo.

- 1 Sistema motor- rueda.
- 2 Sistema de rodamientos.
- 3 Sistema estructural
- 4 Sistema de transmisión
- 5 Sistema de tuberías.
- 6 Sistema hidráulico.

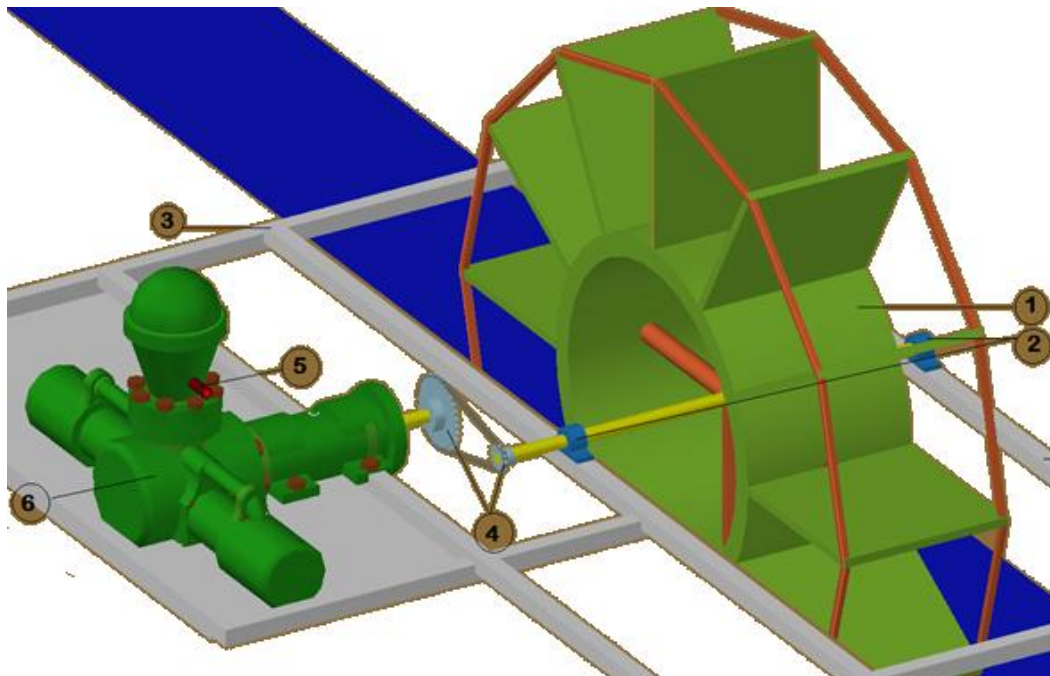


Fig. 25 Principales componentes del conjunto Rueda- Bomba.

d.3.3.1.1 Esquema general de piezas.

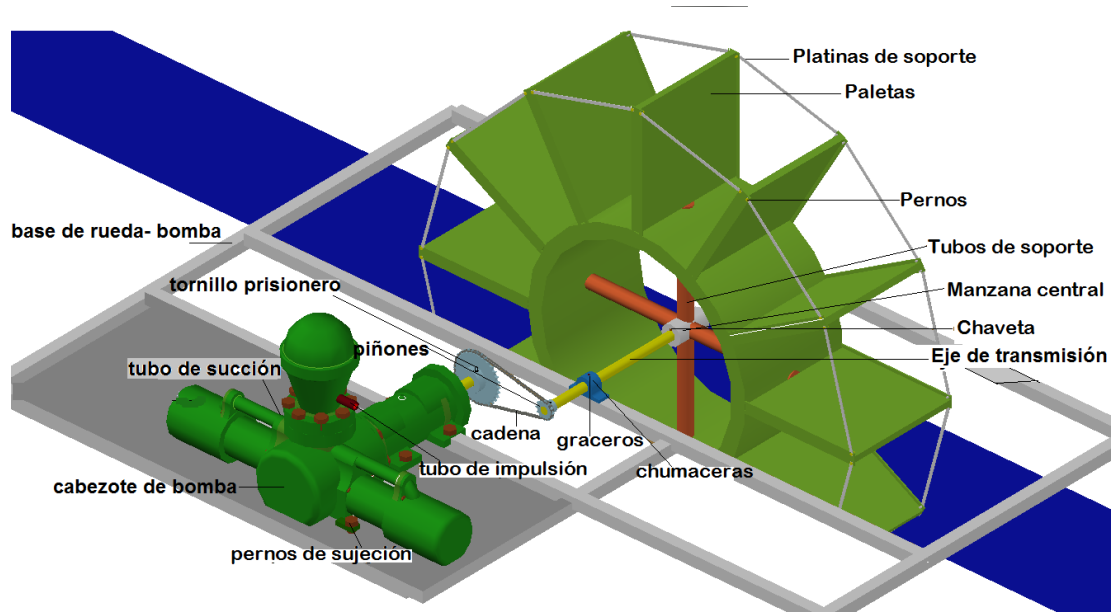


Fig. 26 Descripción de las piezas del conjunto Rueda- Bomba.

d.3.3.2 Definición del producto.

| LISTA DE ESPECIFICACIONES | | |
|---|------------|--|
| EMPRESA: UNL – Proyecto de tesis | | PRODUCTO: Sistema de bombeo rueda-bomba |
| | | Fecha de inicio: 01/06/2012 |
| Concepto | R/D | Descripción: |
| Función | R+D | Bompear agua a una altura de 92m. Bompear un caudal de 10-15lt/min. |
| Dimensiones | R | 850x1800mm; Peso máximo 320Kg. |
| Materiales | R | Resistentes a la abrasión, corrosión y mecánica. |
| Energía | DN | Motor- rueda hidráulica de alimentación inferior. |

| | | |
|-------------------|---|---|
| Fabricación. | R | 1 Unidad. |
| Vida útil | R | 10 años. |
| Costes | R | Coste de construcción e implementación: 2976 USD. |
| Impacto ambiental | R | Todas las piezas que componen el sistema rueda-bomba, son ensamblables permitiendo reciclar, clasificar y reponer las piezas averiadas. |

Leyenda: DN= diseño; R= Requerimiento; D= Deseo.

d.3.4 Diseño conceptual.

d.3.4.1 Alternativas de solución.

Alternativa 1.

d.3.4.1.1 Sistema de bombeo con rueda de alimentación inferior de álabes rectos.

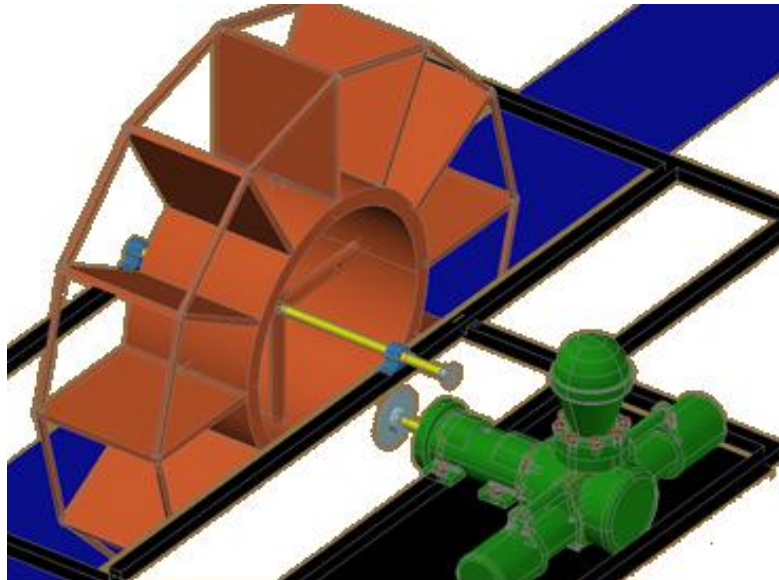


Fig. 27 Sistema de bombeo con rueda de álabes rectos.

Alternativa 2.

d.3.4.1.2 Sistema de bombeo con rueda de alimentación inferior de álabes cilíndricos.

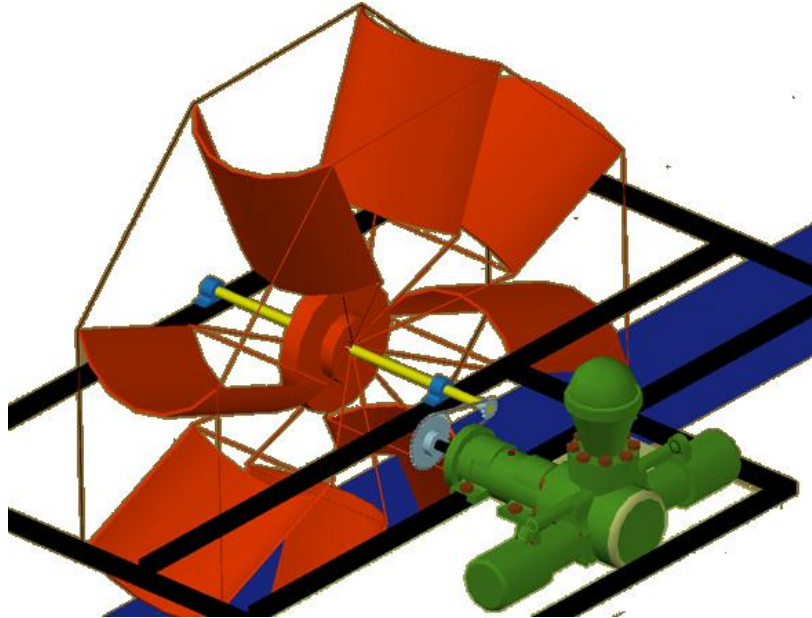


Fig. 28 Sistema de bombeo con rueda de álabes cilíndricos.

Alternativa 3.

d.3.4.1.3 Sistema de bombeo con rueda de alimentación inferior de álabes curvos.

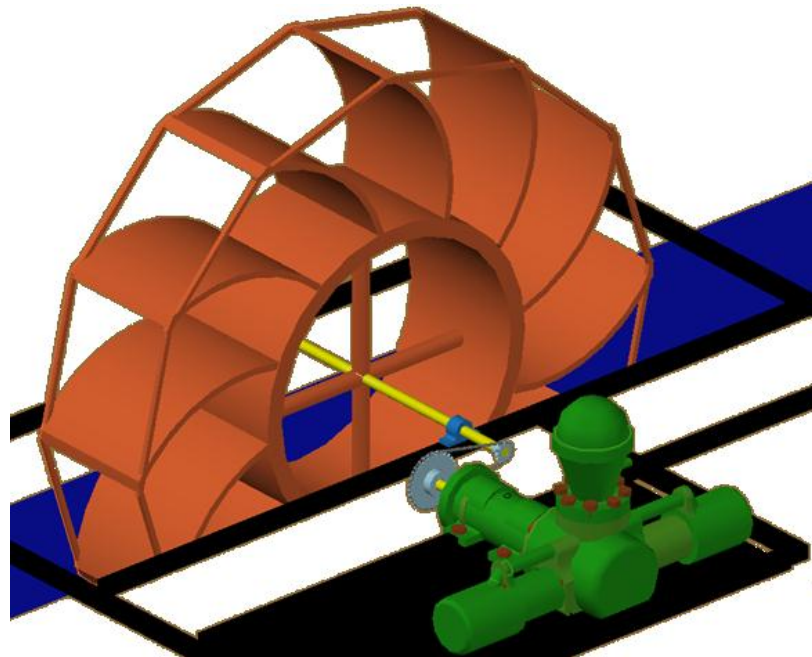


Fig. 29 Sistema de bombeo con rueda de álabes curvos.

d.3.4.2 Selección de la alternativa de diseño.

d.3.4.2.1 Aplicación del método ordinal corregido de criterios ponderados para la selección de una alternativa de solución.

Criterios de ponderación para la selección de la solución.

- Costo: Se requiere que el precio de producción sea inferior respecto a los sistemas convencionales existentes en el mercado.
- Eficiencia: Se requiere un sistema que alcance una eficiencia superior al 40%.
- Mantenibilidad: Se desea un sistema que sea de fácil mantenimiento.
- Fabricabilidad: Se desea que todas las piezas se puedan conseguir y construir con máquinas y utillajes existentes en el medio, también se tratará de utilizar piezas normalizadas.
- Eficiencia de montaje: Se requiere un coeficiente de montaje de baja complejidad.

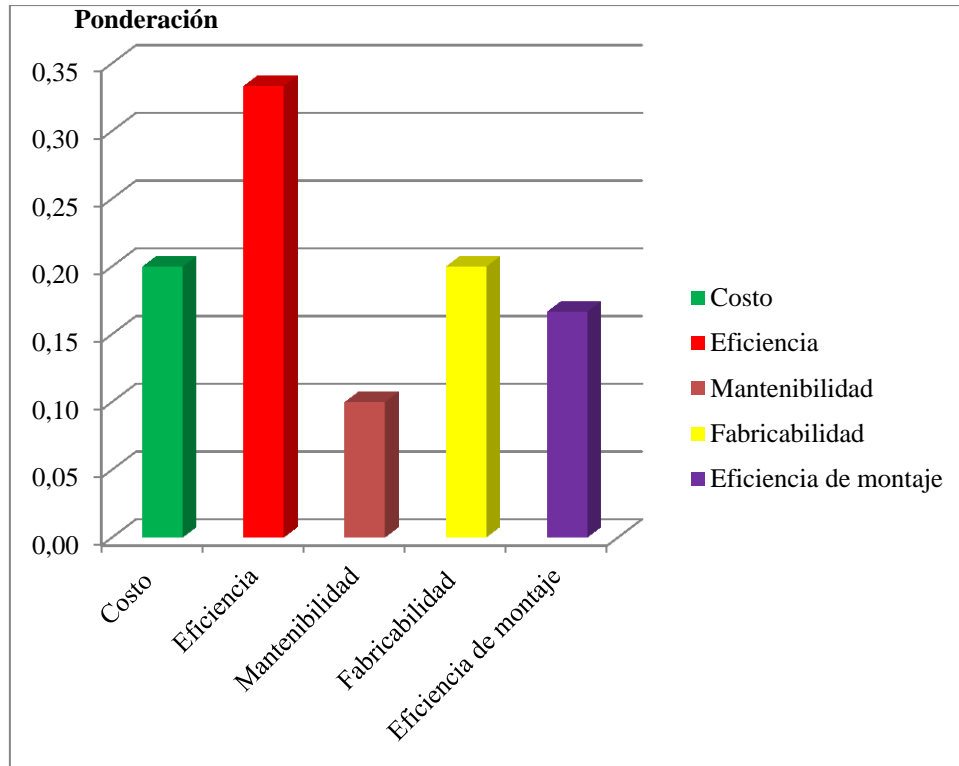
Comparación de los diferentes criterios, e importancia de cada uno de ellos con respecto del resto.

Tabla 1; Análisis de criterios de ponderación para la selección de la solución.

| | Costo | Eficiencia | Mantenibilidad | Fabricabilidad | Eficiencia de montaje | Sumaría | Sumaría + 1 | Ponderado |
|-----------------------|-------|------------|----------------|----------------|-----------------------|---------|-------------|-----------|
| Costo | - | 0 | 0.5 | 0.5 | 1 | 2 | 3 | 0.20 |
| Eficiencia | 1 | - | 1 | 1 | 1 | 4 | 5 | 0.33 |
| Mantenibilidad | 0.5 | 0 | - | 0 | 0 | 0.5 | 1.5 | 0.10 |
| Fabricabilidad | 0.5 | 0 | 1 | - | 0.5 | 2 | 3 | 0.20 |
| Eficiencia de montaje | 0 | 0 | 1 | 0.5 | - | 1.5 | 2.5 | 0.17 |
| Total | | | | | | | 15 | 1.00 |

Cuando el criterio expresado en la columna es más importante que el indicado en la fila se asigna un 0; Cuando el criterio expresado en la fila es más importante que el de

la columna correspondiente se asigna un 1; y cuando ambos criterios tienen la misma importancia se asigna un 0,5. A la suma de los valores de cada criterio se le añade una unidad para evitar la aparición de criterios con importancia nula.



d.3.4.2.2 Valoración de las alternativas en función de cada criterio.

d.3.4.2.2.1 Ponderación en función del COSTO.

Tabla 2; Análisis de las alternativas en función del costo.

| COSTO | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | Sumaría | Sumaría + 1 | Ponderado |
|---------------|---------------|---------------|---------------|---------|-------------|-----------|
| Alternativa 1 | - | 0.5 | 1 | 1.5 | 2.5 | 0.42 |
| Alternativa 2 | 0.5 | - | 0.5 | 1.0 | 2 | 0.33 |
| Alternativa 3 | 0 | 0.5 | - | 0.5 | 1.5 | 0.25 |
| Total | | | | | 6 | 1.00 |

La alternativa 1 tiene una ponderación de 0.42, eso significa que el costo de fabricación es inferior con relación a los sistemas convencionales de bombeo.

d.3.4.2.2.2 Ponderación en función de la EFICIENCIA.

Tabla 3; Análisis de las alternativas en función de la eficiencia.

| EFICIENCIA | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | Sumaría | Sumaría + 1 | Ponderado |
|-------------------|---------------|---------------|---------------|---------|-------------|-----------|
| Alternativa 1 | - | 0 | 0 | 0 | 1 | 0.17 |
| Alternativa 2 | 1 | - | 0 | 1 | 2 | 0.33 |
| Alternativa 3 | 1 | 1 | - | 2 | 3 | 0.50 |
| Total | | | | | 6 | 1.00 |

Las alternativas 3 tienen una ponderación de 0,5; es decir éste es el sistema que alcanza la mejor eficiencia

d.3.4.2.2.3 Ponderación en función de la MATENIBILIDAD.

Tabla 4; Análisis de las alternativas en función de la mantenibilidad.

| MANTENIBILIDAD | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | Sumaría | Sumaría + 1 | Ponderado |
|-----------------------|---------------|---------------|---------------|---------|-------------|-----------|
| Alternativa 1 | - | 0.5 | 0 | 0.5 | 1.5 | 0.25 |
| Alternativa 2 | 0.5 | - | 0 | 0.5 | 2 | 0.25 |
| Alternativa 3 | 1 | 1 | - | 2 | 3 | 0.50 |
| Total | | | | | 6 | 1.00 |

Las alternativa 3 tienen una ponderación de 0,5 eso quiere decir que el mantenimiento es fácil.

d.3.4.2.2.4 Ponderación en función de la FABRICABILIDAD.

Tabla 5; Análisis de las alternativas en función de la fabricabilidad.

| FABRICABILIDAD | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | Sumaría | Sumaría + 1 | Ponderado |
|-----------------------|---------------|---------------|---------------|---------|-------------|-----------|
| Alternativa 1 | - | 1 | 1 | 2 | 3 | 0.50 |
| Alternativa 2 | 0 | - | 0.5 | 0.5 | 1.5 | 0.25 |
| Alternativa 3 | 0 | 0.5 | - | 0.5 | 1.5 | 0.25 |
| Total | | | | | 6 | 1.00 |

La alternativa 1 tiene una ponderación de 0.5, eso significa que es la más fácil de fabricar.

d.3.4.2.2.5 Ponderación en función de la EFICIENCIA DE MONTAJE.

Tabla 6; Análisis de las alternativas en función de la eficiencia de montaje.

| EFICIENCIA DE MONTAJE | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | Sumaría | Sumaría + 1 | Ponderado |
|------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------|-------------|-----------|
| Alternativa 1 | - | 1 | 0.5 | 1.5 | 2.5 | 0.42 |
| Alternativa 2 | 0 | - | 0.5 | 0.5 | 1.5 | 0.25 |
| Alternativa 3 | 0.5 | 0.5 | - | 1 | 2 | 0.33 |
| Total | | | | | 6 | 1.00 |

La alternativa 1 tiene una ponderación de 0.42, esto quiere decir que tiene la mejor eficiencia de montaje.

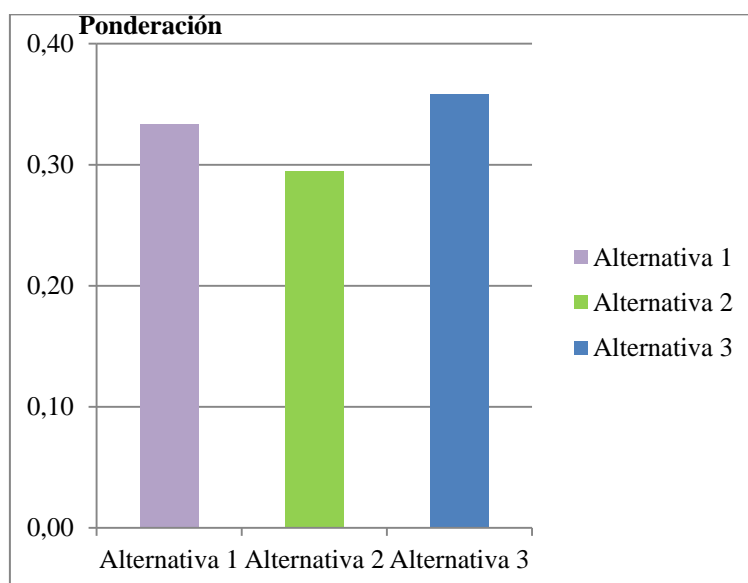
d.3.4.2.3 Evaluación de los resultados.

Para obtener el resultado del análisis se multiplica el grado de influencia de cada criterio por el ponderado de cada alternativa.

Tabla 7; Resultados de las alternativas planteadas.

| | Costo | Eficiencia de montaje | Eficiencia | Mantenibilidad | Fabricabilidad | Total |
|---------------|-------|-----------------------|------------|----------------|----------------|-------|
| Alternativa 1 | 0.083 | 0.069 | 0.056 | 0.025 | 0.100 | 0.33 |
| Alternativa 2 | 0.067 | 0.042 | 0.111 | 0.025 | 0.050 | 0.29 |
| Alternativa 3 | 0.05 | 0.042 | 0.167 | 0.050 | 0.050 | 0.36 |
| Total | | | | | | 1.0 |

Gráfico representativo de los resultados sobre las alternativas propuestas.



Los sistemas de bombeo mediante rueda hidráulica de álabes curvos, tiene una gran ventaja sobre los otros sistemas (álabes rectos y cilíndricos), por las siguientes razones.

- El tipo de rueda seleccionado es considerado el de mayor rendimiento (hasta 65%); por ende reduce el costo en el proceso de bombeo comparando con los otros sistemas.
- Pueden funcionar largas jornadas de trabajo sin alterar su rendimiento.
- No necesita una estructura costosa.

- Adaptable a cualquier sistema de aprovechamiento de energía (bombas, generadores, molinos, etc.)
- De mantenimiento no dificultoso.
- No contiene mecanismos complejos.
- Existe las herramientas necesarias en nuestro medio para su fabricación y montaje.

d.3.5 Configuración general de la rueda hidráulica.

La rueda hidráulica será dimensionada de acuerdo a la geometría del canal con la finalidad de aprovechar al máximo el recurso existente.

d.3.5.1 Dimensiones de los álabes.

Los álabes deben acoplarse a la sección transversal del canal para explotar al máximo el recurso hidráulico del mismo.

Considerando que los álabes no deben estar en contacto con las paredes laterales del canal se establece una amplitud de 0.81m, y para evitar el rebose del agua se establece una altura igual a 0.62m; siendo así la sección transversal de álabe será:

$$A_a = 0.81\text{m} \times 0.62\text{m} = 0.50\text{m}^2$$

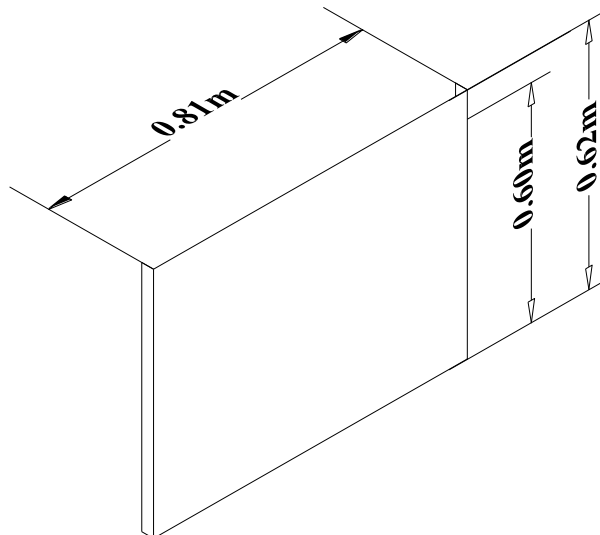


Fig. 30 Dimensiones generales del álabe.

d.3.5.2 Diámetro de la rueda.

La medida del diámetro de la rueda lo determina la altura de sus álabes, es por ello que se plantea un diámetro de 1.8m para facilitar el montaje de éstos y de otros componentes de la rueda.

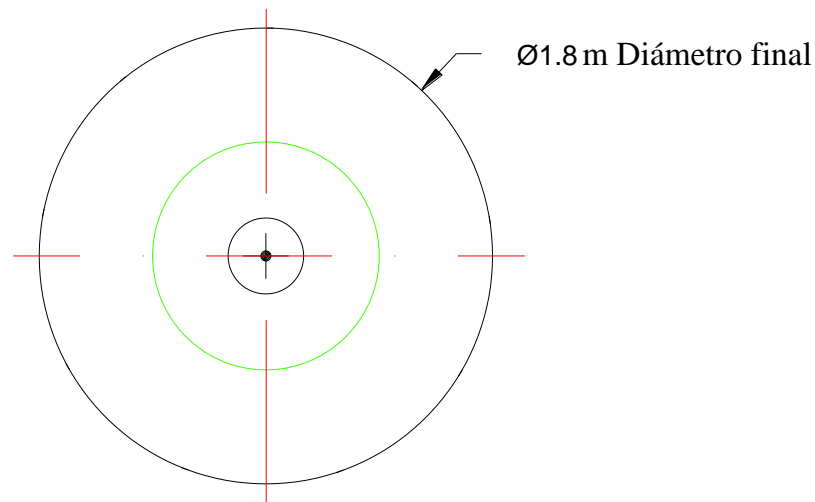


Fig. 31 Diámetro de la rueda hidráulica.

d.3.5.3 Número de álabes.

El número de álabes será aquel que cumpla con la siguiente premisa:

- Que al menos tres álabes se mantenga en contacto con la corriente del fluido.

Con la premisa anterior se define el número de álabes igual a nueve, con ello se logra una buena sección de contacto, y que el fluido no tenga interferencia entre álabes dando así facilidad para el paso de agua por el canal.

La gráfica siguiente muestra de manera general el contacto de los álabes frente al fluido, en el cual se puede evidenciar que al menos tres álabes se encuentran en zona de trabajo.

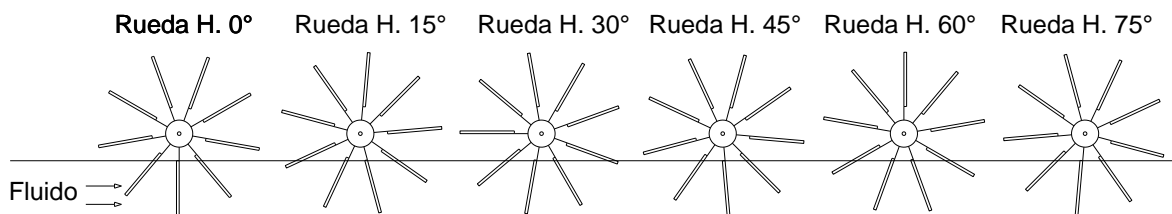


Fig. 32 Contacto de los álabes con el agua.

d.3.6 Parámetros cinemáticos y dinámicos de la rueda hidráulica.

d.3.6.1 Velocidad tangencial (V_R).

Para calcular la velocidad tangencial de la rueda se hace uso de un coeficiente de velocidad (Φ) el cual resulta de ensayos experimentales, para el caso de ruedas de álabes curvos con un diámetro mayor a 1.8m dicho coeficiente es igual a 1, entonces por la ecuación 3 tenemos.

$$V_R = 1 \times 1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

d.3.6.2 Velocidad angular (ω).

Las revoluciones que podrá desarrollar la rueda están en función de la relación entre su radio y la velocidad tangencial de la misma. Entonces de la ecuación 4 tenemos:

$$\omega = \frac{1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 60}{0.9\text{m} \times 2\pi} = 13\text{rpm} = 1.33 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

d.3.6.3 Cálculo de la potencia teórica de la rueda (P_R).

Para encontrar la potencia que puede aprovechar la rueda hidráulica del canal tomamos en cuenta el rendimiento de la misma; en este caso utilizaremos una rueda de álabes curvos la cual tiene un rendimiento del 65%.

Entonces aplicando la ecuación 33 la potencia teórica de la rueda será:

$$P_R = 466.56\text{W} \times 0.65 = 300\text{W}$$

d.3.6.4 Cálculo del torque teórico de la rueda (M_t).

Los parámetros que determinan el torque de la rueda son; la potencia y la velocidad angular de la misma. Entonces aplicando la ecuación 34 tenemos:

$$M_t = \frac{300\text{W}}{1.33 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 226\text{Nm}$$

d.3.7 Cálculo de la potencia teórica de la bomba de pistón, o máquina movida

(P_{TB}).

Una vez encontrados los parámetros principales de potencia mecánica de la rueda hidráulica es necesario hacer una estimación de la potencia hidráulica que podrá ser

extraída por la bomba de la rueda. Conociendo que la transmisión por cadenas tienen un rendimiento aproximadamente de 90% a 98%; y el de una bomba de pistón está alrededor del 90% se puede estimar la potencia teórica que aprovecharía la bomba de la rueda. Por la ecuación 37 tenemos:

$$P_{TB} = 300W \times 0.9 \times 0.9 = 243W$$

Por lo tanto la bomba podría aprovechar una potencia mecánica máxima de 243W de la rueda hidráulica.

d.3.8 Cálculo de la altura física de bombeo (H_f).

La altura física de bombeo corresponde al desnivel existente entre el punto de succión al punto de descarga. Por la ecuación 39 tenemos:

$$H_f = (2 + 92)m = 94m$$

d.3.9 Proyección de las pérdidas totales teóricas de la instalación (H_{PT}).

Considerando que aún no se conocen las pérdidas totales de la instalación y asumiendo que éstas no deben exceder el 15% de la altura de bombeo como se explica en la ecuación número 40; entonces para efectos de diseño se supone que dichas pérdidas serán el 15% de la altura física de bombeo.

$$H_{PT} = 94mca \times 0.15 = 14.1mca$$

Entonces la altura de bombeo la encontramos usando la ecuación 38.

$$H_T = (94 + 14.1)mca = 108.1mca.$$

d.3.10 Cálculo del caudal que se puede bombear a la altura de 92m.

Para calcular dicho caudal empleamos la ecuación 41:

$$Q = \frac{243W}{9800 \frac{N}{m^2} \times 108.1m} = 0.00022 \frac{m^3}{s} = \frac{13.2 l}{min} = \frac{19000 l}{día}$$

Entonces el caudal máximo que se puede bombear a la altura de 92m, es 19000 l/día.

Conociendo la altura manométrica (108.1 mca); y el caudal máximo e hipotético que podría entregar la bomba (19000 l/día) se procede a seleccionar dicha bomba.

d.3.11 Selección del tipo de bomba.

Debido a que la rueda hidráulica antes seleccionada posee bajas velocidades de operación y altos torques resulta importante seleccionar una bomba que se adecue a dichas condiciones.

A primera instancia se puede mencionar que las bombas centrífugas y otras de orden dinámico no son adecuadas ya que dichas máquinas hidráulicas necesitan elevadas revoluciones para su funcionamiento, factor que limita el acoplamiento hacia la rueda porque se hace necesario el uso de un multiplicador. Si se llegara al caso de acoplar la rueda a una bomba dinámica surge un nuevo inconveniente, que es el requerimiento de presión de descarga, debido a que las bombas comunes existentes en nuestro medio (de baja potencia) no ofrecen dicha presión de servicio.

Con los antecedentes mencionados se justifica el uso de una bomba alternativa de pistón, la misma que se adecua sin ningún inconveniente a todas las condiciones existentes en el sector.

A continuación se presentan las ventajas del tipo de bomba seleccionada.

d.3.11.1 Factor económico.

- Necesitan una fuente de baja potencia y no exigen de regularidad en el funcionamiento.

d.3.11.2 Factor de rendimiento.

- Posee mayor rendimiento que las bombas dinámicas (hasta 98%).
- Al igual que la rueda hidráulica puede funcionar largas jornadas de trabajo sin alterar su rendimiento.

d.3.11.3 Selección del modelo.

Las bombas alternativas de pistón existentes en el mercado local son de origen Brasileño de marca ZM con los siguientes modelos en stock: ZM 44; ZM 51; ZM 63; ZM 76; ZM 95.

Los modelos antes mencionados cubren sin ningún inconveniente la demanda en el cabezal de bombeo de la bomba, la altura mínima y máxima para el cual están diseñadas

van desde 10mca a 300mca respectivamente. Por otro lado las revoluciones mínimas de accionamiento son muy cercanas a las revoluciones teóricas de la rueda (13rpm).

La bomba que más se adecua a los parámetros de diseño es la bomba ZM51 que operando a 32 rpm entrega un caudal de 16800 l/24 horas, y requiriendo una potencia de 243W.

d.3.11.3.1 Curva característica de la bomba seleccionada (ZM51).

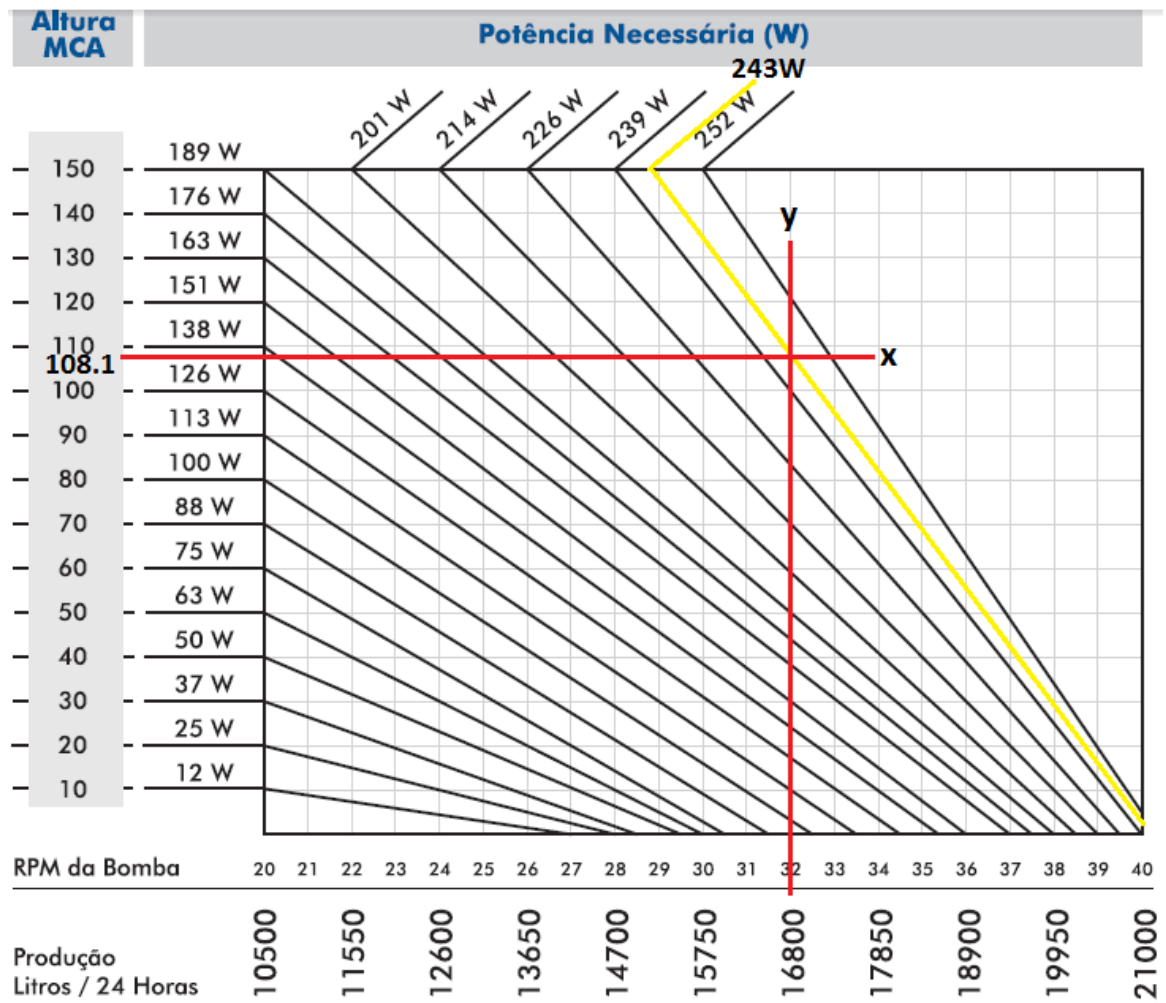


Fig. 33 Curva característica de la bomba ZM 51.

d.3.12 Accesorios para la instalación del sistema de bombeo.

Tramo de Succión.

Tabla 8; Descripción de los accesorios en el tramo de succión.

| DETALLE | CANTIDAD | OBSERVACIÓN |
|-------------------|----------|-------------------------------------|
| Pie de alcachofa | 1 | Válvula anti retorno y cernidero. |
| Adaptador NPT | 2 | |
| Abrazadera | 2 | |
| Manguera anillada | 2.5m | |
| Universal | 1 | Para facilitar el desmontaje. |
| Tee. | 1 | Punto de cebado de bomba |
| Neplo de cintura | 2 | |
| Tapón macho | 1 | Luego de cebada se coloca el tapón. |
| Llave cortadora | 1 | Corta el flujo del líquido. |

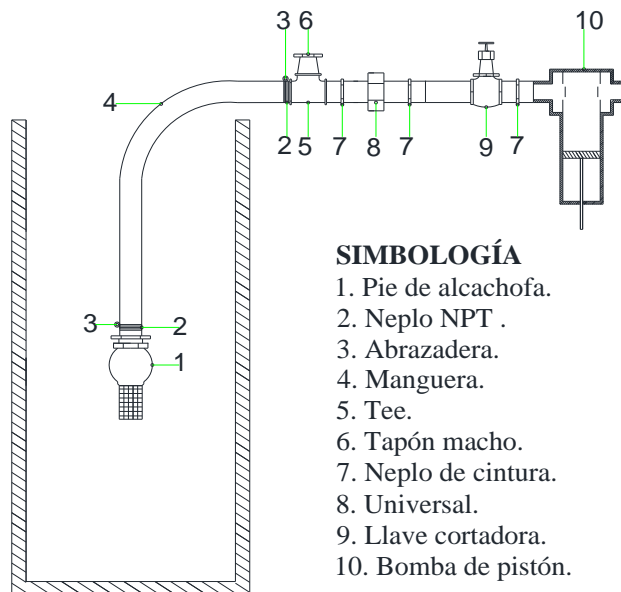


Fig. 34 Accesorios en el tramo de succión.

Tramo de impulsión.

Tabla 9; Descripción de los accesorios en el tramo de impulsión.

| DETALLE | CANTIDAD | OBSERVACIÓN |
|--------------------------|----------|-----------------------------|
| Neplo de cintura | 3 | |
| Tee. | 1 | Para colocar el manómetro. |
| Universal | 4 | Facilita el desmontaje. |
| Cortadora | 1 | |
| Tubo | 15 | Presión nominal (2MPa) |
| Manguera negra | 210m | Presión nominal (0.6MPa) |
| Uniones | 14 | Unir tubos. |
| Válvula anti retorno | 2 | Una cada 100m (recomendado) |
| Adaptador NPT | 1 | |
| Reductor a 3/4" | 1 | |
| Bushing reductor a 1/4". | 1 | Ubicar el manómetro. |
| Abrazadera. | 1 | |

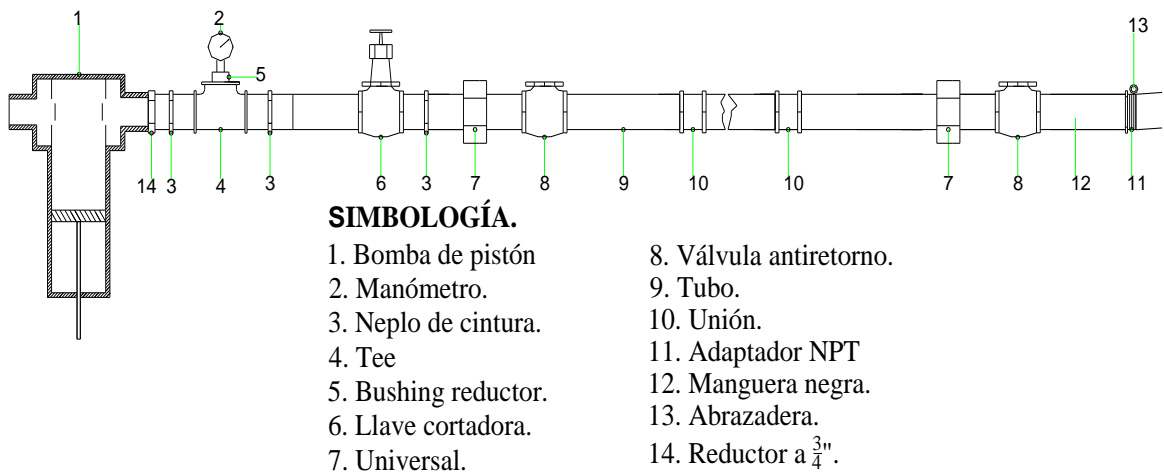


Fig. 35 Accesorios en el tramo de impulsión.

d.3.13 Selección de tubería.

En cuanto se refiere a tubería se trabajará con dos tipos; la primera se utilizará manguera negra de uso común desde el reservorio en dirección al equipo de bombeo en un tramo aproximado de 200m, que cubre una altura manométrica equivalente de 60mca (0.6MPa, o 90PSI); la segunda se utilizará tubo plegable espiga campana de alta presión desde el extremo de la manguera antes descrita hasta el punto del sistema de bombeo con una longitud aproximada de 100m que cubre una altura manométrica equivalente de 40mca; Cabe mencionar que el cambio de tubería se lo hace debido a la presión total a la cual está sometida la instalación. El segundo tramo estará sometido a una presión total de 92mca equivalente a 1.01MPa, o 150PSI.

En cuanto a la tubería de succión, esta será manguera anillada con una longitud de 2.5m.

El siguiente esquema muestra lo mencionado.

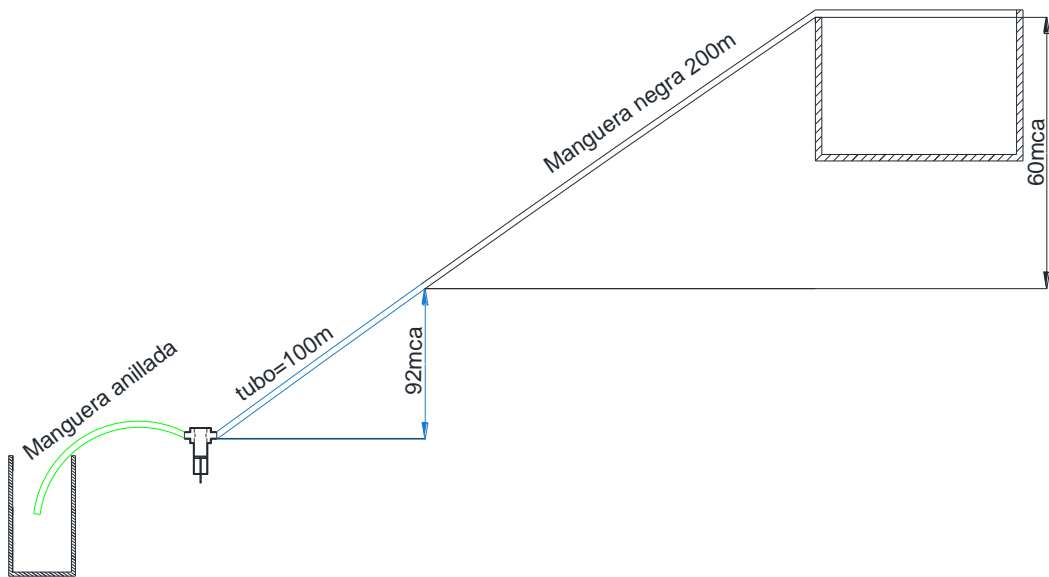


Fig. 36 Descripción de la tubería de la instalación.

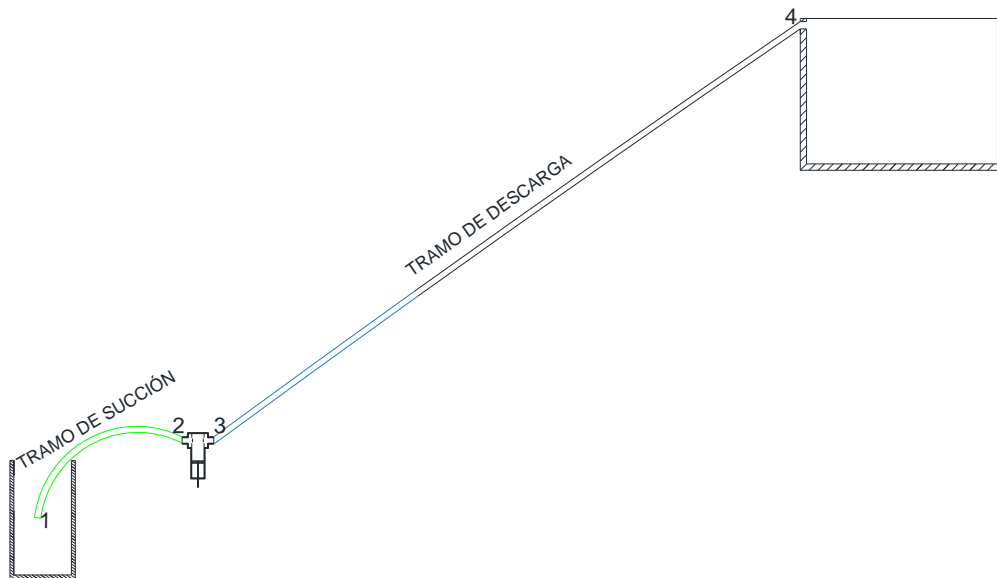


Fig. 37 Descripción del tramo de succión y descarga de la instalación.

d.3.13.1 Selección del diámetro.

La bomba seleccionada ZM51 tiene un diámetro de una pulgada a la entrada y salida; entonces se selecciona una tubería de 1" en el tramo de succión y de 3/4" en el tramo de descarga, esto por razones técnicas y económicas.

El equipo de bombeo trasladará un caudal aproximado de $2 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$; con ello se determina la velocidad del fluido en los tramos respectivos.

d.3.13.2 Análisis de pérdidas en los tramos de succión e impulsión.

En el apartado anterior se hizo la descripción general de los accesorios necesarios para la instalación, y la selección del diámetro de la tubería, permitiendo obtener las pérdidas para el caudal de bombeo.

La temperatura del agua en el sector tiene un promedio de 18°C y una viscosidad dinámica de $1.053 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$.

Para el análisis de pérdidas se divide la instalación en dos tramos; tramo de succión, y tramo de descarga (fig. 37). Se analizarán las pérdidas en cada uno de ellos y su sumatoria representa la totalidad de las pérdidas.

Para el análisis de pérdidas se utilizará la siguiente ecuación:

$$H_{r1-2} = \lambda \frac{(L + \sum L_e) v^2}{D \cdot 2g}$$

59

Dónde:

H_{r1-2} → Suma total de pérdidas primarias y secundarias en el tramo de succión.

λ → Coeficiente de pérdidas.

L → Longitud total de los tramos rectos de tubería.

L_e → Longitud equivalente de cada accesorio. (Los valores de cada uno de ellos se los extrae de anexos).

$\sum L_e$ → Suma de todas las longitudes equivalentes de los accesorios diversos.

v → Velocidad media del agua en la tubería.

Pérdidas en el tramo de succión.

$$L = 2.5\text{m}$$

$$Q = 2 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$A = 5.06 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$v = 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Tabla 10; Determinación de las pérdidas secundarias como longitudes equivalentes.

| ITEM. | DETALLE | CANTIDAD | L_e c/u (m) | $\sum L_e$ (m) |
|--------------|---------------------------|----------|---------------|----------------|
| 1 | Pie de alcachofa | 1 | 2.5 | 2.5 |
| 2 | Adaptador NPT | 2 | 0.6 | 1.2 |
| 3 | Universal | 1 | 1.2 | 2.4 |
| 4 | Tee. | 1 | 0.5 | 0.5 |
| 5 | Neplo de cintura | 2 | 0.6 | 1.2 |
| 6 | Llave cortadora (abierta) | 1 | 0.18 | 0.18 |
| Total | | | | 7.98 |

Número de Reynolds: El número de Reynolds es.

$$Re = \frac{D \times V}{\nu} \quad 60$$

$$Re = \frac{0.0254\text{m} \times 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.053 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 9650$$

El tipo de flujo es turbulento, para el análisis del coeficiente de pérdidas se utilizará la fórmula de BLASIUS para tubería lisa en este tipo de régimen.

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad 61$$

$$\lambda = \frac{0.316}{9650^{0.25}} = 0.031$$

$$H_{r1-2} = 0.031 \frac{(2.5 + 7.98)}{0.0254\text{m}} \frac{(0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}})} = 0.11\text{mca}$$

Pérdidas en el tramo de descarga:

$$L = 300\text{m}$$

$$D = 3/4''$$

$$Q = 2 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$A = 2.85 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$v = 0.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{0.01905\text{m} \times 0.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.053 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 12695$$

El tipo de flujo es turbulento, para el análisis del coeficiente de pérdidas se utilizará la fórmula de BLASIUS para tubería lisas en este tipo de régimen.

$$\lambda = \frac{0.316}{12695^{0.25}} = 0.029$$

Tabla 11; Determinación de las pérdidas secundarias como longitudes equivalentes.

| ITEM. | DETALLE | CANTIDAD | L_e c/u (m) | $\sum L_e$ (m) |
|--------------|----------------------|----------|---------------|----------------|
| 1 | Neplo de cintura | 3 | 0.5 | 1.5 |
| 2 | Tee. | 1 | 0.4 | 0.4 |
| 3 | Universal | 4 | 1 | 4 |
| 4 | Llave Cortadora | 1 | 0.15 | 0.15 |
| 5 | Uniones | 14 | 0.02 | 0.28 |
| 6 | Válvula anti retorno | 2 | 1.5 | 3 |
| 7 | Adaptador NPT | 1 | 0.5 | 0.5 |
| 8 | Reductor a 3/4 | 1 | 0.15 | 0.15 |
| Total | | | | 9.98 |

$$H_{r3-4} = 0.029 \frac{(9.98 + 300)}{0.01905m} \frac{(0.7 \frac{m}{s})^2}{2(9.8 \frac{m}{s})} = 11.8mca$$

Las pérdidas hidráulicas totales del sistema son:

$$H_{rT} = H_{r1-2} + H_{r3-4}$$

62

$$H_{rT} = (11.8 + 0.11)mca = 11.91mca$$

Como se puede ver este valor está dentro del permisible (14.1mca) calculada en la página número 62, por lo que el sistema de tubería y accesorios está diseñado correctamente.

d.3.14 Selección de la transmisión.

Las consideraciones para la selección de la transmisión están en función de los dos parámetros principales de potencia; velocidad angular y torque a transmitir, por otro lado existe el tipo de bomba a utilizar y sus condiciones operacionales.

d.3.14.1 Factores de potencia a transmitir.

$M_t = 226 \text{ Nm}$.

$\omega_1 = 13 \text{ rpm} = 1.33 \text{ rad/s}$.

$\omega_2 = 32 \text{ rpm} = 3.35 \text{ rad/s}$.

$P = 300 \text{ W}$.

Tipo de bomba: Alternativa de dos pistones; Modelo: ZM 51.

Comparando los tipos de transmisión que se puede utilizar están las transmisiones por cadena, transmisión por correa y transmisión por engranajes; de ellas se selecciona la transmisión por cadenas de acuerdo a los siguientes aspectos:

1. Existe una distancia media entre ejes donde los engranajes necesitarían ruedas parásitas o intermedias innecesarias para obtener la relación de transmisión requerida.
2. Facilidad en el desmontaje de la bomba respecto de la rueda permitiendo retirar el equipo de bombeo sin necesidad de parar la rueda.
3. Flexibilidad en el caso de variar la relación de transmisión, siendo posible utilizar la misma cadena para cierto intervalo de variación de velocidad con solo cambiar la distancia entre centros.
4. No existen pérdidas por deslizamiento en relación a la transmisión por correas.
5. Dentro de las transmisiones flexibles la transmisión por cadena es la más empleada cuando se demandan grandes cargas en los accionamientos (torque) con alta eficiencia.
6. Tienen una eficiencia entre el (90 y 98) %.
7. Comparando la transmisión por cadena de rodillos con la transmisión de engranajes cilíndricos el costo de la inversión inicial es aproximadamente el 85% de estos últimos.
8. Son adecuados para bajas velocidades lineales.
9. Las dimensiones exteriores son menores a las transmisiones por correas.

10. Existen pequeñas fuerzas actuantes sobre los árboles pues no necesitan tensado inicial.

Una vez justificado el tipo de transmisión se procede a dimensionar la transmisión.

d.3.14.2 Relación de transmisión (u).

Debido a que las revoluciones de la rueda son 13rpm. y la velocidad normal recomendada de la bomba es de 32rpm. Será necesaria una transmisión multiplicadora de velocidad.

$$u = \frac{\text{rpm bomba}}{\text{rpm rueda}} = \frac{32}{13} = 2.46 \quad 63$$

d.3.14.3 Cálculo de la potencia de diseño (P_d).

Factor de servicio (N).

De acuerdo a la máquina motriz y a la máquina movida (Anexo # 6) el factor de servicio es: $N=1.4 \rightarrow$ Entonces la potencia de diseño es:

$$P_d = P_R \times N \quad 64$$

$$P_d = 300W \times 1.4 = 420W$$

d.3.14.4 Cálculo del número de dientes del piñón (Z_1).

La selección del número de dientes del piñón se lo hace auxiliándose del siguiente gráfico.

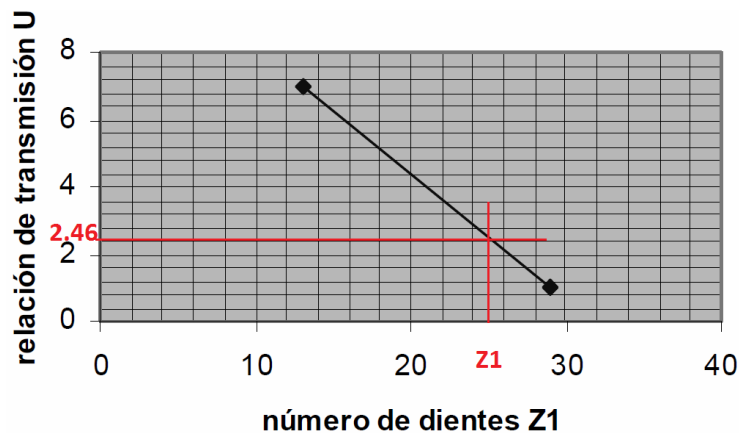


Fig. 38 Gráfico para la selección del número de dientes del piñón.

Para relación de transmisión $u=2.46$ interpolando.

$$\frac{7 - 1}{29 - 13} = \frac{7 - 2.46}{Z_1 - 13}$$

$$Z_1 = 25 \rightarrow Z_1 = 25 \text{ dientes}$$

d.3.14.5 Cálculo del número de dientes de la rueda (Z2).

$$Z_2 = Z_1 \times U = 25 \text{ dientes} \times 2.46 = 61.5 \text{ dientes} \rightarrow Z_2 = 62 \quad 65$$

En el mercado no se comercializa ruedas con dicho número de dientes por lo que se selecciona una rueda con un número de dientes aproximado; éste es $Z_2= 57$ dientes.

Entonces para mantener constante la relación de transmisión, Z_1 será:

$$Z_1 = \frac{Z_2}{u} = \frac{57 \text{ dientes}}{2.46} = 23 \rightarrow Z_1 = 23 \text{ dientes} \quad 66$$

d.3.14.6 Selección del paso de la cadena (t). Con el valor de la potencia de diseño y la velocidad del eje rápido, se consulta el nomograma (Anexo # 5).

El paso de la cadena será $p= 5/8'' = 15.875\text{mm}$.

Tabla12; Selección del número de cadena¹⁹.

| Número de cadena. | Paso (pul) | Diámetro (pul) | Ancho (pul) | Diámetro (pul) | Espesor de la placa (pul) | Promedio a la rotura (lbf) | Peso lineal (lbf/pie) |
|-------------------|------------|--------------------|-------------|----------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------|
| 25 ^a | 1/4 | 0.130 | 1/8 | 0.0905 | 0.030 | 875 | 0.084 |
| 35 ^a | 3/8 | 0.200 ^a | 3/16 | 0.141 | 0.050 | 2100 | 0.21 |
| 41 ^b | 1/2 | 0.306 | 1/4 | 0.141 | 0.050 | 2000 | 0.28 |
| 40 | 1/2 | 5/16 | 5/16 | 0.156 | 0.060 | 3700 | 0.41 |
| 50 | 5/8 | 2/5 | 3/8 | 0.200 | 0.080 | 6100 | 0.68 |
| 60 | 3/4 | 15/32 | 1/2 | 0.234 | 0.094 | 8500 | 1.00 |
| 80 | 1 | 5/8 | 5/8 | 0.312 | 0.125 | 14500 | 1.69 |
| 100 | 1 1/4 | 3/4 | 3/4 | 0.375 | 0.156 | 24000 | 2.49 |
| 120 | 1 1/2 | 7/8 | 1 | 0.437 | 0.187 | 34000 | 3.67 |
| 140 | 1 3/4 | 1 | 1 | 0.500 | 0.219 | 46000 | 4.93 |
| 160 | 2 | 1 1/8 | 1 1/4 | 0.562 | 0.250 | 58000 | 6.43 |

¹⁹ Marcelo Tulio Piovan; Elementos de Máquinas; Correas y Cadenas; Catálogo Técnico; Versión 2004; pág. 22.

De la tabla anterior se selecciona la cadena ASA 50 cuyas características son:

La resistencia promedio a la rotura es 27134 Newton, por lo que la fuerza periférica producida por el torque sobre la cadena no debe sobrepasar dicho valor.

d.3.14.7 Cálculo de la velocidad de la cadena (v).

La velocidad de la cadena se halla mediante la ecuación 10.

$$v = \frac{23 \times 15.875 \times 32}{60000} = 0.19 \text{m/s}$$

d.3.14.8 Cálculo de la fuerza útil de la cadena (F_C).

$$F_C = \frac{P_R}{v} \quad 67$$

$$F_C = \frac{300 \text{W}}{0.19 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1549 \text{N}$$

De acuerdo a lo calculado la fuerza producida por el torque en la cadena es aproximadamente 4 veces menor a la permisible.

d.3.14.9 Cálculo del número de hileras en función de la presión admisible (mr).

Para determinar el número de hileras consideramos la ecuación 11 explicada en capítulos anteriores, pero antes se requiere establecer los siguientes parámetros.

Para $mr \leq 1$; tomar cadenas de una hilera de rodillos.

Para $1 < mr \leq 1.7$; tomar cadenas de 2 hileras de rodillos.

Para $1.7 < mr \leq 2.5$; tomar cadenas de 3 hileras de rodillos.

Para $2.5 < mr \leq 3$; tomar cadenas de 4 hileras de rodillos.

Coefficiente de carga dinámica K_d

Por la ecuación 18 K_d es igual a:

$$K_d = 1.3$$

Coefficiente de la longitud de la cadena K_a

Para garantizar mejores condiciones de explotación se decide que la distancia entre centros será de 500 mm, cumpliendo con el rango $a = (30 \dots 50) \times t$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación 16 tenemos:

$$K_a = 1$$

Coefficiente de posición de la cadena K_h .

Por la ecuación 21 tenemos:

$$K_h = 1$$

Coefficiente para el régimen de trabajo K_r .

La transmisión funcionara en forma permanente, entonces por la ecuación 25 tenemos:

$$K_r = 1.45$$

Coefficiente para la regulación de la transmisión por cadena K_{reg}

Para establecer este coeficiente analizamos la posibilidad de ajustar el estiramiento de la cadena al desgastarse, por la ecuación 26 tenemos:

$$K_{reg} = 1$$

Coefficiente del carácter de la lubricación K_l .

Para determinar este coeficiente se debe seleccionar el tipo de lubricación, en función de la velocidad de la cadena.

Como $v = 0.19$ m/s se puede emplear lubricación periódica, entonces por la ecuación 31 tenemos:

$$K_l = 1.5$$

El coeficiente de régimen K_e lo hallamos mediante la ecuación 12:

$$K_e = 1.3 \times 1 \times 1 \times 1.45 \times 1 \times 1.5 = 2.827$$

Determinación del área resistiva de la articulación.

El área proyectada de la articulación se busca en función del paso y tipo de cadena en la siguiente tabla. $A = 67\text{mm}^2$.

Tabla 13; Dimensiones de las cadenas de rodillos según Norma ISO 606²⁰.

| Denominación ISO | Paso | | Diámetro de rodillo mm. | Ancho interior mm. | Paso Trasver. mm. | Diámetro de pasador mm. | Altura de la placa interior mm. | Área resistiva mm ² | Masa lineal Kg/m |
|------------------|-------|-------|-------------------------|--------------------|-------------------|-------------------------|---------------------------------|--------------------------------|------------------|
| | mm. | Pulg. | | | | | | | |
| 08A | 12.7 | 1/2 | 7.92 | 7.85 | 14.38 | 3.98 | 12.07 | 44 | 0.6 |
| 08B | 12.7 | 1/2 | 8.51 | 7.75 | 13.92 | 4.45 | 11.81 | 50 | 0.7 |
| 081 | 12.7 | 1/2 | 7.75 | 3.3 | - | 3.66 | 9.91 | 21 | 0.28 |
| 083 | 12.7 | 1/2 | 7.75 | 4.88 | - | 4.09 | 10.3 | 29 | 0.44 |
| 084 | 12.7 | 1/2 | 7.75 | 4.88 | - | 4.09 | 11.15 | 36 | 0.59 |
| 10A | 15.87 | 5/8 | 10.16 | 9.4 | 18.11 | 5.09 | 15.09 | 70 | 1 |
| 10B | 15.87 | 5/8 | 10.16 | 9.65 | 16.59 | 5.08 | 14.73 | 67 | 0.95 |
| 12A | 19.05 | 3/4 | 11.91 | 12.57 | 22.78 | 5.96 | 18.08 | 105 | 1.5 |

La presión admisible se la obtiene de la siguiente tabla.

[p] = 35 MPa.

Tabla 14. Presion admisible en las articulaciones de las cadenas.

| Paso, t, mm | [p], [MPa] para la velocidad de rotacion del pinon en rpm. | | | | | | | | | | |
|-------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | <50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 |
| 12.7-15.875 | 35 | 31.5 | 28.5 | 26 | 24 | 22.5 | 21 | 18.5 | 16.5 | 1.5 | 1.4 |
| 19.05-25.40 | 35 | 30 | 26 | 23.5 | 21 | 19 | 17.5 | 15 | - | - | - |
| 31.75-38.10 | 35 | 29 | 21 | 18.5 | 16.5 | 15 | - | - | - | - | - |
| 40.00-50.80 | 35 | 26 | 21 | 17.5 | 15 | - | - | - | - | - | - |

Entonces de acuerdo a la ecuación 11, el número de hileras será:

$$mr = \frac{1549N}{0.0067m^2 \times \left[35 \times 10^6 \frac{N}{m^2}\right]} \times 2.827 = 0.02$$

²⁰ G. González Rey; A. García Toll; T. Ortiz Cárdenas; Elementos de Máquinas, Cadenas y Sprockets, Transmisiones Mecánicas; Catálogo Técnico; página 9.

Por lo tanto para $m_r \leq 1$; tomar cadenas de una hilera de rodillos.

d.3.14.10 Longitud de la cadena expresada en pasos (l).

Primeramente calculamos la distancia entre ejes en pasos (c).

$$c = \frac{0.5\text{m}}{0.015875\text{m}} = 31.5 \rightarrow 32 \text{ pasos}$$

Conocida la distancia entre ejes en pasos, la cantidad de dientes de la rueda y piñones, se procede a encontrar la longitud de la cadena utilizando la ecuación número 9.

$$l = 2(32) + \left(\frac{57 + 23}{2}\right) + \frac{\left[\frac{57 - 23}{2\pi}\right]^2}{32} = 105 \text{ pasos}$$

De esta manera queda configurada la transmisión por cadena.

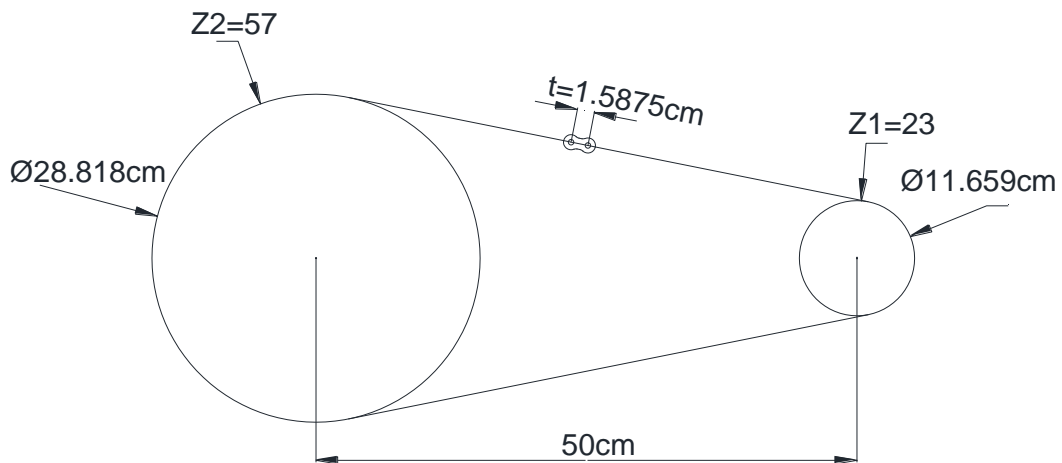


Fig. 40 Configuración general de la transmisión por cadena.

d.4 CAPÍTULO IV: DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA DE ALIMENTACIÓN INFERIOR.

d.4.1 Factores de diseño.

Para diseñar la rueda se considera los siguientes factores:

Rigidez.- La rueda debe asegurar el funcionamiento en condiciones normales y extremas; es decir todos los elementos que la componen deben permanecer fijos en la posición instalados.

Peso.- La rueda debe tener un peso relativamente bajo, ya que este parámetro incide directamente en el funcionamiento y rendimiento de la misma.

Modular.- La rueda debe facilitar el montaje y desmontaje de la mayoría de los elementos que la componen, permitiendo el remplazo de los mismos en caso de avería.

Anticorrosión.- Este es un factor determinante en la vida útil de la rueda; por lo que se debe emplear materiales que neutralicen dicho factor.

Resistencia.- Los elementos que componen la rueda deben soportar condiciones críticas que se puedan presentar en determinados momentos, es decir los componentes de la misma deben operar por debajo de los límites de fluencia del material.

d.4.2 Diseño de los componentes de la rueda.

d.4.2.1 Soportes principales.

Estos elementos sirven como apoyo de los álabes; es decir se encargan de receptor la energía cinética del agua para transmitirla al eje de la rueda en forma de energía mecánica. La rueda está compuesta por dos conjuntos de soportes solidarios al eje, uno de ellos se sitúa en el centro y el otro a los costados de dicho eje.

El perfil de los soportes lo determina la forma de los álabes pues éstos sirven de apoyo.

d.4.2.1.1 Descripción de cada conjunto de soportes.

Conjunto de soportes laterales.- Se compone de dos juegos y cada uno está formado por 9 soportes empotrados a los discos de transmisión; y cada uno tiene las siguientes características:

- Tres segmentos rectos consecutivos con distintas inclinaciones, (para formar la curva)

El primer segmento va fijado al disco de transmisión mediante dos pernos de alta resistencia, y tiene una inclinación de 0° con respecto a la vertical.

El segundo segmento sigue a continuación del primero formando un ángulo de 163° .

El tercer segmento va a continuación de segundo formando un ángulo de 137° .

- Ocho perforaciones, tres son en dirección normal a la cara lateral del soporte, de las cuales dos están en el primer segmento del soporte, y una en el segmento final; cinco perforaciones tangentes, de las cuales dos están en el primer segmento, una en el segundo y dos en el tercero.

La siguiente figura muestra lo descrito, con sus dimensiones en milímetros.

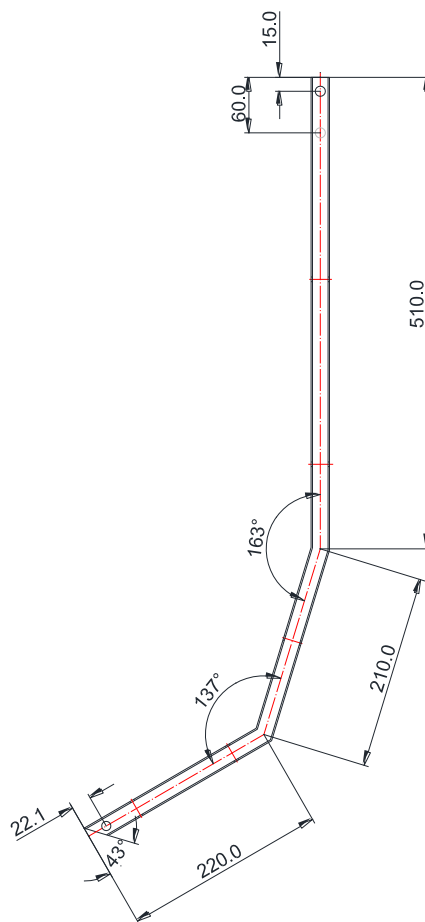


Fig. 41 Dimensiones del soporte ubicado en los costados de la rueda.

Conjunto de soportes centrales.- Éste es idéntico al conjunto de soportes laterales, únicamente cada soporte no tiene el agujero ubicado en el segmento final del mismo.

La siguiente figura muestra lo descrito con sus dimensiones en milímetros.

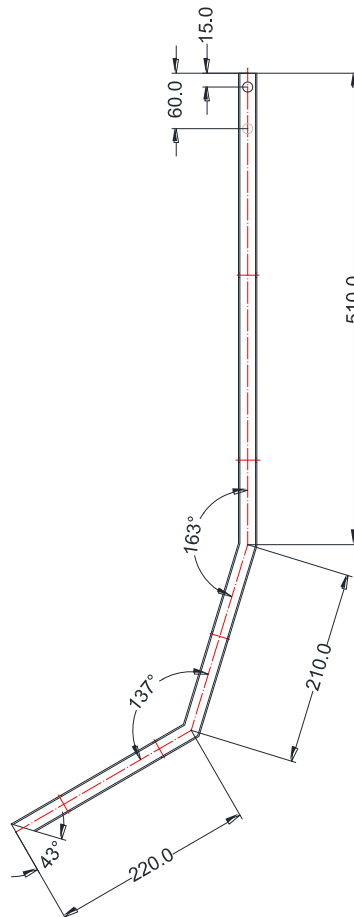


Fig. 42 Dimensiones del rayo ubicado en el centro de la rueda.

- Los soportes son de tubo estructural cuadrado ASTM A-500 por tener mayor inercia que otros elementos para estructuras livianas, lo que significa buena robustez y firmeza para la rueda.

d.4.2.2 Discos de transmisión.

Los discos son los encargados de recibir la potencia captada por los soportes a través de los álabes y transmitirla al eje principal, la potencia es recibida de los 9 álabes equidistantes, distribuidas en la periferia de los discos.

Los discos están unidos a una manzana concéntrica, y ésta a su vez sujeta al eje principal mediante una chaveta.

La rueda está compuesta por cuatro discos, dos de ellos se sitúan en el centro y los otros a los costados.

d.4.2.2.1 Descripción de los discos.

Discos laterales. Se componen de dos discos idénticos, y cada uno tiene 27 perforaciones concéntricas distribuidas radialmente en dos hileras separadas 4.5cm; la primera tiene 9 agujeros iguales, y la segunda dos conjuntos, el primero y el segundo tienen 9 agujeros pero de distinta medida.

El diámetro exterior de los discos es 250mm, y el interior corresponde a diámetro exterior del eje principal; 5.08cm.

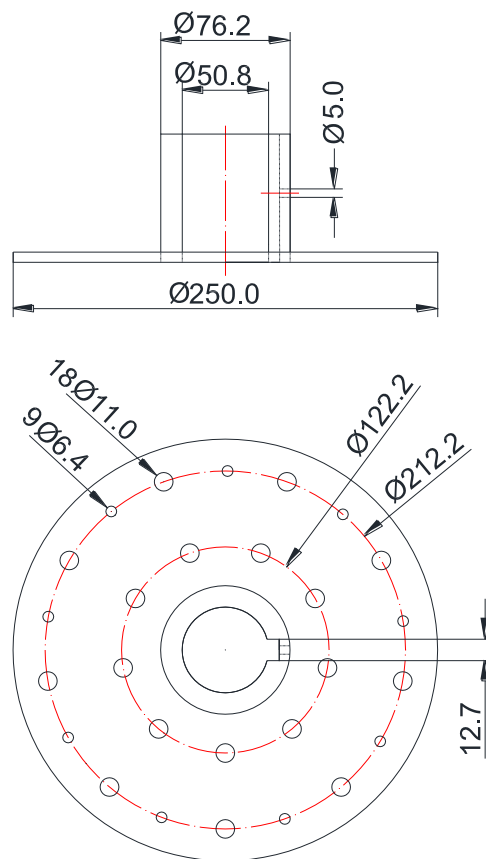


Fig. 43 Descripción de los discos laterales.

Discos centrales. Se componen de dos discos idénticos, y cada uno tiene 18 perforaciones concéntricas distribuidas radialmente en dos hileras separadas 4.5cm.

La siguiente figura muestra lo antes descrito, sus dimensiones están en milímetros.

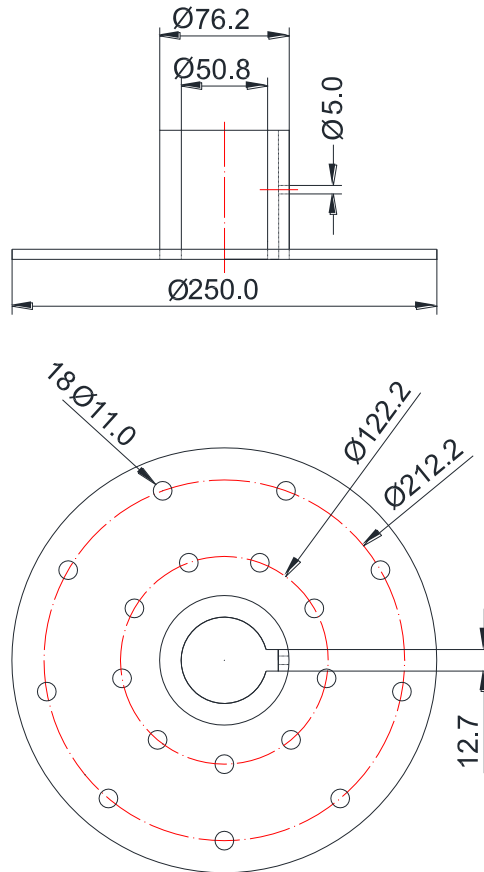


Fig. 44 Descripción de los discos centrales.

d.4.2.3 Radios.

Un radio o rayo es cada una de las barras que une rígidamente la zona central con la perimetral, para darle estabilidad a la rueda. La disposición del enlazado de los radios en este caso es cruzado; es decir son tangentes al eje, creando así una palanca que permite al radio transmitir la torsión con menor esfuerzo que un radio radial.

d.4.2.3.1 Descripción de los radios.

La rueda está compuesta por dos conjuntos de radios ubicados en cada costado de la misma; cada conjunto está formado por 9 radios idénticos, y cada uno tiene tres perforaciones normales a la cara mayor como se indica en la figura 44. Los radios son de platina de $1'' \times 3/16''$. Las dimensiones anotadas están en milímetros.

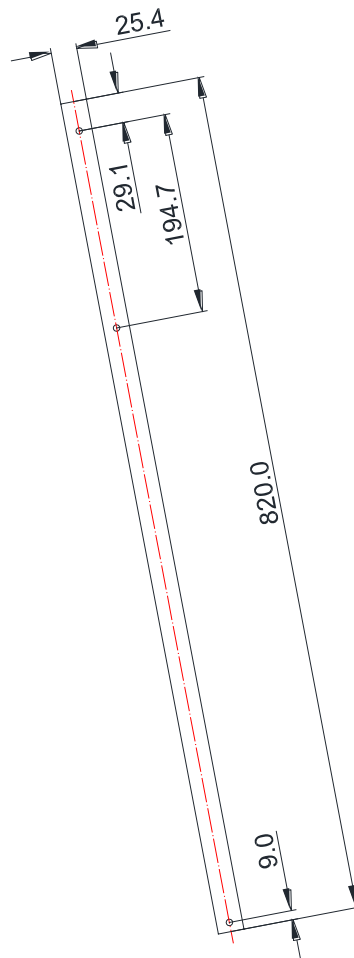


Fig. 45 Rayo de la rueda.

d.4.2.4 Álabes.

Los álabes de la rueda son los elementos que captan y convierten la energía cinética del agua en energía mecánica; es por ello que su diseño es determinante a la hora de obtener un buen rendimiento. Para el diseño de los álabes se ha considerado lo siguiente:

- El principal factor es el económico, por ello se debe proponer un diseño que menor gasto conlleve sin dejar de lado el factor técnico.
- El peso sea el menor posible. (Estructura liviana).

d.4.2.4.1 Descripción de los álabes.

La curva de los álabes se la forma con inclinaciones graduales, esto debido a que permite establecer una mejor rigidez en la estructura, ya que si se utiliza álabes estrictamente curvos se dificulta su montaje, además que en el medio no se dispone de máquinas para el moldeo de estos y otros elementos necesarios para su acoplamiento. También se requiere utilizar plancha con un espesor considerable influyendo en el peso total de la rueda.

La rueda se compone de 9 álabes equidistantes distribuidos en torno al eje principal. Cada álabe es sujeto por tres soportes ubicados simétricamente a lo ancho del mismo, y éstos a su vez son sujetos por medio de discos de transmisión fijados en el eje principal. Los álabes son unidos a los soportes principales mediante pernos. Los álabes tienen las siguientes características físicas. Tres segmentos planos rectos inclinados, como se ve en la figura 46. Las dimensiones anotadas están en milímetros.

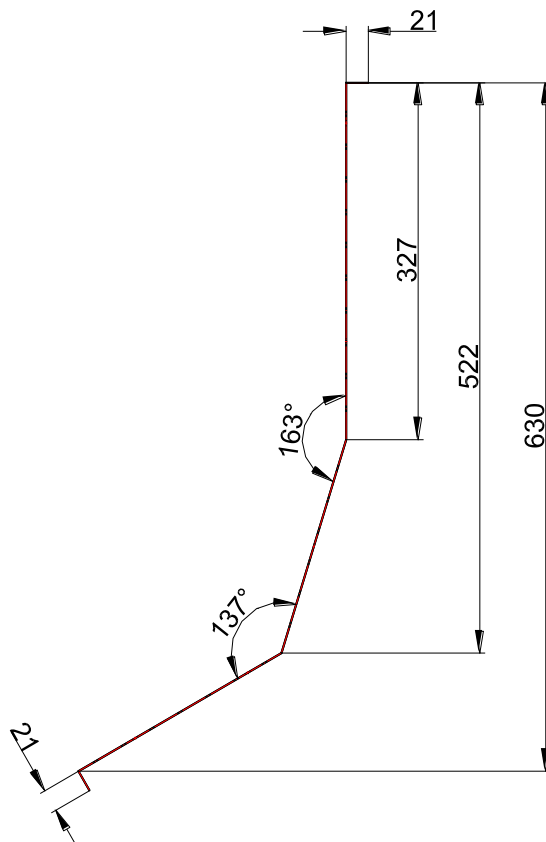


Fig. 46 Dimensiones del álabe.

Los álabes son de plancha galvanizada laminada en frío ASTM A653.

d.4.2.5 Eje de transmisión.

El eje es el elemento destinado a transmitir la potencia extraída por rueda del canal, a un sistema de transmisión por cadena, para luego transmitirla al eje de la bomba.

d.4.2.5.1 Descripción del eje.

El eje de transmisión es de acero SAE 1020, cuyas dimensiones son:

- Diámetro exterior: 50.8mm.
- Longitud: 1.32m.

El eje tiene tres chaveteras situados como se indica en la figura 47.

Las dimensiones anotadas están en milímetros.

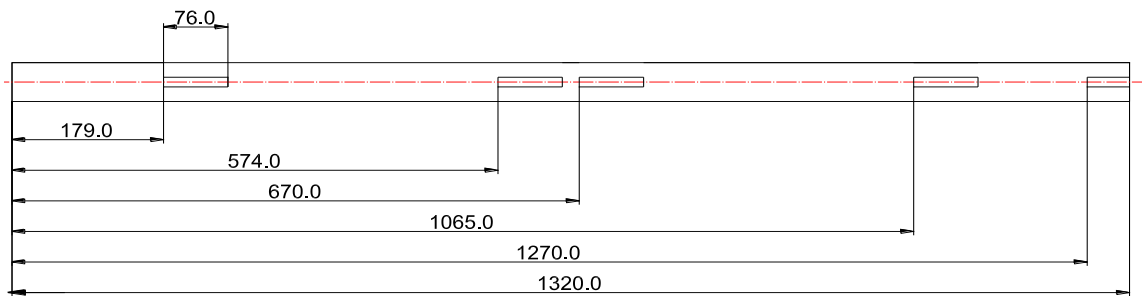


Fig. 47 Descripción del eje de transmisión.

El eje mencionado tendrá 2 soportes articulados, ubicados en sus extremos, estos soportes permiten rotar libremente.

d.4.2.6 Soportes periféricos.

Los soportes periféricos de la rueda sirven para sujetar los terminales de los soportes principales y los radios de la rueda. Los soportes periféricos de ésta rueda son de un perfil tee, ya que éste permite darle mayor rigidez a la estructura sin aumentar considerablemente su peso, además usando dicho perfil se puede mover toda la rueda simplemente rodándola.

La rueda está compuesta por dos soportes periféricos idénticos y cada uno tiene dos conjuntos de agujeros, el primero y el segundo tienen 9 perforaciones pero de diferente medida.

En la siguiente figura se describen las características del perfil con sus medidas en milímetros.

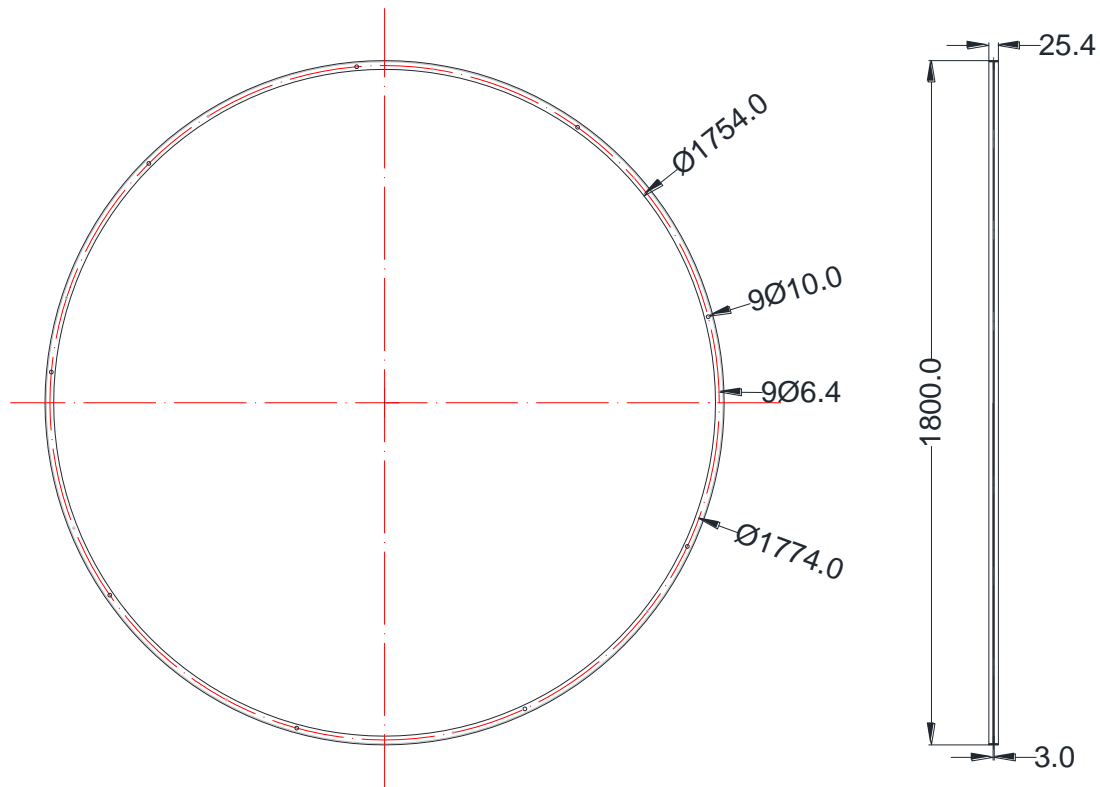


Fig. 48 Perfil externo de la rueda.

d.4.2.7 Pernos.

Los pernos más importantes que tiene la rueda son los que sujetan los soportes con los discos de transmisión, y con su periferia.

d.4.3 Cálculo de dimensiones de los principales componentes de la rueda.

Los cálculos realizados a continuación sirven para diseñar, determinar, comprobar y asegurar el funcionamiento adecuado de los elementos que constituyen la rueda, ya que ésta soportará variaciones repentinas de carga, que afectará directamente el funcionamiento de la misma.

Los modelos serán desarrollados y simulados en el Software de AutoCAD y SolidWorks, los valores obtenidos serán comparados con los hallados en el cálculo manual.

d.4.3.1 Consideraciones para el análisis de Resistencia de materiales de la rueda.

Los parámetros dinámicos de la rueda serán tomados cuando el canal se encuentre totalmente lleno, pues esto determina las condiciones críticas de operación de la misma. Siendo así dichos parámetros se hallan a continuación.

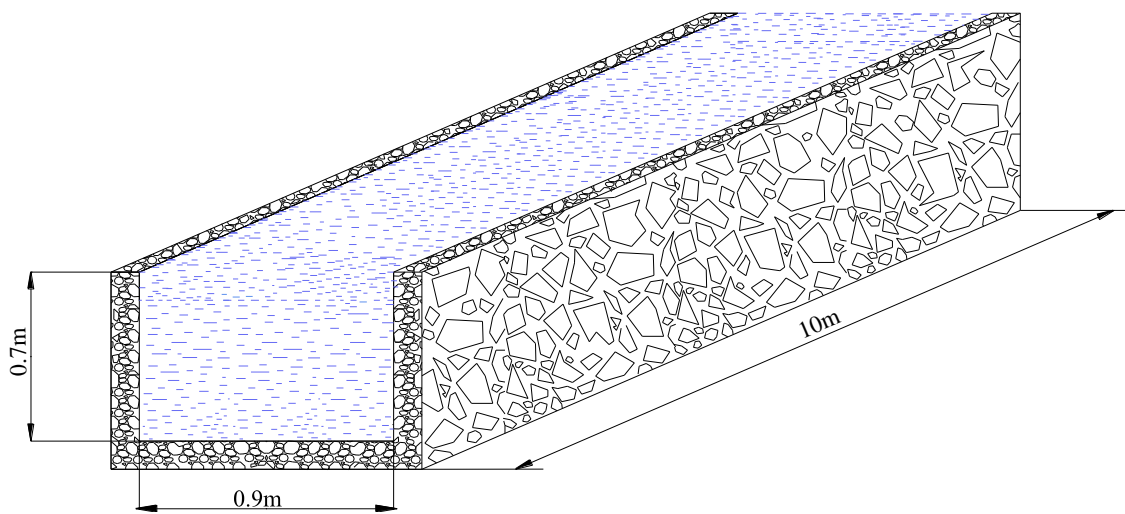


Fig. 49 Canal de agua totalmente lleno.

El tramo del canal antes descrito tiene las siguientes dimensiones.

$$l= 10m.$$

$$a= 0.9m.$$

$$h= 0.70m.$$

d.4.3.2 Estimación de la velocidad del agua (canal lleno). (V_{H2O}).

La velocidad se la obtuvo aplicando el método del flotador con el canal totalmente lleno.

La velocidad media del agua es $V_{H2O}=2m/s$.

d.4.3.3 Cálculo de la presión dinámica del fluido en el canal (Pd).

Para estimar la presión dinámica del canal aplicamos la ecuación 35.

$$P_d = \frac{1}{2} \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \left(2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 2000 \text{Pa}$$

Área de incidencia del fluido con el álabe de la rueda (Aa). Dicha área corresponde a la sección transversal del álabe.

$$A_a = 0.81\text{m} \times 0.75\text{m} = 0.60\text{m}^2$$

d.4.3.4 Cálculo de la Fuerza del agua sobre el álabe (Fa).

Esta fuerza se calcula mediante la ecuación 36.

$$F_a = 2000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 0.6\text{m}^2 = 1200\text{N}$$

d.4.3.5 Cálculo de los soportes de la rueda.

Los soportes son los elementos principales que componen la estructura de la rueda, pues sobre estos descansan los álabes, es por ello que dichos soportes serán dimensionados para soportar la carga dinámica del agua.

La rueda hidráulica está diseñada con dos juegos de soportes, el primero se encuentra en los costados de la rueda (figura a), y el segundo en la parte central de la misma (ver figura b).

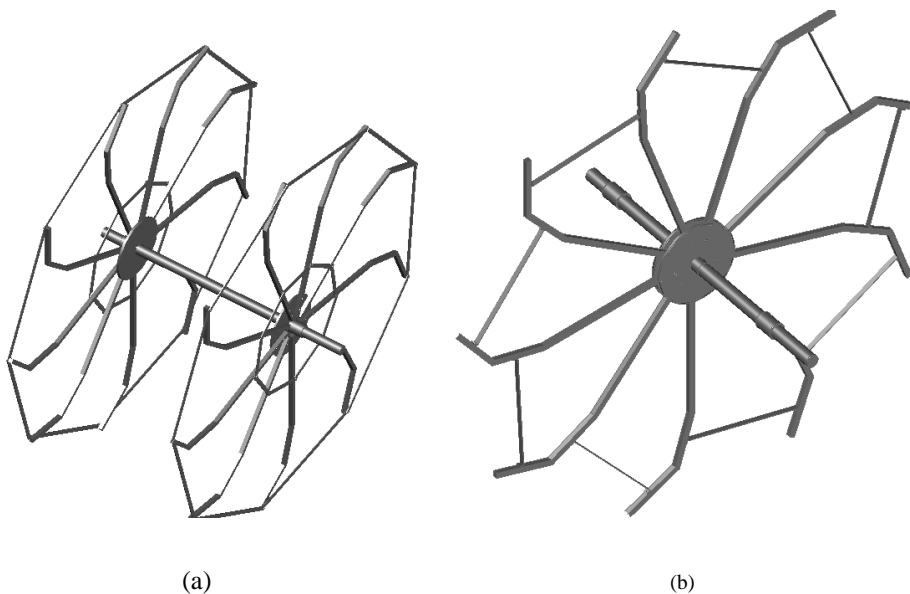


Fig. 50 (a) Juego de rayos laterales.

(b) juego de rayos centrales.

Para realizar el dimensionamiento de los mismos se escoge analizar el juego que se halla en la parte central, pues estos estarán operando en condiciones críticas con respecto a los primeros, no solo porque la fuerza resultante del agua se sitúa en el centro de la rueda, sino también por la forma en que se encuentran montados.

Los soportes de la rueda se encuentran sometidos a la carga uniformemente repartida del agua, la misma que provoca tensiones normales y cortantes en ellos. Para calcular la dimensión de estos elementos se los considera como una viga continua empotrada en los puntos A y B como se ve en la figura 51.

La fuerza puntual concentrada en el centro se divide para tres conociendo que existen tres conjuntos de soportes paralelos cubriendo la sección transversal del canal.

Fuerza aplicada sobre una barra.

$$F_b = \frac{F_a}{3}$$

68

$$F_b = \frac{1200N}{3} = 400N$$

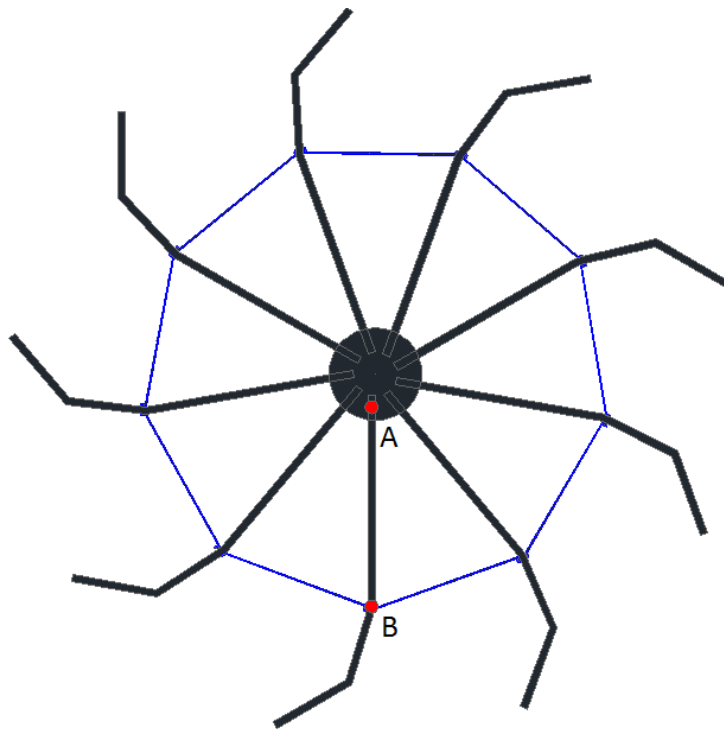


Fig. 51 Soporte empotrado en los puntos A y B.

Con lo dicho anteriormente se realiza el cálculo del soporte analizando el tramo A-B. Para ello es necesario primeramente encontrar la carga uniformemente repartida q por metro lineal que actúa sobre la barra; ver figura 52.

$$q = \frac{F_b}{L}$$

69

$$q = \frac{400\text{N}}{0.63\text{m}} = 635 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

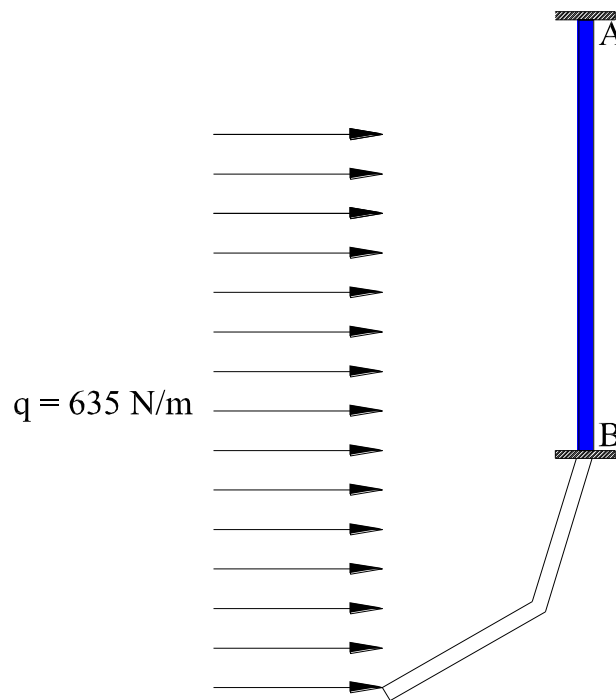


Fig. 52 Carga uniformemente repartida en el soporte.

d.4.3.5.1 Consideraciones para el cálculo de los soportes.

- Soporten la carga a la que estará sometido.
- Las tensiones se encuentren en el rango inferior a los valores admisibles.
- El método utilizado para calcular la dimensión de los soportes es la condición de resistencia, y se aplicará el primer enunciado (cálculo de proyección).

d.4.3.5.2 Determinación de las reacciones y los momentos.

Las reacciones y los momentos se ubican en los puntos A y B.

Como se ve en la figura 53 es una viga estáticamente indeterminada, ya que el número de reacciones desconocidas es mayor que el de ecuaciones de equilibrio disponibles para el sistema. En este caso es necesario suplementar dichas ecuaciones con otras que provengan de las deformaciones de la viga.

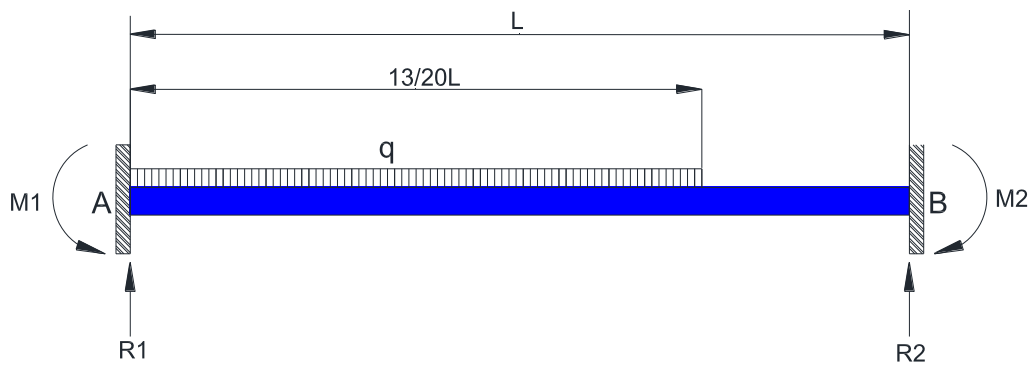


Fig. 53 Diagrama de cuerpo libre de la viga (soporte).

Escribiendo las ecuaciones de equilibrio estático tenemos:

$$\sum F_y = 0 \quad 70$$

$$R_1 - q\left(\frac{13}{20}L\right) + R_2 = 0 \quad 71$$

$$\sum M_B = 0 \quad 72$$

$$R_1L - \left(q\frac{13L}{20}\right)\left(L - \frac{13L}{40}\right) - M_1 + M_2 = 0 \quad 73$$

Para hallar R1 y R2 se requiere aplicar el primer y segundo teorema del área de momentos.

El diagrama de momentos por partes es el que se muestra en la figura 54.

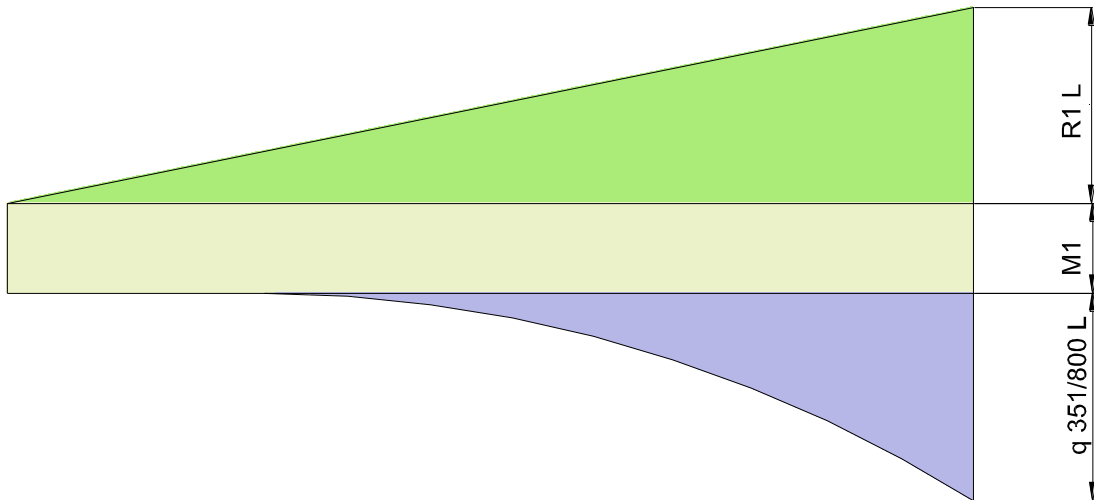


Fig. 54 Diagrama de momentos por partes de la viga.

Escribiendo el primer teorema de momentos tenemos:

$$\frac{1}{2}(L)(R_1 L) + (L)(-M_1) + \frac{1}{3}\left(\frac{13}{20}L\right)\left(-q \frac{351}{800}L^2\right) = 0 \quad 74$$

Escribiendo el segundo teorema de momentos tenemos:

$$\frac{1}{2}(L)(R_1 L)\left(\frac{L}{3}\right) + (L)(-M_1)\left(\frac{L}{2}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{13}{20}L\right)\left(-q \frac{351}{800}L^2\right)\left(\frac{1}{4}\frac{13}{20}L\right) = 0 \quad 75$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se hallan las variables.

$$R_1 = 0.385qL$$

$$R_2 = 0.265qL$$

$$M_1 = 0.10qL^2$$

$$M_2 = 0.15qL^2$$

Conociendo el valor de L y q podemos hallar el valor de dichas variables.

$$L = 0.495\text{m}; q = 635\text{N/m}; R_1 = 121\text{N}; R_2 = 83\text{N}; M_1 = 16\text{Nm}; M_2 = 23.3\text{Nm}.$$

d.4.3.5.3 Determinación del esfuerzo cortante y momento flector en forma compuesta.

Las ecuaciones que definen el esfuerzo cortante y el momento flector en la viga se detallan a continuación.

Tramo AC. $0m < x < 0.32m$

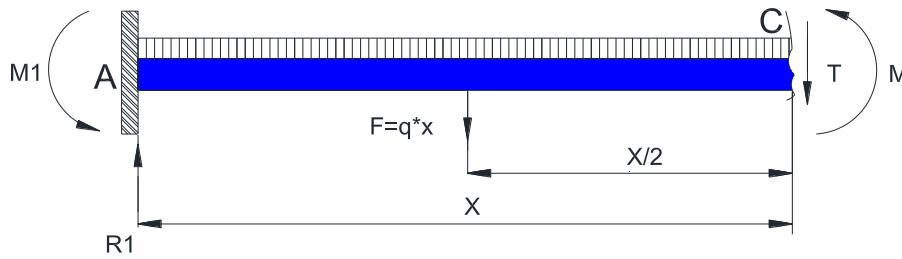


Fig. 55 Representación del Momento y Esfuerzo resultante en el tramo AC de la viga.

$$T = 121 - 635x \quad 76$$

$$M = -16 + 121x - 317.5x^2 \quad 77$$

Tramo CB. $0.32m < x < 0.495m$

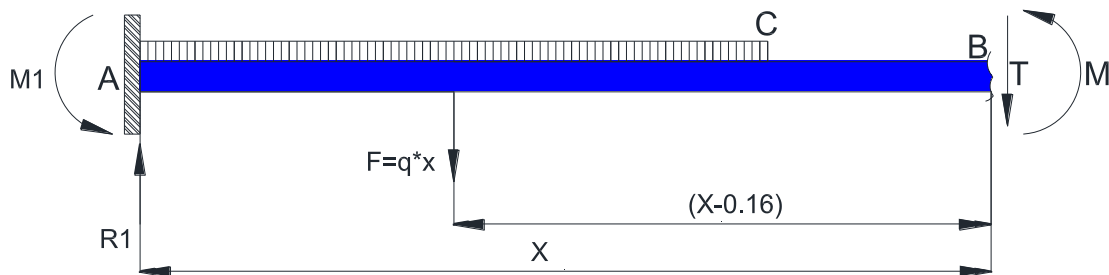


Fig. 56 Representación del Momento y Esfuerzo resultante en el tramo CB de la viga.

$$T = -82.2 \quad 78$$

$$M = 16.5 - 82.2x \quad 79$$

d.4.3.5.3.1 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en forma compuesta.

Este diagrama es importante ya que permite apreciar el esfuerzo cortante máximo; así como el momento flector máximo. Para dibujar dicho diagrama empleamos las ecuaciones escritas anteriormente.

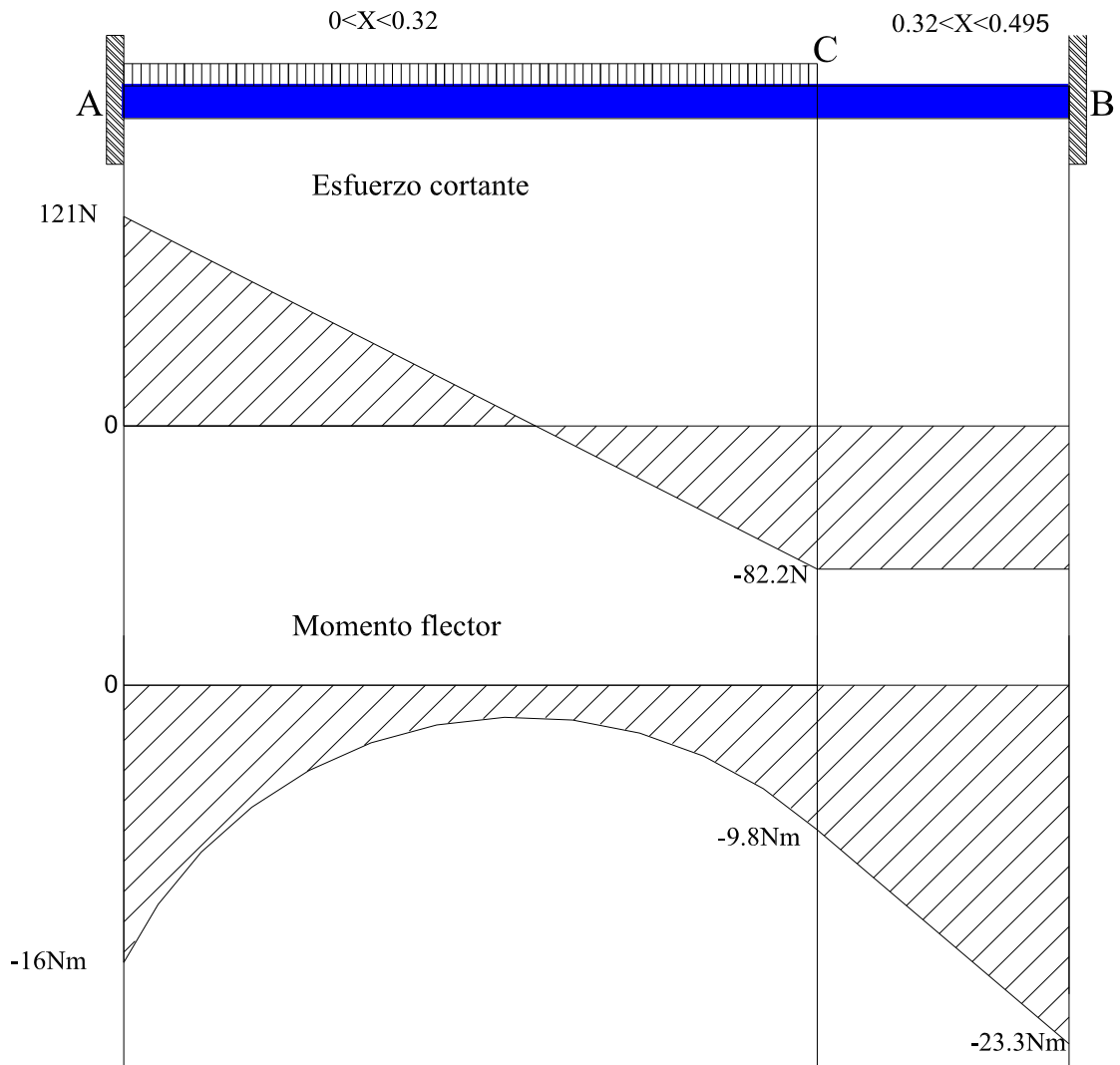


Fig. 57 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector de la viga.

Por tratarse de un problema de diseño solo es necesario considerar los valores máximos de momento flector y el esfuerzo cortante.

Para encontrar las dimensiones del tubo cuadrado se lo hará calculando las tensiones normales y cortantes que actúan en el mismo.

d.4.3.5.4 Determinación de la tensión normal en el tubo.

Para el análisis de la tensión normal en una viga se considera el momento flector máximo, y el módulo resistente W , ya que éste parámetro involucra la geometría de la misma.

d.4.3.5.4.1 Determinación del coeficiente de seguridad (n).

El valor del coeficiente de seguridad depende del criterio utilizado en el proyecto. En el presente caso estará basado en el esfuerzo de fluencia σ_y .

El valor se lo extrae de la siguiente tabla del libro de Faïres cuyo valor es 4.

Tabla 15; Coeficientes de seguridad²¹.

| CLASE DE CARGA | Acero, metales dúctiles | | Hierro fundido, metales quebradizos. | Madera de construcción. |
|---|----------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------|
| | Basado en la Resistencia máxima. | Basado en la resistencia de fluencia. | Basado en la resistencia máxima. | |
| Carga permanente, $n=$ | 3 - 4 | 1.5 - 2 | 5 - 6 | 7 |
| Repetida, una dirección, gradual (choque suave), $n=$ | 6 | 3 | 7 - 8 | 10 |
| Repetida, invertida, gradual (choque suave), $n=$ | 8 | 4 | 10 - 12 | 15 |
| Choque, $n=$ | 10 - 15 | 5 - 7 | 15 - 20 | 20 |

d.4.3.5.4.2 Cálculo de la tensión admisible, o de trabajo.

Para calcular dicha tensión nos valemos de la siguiente tabla, para obtener el valor del límite de fluencia para tubo estructural.

²¹ V.M. Faïres; Diseño de Elementos de Máquinas; Edt. Montaner y Simón S.A; Cuarta Edición; pág. 24.

Tabla 16; Limite de fluencia de perfiles cuadrados.

| Denominación del tubo Grados | Resistencia a la tracción mínima F_u (MPa) | Limite de fluencia mínimo F_y (MPa) | Alargamiento de rotura mínimo $L_0 = 50 \text{ mm}$ (%) |
|---------------------------------|--|---|---|
| I | 310 | 205 | 25 |
| II | 350 | 240 | 24 |
| III | 400 | 290 | 23 |
| IV | 460 | 315 | 18 |

Fuente: <http://www.inti.gob.ar/cirsoc>

Para el acero la tensión admisible en tracción y compresión es la misma. Aplicando la ecuación 42 tenemos:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{n} = \frac{205 \text{ MPa}}{4} = 51.25 \text{ MPa}$$

d.4.3.5.4.3 Cálculo del módulo resistente del tubo.

$$\sigma_{adm} = \frac{M}{W} \quad 80$$

$$W = \frac{M}{\sigma_{adm}} = \frac{23.3 \text{ Nm}}{51.25 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 0.45 \text{ cm}^3$$

Con el W como referencia, de acuerdo al catálogo de DIPAC encontramos un tubo con un W próximo de 0.53 cm^3 , con las siguientes dimensiones: $B = 20 \text{ mm}$; $e = 1.2 \text{ mm}$.

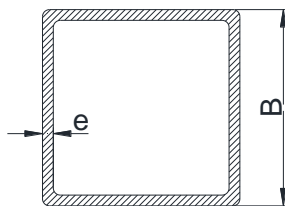


Fig. 58 Tubo estructural cuadrado.

Dada la realidad que se debe soldar dicho tubo y el espesor del mismo es muy pequeño se opta por seleccionar un tubo con un espesor de 1.5mm.

d.4.3.6 Cálculo del eje de la rueda por el método de comprobación.

El eje está sometido a cargas combinadas de flexión y torsión, en el presente caso se realiza un cálculo de comprobación, el cual consiste en determinar si el material seleccionado soporta las tensiones producidas, siendo necesario corroborar si el esfuerzo admisible de diseño es mayor al esfuerzo cortante máximo de cargas.

En este caso se seleccionó un eje SAE 1020, cuyas dimensiones son:

- Diámetro: 50.8mm.
- Longitud: 1.32m.

El eje mencionado tendrá 2 soportes articulados, ubicados en sus extremos, estos soportes permiten rotar libremente el eje.

Para el cálculo mencionado se utiliza la fuerza generada por la presión del paso de agua entre los alabes, dicha fuerza puede ser representada por un solo valor ubicado en el centro de la longitud activa de la rueda.

$$F = 1200N.$$

Lógicamente se debe considerar la tensión de la cadena y las reacciones producidas en los apoyos para encontrar el momento flector.

Cálculo del ángulo θ de la transmisión.

$$\text{Sen } \theta = \frac{R - r}{l} ; \theta = 10^\circ$$

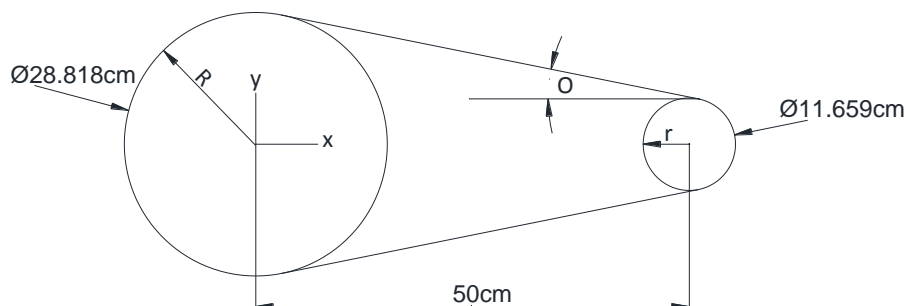


Fig. 59 Descripción transmisión por cadena.

Fuerza de la cadena $F_C = 1549\text{N}$.

Fuerza de la cadena en la dirección “x” (F_{cx})

$$F_{cx} = \text{Cos } 10^\circ \times F_C \quad 81$$

$$F_{cx} = \text{Cos } 10^\circ \times 1549\text{N} = 1525\text{N}$$

Fuerza de la cadena en la dirección “y” (F_{cy})

$$F_{cy} = \text{Sen } 10^\circ \times F_C \quad 82$$

$$F_{cy} = \text{Sen } 10^\circ \times 1549\text{N} = 269\text{N}$$

Peso estimado de la rueda.

El peso se lo halla considerando la geometría y la densidad de los elementos principales que la componen.

Tabla 17; Elementos principales de la Rueda Hidráulica.

| Ítem. | Elemento | Cantidad | Volumen (m^3) | Densidad (Kg/m^3) | Peso total (N) |
|--------------|------------------------|----------|-----------------------------|--|----------------|
| 1 | Discos de transmisión. | 4 | 2.8×10^{-4} | 7850 | 86.74 |
| 2 | Tubo cuadrado. | 27 | 0.9×10^{-4} | 8000 | 190.5 |
| 3 | Perfiles | 20m | - | 7850 | 417 |
| 4 | Álabes. | 9 | - | | 2442 |
| Total | | | | | 3136 |

De acuerdo a la tabla anterior se puede inferir que los elementos que determinan el peso de la rueda son los álabes, pues éstos constituyen cerca del 80% del su peso.

Cálculo de las reacciones en los apoyos.

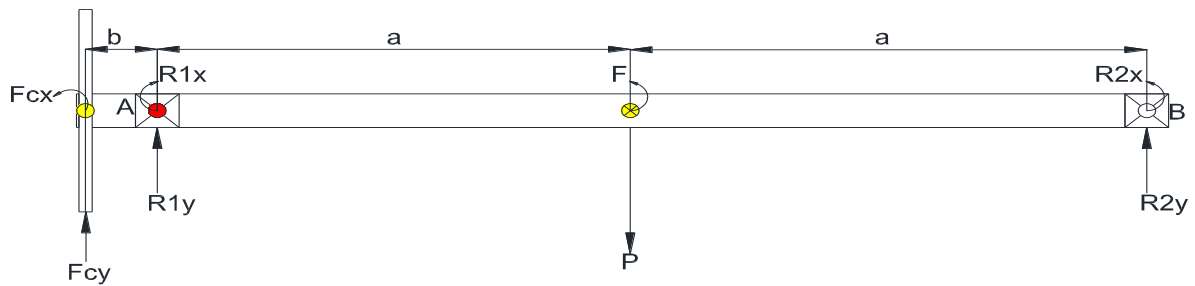


Fig. 60 Diagrama de cuerpo libre del eje.

Para calcular las reacciones se hace uso de las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum M_0 = 0 \quad 83$$

Cálculo de las reacciones en la dirección X

$$\sum F_x = F - R_{1x} - R_{2x} + F_{cx} = 0 \quad 84$$

$$\sum M_B = F(a) - R_{1x}(2a) + F_{cx}(2a + b) = 0 \quad 85$$

Sabiendo los valores de:

$$a = 0.57\text{m}$$

$$b = 0.065\text{m}$$

$$F = 1200\text{N}$$

$$F_{cx} = 1525\text{N}$$

$$F_{cy} = 269\text{N}$$

$$P = 3136\text{N}$$

Encontramos el valor de las reacciones:

$$R_{1x} = 2212\text{N}$$

$$R_{2x} = 513\text{N}$$

Cálculo de las reacciones en la dirección Y.

$$\sum F_y = R_{1y} + R_{2y} - P - F_{cy} = 0 \quad 86$$

$$\sum M_B = P(a) - R_{1y}(2a) + F_{cy}(2a + b) = 0 \quad 87$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones hallamos el valor de las reacciones:

$$R_{1y} = 1852\text{N}$$

$$R_{2y} = 1553\text{N}$$

d.4.3.6.1 Cálculo del esfuerzo máximo cortante.

Para determinar este parámetro primero calculamos los siguientes factores:

Cálculo del momento flector resultante.

Momento flector producido por las fuerzas en la dirección X.

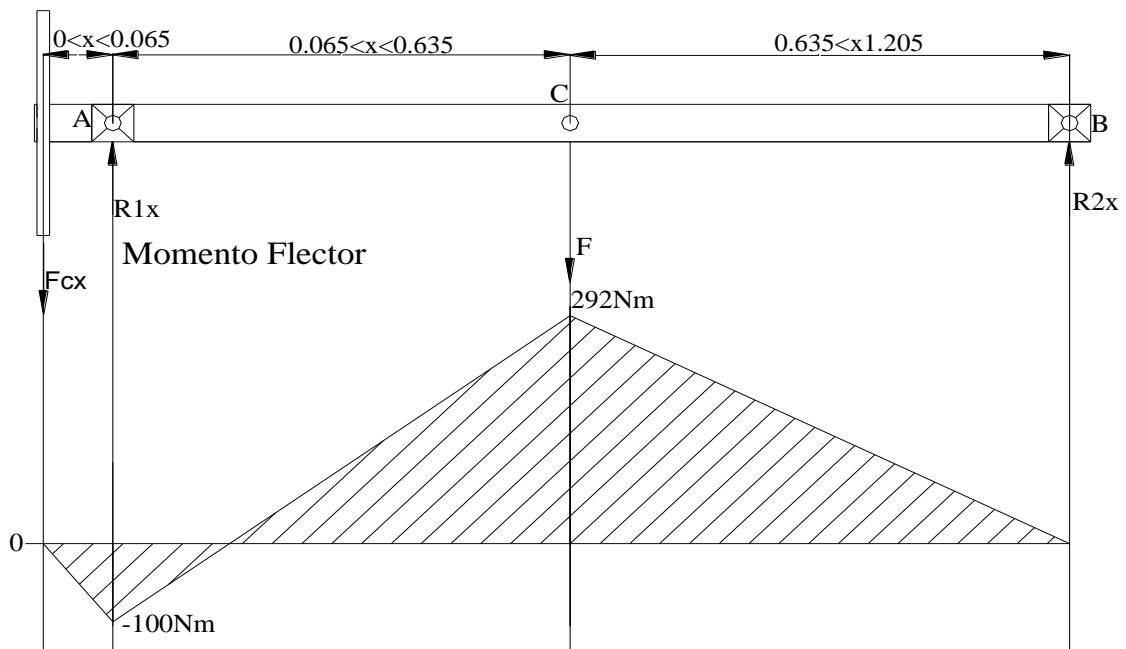


Fig. 61 Diagrama de momento flector del eje por fuerzas en X.

Momento flector producido por las fuerzas en la dirección Y.

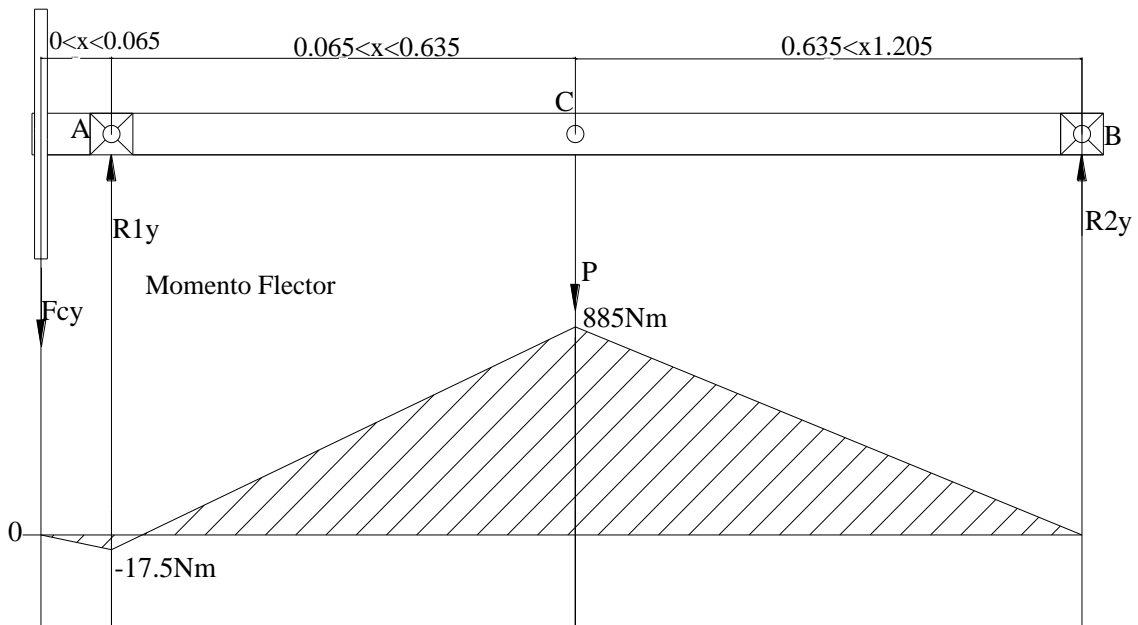


Fig. 62 Diagrama de momento flector del eje por fuerzas en Y.

Para diseño del eje se toma el valor del momento flector máximo, tanto en “X” como en “Y”.

Como se aprecia en los diagramas anteriores el momento flector máximo se localiza en el centro del eje; por ello calculamos el momento resultante en dicha sección.

$$M_b = \sqrt{[(M_x)^2 + (M_y)^2]} \quad 88$$

$$M_b = \sqrt{[(292\text{Nm})^2 + (885\text{Nm})^2]} = 932\text{Nm}$$

Entonces los datos de diseño son:

$$M_b = 932\text{Nm}$$

$$M_t = 226\text{Nm}$$

Esfuerzo flector.

El esfuerzo flector en el centro del eje debido al momento flector está dado por la ecuación 54.

Para el caso de una barra cilíndrica $y = r$.

$$\sigma = \frac{Mb \cdot r}{I} \quad 89$$

El momento de inercia respecto a su centro de gravedad está dado por la ecuación 45.

$$I = 3.27 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

$$\sigma = \frac{(932 \text{Nm} \times 0.0254 \text{m})}{3.27 \times 10^{-7} \text{m}^4} = 72.4 \text{MPa}$$

Por la ecuación 44 hallamos I_p .

$$I_p = 6.538 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

Esfuerzo cortante.

El esfuerzo cortante producido por el torque se calcula mediante la ecuación 46.

$$S_s = \frac{226 \text{Nm} \times 0.0254 \text{m}}{6.538 \times 10^{-7} \text{m}^4} = 9 \text{MPa}$$

Conocidos los esfuerzos por flexión y torsión, se determina el esfuerzo principal máximo (tracción) y mínimo (compresión); para ello aplicamos las ecuaciones 51 y 52 respectivamente.

Esfuerzo principal máximo (tracción).

$$\sigma_t = \frac{72.4 \text{MPa}}{2} + \sqrt{\left(\frac{72.4 \text{MPa}}{2}\right)^2 + (9 \text{MPa})^2} = 74.2 \text{MPa}$$

Esfuerzo principal mínimo (compresión).

$$\sigma_c = \frac{72.4 \text{MPa}}{2} - \sqrt{\left(\frac{72.4 \text{MPa}}{2}\right)^2 + (9 \text{MPa})^2} = -1.82 \text{MPa}$$

Conocidos los valores de esfuerzos principales, se encuentra el valor del esfuerzo máximo cortante del eje. Entonces por la ecuación 53 tenemos:

$$\tau = \frac{74.2\text{MPa} - (-4.1\text{MPa})}{2} = 38\text{MPa}$$

d.4.3.6.2 Cálculo del coeficiente de seguridad.

Realizando la comprobación, se obtiene el coeficiente de seguridad (n) el cual debe ser >> a 1.

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_y}{\tau} \quad 90$$

$\sigma_y \rightarrow$ Límite de fluencia del material del eje.

De acuerdo a la siguiente tabla el material tiene un $\sigma_y = 228\text{MPa}$.

Tabla 18; Propiedades mecánicas de perfiles tubulares según la norma Americana.²²

| Norma ASTM A 500 Grado del Acero | Propiedades Mecánicas (mínimas) | | | | | |
|--|--|------------------------------|---|-------------------------------------|------------|-------|
| | Límite de Fluencia Mpa (Kg/cm ²) | Límite de Fluencia psi | Resistencia a la Tracción Mpa (Kg/cm ²) | Resistencia a la Tracción psi | % Elong | |
| Circular | A | 228 (2.320) | 33,000 | 310 (3.170) | 45,000 | 25 |
| | B | 290 (2.955) | 42,000 | 400 (4.080) | 58,000 | 23 |
| | C | 317 (3.230) | 46,000 | 427 (4.360) | 62,000 | 21(*) |
| Cuadrado y rectangular | A | 269 (2.740) | 39,000 | 310 (3.170) | 45,000 | 25 |
| | B | 317 (3.230) | 46,000 | 400 (4.080) | 58,000 | 23 |
| | C | 345 (3.515) | 50,000 | 427 (4.360) | 62,000 | 21(*) |

$$n = \frac{228\text{MPa}}{38\text{MPa}} = 6$$

El coeficiente de seguridad equivale a 6, esto significa que el esfuerzo admisible del material es 6 veces mayor que el producido por las cargas.

²² http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.

Para corroborar el procedimiento anterior utilizamos el simulador SolidWorks como se indica en la siguiente gráfica en la cual se muestra los esfuerzos soportados por el eje en condiciones de trabajo.

Como se puede observar, el esfuerzo máximo se aproxima al valor “ τ ” (38MPa) calculado anteriormente; cuyo valor está por debajo del límite elástico del material. Quedando de esta manera comprobado el elemento.

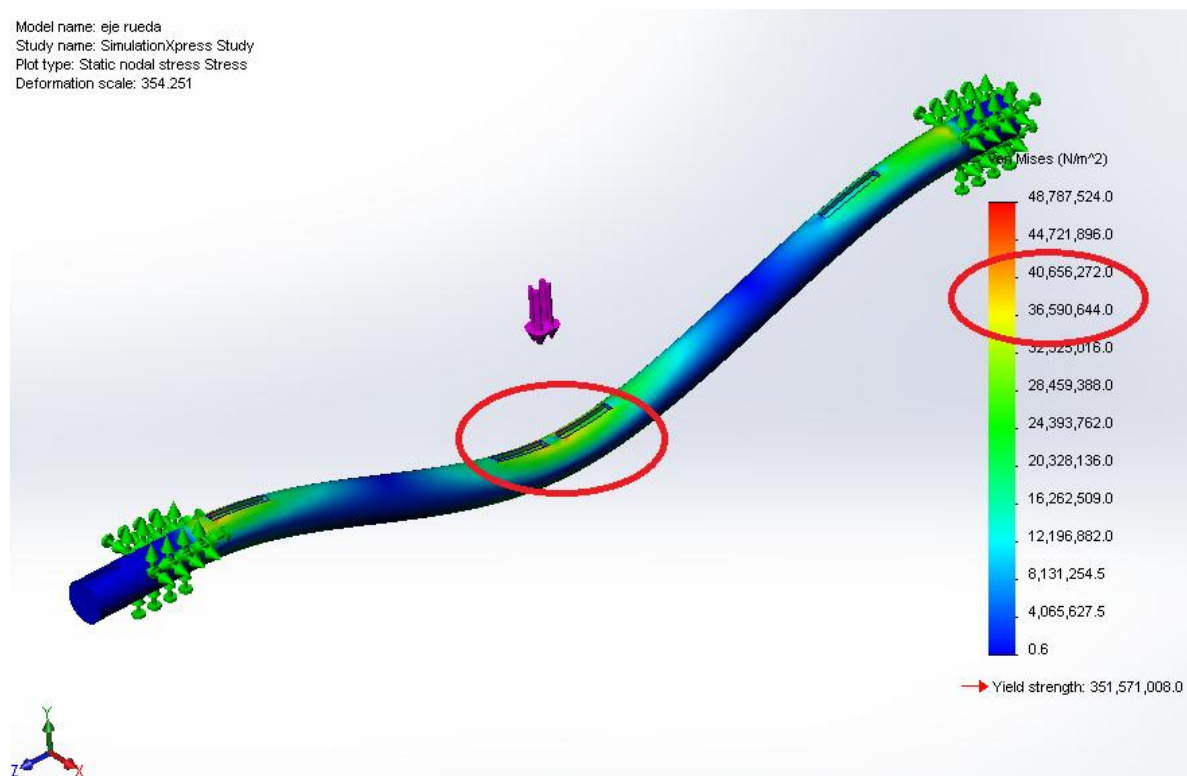


Fig. 63 Esfuerzos producidos en el material seleccionado para el eje, debido a la fuerza del agua.

d.4.4 Construcción de la rueda hidráulica.

El proceso de construcción de la rueda hidráulica se lo explica en la siguiente hoja de procesos de mecanizado.

d.4.4.1 Hoja de procesos: Rueda hidráulica.

Tabla 19; Descripción del proceso de construcción de la rueda hidráulica.

| EJE DE TRANSMISIÓN (1). | | | |
|---|--------------|--|---|
| Op | Cant. | Descripción. | Herramientas. |
| 1 | 1 | Corte del eje con las dimensiones requeridas. | Flexómetro, cierra mecánica. |
| 2 | 2 | Refrentar los extremos del eje. | Torno, cuchilla. |
| 3 | 5 | Señalar los puntos donde se ubicarán los chaveteros. | Flexómetro, marcador permanente |
| 4 | 5 | Perforar agujeros en los extremos de los chaveteros. | Taladro de pedestal, broca. |
| 5 | 5 | Maquinar los chaveteros. | Fresadora, fresa. |
| 6 | 1 | Montaje del eje en las chumaceras. | Martillo, llave allen. |
| DISCOS DE TRANSMISIÓN (4) | | | |
| Discos (4). | | | |
| 1 | 4 | Corte de los discos con el diámetro requerido. | Plasma máquina de corte. |
| 2 | 4 | Perforar un agujero en el centro del disco. | Torno, broca, cuchilla. |
| 3 | 4 | Biselar la periferia de los agujeros realizados. | Torno, cuchilla, pie de rey. |
| 4 | 72 | Marcar puntos donde se realizarán perforaciones radiales | Compás, granete, martillo. |
| 5 | 72 | Perforar los agujeros respectivos. | Taladro de pedestal, broca. |
| Observación: A dos discos se les realizará 9 perforaciones adicionales coradiales con la segunda hilera de agujeros. | | | |
| Manzanas (4). | | | |
| 1 | 4 | Corte del material (eje perforado) | Flexómetro, cierra mecánica. |
| 2 | 8 | Refrentar los extremos de los bocines | Torno, cuchilla. |
| 3 | 4 | Maquinar los chaveteros. | Cepillo mecánico, cuchilla. |
| 4 | 4 | Perforar un agujero perpendicular al eje y coincidente con el chavetero en la mitad del bocín. | Flexómetro, taladro de pedestal, broca. |
| 5 | 4 | Roscar los agujeros perforados. | Conjunto machuelo. |
| 6 | 4 | Soldar las manzanas a los discos alineados y orientados correctamente. | Soldadora, suelda, martillo. |
| 7 | 4 | Ensamble de los discos de transmisión. | Prensa hidráulica, prisioneros, llaves allen. |

| SOPORTES PRINCIPALES (27). | | | |
|-----------------------------------|-----|---|---|
| 1 | 27 | Corte del material (tubo cuadrado). | Flexómetro, cortadora de disco. |
| 2 | 54 | Eliminar la viruta de los extremos del tubo. | Esmeril. |
| 3 | 54 | Marcar los puntos a lo largo del tubo donde se realizarán las inclinaciones respectivas. | Flexómetro, tiza. |
| 4 | 54 | Corte graduado del tubo, para formar la curva del soporte. | Escuadra falsa, flexómetro, cortadora de disco. |
| 5 | 54 | Soldar los puntos previamente preparados. | Soldadora, suelda. |
| 8 | 27 | Corte inclinado al terminal de cada soporte. | Escuadra falsa, cortadora de disco. |
| 6 | 216 | Marcar los puntos donde se requiere realizar perforaciones al soporte principal. | Flexómetro, tiza. |
| 7 | 216 | Perforar 8 agujeros a cada soporte en los puntos requeridos con la medida y dirección correcta. | Taladro de pedestal, taladro de mano, brocas. |
| 8 | 27 | Ensamble de los soportes principales. | Pernos, arandelas, llaves. |
| PERFILES PERIFÉRICOS (2). | | | |
| 1 | 2 | Corte del material, (perfil tee). | Flexómetro, cortadora de disco. |
| 2 | 4 | Eliminar viruta de los extremos de cada perfil. | Esmeril. |
| 3 | 2 | Rolar los perfiles cortados. | Roladora de tubo. |
| 4 | 2 | Soldar los terminales de cada perfil rolado. | Prensa manual, soldadora, suelda. |
| 5 | 18 | Marcar los puntos donde se requiere insertar agujeros. | Flexómetro, tiza, punto, martillo. |
| 6 | 18 | Perforar los agujeros en el lugar y con la medida correspondiente. | Taladro de pedestal, brocas. |
| 7 | 2 | Ensamble de los perfiles. | Pernos, arandelas, alicata de presión, llaves. |
| ÁLABES (9). | | | |
| 1 | 9 | Corte del material (latón galvanizado) | Flexómetro, cizalla. |
| 2 | 36 | Señalar los puntos donde se requiere doblar la pieza. | Flexómetro, tijeras. |
| 3 | 36 | Doblar la pieza con las inclinaciones respectivas. | Dobladora hidráulica, escuadra falsa. |
| 4 | 27 | Marcar los puntos donde se requiere cortar fragmentos al álabe. | Flexómetro, escuadra combinada. |
| 5 | 27 | Cortar los fragmentos previamente señalados. | Cortadora de disco manual. |
| 6 | 9 | Sujetar los álabes sobre los soportes principales. | Alicates de presión. |

| | | | |
|---|-----|---|-----------------------------------|
| 7 | 135 | Marcar y taladrar los puntos donde sea necesario. | Tiza, granete, taladro. |
| 8 | | Fijar los álabes contra los soportes principales | Pernos, arandelas, llaves. |
| RAYOS DE LA RUEDA (18). | | | |
| 1 | 18 | Corte del material (platina) | Flexómetro, cortadora de disco. |
| 2 | 18 | Montar los rayos en el lugar correspondiente. | Alicate de presión. |
| 3 | 36 | Señalar los puntos donde se requiere perforar. | Pincel, pintura. |
| 4 | 36 | Perforar los agujeros correspondientes. | Granete, taladro, broca. |
| 5 | 18 | Ensamblar los rayos. | Pernos, arandelas, llaves. |
| AROS, O PERFILES INTERIORES (2). | | | |
| 1 | 2 | Corte del material (platina). | Flexómetro, cortadora de disco. |
| 2 | 2 | Rolar los segmentos de platina. | Roladora de tubo. |
| 3 | 2 | Soldar los terminales de cada segmento. | Prensa manual, soldadora, suelda. |
| 4 | 2 | Montar los aros en su respectivo lugar. | Flexómetro, alicate de presión |
| 5 | 18 | Señalar los puntos donde se requiere perforar. | Tiza. |
| 6 | 18 | Perforar los agujeros requeridos. | Granete, martillo, taladro. |
| 7 | 18 | Fijar los aros sobre los rayos. | Pernos, arandelas, llaves. |

d.4.4.2 Descripción detallada de los componentes.

En la siguiente tabla se describe detalladamente los elementos que componen la rueda.

Tabla 20; Descripción detallada de los elementos de la Rueda Hidráulica.

| Cant. | Elemento | Descripción | Material | Dimens. (mm) |
|--------------|-----------------------|---------------------|---|---------------------|
| 1 | Eje | Eje macizo | Acero AISI 1020 | 50.80* 1300 |
| 27 | Soportes principales | Tubo estructural | Acero ASTM A 500 | 20*1.5 |
| 9 | Álabes | Plancha galvanizada | Acero base: ASTM A 366 Recubrimiento: ASTM A 653 | 8100*7500*1 |
| 4 | Discos de transmisión | Chapa metálica | Acero ASTM A 569 | 250*6 |

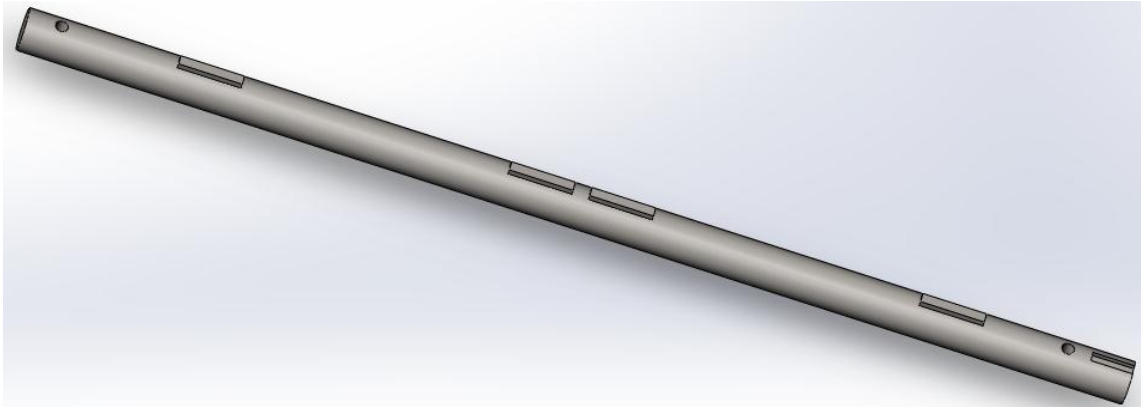
| | | | | |
|-----|----------------------------------|-----------------------------|---------------------|--------------|
| 4 | Manzanas | Tubo de acero | Acero ASTM A 108 | 76.2*50.8*76 |
| 2 | Perfiles periféricos | Tee. | Acero ASTM A36 | 25.4*25.4*3 |
| 2 | Perfiles base | Platina | Acero ASTM A36 | 25.4*5 |
| 54 | Pernos de alta resistencia | Elementos de unión. | Acero ASTM A 325 | 11*38.1 |
| 18 | Pernos de alta resistencia | Elementos de unión. | Acero ASTM A 325 | 9.5*38.1 |
| 135 | Pernos de alta resistencia | Elementos de unión | Acero ASTM A 325 | 5*31.75 |
| 54 | Arandelas | Elementos de protección. | Acero ASTM F 436 | 11 |
| 18 | Arandelas | Elementos de protección. | Acero ASTM F 436 | 9.5 |
| 270 | Arandelas | Elementos de protección. | Acero ASTM F 436 | 5 |
| 4 | Prisionero Allen. | Elementos de apriete. | Acero ASME B18.3 | 6.35*19.05 |

d.4.4.3 Proceso de ensamble.

Para el montaje de la rueda es necesario tener mecanizado totalmente el eje, los discos de transmisión, y los soportes principales; además se debe disponer de elementos de unión como pernos, arandelas, chavetas. El proceso de ensamble se describe continuación.

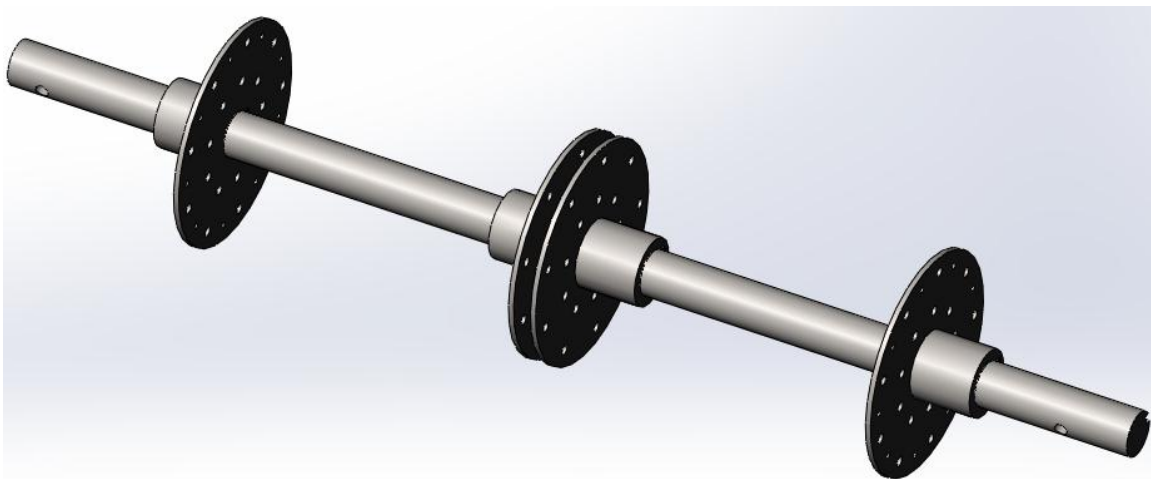
Eje de transmisión.

- El eje de transmisión sirve de referencia para empezar el ensamble del conjunto rueda.



Discos de transmisión.

- Colocar y sujetar mediante chavetas los 4 discos de transmisión en el lugar correspondiente.



Soportes principales.

- Ubicar y sujetar mediante pernos los soportes principales alrededor de los discos de transmisión.



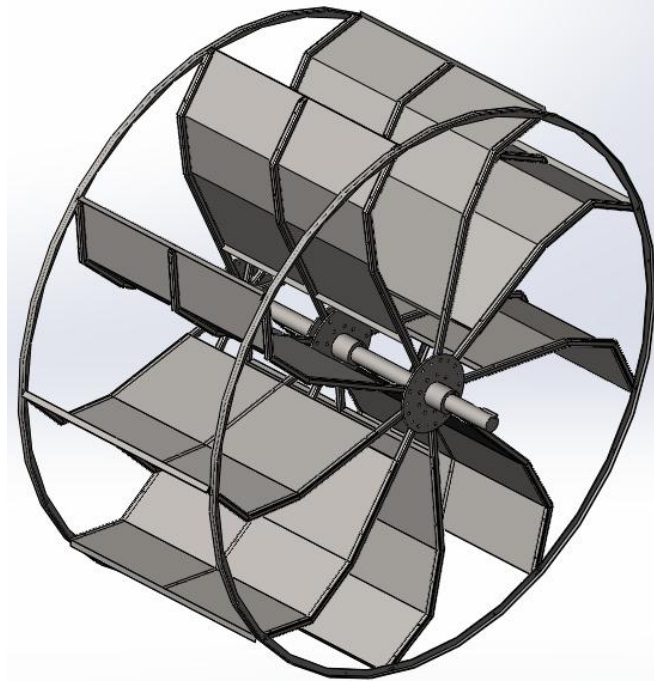
Perfiles externos.

- Colocar y sujetar mediante pernos los perfiles externos con los terminales de los soportes principales situados a los costados de la rueda.



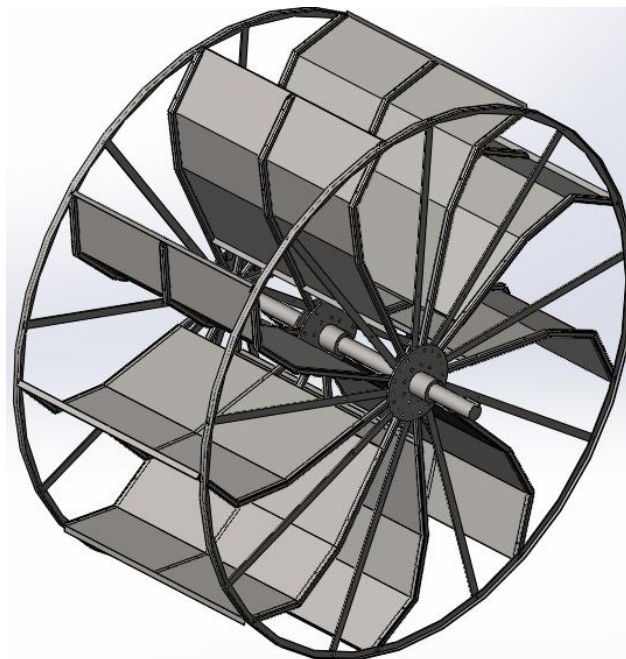
Álabes.

- Ubicar y sujetar mediante alicates de presión los álabes sobre los soportes principales, luego realizar perforaciones coincidentes con los agujeros de dichos soportes, para seguidamente asegurar los álabes contra los soportes.



Rayos.

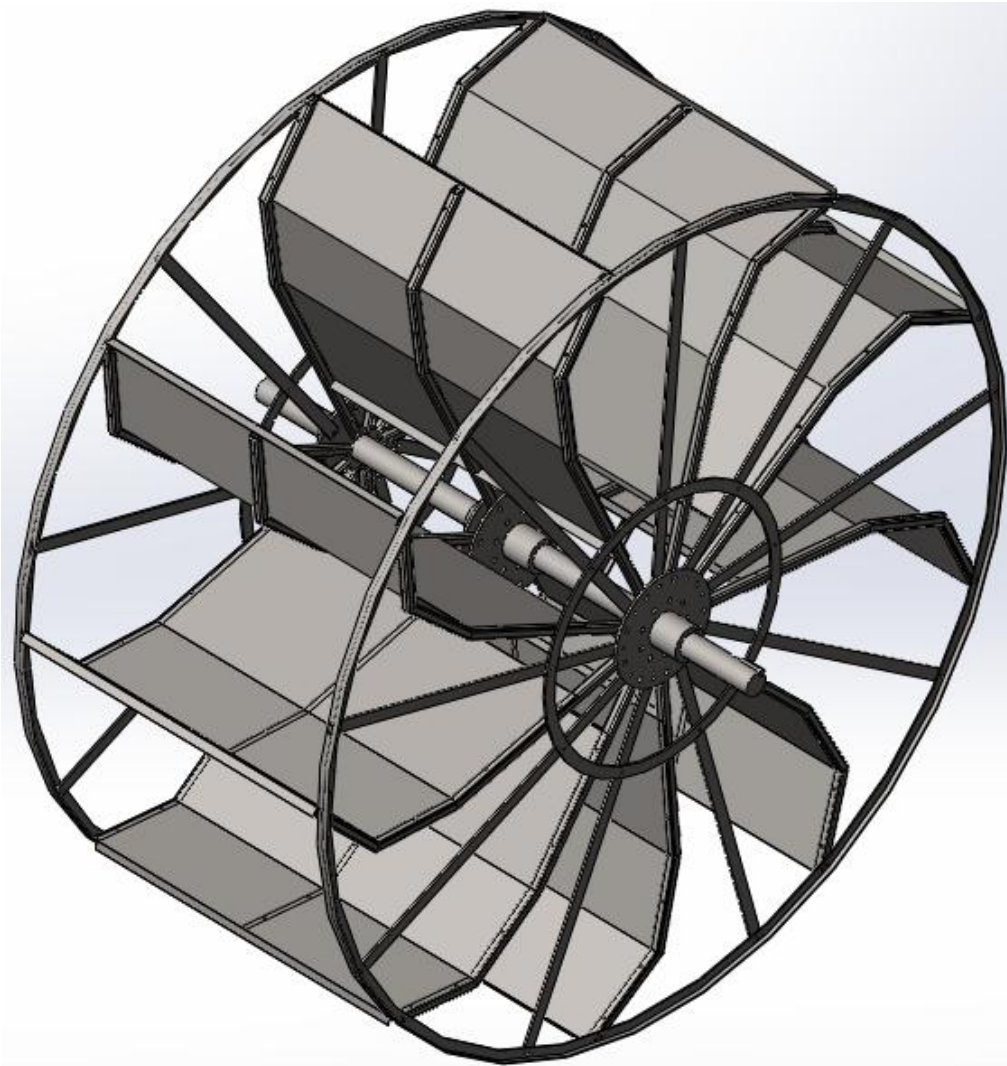
- Colocar y sujetar los rayos mediante pernos, sobre los discos de transmisión y los perfiles periféricos.



Aros o perfiles interiores.

- Ubicar y sujetar los aros sobre los rayos mediante pernos.

De esta forma finaliza el proceso de ensamblaje de la rueda, quedando lista para su instalación.



d.4.4.4 Instalación del sistema.

Seguidamente se expone el proceso que se llevó a cabo para instalar el sistema rueda-bomba.

Adecuación del sitio.



Bases de anclaje de la rueda y la bomba.



Montaje de la rueda.



Ensamble de la bomba.



Lubricación de la bomba.



Montaje de la bomba.



Instalación de la transmisión.



Instalación de tubería y accesorios.



Sistema operativo.



Admisión del agua hacia los álabes.



e.- MATERIALES Y MÉTODOS.

e.1 Materiales.

Los materiales empleados para realizar el presente trabajo son los siguientes:

Etapa de diseño:

Software de diseño como AutoCAD, y SolidWorks.

Instrumentos de medida como: flexómetro, flotador, cronómetro, GPS, termopar.

Etapa de construcción:

Flexómetro, Oxicorte, plasma, cierra mecánica, soldadora, suelda, dobladora, torno, fresadora, taladro, cizalla, brocas, fresa, granete, pernos, pulidora, cortadora de disco, pistola de pintar, pintura, llave inglesa, llave stillson, llave allen, llave española, desarmadores, martillo, cemento, ripio, arena gruesa, malla galvanizada, barreta, lampa, romana.

e.2 Métodos.

Para el desarrollo del presente trabajo investigativo se consideró el método científico, y dentro de éste podemos desglosar los siguientes.

Método Teórico: Este método se aplicó en la fase de análisis de la información técnica y específica sobre los componentes principales del sistema de bombeo; en este caso la rueda hidráulica, bomba de desplazamiento positivo, y transmisión por cadenas.

Este método también se aplicó en el estudio de los resultados, pues para formular las conjeturas y las conclusiones sobre los hechos y fenómenos ocurridos en el sistema de bombeo se empleó el procedimiento de análisis, y síntesis.

Además con este método se determinó la relación costo - beneficio, aplicando el procedimiento de inducción; es decir de datos específicos se pudo evaluar y concluir sobre las ventajas de utilizar el sistema propuesto.

Método histórico: Este método se utilizó cuando se estableció el desarrollo que ha tenido el objeto principal de la investigación como es la rueda hidráulica, conocer sus características geométricas, constructivas, y de operación.

Además se pudo sintetizar los antecedentes sobre sistemas de bombeo con ruedas hidráulicas de alimentación inferior

Método lógico: Mediante este método se logró interpretar las relaciones que existen entre los parámetros cinemáticos, dinámicos, e hidráulicos del sistema de bombeo.

Método Empírico: Este método se utilizó en la fase de diseño de la rueda, ya que el mismo se definió en base a modelos con similares características empleados en lugares con otras condiciones de operación. También se aplicó en la etapa inicial del proyecto, que fue la observación general del área en la que se implementó el sistema.

El método de la medición se empleó al momento de realizar la toma de datos de los parámetros técnicos existentes en el área de instalación del sistema.

Método dialéctico: Este método se aplicó al momento de definir el sistema de bombeo que permita reemplazar a los sistemas comúnmente usados. Además permitió escoger la mejor alternativa acerca de las ruedas hidráulicas de alimentación inferior que aproveche al máximo el potencial energético del canal.

Método Sistemático: Este método se utilizó en la fase de diseño general del sistema, ya que permitió establecer los componentes necesarios para el correcto funcionamiento del mismo y la relación entre cada uno de ellos.

f.- RESULTADOS.

En esta sección se presenta la recopilación de datos numéricos reales que generó el funcionamiento del sistema operando con el canal en diferentes estados. Esto se realizó para determinar el comportamiento de dicho sistema cuando se produzcan variaciones en el nivel de agua del canal.

El desarrollo de las pruebas del sistema se las efectuó una vez que todos los componentes del mismo se encontraban listos para operar.

La regulación del caudal del canal se hace mediante una compuerta mecánica que se halla instalada a unos 200m del punto donde se localiza el sistema.



f.1 Cálculo de la eficiencia de la rueda.



- Las pruebas se las realiza con la rueda rotando sin carga.
- La pendiente del canal es del 25%. Este parámetro está considerado implícitamente en los cálculos ya que la velocidad del agua guarda relación con el mismo.
- El número de pruebas que se realizó fueron cinco, para cada una se modificó el caudal de accionamiento, para conocer el comportamiento de la rueda cuando se produzca variación del caudal en el canal.
- El potencial hidráulico, la potencia real de la rueda, y la eficiencia se calcula en base a los datos medidos in situ.

Los parámetros técnicos considerados para determinar la eficiencia de la rueda se los describe a continuación.

Área de choque.

Esta área corresponde a la sección de los álabes que se encuentra en contacto con la corriente de agua, para establecer dicha sección se utilizó un flexómetro.

Velocidad del agua.

La velocidad del agua es medida en el punto donde se produce la admisión hacia los álabes; y para ello empleamos un flotador, cronómetro, y flexómetro.

Revoluciones de la rueda.

Para medir las revoluciones de la rueda se utilizó simplemente un cronómetro.

Potencial Hidráulico.

Para calcular este parámetro lo hacemos mediante la ecuación número 32.

Torque de la rueda.

El torque real de la rueda se lo midió empleando una romana ubicada tangencialmente en la periferia de la rueda, dicho torque no es más que la fuerza necesaria para frenar a la rueda multiplicada por la distancia entre el centro de la misma hasta el punto donde está ubicada la romana. Este procedimiento se realizó para cada prueba.

Potencia real de la rueda.

Para calcular la potencia real de la rueda lo hacemos con la ecuación número 34.

Eficiencia de la rueda.

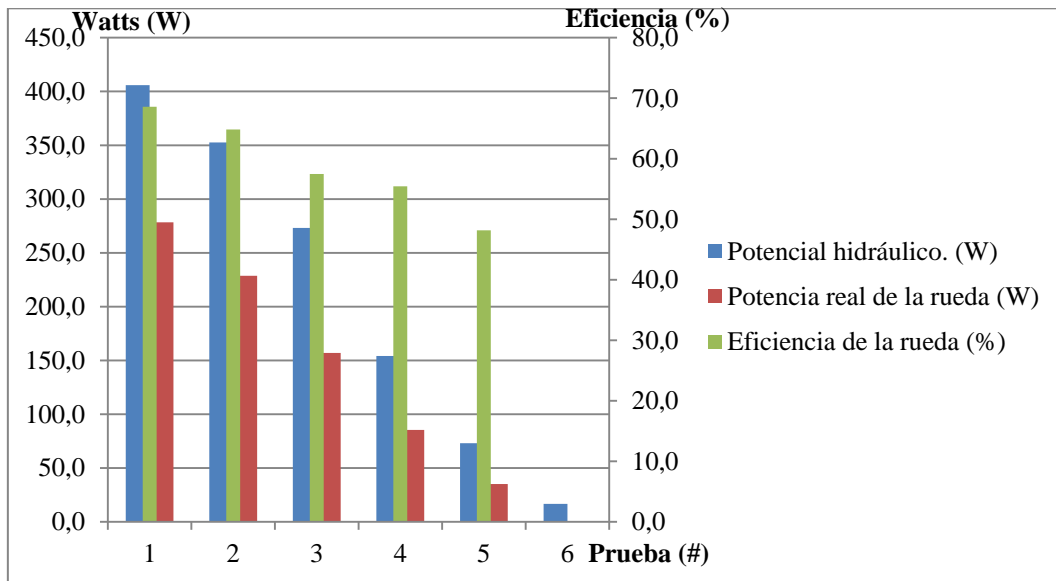
La eficiencia de la rueda es la relación entre el valor de potencia generada debido a su rotación, y la potencia que produce dicha rotación.

Tabla 21; Datos de operación de la rueda.

| Prueba. | Área de choque. | | Velocidad del agua. | Potencial hidráulico aprovechable. | Velocidad angular de la rueda. | | Torque real rueda. | Potencia real de la rueda | Eficiencia de la rueda | |
|---------|-----------------|-------|---------------------|------------------------------------|--------------------------------|------|-----------------------------------|---------------------------|------------------------|------|
| | VM. | VC. | VM. | VC. | VM. | VM. | VC. | VC. | | |
| | Álabe. | A=a×h | - | Ph=0.5×ρ×A×V ³ | ω | - | P _R =M _t ×ω | η=P _R ÷Ph | | |
| # | a(m) | h(m) | A(m ²) | V(m/s) | Ph(W) | RPM | Rad/s | N·m | (W) | (%) |
| 1 | 0.81 | 0.58 | 0.47 | 1.2 | 405.9 | 14 | 1.47 | 190 | 278.41 | 68.6 |
| 2 | 0.81 | 0.53 | 0.43 | 1.18 | 352.7 | 12.7 | 1.33 | 172 | 228.63 | 64.8 |
| 3 | 0.81 | 0.48 | 0.39 | 1.12 | 273.1 | 10 | 1.05 | 150 | 157.00 | 57.5 |
| 4 | 0.81 | 0.43 | 0.35 | 0.96 | 154.1 | 8 | 0.84 | 102 | 85.41 | 55.4 |
| 5 | 0.81 | 0.38 | 0.31 | 0.78 | 73.03 | 6 | 0.63 | 56 | 35.17 | 48.2 |
| 6 | 0.81 | 0.33 | 0.27 | 0.5 | 16.7 | 0 | 0 | 0 | 0.00 | 0.0 |

Leyenda: VM= Valor Medido in situ; VC= Valor Calculado; ρ= Densidad del agua.

Gráfico representativo de la eficiencia de la rueda.



f.2 Cálculo de la eficiencia de la bomba.



El cálculo de la eficiencia de la bomba lo encontramos con los datos de operación obtenidos en la tabla anterior; es decir para cada nivel de agua del canal.

Para determinar la altura de bombeo lo hacemos con ayuda de dos manómetros de presión ubicados en la parte de succión e impulsión de la bomba, pues dicha altura será la diferencia entre ambas presiones. Cabe indicar que este proceso se realizó sin la conexión de la tubería de impulsión; pues por ahora nos interesa determinar únicamente la eficiencia de la bomba.

Datos generales de operación de la bomba.

La bomba puede elevar el agua a una altura máxima de 150mca. y trasladar un caudal máximo de 17 l/min.

Los émbolos tienen una carrera de $S= 9.5\text{cm}= 0.095\text{m}$

El radio de la manivela es $r= 4.75\text{cm}= 0.0475\text{m}$

Los émbolos tienen un diámetro de $D= 4.2\text{cm}= 0.042\text{m}$

Relación de transmisión $u= 2.46$

La altura de succión es $h_s=3\text{mca}=29400\text{Pa}$.

Los datos anotados anteriormente servirán para realizar las pruebas que se detallan más adelante, pues éstos no cambian, solamente lo hace las RPM de la bomba.

Fuerza desarrollada en los émbolos.



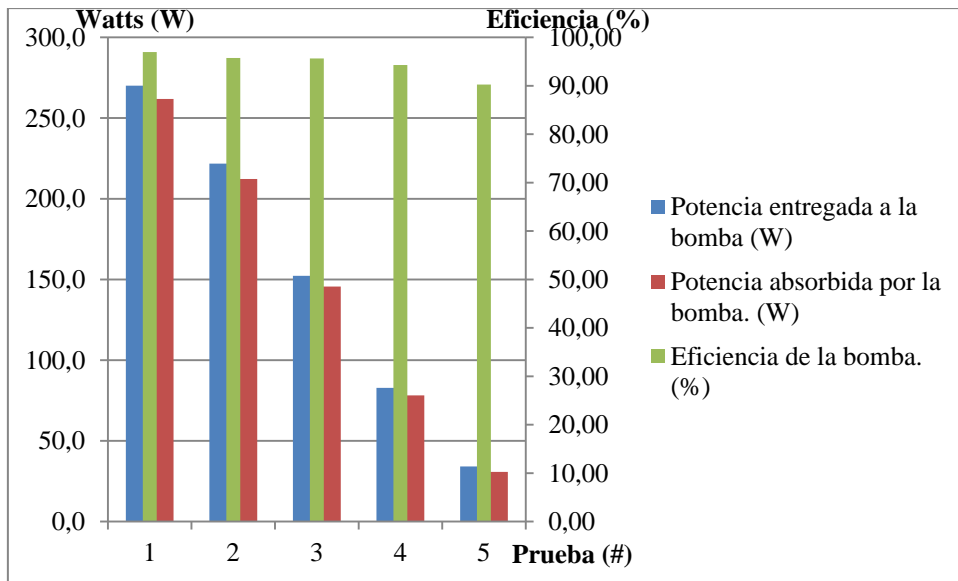
La bomba debe imprimir la suficiente fuerza en los émbolos para vencer la resistencia en el tramo de succión e impulsión. Por lo tanto la suma de las fuerzas de cada émbolo será la requerida para vencer dicha resistencia.

Tabla 22; Datos de operación de la bomba.

| Prueba. | Eficiencia de Transmisión. | Potencia entregada a la bomba. | Fuerza émbolo de succión. | Altura de impulsión. | Fuerza émbolo de impulsión. | Fuerza total. | Velocidad de los émbolos. | Caudal promedio. | Potencia absorbida por la bomba. | Eficiencia de la bomba. |
|---------|----------------------------|--------------------------------|---------------------------|----------------------|-----------------------------|-------------------|----------------------------------|------------------|----------------------------------|-------------------------|
| | VR. | VC. | VC. | VM. | VC. | VC. | VC. | VM. | VC. | VC. |
| | η_t | $P_B = P_R \times \eta_t$ | $F_a = H_a \times A_e$ | - | $F_i = H_i \times A_e$ | $F_T = F_a + F_i$ | $V_e = \omega \times u \times r$ | - | $P_{AB} = F_T \times V_e$ | $P_{AB} \div P_B$ |
| | (%) | P_B (W) | F_a (N) | H_i (mca) | F_i (N) | F_T (N) | V_e (m/s) | (l/min) | (W) | η (%) |
| 1 | 97 | 270.1 | 40.6 | 110 | 1488.6 | 1529.25 | 0.17 | 13.5 | 261.84 | 96.96 |
| 2 | 97 | 221.8 | 40.6 | 98 | 1326.3 | 1366.85 | 0.16 | 11.5 | 212.31 | 95.73 |
| 3 | 97 | 152.3 | 40.6 | 85 | 1150.3 | 1190.9 | 0.12 | 9.5 | 145.65 | 95.64 |
| 4 | 97 | 82.8 | 40.6 | 56 | 757.86 | 798.5 | 0.10 | 7 | 78.12 | 94.30 |
| 5 | 97 | 34.1 | 40.6 | 28 | 378.9 | 419.5 | 0.07 | 5 | 30.79 | 90.25 |

Leyenda: VM= Valor Medido in situ; VC= Valor Calculado; VR= Valor referencial; A_e = Área del émbolo; H_a = Altura de succión; ω = Velocidad angular de la rueda; u = Relación de transmisión; r = Radio de la manivela.

Gráfico representativo de la eficiencia de la bomba.



f.3 Eficiencia total del sistema.

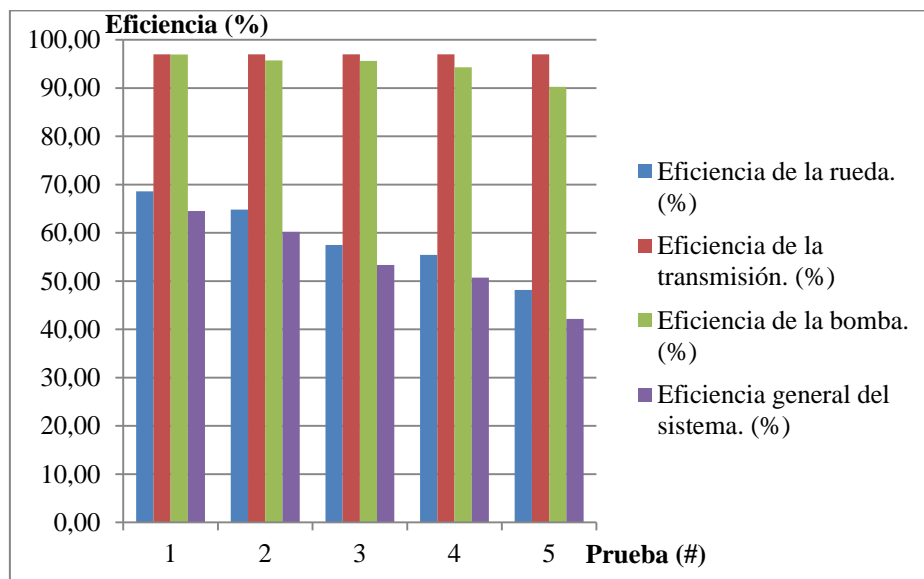
La eficiencia total del sistema comprende la eficiencia de la rueda, de la transmisión, y de la bomba.

A continuación se describe la eficiencia del sistema para distintas condiciones de trabajo.

Tabla 23; Resumen de datos de operación del sistema.

| Prueba. | Eficiencia de la rueda. | Eficiencia de la transmisión. | Eficiencia de la bomba. | Eficiencia general del sistema. |
|---------|-------------------------|-------------------------------|-------------------------|---------------------------------|
| # | (%) | (%) | (%) | (%) |
| 1 | 68.59 | 97 | 96.96 | 64.51 |
| 2 | 64.83 | 97 | 95.73 | 60.20 |
| 3 | 57.48 | 97 | 95.64 | 53.33 |
| 4 | 55.43 | 97 | 94.30 | 50.70 |
| 5 | 48.15 | 97 | 90.25 | 42.15 |

Gráfico representativo de la eficiencia general del sistema de bombeo.



f.4 Evaluación económica y financiera.

Este análisis se realiza para determinar si el proyecto es rentable, y para ello se considera el costo de **operación** del sistema.

f.4.1 Costo operativo del sistema.

El costo de operación de un sistema es la suma de los siguientes rubros.

1. Costo de implementación.

- Costo de máquina.
- Costo de instalación, y montaje.

2. Costo de funcionamiento.

- Salarios.
- Costo de consumo eléctrico.
- Costo de mantenimiento.

f.4.1.1 Costo total de implementación del sistema.

Este análisis examina todas las etapas para llevar a cabo la implementación del sistema; éstas son: diseño, construcción, montaje e instalación.

Etapa de diseño.

Remuneración a estudiante.

| | |
|-------------------|---------------|
| VALOR (\$) | 400.00 |
|-------------------|---------------|

Misceláneos.

| MATERIAL | VALOR (\$) |
|----------------------|-------------------|
| Útiles de oficina | 50.00 |
| Transporte personal. | 50.00 |
| Viáticos. | 80.00 |
| Planos | 30.00 |
| Otros | 20.00 |
| Total | 230.00 |

Total de rubros en el diseño.

| | |
|----------------------|---------------|
| SUBTOTAL (\$) | 630.00 |
|----------------------|---------------|

Etapa de construcción.

| Rueda Hidráulica- Bomba | | | |
|--------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|-------------------------|
| Cant. | Descripción | Valor unitario (\$) | Valor total (\$) |
| 2 | Chumaceras de (2)" | 24.00 | 48.00 |
| 2 | Tee (1*1/8)" | 9.00 | 18.00 |
| 1 | Platina (1*3/16)" | 5.35 | 5.35 |
| 5 | Tubo cuadrado (3/4"*1.5mm) | 8.90 | 44.50 |
| 3 | Plancha galvanizada (1/25)" | 13.30 | 39.90 |
| 1 | Plancha de acero (1/4)" | 45.00 | 45.00 |
| 1 | Eje de acero (2)" | 57.00 | 57.00 |
| 1 | Piñón. | 19.00 | 19.00 |
| 1 | Rueda dentada (ASA 50*44 Z) | 45.00 | 45.00 |
| 1 | Cadena de rodillos ASA 50 | 45.00 | 45.00 |
| 6 | Chavetas (1/2)" | 0.50 | 3.00 |
| 54 | Pernos (7/16* 1 ^{1/2})" | 0.20 | 10.80 |
| 18 | Pernos (3/8* 1 ^{1/2})" | 0.15 | 2.70 |
| 4 | Pernos (5/8*1 ^{1/2})" | 0.25 | 1.00 |
| 4 | Pernos (3/4*2)" | 0.30 | 1.20 |
| 135 | Pernos (3/16*1 ^{1/4})" | 0.05 | 6.75 |
| 7 | Prisionero Allen (1/4* 3/4)" | 0.15 | 1.05 |
| 54 | Arandela plana (7/16)" | 0.07 | 3.78 |
| 18 | Arandela plana (3/8)" | 0.05 | 0.90 |
| 4 | Arandela plana (5/8)" | 0.10 | 0.40 |
| 4 | Arandela plana (3/4)" | 0.15 | 0.60 |
| 270 | Arandela plana (3/16)" | 0.02 | 5.40 |
| 2 | Suelda (libras.) | 2.20 | 4.40 |

| | | | |
|--------------------------------|------------------------------|---------|---------|
| 1 | Pintura (1/2 galón). | 8.00 | 8.00 |
| 1 | Diluyente (1/2 galón) | 2.00 | 2.00 |
| 1 | Bomba de pistones ZM 51 | 1500.00 | 1500.00 |
| Subtotal 1 | | | 1918.73 |
| Instalación de tubería. | | | |
| 3 | Rollos de manguera (1)'' | 35.00 | 105.00 |
| 15 | Tubos PVC (1)'' | 4.50 | 67.50 |
| 1 | Pie de alcachofa | 3.50 | 3.50 |
| 3 | Adaptador NPT | 0.80 | 2.40 |
| 3 | Abrazadera | 0.60 | 1.80 |
| 1 | Manguera anillada (1''*3m) | 2.40 | 2.40 |
| 5 | Universales (1)'' | 4.50 | 22.50 |
| 2 | Tee (1)'' | 1.75 | 3.50 |
| 5 | Neplo de cintura (1)'' | 0.80 | 4.00 |
| 1 | Tapón macho (1)'' | 0.70 | 0.70 |
| 2 | Llave cortadora (1)'' | 8.60 | 17.20 |
| 1 | Bushing reductor (1 a 1/4)'' | 0.50 | 0.50 |
| 15 | Uniones (1)'' | 1.20 | 18.00 |
| 2 | Válvulas anti retorno. | 24.00 | 48.00 |
| 2 | Válvula de aire. | 15.00 | 30.0 |
| 1 | Reductor a 3/4" | 1.10 | 1.10 |
| 1 | Manómetro. | 6.00 | 6.00 |
| Subtotal 2 | | | 334.10 |
| Total | | | 2252.83 |

Otros costos directos

| Cant. | Descripción | Valor (\$) |
|---------------|-----------------------------------|-------------------|
| 1 | Servicio de taller | 400.00 |
| 1 | Montaje de la rueda | 60.00 |
| 1 | Instalación tubería y accesorios. | 30.00 |
| Total. | | 490.00 |

Total etapa de construcción.

| | |
|----------------------|---------|
| SUBTOTAL (\$) | 2742.83 |
|----------------------|---------|

Para imprevistos se tomó el 5% de los totales de diseño y construcción.

| | |
|-------------------|--------|
| VALOR (\$) | 168.64 |
|-------------------|--------|

El costo de implementación del sistema es:

| | |
|---------------------------|---------|
| TOTAL GENERAL (\$) | 2911.47 |
|---------------------------|---------|

f.4.2 Comparación de costos de operación de rueda hidráulica frente a bomba eléctrica.

Este análisis se realiza para establecer la ventaja económica de un sistema con respecto a otro, y determinar qué sistema conviene implementar.

Para que el análisis sea valedero se establecen intervalos de tiempo de operación en donde los sistemas aporten más o menos la misma cantidad del recurso hídrico (bombeo de agua), y a la misma altura.

En la siguiente tabla se indica las características generales de cada sistema.

| SISTEMA. | Tiempo de operación/día. (Horas). | Caudal entregado. (l/min). | Volumen de agua entregado en un día.(m ³) | Altura de bombeo. (m) |
|--------------------------|-----------------------------------|----------------------------|---|-----------------------|
| Rueda Hidráulica. | 24 | 15 | 22 | 92 |
| Bomba eléctrica. | 8 | 50 | 24 | 92 |

f.4.2.1 Costos de operación de sistemas de bombeo con rueda hidráulica.

Costo de implementación.

El costo total de implementación del sistema de bombeo mediante rueda hidráulica es \$ 2911.47

Costo de funcionamiento.

Salario.

Se necesita una persona que opere el sistema, la misma que empleará 4 horas semanales; por lo tanto serán 16 horas mensuales.

El valor de una hora de trabajo en el Ecuador está alrededor de 2.00 dólares Americanos.

El sistema de bombeo mediante Rueda hidráulica estudiado proporciona un caudal promedio de 15 l/min.

Tabla. Costo de salario del sistema mediante rueda hidráulica durante un año.

| Meses | Salario (\$). |
|--------------|----------------------|
| 1 | 32.00 |
| 2 | 32.00 |
| 3 | 32.00 |
| 4 | 32.00 |
| 5 | 32.00 |

| | |
|--------------|---------------|
| 6 | 32.00 |
| 7 | 32.00 |
| 8 | 32.00 |
| 9 | 32.00 |
| 10 | 32.00 |
| 11 | 32.00 |
| 12 | 32.00 |
| Total | 384.00 |

Mantenimiento.

El funcionamiento del sistema es ininterrumpido durante 6 meses

Cada 6 meses se realiza una revisión total del sistema, esto implica cambio de piezas averiadas como álabes, pernos; cambio de suelas, aceite, válvulas de la bomba.

El costo de mantenimiento será:

| Elemento | Valor (\$) |
|-----------------|-------------------|
| Álabes. | 15.00 |
| Pernos. | 5.00 |
| Suelas. | 30.00 |
| Aceite. | 20.00 |
| Válvulas. | 20.00 |
| Total | 90.00 |

Costo de funcionamiento durante un año.

| | |
|--------------------|------------------|
| Salario. | \$ 384.00 |
| Mantenimiento. | \$ 90.00 |
| Total (\$). | \$ 474.00 |

La vida útil del sistema se estima de 10 años, entonces la proyección de funcionamiento durante este lapso será:

Considerando que tanto el salario como los materiales incrementan su costo cada año se aumentará un 5% el costo de funcionamiento al siguiente año.

| Tiempo años. | Rueda Hidráulica (\$) |
|---------------------|------------------------------|
| 1 | 474.00 |
| 2 | 497.70 |
| 3 | 522.59 |
| 4 | 548.71 |
| 5 | 576.15 |
| 6 | 604.96 |
| 7 | 635.21 |
| 8 | 666.97 |
| 9 | 700.31 |
| 10 | 735.33 |
| Total | 5961.92 |

Costo total operativo de la rueda hidráulica en un período de 10 años.

| | |
|--------------------------|-------------------|
| Costo de implementación | \$ 2911.47 |
| Costo de funcionamiento. | \$ 5961.92 |
| Total | \$ 8873.39 |

f.4.2.2 Costos de operación de sistemas de bombeo con bomba eléctrica.

Costo de implementación.

| Descripción | Valor(\$) |
|--------------------------------------|------------------|
| Bomba eléctrica 6 etapas. | 2000.00 |
| Bases y anclajes. | 120.00 |
| Tubería y accesorios. | 334.1 |
| Instalación de tubería y accesorios. | 30.00 |

| | |
|-----------------------------------|---------------|
| Cubierta. | 50.00 |
| Conexiones eléctricas, y control. | 250.00 |
| Total. | 2784.1 |

Costo de funcionamiento:

La bomba centrífuga proporciona un caudal de 50 l/min.

La bomba trabajaría 8 horas diarias durante 6 días por semana, y 24 días por mes.

La potencia del motor es de 2 HP.

El Kilovatio hora → 12 centavos de dólar.

Costo de la energía eléctrica en un día de operación:

| | |
|----------------------|-------|
| Consumo (KWh) | 11.92 |
| Costo (\$) | 1.43 |

Costo de la energía eléctrica en un mes de operación:

| | |
|----------------------|-------|
| Consumo (KWh) | 286 |
| Costo (\$) | 34.33 |

- Por lo tanto con la implementación del sistema de bombeo rueda-bomba se ahorrará \$ 34.33 mensuales.

Costo de salario.

Se necesita una persona que opere el sistema de bombeo, la misma que empleará 1H diaria, durante 6 días por semana, por lo tanto serán 24 horas al mes.

Costo de funcionamiento de un año.

| Meses | Salario (\$) | Costo energía eléctrica (\$). | Total (\$) |
|-----------------|--------------|-------------------------------|------------|
| 1 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 2 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 3 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 4 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 5 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 6 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 7 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 8 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 9 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 10 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 11 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| 12 | 48.00 | 34.33 | 82.33 |
| Subtotal | 576.00 | 411.96 | |
| Total | | | 987.96 |

Costo de funcionamiento 10 años.

Costo de mantenimiento

Cada año revisión de carbones, sistema eléctrico.

Cada dos años cambio de rodamientos.

| Descripción | Costo (\$) |
|------------------------------|------------|
| Carbones, sistema eléctrico. | 30.00 |
| Rodamientos. | 30.00 |

Asumiendo que el costo de energía eléctrica se incrementa anualmente en un 2%, y el salario en un 5%, junto con materiales o repuestos se desglosa la siguiente tabla.

| Año | Energía eléctrica (\$) | Mantenimiento (\$) | Salario(\$) | Total (\$) |
|--------------|-------------------------------|---------------------------|--------------------|-------------------|
| 1 | 411.96 | 30.00 | 576.00 | 1017.96 |
| 2 | 420.19 | 61.50 | 604.80 | 1086.49 |
| 3 | 428.6 | 33.08 | 635.04 | 1096.71 |
| 4 | 437.17 | 67.80 | 666.79 | 1171.77 |
| 5 | 445.91 | 36.47 | 700.13 | 1182.51 |
| 6 | 454.83 | 74.75 | 735.14 | 1264.72 |
| 7 | 463.93 | 40.20 | 771.90 | 1276.03 |
| 8 | 473.21 | 82.42 | 810.49 | 1366.11 |
| 9 | 482.67 | 44.32 | 851.01 | 1378.01 |
| 10 | 492.32 | 90.86 | 893.57 | 1476.75 |
| Total | | | | 12317.06 |

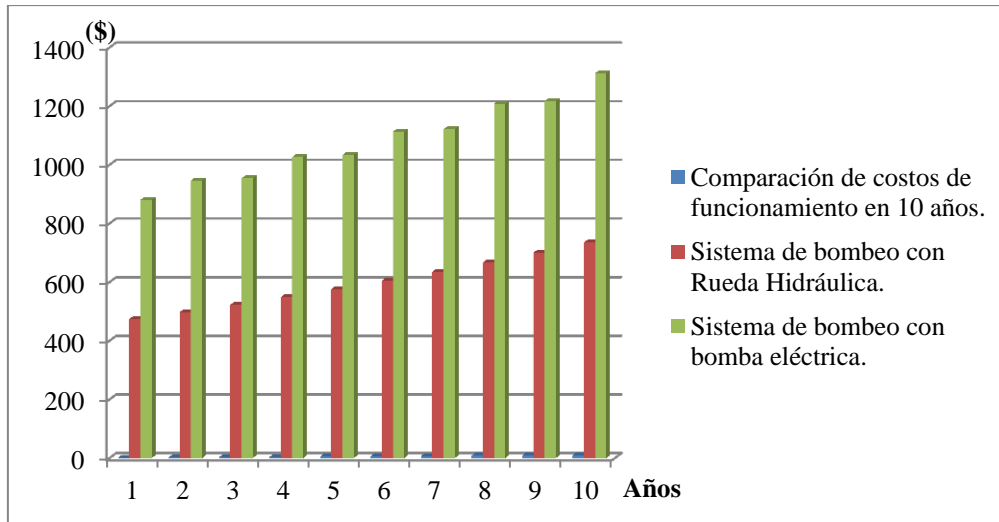
Costo de operación de la bomba eléctrica.

| | |
|--------------------------|--------------------|
| Costo de implementación | \$ 2784.10 |
| Costo de funcionamiento. | \$ 12317.06 |
| Total | \$ 15101.16 |

Comparación de costos operativos en 10 años.

| RUEDA HIDRÁULICA | BOMBA ELÉCTRICA (\$). |
|------------------|-----------------------|
| 8873.39 | 15101.16 |

Gráfico comparativo de costos de operación de un sistema con respecto a otro.



Tiempo de Amortización del sistema.

Para realizar este análisis consideramos lo siguiente:

- Costo de implementación del sistema Rueda- Bomba; cuyo valor es \$ 2911.47
- Ahorro de energía eléctrica en un año; cuyo valor es \$ 411.96.

Tiempo de amortización= Costo de implementación/ Ahorro de energía eléctrica.

Tiempo de amortización= 7 años.

- Por lo tanto; El costo de implementación del sistema se paga en 7 años, destinando el valor que se gastaría por consumo de energía eléctrica durante ese lapso.

f.5 Evaluación ambiental.

Este análisis se realiza para determinar el nivel de contaminación de cada sistema, y establecer que sistema conviene implementar desde el punto de vista ambiental.

De acuerdo al análisis anterior la rueda hidráulica trabaja 24 horas, mientras que la bomba eléctrica lo hace 8 horas para bombear aproximadamente la misma cantidad de agua a la misma altura.

Entonces con los datos anteriores se calcula la emisión de CO2 anual.

Rueda hidráulica.

El sistema de bombeo accionado por rueda hidráulica prácticamente no tiene impacto por emisiones de CO₂, puesto que la única fuente de energía que consume es la energía cinética de la corriente de agua. La bomba de presión es el único componente del sistema que emplea hidrocarburo (aceite) como medio de lubricación, no obstante cabe recalcar que en el proceso de trabajo no emite CO₂ al medio ambiente.

Bomba Eléctrica.

De acuerdo al análisis anterior se establece que la bomba eléctrica consume 3432 KWh al año.

Por el consumo eléctrico de 1KWh se emite aproximadamente 0.385 Kg de CO₂.

Entonces la operación de la bomba eléctrica durante un año representa la emisión de 1321 Kg de CO₂ al medio ambiente.

g.- DISCUSIÓN.

En esta sección se analiza los resultados del sistema de bombeo.

La velocidad angular de la rueda es directamente proporcional a la velocidad del agua, e inversamente proporcional a su diámetro. A medida que disminuye el nivel de agua también lo hace la velocidad y a su vez el potencial hidráulico; es decir el parámetro más importante que incide directamente en el potencial hidráulico es la velocidad del agua.

Para alcanzar una mayor velocidad del agua, es necesario aumentar la pendiente del canal.

Para que se facilite medir el torque de la rueda se debe ubicar el instrumento de medida en la periferia de la misma, pues la fuerza que se requiere para frenar a la rueda es menor.

La forma de los álabes de la rueda influye directamente en el rendimiento de la misma, ya que disminuye las pérdidas por choque, suavizando la admisión del agua hacia los álabes, además su configuración física permite acumular agua sobre ellos, aprovechando su peso para aumentar el torque de la rueda.

La rueda necesita un potencial hidráulico mayor a 20W para que se produzca su rotación, de lo contrario ésta no se mueve.

La rueda hidráulica empleada alcanza un rendimiento de hasta el 68.6%, y un rendimiento mínimo del 48%. El rendimiento de la rueda depende directamente de la velocidad del agua, a medida que disminuye la velocidad también lo hace el rendimiento.

De acuerdo a lo observado in situ la pérdida de rendimiento de la rueda se produce principalmente en dos partes de la misma; la primera se da en el desfogue del agua, pues al no haber mucha pendiente se genera el amontonamiento del agua, ocasionando

resistencia al giro de la rueda; y la segunda se da en los costados, ya que al ser totalmente abierta se producen fugas del caudal de accionamiento.

El álabe que imprime o aporta el mayor porcentaje de energía a la rueda es el que está en posición inmediata a la entrada de la corriente de agua; pues en dicha posición la energía cinética alcanza su máximo valor. Mientras que el álabe que en determinada ocasión se encuentra en posición vertical no aporta mucha energía; ya que en ese punto la velocidad del agua es mínima.

El funcionamiento óptimo de la bomba depende directamente del torque y las revoluciones de la rueda hidráulica.

Las pérdidas que se producen dentro de la bomba corresponden a las volumétricas, hidráulicas, y mecánicas.

La altura manométrica de la bomba está en función de la fuerza con la que se mueven los émbolos; es decir si la rueda no está generando un buen torque difícilmente la bomba puede operar a plena carga. En el presente caso se ha superado fácilmente la altura física de bombeo requerida, alcanzándose una altura de hasta 110mca.

La velocidad de movimiento de los émbolos no incide en la altura de bombeo, pero si en el caudal trasladado, pues al variar las pulsaciones también lo hace el caudal. El caudal máximo que entregó la bomba es de 14 l/min.

Cuando la instalación física de tubería está sobre la altura máxima que puede alcanzar el sistema, éste se paraliza; es decir se produce el frenado de la bomba y la rueda hidráulica porque la carga es excesiva.

De acuerdo a las pruebas desarrolladas tabla número 22 se observa que la bomba alcanza su máximo rendimiento operando a plena carga 96.9%; es decir para que la bomba rinda mejor es necesario que la rueda esté operando al máximo, caso contrario se puede inferir que la bomba disminuye su rendimiento.

La eficiencia general del sistema alcanza su máximo valor cuando el canal de agua está prácticamente lleno; es así que en esas condiciones se alcanza un rendimiento máximo del 64.5 %.

Si comparamos los costos operativos (implementación y funcionamiento) del sistema estudiado frente a un sistema convencional con similares características técnicas, se puede decir que la proporción es prácticamente 2 a 1; es decir es más conveniente desde el punto de vista económico emplear un sistema de bombeo mediante rueda hidráulica que utilizar una bomba eléctrica. Además es un sistema accionado por una fuente de energía no contaminante, frente a un sistema que en términos cuantitativos produce una emisión anual de 1321 Kg de CO₂.

h.- CONCLUSIONES.

- Con la implementación del sistema de bombeo se ha alcanzado la altura física requerida 92m, trasladando un caudal promedio de 14 l/min; lo que ha permitido reemplazar a una bomba eléctrica, y en consecuencia reducir el costo en el proceso de bombeo en un valor aproximado de \$ 35 mensuales.
- El diseño y la construcción de la rueda hidráulica de álabes curvos ha permitido aprovechar el potencial hidráulico del canal en un 68.5% (278.4W); valor que ha sido suficiente para el accionamiento del sistema de bombeo.
- La rueda hidráulica se configura con un diámetro de 1.80m, una amplitud de 0.81m, y cuenta con 9 álabes curvos; con lo cual se ha logrado mejorar su eficiencia, asegurando la rotación uniforme de la misma cuando el sistema está operando a plena carga.
- Para realizar el bombeo de agua se ha elegido una máquina hidráulica de desplazamiento positivo por ajustarse a las condiciones de operación de su motor (rueda) y por los requerimientos de presión de descarga, por ello se ha seleccionado una bomba de pistón de doble efecto de marca ZM modelo 51, la misma que operando en condiciones normales alcanza un rendimiento mayor al 95%; y cuando absorbe una potencia máxima de 261.8 W entrega un caudal promedio de 14 l/min, a la altura física de 92m. por lo que se concluye que el modelo ha sido seleccionado correctamente, pues la bomba se encuentra funcionando a plena carga, de tal manera que no se desperdicia energía.
- Utilizando una transmisión mediante cadena de rodillos ASA 50 se ha logrado transmitir la potencia mecánica de la rueda al eje de la bomba de forma segura, y eficiente. Además ha permitido ajustar los parámetros cinemáticos y dinámicos de operación de la bomba, para alcanzar los parámetros hidráulicos requeridos.

- La eficiencia del sistema de bombeo depende directamente del caudal disponible en el canal. En condiciones normales dicho sistema alcanza una eficiencia del 64.51%.
- La fuerza de desplazamiento de los émbolos determina la altura a la que puede elevar el agua la bomba. Mientras que la velocidad de movimiento de los émbolos determina la cantidad de caudal que puede trasladar. Lógicamente a medida que se aumenta la altura de bombeo se reduce el caudal.
- La puesta en operación del sistema estudiado ha permitido evitar la emisión anual de 1321 Kg de CO₂ al ambiente.

i.- RECOMENDACIONES.

- Construir una obra civil a la entrada de la rueda con la finalidad de aumentar la velocidad del agua y a su vez maximizar la eficiencia de la rueda.
- Instalar a la transmisión un sistema de cambios que permita ajustar las revoluciones de trabajo de la bomba, con la finalidad de explotar al máximo a la misma.
- La dirección del segmento final del álabe debe ser igual a la pendiente del canal, para evitar pérdidas por choque al momento de ingresar a la corriente de agua.
- Realizar el encajonamiento total de la rueda para evitar fugas del caudal de accionamiento por los costados de la misma.
- Colocar a la rueda una protección hermética principalmente a la entrada de agua, para evitar daños a cualquier persona o animal que involuntariamente tome contacto con ella.
- Para la selección correcta de la bomba se debe realizar una estimación del potencial hidráulico lo más cercano a la realidad, para evitar el sobredimensionamiento o la subutilización, ya que esto conlleva al desperdicio de recursos.
- Para asegurar el funcionamiento normal de la bomba de pistón ZM modelo 51, ésta no debe operar a más de 50 rpm, ya que se produce el desgaste acelerado de los empaques de cuero y cilindros.
- Proveer a la transmisión por cadena de una protección hermética para evitar el contacto con agentes naturales externos como la lluvia, sol, y el polvo.

j. - BIBLIOGRAFÍA.

LIBROS:

- ✓ Arnold, Stolzenberg; Roller Chains; Corporación Renold; Einbeck, año 1991.
- ✓ BOHMAN, Iván; Catálogo de Aceros; año 2006.
- ✓ Callister, William D. Jr.; Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales; Edt. Reverté, S.A.
- ✓ Erojin, V.G.; Majankó, M.G.; Problemas de fundamentos de Hidráulica y Termotecnia; Edt. Mir Moscú; año 1979.
- ✓ Escuela Politécnica del Ejército; Diseño y Construcción de un Ariete y de una Rueda Hidráulica para bombeo de agua; Tesis; Sangolquí; año 2005.
- ✓ Escuela Politécnica Nacional; Diseño y Construcción de un sistema Rueda Hidráulica- Bomba; Tesis; Quito, año 2006.
- ✓ Faires, V.M.; Diseño de Elementos de Máquinas; Edt. Montaner y Simón S.A; Cuarta Edición.
- ✓ González Rey, G.; García Toll, A.; Ortiz Cárdenas, T.; Elementos de Máquinas, Cadenas y Sprockets, Transmisiones Mecánicas; Catálogo Técnico.
- ✓ MATAIX, Claudio; Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Edt. Harla; México 1982.
- ✓ McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Uso y Mantenimiento; Primera Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1989.

- ✓ MONSON, O.W.; ARMIN, J.; Overshot and Current Water Wheels; Servicio de Selecciones Técnicas; boletín 398; Enero de 1972.
- ✓ Nash, William A.; Resistencia de Materiales; Segunda Edición; Edt. McGraw-Hill; México; año 1992.
- ✓ NTN; Catálogo General; 1995.
- ✓ Pisarenko, G.S.; Yákovlev, A.P.; Matvéev, V.V.; Manual de Resistencia de Materiales; Edt. Mir Moscú; año 1979.
- ✓ SKF; Catálogo General; 1988.
- ✓ Tulio Piovan, Marcelo; Elementos de Máquinas; Correas y Cadenas; Catálogo Técnico; Versión 2004.
- ✓ Valencia, G.; Estructuras Metálicas, Primera Edición, año 1995.
- ✓ VIEJO ZUBICARAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; Segunda Edición; Edt. Limusa, México 1981.

SITIOS WEB.

<http://www.astm.org/Standards/A366.htm>.

http://en.wikipedia.org/wiki/Water_wheel.

<http://www.metalurgicagermania.cl/>

<http://prezi.com/7nxh79xrjoli/untitled-prezi/>

<http://www.pucp.edu.pe/grupo>.

http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.

<http://www.zmbombas.com/site/>

k. ANEXOS.

Anexo # 1.

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

Manual de operaciones.

El siguiente manual sirve para asegurar el normal funcionamiento del sistema de bombeo, siendo necesario que se lo revise antes de ponerlo en marcha.

- Antes de montar los elementos que componen el sistema de bombeo, verificar el correcto funcionamiento de cada uno de ellos.
- Revisar que se encuentre libre de obstrucciones el canal de agua.
- Revisar la estabilidad y el nivel del chasis del sistema.
- Examinar que los apoyos de la rueda estén fijos para evitar la desalineación de la misma.
- Comprobar que todas las juntas empernadas del sistema se encuentren estables.
- Verificar que la transmisión por cadena se encuentre funcional.
- Revisar que los graseros de la bomba se encuentren con lubricación en buen estado.
- Examinar el cierre hermético de los puntos de acople de tuberías y accesorios.
- Comprobar que el pozo de succión garantice la recuperación de agua para evitar el desabastecimiento.
- Revisar que el pozo de succión se encuentre libre de impurezas.
- Verificar que la válvula de pie se encuentre libre de obstrucciones.
- Introducir gradualmente el conjunto rueda bomba en el canal para empezar el proceso de bombeo.

Manual de mantenimiento.

El correcto funcionamiento, y la vida útil del sistema de bombeo dependen del mantenimiento del sistema, y para ello se debe considerar los siguientes aspectos.

Rueda hidráulica.

- Pintar el chasis, y las partes estructurales de la rueda cada año.
- Revisar el buen estado de los álabes de la rueda, en caso de ser necesario reemplazarlos.
- Verificar el buen estado de la tornillería, para sustituirla en caso de ser necesario.
- Lubricar cada mes los piñones, los rodamientos, y la cadena de rodillos.

Mantenimiento de la bomba de pistón ZM 51.

Aceite.

¿Cuándo es conveniente cambiar el aceite?

- Es recomendable una vez al año, rellenando hasta el nivel indicado por el tapón superior.

¿Qué se necesita?

- 1 1/2 Litros de Aceite SAE 40.
- Llave ajustable (Inglesa).
- 1 recipiente para el aceite usado (2 1/2 litros).

¿Cómo lo hago?

- Retirar el tapón inferior con la llave ajustable suavemente para no derramar el aceite. Una vez que el tapón empieza a salir, recoger el aceite con un recipiente de tamaño adecuado, una vez vacío el compartimiento, poner tapón inferior, retirar tapón superior y rellenar hasta el tope. Termina cerrando con el tapón superior.

Suelas.

¿Cuándo es conveniente cambiar las suelas?

- 2 veces al año, recomendable.

¿Qué se necesita?

- Llave Allen 3/8.
- Llave punta corona 19 mm.
- 4 Suelas.

Válvulas.

¿Cuándo es conveniente cambiar las válvulas?

- Si las suelas están en buenas condiciones y ha disminuido el caudal bombeado, habiéndose mantenido constantes las revoluciones de la rueda, es conveniente revisar las válvulas de admisión y escape.

¿Qué se necesita?

- Llave Allen 3/8, para retirar los pernos de la campana superior.
- Llave Allen 1/4, para retirar las dos tapas de válvula, ubicadas bajo el cuerpo de la bomba
- 2 Válvulas de admisión y 2 de escape.

Nota: No se necesita retirar el aceite. Las válvulas están formadas por un asiento anular de acero inoxidable y una esfera de bronce, la cual debe presentar una superficie lisa en toda su periferia.

Cambios.

¿Cuándo es conveniente hacer uso de los cambios?

- Cuando baje el caudal motriz y se detenga la rueda, será necesario reducir el cambio, con lo cual, la rueda rotará nuevamente.

¿Qué se necesita?

- Retirar el aceite desde el tapón inferior
- Sacar la tapa del cambio (8 pernos en bomba ZM 51) Llave allen 1/4.
- 1 recipiente para el aceite.
- Soltar el perno del regulador con una llave corona 3/4 o un dado
- Girar el regulador hasta el cambio deseado.
- Reapretar el perno del regulador comprobando que los bujes del rodamiento queden correctamente posicionados.
- Reinstalar la tapa del cambio.
- Devolver el Aceite usando el tapón superior, ubicado sobre el eje horizontal de la bomba.
- Poner en marcha la rueda.
- Esta operación dura alrededor de 15 min

Nota: Evite el derrame de aceite, ya que contaminará el cauce. Mantenga al alcance un elemento absorbente. (Papel o paño).

Guía rápida de solución de fallas.

En caso de inconvenientes revise las siguientes soluciones:

| PROBLEMA | POSIBLE CAUSA | SOLUCIÓN |
|-----------------------------------|---|--|
| Rueda hidráulica. | | |
| La rueda no arranca. | <ul style="list-style-type: none"> • Los cojinetes están sueltos. • La rueda está obstruida. • La chaveta está rota. | <ul style="list-style-type: none"> • Asegurar los cojinetes al chasis • Retirar objetos del canal. • Cambio de chaveta. |
| La rueda gira pero no hay bombeo. | <ul style="list-style-type: none"> • Rotura de la cadena. • Chaveta de piñones está rota. | <ul style="list-style-type: none"> • Cambio de cadena. • Cambio de chaveta. |
| Ruido inusual. | <ul style="list-style-type: none"> • Los álabes están sueltos. | <ul style="list-style-type: none"> • Asegurar los álabes contra los soportes. |
| Ruido de la rueda. | <ul style="list-style-type: none"> • Los álabes están averiados. • Los cojinetes están resecos. | <ul style="list-style-type: none"> • Sustituir los álabes • Lubricar los cojinetes. |

| Bomba de pistón ZM 51. | | |
|--|--|--|
| <p>La bomba funciona pero no bombea.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • La válvula de pie está obstruida. • Tubería mal acoplada. • Los anillos del pistón están dañados. • Está entrando aire en el sistema. | <ul style="list-style-type: none"> • Limpie la manguera de succión e instale el filtro para arena ZM Bombas. • Limpie las válvulas y retire cualquier suciedad. • Acoplar y sellar la tubería. • Cambiar los anillos. • Elimine cualquier entrada de aire que pueda suceder durante la succión, verificando las conexiones y si no existen altibajos en la tubería de succión. • Regule los empaques de cuero, abriendo sus lados o cambiándolos. • Para probar la presión de la bomba, tape la salida por un máximo de 30 a 40 segundos. Si la rotación de la rueda disminuye hasta casi parar, entonces los empaques de la bomba están funcionando correctamente y en este caso el problema debe ser un caño agujereado. Si la rueda no |

| | | |
|---|---|--|
| | | <p>quiere parar, entonces verifique las válvulas y empaques de cuero de la bomba.</p> |
| <p>La bomba no succiona agua.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Hay una diferencia superior a 7 metros entre la bomba y el agua a ser bombeada. • Problemas con las válvulas. • Empaques de cuero desgastados. • La fuente de captación de agua está por encima del nivel de la bomba, entrando con presión, lo que impide que las válvulas de succión se cierren. | <ul style="list-style-type: none"> • Deberá colocar una válvula de retención vertical (tipo perita) y llenar el caño con agua antes de poner en funcionamiento la máquina. • Revise si las válvulas no están sucias o trancadas. • Cambie los empaques de cuero. • Desvíe el agua a un tanque cercano a la bomba para realizar el bombeo a partir del mismo. |
| <p>La máquina bombea de a chorros.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Problema en las válvulas de un solo lado. • Empaques de cuero deformados. | <ul style="list-style-type: none"> • Revise si las válvulas no están sucias o trancadas. • Regule los empaques de cuero abriéndolos. |
| <p>El flujo producido por la bomba es bajo.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Empaques de cuero desgastados. • Las válvulas están desgastadas. | <ul style="list-style-type: none"> • Cambie los empaques de cuero. • Cambie las válvulas. |

Características principales de la bomba de pistón ZM 51.

- Lubricación de aceite de todo el sistema, incluso a los dos rodamientos del cojinete.
- Sellado del pistón en cuero, especialmente preparado para uso en las bombas ZM, en sustitución a las juntas convencionales.
- La sustitución de los cueros es fácil y no necesita ajuste.
- Practicidad en el mantenimiento.
- La bomba puede motorizarse con velocidades de hasta 50 rpm.

Precauciones con la bomba de pistón ZM 51.

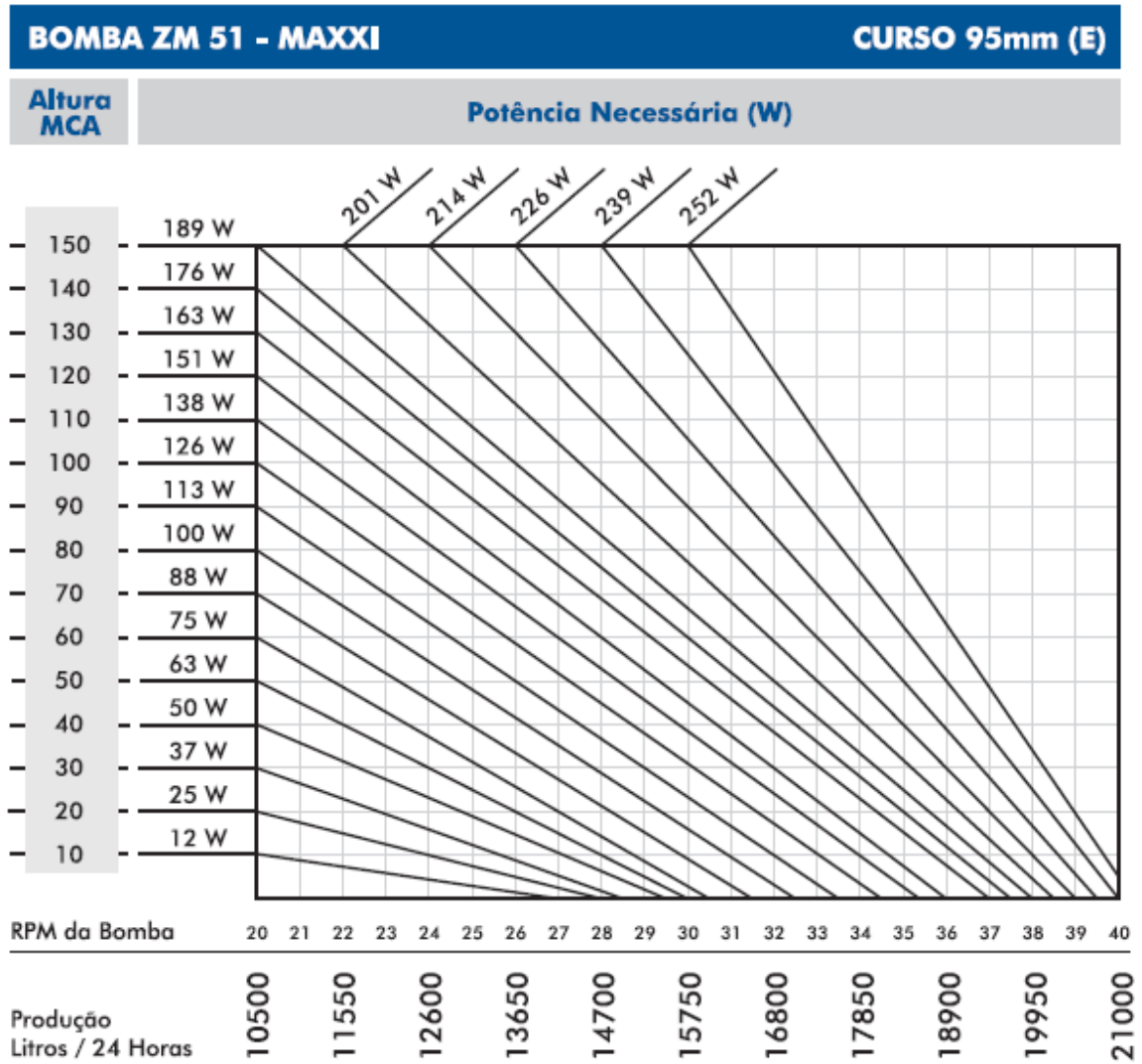
1. No lubrique los empaques de cuero con grasa, aceite u otros productos convencionales de lubricación, solamente use vaselina.
 2. No sobrepase el nivel de aceite estipulado en el manual.
 3. No olvide realizar el cambio de aceite de la bomba al término de su vida útil.
 4. La bomba no deberá trabajar a mayor velocidad que el límite máximo de RPM indicado en las tablas de producción.
 5. No reutilice los empaques de cuero.
 6. No olvide usar el filtro para arena ZM bombas para la succión.
 7. Nunca realice los servicios de mantenimiento con la bomba en funcionamiento.
 8. La presión máxima de trabajo no deberá exceder la presión inicial del manual.
- NOTA:** Si se excede la presión máxima de trabajo de la bomba, el producto podría descomponerse, causando daños materiales e incluso personales.

En la siguiente lámina se presenta el manual de mantenimiento, y la descripción física de la bomba de pistón, dicho manual fue facilitado por la casa comercial SUKAMPO S.A Cuenca –Ecuador.

Anexo # 2.

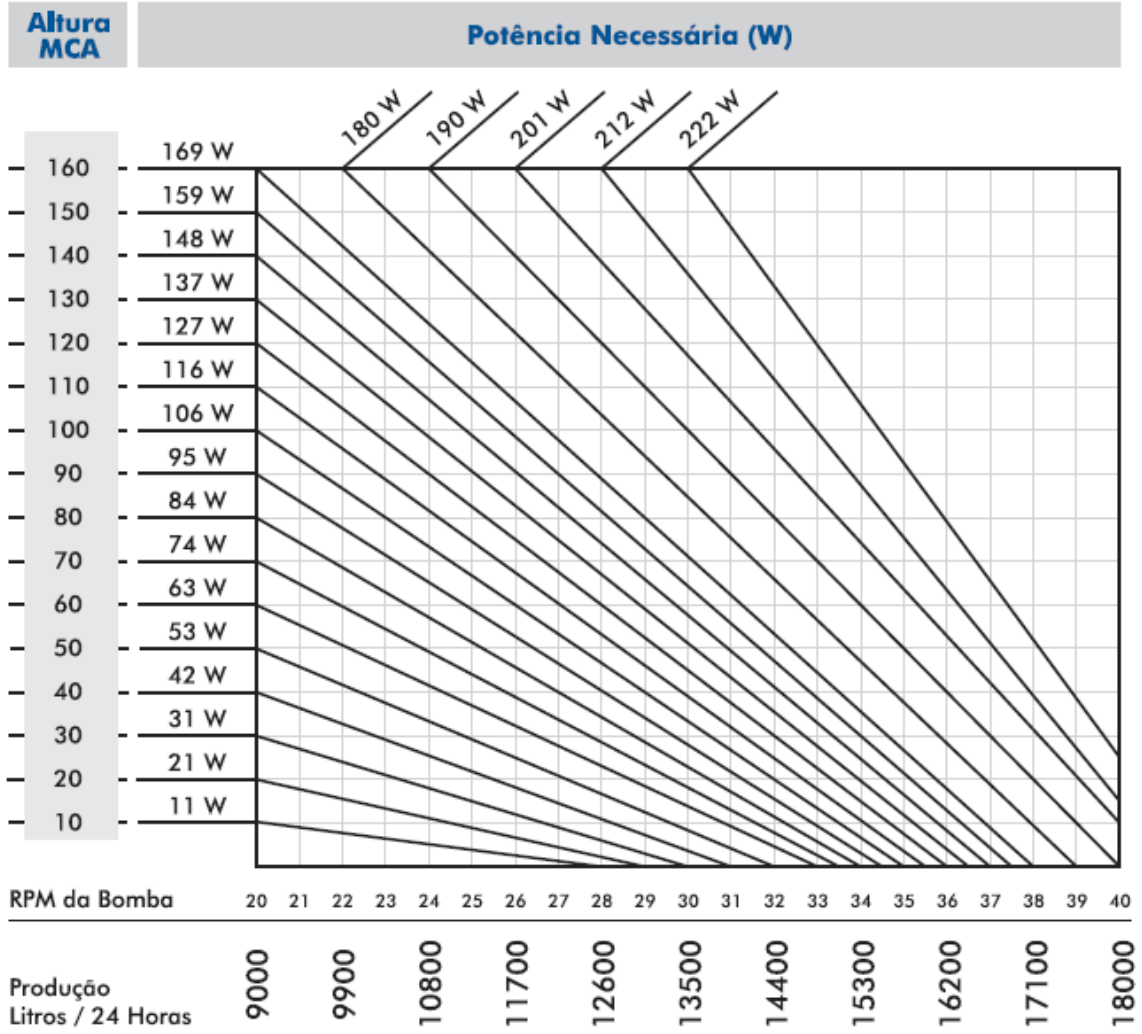
Curvas características de la bomba ZM modelo 51.

Los siguientes gráficos fueron tomados del sitio web: <http://www.zmbombas.com/site/>



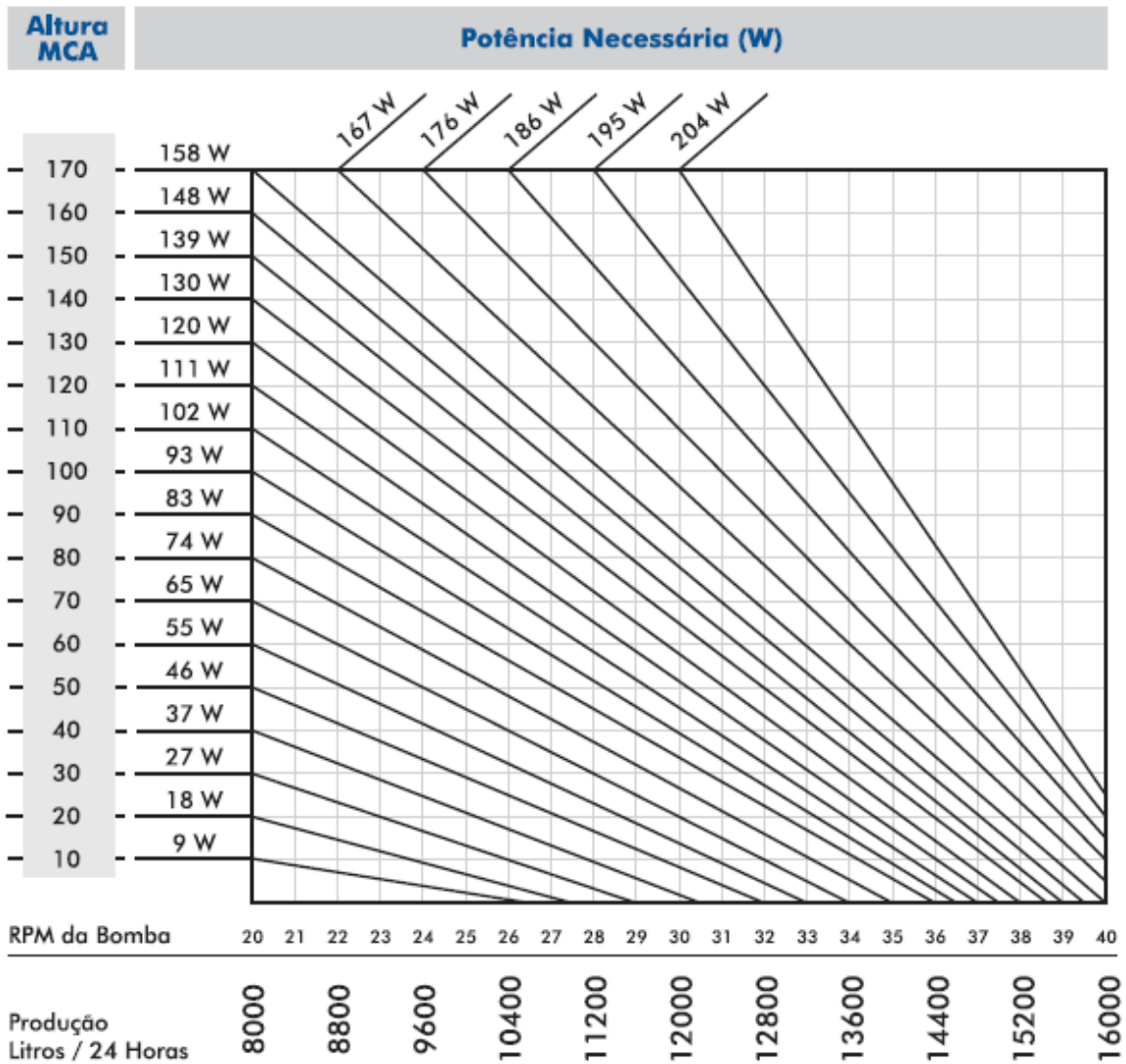
BOMBA ZM 51 - MAXXI

CURSO 80mm (N)



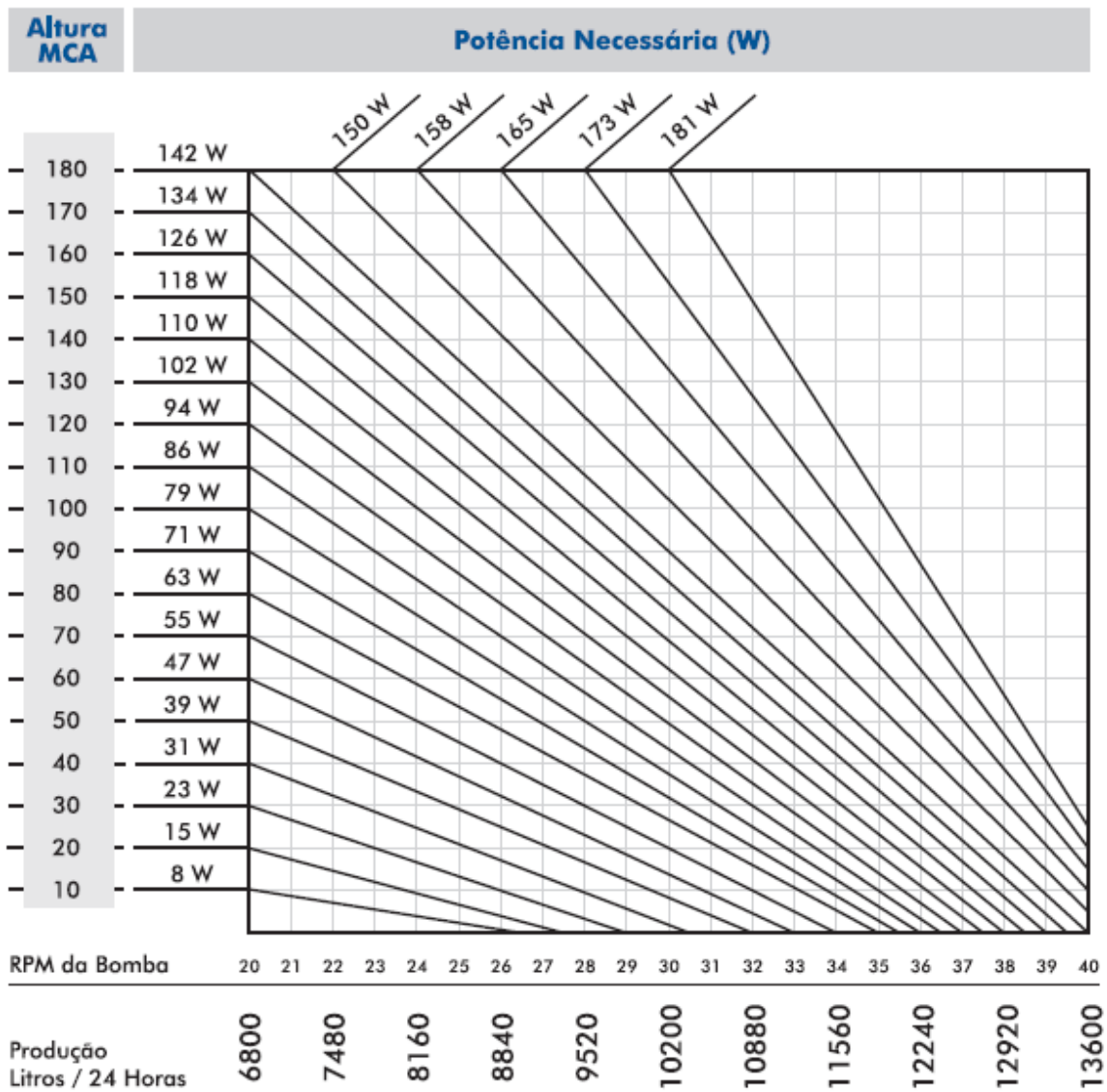
BOMBA ZM 51 - MAXXI

CURSO 70mm (A)



BOMBA ZM 51 - MAXXI

CURSO 60mm (B)

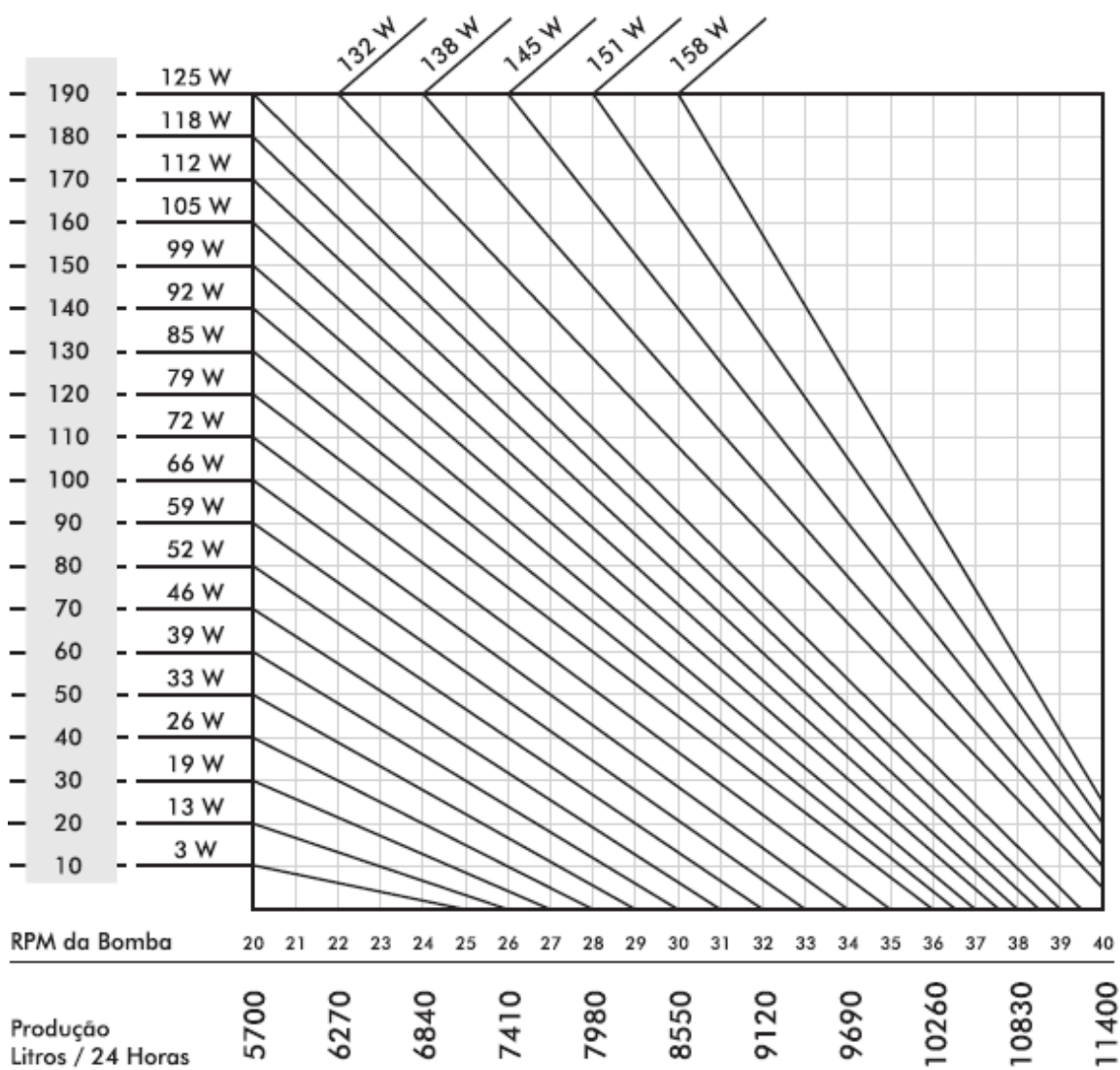


BOMBA ZM 51 - MAXXI

CURSO 50mm (C)

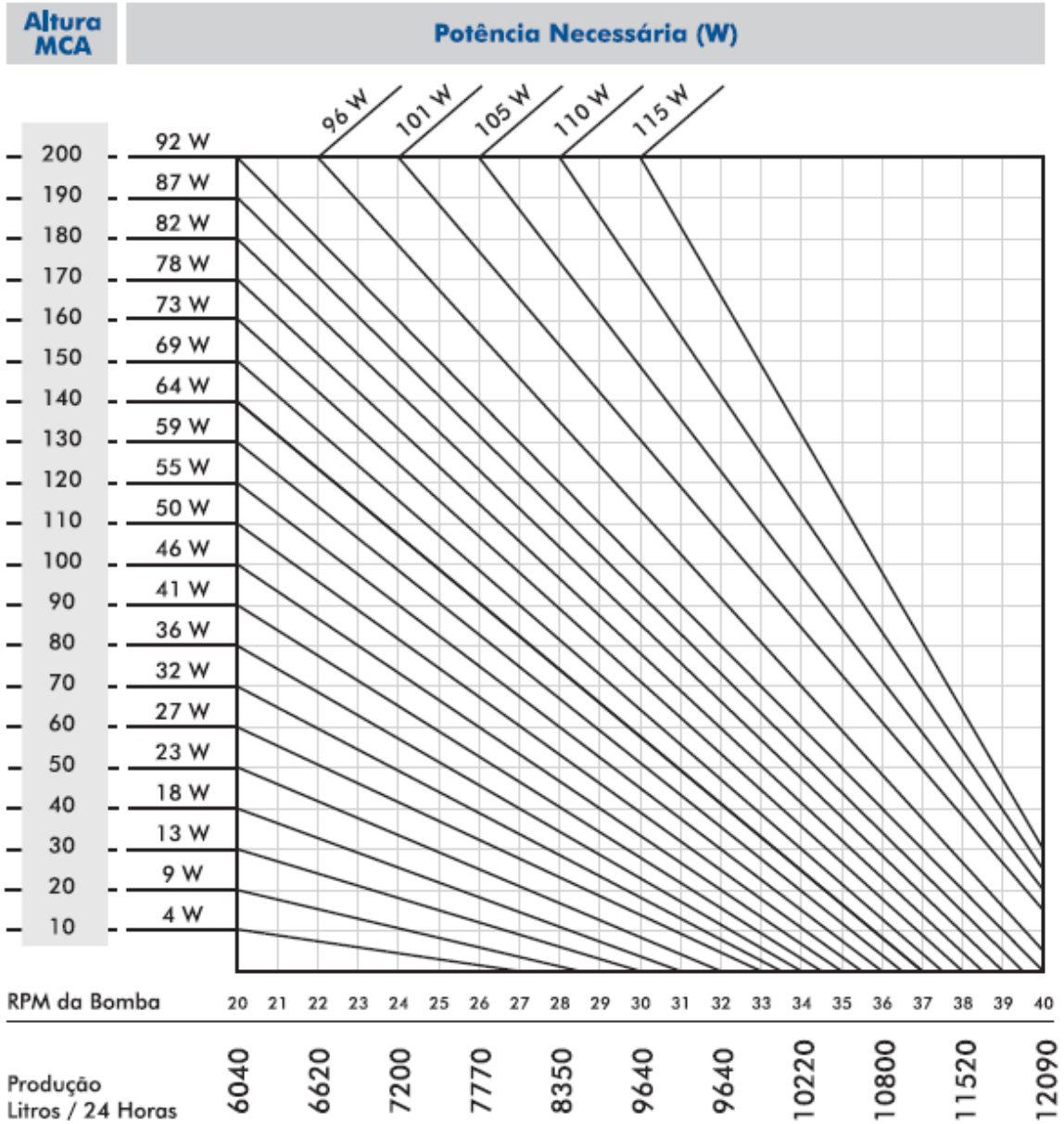
Altura
MCA

Potência Necessária (W)



BOMBA ZM 51 - MAXXI

CURSO 35mm (D)



Anexo # 3.

Especificaciones técnicas del tubo cuadrado.

| DIMENSIONES | | | AREA | EJES X-Xe Y-Y | | |
|-------------|---------------|--------------|-------------------------|----------------------|----------------------|---------|
| A mm | ESPESOR mm | PESO Kg/m | AREA cm ² | I cm ⁴ | W cm ³ | i cm |
| 20 | 1,2 | 0,72 | 0,90 | 0,53 | 0,53 | 0,77 |
| 20 | 1,5 | 0,88 | 1,05 | 0,58 | 0,58 | 0,74 |
| 20 | 2,0 | 1,15 | 1,34 | 0,69 | 0,69 | 0,72 |
| 25 | 1,2 | 0,90 | 1,14 | 1,08 | 0,87 | 0,97 |
| 25 | 1,5 | 1,12 | 1,35 | 1,21 | 0,97 | 0,95 |
| 25 | 2,0 | 1,47 | 1,74 | 1,48 | 1,18 | 0,92 |
| 30 | 1,2 | 1,09 | 1,38 | 1,91 | 1,28 | 1,18 |
| 30 | 1,5 | 1,35 | 1,65 | 2,19 | 1,46 | 1,15 |
| 30 | 2,0 | 1,78 | 2,14 | 2,71 | 1,81 | 1,13 |
| 40 | 1,2 | 1,47 | 1,80 | 4,38 | 2,19 | 1,25 |
| 40 | 1,5 | 1,82 | 2,25 | 5,48 | 2,74 | 1,56 |
| 40 | 2,0 | 2,41 | 2,94 | 6,93 | 3,46 | 1,54 |
| 40 | 3,0 | 3,54 | 4,44 | 10,20 | 5,10 | 1,52 |
| 50 | 1,5 | 2,29 | 2,85 | 11,06 | 4,42 | 1,97 |
| 50 | 2,0 | 3,03 | 3,74 | 14,13 | 5,65 | 1,94 |
| 50 | 3,0 | 4,48 | 5,61 | 21,20 | 8,48 | 1,91 |
| 60 | 2,0 | 3,66 | 3,74 | 21,26 | 7,09 | 2,39 |
| 60 | 3,0 | 5,42 | 6,61 | 35,06 | 11,69 | 2,34 |
| 75 | 2,0 | 4,52 | 5,74 | 50,47 | 13,46 | 2,97 |
| 75 | 3,0 | 6,71 | 8,41 | 71,54 | 19,08 | 2,92 |
| 75 | 4,0 | 8,59 | 10,95 | 89,98 | 24,00 | 2,87 |
| 100 | 2,0 | 6,17 | 7,74 | 122,99 | 24,60 | 3,99 |
| 100 | 3,0 | 9,17 | 11,41 | 176,95 | 35,39 | 3,94 |

Fuente: Catálogo de DIPAC.

Anexo # 4.

Método de cálculo del peso de una plancha galvanizada.

METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO

NOMENCLATURA

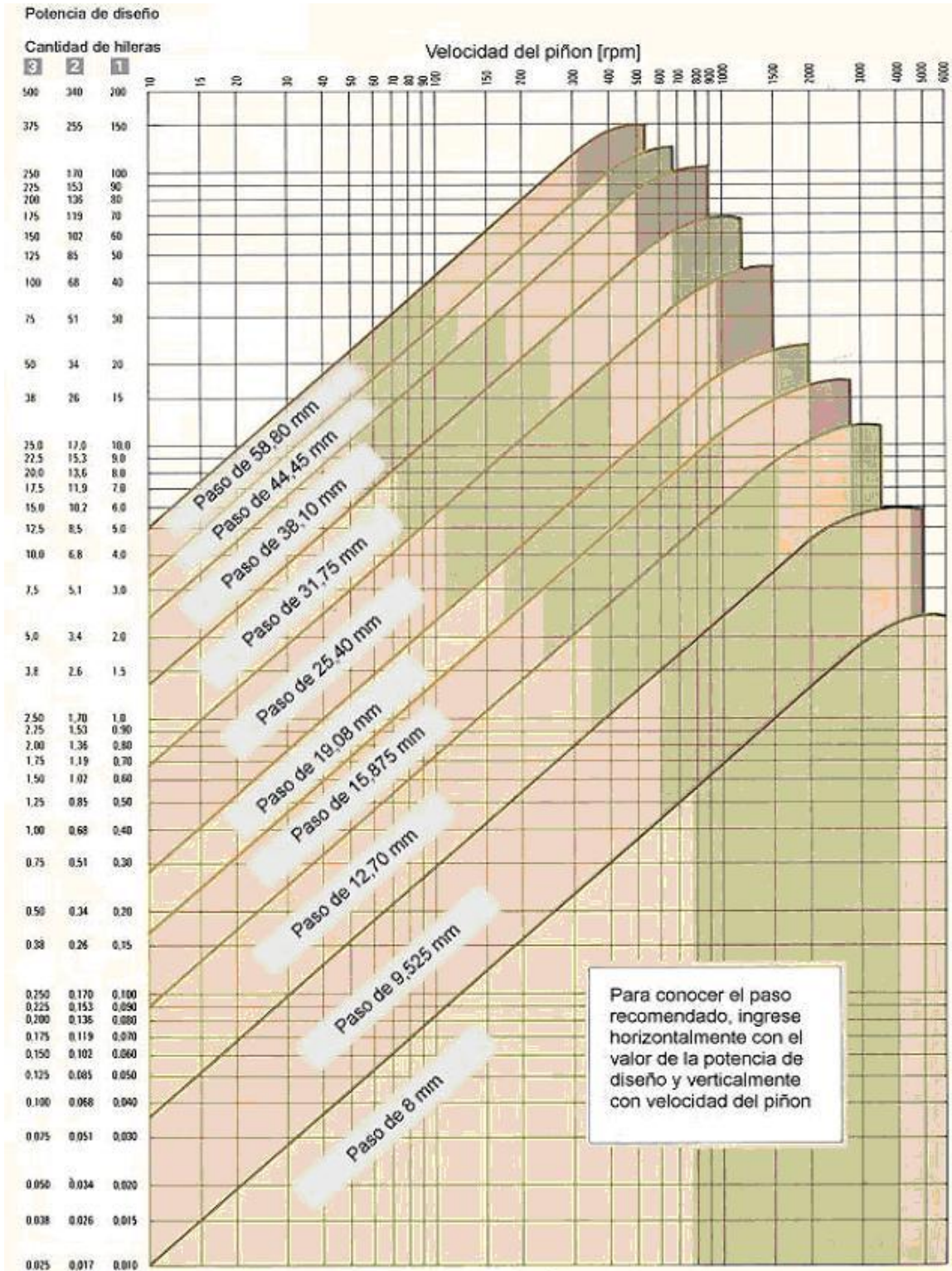
L = Largo (mm)
A = Ancho (mm)
E = Espesor (mm)
Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7,85}{1,000.00}$$

Ejemplo: $\frac{(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{ mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7,85}{1,000.00} = 23.368 \text{ Kg}$

Fuente: Catálogo de DIPAC.

Anexo # 5



Fuente: Arnold, Stolzenberg; Roller Chains; Corporación Renold; Einbeck, año 1991.

Anexo # 6.

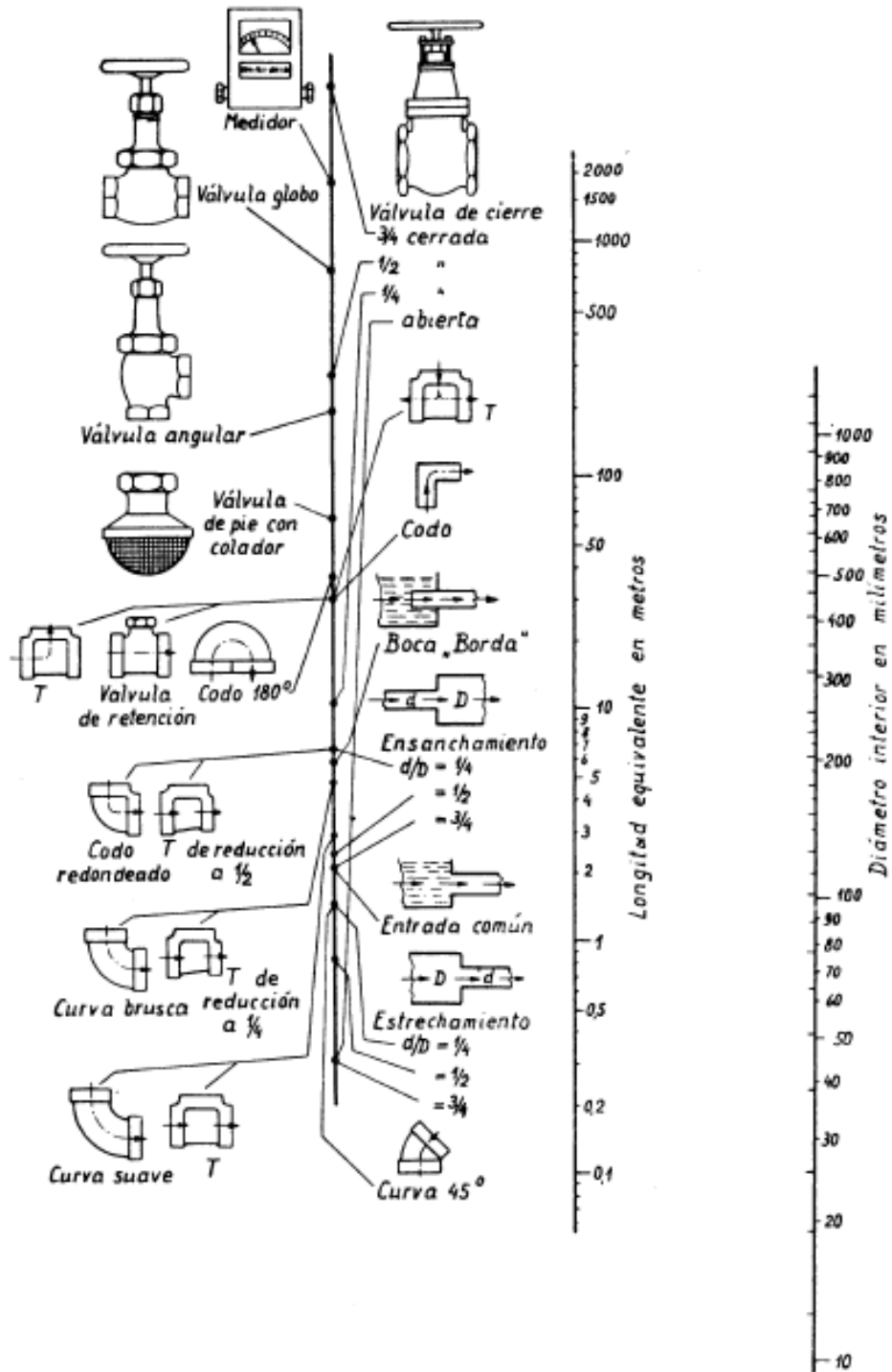
Factores de servicio (fs) para calcular la potencia de diseño.

| Máquina Moviada | Máquina Motriz | | | | | |
|--|--|----------|----------|---|----------|----------|
| | Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas. | | | Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro. | | |
| | 8 h/día | 16 h/día | 24 h/día | 8 h/día | 16 h/día | 24 h/día |
| <u>Carga ligera</u> Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo. | 1.0 | 1.1 | 1.2 | 1.1 | 1.2 | 1.3 |
| <u>Carga normal</u> Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras. | 1.1 | 1.2 | 1.3 | 1.2 | 1.3 | 1.4 |
| <u>Carga pesada</u> Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras. | 1.2 | 1.3 | 1.4 | 1.4 | 1.5 | 1.6 |
| <u>Carga muy pesada</u> Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas. | 1.3 | 1.4 | 1.5 | 1.5 | 1.6 | 1.8 |

Fuente: G. González Rey; Elementos de Máquinas, Transmisiones Mecánicas.

Anexo # 7.

Nomograma de pérdida de carga secundaria.



Fuente: MATAIX, Claudio; Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Edt. Harla; México 1982, pág. 248.

Anexo # 8.

Tabla de pérdida de carga secundaria en metros equivalentes.

| Clase de resistencia aislada | Diámetros nominales de las tuberías | 3/8 | 1/2 | 3/4 | 1 | 1 1/4 | 1 1/2 | 2 | 2 1/2 | 3 | 4 |
|---|---|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| | | 10 | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 65 | 80 | 100 |
|  | manguito de unión | 0,00 | 0,00 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,09 | 0,12 | 0,15 |
|  | cono de reducción | 0,20 | 0,30 | 0,50 | 0,65 | 0,85 | 1,00 | 1,30 | 2,00 | 2,30 | 3,00 |
|  | codo o curva de 45° | 0,20 | 0,34 | 0,43 | 0,47 | 0,56 | 0,70 | 0,83 | 1,00 | 1,18 | 1,25 |
|  | curva de 90° | 0,18 | 0,33 | 0,45 | 0,60 | 0,84 | 0,96 | 1,27 | 1,48 | 1,54 | 1,97 |
|  | codo de 90° | 0,38 | 0,50 | 0,63 | 0,76 | 1,01 | 1,32 | 1,71 | 1,94 | 2,01 | 2,21 |
|  | "te" de 45° | 1,02 | 0,84 | 0,90 | 0,96 | 1,20 | 1,50 | 1,80 | 2,10 | 2,40 | 2,70 |
|  | "te" arqueada o de curvas ("pantalones") | 1,50 | 1,68 | 1,80 | 1,92 | 2,40 | 3,00 | 3,60 | 4,20 | 4,80 | 5,40 |
|  | "te" confluencia de ramal (paso recto) | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,30 | 0,40 | 0,50 | 0,60 | 0,70 | 0,80 | 0,90 |
|  | "te" derivación a ramal | 1,80 | 2,50 | 3,00 | 3,60 | 4,10 | 4,60 | 5,00 | 5,50 | 6,20 | 6,90 |
|  | válvula retención de batiente de pistón | 0,20 1,33 | 0,30 1,70 | 0,55 2,32 | 0,75 2,85 | 1,15 3,72 | 1,50 4,67 | 1,90 5,75 | 2,65 6,91 | 3,40 8,40 | 4,85 11,1 |
|  | válvula retención paso de escuadra | 5,10 | 5,40 | 6,50 | 8,50 | 11,50 | 13,0 | 16,5 | 21,0 | 25,0 | 36,0 |
|  | válvula de compuerta abierta | 0,14 | 0,18 | 0,21 | 0,26 | 0,36 | 0,44 | 0,55 | 0,69 | 0,81 | 1,09 |
|  | válvula de paso recto y asiento inclinado | 1,10 | 1,34 | 1,74 | 2,28 | 2,89 | 3,46 | 4,53 | 5,51 | 6,69 | 8,80 |
|  | válvula de globo | 4,05 | 4,95 | 6,25 | 8,25 | 10,8 | 13,0 | 17,0 | 21,0 | 25,0 | 33,0 |

Fuente: <http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-4-Dimensionado-de-Instalaciones.pdf>

Anexo # 9.

COMPONENTES PRINCIPALES DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

En las siguientes láminas se presenta la descripción física de las piezas más importantes que componen la Rueda Hidráulica de alimentación inferior.