“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UNA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA EN LA HACIENDA LA ISABELA”.

EDISON FABIAN SISA AMAGUAYA.
WILMER MAURICIO VILLARROEL HERRERA.

TESIS DE GRADO.

Previa la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO.

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

Riobamba – Ecuador.

2009

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Marzo, 11 del 2009

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

EDISON FABIÁN SISA AMAGUAYA.

Titulada:

"DISEÑO E INSTALACIÓN DE UNA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA EN LA HACIENDA LA ISABELA".

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el grado de:

INGENIERO MECÁNICO

f) ING. GEOVANNY NOVILLO A.

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f) ING. PACÍFICO RIOFRÍO

f) ING. IVAN CANTOS.

f) ING. VICENTE TRUJILLO.

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Marzo, 11 del 2009

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

WILMER MAURICIO VILLARROEL HERRERA.

Titulada:

"DISEÑO E INSTALACIÓN DE UNA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA EN LA HACIENDA LA ISABELA".

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el grado de:

INGENIERO MECÁNICO

f) ING. GEOVANNY NOVILLO A.

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f) ING. PACÍFICO RIOFRÍO

f) ING. IVAN CANTOS.

f) ING. VICENTE TRUJILLO.

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: EDISON FABIÁN SISA AMAGUAYA

TÍTULO DE LA TESIS: "**DISEÑO E INSTALACIÓN DE UNA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA EN LA HACIENDA LA ISABELA"**

Fecha de Examinación: Marzo, 31 del 2009.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A.			
ING. PACÍFICO RIOFRÍO			
ING. IVAN CANTOS.			
ING. VICENTE TRUJILLO.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES:

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: WILMER MAURICIO VILLARROEL HERRERA

TÍTULO DE LA TESIS: "**DISEÑO E INSTALACIÓN DE UNA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA EN LA HACIENDA LA ISABELA"**

Fecha de Examinación: Marzo, 31 del 2009.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A.			
ING. PACÍFICO RIOFRÍO			
ING. IVAN CANTOS.			
ING. VICENTE TRUJILLO.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES:

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior politécnica de Chimborazo.

f) Edison Fabián Sisa Amaguaya

f) Wilmer Mauricio Villarroel Herrera

AGRADECIMIENTO

Un eterno agradecimiento a Dios por haberme regalado la vida, a mis padres por su amor, constancia y comprensión ya que ellos han sido el pilar fundamental tanto moral como económico.

Un especial y muy reconocido agradecimiento a nuestro Director de Tesis **Ingeniero Pacífico Riofrío** y a los colaboradores **Ingeniero Iván Cantos** e **Ingeniero Vicente Trujillo**, a nuestros compañeros y buenos amigos por su colaboración, ayuda desinteresada para la elaboración de esta Tesis.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo que nos abrió las puertas y en especial a todos nuestros queridos maestros de la **Escuela de Ingeniería Mecánica**, quienes nos guiaron por el camino del conocimiento.

E.F.S.A

AGRADECIMIENTO

El presente proyecto de tesis no se habría podido realizar sin la colaboración de muchas personas a quienes quiero expresar mi más sincero agradecimiento.

En primer lugar quiero agradecer a Dios por haberme dado la vida y por todas las oportunidades que me ha brindado, al mismo tiempo agradezco a mis padres Elsa y Galo, porque gracias a su cariño, guía, apoyo, consejos y sobre todo el amor y confianza que en mi depositaron a lo largo de toda mi carrera e logrado concluir mis estudios profesionales que constituyen el legado mas grande que pudiera recibir.

A los miembros del Tribunal de Tesis, Ing. Pacífico Riofrío, Ing. Vicente Trujillo e Ing. Iván Cantos por brindarme la oportunidad de recurrir a su capacidad y experiencia técnica y científica en un marco de confianza y amistad, fundamentales para la realización de este proyecto.

A mi esposa Narcisa por su cariño, comprensión, paciencia y constante estímulo.

Gracias por todo y desearles felicidad y éxito.

W.M.V.H.

Yo, **Edison Fabián Sisa A.** dedico este trabajo a Dios y en especial a mis padres quienes día a día estuvieron brindándome su apoyo incondicional en el transcurso de mi vida, César y María, a mis hermanos que supieron inculcarme principios y valores para mi bienestar, a mi hijo Santiago, que gracias a su apoyo incondicional fue posible llegar al feliz término de mis estudios, cumpliendo así una etapa más en mi vida.

DEDICATORIA

La presente tesis es el resultado de mucho esfuerzo y esta dirigida en primer lugar a mis padres y hermanos por su constante apoyo y cariño, al mismo tiempo a todos aquellos que de manera directa o indirecta han contribuido en mi formación profesional y personal.

A mi esposa que al final de mi carrera tubo la comprensión, paciencia y fue un aliento constante.

También a toda mi familia que de una u otra forma me alentaron a seguir adelante y cumplir mis objetivos.

W.M.V.H.

TABLA DE CONTENIDOS

CAPITULO		PÁGINA
I	**GENERALIDADES**	
1.1	Introducción……	1
1.2	Justificación……	1
1.2.1	Justificación técnica…….…….	1
1.2.2	Justificación económica……...……..	2
1.2.3	Justificación social…….……	2
1.2.4	Justificación ecológica……..…….	3
1.3	Objetivos……....	3
1.3.1	Objetivo general…….……	3
1.3.2	Objetivos específicos…….……	3
II	**DESCRIPCION GENERAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO**…...……	4
2.1	Localización del proyecto…….…….	4
2.2	Características del proyecto…….……..	4
2.3	Requerimiento energético……..……...	4
2.4	Parámetros de diseño…….……..……...	5
2.4.1	Caudal disponible……...…….…..…	5
2.4.1.1	Medición del caudal con flotador…….…….	5
2.5	Altura bruta……..…….…..…	7
2.5.1	Método del nivel de carpintero y tablas...…….……	7
2.6	Altura neta…..……..…..	10
2.6.1	Cálculo del diámetro interior de la tubería de presión…….…..…	10
2.6.2	Selección de la tubería de presión…….……	10
2.6.3	Diagrama de moody…..……..……..	12
2.6.4	Determinación de la rugosidad relativa…….……..…….	13
2.6.5	Determinación de número de reynols……..……..	14
2.6.6	Determinación de las pérdidas primarias…..……	15
2.6.7	Determinación de las pérdidas secundarias……...…….…..	15
2.6.7.1	Pérdidas por conexión cámara de carga con tubería de presión……	16
2.6.7.2	Pérdidas en la válvula de compuerta…….…….……...	17
2.6.7.3	Pérdidas por acoplamientos de la tunería de presión……	17
2.6.7.4	Pérdidas en la reducción 4 a 3 pulgadas……...	17
2.6.7.5	Pérdidas en la rejilla…….…….	18
2.6.8	Cálculo del espesor de pared de la tubería de presión…….…..……	20
2.6.9	Cálculo de pérdidas por fricción…….…….……..……	22
III	**OBRAS CIVILES**.....…….…….……	25
3.1	Obras de captación. ……..……	25
3.1.1	Obras de captación directa …….……..……	25
3.1.1.1	Diseño de la compuerta …….……..	25
3.1.1.2	Determinación de la altura de carga ….……..…….…….	26
3.1.1.3	Cálculo del espesor de la compuerta…….	27
3.1.1.4	Mecanismo de elevación……..……..	29
3.1.1.4.1	Diseño del tornillo de potencia ……..……...	30
3.1.1.4.2	Diseño de la tuerca ……..……..……	34
3.1.1.4.2.1	Esfuerzo a cizalladura…….…….	34
3.1.1.4.2.2	Esfuerzo por aplastamiento…….	35
3.1.1.4.2.2	Esfuerzo por flexión del filete…….	36
3.2	Sistema de conducción……..	36

	3.2.1	Línea o altura piezométrica …..……	37
	3.3	Dimensionamiento del desarenador ……..	40
	3.3.1	Cálculo de las paredes del tanque...……...……..……..	42
	3.4	Dimensionamiento del tanque de presión ….……...……	43
	3.4.1	Volumen del tanque de presión……..…….……..	43
	3.4.2	Altura mínima de agua sobre la tubería de presión. ….…….	44
	3.4.3	Distancia entre las rejillas. ….……..…….	46
	3.5	Casa de máquinas……..……	47
	3.5.1	Cimentación. …...……..	48
	3.5.1.1	Resistencia de las columnas……..	48
	3.5.2	Canal de descarga …….……..….	51
	3.5.2.1	Borde libre...……..	52
IV	**ANÁLISIS VERIFICATIVO DE LA TURBINA**……		54
	4.1	Parámetros iniciales para la verificación ……..……...	54
	4.1.1	Potencia al freno de la turbina……..…….	55
	4.1.2	Caudal máximo de diseño ……..…….	55
	4.1.3	Número de revoluciones…....……..….	56
	4.1.4	Números específicos de revoluciones ...……...	58
	4.2	Verificación de los parámetros hidráulicos …….….	59
	4.2.1	Diámetro pelton ……	59
	4.2.2	Diámetro de chorro ……..	60
	4.2.3	Dimensionamiento de las cucharas o álabes ……..…….	60
	4.2.4	Determinación del número de cucharas ……...	62
	4.2.5	Orientación de las cucharas y arista…….….	63
	4.2.5.1	Aristas……..…….	63
	4.2.5.2	Cucharas…….…….……..	63
	4.2.6	Inyector……..	66
	4.2.6.1	Tobera y aguja...……..…….….	67
	4.2.7	Carcaza……..……	68
	4.2.8	Rendimiento hidráulico ……..……..……..	69
	4.3	Verificación de los parámetros mecánicos …...…….….	69
	4.3.1	Análisis a fatiga de los álabes …….……..….	70
	4.3.1.1	Área transversal ……..	71
	4.3.1.2	Momento de inercia ……..……..	71
	4.3.1.3	Cálculo del esfuerzo cortante …….……	73
	4.3.1.4	Cálculo del esfuerzo flector ……...	75
	4.3.1.5	Límite de fatiga …….…….…….	79
	4.3.1.6	Coeficiente de seguridad……....	82
	4.3.2	Diseño del sistema de transmisión …….……..	82
	4.3.2.1	Elementos del sistema de transmisión…….…….	82
	4.3.2.2	Relación de transmisión (i).……..…….……..….	83
	4.3.2.3	Potencia corregida Pc …….…….	84
	4.3.2.4	Sección de la banda……..	85
	4.3.2.5	Elección de los diámetros primitivos d_2 y D_1 de las poleas…..…..	85
	4.3.2.6	Distancia entre ejes……..….	86
	4.3.2.7	Longitud primitiva de la banda……..…….…..	86
	4.3.2.8	Arco de contacto ….……..	88
	4.3.2.9	Potencia transmisible por la banda……	88
	4.3.2.10	Determinación del número de bandas ...……	90
	4.3.2.11	Velocidad de la banda……...	90

4.3.2.12 Tensión en las bandas 91
4.3.2.13 Durabilidad de la banda..... 93
4.3.3 Verificación del eje..... 95
4.3.3.1 Cálculo de reacciones y m2omentos..... 95
4.3.3.1.1 Plano X - Y..... 95
4.3.3.1.2 Plano X - Z..... 97
4.3.3.2 Cálculo de esfuerzos..... 98
4.3.3.3 Diseño estático..... 100
4.3.3.4 Diseño dinámico..... 101
4.3.3.4.1 Esfuerzos..... 101
4.3.3.4.2 Esfuerzos equivalentes..... 102
4.3.3.4.3 Límite de fatiga 102
4.3.3.4.4 Coeficiente de seguridad..... 105
4.3.4 Selección de Rodamientos..... 106
4.3.4.1 Cálculo de las reacciones 106
4.3.4.2 Rodamiento B..... 106
4.3.4.3 Rodamiento A..... 109
V SISTEMA ELECTROMECÁNICO Y LINEA DE TRANSMISIÓN... 111
5.1 Sistema electromecánico 111
5.1.1 Generadores eléctricos 111
5.1.1.1 Generador síncrono..... 111
5.1.1.2 Velocidad síncrona..... 113
5.1.2 Elementos de control y de protección del sistema de generación…. 115
5.1.2.1 Tablero o panel de control 115
5.1.2.2 Instrumentos de medición 115
5.1.2.2.1 Voltímetro..... 115
5.1.2.2.2 Amperímetro..... 115
5.1.2.2.3 Interruptor termo magnético (Breaker)..... 116
5.1.2.2.4 Vatímetro..... 116
5.1.2.2.5 Puesta a tierra 116
5.1.2.2.6 Rectificador de onda completa con dos diodos..... 116
5.1.2.2.7 Diodos rectificadores 117
5.1.2.2.8 Transformador..... 118
5.2 Línea de transmisión eléctrica 119
VI MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO 125
6.1 Manual de operación..... 125
6.1.1 Libro de registro de parámetros de funcionamiento del equipo..... 126
6.1.2 Diagnostico de fallas..... 127
6.2 Mantenimiento de la pico central hidroeléctrica..... 131
6.2.1 Mantenimiento de la bocatoma..... 131
6.2.2 Mantenimiento de la tubería de conducción y de presión..... 131
6.2.3 Mantenimiento del desarenador 132
6.2.4 Mantenimiento de la cámara de carga..... 132
6.2.5 Mantenimiento de la turbina pelton..... 133
6.2.6 Mantenimiento en los acoplamientos..... 133
6.2.7 Mantenimiento del generador, equipamiento eléctrico y líneas de transmisión..... 134
6.3 Capacitación del operador..... 135
6.4 Programa de mantenimiento preventivo..... 136
VII ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO..... 138

7.1 Costos ……..……..…… 138
7.1.1 Costos directos ……..... 138
7.1.2 Costos indirectos…… 141
7.1.3 Beneficios ……..……..……. 142
7.1.3.1 Valor de la depreciación ……... 142
7.1.3.2 Determinación del costo de energía……. 143
7.1.3.3 Flujo de caja……...…… 143
7.1.3.4 Relación beneficio / costo……..…… 144
7.1.3.5 Determinación la tasa interna de retorno (TIR)…….…… 146
7.1.3.5.1 Valor actual neto (VAN)……..……. 146
7.1.2.8 Cálculo del costo del Kw.-h…… 148
VIII INSTALACIÓN Y PRUEBAS ……..……. 150
8.1 Instalación……...…… 150
8.1.1 Bocatoma……..2…….…… 150
8.1.2 Tubería de conducción. ……..…… 151
8.1.3 Desarenador y tanque de presión. ……. 153
8.1.4 Tubería de presión. …… 154
8.1.5 Válvula. ……...…….…….... 155
8.1.6 Casa de máquinas.……. 156
8.1.6.1 Obras civiles.……..... 156
8.1.6.2 Instalación de la turbina. ……... 158
8.1.6.3 Instalación del generador. …….…… 160
8.1.6.4 Instalación de las bandas. ……..…… 161
8.1.6.5 Instalación de la red eléctrica para la conducción. ……..... 163
8.2 Pruebas…… 164
8.2.1 Tabla de datos obtenidos de las pruebas…….…… 167
8.2.2 Curvas de funcionamiento de la PCH …… 168
8.2.3 Análisis de resultados…….……. 170
IX CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES...…… 171
9.1 Conclusiones…… 171
9.2 Recomendaciones……. 172
BIBLIOGRAFÍA

LISTA DE TABLAS

TABLA		PÁGINA
I	Requerimiento energético de la hacienda la Isabela de Sasapud…..….	5
II	Tiempos medidos en épocas de invierno …….….....	6
III	Valores medidos de la altura bruta ……..……	9
IV	Comparación de los diferentes materiales para tuberías de presión…..	11
V	Características de tuberías PVC Plastidor de diámetro 110mm.....….	11
VI	Propiedades del agua ……..	14
VII	Eficiencia del grupo generador ……...……...	19
VIII	Características de Tuberías PVC Plastidor de diámetro 160 mm.…….	20
IX	Propiedades físicas de materiales para tuberías..……..……	21
X	Velocidades máximas del agua ...…….……..	51
XI	Dimensiones de la cuchara pelton en función del diámetro del chorro...	61
XII	Dimensiones reales de la cuchara de la turbina pelton ……..…….....	62
XIII	Número mínimo y máximo de cucharas pelton.……..……	62
XIV	Ángulos de talonamiento de la cuchara ……..	64
XV	Ángulo tangente a las aristas de la cuchara pelton ...…….…….	65
XVI	Dimensiones de la tobera y aguja del inyector……..…….	68
XVII	Dimensiones reales de la tobera y aguja del inyector …….....	68
XVIII	Valores de acabado superficiales ……..	80
XIX	Valores C de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y carga ……...……..…..	84
XX	Fracción de tabla de correas trapezoidales oleostatic Pirrelli de serie…….	87
XXI	Factor de corrección C_Γ para arcos de contacto inferiores a 180º …….	89
XXII	Factor de corrección C_L en función del tipo de correa…….…..	89
XXIII	Parámetros de durabilidad para algunas secciones de bandas ....……	94
XXIV	Valores de a y b según el acabado superficial ……	103
XXV	Valores de Kt ……..	105
XXVI	Valores de fl y fn para rodamientos de bolas …….……108	
XXVII	Velocidad de giro del generador síncrono …….	114
XXVIII	Datos de placa del generador síncrono ……...	114
XXIX	Cables de cobre tipos TF y TW 600V y 60 ºC (CABLEC)……	120
XXX	Cables de aluminio (electrocables c.a.)…….…….…….……123	
XXXI	Lectura de parámetros de funcionamiento……...……	126
XXXII	Registro de mantenimiento y fallas del equipo……	127
XXXIII	Diagnóstico de falla en las obras civiles……...	128
XXXIV	Diagnóstico de falla del tablero de control……..	128
XXXV	Diagnóstico de falla en2 la turbina…..…….	129
XXXVI	Diagnóstico de falla en el generador…..…….	130
XXXVII	Herramientas y repuestos para el mantenimiento…….……..	136
XXXVIII	Programa de mantenimiento según su periodicidad….……..	137
XXXIX	Costo de materiales para2 la obra civil……..……	138
XL	Costo de materiales para la instalación hidráulica. …….	139
XLI	Costo de materiales para la instalación eléctrica ...…….	140
XLII	Costo de transporte……..……	140
XLIII	Costos por mano de obra……..……..	141
XLIV	Costo directo del proyecto……..……	141
XLV	Costo indirecto del proyecto……2……	142

XLVI Costo Total de la picocentral…..……. 142
XLVII Costo de la energía consumida …….…… 143
XLVIII Flujo de caja anual del proyecto de PCH ……..…….. 144
XLIX Beneficios y costos totales ……145
L Valor actual neto para la determinación del TIR .....……. 147
LI Carrera mínima para el montaje de la correa ……..…….. 161
LII Datos obtenidos de las pru2ebas en la PCH……..……...167

LISTA DE FIGURAS

FIGURA **PÁGINA**

1. Procedimiento para la medición de altura ……..….. 8
2. Esquema de medición de la altura bruta ...……...…… 9
3. Diagrama de Moody ……..…….…….. 13
4. Coeficiente de pérdida de energía en la entrada de tuberías…..…….. 16
5. Pérdidas de energía en una contracción brusca ...……..... 17
6. Pérdidas en la rejilla por fricción...…… 18
7. Espesor de la compuerta…….…..……..... 27
8. Gráfica de la altura piezométrica ……..…… 37
9. Diagrama básico para el cálculo de la altura piezométrica ……...…… 38
10. Medidas fundamentales del desarenador ….……. 41
11. Ángulo de entrada del desarenador ...…….. 42
12. Altura mínima de agua sobre la tubería de presión ……..……. 45
13. Desarenador y tanque de presión …….…….. 45
14. Inclinación de la rejilla …… 47
15. Ubicación del sistema de generación en la casa de máquinas ...…….. 48
16. Descripción de la sección de la columna…….……. 48
17. Módulo de elasticidad del concreto ……. 49
18. Descripción geométrica del canal ……..……... 53
19. Cuchara de la turbina pelton …… 57
20. Geometría de la cucharas pelton …….. 61
21. Ángulos γ_0 y β_4 …….. 65
22. Inyector de la turbina pelton …….. 66
23. Fuerzas actuantes y secciones principales de la cuchara ……..... 70
24. Área transversal, medidas en cm.…… ……. 71
25. Área transversal para determinar el eje neutro…….…….. 72
26. Curva del esfuerzo fluctuante de corte. $\tau = f(t)$ ……..…... 74
27. Curva del esfuerzo fluctuante de flexión $\sigma = f(t)$ ……... 76
28. Sensibilidad a la muesca …….. 78
29. Factor de concentración de esfuerzos ……..… 78
30. Elementos del sistema de transmisión …….…. 83
31. Curvas para la elección de la sección de la correa……. 85
32. Dimensiones de las poleas y banda ……..……..…… 91
33. Diagrama de fuerzas en las bandas ……..…… 92
34. Fuerzas en el Plano XY (medidas en cm.)……...……..…… 95
35. Diagrama de fuerzas plano x-y…….. 96
36. Diagrama de momentos plano x-y ……..… 96
37. Fuerzas en el plano XZ (medidas en cm.)…….……. 97
38. Diagrama de fuerzas plano x-z…….. 97
39. Diagrama de momentos plano x-z.....…….…….. 98
40. Geometría del eje. (medidas en mm.)..... 98
41. Grafica de la fluctuación del esfuerzo flector en relación al tiempo …..… 101
42. Gráfico de la fluctuación del esfuerzo torsor en relación al tiempo…….. 101
43. Radio de muesca …….…….. 104
44. Grafica de la sensibilidad a la muesca (q).……. 104
45. Eje con cambio de diámetro sometido a flexión.…… 104
46. (a) Estructura de una máquina sincrónica. (b) Estator laminado. (c) Detalle de la flecha, (d) Diagrama general del generador……. 112

CONTINUACION DE LA LISTA DE FIGURAS

47. Conexión de la fuente de campo ...…….…….. 113
48. Formas de conexión del generador síncrono ….…… 114
49. Esquema básico del tablero de control ...…….. 115
50. Rectificador de onda completa con dos diodos ...…….…… 116
51. Forma de las ondas senoidales……..……..... 117
52. Forma de la onda rectificada ……... 117
53. Diodo rectificador……..…….…… 118
54. Esquema eléctrico generador monofásico ….…… 118
55. Generador síncrono monofásico ….…….……. 119
56. Tasa interna de retorno ….……. 147
57. Instalacion y funcionamiento de la bocatoma …….. 151
58. Colchón de tierra para la tubería de presión y conducción ...……. 151
59. Instalación de la tubería de conducción ……..…….. 152
60. Construcción y funcionamiento del desarenador ……. 154
61. Instalación de la tubería de presión ...…… 155
62. Instalación de la válvula de compuerta ..…… 156
63. Construcción de la casa de máquinas ……..…… 157
64. Mantenimiento de la turbina …….…….……. 158
65. Instalación y funcionamiento de la turbina ……..……. 159
66. Instalación del generador …… 160
67. Alineación de las bandas …….…… 162
68. Instalación y funcionamiento del sistema de transmisión……... 162
69. Instalación del sistema eléctrico ……..……. 163
70. Pruebas de funcionamiento de la PCH…..…….. 166
71. Curva eficiencia **vs** # de vueltas ……..…… 168
72. Curva presión **vs** apertura de la válvula del inyector……..… 168
73. Curva potencia **vs** # de revoluciones …… 168
74. Curva # de revoluciones **vs** apertura de la válvula del inyector …… 169
75. Curva potencia **vs** caudal ……...… 169
76. Curva eficiencia **vs** potencia…….. 169
77. Curva eficiencia **vs** caudal ……. 170

Sumario

La falta de energía eléctrica en zonas alejadas ha hecho posible que se busquen recursos naturales hídricos para la solución de este problema y sobre todo se cuide nuestro medio ambiente con la creación de energías limpias. El presente documento detalla el Diseño e Instalación de una Picocentral Hidroeléctrica en la Hacienda La Isabela.

Para determinar la factibilidad del proyecto se realiza el diseño hidráulico, encontrando la altura neta, caudal de diseño, potencia y rendimiento, se selecciona la tubería de conducción, tubería de presión y accesorios. Con estos resultados se realiza un análisis verificativo de la turbina y generador disponibles, los cuales cumplen con los requerimientos del proyecto. En el diseño de obras civiles se ha dimensionado la bocatoma, desarenador, tanque de presión y casa de máquinas.

En este proyecto se indica algunos lineam2ientos del análisis económico, al igual que un manual de operación y mantenimiento, concluye con la instalación, pruebas y análisis de resultados.

Las especificaciones técnicas de la Picocentral Hidroeléctrica son: Caudal de diseño: (0,026 m^3/s), Altura neta: (13,01 m), Número de revoluciones de la turbina: (340 rpm), Eficiencia total: (62 %), Potencia neta generada: (2 Kw).

CAPÍTULO I

1.- GENERALIDADES

1.1.- INTRODUCCIÓN

La generación de energía eléctrica en zonas aisladas, es una labor de ingeniería por esta razón se realizan los estudios de factibilidad en la hacienda la Isabela de Sasapud, situada en el cantón Chambo con el fin de implementar una picocentral hidroeléctrica, la misma que servirá como base fundamental del desarrollo integral de dicha propiedad, con la finalidad de brindar mayor comodidad a los turistas que lleguen a la zona y cubrir sus necesidades.

La principal fuente energética para realizar este objetivo es la proporcionada por las diversas caídas de agua existentes en el lugar, aprovechando este potencial se puede generar energía eléctrica.

Las picocentrales hidroeléctricas son centrales con una potencia de generación pequeña, la que se pueden definir, como un conjunto de obras civiles y estructuras hidráulicas generales y su respectivo equipo electromecánico, aprovechan la energía potencial y cinética del agua para producir energía mecánica - eléctrica.

Las instalaciones picocentrales hidráulicas representan una forma de energía valiosa, porque con un impacto medioambiental muy bajo o mínimo, utilizan una fuente energética renovable, que de otra manera se perdería, por lo que el uso productivo de la energía, desarrolla verdaderamente una región.

El aprovechamiento hidro energético debe cubrir la demanda de energía eléctrica, por lo que este proyecto cubrirá durante su vida útil la totalidad de la demanda estimada.

1.2.- JUSTIFICACIÓN

1.2.1.- Justificación técnica

El diseño de una picocentral hidroeléctrica se ve justificado por la gran demanda de energía que aqueja el país, prueba de ello es que todavía en algunos sectores rurales no se dispone de energía eléctrica.

Para lo cual, la ejecución del proyecto de la picocentral **la Isabela de Sasapud** permitirá aportar a la hacienda del mismo nombre del cantón Chambo con una fuente de

energía eléctrica alterna y muy económica para suplir las necesidades energéticas que demandará el futuro proyecto agroturístico que se instalará en dicha zona con cabañas de hospedaje.

La implantación del presente proyecto nos permitirá poner en práctica nuestro nivel académico y al mismo tiempo consolidar nuestros conocimientos en el campo práctico, para de esta forma dar a conocer a la comunidad una alternativa muy importante para su desarrollo.

1.2.2.- Justificación económica.

Este proyecto nos garantiza una inversión relativamente baja económicamente hablando, en relación al tendido eléctrico del sistema interconectado, en todas sus etapas previas a su funcionamiento en si. En la etapa de construcción los costos por mano de obra estarán a cargo de los propietarios de la hacienda, los mismos que nos facilitarán los empleados necesarios para dicho trabajo.

Para la ejecución de la obra civil se tiene una accesibilidad de tercer orden hasta la hacienda, en donde se implementara el proyecto, permitiendo conducir los materiales para la obra.

Los beneficios serán muchos, una vez puesto en funcionamiento el proyecto, existiendo solo los costos de mantenimiento**.**

1.2.3.- Justificación social.

El proyecto de pico entral hidroeléctrica l**a Isabela de Sasapud** es el precursor para un subsiguiente proyecto de regeneración turística de la zona, en donde el beneficio social que se prevé lograr es muy favorable.

La implementación de este tipo de proyectos en zonas rurales, genera un aspecto positivo en los habitantes de las mismas, permitiéndoles solucionar problemas que a diario se genera en sus comunidades.

1.2.4.- Justificación ecológica.

El proyecto la Isabela de Sasapud producirá un bajo impacto ambiental en la zona, pues se tiene previsto que las construcciones civiles necesarias, no causen daños en el canal principal de conducción del agua, ni en la naturaleza.

El agua utilizada para la generación eléctrica retornará sin cambio alguno en su constitución para ser utilizado en tareas agrícolas como es común en esta zona, por lo que podemos decir que la contaminación ambiental es casi nula.

Las ventajas que presenta una picocentral hidroeléctrica son muchas, entre las cuales se citan:

- Producen energía eléctrica cerca del usuario.
- Ocupan poco espacio y, gracias a su estructura compacta, son relativamente fáciles de transportar incluso en lugares inaccesibles
- Es limpia, pues no contamina ni el aire ni el agua.
- Su operación y mantenimiento es sencilla.

1.3.- OBJETIVOS

1.3.1.- Objetivo general

Diseñar e instalar una picocentral hidroeléctrica en la hacienda la Isabela de Sasapud del cantón Chambo.

1.3.2.- Objetivos específicos

- Contribuir al desarrollo micro empresarial así como a la generación de energía eléctrica destinada a la iluminación.
- Dotar de energía permanente propia a bajo costo.
- Obtener curvas características de funcionamiento
- Poner en funcionamiento la picocentral hidroeléctrica.
- Contribuir con el desarrollo del sector

CAPÍTULO II

2.- DESCRIPCIÓN GENERAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1.- LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO

La picocentral hidroeléctrica **(PCH),** será instalada en la hacienda denominada "LA ISABELA DE SASAPUD".

Esta hacienda se encuentra ubicada a 8Km, $S1^{0}44^{'}55.3^{''}$, $O78^{0}33^{'}09^{''}$ desde el parque central de la ciudad de Chambo a 3320msnm, la vía de acceso a ésta hacienda es de tercer orden, pudiendo llegar en vehículo en un tiempo estimado de 30 minutos.

2.2.- CARACTERÌSTICAS DEL PROYECTO

Para la formulación del presente proyecto disponemos de una picoturbina pelton, la misma que fue diseñada para un **caudal de** $26\ l/s$ **,** y de un generador sincrónico de 4 polos.

Para la instalación del proyecto se necesita realizar el diseño y construcción de las obras civiles, tales como: bocatoma, desarenador y tanque de presión, casa de máquinas, y de seleccionar el diámetro adecuado para la tubería de conducción y presión, seleccionar el tipo de banda para la transmisión, y realizar un análisis verificativo de algunos elementos mecánicos de la turbina, entre otros parámetros.

Estos parámetros a determinar nos permitirán cubrir con la demanda energética una vez que entre en funcionamiento el sistema.

2.3.- REQUERIMIENTO ENERGÉTICO

El objetivo del estudio de la demanda energética de la hacienda "La Isabela de Sasapud", es con el fin de mejorar las condiciones de vida, basándose en el aprovechamiento del recurso hídrico que circula por esta región, la misma que debe superar el consumo energético de la hacienda, detallada en la tabla I.

TABLA I Requerimiento energético de la hacienda la Isabela de Sasapud

Artefactos	Cantidad	Pot. Nom.(W)	Pot. Tot.(W)
Alumbrado	40	20	800
Alumbrado	6	100	600
Televisión	1	100	100
DVD	1	8	8
Radio Grabadora	1	50	50
Refrigeradora	1	300	300
Licuadora	1	200	200
Requerimiento energético total			**2058**

2.4.- PARÁMETROS DE DISEÑO

Para el diseño de la picocentral hidroeléctrica se requiere determinar los siguientes parámetros:

2.4.1.- Caudal disponible

La medición del caudal ofrece una mejor visión del comportamiento del recurso hídrico, dado que no se tiene esta información, se obtiene usando el siguiente método:

2.4.1.1.- Medición del caudal con flotador [1]

Este método es práctico, el mismo que permite obtener el caudal en forma puntual, se basa en la medición del tiempo para una distancia determinada que recorre un volumen de agua delimitado por el lecho de la corriente; el caudal se determina de la siguiente forma:

- Elegimos un tramo de sección recta y homogénea del curso del canal
- Medimos una longitud de L=10m en el tramo seleccionado
- Medimos la sección transversal del canal en el tramo seleccionado

  Para este caso el canal es de forma homogénea de hormigón, de 70X70cm.

  El espejo de agua que circula por el canal es de h = 4 cm

El área que utiliza el agua en el canal para su circulación se calcula con la ecuación **(2.1).**

$$A = b * h \qquad \textbf{(2.1)}$$

Al reemplazar los datos conocidos en la ecuación **(2.1)** se tiene:

$$A = 0.028\, m^2$$

- Seleccionamos un elemento liviano, el mismo que nos va a servir como flotador, para nuestro caso tomamos varias hojas de una planta existente en el lugar.
- Colocamos el flotador algunos metros antes del trecho elegido y cronometramos el tiempo utilizado en recorrer la longitud L=10m.

El tiempo que tarda el flotador en recorrer esta longitud se muestra en la tabla II.

TABLA II: Tiempos medidos en épocas de invierno.

# de Mediciones	**Tiempo(s)**
T_1	6
T_2	7
T_3	7.58
T_4	7
T_5	7.66
T_6	7.48
$T_{promedio}$	7.12

- La velocidad del agua en el canal se determina con la relación entre la longitud y el tiempo representado en la ecuación (**2.2).**

$$V = \frac{L}{t} \qquad \textbf{(2.2)}$$

Reemplazando los datos conocidos en la ecuación **(2.2)** se tiene:

$$V = 1.4045\, {}^{m}\!/_{s}$$

- Como el canal principal es de concreto seleccionamos el factor de corrección **(C)** para determinar el caudal:

C = 0.8 para canal de concreto **[2]**

- Una vez que conocemos el valor de los diferentes parámetros determinamos el caudal que circula por el canal por medio de la ecuación de continuidad multiplicada por el factor de corrección:

$$Q = C * V * A \ \left(m^3/s\right) \qquad \textbf{(2.3)}$$

Remplazando los valores conocidos en la ecuación **(2.3)** tenemos:

$$Q = \quad 0.03146 \ m^3/s$$
$$Q = \quad 31.46 \ l/s$$

2.5.- ALTURA BRUTA [3] [2]

La capacidad de generación mediante el empleo de agua está determinada por el **Salto** o caída (energía potencial) que se pueda obtener, el mismo que depende de la topografía del terreno. A este salto se lo conoce también como altura bruta (H_b) y puede ser determinado de la siguiente forma:

2.5.1.- Método del nivel de carpintero y tablas

Este método es apropiado para pendientes fuertes, especialmente si se trata de pequeñas caídas, es bastante económico, razonablemente preciso y poco propenso a errores, por lo que este método es el que utilizamos para medir nuestra altura.

Los materiales que utilizamos para medir la altura bruta son los siguientes:

- Dos tablas rectas de 180cm de longitud

- Dos niveles de carpintero
- Flexómetro
- Cinta de 50m de longitud
- Estacas
- Cuaderno y lápiz

Procedimiento:

- Determinamos el lugar en donde se va a construir la cámara de carga y la casa de máquinas.
- Desde la posición de la futura casa de máquinas colocamos las tablas de tal manera que estén niveladas tanto horizontal como verticalmente hasta que el extremo de la tabla que se encuentra en forma horizontal se asiente en el suelo.

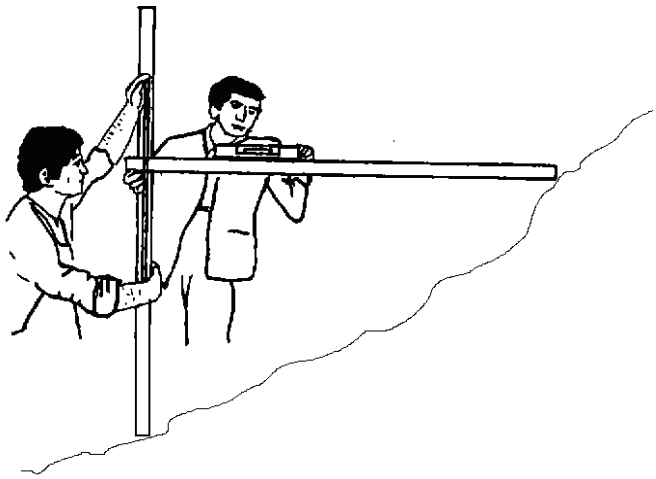


Figura N° 1. Procedimiento para la medición de altura

- Colocamos una estaca para fijar el primer punto
- Medimos la altura en la tabla vertical, hasta el extremo de la tabla horizontal y esta va a ser nuestra primera altura.
- Luego realizamos el mismo procedimiento para determinar las distintas alturas, hasta llegar al lugar en donde se construirá la cámara de carga.

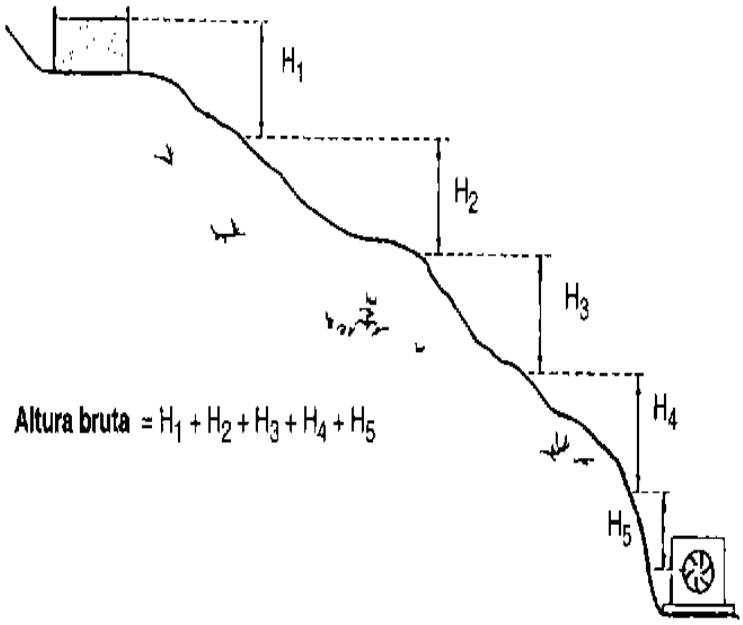


Figura N° 2. Esquema de medición de la altura bruta

Las alturas medidas al realizar este procedimiento se detallan en la tabla III.

TABLA III. Valores medidos de la altura bruta

# de Medición	Altura(cm)	# de Medición	Altura(cm)
H_1	185	**H_{10}**	83
H_2	48	**H_{11}**	82
H_3	52	**H_{12}**	80.5
H_4	87	**H_{13}**	77.5
H_5	72	**H_{14}**	96
H_6	79	**H_{15}**	89
H_7	76	**H_{16}**	102
H_8	72.5		
H_9	69.5		

Para determinar la altura bruta utilizamos la ecuación (**2.4).**

$$Altura\ bruta = \sum (H_1 + ... + H_{17}) \qquad \textbf{(2.4)}$$
$$Altura\ bruta = 13.60 m$$

2.6- ALTURA NETA

La altura neta es el resultado de restar a la altura bruta las pérdidas de carga o fricción debidas al rozamiento del agua, con las paredes de la tubería de presión y accesorios necesarios instalados para el control del paso de agua.

2.6.1.- Cálculo del diámetro interior de la tubería de presión [4]

Para determinar el diámetro interior de la tubería de presión empleamos la ecuación **(2.5).**

$$D = \sqrt[7]{0.0052 Q^3} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Donde: $Q = 0.026\ {}^{m^3}\!/_{s}$ *Caudal de Diseño*

D_i = *Diámetro Interior* (m)

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación **(2.5)** tenemos:

$$D_i = \sqrt[7]{0.0052 * 0.026^3}$$
$$D_i = 0.0987 m = 98.72 mm$$
$$D_i = 3.88 in$$

Como el diámetro calculado no es comercial seleccionamos un diámetro de tubería de 4 in.

2.6.2.- Selección de la tubería de presión [3]

Como su nombre lo indica son tuberías que transportan agua bajo presión desde el tanque de presión hasta la turbina, por lo que la selección de ésta, es uno de los parámetros más importantes para el buen funcionamiento del sistema, para lo cual debemos considerar los materiales frecuentemente utilizados en estas instalaciones, tomando en cuenta los diferentes tipos de uniones, su peso y grado de dificultad de la instalación, costo, transporte hasta el sitio de instalación, y entre otros factores importantes para su selección.

Entre los materiales más utilizados tenemos:

Acero comercial, poli cloruro de vinilo (PVC), polietileno de alta densidad, asbesto cemento.

Las bondades de cada uno de los materiales utilizados en tuberías de presión se detallan en la tabla IV:

TABLA IV: Comparación de los diferentes materiales para tuberías de presión.

Material	Pérdida por fricción	Peso	Corrosión	Costo	Presión de trabajo
Acero Comercial	3	3	3	2	5
PVC	5	5	4	4	4
Polietileno	5	5	5	3	4

Rango: Malo = 1, Excelente = 5.

Una vez realizada la comparación entre los diferentes tipos de materiales utilizados en tuberías de presión se selecciona para nuestro proyecto una tubería de PVC, la misma que cumple con las características adecuadas, por lo que realizamos el cálculo respectivo de pérdidas de fricción en dicha tubería.

Para una tubería de PVC con un diámetro nominal de 4 in tenemos:

TABLA V: Características de tuberías PVC, Plastidor de diámetro 110 mm **[5]**

Diám. Exterior (mm)	Diám. Interior (mm)	Espesor (mm)	Presión de Trabajo (Mpa)
110	105,2	2,4	0,5

Para determinar la velocidad de circulación del agua en la tuberìa lo hacemos por medio de la ecuación de continuidad:

$$Q = V * A \qquad \textbf{(2.6)}$$

Donde el área de la tubería de sección transversal circular es**:**

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \qquad \textbf{(2.7)}$$

Despejando la velocidad y remplazando el área de la tubería de sección transversal circular en la ecuación **(2.6)** se tiene:

$$V = \frac{4Q}{\pi D_i^{\,2}} \qquad \textbf{(2.8)}$$

Donde: $Q = 26\ {}^{l}\!/_{s} = 0.026\ {}^{m^3}\!/_{s}$ Caudal de diseño

D_i = Diámetro interior de tubería (m)

V = Velocidad de circulación del agua (m/s)

Remplazando los valores en la ecuación **(2.8)** se tiene:

$$V = \frac{4 * 0.026}{\pi * 0.1052^2}$$

$$V = 2.991\ {}^{m}\!/_{s}$$

2.6.3.- Diagrama de moody [6]

El diagrama de moody, se utiliza para hallar el factor de fricción, producido a lo largo de las paredes internas de una tubería, este diagrama sólo se utiliza para tuberías que conducen agua y no para otros fluidos, sin importar el diámetro y el material de la tubería.

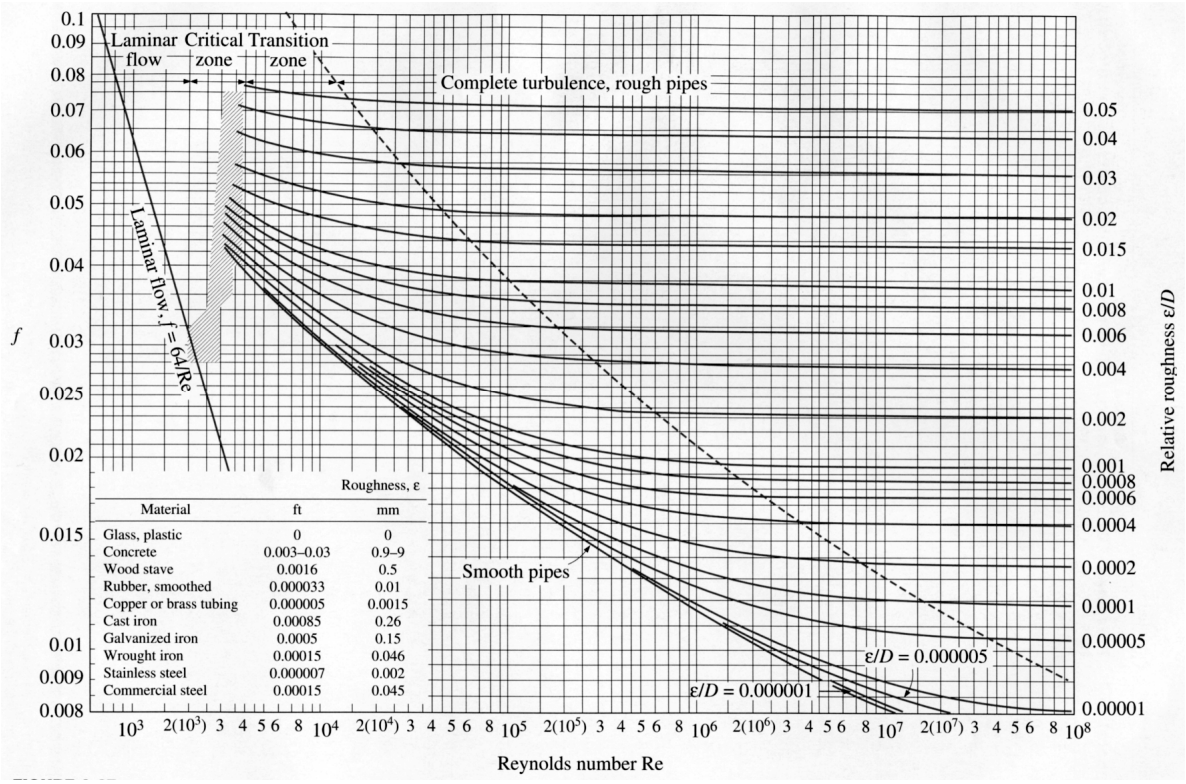


Figura N° 3. Diagrama de Moody

Para usar este diagrama primero hay que determinar la rugosidad relativa **(S)** y el número de reynolds **(Re),** respectivamente.

2.6.4.- Determinación de la rugosidad relativa (S)

Para determinar la rugosidad relativa **S** se utiliza la ecuación (**2.9).**

$$S = \frac{K}{D_i} \qquad \textbf{(2.9)}$$

Donde: S = Rugosidad Relativa

K = Rugosidad Absoluta del Material (mm)

La rugosidad absoluta para tubería de PVC es $K = 0.003mm$ **[3]**

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación **(2.9)** se tiene:

$$S = \frac{0.003}{105.2} = 2.8517 * 10^{-5}$$

2.6.5.- Determinación del número de reynolds (Re) [7]

El número de reynolds es un parámetro a dimensional con predominio de la viscosidad por lo que cuanto mayor es el número de reynolds menor es la importancia de la viscosidad y viceversa, y se determina por medio de la ecuación **(2.10).**

$$\mathrm{Re} = \frac{V * Di}{\gamma} \qquad \textbf{(2.10)}$$

Donde: Re = Número de reynolds

γ =Viscosidad cinemática del agua (m^2/s)

La viscosidad cinemática del agua para una temperatura de 10^0C se detalla en la tabla VI:

TABLA VI Propiedades del agua**.**

	Peso específico	**Densidad**	**Viscosidad dinámica**	**Viscosidad cinemática**
TEMPERATURA	**Γ**	**P**	**μ**	γ
°C	**KN/m^3**	**(Kg/m^3)**	**(N - s/m^2)**	**(m^2/s)**
0	9,81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9,81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	**9,81**	**1000**	$\mathbf{1.308 \times 10^{-3}}$	$\mathbf{1.308 \times 10^{-6}}$
15	9,81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}

Reemplazando los parámetros conocidos en la ecuación **(2.10)** se tiene:

$$\mathrm{Re} = \frac{2.991 * 0.1052}{1.308 * 10^{-6}}$$

$$\mathrm{Re} = 2.40560 * 10^5$$

Con la rugosidad relativa (S) y el número de reynolds (Re) determinamos el factor de fricción f en el diagrama de moody.

Para lo cual el factor de fricción es igual a $f = 0.0155$

2.6.6.- Determinación de las pérdidas primarias (Hrp) [6]

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería, generalmente para tramos de tubería de sección constante y flujo uniforme, para lo cual utilizamos la ecuación general de **DARCY-WEISBACH.**

$$Hrp = f \frac{L * V^2}{2 * g * Di} \qquad \textbf{(2.11)}$$

Donde: Hrp = Perdidas primarias (m)

L = 35 metros , Longitud de la tubería de presión

g = 9.81 m/s^2 aceleración de la gravedad

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación **(2.11)** se tiene:

$$Hrp = 0.0155 * \frac{35 * 2.991^2}{2 * 9.81 * 0.1052}$$

$$Hrp = 2.3514m$$

2.6.7.- Determinación de pérdidas secundarias. [1] [3] [6]

Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamiento o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería.

Las pérdidas secundarias se determinan con la ecuación **(2.12).**

$$Hrs = \frac{K * V^2}{2 * g} \qquad \textbf{(2.12)}$$

Donde: Hrs = Perdidas Secundarias (m)

K = Factor asociado a cada accesorio a utilizar.

En este proyecto las pérdidas secundarias se producen en:

- Conexión de la tubería de presión con la cámara de carga K_1
- En válvulas K_2
- Acoplamientos de la tubería de presión K_3
- Reducción de tubería K_4
- En la rejilla K_5

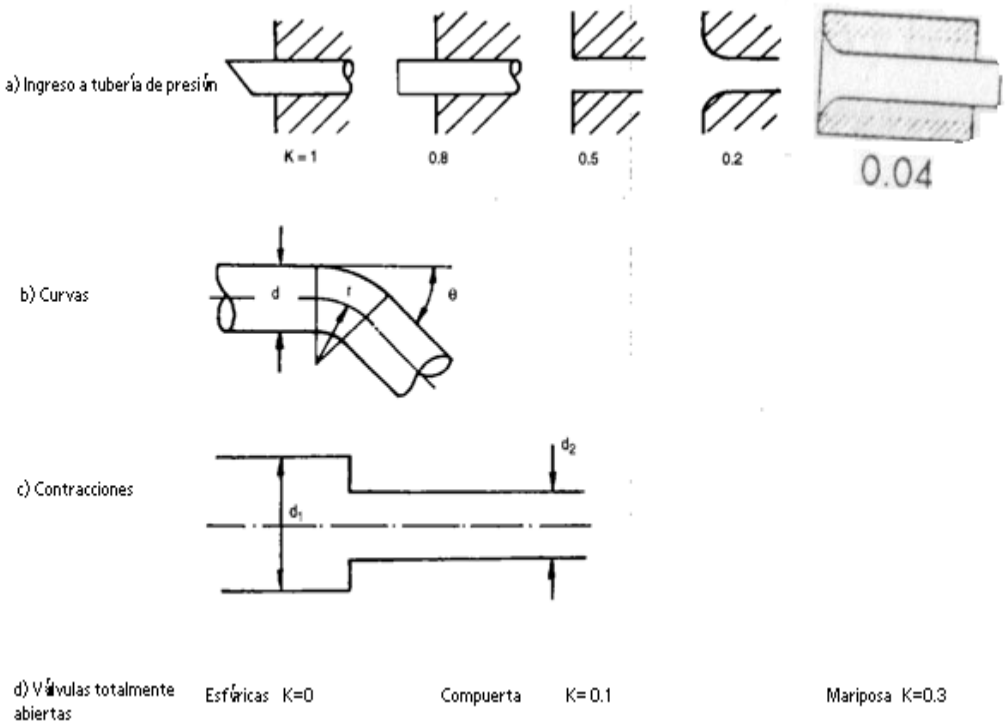


Figura Nº 4 Coeficiente de pérdida de energía en la entrada de tuberías

2.6.7.1.- Pérdidas por conexión, cámara de carga con tubería de presión.

$$Donde: \quad K_1 = 0.04$$

$$Hrs = \frac{0.04 * 2.991^2}{2 * 9.81}$$

$$Hrs_2 = 0.01824m$$

2.6.7.2.- Pérdidas en la válvula de compuerta:

$$Donde: \qquad K_2 = 0.1$$

$$Hrs = \frac{0.1 * 2.991^2}{2 * 9.81}$$

$$Hrs_1 = 0.0456\, m$$

2.6.7.3.- Pérdidas por acoplamientos de la tubería de presión:

$$Donde: \qquad K_3 = 0.04$$

$$Hrs = 6 * \frac{0.04 * 2.991^2}{2 * 9.81}$$

$$Hrs_3 = 0.1094\, m$$

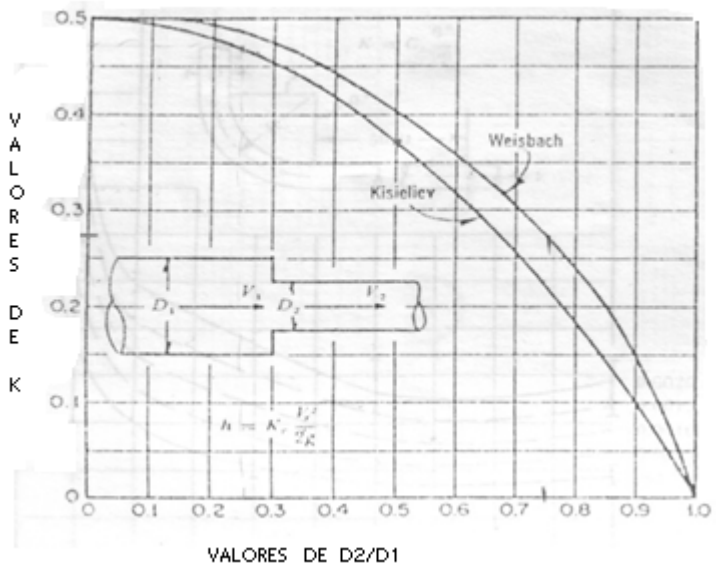


Figura Nº 5 Pérdidas de energía en una contracción brusca

2.6.7.4.- Pérdidas en la reducción de 4 a 3 in:

$$Donde: \qquad K_4 = 0.275$$

$$Hrs = \frac{0.275 * 2.991^2}{2 * 9.81}$$

$$Hrs_4 = 0.1254 m$$

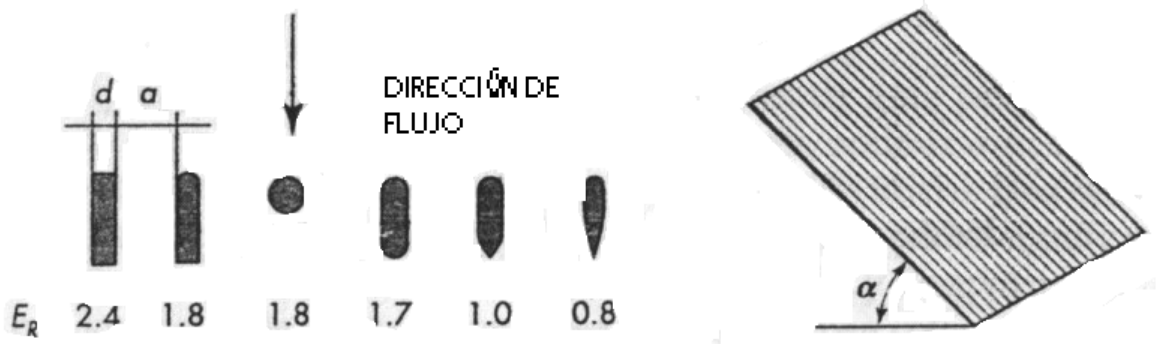


Figura Nº 6 Pérdidas en la rejilla por fricción

2.6.7.5.-Pérdidas en la rejilla

$$Donde: \qquad K_5 = 1.8$$

$$Hrs = \frac{1.8 * 2.991^2}{2 * 9.81}$$
$$Hrs_4 = 0.8207m$$

Al realizar la sumatoria de los valores de las pérdidas que se producen en cada uno de los accesorios se tiene:

$$Hrs = 0.01824\ m + 0.0456\ m + 0.1094\ m + 0.1254\ m + 0.8207\ m$$

$$Hrs = 1.11934\ m$$

Una vez determinado los valores de la altura bruta, perdidas primarias y secundarias encontramos la altura neta mediante la ecuación (**2.13).**

$$Hn = Hb - Hrp - Hrs \qquad \textbf{(2.13)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación **(2.13)** tenemos:

$$Hn = 13.6m - 2.3514\ m - 1.11934\ m$$

$$Hn = 10.129\ m$$

Conociendo la altura neta determinamos la potencia hidráulica la misma que se calcula con la ecuación **(2.14)**.

$$Ph = g * Q * Hn \qquad (Kw) \tag{2.14}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación **(2.14)** se tiene:

$$Ph = 9.81 * 0.026 * 10.129$$
$$Ph = 2.58\,Kw$$

Para determinar la potencia a generar en el sistema utilizamos la ecuación **(2.15).**

$$P = \eta_T * \eta_G * \eta_{Tr} * Ph \ (Kw) \tag{2.15}$$

Donde: Rendimiento de la turbina es: $\eta_T = 0.7$

Rendimiento del generador es: $\eta_G = 0.96$

Rendimiento de la transmisión es: $\eta_{Tr} = 0.92$

TABLA VII. Eficiencia del grupo generador

Tabla 4.2 **Eficiencia del grupo de generación (η_{GR})**

Potencia (kW)	TIPO DE TURBINA			
	PELTON	MICHELL-BANKI	FRANCIS	AXIAL
<50	58-65%	54-62%	59-65%	58-66%
51-500	65-69	62-65	66-70	66-70
501-5000	69-73	65*	70-74	70-74

* Limitación por máxima potencia de 1000 kW.
Fuente: ONUDI Mini Hydro Power Stations. UNIDO/OS 225. Viena (1981).

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación **(2.15)** se tiene:

$$P = 0.7 * 0.96 * 0.92 * 2.58$$

$$P = 1.59\,Kw$$

Como esta potencia no cubre nuestra demanda realizamos el cálculo para una tubería de mayor diámetro.

Tomamos un diámetro comercial de 6 in para una tubería de PVC, en donde, de acuerdo a los fabricantes para este tipo de tubería se tiene los siguientes parámetros**:**

TABLA VIII. Características de tuberías PVC plastidor **[5]**

Diám. Exterior (mm)	Diám. Interior (mm)	Espesor (mm)	Presón de Trabajo (Mpa)
160	153,8	3,1	0,5

2.6.8.- Cálculo del espesor de pared de la tubería de presión [3]

El espesor de tubería se determina con base en el golpe de ariete para lo cual realizamos el cálculo de los siguientes parámetros:

- La caída total en la tubería cuando ocurren golpes de ariete se determina con la ecuación **(2.16)**:

$$h_t = \Delta h + h_b \qquad \textbf{(2.16)}$$

Donde: h_t = Caída total en la tubería (m)
Δh = Presión transitoria (m)
h_b = Altura bruta (m)

Como nuestra central es de pequeña escala no consideramos el golpe de ariete, debido a que solo se da, cuando hay paradas bruscas del sistema, entonces la presión transitoria en la tubería de presión va a ser cero, por lo que la caída total en la tubería será igual a la altura bruta.

$$h_t = h_b = 13.5m$$

TABLA IX. Propiedades físicas de materiales para tuberías

Material	**Módulo de Young GN/m^2**	**Coef. Exp. Lineal m/mºC**	**Esfuerzo de rotura MN/m^2**	**Densidad KN/m^3**
Acero bajo % C	207	12 x 10^{-6}	350	78.6
PVC	2.75	54 x 10^{-6}	28	14
Polietileno	0.19 – 0.78	140 x 10^{-6}	5.9 – 8.8	9.4
Hierro dúctil	170	11x 10^{-6}	310 - 520	70

- Determinamos el espesor teórico de pared (T), con la ecuación **(2.17)**:

$$T = \frac{5 * f_s * h_t * 10^6 * D_i * k_j}{S} + K_c \qquad \textbf{(2.17)}$$

Donde: f_s = Factor de seguridad

k_j = 1. Factor por tipo de junta

K_c = 1 mm. Factor por corrosión

S = 28 M Pa Esfuerzo de rotura

El factor de seguridad recomendado para este cálculo debe ser mayor a 3, entonces consideramos un f_s = 4.

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación **(2.17)** se tiene:

$$T = \frac{5 * 4 * 13.5 * 10^6 * 0.1538 * 1}{28 * 10^6} + 1$$

$$T = 2.483 mm$$

El espesor de tubería calculado es menor que el seleccionado, por lo que realizamos los cálculos respectivos para determinar las pérdidas por fricción.

2.6.9.- Cálculo de pérdidas por fricción.

Determinación de la velocidad de flujo en la tubería de presión.

Para un caudal de $Q = 26\ {}^{l}\!/_{s} = 0.026\ {}^{m^3}\!/_{s}$

En la ecuación **(2.7)** reemplazamos los valores conocidos:

$$V = \frac{4 * 0.026}{\pi * 0.1538^{2}}$$

$$V = 1.4\ {}^{m}\!/_{s}$$

Determinamos la rugosidad relativa con la ecuación **(2.8).**

$$\mathbf{S}= \frac{K}{D_i} = \frac{0.003}{153.8} = 1.95 * 10^{-5}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación **(2.9),** determinamos el número de reynolds:

$$\mathrm{Re} = \frac{1.4 * 0.1538}{1.308 * 10^{-6}}$$

$$\mathrm{Re} = 1.646 * 10^{5}$$

Con la rugosidad relativa y el número de reynolds en el diagrama de moody hallamos el factor de fricción f que es igual a $f = 0.016$

Remplazando los parámetros conocidos en la ecuación **(2.10)** se tiene las pérdidas primarias**:**

$$Hrp = \frac{0.016 * 30 * 1.4^{2}}{2 * 9.81 * 0.1538}$$

$$Hrp = 0.3117m$$

Las pérdidas secundarias para los accesorios utilizados se determinan con la ecuación **(2.12).**

Pérdidas por conexión de la tubería de presión con la cámara de carga:

$$Donde:\ K_1 = 0.04$$
$$Hrs = \frac{0.04 * 1.4^2}{2 * 9.81}$$
$$Hrs_1 = 0.0039m$$

Pérdidas en la válvula de compuerta:

$$Donde:\ K_2 = 0.1$$
$$Hrs = \frac{0.1 * 1.4^2}{2 * 9.81}$$
$$Hrs_2 = 0.0099m$$

Pérdidas por acoplamientos de la tubería de presión:

$$Donde:\ K_3 = 0.04$$
$$Hrs = 6 * \frac{0.04 * 1.4^2}{2 * 9.81}$$
$$Hrs_3 = 0.0258m$$

Pérdidas en la reducción de 6 a 3 in:

$$Donde:\ K_4 = 0.375$$
$$Hrs = \frac{0.375 * 1.4^2}{2 * 9.81}$$
$$Hrs_4 = 0.04m$$

Pérdidas en la rejilla:

$$Donde:\ K_5 = 1.8$$
$$Hrs = \frac{1.8 * 1.4^2}{2 * 9.81}$$
$$Hrs_5 = 0.1938m$$

Al realizar la sumatoria de las pérdidas en los accesorios se tiene:

$$Hrs = 0.0039\,m + 0.0099\,m + 0.0258\,m + 0.04\,m + 0.1938\,m$$
$$Hrs = 0.273\,m$$

Reemplazando los parámetros determinados en la ecuación **(2.12)** hallamos la altura neta:

$$Hn = 13.6m - 0.3117\,m - 0.273\,m$$
$$Hn = 13.01m$$

Con los valores calculados reemplazamos en la ecuación **(2.13)** y determinamos la potencia hidráulica:

$$Ph = 9.81 * 0.026 * 13$$
$$Ph = 3.31Kw$$

Conocido la potencia hidráulica y los respectivos rendimientos determinamos la potencia a generar con la ecuación **(2.14),** en donde se tiene:

$$P = 0.7 * 0.96 * 0.92 * 3.31$$
$$P = 2.046\,Kw$$

Esta potencia es menor que la potencia de demanda, pero la potencia de demanda está determinada para condiciones extremas en donde todos los elementos eléctricos se encuentren encendidos o en funcionamiento, cosa que no sucedería, razón por la cual esta potencia determinada satisface todas las necesidades para la hacienda la Isabela de Sasapud.

También cabe indicar que una vez calculado las pérdidas de carga, la más importante es la ocasionada por el rozamiento contra las paredes de la tubería de presión, que es función de la velocidad del flujo, por eso al incrementar el diámetro de la tubería las pérdidas disminuyen considerablemente, aunque se tiene la desventaja de que el coste de la tubería se incremente, por tal razón la selección del diámetro de la tubería es un compromiso entre disminución de pérdidas y aumento del coste.

CAPÍTULO III

3.- OBRAS CIVILES

3.1.- OBRAS DE CAPTACIÓN. [3][8][9]

Se denominan obras de captación o bocatomas a toda estructura hidráulica construida sobre el cauce de un río o canal cuya función es regular y captar un determinado caudal de agua, en este caso, para la producción de energía sea esta mecánica o eléctrica, aprovechando la fuerza de la gravedad.

Podemos encontrar diferentes tipos de obras de captación, pero principalmente se los agrupa en dos:

- Por derivación directa.
- Con almacenamiento de agua.

Para nuestro proyecto se utiliza la captación por derivación directa, por ser un proyecto de generación pequeña.

3.1.1.- Obras de captación directa.

El agua se capta sin almacenarla, para esto, el caudal que circula por el río o canal debe ser casi constante durante todo el año y mayor que el caudal de captación. Este tipo de obra no representa mayor costo.

3.1.1.1.- Diseño de la compuerta

El diseño de la compuerta se lo realizó con el mismo principio de funcionamiento del azud en donde el azud es un tipo de barraje (una presa vertedora) cuya función es captar y derivar el agua excedente o de avenidas que no deben entrar en el sistema. Es represa porque eleva el nivel del agua, y vertedora porque deja pasar el agua no captada.

La compuerta debe tener la menor altura posible a fin de que la perturbación causada afecte en grado mínimo el régimen natural del canal.

Los parámetros que se conoce para determinar la altura máxima que debe tener la compuerta son:

- Caudal del canal

$$Q_{max} = 300\ l/s = 0.3\ m^3/s$$

- Ancho del canal

$$b = 70\,cm = 0.7\,m$$

- Altura estimada de la compuerta

$$H = 40cm$$

3.1.1.2.-Determinación de la altura de carga (h). [3]

Para este cálculo utilizamos la ecuación del vertedero, la misma que toma en consideración la velocidad de acercamiento del agua hacia la compuerta, para lo cual se utiliza la ecuación (**3.1**):

$$Q = \frac{2}{3}\left(\mu b\sqrt{2g}\right)\left[\left(h+\frac{V^2}{2g}\right)^{3/2} - \left(\frac{V^2}{2g}\right)^{3/2}\right] \qquad \textbf{(3.1)}$$

Donde: μ=coeficiente del vertedero (μ=1)
h= altura de carga hidráulica o tirante de agua sobre la compuerta (m)
V= 2 m/s velocidad de acercamiento del canal

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación **(3.1)** se tiene:

$$0.3 = \frac{2}{3}\left(1*0.7*\sqrt{2*9.81}\right)\left[\left(h+\frac{1.4045^2}{2*9.81}\right)^{3/2} - \left(\frac{1.4045^2}{2*9.81}\right)^{3/2}\right]$$

$$h = 0.276\,m$$

$$h = 27.6cm$$

La altura de carga determinada sumamos a la altura estimada para la compuerta, encontrando la profundidad **t** en donde se tiene:

$$t = 40 + 27,6\ 8 = 67,6 \text{ cm.}$$

Ésta sumatoria nos da un valor menor al de la altura del canal que es de 70cm, por lo que la altura estimada para la compuerta será la misma.

3.1.1.3.-Cálculo del espesor de la compuerta. [9][10]

Consideremos una zona de la plancha de 0,01 m de altura a la profundidad t como se muestra en la figura 7:

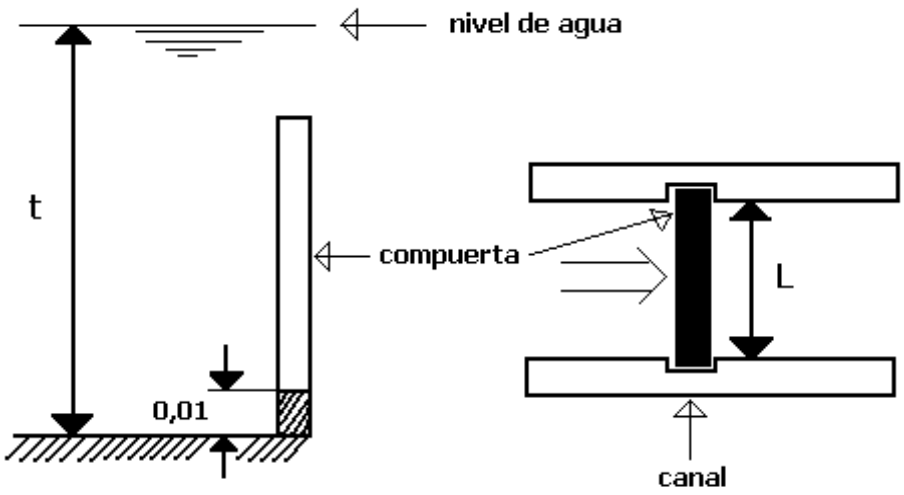


Figura Nº 7. Espesor de la compuerta

Suponemos la presión del agua uniformemente repartida sobre esta zona, es decir, que el trapecio de carga se convierte en rectángulo, para lo cual la luz de la compuerta es L que es igual al ancho del canal.

En donde, la presión total sobre dicha zona será:

$$P = L * 0,01 * t * 1000 = 10 * L * t \qquad \textbf{(3.2)}$$

Donde: P = Presión total en la zona indicada

L = Luz de la compuerta

t = Profundidad.

Como dicha zona forma una viga apoyada en sus extremos con carga total uniformemente repartida P; el momento flector máximo será:

$$M = \frac{P * L}{8} \qquad \textbf{(3.3)}$$

También se tiene que:

$$M = \frac{R * I}{c} \qquad \textbf{(3.4)}$$

En donde para el rectángulo de la zona considerada se tiene:

$$\frac{I}{c} = \frac{1/12 * 0{,}01 * e^3}{e/2} = \frac{1}{6} * 0{,}01 * e^2 \qquad \textbf{(3.5)}$$

Donde: M = Momento flector

R = Resistencia a flexión

c = Centro de gravedad.

e = Espesor de la plancha de acero.

Se utilizará una plancha de acero ASTM A-36 con un R = 400 N/mm^2. (40816326 Kg/m^2), y al igualar las ecuaciones **(3.3)** y **(3.4)** y sustituyendo los valores conocidos tendremos:

$$\frac{P * L}{8} = \frac{R * I}{c}$$

$$\frac{10 * L * t * L}{8} = \frac{1}{6} * 0{,}01 * e^2 * 40816326$$

De donde despejamos **e** y tenemos:

$$e = \sqrt{\frac{10 * L^2 * t * 6}{8 * 0{,}01 * 40816326}} \qquad \textbf{(3.6)}$$

Reemplazando los valores de L = 0.66 m, y t = 0,664 m, en la ecuación **(3.6)** se tiene un espesor de:

$$e = 0{,}0023 m$$
$$e = 2{,}3 mm$$

Como este espesor no es comercial tomamos una plancha con espesor de **3 mm** para la construcción de la compuerta.

3.1.1.4.-Mecanismo de elevación. [9]

Consiste en un husillo el cuál se diseña unido a la plancha metálica que penetra en una turca fija al puente, de modo que está sujeta solo a un movimiento de rotación impreso por los brazos que lleva, y se determina así el ascenso o descenso del husillo y plancha.

La compuerta será del tipo deslizante, por lo que para el diseño del husillo se debe determinar la resistencia que hay que vencer para la elevación y descenso de la misma.

La resistencia en este caso comprende dos términos: uno, corresponde al rozamiento en virtud de la presión hidráulica a que está sometida la compuerta; y otro, en el caso de elevación, debido al propio peso de ella, éste último término para el descenso se convierte en fuerza favorable.

La resistencia está dada por:

$$F = (H * A * k) + W \qquad \textbf{(3.7)}$$

$$F' = (H * A * k) - W \qquad \textbf{(3.8)}$$

Donde: F = Fuerza necesaria en toneladas para equilibrar las resistencias en el ascenso y F’ en el descenso.

A = Superficie de la compuerta, en metros cuadrados, expuesta a presión hidráulica.

H = Carga de agua sobre el centro de la compuerta, en metros.

K = Coeficiente de rozamiento estático.

W = Peso propio de la compuerta, en toneladas.

Reemplazando los siguientes valores en las ecuaciones **(3.7)** y **(3.8)**:

$A = 0,66*0,4 = 0,264\ m^2$.

$H = 0,464\ m$

$K = 0,3$

$W = 0,025\ ton$

Se tiene:

$F = 0,062\ ton = 62\ Kg.$

$F' = 0,012\ ton = 12\ kg.$

3.1.1.4.1.- Diseño del tornillo de potencia. [11][12]

Para el diseño del tornillo de potencia asumimos los siguientes parámetros:

El diámetro exterior: $d_e = 0,75$ pulgadas.

El número de entradas: $z = 1$ entrada.

Paso: $p = 0,2$ pulgadas

Con estos valores se determina el diámetro medio con la ecuación **(3.9)**:

$$d_m = d_e - p/2 \qquad \textbf{(3.9)}$$

Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación **(3.9)** se obtiene:

$d_m = 0,75 - 0,2/2$

$d_m = 0,65$ pulgadas.

El avance lo determinamos con la con la ecuación **(3.10)**:

$$l = z*p \qquad \textbf{(3.10)}$$

En donde al reemplazar los valores conocidos en la ecuación **(3.10)** se obtiene:

$$l = 1*0,2$$
$$l = 0,2 \text{ pulgadas}$$

El ángulo del filete lo determinamos con la ecuación **(3.11)** y remplazando los valores determinados se obtiene:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{l}{\pi * d_m}\right) \qquad \textbf{(3.11)}$$
$$\lambda = 5,594^{o}$$

El diámetro del núcleo lo determinamos con la ecuación **(3.12)**

$$dn = de - p \qquad \textbf{(3.12)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (**3.12**) se obtiene:

$$dn = 0,55 \text{ pulgadas.}$$

El tornillo está sujeto a torsión y tracción durante la elevación y no se consideró como fluctuante debido a que la compuerta no es de uso continuo.

La fuerza necesaria para la elevación es de 62 Kg = 136,65 lb.
La fuerza para el descenso es de 12 Kg = 26,45 lb.

Con las fuerzas encontradas determinamos los torques, a los que esta sometido el tornillo de potencia a la subida y bajada de la compuerta, con las ecuaciones (**3.13**) y (**3.14**):

$$Ts = F\frac{dm}{2}\left(\frac{l+\mu*\pi*dm}{\pi*dm-\mu*l}\right)+F\frac{dc*\mu c}{2} \quad \textbf{(3.13)}$$

$$Tb = F'\frac{dm}{2}\left(\frac{\mu*\pi*dm-l}{\pi*dm+\mu*l}\right) \quad \textbf{(3.14)}$$

Asumimos que el coeficiente de rozamiento, entre el filete del tornillo y la tuerca μ , y del collarín μc , es 0.15 y también que el diámetro de collarín es igual al diámetro exterior del tornillo, dc = 0,75 pulgadas.

Al reemplazar los valores en las ecuaciones (**3.13)** y **(3.14)** se obtiene:

Ts = 18,86 lb-plg

Tb = 0,441 lb-plg

Con los valores de $\lambda = 5{,}594^{o}$ y $\mu = 0.15$ obtenemos la autoblocancia del tornillo con el objetivo de asegurar que el tornillo no baje sin haberle aplicado el torque necesario, lo cuál comprobamos con la ecuación **(3.15).**

$$\mu > \tan\lambda \quad \textbf{(3.15)}$$

Al remplazar los valores en la ecuación (**3.15)** se obtiene:

$0{,}15 > \tan 5{,}594^{o}$

$0{,}15 > 0{,}097$

Como se puede observar si se cumple la autoblocancia por lo que se asegura lo anteriormente expresado.

Ahora si bien es cierto que el torque al subir y bajar cambia, no realizaremos el análisis como fluctuante ya que la compuerta no se usa de forma constante, entonces el diseño se lo realiza con el torque mayor y el esfuerzo se determina con la ecuación **(3.16):**

$$\tau_{xy} = \frac{16*Ts}{\pi*dn^{3}} \quad \textbf{(3.16)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (**3.16)** se obtiene:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 18{,}86}{\pi * 0{,}55^3}$$

$$\tau_{xy} = 577{,}62 psi$$

El esfuerzo por tracción se lo determina por medio de la ecuación (**3.17)**:

$$\sigma_t = \frac{Fs}{A} = \frac{4 * Fs}{\pi * dm^2} \qquad \textbf{(3.17)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (**3.17)** se obtiene:

$$\sigma_t = \frac{4 * 136{,}65}{\pi * 0{,}65^2}$$

$$\sigma_t = 412\ psi$$

Según el criterio de Von Misses Henky determinamos el esfuerzo equivalente utilizando la ecuación (**3.18)**:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_t^{\ 2} + 3\tau_{xy}^{\ 2}} \leq \frac{Sy}{n} \qquad \textbf{(3.18)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (**3.18)** se obtiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{412^2 + 3(577{,}62)^2}$$
$$\sigma_{eq} = 1081{,}98 psi$$

Se selecciona el material para la construcción del tornillo, el mismo que es un acero AISI 1030 con las siguientes características: Sut = 68 Kpsi y Sy = 37,5 Kpsi, con estos valores se determina el coeficiente de seguridad con el que trabajará el tornillo, y lo determinamos con la ecuación (**3.19)**.

$$\sigma_{eq} = \frac{Sy}{n} \qquad \textbf{(3.19)}$$

$$n = \frac{37500}{1081,98}$$

$$n = 34,65$$

3.1.1.4.2.-Diseño de la tuerca. [11][12]

Para el diseño de la tuerca asumimos como coeficiente de seguridad un valor de: n = 9 y el material igual al del tornillo, para lo cual se tiene:

Sy = 37500 psi.

Ssy = 0,577*37500 = 21637,5 psi.

Para este diseño consideramos a las cargas como si fuesen estáticas, en donde obtenemos:

3.1.1.6.1.-Esfuerzo a cizalladura:

$$\tau_c = \frac{Fs}{Ac} = \frac{2 * Fs}{\pi * de * H} \qquad \textbf{(3.20)}$$

Donde: $\tau_c =$ esfuerzo cortante

H = altura de la tuerca

Reemplazando los valores determinados en la ecuación **(3.20)** obtenemos:

$$\tau_c = \frac{2 * 136,65}{\pi * 0,75 * H}$$

$$\tau_c = \frac{116,05}{H}$$

Para determinar H utilizamos la ecuación **(3.21)**:

$$\tau_c \leq \frac{Ssy}{n} \qquad \textbf{(3.21)}$$

Reemplazando los valores determinados en la ecuación (**3.21)** obtenemos:

$$\frac{116,05}{H} \leq \frac{Ssy}{n}$$

$$H = \frac{116,05 * 9}{21637,5}$$

$$H = 0,048in$$

3.1.1.6.2.-Esfuerzo por aplastamiento

$$\sigma_{aplas} = \frac{4 * p * Fs}{\pi(de^2 - dn^2) * H} \leq \frac{Sy}{n} \qquad \textbf{(3.22)}$$

Reemplazando los valores determinados en la ecuación (**3.22**) obtenemos:

$$\sigma_{aplas} = \frac{4 * 0,2 * 136,65}{\pi(0,75^2 - 0,55^2) * H} \leq \frac{Sy}{n}$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{133,9}{H} \leq \frac{Sy}{n}$$

Entonces:

$$\frac{133,9}{H} \leq \frac{Sy}{n}$$

$$H = \frac{133,9 * 9}{37500}$$

$$H = 0,032\,pu\lg adas$$

3.1.1.6.3.-Esfuerzo por flexión del filete:

$$\sigma_f = \frac{6 * Fs}{\pi * dm * H} \leq \frac{Sy}{n} \qquad \textbf{(3.23)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación **(3.23)** obtenemos:

$$\sigma_f = \frac{6 * 136,65}{\pi * 0,65 * H} \leq \frac{Sy}{n}$$

$$\sigma_f = \frac{401,71}{H} \leq \frac{Sy}{n}$$

$$\frac{579,96}{H} \leq \frac{37500}{9}$$

$$H = \frac{401,71 * 9}{37500}$$

$$H = 0,096\, pu\lg adas$$

Una vez realizado este análisis tomamos la mayor altura de todas es decir 0,096 pulgadas pero por ser una medida demasiada pequeña se asume una tuerca de 1 pulgada de altura.

3.2.- SISTEMA DE CONDUCCIÓN. [3][9]

Como su nombre lo indica se encarga de conducir el caudal de agua necesario desde la bocatoma hasta el tanque de presión.

Normalmente en una determinada instalación se puede adecuar diferentes tipos de canales, estos son:

- Canal de tierra sin revestimiento
- Canal de tierra con sello o revestimiento.
- Canal de mampostería o concreto.

- Acueductos: hechos de plancha de acero galvanizado, madera o tubos cortados por la mitad.

Para nuestro caso no se optó por ninguno de estos sistemas de conducción, debido al costo elevado que tiene su construcción, por ser un proyecto pequeño se decidió que el transporte de agua se efectúe por medio de tubería PVC de 6 pulgadas de diámetro, pero para aquello debemos asegurar que el caudal de diseño circule a través de ésta y llegue hasta el tanque de presión, es decir que a la tubería tenemos que darle la inclinación apropiada la que se calcula con la altura piezométrica.

3.2.1.- Línea o altura piezométrica. [13]

Si en cada punto a lo largo de un sistema de tuberías, se fija el término p/γ y se representa gráficamente como una distancia vertical por encima del centro de la tubería, el lugar geométrico de los puntos es la línea piezométrica. Más generalmente, la gráfica de los dos términos $\frac{p}{\gamma}+z$ como ordenada, y la longitud de la tubería como abscisa, produce la línea piezométrica como puede verse en la figura 8.

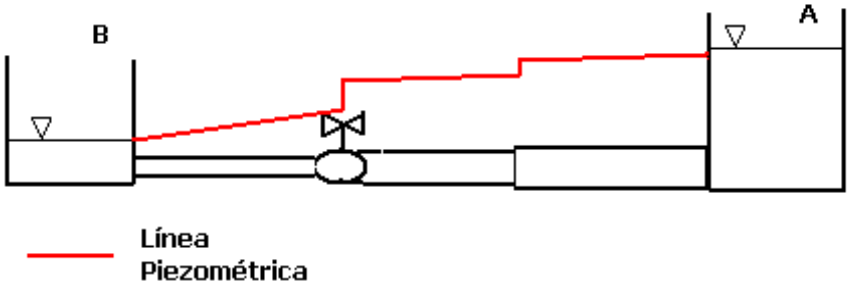


Figura Nº 8. Gráfica de la altura piezométrica.

La línea piezométrica, o nivel hidráulico, es el lugar geométrico de las alturas hasta el cuál subiría el líquido en tubos de vidrio verticalmente conectados a aberturas piezométricas de la tubería.

Cuando la presión de la tubería es menor que la atmosférica, p/γ es negativa y la línea piezométrica se encuentra por debajo de la tubería, y por lo tanto el líquido no llegará en la cantidad esperada.

Para determinar la altura piezométrica calculamos las pérdidas que se dan en la tubería de conducción, con la ecuación (**3.24)**.

$$Hrp = 0{,}08 * \frac{f * L * Q^2}{d^5} \qquad \textbf{(3.24).}$$

Donde: Hrp = Perdidas en la tubería, (m)

f = Factor de fricción.

L = 290m, longitud de tubería

Q = 0,026 m^3/s, caudal de diseño

D_i = 0,1526 m, diámetro interior de la tubería

Como el factor de fricción ya se determinó anteriormente para este diámetro de tubería se tiene que es igual a: $f = 0.016$

Reemplazando los parámetros anteriormente expuestos en la ecuación (**3.24)** se tiene:

$$Hrp = 0.08 * \frac{0.016 * 290 * 0.026^2}{0.1526^5}$$

$$Hrp = 3.032m$$

Una vez determinada las pérdidas primarias en la tubería de conducción, calculamos la línea piezométrica, desde un nivel de referencia (N.R.) dado en la figura 9, por medio de la ecuación (**3.25).**

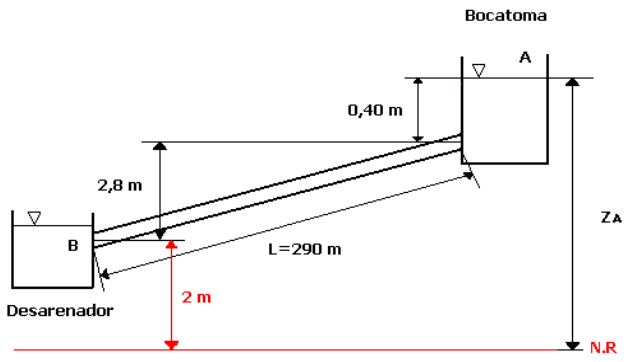


Figura Nº 9. Diagrama básico para el cálculo de la altura piezométrica

$$\frac{P_A}{\gamma}+\frac{V_A^2}{2g}+Z_A=\frac{P_B}{\gamma}+Z_B+\frac{V_B^2}{2g}+Hrp+\frac{1}{2}\frac{V_B^2}{2g}+0{,}1\frac{V_B^2}{2g} \quad \textbf{(3.25)}$$

Donde:

$\frac{P_A}{\gamma} = 0$

$\frac{V_A^2}{2g} = 0$

$Z_A = 5{,}2$ m.

$V_B = 1.4325$ m/s.

Hrp = 3.032 m.

g = 9.8 m/s^2.

Remplazando los parámetros conocidos en la ecuación (**3.25**) se tiene que la línea piezométrica en el punto B es:

$$\frac{P_B}{\gamma}+Z_B = 5{,}2-3.032-\frac{1.4325^2}{2*9.81}-\frac{1.4325^2}{2*2*9.81}-0.1*\frac{1.4325^2}{2*9.81}$$

$$\frac{P_B}{\gamma}+Z_B = 2.005$$

A este valor le restamos la altura del nivel de referencia (NR) al punto B, obteniendo.

$$\frac{P_B}{\gamma}+Z_B = 0.005 \qquad \text{positiva.}$$

Con esto se demostró que el agua llegará al desarenador en la cantidad esperada (26 l/s) y también que la tubería de conducción debe tener un desnivel de 2,8 m (pendiente aproximada del 1%) de no ser así, claro que llegará agua pero no, el caudal esperado.

3.3.-DIMENSIONAMIENTO DEL DESARENADOR. [3]

El agua captada del canal y conducida a la turbina transporta pequeñas partículas de materia sólida en suspensión compuesta de materiales abrasivos (como la arena) que ocasionan el rápido desgaste de los álabes de la turbina. Para controlar el porcentaje de este material se usan los desarenadores.

En ellos la velocidad del agua es reducida con el objeto de que las partículas de arena o cualquier otro compuesto sólido, se decanten en el fondo, de donde podrán ser removidas oportunamente a través de una compuerta o tubo ubicado en el fondo del desarenador.

Para determinar las dimensiones del desarenador utilizamos las ecuaciones (**3.26) y (3.27)**:

$$W = \frac{Q}{V_H * d_d} \qquad \textbf{(3.26)}$$

$$L_d = \frac{V_H}{V_d} * d_d * f \qquad \textbf{(3.27)}$$

Donde: W = Ancho del desarenador, (m).

L_d = Longitud del desarenador, (m).

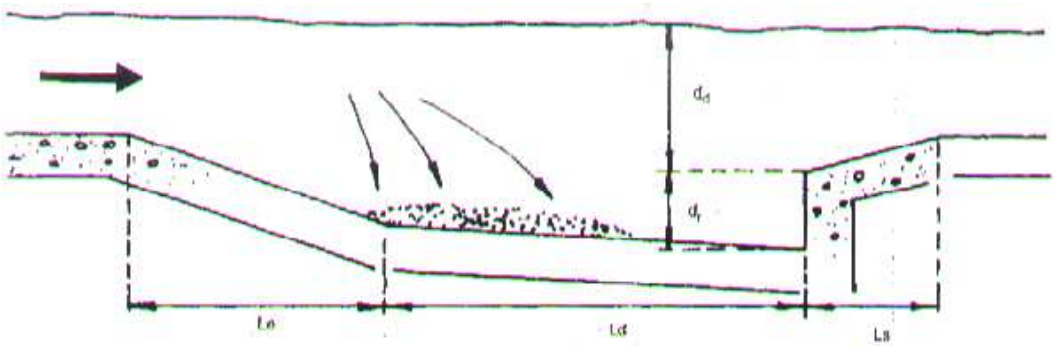
Q = Caudal de diseño, (m^3/s).

V_H= Velocidad horizontal del agua en el desarenador, (m/s).

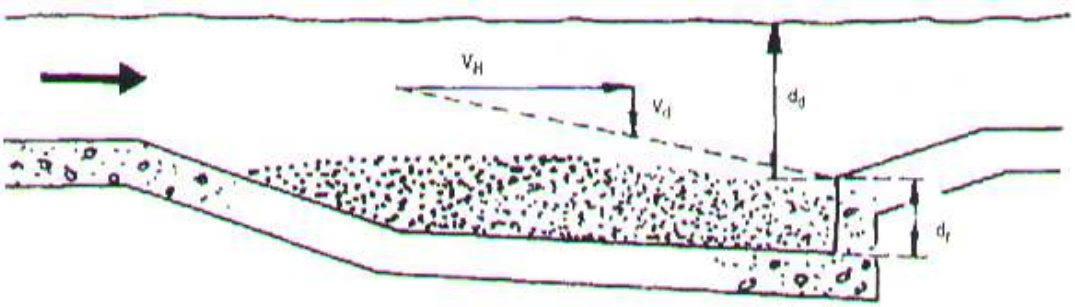
V_d= Velocidad de decantación de la partícula, (m/s).

d_d= Profundidad de decantación, (m)

f = Factor de seguridad se recomienda de 2 a 3.



a)



b)

Figura Nº 10. Medidas fundamentales del desarenador.

Los datos disponibles para realizar el cálculo respectivo son los siguientes:

$Q = 0{,}026\ m^3/s.$

$V_H < 0{,}2$ m/s, para nuestro caso 0,1 m/s asumido.

$V_d = 0{,}03$ m/s para tamaño de partícula 0,3mm

$d_d = 0{,}3$ m, se recomienda valores menores a 1 m.

$f = 2{,}25$

Reemplazando los parámetros conocidos en las ecuaciones **(3.26) y (3.27)** se tiene:

$W = 0{,}866$ m. $\qquad L_d = 2{,}25$ m.

Para cálculo de la profundidad mínima de recolección d_r con una inclinación recomendada para el diseño de desarenadores que oscila entre 2 a 6º, a partir de la longitud de entrada l_e en donde se recomienda una inclinación de 12º a 30º, tenemos:

$$d_r = Ld * \tan 6 \qquad \textbf{(3.28)}$$

Obteniendo:

$d_r = 26{,}28$ cm

Se tomará un ancho para el desarenador de 1m y una profundidad de recolección de 0,45m con la finalidad de aumentar la capacidad del tanque, no tener que realizar la limpieza

del mismo con tanta frecuencia debido a los sólidos que puedan acumularse en la zona de recolección y por facilidad constructiva.

En lo que tiene que ver con la longitud de entrada L_e se recomienda que sea lo mejor diseñada posible para conseguir una corriente uniforme es decir para evitar la turbulencia. Para lo cual utilizaremos la ecuación **(3.29**) **[1].**

$$Le = \frac{W - W'}{2\tan\alpha} < \frac{1}{3} Ld \qquad \textbf{(3.29)}$$

Donde: W = Ancho del desarenador en m. (1m)

W' = Ancho del canal de conducción en m. (el ancho de la tubería 0,16m)

α = Ángulo de entrada al desarenador. (30º Estimado).

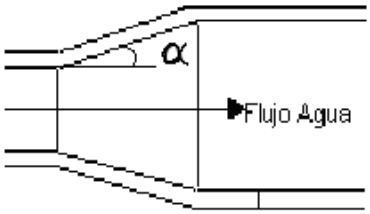


Figura Nº 11. Ángulo de entrada del desarenador

Entonces reemplazo los valores indicados en la ecuación **(3.29)**:

$$L_e = 0{,}73 \text{ m} < \frac{1}{3} * 2{,}25$$

$$L_e = 0{,}73 \text{ m} < 0{,}75$$

Se construirá el desarenador con una longitud de entrada de 0,75 m.

3.3.1.- Cálculo de las paredes del tanque. [14][15]

Este cálculo es para determinar de que material se construirán las paredes del tanque, para ello debemos encontrar la presión en el fondo del mismo con la ecuación (**3.30).**

$$P_T = P_A + (\rho * g * h) \qquad \textbf{(3.30)}$$

Donde: P_T = presión en el fondo del tanque.

P_A = presión atmosférica (0,01KN/cm^2).

ρ = densidad del agua (kg/m^3)

g = gravedad (9,8 m/s^2)

h = altura (1m).

Al sustituir los datos en la ecuación (**3.30)** obtenemos:

$$P_T = 0{,}011 \text{ KN/cm}^2.$$

Como la resistencia del ladrillo es 1,7 KN/cm^2 $\geq$ 0,011 KN/cm^2.

Entonces las paredes del tanque pueden ser hechas de ladrillo. Hay que señalar también que las paredes estarán enterradas.

3.4.-DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE PRESIÓN. [3][8][9]

El tanque de presión o de carga debe cumplir con las siguientes funciones:

- Permitir la conexión entre el sistema de conducción y la tubería de presión.
- Producir la sedimentación y eliminación de materiales sólidos que vienen por la tubería de conducción.
- Impedir la entrada en la tubería de presión, materiales sólidos de arrastre y flotantes.
- Mantener sobre la tubería de presión una altura de agua suficiente para evitar la entrada de aire a la misma.

En el dimensionamiento del tanque de presión se debe considerar principalmente el volumen y la altura mínima del agua sobre la tubería de presión.

3.4.1.- Volumen del tanque de presión. [9]

Necesitamos determinar el volumen del tanque de presión con el fin de mantener constante el caudal que entra a la tubería de presión, para evitar el ingreso de aire a la misma, y lo determinamos con la ecuación **(3.31)**:

$$V = \frac{0{,}693 * A * V_0^2}{i * g} \qquad \textbf{(3.31)}$$

Donde: V = Volumen del tanque, (m^3).

A = Sección del canal o tubería de conducción, (m^2).

V_0 = Velocidad del agua en la conducción, V_0= Q/A (m/s)

g = 9,8 m/s^2, Aceleración de la gravedad, (m/s^2).

i = 1% = 0.01, Pendiente

Como utilizamos una tubería de 6 pulgadas para la conducción del agua, la misma que tiene un diámetro interior D = 0,152 m, se determina el área con la ecuación **(2.7)** y la velocidad con la ecuación **(2.6)**.

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0{,}1538^2}{4}$$

$$A = 0{,}01858\, m^2$$

$$V_0 = \frac{Q}{A}$$

$$V_0 = \frac{0\,,026}{0\,,01858}$$

$$V_0 = 1\,,4\ \frac{m}{s}$$

Remplazando los datos obtenidos del área y velocidad en la ecuación (**3.31)** el volumen del tanque es:

V = 0,257 m^3.

3.4.2.- Altura mínima de agua sobre la tubería de presión. [9]

El costo de la estructura del tanque de presión aumenta con el incremento de la profundidad a la que está colocada la salida de la tubería de presión, por esta razón para una máxima economía ésta debe estar lo más alta posible. Pero por otro lado, esta situación es un poco peligrosa debido a que se pueden formar remolinos que permitan la entrada de aire a la tubería ocasionando problemas en la misma y afectando la eficiencia de la turbina. El problema entonces consiste en establecer que altura bajo el nivel del agua debe quedar la parte superior de la tubería considerando el aspecto económico y evitando la zona en que se producen remolinos para alcanzar una buena eficiencia hidráulica.

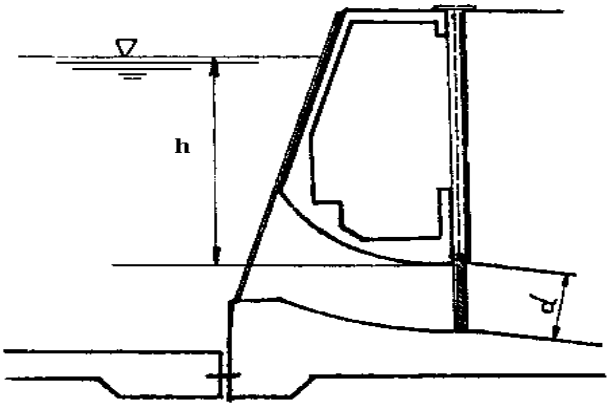


Figura Nº 12. Altura mínima de agua sobre la tubería de presión

La altura mínima de agua sobre la tubería de presión se puede calcular con las ecuaciones (**3.32) y (3.33)**:

Para salida frontal de flujo. $h = 0{,}543 * V * \sqrt{d}$ **(3.32)**

Para salida lateral de flujo $h = 0{,}724 * V * \sqrt{d}$ **(3.33)**

Donde: h = Altura mínima, (m)
V = Velocidad en la tubería de presión, (m/s).
D = Diámetro interior de la tubería de presión, (m)

La salida estará en la parte lateral, por lo que utilizamos la ecuación (**3.33)** obteniendo:

h = 0,40 m

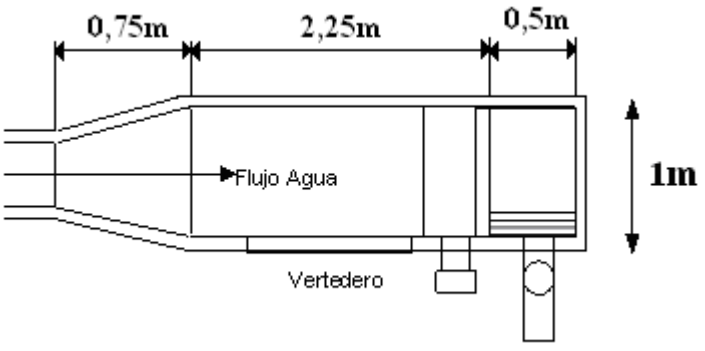


Figura Nº 13. Desarenador y tanque de presión

Debido a que en nuestro proyecto se construirá el desarenador seguido inmediatamente el tanque de presión tal como se puede apreciar en la figura 13, como ya se cálculo el ancho del tanque y la altura, determinamos el largo del mismo con la ecuación (**3.34)**:

$$V = l_t * W * h_t \qquad \textbf{(3.34)}$$

Donde: V = Volumen del Tanque, (m^3).
l_t = Longitud del tanque, (m).
W = Ancho del tanque, (m).
h_t = Altura total del tanque, (m)

Al disponer ya la altura del desarenador que es de 0,75m que resultan de la suma de la profundidad de decantación y de recolección se tomara esta misma para el tanque de presión.

Despejando la longitud del tanque de la ecuación **(3.34)** se tiene:

$$l_t = \frac{V}{W * h_t} \qquad \textbf{(3.35)}$$

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación (**3.35)**, se tiene que la longitud del tanque de presión es:

l_t = 0,35 m.

Para mayor facilidad en la construcción y debido a que esta distancia encontrada es la mínima con la que se puede construir, se tomará un $l_t = 0{,}5m$.

3.4.3.- Distancia entre las rejillas. [1] [9]

La distancia entre rejillas depende del tipo de turbina que se utilizará, en el caso de la turbina pelton; la distancia (S) no debe ser mayor a la mitad del diámetro del inyector. Si se usa una válvula de aguja debe ser un cuarto de éste.

Por tener a disposición una turbina pelton con un inyector cuyo diámetro es de 45mm y además posee una válvula de aguja, se toma una distancia entre rejillas de:

$$S = 15 \text{ mm.}$$

Las rejillas deben tener una inclinación con respecto a la horizontal, como puede observarse en la figura 14, para facilitar la limpieza:

$$A = 50 – 55^{o} \text{ para limpieza a mano.}$$
$$A = 70 – 56^{o} \text{ para limpieza mecánica.}$$

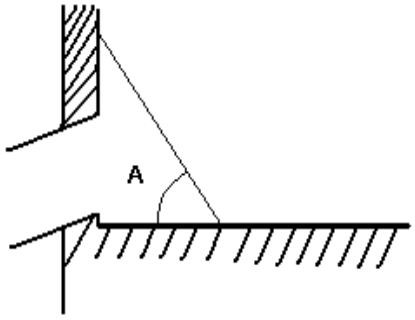


Figura Nº 14. Inclinación de la rejilla

En nuestro proyecto la limpieza se la realizará a mano, en cuyo caso la rejilla tendrá una inclinación de 50º.

3.5.- CASA DE MÁQUINAS. [8][16]

La casa de máquinas es el lugar destinado para la ubicación de la turbina, generador y los demás equipos que puedan usarse para la generación y protección del sistema.

Para el área de la casa de máquinas, en el caso de las picocentrales hidroeléctrica se establece una estandarización de dimensiones de acuerdo a rangos de potencias:

De 5 a 30 [kW]: 3,00 [m] a 4,50 [m]

La ubicación de la turbina y del generador debe estar bien definida y puede verse en la figura 15.

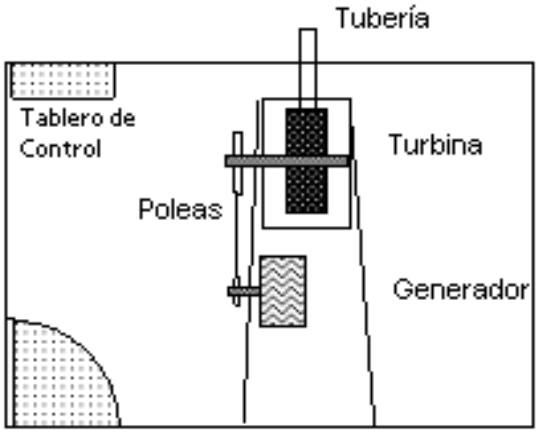


Figura Nº 15. Ubicación del sistema de generación en la casa de máquinas

3.5.1.- Cimentación. [8][17][18]

Las bases sobre las cuales se apoya el equipo electromecánico constituyen los cimientos.

Estos deben transmitir las cargas al terreno y aislarlo de los agentes destructivos como la humedad, agua, lodos, etc, y resistir su propio deterioro.

Se ha creído conveniente construir de concreto las columnas en las que se apoyará la turbina y generador, en forma aislada e independiente de las paredes que soportan la carcaza.

3.5.1.1.- Resistencia de las columnas.

- **Para soporte de la turbina.**

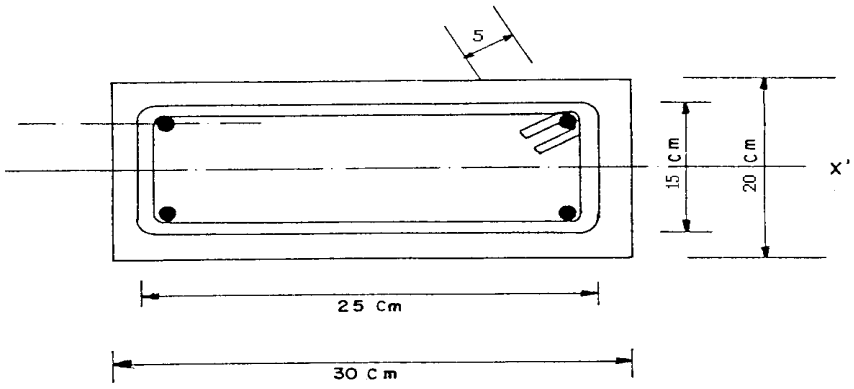


Figura Nº 16. Descripción de la sección de la columna.

Para una sección de la columna figura 16 de (20x30) cm^2 y cuatro varillas de 10 mm, la sección efectiva del concreto, o sea sin recubrimiento es de 15 x 25 cm^2; **Ac = 375 cm^2.**
El área del acero es:

$$A_s = 4 * \frac{\pi * 1^2}{4} \qquad \textbf{(3.36)}$$

As = 3.14 cm^2.

El coeficiente de trabajo fc para la compresión plena del concreto es:

$$fc = 0{,}225 \text{ x } f'c \qquad \textbf{(3.37)}$$

Donde: f'c = es la última resistencia del concreto o coeficiente de ruptura, en nuestro caso se trata de concreto simple con:

$$f'c = 210 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces:

$$fc = 0{,}225 \text{ x } 210.$$

fc = 47,25 kg/cm^2.

El módulo de elasticidad del acero es: Es = 2,1 x 10^6 kg/cm^2.
El módulo de elasticidad del concreto se determina por la figura 17.

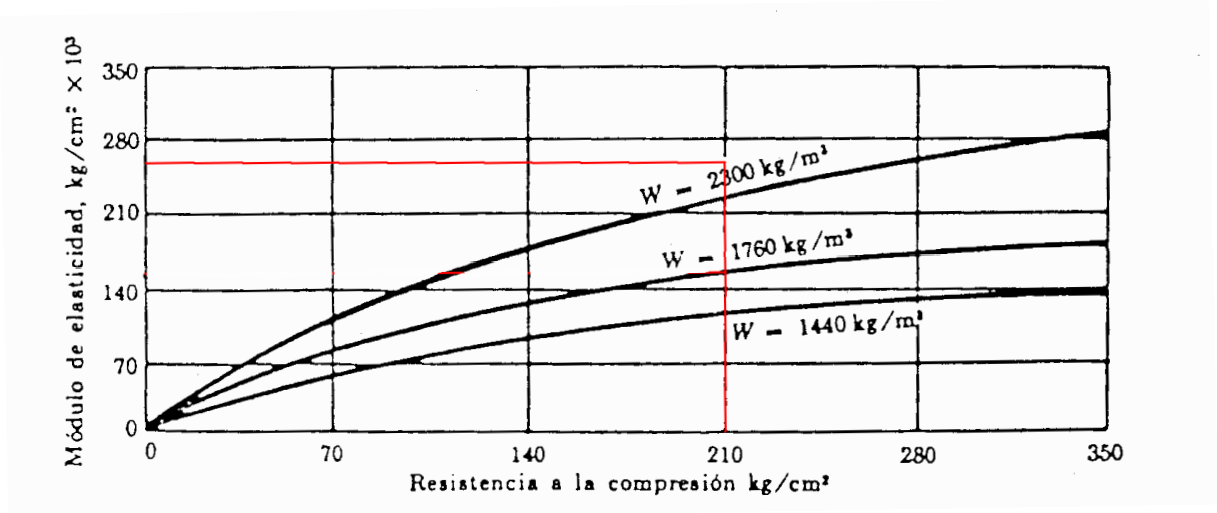


Figura Nº 17. Módulo de elasticidad del concreto

W es el peso unitario del concreto, se toma de 2400 kg/m^3 y f'c es 210 kg/cm^2
Obtenemos un módulo de elasticidad para el concreto de 250 x 10^3 kg/cm^2.

La relación de módulos de elasticidad es.

$$n = \frac{Es}{Ec} = \frac{2{,}1x10^6}{250x10^3} = 8.4$$

Por seguridad se sugiere hacer trabajar al hierro **"fs"** a n-1 veces el coeficiente de trabajo del concreto, más 600 kg/cm^2, pero sin pasar el coeficiente máximo de trabajo atribuido al acero que es 2800 kg/cm^2.

$$fs = (n-1)x\ fc + 600$$
$$fs = 7.4*47{,}25 + 600$$

fs = 949,65 kg/cm^2.

La carga que puede soportar la columna se determina por la ecuación (**3.38)**.

$$P = Ac * fc + As * fs \qquad \textbf{(3.38)}$$

Remplazando los valores encontrados, en la ecuación **(3.38)** se tiene:

$$P = 375*47{,}25 + 3{,}14*949{,}65$$

$$P = 20700{,}65kg$$

- **Para soporte del generador.**

Para determinar la carga que puede soportar la base del generador encontramos el área Ac que será igual a:

$$Ac = 55x55 = 3025\ cm^2.$$

Como ya se dispone los datos fc, fs y As que son los mismos del cálculo anterior, remplazamos los valores en la ecuación (**3.38)** y tenemos:

$$P = 145913.15 \text{ kg}$$

3.5.2.- Canal de descarga. [9][3]

El canal de descarga permite el flujo del agua sin ningún problema, desde la salida de la turbina hasta el canal principal aguas abajo, para luego ser utilizada en el riego como es común en esta zona.

Para evitar la erosión del canal de descarga se debe asegurar su estabilidad y resistencia, utilizando los materiales adecuados.

Para determinar al área que deberá tener el canal de descarga utilizamos la ecuación (**3.39)**.

$$A = \frac{Q}{V} \qquad \textbf{(3.39)}$$

Donde: A = Área del canal

Q = Caudal que sale de la turbina (26 l/s).

V = Velocidad recomendada del agua según tabla **X**

Tabla X. Velocidades máximas del agua.

Material	**Velocidad máxima**	
	Menos de 0,3m de profundidad	**Menos de 1.0m de profundidad**
Arena	0.3 m/s	0.5 m/s
Greda Arenosa	0.4 m/s	0.7 m/s
Greda	0.5 m/s	0.8 m/s
Greda de Arcilla	0.6 m/s	0.9 m/s
Arcilla	0.8 m/s	2.0 m/s
Mampostería	1.5 m/s	2.0 m/s
Concreto	1.5 m/s	2.0 m/s

Como el canal es de concreto se tomará una velocidad de 1.5 m/s y un caudal de 26 l/s.

Remplazando los datos en la ecuación (**3.39)** obtenemos:

$$A = 0{,}01733\ m^2.$$

Para encontrar la altura del canal utilizaremos la ecuación (**3.40)** debido a que el canal será de forma rectangular.

$$H = \sqrt{\frac{A}{2}} \qquad \textbf{(3.40)}$$

Obteniendo:

$$H = 0{,}093 \cong 10\ cm$$

El ancho del canal se determina con la ecuación (**3.41).**

$$B = 2H \qquad \textbf{(3.41)}$$

Obteniendo:

$$B = 0{,}186 = 18{,}6\ cm$$

3.5.2.1.-Borde libre. [3]

Es la distancia vertical que hay entre el nivel normal del agua al extremo superior de las paredes del canal. Su objetivo es evitar que el canal se rebalse cuando ingrese mayor cantidad de agua que la proyectada, ya que ello podría producir que la casa de maquinas se llene de agua y por lo tanto causar daños. El borde libre es normalmente un tercio del tirante de agua ó 0,15 m, escogiendo el mayor por seguridad.

Para determinar el borde libre del canal de descarga lo realizamos por medio de la ecuación **(3.42).**

$$B_1 = \frac{1}{3} * H \qquad \textbf{(3.42)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación **(3.42)** se tiene:

$$B_1 = \frac{1}{3} * 0.093$$

$$B_1 = 0.031m$$

Como el borde libre B_1 es menor que 0,15 m, tomamos el valor mayor, obteniendo mayor seguridad en el canal, las dimensiones se pueden apreciar en la figura 18.

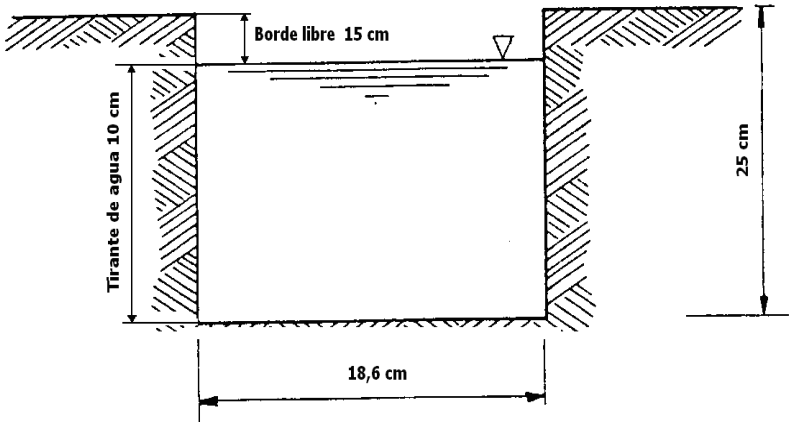


Figura Nº 18. Descripción geométrica del canal.

CAPÍTULO IV

4.- ANÁLISIS VERIFICATIVO DE LA TURBINA. [3][6]

La turbina de acción tangencial, llamada también de impulso (comúnmente conocida como pelton), que se utiliza en grandes y pequeñas centrales hidroeléctricas, en donde se aprovechan grandes saltos y pequeños caudales, está provista de una o más toberas cuya función es de regular y orientar uno o varios chorros de agua hacia las cucharas en la periferia de un disco, transmitiendo de esta forma potencia al eje de la turbina.

La principal ventaja de esta turbina radica en su buena eficiencia cuando opera a carga parcial reducida.

El análisis de la turbina utilizada en el proyecto tendrá carácter principalmente verificativo tanto de los parámetros hidráulicos como mecánicos, en donde en el primer caso se deberá comparar si las dimensiones de la turbina disponible satisfacen las necesidades para este nuevo proyecto y en el segundo caso se debe verificar si los elementos constitutivos de la turbina según el material y con las dimensiones con las que se haya construido soportan los nuevos esfuerzos a los que están sometidos.

Cabe recalcar que todo este análisis se lo realiza debido al hecho de que la turbina es de construcción artesanal y se encontraba instalada y operando en otro proyecto del cual fue desmontada porque la energía eléctrica s suministra del sistema nacional interconectado, de no ser así todo se limitaría a una simple selección de la turbina y generador de catálogos de fabricantes.

4.1.- PARÁMETROS INICIALES PARA LA VERIFICACIÓN. [19]

Para verificar si la turbina disponible es apta para funcionar en el actual proyecto, se requiere determinar sus principales parámetros, es decir la potencia máxima que va a desarrollar, el número de revoluciones con que va a girar y el caudal máximo que va a requerir para desarrollar la potencia máxima, estos parámetros se determinan en función del salto neto disponible.

4.1.1.-Potencia al freno de la turbina.

En algunos casos se determina la potencia al freno que la turbina debe entregar al generador para que éste entregue al sistema eléctrico una potencia determinada.

La potencia al freno de la turbina se determina con la ecuación **(4.1)**:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}} \qquad \textbf{(4.1)}$$

Donde: Pg = Potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, (Kw)

η_g = Eficiencia del generador.

η_{tr} = Eficiencia de la transmisión mecánica entre la turbina y el generador.

Para determinar la potencia al freno se dispone de los siguientes datos:

Donde: Pg = 3 Kw

η_g = 0,95.

η_{tr} = 0,92.

Remplazando los datos anteriores en la ecuación **(4.1)** se tiene:

$$P_T = 3.43 \text{ Kw}$$

4.1.2.- Caudal máximo de diseño

Con la potencia al freno de la turbina, el caudal de diseño se obtiene con la ecuación (**4.2)**:

$$Q = \frac{P_T}{9{,}809 * H * \eta_t} \qquad \textbf{(4.2)}$$

Donde: Q = Caudal máximo de diseño, que fluirá por la turbina, (m^3/s).

P_T = Potencia al freno o al eje de la turbina, (Kw).

H = Salto neto aprovechable, (m).

η_t = Eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga.

Para nuestro proyecto se dispone de:

H = 13,01 m

P_T = 3,43 Kw.

η_t = 0,7

Obteniendo un caudal de:

Q = 0,038 m^3/s.

Por este motivo se eligió un caudal de 0,026 m^3/s, el mismo que está disponible en el canal de suministro de agua para el proyecto.

4.1.3.- Número de revoluciones

Para determinar el número de revoluciones de la turbina debemos primero encontrar la velocidad de chorro de agua a la salida del inyector, se calcula con la ecuación (**4.3)**:

$$C_1 = Kc * \sqrt{2 * g * Hn} \qquad \textbf{(4.3)}$$

Donde: Kc = Coeficiente de velocidad, varía de 0,97 y 0,98 se utiliza (0,97)

g = 9.8, Gravedad, (m/s^2).

Hn = 13,01 Salto neto, (m).

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (**4.3)**, tenemos:

C_1 = 15,49 m/s

Como el diámetro pelton de la turbina que se dispone es de 40 cm, encontramos el número de revoluciones de la siguiente manera:

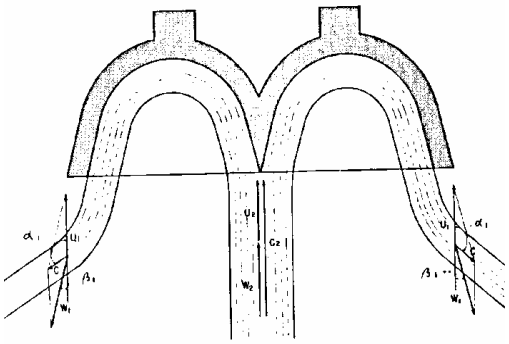


Figura N° 19. Cuchara de la turbina pelton

En la figura 19, se observa los diagramas de velocidad de las cucharas de una turbina pelton. Se puede considerar que la velocidad del chorro de agua a la salida del inyector es igual a la velocidad C_2 a la entrada de la cuchara, ya que la distancia entre el inyector y la cuchara es de apenas unos centímetros.

También se conoce que en las turbinas de acción, la velocidad tangencial se expresa por:

$$U_2 = Ku * C_2 * \cos \alpha_2 \qquad \textbf{(4.4)}$$

Donde: Ku = Coeficiente de la velocidad tangencial obtenido de la relación:

$$Ku = K'u/Kc \qquad \textbf{(4.5)}$$

Su valor varía entre 0,44 y 0,48.

C_2 = Velocidad absoluta a la entrada de la cuchara y es igual a la velocidad del chorro a la salida de la tobera C_1.

α_2 = Ángulo que forman la componente de la velocidad absoluta C_2 y la velocidad tangencial U_2. Para el caso de la turbina pelton, este ángulo es de cero grados.

Al remplazar en la ecuación **(4.4)** la velocidad C_2 y un valor estimado de Ku = 0.46, se obtiene teóricamente el valor de U_2.

$$U_2 = 7{,}125 \text{ m/s}$$

Para conocer el número de revoluciones utilizamos la ecuación (**4.6**) entre la velocidad tangencial y la de rotación que es:

$$U_2 = \frac{\pi * Dp * N}{60} \qquad \textbf{(4.6)}$$

Donde el diámetro pelton (Dp = 0,4 m.) y U_2 son conocidos, entonces, despejando N de la ecuación (**4.6**) y reemplazando los valores se tiene:

$$N = 340 \text{ rpm.}$$

4.1.4.- Números específicos de revoluciones

El rango de aplicación de la turbina pelton lo define los números específicos de revoluciones N_q y N_s, los que se obtienen mediante las ecuaciones (**4.7**) y (**4.8**).

$$Nq = N * \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad \textbf{(4.7)}$$

$$Ns = N * \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \qquad \textbf{(4.8)}$$

Donde: P = Potencia de freno de la turbina, (3.43 Kw. = 4,66 CV)

Q = Caudal que fluye por la turbina, (0,026m^3/s)

H = Altura neta, (13,01 m)

N = Velocidad de giro de la turbina, (340 rpm).

Remplazando los parámetros se obtiene:

$$Nq = 8 \qquad Ns = 29$$

Con estos valores obtenidos se demuestra que para nuestro proyecto se debe utilizar una turbina pelton de un inyector que es la que se tiene a disposición.

4.2.- VERIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS HIDRÁULICOS. [3][8][19]

El diseño y los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan con el objeto de determinar las dimensiones de sus elementos principales. En el caso de las turbinas pelton, estos elementos son el inyector y el rodete.

4.2.1.- Diámetro pelton.

El diámetro pelton corresponde a la circunferencia media de las cucharas, tangente a la línea media del chorro, y se lo determina con la ecuación (**4.10**).

$$Dp = (37a39)\frac{\sqrt{H}}{N} \qquad \textbf{(4.10)}$$

Por ser una turbina de bajo Ns se toma el valor bajo, es decir 37.
Al reemplazar los valores determinados en la ecuación (**4.10**) obtenemos:

$$Dp = 0{,}3925 \text{ m.}$$

También se puede encontrar el diámetro pelton utilizando la ecuación (**4.11)**:

$$Dp = \frac{84.54 * K'u * \sqrt{Hn}}{N} \qquad \textbf{(4.11)}$$

Donde: N = Número de revoluciones de la turbina, (340 rpm)
K'u= 0,446 Coeficiente de velocidad de rotación.

Hn = Altura neta, (13,01 m)

Entonces:

$$Dp = 0,40 \text{ m}$$

Comparando los dos valores obtenidos del diámetro pelton, encontramos que se aproximan al valor real que es de 0,4 m.

4.2.2.- Diámetro de chorro

Este valor se mide en la vena contracta y se utiliza la ecuación (**4.12)**:

$$d = 0,545 * \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{Hn}}} \qquad \textbf{(4.12)}$$

Donde: Q = Caudal máximo que fluye por la turbina, (0,026 m^3/s).
Hn = Altura neta, (13,01 m).

Al remplazar los datos en la ecuación (**4.12)** se tiene:

$$d = 0,046 \text{ m} = 46 \text{ m}$$

El valor es bastante aproximado con el valor real disponible, que es de 45 mm.

4.2.3.- Dimensionamiento de las cucharas o álabes

Las dimensiones de las cucharas o álabes de las turbinas pelton, son proporcionales al diámetro del chorro y estos álabes se conforman de dos semielipsoides que forman una arista o nervio que divide el chorro de agua en dos partes.

Esta geometría se puede observar en la figura 20**,** en la cual se indica también las dimensiones, que se determinan con la ayuda de la tabla XI.

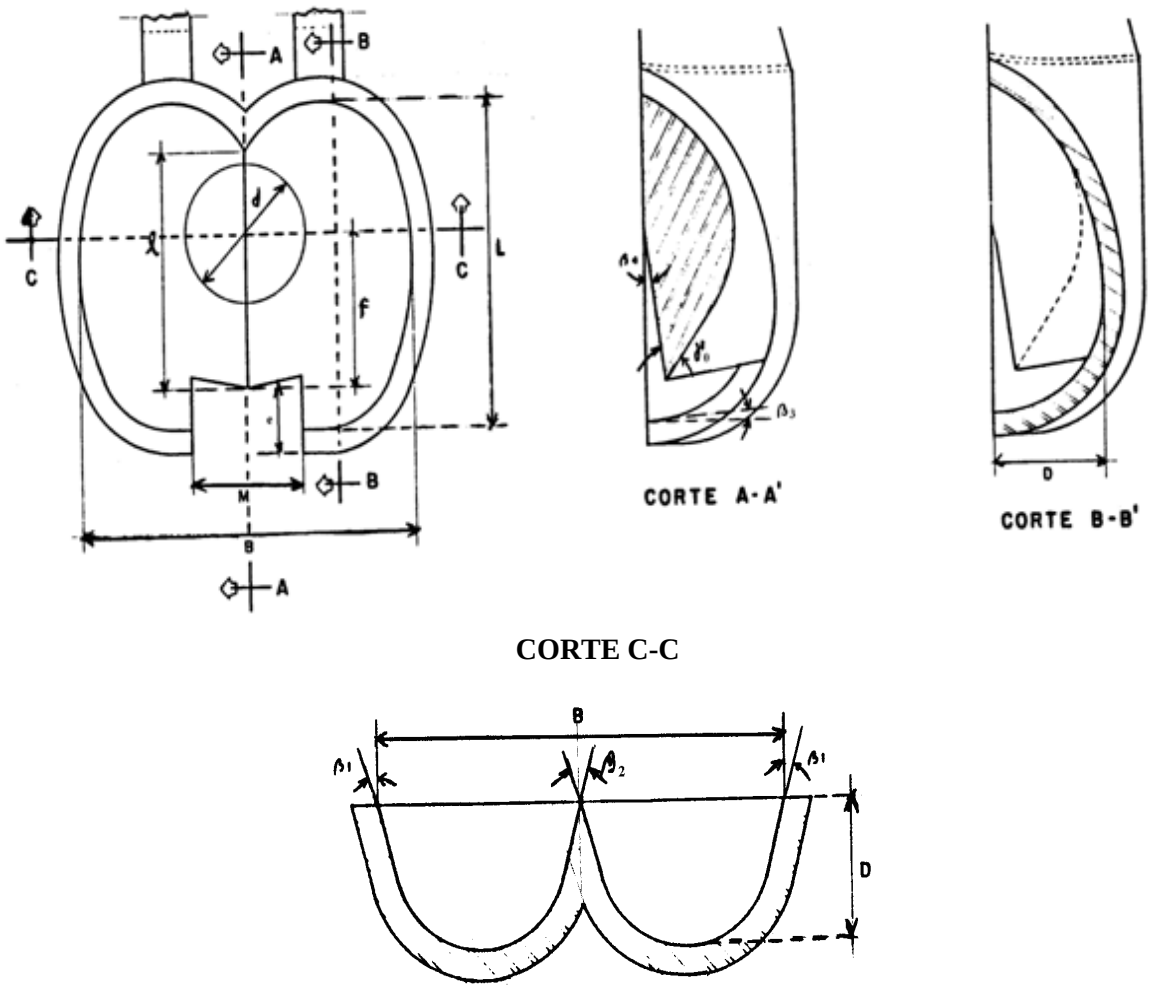


Figura 20. Geometría de la cuchara pelton.

Tabla XI: Dimensiones de la cuchara pelton en función del diámetro del chorro

B	L	D	F	M	E	β_1	β_2	L	β_3	β_4	J
2.5d	2.5d	0.85d	0.8d	1.0d	0.3d	10º	4º	1.6d	2º	0º	0.1d
A	A	A	A	A	A	A	a	a	A	a	A
4.0d	3.5d	1.3d	1.1d	1.2d	0.6d	30º	20º	1.7d	5º	20º	0.2d

Donde: B = Ancho de la cuchara.

L = Longitud de las cucharas.

D = Profundidad de las cucharas.

f = Longitud de la cuchara desde el corte hasta el centro del chorro.

M = Ancho del corte de la cuchara.

e = Longitud radial del corte de la cuchara.

β_1 = Ángulo de salida del agua de la cuchara.

β_2 = Ángulo de entrada del agua a la cuchara.

l = Longitud de la cuchara en la mitad de la misma.

β_3 = Ángulo formado por las medias cucharas.

β_4 = Ángulo en la punta de la cuchara.

J = Espesor de las cucharas.

De acuerdo con el diámetro del chorro o sección de salida del inyector que es de 45 mm, obtenemos las siguientes dimensiones de la cuchara:

TABLA XII: Dimensiones reales de la cuchara de la turbina pelton

B (cm)	L	D	F	M	E	β_1	β_2	l	β_3	β_4	J(cm)
11,6	98	37	29	49,5	72	19.72º	24º	72	4º	14º	0,5

4.2.4.- Determinación del número de cucharas.

El número de cucharas lo podemos encontrar directamente de la tabla XIII con Ku y la ecuación (**4.13**).

$$\frac{Dp}{d} \qquad \textbf{(4.13)}$$

Tabla XIII: Número mínimo y máximo de cucharas pelton

Dp/d	Ku	NÚMERO DE CUCHARAS	
		Z min.	Z máx.
15	0.471	21	27
14	0.469	21	26
13	0.466	20	25
12	0.463	20	24
11	0.460	19	24
10	0.456	18	23
9	0.451	18	22
8	0.445	17	22
7.5	0.441	17	21

Donde: Dp = 0.4m, Diámetro pelton
d = 0.045m, Diámetro del inyector
Ku = 0,46.

Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación **(4.13)** se tiene:

$$Dp/d = 8,88$$

Observando en la tabla tenemos un Zmin de 18 y un Zmax de 22 cucharas, y como la turbina que disponemos contiene 20 cucharas, se encuentra dentro de los límites establecidos.

4.2.5.- Orientación de las cucharas y arista.

4.2.5.1.- Aristas

Para definir la orientación de la arista de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete se realiza un análisis de la trayectoria relativa del chorro lleno. En esta posición la arista debe estar ubicada en forma perpendicular al chorro, quedando definida su orientación.

Esto se determina por tanteo con la ecuación empírica (**4.14**) que define el diámetro **Do** de una circunferencia con centro en **C**, cuyas tangentes determinan la orientación de las aristas de la cuchara.

$$\frac{Dp}{Do} = \frac{(7,87\,(Dp/d) - 26)}{Z} \qquad \textbf{(4.14)}$$

Al reemplazar los valores determinados anteriormente en la ecuación **(4.14)** y despejado **Do** se tiene:

Do = 0,182 m = 182 mm.

4.2.5.2.- Cucharas

Para determinar la orientación del borde de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, utilizamos la ecuación (**4.15**):

$$\frac{Do'}{Dp} = \frac{\left(5{,}3 - 0{,}12\left(\frac{Dp}{d}\right)\right)}{Z} \qquad \textbf{(4.15)}$$

En donde Do’ es el diámetro del circulo cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara.

Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación (**4.15)** se tiene:

Do’ = 0,085 = 85 mm.

Definida la orientación de la cuchara se puede determinar el ángulo de talonamiento que es el formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de la misma cuchara. En la tabla XIV, se puede encontrar los ángulos de talonamiento recomendados en función del número de cucharas y de la relación Dp/d.

TABLA XIV: Ángulos de talonamiento de la cuchara

Dp/d	**Número de cucharas**										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	38º	38º	37º	37º	36º	36º	35º				
14		37º	37º	36º	35º	35º	34º				
13			36º	36º	35º	34º	34º	33º			
12				35º	34º	34º	33º	32º			
11				35º	34º	33º	33º	32º	31º		
10					34º	33º	32º	31º	30º	30º	
9						34º	33º	32º	30º	30º	
8						35º	34º	33º	31º	30º	29º
7,5						35º	34º	32º	31º	31º	29º

Obteniendo un ángulo de:

$$\gamma_0 = 32º$$

También podemos obtener el ángulo β_4 que se forma por las tangentes de la arista y del borde de la cuchara, que se cruzan en un punto del círculo Dp, por medio de la tabla XV.

TABLA XV. Ángulo tangente a las aristas de la cuchara pelton

Dp/d	**Número de cucharas**										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	10º	9º	8º	7º	6º	5º	4º				
14		10º	9º	8º	7º	6º	5º				
13			11º	9º	8º	7º	6º	4º			
12				11º	10º	9º	7º	6º			
11				14º	12º	11º	9º	8º	6º		
10					16º	14º	12º	11º	9º	7º	
9						18º	16º	14º	12º	10º	
8						25º	23º	20º	18º	15º	13º
7,5						30º	27º	27º	22º	19º	16º

Obteniendo un ángulo β_4 = 14º

Tanto el ángulo γ_0 y β_4 pueden verse en la figura 21:

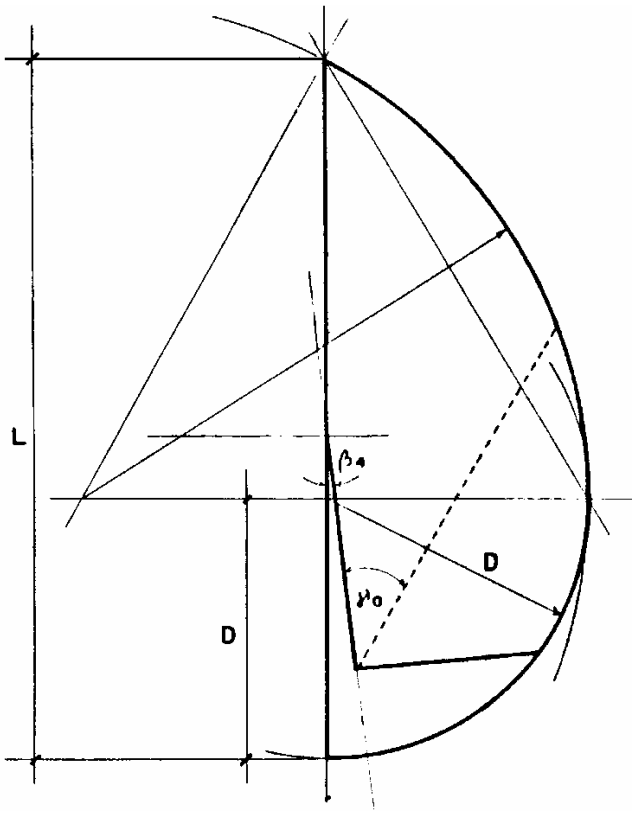


Figura Nº 21. Ángulos γ_0 y β_4

La orientación de las cucharas y su ángulo de talonamiento son factores determinantes para obtener buenas eficiencias en turbinas pelton y también influyen en la confiabilidad de las cucharas, porque un desgaste excesivo de la punta de la arista se puede deber a un inadecuado ángulo de talonamiento.

4.2.6.- Inyector

Un inyector consta por lo general de un codo de sección circular progresivamente decreciente, de una tobera de sección circular provista de una aguja de regulación que se mueve axialmente, variando así la sección de flujo orientado en forma tangencial al rodete.

En las turbinas pequeñas que se utilizan en micro centrales se puede prescindir de la aguja y operar con una o más toberas, con caudal constante manteniéndose en algunos casos la placa deflectora.

En este proyecto no se utiliza la placa deflectora por trabajar siempre a plena carga, es decir con caudal constante.

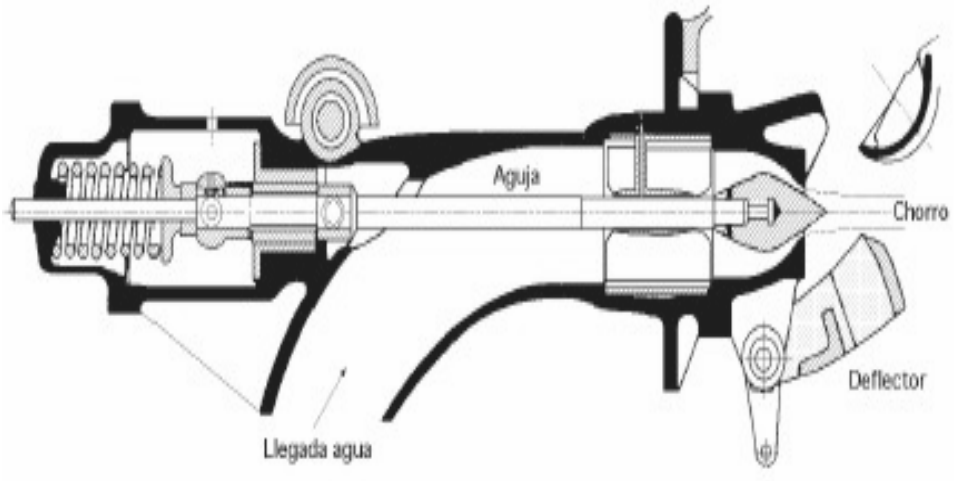


Figura Nº 22. Inyector de la turbina pelton.

En la figura 22, se muestra un inyector, donde se observa la forma de la tobera y de la aguja de cierre, la posición de la aguja determina el grado de apertura de la tobera y en consecuencia el caudal. El movimiento de la aguja se realiza por un servomotor o manualmente.

La forma convergente de la tobera realiza la conversión de la energía de presión en energía de velocidad, que se traduce en un chorro de agua que incide en los álabes de la rueda.

El diámetro del tubo de inyección se calcula con la ecuación (**4.16**)

$$Di = \sqrt{\frac{4*Q}{\pi*Vi}} \qquad \textbf{(4.16)}$$

Donde: **Di** = Diámetro del inyector. (m)

Vi = Velocidad del agua en el inyector (m/s).

Q = Caudal (m^3/s).

Donde **Vi** determinamos con la ecuación **(4.17)**:

$$Vi = 0.1\sqrt{2gHn} \qquad \textbf{(4.17)}$$

Remplazando los datos conocidos se tiene:

$$Vi = 0.1\sqrt{2*9{,}81*13{,}01}$$

$$Vi = 1.6\frac{m}{s}$$

Al reemplazar los valores encontrados en la ecuación **(4.16)** se tiene:

$$Di = \sqrt{\frac{4*0{,}026}{\pi*1.6}}$$

$$Di = 0.14m$$

4.2.6.1.- Tobera y aguja

Las dimensiones de la tobera y de la aguja, se determinan de acuerdo a la tabla XVI, la cual se encuentra en función del diámetro del chorro.

TABLA XVI. Dimensiones de la tobera y aguja del inyector en función del diámetro de chorro

a	α	α1	dt	X	dv	b	d2	l	R	d1
1.42d	40º	60º	1.1d	0.5d	0.58d	3.25d	4.5d	6.0d	15d	2.5d
a	A	a	a	A	a	a	a	a	A	A
1.62d	60º	90º	1.4d	1.16d	1.16d	3.7d	4.6d	12.1d	25d	4.0d

Donde: **a** = Diámetro máximo de la aguja.

α = Ángulo de la punta de la aguja.

α1 = Ángulo de la punta del inyector.

dt = Diámetro de la punta del inyector.

x = Recorrido máximo de la aguja.

dv = Diámetro del vástago de la aguja.

b = Longitud de la aguja.

d2 = Diámetro mayor en el codo del inyector.

l = Longitud del trama recto del inyector.

r = Radio de curvatura del inyector.

dl = Diámetro del tramo resto del inyector.

TABLA XVII. Dimensiones reales de la tobera y aguja del inyector.

a	α	α1	dt	X	dv	b	d2	l	R	d1

4.2.7.- Carcaza

Su principal función es la de conducir el agua descargada hacia el socaz. En las unidades de eje horizontal, el lugar donde el rodete recibe la descarga del chorro, las dimensiones de la cubierta deben ser alrededor de 10 a 12 veces el diámetro de ese chorro, a fin de evitar que el agua que sale de la cuchara choque con las paredes y realice una acción de frenado hidráulico al salpicar contra las cucharas.

En el lugar en el que el rodete ha quedado fuera de descarga, la cubierta debe ser tan angosta como se pueda, para disminuir la fricción del aire. La cubierta debe desfogarse en forma apropiada cerca del centro del rodete.

4.2.8.- Rendimiento hidráulico

Una vez encontrados los parámetros hidráulicos estamos en capacidad de determinar la eficiencia hidráulica teórica de la turbina para ello se aplica la ecuación general de las turbinas (**4.18**):

$$\eta_h * g * h = U_2 * C_2 * \cos\alpha_2 - U_1 * C_1 * \cos\alpha_1 \qquad \textbf{(4.18)}$$

De la cual se deduce la ecuación (**4.19**):

$$\eta_h = 2 * kc^2 * ku * (1 - ku) * (1 + kf \cos \beta_1) \qquad \textbf{(4.19)}$$

Donde:

η_h = Eficiencia hidráulica teórica.

Kc = Coeficiente de velocidad, valor asumido anteriormente de 0,97.

Ku = Coeficiente de velocidad tangencial, valor obtenido de 0,46.

Kf = Coeficiente de velocidad relativa, que se puede estimar en 0,98.

β_1 = Ángulo de salida de agua de la cuchara, cuyo valor es 19.72º.

Reemplazando los valores conocidos en la expresión anterior se tiene un rendimiento hidráulico teórico de:

$$\eta_h = 0{,}899.$$

4.3.- VERIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS MECÁNICOS. [8][11][12][20][21]

Los cálculos mecánicos se realizan para definir si la resistencia del material utilizado para los elementos más importantes y las dimensiones que estas poseen son suficientes para soportar los esfuerzos a los que están sometidas.

Al disponer de la turbina como se dijo anteriormente, este análisis se reducirá a establecer los factores de seguridad con que están trabajando cada elemento.

4.3.1.- Análisis a fatiga de los álabes

Los álabes al estar sometidos a la acción tangencial del chorro de agua que sale del inyector sufren esfuerzos principalmente de flexión y cortante.

Se diseña a fatiga las cucharas debido a que la fuerza de impacto del chorro de agua actúa solamente un cierto tiempo en una revolución del rodete, existiendo una carga fluctuante sobre la cuchara.

Como se muestra en la figura 23, vamos a tomar dos secciones como las criticas, pero en la sección A-A solo actúa un esfuerzo fluctuante de corte y no de flexión debido al hecho de que la fuerza puntual del chorro esta aplicada directamente en dicha sección, mientras que en la sección B-B encontramos el mismo esfuerzo de corte mas un esfuerzo flector y se puede verificar que el área B es menor que A. Por lo que el análisis de la cuchara se la realizará en la zona B, en donde se procede a encontrar sus propiedades como son el área transversal y el momento de inercia.

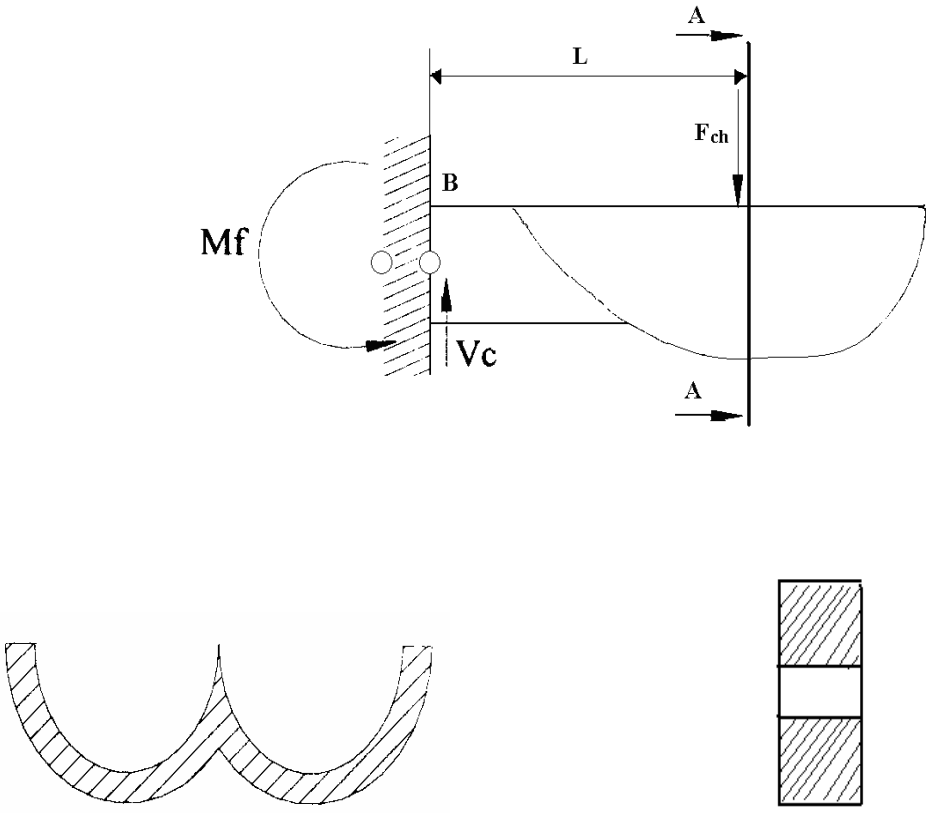


Figura Nº 23. Fuerzas actuantes y secciones principales de la cuchara

4.3.1.1.- Área transversal

El área crítica de la cuchara, que soporta los esfuerzos es rectangular con un orificio en el centro en donde va el perno que sujeta la cuchara con el rodete, como se indica en la figura 24.

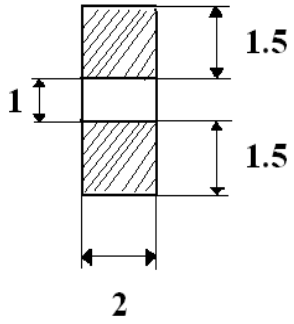


Figura Nº 24. Área transversal, medidas en cm.

A partir de las medidas de la figura 24 se procede a encontrar el área por medio de la ecuación (**4.20)**:

$$A_T = B * h \qquad \textbf{(4.20)}$$

Obteniendo un área de:

$$A_T = 2 \text{ x } (4\text{-}1) = 6 \text{ cm}^2.$$

4.3.1.2.- Momento de inercia [22]

Para determinar el momento de inercia con respecto al eje X, utilizaremos el teorema de Steiner, por medio de la ecuación (**4.21**):

$$I_{EN} = \sum I_{CG} + \sum A\bar{y}^2 \qquad \textbf{(4.21)}$$

Donde: I_{EN} = Momento de inercia respecto al eje neutro, en cm^4.

I_{CG} = Momentos de inercia de cada área, en cm^4.

A = Área, en cm^2.

$\bar{y}$ = Distancia del eje neutro al centro de gravedad de cada área, en cm.

Determinamos la distancia del eje neutro al eje de referencia, para esto se utilizará la ecuación (**4.22)** y la figura 25.

$$\bar{y}_{En} = \frac{\sum A * \bar{y}'}{\sum A} \qquad \textbf{(4.22)}$$

Donde: $\bar{y}_{En}$ = Distancia del eje de referencia al eje neutro, en cm.

A = Área, en cm^2.

$\bar{y}'$ = Distancia del eje de referencia hasta el centro de gravedad de cada área, (cm).

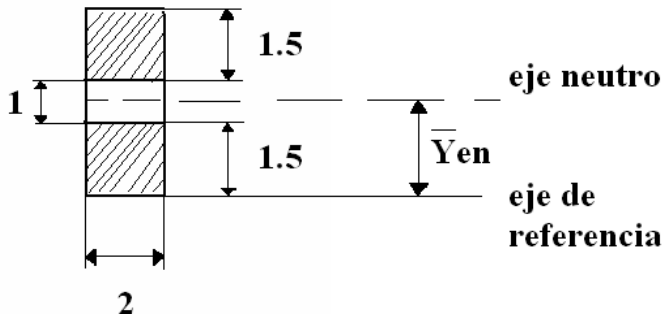


Figura Nº 25. Área transversal para determinar el eje neutro

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (**4.22)** se tiene:

$$\bar{y}_{En} = \frac{(2 * 1{,}5) * 0.75 + (2 * 1.5) * 3.25}{(2 * 1.5) + (2 * 1.5)}$$

$$\bar{y}_{En} = 2\,cm$$

Ahora encontramos el momento de inercia del área transversal de la cuchara por medio de la ecuación (**4.23)**:

$$I_{CG} = \frac{bxh^3}{12} \qquad \textbf{(4.23)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (**4.23)** se tiene:

$$\sum I_{CG} = \frac{2x(1.5)^3}{12} + \frac{2x(1.5)^3}{12}$$

$$\sum I_{CG} = 1{,}125 cm^4$$

Luego determinamos:

$$\sum A^* \bar{y}^2 = (2x1{,}5)\left(\frac{1.5}{2} + 0{,}5\right)^2 + (2x1{,}5)\left(\frac{1.5}{2} + 0{,}5\right)^2$$

$$\sum A^* \bar{y}^2 = 9{,}375 cm^4$$

Reemplazando los valores determinados en la ecuación **(4.21)** se tiene el momento de inercia del área transversal de la cuchara que es:

$$I_{EN} = 1{,}125 + 9{,}375$$
$$I_{EN} = 10{,}5 \text{ cm}^4.$$

4.3.1.3.- Cálculo del esfuerzo cortante. [19]

El esfuerzo cortante τ se produce debido a la reacción Vc que actúa sobre la sección de la cuchara empotrada.

Para calcular el esfuerzo cortante debemos encontrar la fuerza del chorro de agua, mediante la ecuación (**4.24)**

$$F = 102 * Qo * C_2 * (\cos \beta_1 + 1) \quad \textbf{(4.24)}$$

Donde: F = Fuerza máxima sobre la cuchara, en Kg

Qo = Caudal máximo en cada tobera, igual a 0.026 m^3/s.

C_2 = Velocidad del chorro, igual a 15,49 m/s.

β_1 = Ángulo de cuchara en el punto de salida, igual a 19.72º.

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (**4.24**) se tiene una fuerza de:

Fch = 79,74 Kg.

Esfuerzo cortante.

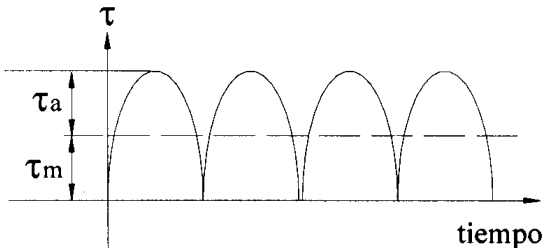


Figura Nº 26. Curva del esfuerzo fluctuante de corte. $\tau = f(t)$

Como ya se dijo anteriormente los esfuerzos que se producen son fluctuantes sin inversión completa como se muestra en la figura 26 por lo que utilizamos la ecuación (**4.25)**:

$$\tau_{max} = \frac{Fch}{A_T} \qquad \textbf{(4.25)}$$

Donde: τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo.

Fch = Fuerza del Chorro.

A_T = Área de la sección B.

Al reemplazar los valores antes obtenidos en la ecuación (**4.25)** se tiene:

τ_{max} = 13.29 Kg / cm^2.

$\tau_{min} = 0$; Porque la fuerza del chorro no actúa en ciertos instantes en la cuchara.

Para el diseño debemos encontrar los τ_a y τ_m, mediante las ecuaciones (**4.26) y (4.27)**:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \qquad \textbf{(4.26)} \qquad\qquad \tau_m = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \qquad \textbf{(4.27)}$$

Pero como $\tau_{min} = 0$ entonces $\tau_a = \tau_m$, reemplazando el valor τ_{max} tenemos:

$$\tau_a = \tau_m = 6{,}645 \text{ Kg / cm}^2.$$

4.3.1.4.- Cálculo del esfuerzo flector

El momento flector producido por la fuerza del chorro en el empotramiento del álabe, determinamos con la ecuación (**4.28)**:

$$Mf = Fch * L \qquad \textbf{(4.28)}$$

Donde: M_f = Momento flector máximo

Fch = 79,74 Kg, Fuerza del chorro.

L = 6,5 cm, Distancia desde la aplicación de la fuerza en la cuchara hasta el empotramiento.

Reemplazando los valores en la ecuación (**4.28)** se tiene:

$$Mf_{máx.} = 518{,}3 \text{ Kg-cm.}$$

Con el valor obtenido del momento se procede a calcular el esfuerzo máximo con la ecuación (**4.29)**.

$$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max} * \bar{y}_{EN}}{I_{EN}} \qquad \textbf{(4.29)}$$

Donde: I_{EN} = 10,5 cm^4, Momento de inercia.

$\bar{y}_{EN}$ = 2 cm, Distancia al centro de gravedad desde la base de la sección.

Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación (**4.29)** se tiene:

$$\sigma_{\max} = 98{,}73 \text{ Kg/cm}^2.$$

$\sigma_{\min} = 0$; Porque la fuerza del chorro no actúa en ciertos instantes en la cuchara.

Esfuerzo de flexión.

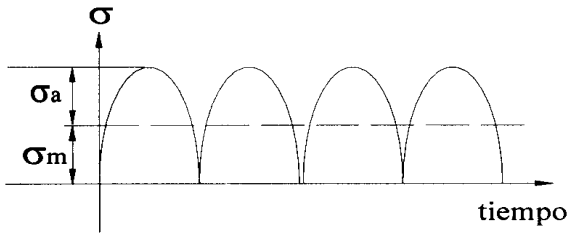


Figura Nº 27. Curva del esfuerzo fluctuante de flexión $\sigma = f(t)$

El esfuerzo flector también fluctuante como se indica en la figura 27, debemos determinar al igual que en el esfuerzo cortante los σ_a y σ_m por medio de las ecuaciones (**4.30**) y (**4.31**)**.**

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \qquad \textbf{(4.30)} \qquad\qquad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \qquad \textbf{(4.31)}$$

Como $\sigma_{\min} = 0$ entonces σ_a y σ_m son iguales y el valor obtenido es:

$$\sigma_a = \sigma_m = 49{,}365 \text{ Kg/cm}^2$$

Al tratarse de dos esfuerzos el de corte y el de flexión, que actúan al mismo tiempo sobre el álabe se utilizará las ecuaciones (**4.32**) y (**4.33**) de superposición de esfuerzos planteada por VON MISSES HENKY para calcular un solo esfuerzo resultante o equivalente $\sigma_{a\,equi}$ y σ_{mequiv}:

$$\sigma_{aequiv} = \sqrt{\left(kf_f * \sigma_{fa} + kf_a * \sigma_{aa}\right)^2 + 3\left(kf_t * \tau_{ta} + kf_c * \tau_{ca}\right)^2} \qquad \textbf{(4.32)}$$

$$\sigma_{mequiv} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{am})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2} \quad \textbf{(4.33)}$$

Donde: σ_{fa} y σ_{fm} = Esfuerzo flector a y m: cuyos valores son 49,365Kg/cm^2.

σ_{aa} y σ_{am} = Esfuerzo axial a y m, en nuestro caso no hay por lo que es cero.

τ_{ta} y τ_{tm} = Esfuerzo por torsión a y m, no se tiene por lo que es cero.

τ_{ca} y τ_{cm} = Esfuerzo cortante a y m, cuyos valores son 6,645 Kg/cm^2.

Por lo expuesto anteriormente las ecuaciones (**4.32**) y (**4.33**) se reducen a:

$$\sigma_{aequiv} = \sqrt{(kf_f * \sigma_{fa})^2 + 3(kf_c * \tau_{ca})^2} \quad \textbf{(4.34)}$$

$$\sigma_{mequiv} = \sqrt{(\sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{cm})^2} \quad \textbf{(4.35)}$$

Donde: kf_f = Factor para mayorar esfuerzos flectores.

kf_c = Factor para mayorar esfuerzos cortantes

- **Para flexión:**

Este factor se determina con la ecuación (**4.36)**:

$$Kf_f = q(K_t - 1) + 1 \quad \textbf{(4.36)}$$

Donde: q = Sensibilidad a la muesca.

k_t = Factor teórico de concentración de esfuerzos

Debido al hecho de que la cuchara es de fabricación casera se considera un acero de baja calidad con:

Sut = 300 MPa (43Kpsi) = 3000 Kg/cm^2.

Sy = 170 Mpa (24Kpsi) = 1700 Kg/cm^2.

q se obtiene en función del radio de la muesca r = 5 mm, y de la resistencia Sut como se muestra en la figura 28:

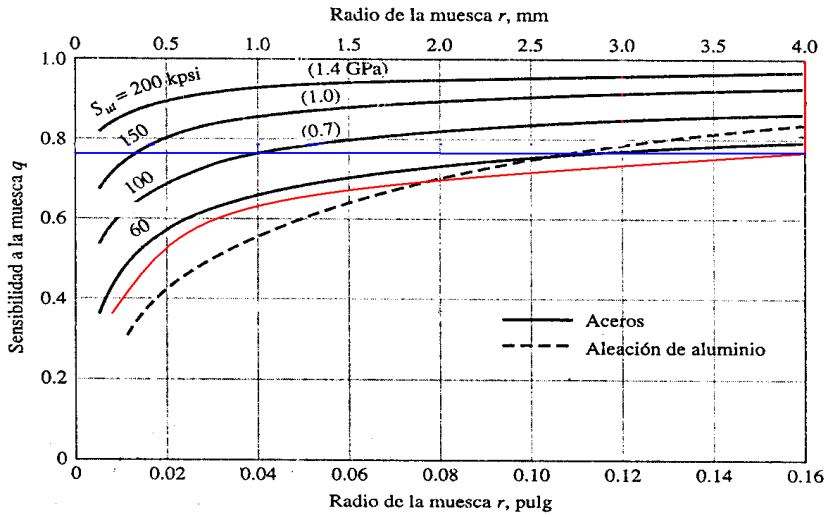


Figura Nº 28. Sensibilidad a la muesca

$$q = 0{,}78$$

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzos kt, se utiliza la figura 29: Para lo cuál determinamos las siguientes relaciones:

$$\frac{d}{w} = \frac{1}{4} = 0{,}25 \qquad \frac{d}{h} = \frac{1}{2} = 0{,}5$$

En la figura 29 determinamos el valor de kt:

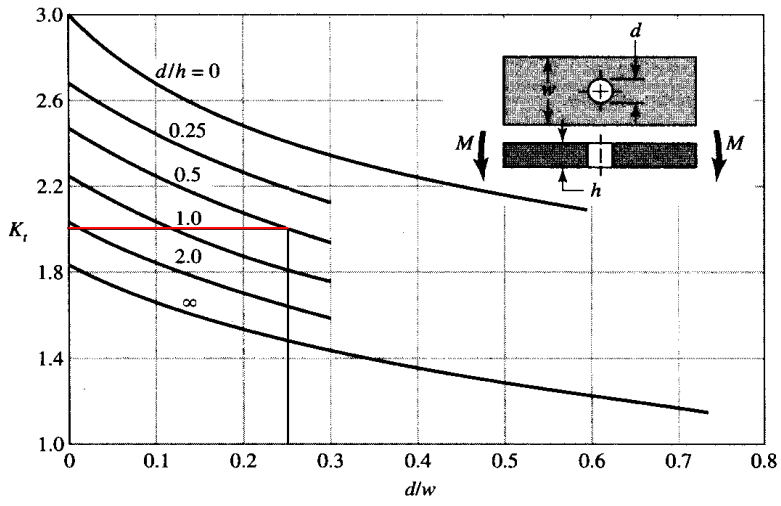


Figura Nº 29. Factor de concentración de esfuerzos

$$kt = 2$$

.

Los valores de q y kt se los remplaza en la ecuación (**4.36**) obteniendo.

$$Kf_f = 1{,}78$$

- **Para corte:**

Al no tener un diagrama para el factor de concentración de esfuerzos para corte kt, entonces se tomara un coeficiente de mayoración de:

$$kf_c = 3$$

Una vez encontrados los coeficientes de mayoración, determinamos los esfuerzos equivalentes reemplazando los datos obtenidos en las ecuaciones **(4.34) y (4.35)** respectivamente, dando como resultado:

$$\sigma_{aequiv} = 94{,}41 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$\sigma_{mequiv} = 50{,}7 \text{ Kg/cm}^2.$$

Con los esfuerzos equivalentes, calculamos el factor de seguridad **n** mediante la ecuación de **Goodman** (**4.37**)

$$\frac{\sigma_{aequiv}}{Se} + \frac{\sigma_{mequiv}}{Sut} = \frac{1}{n} \qquad \textbf{(4.37)}$$

4.3.1.5.- Límite de fatiga

El límite de fatiga lo calculamos con la ecuación **(4.38)**:

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Se' \qquad \textbf{(4.38)}$$

Donde: *Ka* = Coeficiente por superficie

Kb = Coeficiente por tamaño

Kc = Coeficiente de confiabilidad.

Kd = Coeficiente por temperatura

Ke = Factor para concentración de tensiones.

Se' = Valor que depende del tipo de esfuerzo y material (Kg/cm^2).

Determinamos los valores de los parámetros anteriores de la siguiente manera:

$$Ka = a*Sut^b, \qquad \textbf{(4.39)}$$

Los valores de **a** y **b** los determinamos en la tabla **XVIII**.

TABLA XVIII. Valores de acabado superficiales

Acabado superficial	a		b	Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa		
Esmerilado*	1.34	1.58	–0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	–0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	56.1	–0.719	0.110
Como sale de forja	39.8	271	–0.995	0.145

Donde: a = 56,1

b = -0,719 para una superficie laminada en caliente.

Al reemplazar los valores determinados en la ecuación (**4.39**) se tiene:

$$Ka = 56{,}1*300^{-0{,}719} = 0{,}93$$

Al tratarse de un área rectangular antes de calcular **Kb** debemos encontrar la dimensión efectiva $\mathbf{d_e}$ con la ecuación (**4.40)**:

$$d_e = 0{,}808*(bh)^{1/2} \qquad \textbf{(4.40)}$$

Donde: b = 20 mm. y h = 40 mm.

Reemplazando en la ecuación (**4.40)** se tiene:

$$d_e = 22,85 \text{ mm.}$$

El valor de **Kb** determinamos con la ecuación (**4.41)**:

$$Kb = 1,24d^{-0,107} \qquad \textbf{(4.41)}$$

Reemplazando los valores conocidos se tiene:

$$Kb = 1,24*(22,85)^{-0,107}$$
$$Kb = 0,89.$$

Kc = 0,897 para una confiabilidad del 90%.

Kd = 1 factor de temperatura.

$Ke = \frac{1}{Kf} = 1$ Por ya estar mayorado con Kf los esfuerzos equivalentes ver ecuación (**4.34**)

Se' determinamos con la ecuación (**4,42)**:

$$Se' = 0,5*Sut \qquad \textbf{(4.42)}$$

Reemplazando el valor de Sut en la ecuación (**4,42)** se tiene:

$$Se' = 0,5*3000 = 1500 \text{ Kg/cm}^2.$$

Remplazando todos los coeficientes modificativos en la ecuación **(4.38)** se obtiene:

$$Se = 0,93*0,89*0,897*1*1*1500$$

$$Se = 1113,67 \text{ Kg/cm}^2.$$

4.3.1.6.- Coeficiente de seguridad.

Una vez determinados todos los parámetros necesarios remplazamos los valores en la ecuación **(4.37)** y despajando **n** se tiene un factor de seguridad de:

$$\frac{98,63}{1113,67}+\frac{52,95}{3000}=\frac{1}{n}$$

$$n = 9,415$$

Este factor de seguridad nos indica que las dimensiones de la cuchara disponible son muy buenas y que el sobre espesor puede servir para que la cuchara tenga una vida más amplia en cuanto se refiere a corrosión y abrasión, al mismo tiempo que facilita su proceso de fundición.

4.3.2.- Diseño del sistema de transmisión. [23][24]

En una microcentral hidroeléctrica, se produce una continua conversión de energía hidráulica en energía mecánica en la turbina, y de energía mecánica en energía eléctrica en el generador.

En donde la velocidad de giro de la turbina está relacionada con la caída neta, el caudal y las dimensiones del rodete, por lo que, la velocidad de operación para las condiciones anteriores rara vez coincide con la de los generadores, por esta razón en las MCH debe emplearse sistemas de transmisión de movimiento y potencia mecánica entre la turbina y el generador.

4.3.2.1.- Elementos del sistema de transmisión. [3]

En todo sistema de transmisión de movimiento y potencia mecánica se puede distinguir fundamentalmente dos tipos de elementos:

- Elemento conductor o motriz
- Elemento conducido.

Los elementos mecánicos que conforman un sistema de transmisión se los puede apreciar en la figura 30.

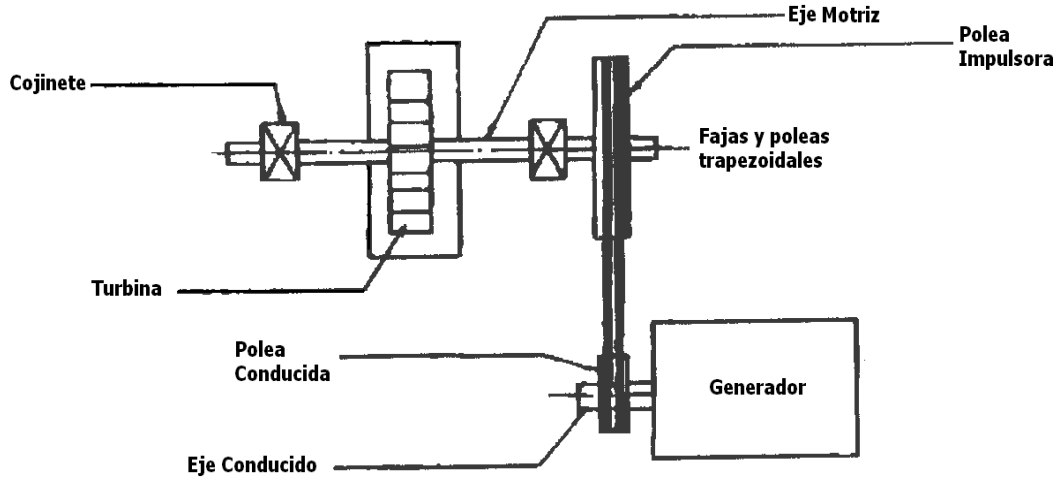


Figura Nº 30. Elementos del sistema de transmisión

Para nuestro caso la turbina impulsará un generador eléctrico el cual girará a una velocidad de 1800 rpm y el sistema de transmisión será por bandas trapezoidales, para lo cual seleccionamos el sistema de bandas:

Los datos necesarios para el cálculo de las bandas son:

P = 2,046 Kw, Potencia a transmitir, en C.V. (1CV = 0,7355Kw).
N_1= 340 rev/min de la polea mayor (polea de la turbina).
N_2= 1800 rev/min de la polea menor (polea del generador).

4.3.2.2.-Relación de transmisión (i)

La relación de transmisión **i** se determina con la ecuación (**4.43**):

$$i = \frac{N_2}{N_1} \qquad \textbf{(4.43)}$$

Al reemplazar los valores conocidos en la ecuación (**4.43**) se tiene:

$$i = \frac{1800}{340}$$

$$i = 5.29$$

4.3.2.3.- Potencia corregida Pc.

La potencia transmisible por correa que viene dada en las tablas de prestación, está calculada bajo la hipótesis de carga constante para lo cual la potencia corregida determinamos con la ecuación (**4.44**).

$$Pc = P * C \quad \textbf{(4.44)}$$

Donde: Pc = Potencia corregida, CV

P = Potencia a transmitir (CV)

C = Factor de potencia, según las condiciones de trabajo.

El coeficiente **C** para las condiciones de trabajo de nuestro sistema lo determinamos en la tabla XIX.

Tabla XIX. Valores C de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y carga.

Tipo de servicio	**Condiciones de trabajo**	**Motor eléctrico**	**Motor de explosión**	
			n. oil.> 4	n. oil. < 4
Ligero	Servicio intermitente-funcionamiento ≤ 6 horas diarias ninguna punta de carga	1	1.1	1.2
Normal	Funcionamiento de 6-16 horas día-punta de carga ≤ 150% del trabajo a plena carga	1.2	1.3	1.4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha ≤250% del trabajo a plena carga – servicio continuo 16-24 h día.	1.4	1.5	1.6
Muy pesado	Puntas de carga > 250% del trabajo a plena carga – funcionamiento continuo.	1.6	1.8	2

Donde C= 1.6

Reemplazando los valores determinados en la ecuación (**4.44**) se tiene:

$$Pc = 2{,}78 * 1.6$$

$$Pc = 4.45 CV$$

4.3.2.4.- Sección de la banda.

Se determina mediante la figura 31, en función de la potencia a transmitir corregida y el número de revoluciones por minuto de la polea menor.

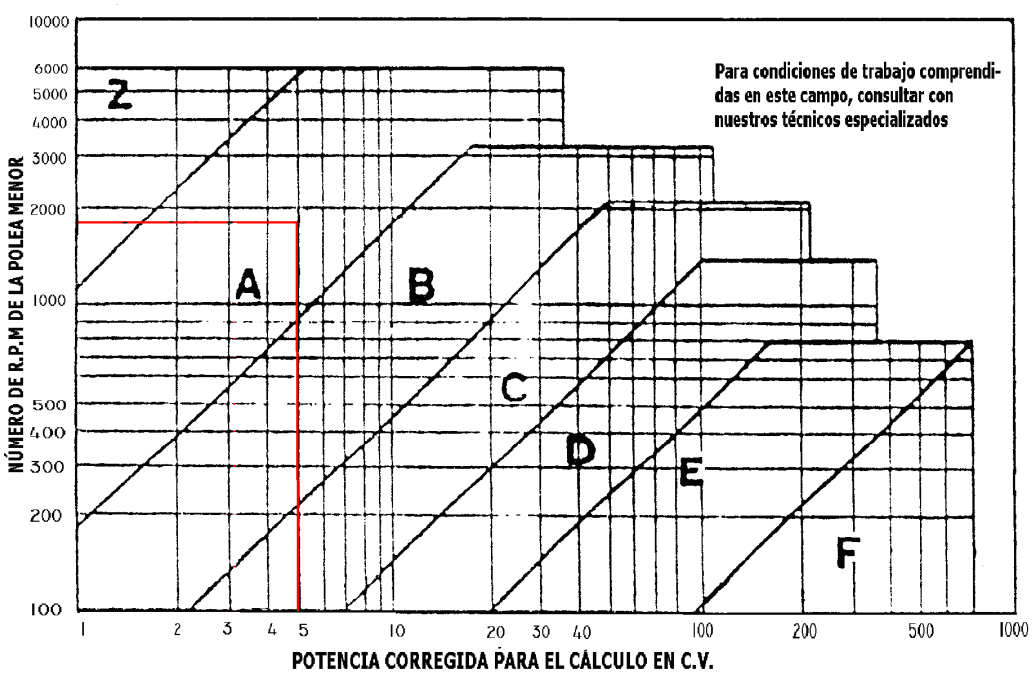


Figura Nº 31. Curvas para la elección de la sección de la correa

Como la polea menor (generador) girará a 1800 r.p.m. y la potencia corregida es 4,45 CV, la sección recomendada es **"A",** como se puede verse resaltado en la figura 31.

4.3.2.5.- Elección de los diámetros primitivos d_2 y D_1 de las poleas

Al disponer de la polea motriz (turbina), con un diámetro primitivo de 60 cm se calcula el diámetro de la polea conducida (generador) mediante la ecuación (**4.45**).

$$i = \frac{D_1}{d_2} \qquad \textbf{(4.45)}$$

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación 4.45 se tiene:

$$d_2 = \frac{60}{5.29}$$

$$d_2 = 11.34cm$$

4.3.2.6.- Distancia entre ejes.

Debido a requerimientos geométricos se debe fijar la distancia entre ejes, pero considerando los limites, es decir que debe ser mayor o igual a D_1 pero menor o igual a $3(d_2 + D_1)$.

Cuando no está previamente establecida, por exigencia de la instalación, se puede determinar con el siguiente criterio.

Para i comprendida entre 1 y 3:

$$I \geq \frac{(i+1)d_2}{2} + d_2 \qquad \text{(mm)}$$

Para $i \geq 3$:

$$I \geq D_1 \qquad \text{(mm)}$$

Ya que nuestra relación de transmisión es i = 5.29 se aplica el segundo criterio por lo que optamos por una distancia entre ejes de:

$$I = 700mm$$

4.3.2.7.-Longitud primitiva de la banda.

De acuerdo al tipo de transmisión se calcula la longitud primitiva L, así para el caso más común de transmisión por banda abierta determinamos con la ecuación (**4.46)**:

$$L = 2I + 1.57(D_1 + d_2) + \frac{(D_1 - d_2)^2}{4I}(mm) \qquad \textbf{(4.46)}$$

Remplazando los datos obtenidos anteriormente se tiene:

$$L = 2604.6 \text{ mm}$$

Con la tabla **XX** se elige la longitud primitiva de la banda **L'** mas aproximada al valor L calculado.

Tabla XX. Fracción de tabla de correas trapezoidales oleostatic Pirrelli de serie

A 57		1.448	1.481
A 60	(8-A)	1.524	1.557
A 63	(8-A-2)	1.600	1.633
A 65	(9-A)	1.651	1.684
A 68		1.727	1.760
A 70	(10-A)	1.778	1.811
A 75	(11-A)	1.905	1.938
A 80	(12-A)	2.032	2.065
A 84	(12-A-2)	2.133	2.166
A 85	(13-A)	2.159	2.192
A 87	(13-A-1)	2.210	2.243
A 90	(14-A)	2.286	2.319
A 96	(14-A-2)	2.438	2.471
A 105	(15-A)	2.667	2.700
A 112	(15-A-2)	2.845	2.878
A 120	(15-A)	3.048	3.081
A 128	(16-A-2)	3.251	3.284
A 136	(16-A-3)	3.454	3.487

Si **L'** es diferente a **L**, variará **I** disminuyendo o aumentando la mitad de la diferencia L'-L como se demuestra en la ecuación (**4.47)**.

$$I' = I + \frac{(L' - L)}{2} \qquad \textbf{(4.47)}$$

De la tabla **XX** se selecciona una banda estandarizada de tipo:

A 105 (15 A): con L' = 2700 mm

Como **L'** es mayor a **L** aumentará **I,** para lo cuál reemplazamos los valores conocidos en la ecuación (**4.47**):

$$I' = 700 + \frac{2700 - 2606,68}{2}$$

$$I' = 747,7mm$$

4.3.2.8.- Arco de contacto.

Debe calcularse para la polea menor de acuerdo al tipo de transmisión, con una transmisión abierta se determina por medio de la ecuación (**4.48)**:

$$\Gamma = 180 - 57\left(\frac{D_1 - d_2}{I'}\right) \qquad \textbf{(4.48)}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (**4.48**) se tiene:

$$\Gamma = 142.9^{o}$$

Este valor si es aceptable ya que dentro de las consideraciones de diseño el arco de contacto de la polea más pequeña no debe ser menor a 120º.

4.3.2.9.- Potencia transmisible por la banda.

La prestación base Pb es la potencia en C.V. que la banda transmite en hipotéticas condiciones de trabajo que son k=1, D_1=d_2 y Γ =180º y longitudes primitivas standard.

La prestación diferencia Pd es la potencia en C.V. que la banda transmite a más de la de Pb por el hecho de que en condiciones reales puede ser que k (relación de transmisión) sea diferente de uno como es en nuestro caso.

Entonces se debe calcular una prestación actual Pa que será la potencia en C.V. que puede transmitir la banda en condiciones reales por medio de la ecuación (**4.49**).

$$Pa = (Pb + Pd) * C_{\Gamma} * C_l \qquad \textbf{(4.49)}$$

Donde: Pb = Prestación Base (CV).

Pd = Prestación Diferencia (CV)

C_r = Factor de corrección, para arcos de contacto inferiores a 180º.

C_l = Factor de corrección en función del tipo de correa.

En el anexo 1, determinamos los valores de **Pb** en función de N_2 y d_2 y también de **Pd** en función de N_2 e i, en los dos casos con el número de revoluciones del la polea menor y el tipo de banda.

Obteniendo que:

Pb = 2.68 Pd = 0,33

Los valores del coeficiente C_Γ y C_l se muestra en las tablas **XXI** y **XXII** respectivamente:

Tabla XXI. Factor de corrección C_Γ para arcos de contacto inferiores a 180º.

Arco de contac. sobre la polea men.	180º	175º	170º	165º	160º	155º	150º	145º	140º	135º	130º	125º	120º	115º	110º	105º	100º	90º
Transm. Trap/trap	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.90	0.89	0.87	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.69
Transm. Trap/plana	0.75	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.84	0.82	0.80	0.76	0.76	0.74	0.69

Tabla XXII. Factor de corrección C_L en función del tipo de correa

	16	24	28	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	180	240	330	420	540	720
Z	0.80	0.83	0.88	0.92	0.95	0.98	1.00													
A			0.82	0.87	0.90	0.93	0.95	1.00	1.02	1.05	1.06	1.10	1.14	1.17	1.23					
B				0.81	0.85	0.88	0.90	0.94	0.97	0.98	1.00	1.04	1.08	1.11	1.16	1.22	1.28			
C							0.80	0.84	0.87	0.89	0.91	0.94	0.98	1.03	1.05	1.11	1.19	1.24		
D													0.87	0.90	0.94	1.00	1.07	1.12	1.18	1.24
E															0.91	0.96	1.03	1.09	1.14	1.21
F																0.87	0.97	1.03	1.06	1.09

Obteniendo los siguientes valores:

C_r = 0,89596 C_l = 1.1224

Remplazando los datos obtenidos, en la ecuación **(4.49)** se tiene:

Pa = 3.027 CV.

4.3.2.10.- Determinación del número de bandas.

El número de bandas se determina con la ecuación (**4.50**).

$$N°bandas = \frac{Pc}{Pa} \qquad \textbf{(4.50)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (**4.50)** se tiene:

$$N°bandas = \frac{4,45}{3.027}$$

$$N°bandas = 1,47$$

Si la transmisión es con menos de cinco bandas, y la parte decimal del cociente es menor del 10% se toma el entero; si sobrepasa el 10% se toma el entero superior, razón por la cual se tiene:

$$N°bandas = 2$$

4.3.2.11.- Velocidad de la banda.

Se calcula la velocidad tangencial con la ecuación (**4.51**):

$$V = 0,052 \frac{d_2 * N_2}{1000} \qquad \textbf{(4.51)}$$

Sustituyendo los valores tenemos:

$$V = 10.61 \text{ m/s.}$$

Esta velocidad no debe sobrepasar la velocidad límite dada, para nuestro caso es de 15 m/s. por lo que con la velocidad obtenida esta dentro del rango.

4.3.2.12.- Tensión en las bandas. [21]

El cálculo de las tensiones o fuerzas de la banda las encontramos con las ecuaciones 4.52 y 4.53, dichas tensiones las podemos observar en la figura hay que recalcar que la banda tiene un lado tenso y otro flojo.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta / sen19} \qquad \textbf{(4.52)}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{33000 * HP}{V} \qquad \textbf{(4.53)}$$

Donde: T_1 y T_2 = son las tensiones de la banda. (Kg)

μ = es el coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea.

α = es el ángulo formado entre la horizontal y la banda (grados)

θ = es el arco de contacto de la banda en la polea donde se va a calcular las tensiones (rad).

V = es la velocidad de la banda. (ft/min)

HP = Potencia a transmitir (Hp)

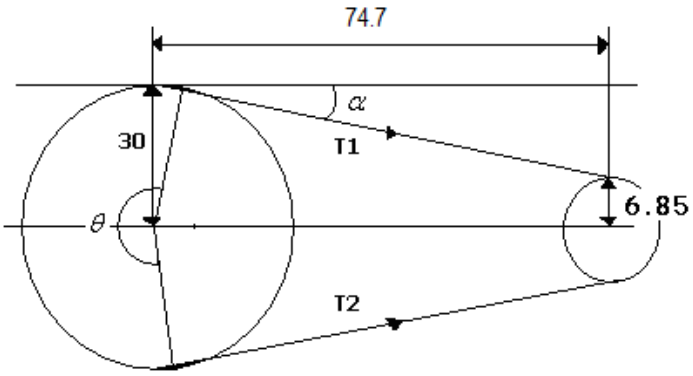


Figura Nº 32. Dimensiones de las poleas y banda**.**

Los datos que se tiene son:

$$\tan\alpha = \frac{23.15}{74.7} \Rightarrow \alpha = 15.58^{o}.$$

$$\theta = 180 + 2\alpha = 180 + 31{,}16 = \frac{211{,}16 * \pi}{180} = 3{,}685\, rad$$

μ = 0.3.

V = 10.61 m/s = 2088,58 ft/min.

HP = 2,744 Hp.

Reemplazando los datos en las ecuaciones (**4.52**) y (**4.53**) obtenemos:

$$T_1 = 29{,}83 * T_2 \qquad \textbf{(4.54)}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{33000 * 2{,}744}{2088{,}58}$$

$$T_1 - T_2 = 43{,}36 kg \qquad \textbf{(4.55)}$$

Resolviendo el sistema con las ecuaciones (**4.54**) y (**4.55**) las tensiones obtenidas son:

$$T_2 = 1.5 kg$$

$$T_1 = 44{,}86 kg$$

Para determinar las componentes de las tensiones que actúan sobre el eje en los planos XY y XZ utilizamos los siguientes triángulos de fuerzas que se representan en la figura 33.

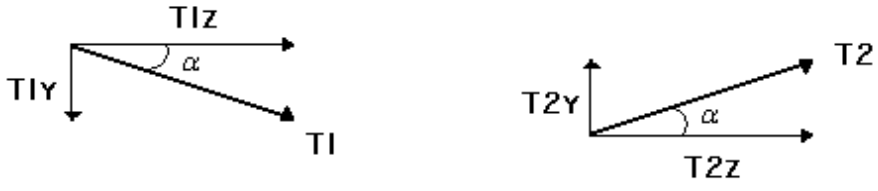


Figura Nº 33. Diagrama de fuerzas en las bandas

$$T_{1Z} = T_1 * \cos\alpha \qquad T_{2Z} = T_2 * \cos\alpha$$
$$T_{1Z} = 44{,}86 * \cos 15{,}58^{o} \qquad T_{2Z} = 1{,}5 * \cos 15{,}58^{o}$$
$$T_{1Z} = 43{,}2kg \qquad T_{2Z} = 1{,}45kg$$

$$T_{1Y} = T_1 * sen\alpha \qquad T_{2Y} = T_2 * sen\alpha$$
$$T_{1Y} = 44{,}86 * sen 15{,}58^{o} \qquad T_{2Y} = 1{,}5 * sen 15{,}58^{o}$$
$$T_{1Y} = 12{,}05kg \qquad T_{2Y} = 0{,}4kg$$

Con estos valores procedemos a calcular los valores resultantes mediante la sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_Z = T_{1Z} + T_{2Z} \qquad \sum F_Y = T_{2Y} - T_{1Z}$$
$$F_Z = (43{,}2 + 1.45)kg \qquad F_Y = (0{,}4 - 12{,}05)kg$$
$$F_Z = 44{,}65kg \qquad F_Y = -11{,}65kg$$

El signo negativo en F_Y significa que la fuerza esta hacia abajo.

4.3.2.13.- Durabilidad de la banda. [11]

Se determina con la ecuación (**4.56**):

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \qquad \textbf{(4.56)}$$

Donde: N_p = número de pasadas.
K y b = constantes.
T_1 y T_2 = tensiones en la banda (lb).

Los valores de K y b se los determina por la tabla XXIII.

Tabla XXIII. Parámetros de durabilidad para algunas secciones de bandas **[11]**

Sección de banda	10^8 a 10^9 *picos de fuerza*		10^9 a 10^{10} *picos de fuerza*		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Obteniendo los valores de K y b que para una banda de sección A son:

$$K = 674$$

$$b = 11.089$$

$$T_1 = 44{,}86 \text{ kg} = 98{,}9 \text{ lb.}$$

$$T_2 = 1{,}5 \text{ kg} = 3{,}31 \text{ lb.}$$

Estos datos remplazamos en la ecuación (**4.56**) y obtenemos:

$$N_p = 6{,}788*10^8 \text{ pasadas.}$$

Con este valor calculamos la durabilidad de la banda en horas con la ecuación (**4.57)**:

$$t = \frac{N_p * L}{720 * V} \qquad \textbf{(4.57)}$$

Donde: t = Tiempo en horas.

N_p = Número de pasadas ($6{,}788*10^8$).

L = Longitud de la banda. (2700mm = 106.3 plg.)

V = Velocidad tangencial de la banda (10,77m/s = 2119,8 ft/min.)

Al sustituir estos datos en la ecuación (**4.57)** la durabilidad de la banda es:

$$t = 47276{,}761 \text{ horas.}$$

4.3.3.- Verificación del eje

4.3.3.1.- Cálculo de reacciones y momentos

El análisis de las reacciones en el eje se lo realiza en diferentes planos según la dirección de las fuerzas.

4.3.3.1.1.- Plano X-Y

Tenemos las siguientes cargas como se muestra en la figura 34.

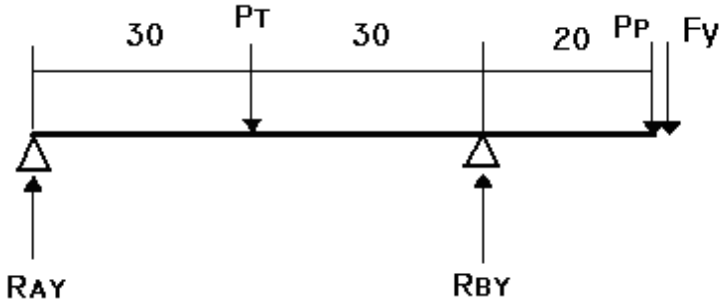


Figura Nº 34. Fuerzas en el plano XY (medidas en cm.)

Donde:
- P_T = Peso de la turbina (kg).
- P_P = Peso de la polea (kg).
- F_Y = Fuerza generada por la banda en la dirección Y (kg).
- R_{AY} = Reacción generada en el rodamiento A en la dirección Y (kg).
- R_{BY} = Reacción generada en el rodamiento B en la dirección Y (kg).

Al disponer de la turbina los valores de P_T y P_P se los obtiene en forma práctica es decir, desarmándola y pesando sus partes consiguiendo los siguientes resultados.

P_T = Peso de los pernos + peso de los alabes + peso del disco o rotor.

Peso de los pernos = # de pernos x peso de perno.
Peso de los pernos = 40 x 0,13 = 5,2 kg.
Peso de los alabes = # de alabes x peso del alabe.

Peso de los alabes = 20 x 1,3 = 26 kg.

Peso del disco = 17 kg.

Entonces:

P_T = (5,2 + 26 + 17)kg.

P_T = 48,2 kg.

El peso de la polea es: P_P = 15 kg.

F_Y = 11.65 kg.

Para calcular las reacciones utilizamos la sumatoria de momentos con respecto al punto A y la sumatoria de fuerzas con respecto a Y.

$$\sum M_A = P_T * 30 - R_{BY} * 60 + (P_P + F_Y) * 80 = 0$$
$$48{,}2 * 30 + 26.65 * 80 = R_{BY} * 60$$
$$R_{BY} = 59.63kg$$

$$\sum F_Y = R_{AY} + R_{BY} - P_T - P_P - F_Y = 0$$
$$R_{AY} + 60{,}9 = 48{,}2 + 15 + 11.65$$
$$R_{AY} = 15.22kg$$

Diagrama de fuerzas:

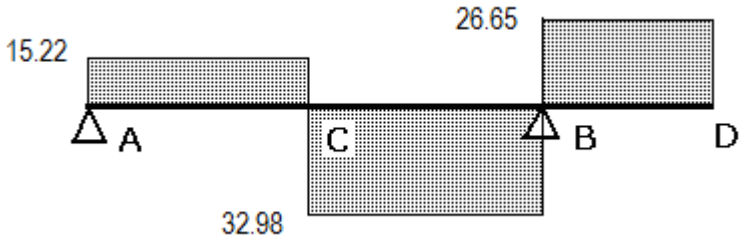


Figura Nº 35. Diagrama de fuerzas plano x-y

Diagrama de momentos:

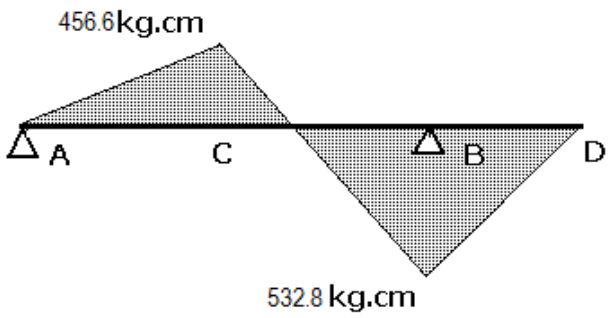


Figura Nº 36. Diagrama de momentos plano x-y.

4.3.3.1.2.- Plano X-Z

Las fuerzas actuantes en el plano se observan en la figura 37.

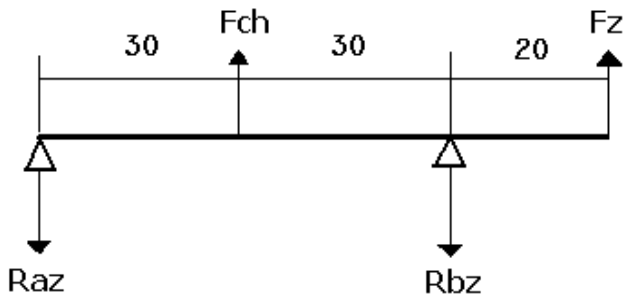


Figura Nº 37. Fuerzas en el plano XZ (medidas en cm).

Donde: F_{Ch} = Fuerza del chorro (79,74kg).

F_Z = Fuerza de la banda en la dirección Z (44,65kg).

R_{AZ} = Reacción en el rodamiento A (kg).

R_{BZ} = Reacción en el rodamiento B (kg).

De igual manera debemos calcular las reacciones tal como se hizo en el plano XY.

$$\sum M_A = -F_{Ch} * 30 + R_{BZ} * 60 - F_Z * 80 = 0$$

$$79.74 * 30 + 44.65 * 80 = R_{BZ} * 60$$

$$R_{BZ} = 99.5kg$$

$$\sum F_Z = -R_{AZ} - R_{BZ} + F_{Ch} + F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + 99.5 = 83{,}8 + 44.65$$

$$R_{AZ} = 24.89kg$$

Diagrama de fuerzas:

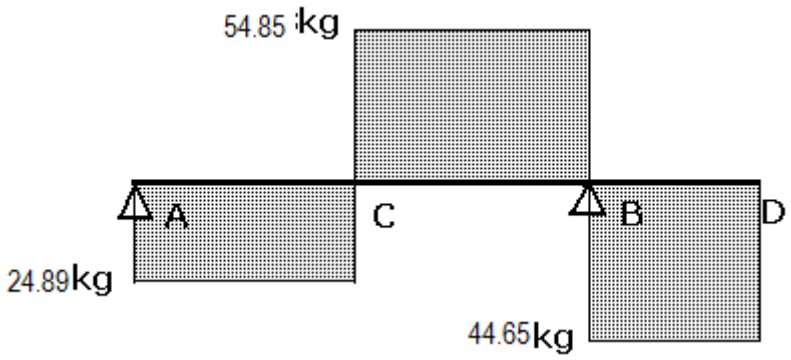


Figura Nº 38. Diagrama de fuerzas plano x-z

Diagrama de momentos:

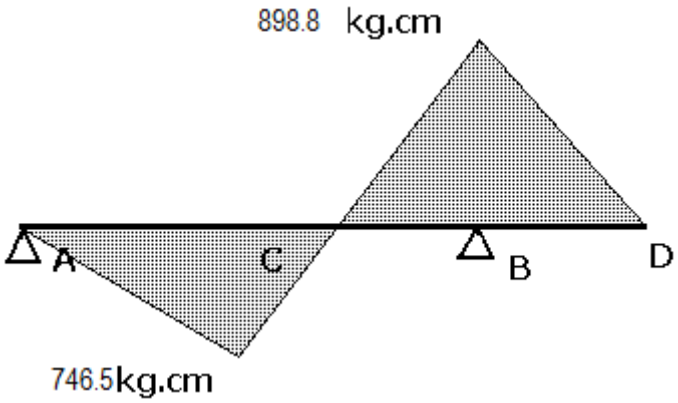


Figura Nº 39. Diagrama de momentos plano x-z

Momentos resultantes:

En el punto C

$$M_C = \sqrt{(445.6)^2 + (746.5)^2}$$
$$M_C = 875.07 kg*cm$$

En el punto B

$$M_B = \sqrt{(532.8)^2 + (898.8)^2}$$
$$M_B = 1045 kg*cm$$

4.3.3.2.- Cálculo de esfuerzos.

Para esto observaremos la figura 40 donde se detalla la geometría del eje.

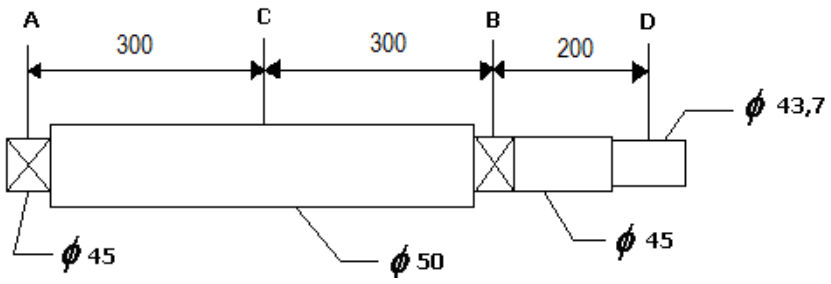


Figura Nº 40. Geometría del eje (medidas en mm).

Al observar la figura 40 y con los momentos resultantes se toma como puntos críticos C y B pero como el momento en B es mayor y en este punto el diámetro del eje es menor los cálculos se los realizará unicamente en este punto.

- **Flexión:**

El esfuerzo a flexión lo determinamos con la ecuación (**4.58).**

$$\sigma_B = \frac{32 * M_B}{\pi * d^3} \qquad \textbf{(4.58)}$$

Donde: σ_B = Esfuerzo flector máximo (kg/cm^2).

M_B = Momento resultante en B (1045kg.cm).

d = Diámetro del eje en B (4,5cm).

Reemplazando los datos en la ecuación (**4.58)** se tiene:

$$\sigma_B = 116.81 \frac{kg}{cm^2}$$

- **Torsión:**

Antes del calcular el esfuerzo debemos de calcular el momento torsor con la ecuación (**4.59**).

$$T = F_{Ch} * \frac{D_P}{2} \qquad \textbf{(4.59)}$$

Donde: F_{Ch} = fuerza del chorro (79.74kg)

D_P = diámetro pelton (40cm).

Remplazando los datos obtenemos que:

$$T = 1595 \text{ kg*cm.}$$

Lo determinamos con la ecuación (**4.60)**:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \qquad \textbf{(4.60)}$$

Donde: τ = Esfuerzo torsor (kg/cm^2)

T = Momento torsor (1595kg.cm)

Sustituyendo los datos en la ecuación (**4.60)**, obtenemos:

$$\tau = 89.15 \frac{kg}{cm^2}$$

4.3.3.3.- Diseño estático.

Se empleará el criterio de Tresca que se expresa en la ecuación (**4.61**).

$$\sigma_{eqT} = \sqrt{\sigma_B{}^2 + 4\tau^2} = \frac{Sy}{n} \qquad \textbf{(4.61)}$$

Sy depende del material del eje que es acero de transmisión con las siguientes características.

Sut = 4985 kg/cm^2. Sy = 4198 kg/cm^2.

Como se dispone de todos los datos nuestro cálculo se fundamenta en encontrar el coeficiente de seguridad (n).

Los datos que se tiene son los siguientes:

$$\sigma_B = 116.81 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\tau = 89.15 \frac{kg}{cm^2}$$

Remplazándolos en la ecuación (**4.61)**.

$$\sigma_{eqT} = \sqrt{116.81^2 + 4(89.15)^2} = \frac{4198}{n}$$

$$n = \frac{4198}{213.16}$$

$$n = 19.69$$

4.3.3.4.- Diseño dinámico.

El eje jira, por tanto es fatiga, porque aunque la carga es estática el elemento sigue jirando, por lo que los esfuerzos de flexión van cambiando de tracción a compresión y viceversa. El análisis se lo realizará de igual manera en el punto B.

4.3.3.4.1.- Esfuerzos:

- **Flexión:**

La flexión en relación al tiempo se indica en la figura 41.

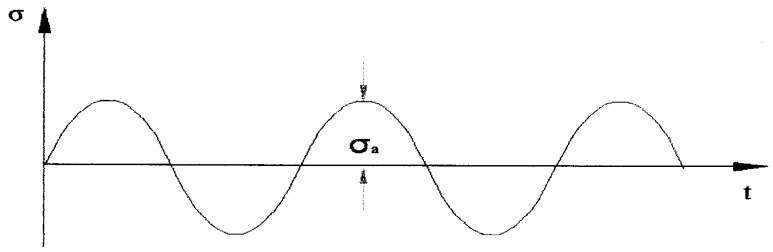


Figura N° 41. Gráfica de la fluctuación del esfuerzo flector en relación al tiempo

$$\sigma_{aB} = \frac{32 * M_B}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{aB} = \frac{32 * 1045}{\pi * 4{,}5^3} \qquad \sigma_m = 0$$

$$\sigma_{aB} = 116.81 \frac{kg}{cm^2}$$

- **Torsión:**

El gráfico de la torsión es:

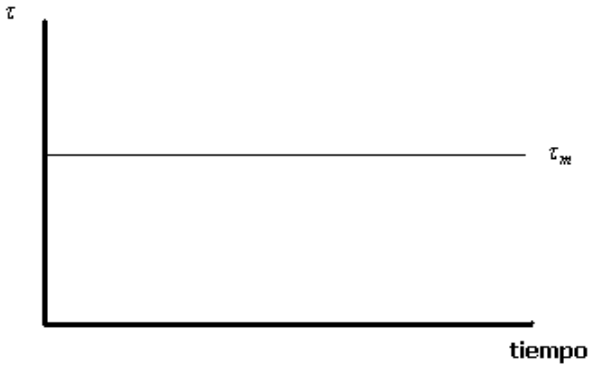


Figura N° 42. Gráfico de la fluctuación del esfuerzo torsor en relación al tiempo.

$$\tau_m = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau_m = \frac{16 * 1595}{\pi * 4{,}5^3} \qquad \tau_a = 0$$

$$\tau_m = 89.15 \frac{kg}{cm^2}$$

4.3.3.4.2.- Esfuerzos equivalentes.

El esfuerzo equivalente a (σ_{Eqa}) es igual a $\sigma_{aB} = 116.81 \frac{kg}{cm^2}$

El esfuerzo equivalente m (σ_{Eqm}) se lo determina por:

$$\tau_{Eqm} = \sqrt{4(\tau_m)^2}$$

$$\tau_{Eqm} = \sqrt{4(89.15)^2}$$

$$\tau_{Eqm} = 178.3 kg / cm^2$$

4.3.3.4.3.- Límite de fatiga

Se lo determina con la ecuación de Marin expuesta a continuación:

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kg * Se' \qquad \textbf{(4.62)}$$

Se’ = 0,5*Sut por ser un esfuerzo de flexión.

Se’ = 0,5*4985

Se’ = 2492,5 kg.

Ka es el factor por superficie y se lo determina por:

Ka = a $(Sut)^b$ = $2{,}7(70{,}75)^{-0{,}265}$ = 0,87 para un eje maquinado; los valores de a y b se los observa en la tabla XXII.

Tabla XXIV: Valores de a y b según el acabado superficial. **[11]**

$k_a = aS_{ut}^b$ LN(1, C)				
Acabado superficial	a		b	Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa		
Esmerilado*	1.34	1.58	–0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	–0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	56.1	–0.719	0.110
Como sale de forja	39.8	271	–0.995	0.145

Kb es el factor por tamaño:

$$Kb = 1{,}24(d)^{-0{,}107}; \quad \text{para } 2.79 < d < 51 \text{ mm.}$$

$$Kb = 1{,}24(45)^{-0{,}107} = 0{,}82.$$

Kc = Factor de confiabilidad:

Kc = 0,897 para una confiabilidad del 90%.

Kd = Factor por temperatura:

Kd = 1.

Kg = Factor por efectos varios.

Kg = 1.

Ke = Factor por concentración de tensiones y se lo determina por:

$$Ke = 1/ Kf \qquad \textbf{(4.63)}$$

Pero a su vez Kf determinamos con la ecuación (**4.64**).

$$Kf = q(Kt - 1) + 1 \qquad \textbf{(4.64)}$$

Donde: q = Sensibilidad a la muesca y depende de la naturaleza del material.

Kt = Factor de concentración de esfuerzos.

El valor de q se lo determina en función del radio de la muesca y el Sut del material. Nuestro material es con un Sut = 4985 kg/cm^2 = 70,75 Kpsi.

Y el radio de la muesca se lo observa en la figura 43.

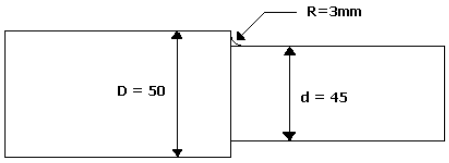


Figura N° 43. Radio de muesca.

Con los datos mencionados encontramos el valor de q en la figura 44:

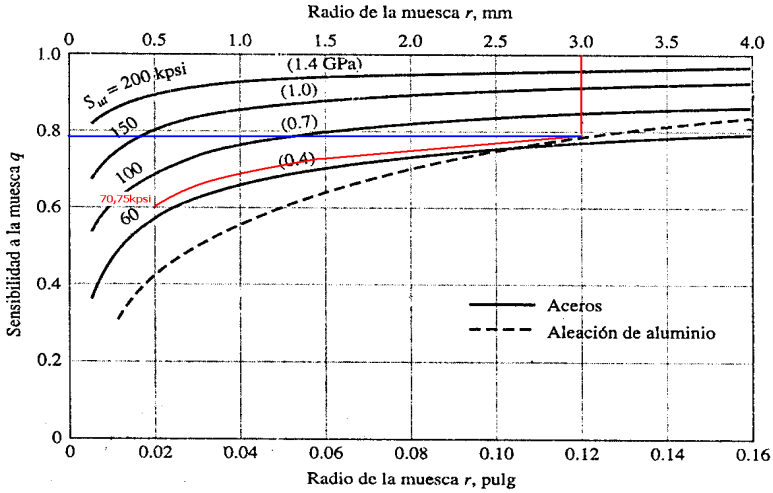


Figura Nº 44. Gráfica de la sensibilidad a la muesca (q).

Como se puede ver en la figura 44 el valor es: $q \cong 0,79$

El valor de Kt se lo determina en función de D/d y r/d. como se ve en la tabla XXIII.

D/d = 50/45 = 1,11 r/d = 3/45 = 0,066.

Nuestro caso se muestra en la figura 45:

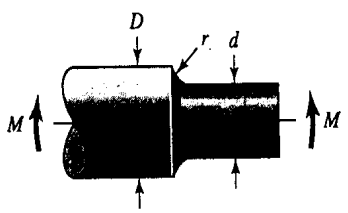


Figura Nº 45. Eje con cambio de diámetro sometido a flexión.

Tabla XXV: Valores de Kt. **[11]**

	r/d						
D/d	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.790	1.349	1.245	1.199	1.171	1.152	1.138
1.05	2.638	1.697	1.474	1.376	1.317	1.276	1.247
1.10	3.154	1.897	1.599	1.467	1.388	1.355	1.295
1.50	4.237	2.279	1.815	1.610	1.487	1.404	1.342
2.00	4.424	2.388	1.843	1.624	1.494	1.405	1.339
6.00	4.495	2.360	1.854	1.630	1.496	1.405	1.337

Con los valores disponibles de D/d y r/d no podemos encontrar el valor de Kt directamente por lo que debemos interpolar obteniendo:

$$Kt = 1,9$$

Los valores de Kt y q los sustituimos en la ecuación (**4.64**), obteniendo:

Kf = 1,711 este a su vez se remplaza en la ecuación (**4.63**) y se tiene:

$$Ke = 0,58$$

El valor de cada factor se reemplaza en la ecuación (**4.62)** y determinamos el límite de fatiga:

Se = 868,7 kg.

4.3.3.4.4.- Coeficiente de seguridad

Para el cálculo del coeficiente de seguridad utilizaremos la ecuación (**4.65)** según Goodman:

$$\frac{\sigma_{Eqa}}{Se} + \frac{\sigma_{Eqm}}{Sut} = \frac{1}{n} \qquad \textbf{(4.65)}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación (**4.65**) se tiene:

$$n = 5,5$$

Con valor obtenido de n se puede entender claramente que el eje debe ser diseñado dinámicamente, y el valor obtenido se ajusta al de las máquinas rotativas que tiende a ser alto.

4.3.4.- Selección de rodamientos. [25] [12]

4.3.4.1.- Cálculo de las reacciones

Para la selección de los rodamientos utilizaremos las reacciones calculadas en los puntos A y B de los planos XY y XZ que son:

Plano XY	Plano XZ
R_{BY} = 59.63 kg	R_{BZ} = 99.5 kg
R_{AY} = 15.22 kg	R_{AZ} = 24.89 kg.

A continuación calculamos las fuerzas resultantes en cada uno de los puntos A y B donde están ubicados los rodamientos como se puede observar en la figura 40.

Punto B	Punto A
$R_B = \sqrt{59.63^2 + (99.5)^2}$	$R_A = \sqrt{(15.22)^2 + (24.89)^2}$
$R_B = 116kg$	$R_A = 29{,}18kg$
R_B = 1136.8 N	R_A = 286 N

Hay que señalar que esta fuerza radial es la única que actúa sobre cada uno de los rodamientos, razón por la cual se seleccionara un rodamiento rígido de bolas.

4.3.4.2.- Rodamiento B

Como el diámetro del eje en ese tramo es de 45mm entonces se elegirá un rodamiento con ese diámetro interior.
Se elige un rodamiento **FAG** tipo **6209** para el **punto B**.

Con C = 31 KN y Co = 24,4 KN.

- **Diseño a carga estática:**

$$Co_R = fs*Po \qquad \textbf{(4.66)}$$

Donde: Co_R = Capacidad de carga estática requerida (KN).
fs = Factor de esfuerzo estático (1,5-2,5 para exigencias elevadas)
Po = Carga estática equivalente (KN)

fs: se tomará un valor de 2.

Po = Fr ya que Fa/Fr $\leq$ 0,8; Fa es la fuerza axial en nuestro caso Fa = 0. y Fr es la fuerza radial resultante en el punto B, Fr = 1136.8 N = 1.1368 KN.

Entonces: Po = 1,1368 KN.

Estos datos remplazamos en la ecuación (**4.66**), y se tiene.

$$Co_R = 2{,}2736 \text{ KN}.$$

Como: $Co_R \leq Co$
2,2736 KN $\leq$ 24,4 KN. Se cumple la condición, por lo es correcto.

- **Diseño a carga dinámica.**

$$C_R = \frac{fl}{fn * ft * fc} * P \qquad \textbf{(4.67)}$$

Donde: C_R = Capacidad de carga dinámica requerida (KN).
fl = Factor de vida.
fn = Factor de velocidad
fc = Factor de confiabilidad. R = 98% (fc = 0,62).
ft = Factor por temperatura (T = 150ºC; ft = 1).
P = Carga dinámica equivalente. (KN).

Los factores fl y fn se determinan por la tabla XXVI.

Tabla Nº XXVI: Valores de fl y fn para rodamientos de bolas.

▼ Valores f_L para rodamientos de bolasr

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\,\frac{1}{3}}{n}}$$

n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,099
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,097
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,095
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,094
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,092
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,091
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,089
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,087

fl para una vida de 50000 horas es: fl = 4,64.

fn para un número de revoluciones de 400 rpm es: fn = 0,437.

Carga equivalente se determina por:

$$P = X * Fr + Y * Fa \qquad \textbf{(4.68)}$$

Como Fa = 0; entonces X = 1.

$$P = 1* 1{,}1368 = 1{,}1368 \text{ KN}.$$

Remplazando los datos en la ecuación (**4.67)**, tenemos:

$$C_R = 19.47 \text{ KN}$$

Se debe cumplir que: $C_R \leq C$

Entonces como: $19.47 \leq 31$ KN Es correcto.

4.3.4.3.- Rodamiento A.

Para el **punto A** se elegirá un rodamiento con menor prestación de carga ya que las reacciones que va a soportar son menores, pero el diámetro es el mismo d = 45mm.
Se elige un rodamiento **FAG** de tipo **16009.**

Con: C = 15,6 KN y Co = 12,2 KN.

- **Diseño a carga estática:**

$$Co_R = fs*Po \quad \textbf{(4.69)}$$

Donde: Co_R = Capacidad de carga estática requerida (KN).
fs = Factor de esfuerzo estático (1,5-2,5 para exigencias elevadas)
Po = Carga estática equivalente (KN).

fs se tomará un valor de 2.

Po = Fr ya que Fa/Fr $\leq$ 0,8; Fa es la fuerza axial en nuestro caso Fa = 0. y Fr es la fuerza radial resultante en el punto B, Fr = 286 N = 0,286 KN.

Entonces Po = 0,286KN.
Estos datos remplazamos en la ecuación (**4.69**), se tiene:

Co_R = 0,572 KN.

Como: $Co_R \leq Co$
0,572 KN $\leq$ 12,2 KN. Se cumple la condición, es correcto.

- **Diseño a carga dinámica.**

$$C_R = \frac{fl}{fn * ft * fc} * P \qquad \textbf{(4.70)}$$

Donde: C_R = Capacidad de carga dinámica requerida (KN).

fl = Factor de vida.

fn = Factor de velocidad

fc = Factor de confiabilidad. R = 98% (fc = 0,62).

ft = Factor por temperatura (T = 150ºC; ft = 1).

P = Carga dinámica equivalente. (KN).

Los factores fl y fn se determinan por la tabla XXVI.

Obteniendo:

fl para una vida de 50000 horas es: fl = 4,64.

fn para un numero de revoluciones de 400 rpm es: fn = 0,437.

Carga equivalente se determina con la ecuación (**4.68**):

Como Fa = 0; entonces X = 1.

$$P = 1 * 0{,}28612 = 0{,}286 \text{ KN}.$$

Remplazando los datos en la ecuación (**4.70)**, tenemos:

$$C_R = 5.06 \text{ KN}$$

Se debe cumplir que: $C_R \leq C$

Entonces como: $5.06 \leq 15{,}6$ KN Es correcto.

CAPÍTULO V

5.- SISTEMA ELECTROMECÁNICO Y LINEA DE TRANSMISIÓN

5.1.- SISTEMA ELECTROMECÁNICO

La potencia mecánica proveniente de una turbina hidráulica se puede aplicar directamente a otras máquinas y equipos tales como aserraderos, molinos de granos, etc; sin embargo la aplicación más frecuente es la generación de energía eléctrica.

5.1.1.-Generadores eléctricos [3]

Los generadores eléctricos para estas aplicaciones son máquinas eléctricas rotativas que se acoplan directamente o indirectamente a los rodetes de las turbinas y así, conjuntamente, transforman la energía mecánica en energía eléctrica.

5.1.1.1.-Generador síncrono

El generador síncrono está compuesto principalmente de una parte móvil o rotor y de una parte fija o estator.

El rotor gira recibiendo un empuje externo desde (normalmente) una turbina, en donde este rotor tiene acoplada una fuente de corriente continua, de excitación independiente variable que genera un flujo constante, pero que al estar acoplado al rotor, crea un campo magnético giratorio, que genera un sistema trifásico de fuerzas electromotrices en los devanados estatóricos.

El rotor gira concéntricamente a la misma velocidad mecánica que el campo magnético principal o fundamental del estator, en nuestro caso una velocidad síncrona de 1800 revoluciones por minuto (RPM), pudiendo en la figura 46, apreciar la estructura del generador sincrónico.

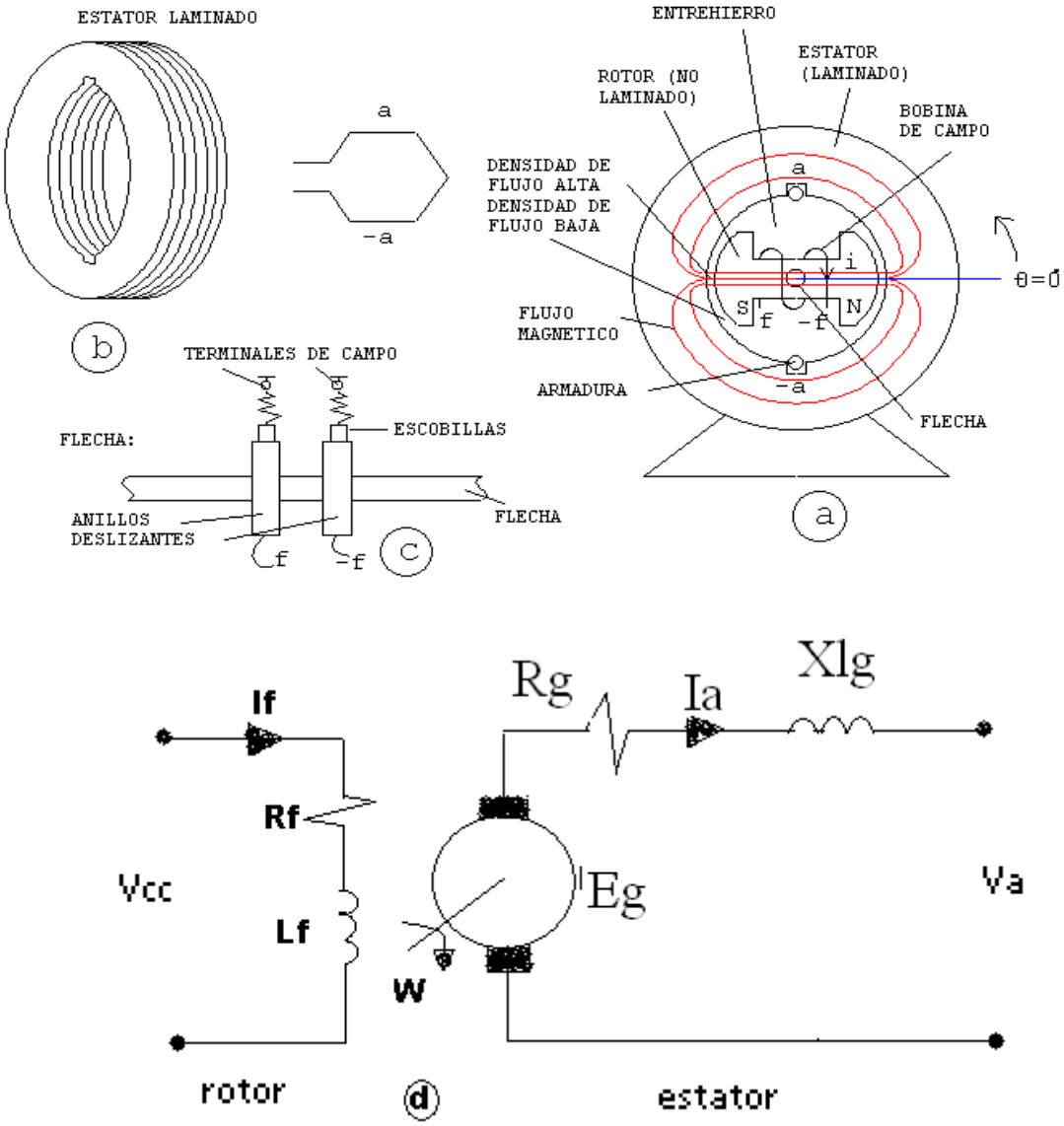


Figura Nº 46. (a) Estructura de una máquina sincrónica. (b) Estator laminado.

(c) Detalle de la flecha, (d) Diagrama general del generador

Para crear el campo remanente se debe alimentar con corriente continua (c.c.), al circuito de campo del rotor. Como éste está en movimiento (el rotor), es necesario adoptar construcciones especiales con el fin de suministrar energía al campo, la solución común es el uso de anillos deslizantes y escobillas.

Los anillos deslizantes son aros que rodean el eje de la máquina, pero aislados del mismo eje, cada extremo (f y -f) del arrollamiento de la bobina de campo está conectado a un anillo y sobre cada anillo hace contacto una escobilla.

Si a las escobillas se les conecta una fuente, en todo momento quedará aplicado el mismo voltaje al devanado de campo tal como se indica en la figura 47.

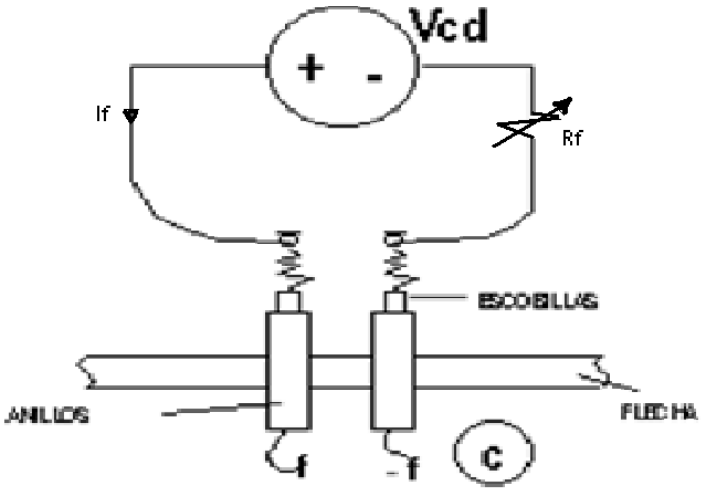


Figura Nº 47. Conexión de la fuente de campo

5.1.1.2.-Velocidad síncrona. [3][26]

Las máquinas sincrónicas son por definición "sincrónicas", lo cual significa que la frecuencia eléctrica producida está relacionada con la velocidad angular mecánica del rotor, la misma que permanece invariable y origina en la corriente alterna la frecuencia síncrona normalizada, en donde la velocidad rotativa está dada por la máquina hidráulica (turbina).

1. Frecuencias síncronas normalizadas: 50Hz y 60Hz.
2. Velocidad síncrona deducible de la frecuencia y el número de polos de la máquina.

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{p} \qquad \textbf{(5.1)}$$

Donde: $n_s =$ Velocidad síncrona (rpm)

$f =$ Frecuencia (Hz)

$p =$ Número de polos

TABLA XXVII. Velocidad de giro del generador síncrono

Frecuencia (Hz)	# de Polos	Velocidad síncrona (rpm)
50	2	3000
	4	1500
	6	1000
	8	750
	10	600
	12	500
60	2	3600
	4	**1800**
	6	1200
	8	900
	10	720
	12	600

Para nuestro sistema se dispone de un generador síncrono con los siguientes datos de placa detallados en la tabla XXVIII.

TABLA XXVIII. Datos de placa del generador síncrono

Corriente (A)	Voltaje(V)	#Polos (p)	Frecuencia (Hz)	Potencia Aparente(KVA)	Velocidad (RPM)
13.5	220	4	60	3	1800
27	110	4	60	3	1800

Para este generador se dispone de dos tipos de conexión los mismos que se detallan en la figura 48.

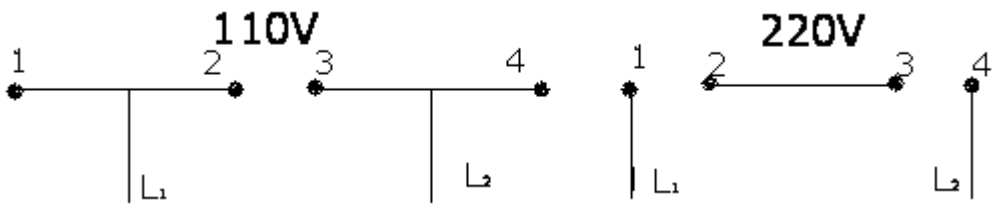


Figura Nº 48. Formas de conexión del generador síncrono

5.1.2.-Elementos de control y de protección del sistema de generación [3]

5.1.2.1.-Tablero o panel de control

Los tableros de control son las cajas metálicas que contienen los instrumentos de medición y en su interior a los elementos de control, protección y el cableado de interconexión para así evitar el contacto de las personas, con las partes con tensión e impedir el ingreso de polvo, humedad y cuerpos extraños impidiendo el normal funcionamiento del sistema.

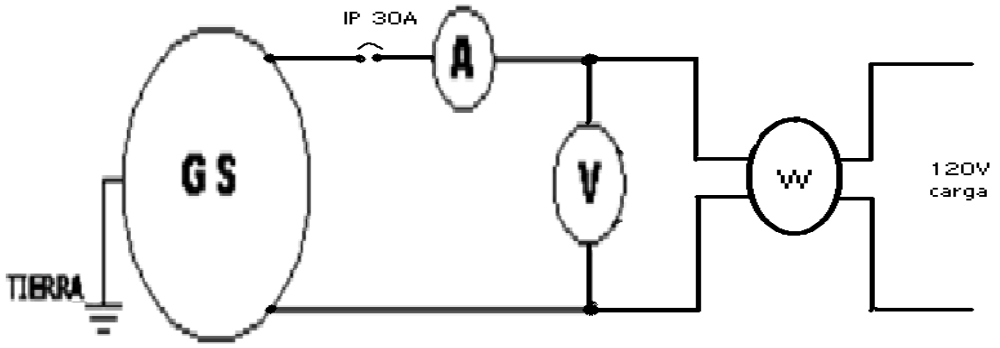


Figura Nº 49. Esquema básico del tablero de control

5.1.2.2.-Instrumentos de medición

Cuando se emplea la energía eléctrica, es necesario controlarla y conocer exactamente los valores de la tensión, corriente y potencia capaces de ser producidos por el generador.

5.1.2.2.1.- Voltímetro

Permite medir la tensión o voltaje, el mismo que esta construido con alta impedancia para ser conectado en paralelo, es decir directamente a los bornes del sistema cuya tensión se desea medir.

5.1.2.2.2.-Amperímetro

Sirve para medir la intensidad de la corriente, su impedancia interna es muy baja por lo que se conecta en serie con las cargas receptoras y nunca en paralelo porque podría producirse un cortocircuito.

5.1.2.2.3.- Interruptor termomagnético (Breaker)

El interruptor termomagnético es un elemento de protección, el cual debe ser dimensionado para operar en caso de cortocircuito o sobre carga, para nuestro caso se utilizará un breaker de 30 A.

5.1.2.2.4.- Vatímetro

El vatímetro es un instrumento que permite medir la potencia eléctrica.

5.1.2.2.5.-Puesta a tierra

Los tableros de control, el generador y todo dispositivo con cubierta metálica conductora, que guarde elementos bajo tensión, deben ponerse a tierra mediante la conexión de un borne montado sobre la parte metálica y un cable desnudo.

5.1.2.2.6.- Rectificador de onda completa con dos diodos [26]

Un rectificador de onda completa es un circuito empleado para convertir una señal de corriente alterna de entrada en corriente directa de salida, esto se realiza utilizando diodos rectificadores.

La forma de la onda de salida es idéntica a la del rectificador en puente, sin embargo este rectificador precisa de un transformador con toma media en el secundario.

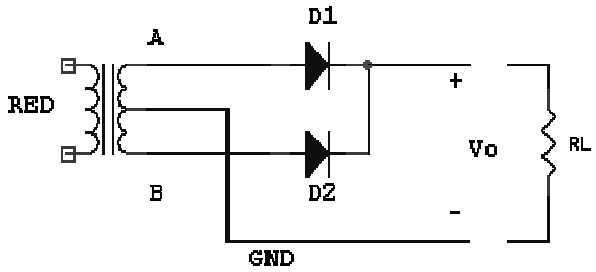


Figura Nº 50. Rectificador de onda completa con dos diodos

Tal y como son las tensiones en A y en B nunca podrán conducir ambos diodos a la vez. Cuando A sea positiva (B negativa) el ánodo de D1 estará a mayor tensión que su cátodo, provocando que D1 conduzca. Cuando B sea positiva (A negativa) el ánodo de D2 estará a mayor tensión que su cátodo, provocando que D2 conduzca.

Normalmente se suele tomar como referencia o masa la toma intermedia, de esta forma se obtienen dos señales senoidales en oposición de fase, en este caso, la parte negativa de la señal se convierte en positiva o bien la parte positiva de la señal se convertirá en negativa, según se necesite una señal positiva o negativa de corriente continua.

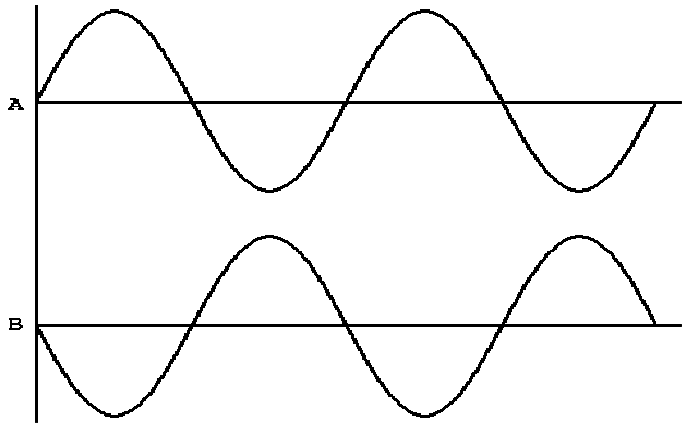


Figura Nº 51. Forma de las ondas senoidales

Obteniéndose la forma de onda de Vo rectificada tal como se indica en la figura 52:

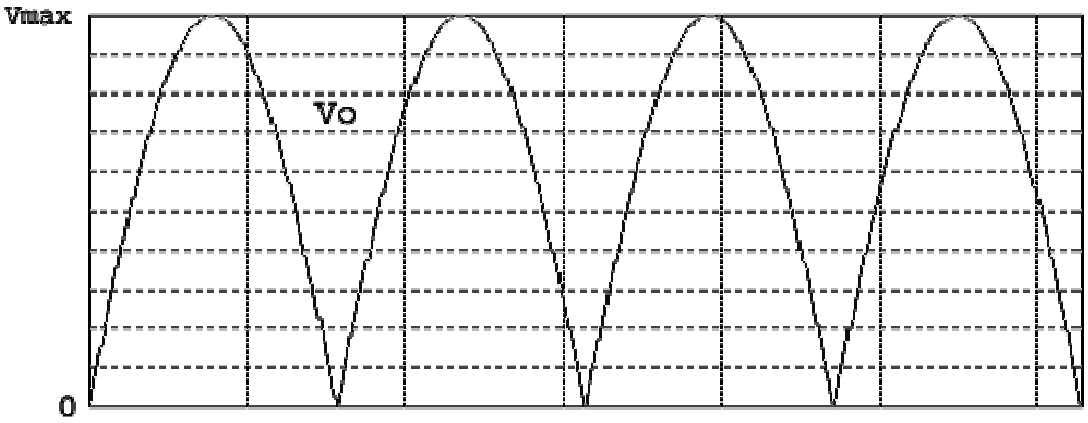


Figura Nº 52. Forma de la onda rectificada

5.1.2.2.7.- Diodos rectificadores

Uno de los dispositivos más importantes de los circuitos de potencia son los diodos, aunque tienen, entre otras, las siguientes limitaciones: son dispositivos unidireccionales, no pudiendo circular la corriente en sentido contrario al de conducción. Los diodos de potencia se caracterizan porque en estado de conducción, deben ser capaces de soportar una alta

intensidad con una pequeña caída de tensión, en sentido inverso, deben ser capaces de soportar una fuerte tensión negativa de ánodo con una pequeña intensidad de fugas.

Figura Nº 53. Diodo rectificador

5.1.2.2.8.- Transformador

Los transformadores son dispositivos basados en el fenómeno de la inducción electromagnética y están constituidos, en su forma más simple, por dos bobinas devanadas sobre un núcleo cerrado de hierro dulce o hierro silicio. Las bobinas o devanados se denominan primario y secundario según correspondan a la entrada o salida del sistema en cuestión, respectivamente.

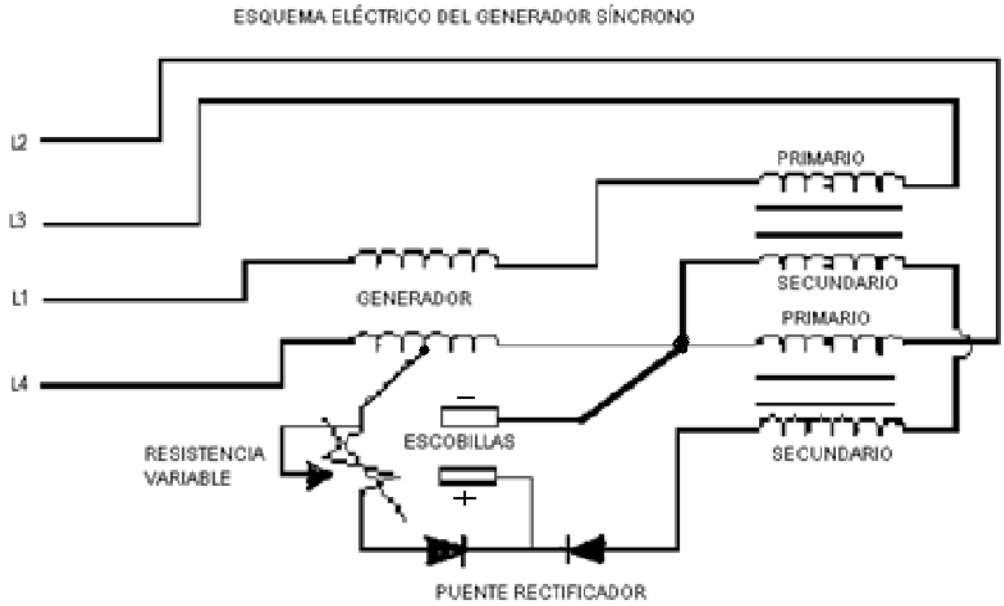


Figura Nº 54. Esquema eléctrico generador monofásico

En la figura 54, se indica la conexión eléctrica del generador el mismo que permite el control del voltaje por medio de una resistencia variable (reóstato), incluida en el generador,

la calibración del sistema es manual con la finalidad de mantener una tensión constante a la salida del generador.

Figura Nº 55. Generador síncrono monofásico

5.2.-LINEA DE TRANSMISIÓN ELÉCTRICA [27]

La energía generada deberá transmitirse mediante una red de baja, media o alta tensión, dependiendo de la distancia entre la casa de máquinas y centro de consumo, será necesario tender redes de transmisión al voltaje apropiado para generar las menores pérdidas.

Como todo sistema de distribución rural deberá ser diseñado el sistema totalmente en baja tensión, y equiparse con los correspondientes elementos de maniobra, de puesta a tierra y de protección, en donde el diseño eléctrico permite definir tipo y dimensiones del conductor.

Como ya se mencionó anteriormente los datos de placa del generador, procedemos a realizar el cálculo respectivo para la selección del conductor adecuado.

Como se va a generar una potencia de 2.046 Kw y se tiene en la salida de los bornes del generador un voltaje de 120V con una corriente de 27A, seleccionamos el tipo de cable, según la tabla XXIX. **[28]**

TABLA XXIX. Cables de cobre tipos TF y TW 600V y 60ºC (CABLEC)

CODIGO CABLEC	C O N D U C T O R					ESPESOR DE AISLANT mm	DIAM. EXTER. APROX. mm	PESO TOTAL APROX. Kg/km	CAPACIDAD DE CONDUCCIÓN		TIPO
	CALIBRE AWG o MCM	# *DE HILOS*	SECC. APROX. (mm2)	DIAM. APROX. mm	PESO APROX. Kg/Km				* Amp.	** Amp.	
BA20	20	1	0,52	0,81	4,62	0,76	2,33	9,79	6	7	TF
BA18	18	1	0,62	1,02	7,29	0,76	2,54	13,15	6	7	TF
BA16	16	1	1,31	1,29	11,65	0,76	2,81	18,4	8	10	TF
BA14	14	1	2,08	1,63	18,49	0,76	3,15	26,36	20	25	TW
BA12	12	1	3,31	2,05	29,43	0,76	3,57	38,69	25	30	TW
BA10	**10**	**1**	**5,26**	**2,59**	**46,76**	**0,76**	**4,11**	**57,8**	**30**	**40**	**TW**
BA08	8	1	8,37	3,26	74,41	1,14	5,54	96,16	40	60	TW
__	14	7	2,08	1,88	19,05	0,76	3,4	29,38	21	26	TW
__	12	7	3,31	2,36	30,31	0,76	3,88	42,52	26	31	TW
__	10	7	5,26	2,97	48,16	0,76	4,49	62,76	31	41	TW
BF08	8	7	8,37	3,7	75,9	1,14	5,98	104,32	41	62	TW
BF06	6	7	13,3	4,65	120,6	152	7,69	168,9	57	82	TW

*Capacidad de conducción no más de tres conductores en tuberías, bandeja o cable directamente enterrado basado en una temperatura ambiente 30ºC (86ºF).

**Capacidad de conducción para un conductor en aire libre a temperatura ambiente 30ºC (86ºF).

Con la corriente de salida del generador seleccionamos un cable de cobre tipo TW número 10 AWG el mismo que tiene una capacidad máxima de conducción de 30 A, para conductores tuberías, bandejas y 40 A para conductores al aire libre, con una sección de 5.26 mm^2.

Para comprobar que el cable seleccionado es el adecuado para nuestro sistema realizamos el siguiente cálculo de comparación:

Donde: Potencia a generar $P = 2.046 Kw$

Factor de Potencia cos θ = 0.86 asumido

Resistividad del Cobre $\rho_{cu} = 0.017\ Ohmios\ {mm^2}/{m}$

Sección del conductor A = 5.26 mm^2

Longitud desde la casa de máquinas hasta la carga $L = 180m$

Con estos datos calculamos la resistencia (R) del conductor por medio de la ecuación (**5.2**):

$$R = \frac{\rho_{cu} * L}{A} \ Ohmios \qquad \textbf{(5.2)}$$

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (**5.2)** se tiene:

$$R = \frac{0.017 \ Ohmios \ {}^{mm^2}/_{m} * 180 * 2m}{5.26mm^2}$$

$$R = 1.1635 \ Ohmios$$

Una vez determinada la resistencia del cobre, calculamos las pérdidas que se producen en la línea con la ecuación (**5.3)**:

$$P = i^2 * Rc \qquad \textbf{(5.3)}$$

Donde: P = Pérdidas en la línea (W)

Corriente tomada a la salida del generador $I = 27A$

Rc = 1.1635 Ohmios, Resistencia del conductor

Reemplazando los datos en la ecuación (**5.3)** se tiene:

$$P = (27A)^2 * 1.1635Ohmios$$
$$P = 848.19W$$

Calculamos también el porcentaje de caída de tensión con la ecuación (**5.4)**:

$$\Delta V\% = \frac{100 * I * R}{V} \quad \textbf{(5.4)}$$

Donde: $\Delta V\%$ = Caída de tensión

Voltaje del generador $V = 120V$

Reemplazando los datos en la ecuación (**5.4)** se tiene:

$$\Delta V\% = \frac{100 * 27 * 1.1635}{120}$$

$$\Delta V\% = 26.178$$

Como las pérdidas en la línea de transmisión es demasiado alta y el porcentaje de caída de tensión es mucho mayor que el establecido que es del 3.5% como máximo, se procede a realizar un nuevo cálculo para un conductor de mayor capacidad.

Realizamos el procedimiento anterior para un conductor dúplex 2x2 de aluminio para el cuál se tiene las siguientes características, según la tabla XXX. **[29]**

Conductor de aluminio 1350 -H19
Aislante de material termoplástico, PE 600 V. – 75 °C
Conductor de aluminio A.C.S.R. para neutro

TABLA XXX. Cables de aluminio (ELECTROCABLES C.A.)

Calibre AWG ó MCM	Sección mm2	FORMACION No. de Hilos por diámetro en mm. A.A.C	A.C.S.R.	ESPESOR AISLAM. mm	DIAMETRO EXTERIOR mm	PESO TOTAL Kg/Km	Cap. de Corr. Para un cable al aire libre Amp.	TIPO CABLE	Altern. de embal.
2 x 6	13.31	7x1,55	6x1,68 + 1x1,68	1.14	12.73	120.80	70	Duplex	A,Z
2 x 4	21.15	7x1,96	6x2,12 + 1x2,12	1.14	15.28	183.50	90	Duplex	A,Z
2 x 2	33.62	7x2,47	6x2,67 + 1x2,67	1.14	18.46	281.70	125	Duplex	A,Z
2 x 1/0	53.49	7x3,12	6x3,37 + 1x3,37	1.52	23.53	450.20	170	Duplex	A,Z
2 x 2/0	67.43	7x3,50	6x3,78 + 1x3,78	1.52	25.90	570.50	200	Duplex	A,Z
3 x 6	13.31	7x1,55	6x1,68 + 1x1,68	1.14	13.08	188.90	60	Triplex	A,Z
3 x 4	21.15	7x1,96	6x2,12 + 1x2,12	1.14	15.84	280.60	80	Triplex	A,Z
2x2 + 1x4	33.62	7x2,47	6x2,12 + 1x2,12	1.14	18.80	374.90	110	Triplex	A,Z
3 x 2	33.62	7x2,47	6x2,67 + 1x2,67	1.14	19.23	425.10	110	Triplex	A,Z
2x1/0 + 1x2	53.49	7x3,12	6x2,67 + 1x2,67	1.52	24.05	599.80	150	Triplex	A,Z
3 x 1/0	53.49	7x3,12	6x3,37 + 1x3,37	1.52	24.50	680.30	150	Triplex	A,Z
2x2/0 + 1x1/0	67.43	7x3,50	6x3,37 + 1x3,37	1.52	27.10	809.40	175	Triplex	A,Z
3 x 2/0	67.43	7x3,50	6x3,78 + 1x3,78	1.52	27.60	865.20	175	Triplex	A,Z
4 x 6	13.31	7x1,55	6x1,68 + 1x1,68	1.14	14.94	255.60	55	Cuadruplex	A,Z
4 x 4	21.15	7x1,96	6x2,12 + 1x2,12	1.14	17.85	374.50	75	Cuadruplex	A,Z
3x2 + 1x4	33.62	7x2,47	6x2,12 + 1x2,12	1.14	21.20	520.02	105	Cuadruplex	A,Z
4 x 2	33.62	7x2,47	6x2,67 + 1x2,67	1.14	21.65	570.20	105	Cuadruplex	A,Z
3x1/0 + 1x2	53.49	7x3,12	6x2,67 + 1x2,67	1.52	27.30	830.40	140	Cuadruplex	A,Z
4 x 1/0	53.49	7x3,12	6x3,37 + 1x3,37	1.52	27.84	910.90	140	Cuadruplex	A,Z
3x2/0 + 1x1/0	67.43	7x3,50	6x3,37 + 1x3,37	1.52	30.50	1109.00	165	Cuadruplex	A,Z
4 x 2/0	67.43	7x3,50	6x3,78 + 1x3,78	1.52	31.08	1165.00	165	Cuadruplex	A,Z

Para comprobar que el cable seleccionado es el adecuado realizamos el siguiente cálculo verificativo:

Donde: Resistividad del Aluminio $\rho_{Al} = 2.65 * 10^{-8}\ Ohmios * m$

Sección del conductor A = 33.62 mm^2

Calculamos la resistencia (R) del conductor por medio de la ecuación (**5.2)** de donde se tiene:

$$R = \frac{2.65 * 10^{-8}\ Ohmios\ m * 180m}{33.62mm^2}$$

$$R = 0.1418\ Ohmios$$

Una vez determinada la resistencia del aluminio, calculamos las pérdidas que se producen en la línea de transmisión con la ecuación (**5.3**).

$$P = (27A)^2 * 0.1418\ Ohmios$$

$$P = 103.43\ W$$

El porcentaje de caída de tensión determinamos con la ecuación (**5.4).**

$$\Delta V\% = \frac{100 * 27 * 0.1418}{120}$$

$$\Delta V\% = 3.19$$

La caída de tensión para el conductor AWG dúplex 2x2 es de 3.19%, siendo este valor menor que el permitido por lo que se instalará este tipo de conductor para nuestro sistema.

CAPÍTULO VI

6.- MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

6.1.- MANUAL DE OPERACIÓN. [30]

La puesta en marcha del equipo significa poner en funcionamiento toda la picocentral hidroeléctrica. Para ello se requiere seguir los siguientes pasos:

Paso 1. La tubería de presión debe estar llena de agua garantizando un flujo permanente del caudal requerido desde la obra de toma.

Paso 2. El equipo electromecánico debe estar libre de cualquier objeto o material que no sea parte del mismo.

Paso 3. Controlar y verificar que todas las partes del equipo estén muy bién fijadas sin que existan partes sueltas o desajustadas.

Paso 4. Hacer girar manualmente el volante de inercia de la turbina en sentido de las manecillas del reloj, para verificar que no exista impedimento alguno y que todo el equipo pueda girar libremente.

Paso 5. Controlar que el interruptor de conexión principal (de salida a las cabañas) este en posición **OFF** o apagado.

Paso 6. Después de estas simples acciones, se procede a la apertura de la válvula principal, manualmente hasta alcanzar la velocidad necesaria, fijándose la frecuencia y el voltaje en el tablero de control hasta que los valores alcanzados en el mismo sean los adecuados, es decir: la frecuencia en 60 Hz y el voltaje alcance los 120 voltios por ser un sistema monofásico.

Paso 7. Una vez que el equipo se encuentra funcionando de manera estable y haya alcanzado el voltaje y la frecuencia necesarios, se procede a energizar las cabañas accionando el interruptor de salida y llevándolo a la posición **ON**.

Paso 8. Para detener o parar el equipo, es necesario desconectar la conexión principal del sistema llevando el interruptor del tablero de control a la posición **OFF**, es decir desconectar la carga del sistema, para luego cerrar manualmente la válvula.

Después de la puesta en marcha del equipo electromecánico, la operación de la turbina se reduce simplemente a un control y seguimiento del funcionamiento del equipo.

El operador del sistema, deberá tener un libro de registro de operación del equipo donde se registre el comportamiento y sus parámetros, pero principalmente las tareas de mantenimiento realizadas o por realizar.

6.1.1.-Libro de registro de parámetros de funcionamiento del equipo

Con el fin de conocer el comportamiento y las acciones de mantenimiento realizadas o por realizar, es necesario contar con un libro de registro de los parámetros de operación, mantenimiento y fallas, que de manera permanente e inamovible debe permanecer en la casa de máquinas para su control por el personal autorizado.

En este libro de registro se debe consignar las ocurrencias diarias de todos los eventos que se puedan producir, ello permitirá tener datos estadísticos del comportamiento del equipo desde la puesta en marcha y/o parada forzada o de mantenimiento hasta el registro de los parámetros de funcionamiento tales como: voltaje (V), frecuencia (Hz), corriente (Amp) y potencia (kW).

En las tablas XXXI y XXXII, se debe registrar los parámetros de funcionamiento del equipo para realizar una evaluación de su comportamiento.

Por ser un proyecto de baja generación, el registro de los parámetros de funcionamiento deberá ser realizado durante los primeros 6 meses cada 6 horas, posteriormente este registro podrá ser realizado una vez al día.

TABLA XXXI. Lectura de parámetros de funcionamiento

Fecha:					
Hora	**Voltaje(v)**	**Corriente(a)**	**Frecuencia(hz)**	**Potencia(w)**	**Observaciones**
06h00					
12h00					
18h00					

TABLA XXXII. Registro de mantenimiento y fallas del equipo

Fecha:									
Día	**Mes**	**Año**	**Equipo**	**Ajuste**	**Engrase**	**Cantidad**	**Limpieza**	**Cambio**	**OBSERVACIONES**

				de pernos	**aceite**	**de grasa (gr)**	**general**	**de repuestos**	
			Juntas de dilatación						
			Válvula						
			Turbina						
			Generador						
			Poleas						
			Bandas						
			Tablero de control						
			Otros						

6.1.2.-Diagnóstico de fallas

El diagnóstico de una falla es una labor de destreza que es parte de la experiencia que se gana con el trabajo diario y que compete plenamente al operador, quien debe analizar las posibles causas de las fallas y luego tomar acciones dependiendo de la magnitud de las mismas y auto-responder a las preguntas básicas como son: ¿Que ocurrió?; ¿A que hora ocurrió?; ¿Que acciones se tomó?: y ¿Que repuestos se utilizaron para resolver el problema?, etc.

Esta información, que debe ser registrada en el "libro de registro de mantenimiento y fallas" tabla XXXII.

De esta forma es posible programar acciones de mantenimiento en el futuro y las precauciones que se debe tener para su ejecución.

Las tablas XXXIII a XXXVI nos proporcionan lineamientos básicos que puedan ayudar en el proceso de diagnosticar la posible causa de una falla y las posibles alternativas para su solución.

TABLA XXXIII. Diagnóstico de falla en las obras civiles

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCION A TOMAR
No ingresa agua el sistema de conducción	- Insuficiente agua en la obra de toma	- Revisar la alimentación de agua en la toma y/o cerrar la

	- El ingreso a la conducción esta obstruida	compuerta y verificar que ingrese el caudal necesario. - Verificar y limpiar la toma
Ingresa agua en la tubería de conducción, pero no llega la cantidad esperada al desarenador	-Existen fugas de agua en la conducción. - Existe objetos que están obstruyendo la libre circulación del agua.	- Recorrer el sistema de conducción e identificar las posibles fugas del sistema y reparar las mismas. - Recorrer el sistema de conducción e identificar los posibles problemas y reparar los mismos.
Llega agua muy turbia hasta la casa de máquinas, ello puede dañar las cucharas de la turbina	- Desarenador totalmente lleno de arena y vegetación de la zona. -Derrumbe sobre el desarenador y cámara de carga.	-Revisar y limpiar el desarenador abriendo la válvula de purga. - Revisar y limpiar el derrumbe.

TABLA XXXIV. Diagnóstico de falla del tablero de control

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCION A TOMAR
No se puede conectar la carga principal	- Falla el circuito de mando del Interruptor - Carga muy grande - Defectos en la línea de transmisión - Aisladores rotos o cortocircuito en la línea - Bornes flojos	- Verificar circuito y reparar si es necesario - Reducir carga - Revisar la línea de transmisión por tramos - Verificar y ajustar
Interruptor caliente con carga	- Defectos en el interruptor - Sobrecarga - Bornes flojos - Chispazos en las conexiones - Los cables calientan demasiado	- Reemplazar interruptor - Reducir la carga - Verificar y ajustar - Apagar el equipo y ajustar los bornes flojos - Verificar los empalmes y cambiar por cables mas gruesos, si es necesario

TABLA XXXV. Diagnóstico de falla en la turbina

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCION A TOMAR
La Turbina no gira	- Insuficiente agua	- Verificar que la tubería este

		llena.
	- Las partes móviles de la turbina se encuentran trabadas.	- Si el eje de la turbina no gira manualmente algún objeto puede estar obstruyendo el rodete.
	- Si la válvula esta abierta y la turbina no gira, es probable que algún objeto este obstruyendo el paso del agua.	- Maniobrar la válvula para determinar si la obstrucción es en la válvula o en la tobera.
	- La tobera de la Turbina se encuentra tapada por piedras o palos y están interfiriendo el chorro de agua.	-De comprobarse la obstrucción, remover la tobera y retirar con la mano los objetos que obstruyen.
La Turbina arranca pero no incrementa su velocidad	- Insuficiente agua en la cámara de carga y cae la altura de presión	- Revisar la alimentación de agua en la cámara de carga.
	- No identificada	- Solicitar la presencia del técnico especialista.
La Turbina gira a gran velocidad solamente	-El breacker está cortocircuitado.	- Cambiar el breacker
La Turbina gira pero pierde velocidad cuando se conecta la carga.	- Insuficiente agua.	- Verificar la alimentación de agua a la cámara de carga.
	- Rejilla en la cámara de carga está obstruida.	- Revisar y limpiar
	- Obstrucción en el paso de agua por falta de apertura de la válvula del inyector.	- Verificar el manómetro, si la presión de agua es menor a lo normal y abrir la válvula.
Fluctuación de la velocidad de la turbina con carga	- Presencia de cargas momentáneas.	- Verificar la velocidad en diferentes cargas.
Presencia de ruidos en el interior de la turbina	- Piedras pequeñas traídas por el agua.	- No hay mayor problema, si los ruidos desaparecen pronto.

TABLA XXXVI. Diagnóstico de falla en el generador

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCION A TOMAR

Ruido en los Rodamientos	- Rodamientos defectuosos - Algún elemento suelto dentro de los rodamientos	- Cambiar los rodamientos - Inspecciona al interior
Calentamiento de los Rodamientos	- Exceso de grasa - Falta de grasa - Pernos de la chumacera demasiado apretados - Inadecuado alineamiento	- Inspeccionar, reducir la cantidad de grasa y probar nuevamente. - Inspeccionar, engrase y probar - Revisar y aflojar y probar nuevamente - Revisar alineamiento y corregir
No hay voltaje cuando el generador esta en marcha	- Bornes flojos - Velocidad de rotación baja. - Si no se identifica la falla	- Revisar y cambiar - Verificar y corregir - Solicitar la presencia del técnico especialista
Voltaje del generador demasiado bajo estando sin carga	- Velocidad de rotación baja. - Mal contacto en las escobillas.	- Verificar y corregir. - Verificar, limpiar y probar nuevamente.
Voltaje del generador demasiado alto sin carga	- Velocidad demasiado alta.	- Verificar y corregir si es necesario.
Voltaje del generador cae cuando se conecta la carga	- Caída de velocidad con carga. - Acople dañado o bandas flojas - Sobrecarga del generador - Fuerte desbalance de cargas. - Si no es ninguna de las posibles causas anteriores	- Verificar válvula reguladora de caudal. - Verificar la tensión y estado de las mismas. - Verificar los instrumentos y reducir la carga si es necesario. - Verificar el amperímetro y corregir si es necesario. - Solicitar la presencia del técnico especialista.
Fuerte vibración en el generador	- Pernos en sujeción flojos - Desbalanceo en el rotor - Chispas en el generador - Acople desgastado - Poleas desgastadas	- Revisar y ajustar los pernos si es necesario - Solicitar la presencia del técnico especialista
El generador calienta demasiado	- Flujo de aire al interior del generador esta obstruido - Contaminación de los bobinados con aire y/o grasa, causando ineficacia de la ventilación - Sobrecarga del generador	- Revisar el libre paso del aire - Limpiar el bobinado interior con aire comprimido y algún solvente dieléctrico - Verificar y reducir la carga si es necesario

6.2.- MANTENIMIENTO DE LA PICOCENTRAL HIDROELÉCTRICA [3]

El programa de mantenimiento enumera acciones y recomendaciones prácticas de mantenimiento comunes a ejecutarse en función de cada elemento de la central las mismas que se detallan a continuación:

6.2.1.- Mantenimiento de la bocatoma

Generalmente en la época de avenidas el canal trae consigo palos, arena, piedras y vegetación de la zona los mismos que se depositan en la parte previa de la presa, pudiendo estos materiales taponar la entrada del agua hacia la tubería de conducción, por lo que será necesario abrir la compuerta para que el agua siga el cauce del canal llevando consigo todos los materiales almacenados en la presa, o también se la puede limpiar manualmente para evitar abrir la compuerta continuamente.

La limpieza de la presa se la puede hacer cuando exista una cantidad considerable de sedimentos almacenados en la misma, es decir no hay un tiempo establecido para realizar el mantenimiento de la presa.

La ventana de captación es el punto donde el agua deja el canal para ser conducido por la tubería de conducción, por lo que es necesario inspeccionar esta ventana diariamente, especialmente en épocas de avenida, debido a que algunos materiales flotantes podrían quedar atrapados en la reja y bloquear el paso del agua.

6.2.2.- Mantenimiento de la tubería de conducción y de presión

Para nuestro sistema de conducción se utilizó la tubería de PVC de desagüe, por lo que las acciones de mantenimiento a seguir son las siguientes:

La tubería de PVC se protegerá de los rayos ultravioleta para impedir el envejecimiento prematuro que ocasiona en el PVC, la misma que se instalará en zanjas y estará totalmente cubierta con tierra, lo que también la protegerá de golpes que podrían fracturarla con gran facilidad, provocando deslizamientos de tierra y paro del sistema de generación.

Es importante inspeccionar el estado de los drenajes de conducción de aguas lluvia ya que de otro modo podrían socavar el terreno provocando inestabilidad, y en casos extremos deformación y hasta ruptura de la tubería.

Es recomendable inspeccionar periódicamente el curso de la tubería y constatar que no existan fugas y en el caso de existir repararlas en forma inmediata.

6.2.3.- Mantenimiento del desarenador

El desarenador es una parte importante de una PCH, pues determina el deterioro por erosión de las cucharas de la turbina en forma acelerada, en el caso de no existir un mantenimiento adecuado.

La velocidad del agua a la entrada del desarenador debe ser pequeña, permitiendo que las partículas en suspensión caigan a la base del desarenador, éstos sedimentos acumulados deben ser expulsados semanalmente, mediante la apertura de la válvula de purga, y en el caso de existir un volumen considerable de sedimentos se debe utilizar una pala y una escoba para su limpieza, de lo contrario se seguirán acumulando hasta que algún exceso pase a la turbina ocasionándole el deterioro de la misma.

Durante la temporada de lluvias la limpieza del desarenador se lo realizará con mayor frecuencia debido a la gran cantidad de sedimentos que acarrea el agua en estas épocas del año.

El mantenimiento de la mampostería del desarenador se lo realiza ocasionalmente y en el caso de necesitarla, se podría ejecutar en los periodos secos del año, para evitar realizar trabajos de reparación en épocas de lluvia.

6.2.4.- Mantenimiento de la cámara de carga

La cámara de carga está conectada directamente con la tubería de presión, la misma que tiene una rejilla de protección que impide la entrada del material flotante hacia la tubería de presión, por lo que la limpieza de la rejilla se realizará diariamente debido a la gran cantidad de materiales flotantes que el agua traiga con sigo, es importante que el único elemento que pase hacia la turbina sea el agua, cualquier objeto dependiendo de su dimensión, podría causar severos daños , al quedarse atorado en un intersticio de la turbina.

Es importante revisar con frecuencia la rejilla para evitar que materiales flotantes estén sobre la misma, y en el caso de existir la limpieza se lo realizará en forma manual, con un rastillo de mango largo.

6.2.5.- Mantenimiento de la turbina pelton

La turbina Pelton es una turbina de acción, de flujo tangencial, en donde el proceso de flujo se realiza a presión atmosférica, y es empleada en grandes y pequeñas centrales hidroeléctricas por lo que las acciones de mantenimiento que se realiza para este tipo de turbinas son:

La turbina necesitará poco mantenimiento en la medida en que el agua se mantenga limpia, de ocurrir que algún objeto se incruste en el interior de la turbina, será necesario desmontar la carcasa de protección de la misma y proceder a extraer el objeto de la turbina.

Será necesario realizar una inspección general rigurosa de las cucharas de la turbina, para determinar el grado de desgaste que ocurre a lo largo del tiempo, de esta forma se controlará el desgaste y nos permitirá tener suficientes criterios para programar una reparación general de la turbina.

Se debe mantener lubricada las partes móviles de la turbina tales como, eje, inyector y todos los pernos de anclaje de la turbina para evitar que se corroan.

Se debe controlar el grado de corrosión que ocurra en la carcasa de la turbina y si es necesario pintarla con pintura anticorrosiva.

6.2.6.- Mantenimiento en los acoplamientos

Los acoplamientos están formados por ejes, poleas, bandas y rodamientos, conocido también como acoplamiento indirecto, el mismo que necesita ser inspeccionado con frecuencia, con el fin de detectar vibraciones a causa de deslizamientos, tensiones excesivas de bandas o falta de lubricante en los mismos.

El tensado de las bandas se debe verificar de acuerdo a las recomendaciones del fabricante, el mismo que recomienda una máxima flecha de deformación al ser aplicada una fuerza determinada que a su vez depende del tipo de banda.

Para nuestro sistema de transmisión se utilizará una banda trapezoidal tipo **A 105** y deberá ser cambiada luego de haber transcurrido 3 años de funcionamiento.

Otro punto de especial cuidado son los rodamientos, por lo que se debe estar alerta ante la ocurrencia de ruidos extraños o sobrecalentamientos, pues estos son indicadores que algo está funcionando mal, de tal manera que deben ser lubricados periódicamente.

Los rodamientos deberán ser cambiados luego de haber transcurrido dos años de funcionamiento por ser rodamientos ya usados anteriormente, y para su cambio se debe usar un extractor de rodamientos y se debe tener las máxima precaución tanto en la manipulación como en su montaje, para luego proceder a la instalación de rodamientos nuevos de las

mismas características los mismos que deberán ser cambiados aproximadamente cada 5 años, siendo estos engrasados cada 300 horas, y el recambio de la grasa cada 3 000 horas de servicio.

Se debe revisar el desgaste de la polea del generador y de la turbina evitando un deterioro prematuro de las bandas y por ende perdidas en la eficiencia del sistema.

6.2.7.- Mantenimiento del generador, equipamiento eléctrico y líneas de transmisión

Durante el mantenimiento rutinario del generador, se recomienda la atención periódica al estado de los devanados y de los rodamientos.

También se debe examinar la posición de las escobillas de manera que han de tocar los anillos rozantes en toda su superficie, asimismo deben reemplazarse cuando se ha gastado una cuarta parte de su longitud.

Se debe limpiar periódicamente los anillos rozantes de forma cíclica, quitándoles todo el polvo o suciedad que los cubra, y en especial cuando se cambian las escobillas, evitando que la suciedad se acumule en los mismos.

Será necesario realizar en el generador un mantenimiento a los componentes eléctricos y mecánicos con el propósito de evitar la acumulación de polvo, humedad, o grasa en su interior.

Este mantenimiento consta de, limpieza de las bobinas del generador, realizada por una persona capacitada para este tipo de acciones, inspección de los bornes, verificación del nivel de aislamiento de los bobinados del rotor y estator, verificación del estado de las conexiones eléctricas en el generador.

En el tablero de los instrumentos de medición tales como, voltímetro, amperímetro y el interruptor principal, requieren de poca atención solo bastará con retirar el polvo de acuerdo a las condiciones del ambiente existentes en el lugar, y en el caso de existir alguna falla en estos instrumentos deberán ser cambiados en la brevedad posible.

El calentamiento en la línea de transmisión debe ser minuciosamente inspeccionado, asimismo, si algunas ramas de árboles tocaran las líneas, deben ser cortadas periódicamente.

6.3.-CAPACITACIÓN DEL OPERADOR

Para la operación de la planta es conveniente adiestrar una o más personas, esta labor se la realizará en el momento en que la central entre en funcionamiento conjuntamente con los dueños de la propiedad, en la cual se seleccionará a las personas idóneas para el cargo y, en forma práctica, enseñarles el funcionamiento de los equipos, los nombres de las partes, el modo de operación y cómo llevar a cabo acciones de mantenimiento.

De otro lado es común que el operador sea una persona que, habiendo participado en la construcción de las obras, durante su trabajo ha mostrado disciplina y voluntad. Ello, sumado a un par de explicaciones lo convierte en operador. No necesariamente esta es la peor forma de selección; sin embargo se debe poner mayor cuidado en la selección, y tener en cuenta que el cargo de operador requiere de las personas, los siguientes requisitos:

- Saber leer y escribir.
- Habilidades manuales para el manejo de herramientas.
- Capacidad de retención para memorizar secuencias.
- Iniciativa e imaginación para la solución de problemas.
- Capacidad de deducción para distinguir causa y efecto.
- Alto sentido de responsabilidad.

Ahora bien, las funciones del cargo deben especificarse claramente. En la generalidad de los casos, estas funciones implican:

a) Poner en marcha la turbina bajo condiciones normales.
b) Parar la turbina bajo condiciones normales.
c) Supervigilar el funcionamiento del grupo hidrogenerador.
d) Llenar el registro diario de funcionamiento y ocurrencias.
e) Realizar maniobras para el reparto de energía eléctrica.
f) Paralizar la turbina en caso de anomalías, detectar la causa y proceder a eliminarla, cuando se trate de ocurrencias menores.
g) Conocer el funcionamiento de los sistemas de protección y normalizar la turbina (desbloquearla) después de actuar.
h) Llevar a cabo acciones de mantenimiento periódicas y programar en el tiempo su repetición.

i) Realizar las maniobras para un adecuado llenado de la tubería forzada.

j) Realizar inspecciones en los diferentes componentes de la picocentral para la detección de fallas o posible ocurrencia de falla.

k) Realizar instalaciones y reparaciones eléctricas menores, en tomas de corriente eléctrica, fusibles, focos e interruptores.

l) En caso de accidentes, saber proporcionar primeros auxilios.

6.4.- PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Para el cumplimiento de las tareas de mantenimiento, es necesario contar con un mínimo de herramientas y en lo posible un stock de repuestos, de tal manera que se pueda encarar cualquier situación que se presente en la operación del sistema, de acuerdo a las recomendaciones de la tabla XXXVII.

TABLA XXXVII. Herramientas y repuestos para el mantenimiento

HERRAMIENTAS	REPUESTOS
Juego de llaves de boca	Rodamientos para la turbina
Juego de llaves hexagonales	Bandas o correas para poleas
Juego de destornilladores	Empaquetaduras
Juego de alicates	Juego de escobillas o carbones
Martillo mecánico	Breacker del tablero
Combo de 10 kg	
Extractor de rodamientos	
Grasera y aceitera	
Arco de sierra mecánica	
Guantes de seguridad	
Casco protector	

En la tabla XXXVIII se resume las principales actividades de mantenimiento a realizarse según la periodicidad de la PCH.

TABLA XXXVIII. Programa de mantenimiento según su periodicidad

ACTIVIDADES	SF	D	S	M	3M	6M	A	5A
Sellado de fugas y reparación de canal	X							
Limpieza de la bocatoma		X						
Limpieza de las rejillas de la cámara de presión		X						
Verificar temperatura de los rodamientos		X						
Verificación de vibraciones en la turbina		X						
Verificación de ruidos anormales en turbina y generador		X						
Verificación de fugas en uniones de la turbina		X						
Verificación de polvo y humedad en el generador			X					
Inspección de estado de bocatoma y desarenador				X				
Limpieza del tanque desarenador			X					
Inspección de conexiones eléctricas				X				
Inspección de la tubería de presión y conducción				X				
Engrase de rodamientos turbina y generador				X				
Verificación de tensión y estado de las bandas					X			
Inspección desgaste del rodete, alabes e inyector							X	
Verificación de alineación del rodete							X	
Limpieza del bobinado interior del generador							X	
Medición del aislamiento del generador							X	
Inspección de los carbonos del generador				X				
Cambio de rodamientos de turbina y generador								X

CAPÍTULO VII

7.- ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

7.1.-COSTOS. [3]

El análisis económico de un proyecto de generación de energía es muy importante para orientar a la toma de decisiones en torno a ejecutarlo o no, puesto que la generación hidroeléctrica es importante para el desarrollo y para elevar el nivel de vida de una población.

7.1.1.-Costos directos

Los costos directos del presente proyecto son:

1. Adquisición de materiales
2. Transporte
3. Mano de obra

En las tablas XXXIX a XLIV se detallan los costos directos para la instalación del sistema:

TABLA XXXIX. Costo de materiales para la obra civil

Descripción	Unidad	Cantidad	Pr. Unitario (USD)	Subtotal (USD)
Volqueta de arena	m^3	2	2,5	5
Volqueta de ripio	m^3	2	2,5	5
Cemento Chimborazo	qq	15	6.05	90,75
Hoja de Zn (3m)	μ	5	7.50	37,50
Clavos	libra	2	0,60	1,20
Varilla 10mm. L = 12m	μ	2	5	10
Ladrillos	μ	1000	0,10	100
Pingos para cubierta casa de máquinas	μ	3	1,33	4
Malla fina	metro	2	2	4
TOTAL				**257,45**

TABLA XL. Costo de materiales para la instalación hidráulica

Descripción	Unidad	Cantidad	Pr. Unitario (USD)	Subtotal (USD)
Tubería PVC de Ø 6in desagüe(3m)	μ	95	16,30	1548,50
Tubería PVC de Ø 6in 0.5MPa (6m)	μ	6	34,45	206,70
Reductor PVC de 6 a3 in	μ	1	23,79	23,79
Union PVC 160 mm	μ	1	8,96	8,96
Kali pega	galón	1	30,52	30,52
Compuerta metálica para canal	μ	1	30	30
Rejilla para tanque de presión	μ	1	5	5
Válvula 6”	μ	1	368,46	368,46
Perno 7/16	μ	8	0,3	2,40
Perno ½	μ	3	0,25	0,75
Abrazadera	μ	2	13	13
Banda V A-105	μ	2	6,5	13
Malla Ideal exagonal 5/8	metros	3	1,74	5,22
Discos de corte	μ	5	2,25	11,25
Grasa de Li	litro	1	4,75	4,75
Pernos 7/8	μ	8	0,35	2,80
TOTAL				**2275,09**

TABLA XLI. Costo de materiales para la instalación eléctrica

Descripción	Unidad	Cantidad	Pr. Unitario (USD)	Subtotal (USD)
Turbina y generador	μ	1	290,00	290,00
Conductor AWG dúplex 2X2	metro	200	1,2	240
Varilla cooperwell 5/8 x 1.8m	metro	1	8,5	8,50
Voltímetro AC/DC 0-300	μ	1	6,57	6,57
Amperímetro 0-30 AC	μ	1	4,26	4,26
Taco térmico 32 A	μ	1	4,35	4,35
Spray limpiador contactos CRC-9D	litro	1	6	6
Caja metálica 20*20	μ	1	6	6
Postes para tendido eléctrico	μ	5	4	20
TOTAL				**585,68**

TABLA XLII. Costo de transporte

DESCRIPCIÓN	Subtotal (USD)
Arena y ripio	10
Cemento y ladrillos	30
Tubería conducción y presión	20
Válvula, accesorios PVC y compuerta	14
Hojas de Zn, pingos y postes	8
Turbina, generador y accesorios eléctricos	10
TOTAL	**92**

TABLA XLIII. Costos por mano de obra

DESCRIPCIÓN	Tipo de personal	# de trabajadores	Días trabajados	USD/día trabajador	Subtotal (USD)
Excavación de la zanja para tubería de presión y conducción	Peón	4	5	5	100
Instalación de la tubería de conducción y presión	Gasfitero	2	5	10	100
Elaboración del desarenador, tanque de presión y casa de máquinas	Albañil	2	5	10	100
Instalación de maquinaria y equipo electromecánico	Técnico	1	1	25	25
Instalación del sistema eléctrico y de protección	Electricista	1	1	20	20
Construción de la compuerta y rejilla	Mecánico	1	1	15	15
Soldadura de varillas en pernos de anclaje	Soldador	1	1	8	8
TOTAL					**368**

El costo directo se detalla en la tabla XLIV:

TABLA XLIV. Costo directo del proyecto

DESCRIPCIÓN	Subtotal (USD)
Costo de materiales para la obra civil	257,45
Costo de materiales para la instalación	2275,10
Costo de materiales para la instalación eléctrica	585,68
Costo de transporte	92
Costo por mano de obra	368
TOTAL	**3578,23**

7.1.2.-Costos indirectos

Los costos indirectos del proyecto son:

1. Costo ingenieril
2. Imprevistos

TABLA XLV. Costo indirecto del proyecto

DESCRIPCIÓN	Subtotal (USD)
Costo ingenieril	300
Imprevistos	50
TOTAL	**350**

En la tabla XLVI se indica el costo total de la instalación del sistema hidroeléctrico.

TABLA XLVI. Costo total de la picocentral

DESCRIPCIÓN	Subtotal (USD)
Costo directo	3578,23
Costo indirecto	350
TOTAL	**3928.23**

7.1.3.-Beneficios

Los beneficios que trae la instalación de la picocentral hidroeléctrica se ven reflejados en el ahorro significativo en relación al sistema interconectado, pues el tener energía propia y a bajo costo, les permite a los propietarios incrementar el turismo en la zona, brindándoles mejor comodidad a los visitantes.

7.1.3.1.- Valor de la depreciación

Para determinar la depreciación del proyecto lo hacemos utilizando la depreciación lineal, en donde considera que el bien pierde su valor anualmente de manera uniforme, desde el valor inicial en el año de la instalación hasta cero en el último año de la vida útil del proyecto.

La vida útil para picocentrales del equipo electromecánico se considera de 15 años, y para la obra civil de 20 años, en relación a las microcentrales que tienen su vida útil mucho mayor.

El valor residual se determina con la ecuación (**7.1**):

$$VR_n = V_i - V_i \frac{(n)}{N} \quad \textbf{(7.1)}$$

Donde:

VR_n = Valor residual en el año n, en US$

V = Valor inicial del bien, en el año de su instalación

N = Vida útil del bien

n = Tiempo de uso en el proyecto.

Valor residual de las obras civiles

$$VR_{15} = 505{,}45 - 505{,}45\left(\frac{14}{20}\right)$$
$$= 151{,}635 \ USD$$

Valor residual del equipo electromecánico

$$VR_{15} = 2749{,}09 - 2749{,}09\left(\frac{14}{15}\right)$$
$$= 183{,}273 \ USD$$

7.1.3.2.- Determinación del costo de la energía

Para determinar el costo de la energía consumida se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo anual y multiplicarlo por el valor vigente del Kw-h del sistema interconectado, encontrando así el valor anual de la energía, los mismos que se detallan en la tabla XLIV.

TABLA XLVII. Costo de la energía consumida

Energía consumida en un día (Kw-h)	25
Producción anual de energía(KW-h)	9000
Costo vigente del KW-h (USD)	0,08
Ingresos por consumo de energía anuales(USD)	720

7.1.3.3.- Flujo de caja

En la tabla XLV se determina el flujo de caja utilizando el valor anual de la energía anualmente y en el último año sumarle el valor residual de la PCH, obteniendo los beneficios.

Los costos de la PCH están distribuidos en la inversión inicial y los costos de operación y mantenimiento anualmente obteniendo el flujo de caja por medio de la diferencia entre los rubros de beneficios y costos.

TABLA XLVIII. Flujo de caja anual del proyecto de PCH

DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE CAJA							
Año	**BENEFICIOS**			**COSTOS**			**Flujo de Caja**
	Valor de Energía	**Valor Residual**	**Benef. Total**	**Inversión**	**Operac. Y Manten.**	**Costo Total**	
1	0	0	0	3928,23	0	3928,23	-3928,2
2	720	0	720		100	100	620
3	720	0	720		100	100	620
4	720	0	720		100	100	620
5	720	0	720		100	100	620
6	720	0	720		100	100	620
7	720	0	720		100	100	620
8	720	0	720		100	100	620
9	720	0	720		100	100	620
10	720	0	720		100	100	620
11	720	0	720		100	100	620
12	720	0	720		100	100	620
13	720	0	720		100	100	620
14	720	0	720		100	100	620
15	720	334,908	1054,908		100	100	954,908

7.1.3.4.- Relación beneficio / costo. [31]

La relación beneficio / costo está representada por la relación: Ingresos / Egresos. En donde los ingresos y los egresos deben ser calculados de un modo que no genere pérdidas por el contrario tenga un criterio de ganancias cumpliendo un objetivo como el de generar beneficios para los propietarios del proyecto.

El análisis de la relación beneficio costo (B/C) toma valores mayores, menores o iguales a 1, lo que implica que:

B/C > 1 implica que los ingresos son mayores que los egresos, entonces el proyecto es aconsejable.

B/C = 1 implica que los ingresos son iguales que los egresos, en este caso el proyecto es indiferente.

B/C < 1 implica que los ingresos son menores que los egresos, entonces el proyecto no es aconsejable.

Para determinar la relación beneficio/costo utilizamos la ecuación (**7.2**).

$$R_{B-C} = \frac{VALOR\ ACTUAL\ TOTAL\ BENEFICIOS}{VALOR\ ACTUAL\ TOTAL\ COSTOS} \qquad (7.2)$$

En la tabla XLVI se determinan los beneficios y costos estimados durante la vida útil de la picocentral hidroeléctrica, para una tasa de descuento vigente en diciembre del 2008 de i=9.24%, por lo que para nuestro calculo lo realizamos con i=9%.

TABLA XLIX. Beneficios y costos totales

Año	BENEFICIOS			COSTOS		
	Beneficio	**Factor valor actual**	**Beneficio actualizado**	**Costo**	**Factor valor actual**	**Costo actualizado**
1	0	0,9174	0	3928,23	0,9174	3603,7582
2	720	0,8417	606,024	100	0,8417	84,17
3	720	0,7722	555,984	100	0,7722	77,22
4	720	0,7084	510,048	100	0,7084	70,84
5	720	0,6499	467,928	100	0,6499	64,99
6	720	0,5963	429,336	100	0,5963	59,63
7	720	0,547	393,84	100	0,547	54,7
8	720	0,5019	361,368	100	0,5019	50,19
9	720	0,4604	331,488	100	0,4604	46,04
10	720	0,4224	304,128	100	0,4224	42,24
11	720	0,3875	279	100	0,3875	38,75
12	720	0,3555	255,96	100	0,3555	35,55
13	720	0,3262	234,864	100	0,3262	32,62
14	720	0,2993	215,496	100	0,2993	29,93
15	1054,908	0,2475	261,09	100	0,2475	24,75
Total beneficios			**5206,554**	**Total costos**		**4231,06284**

Reemplazando los valores de beneficio, costo en la ecuación (**7.2**) se tiene:

$$R_{B-C} = \frac{5206,554}{4231.0628} = 1.23$$

Como la relación beneficio/costos es mayor que 1, es un indicador que el proyecto es rentable y se recuperará la inversión durante los primeros años de la vida útil del proyecto.

7.1.3.5.- Determinación de la tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno (TIR) de una inversión, está definida como la tasa de interés con la cuál el valor actual neto (VAN) es igual a cero.

7.1.3.5.1.- Valor actual neto (VAN)

El VAN actualiza a una determinada tasa de descuento i los flujos de caja, en la tabla XLVII se determina el valor actual neto a diferentes tasas de descuento para nuestro proyecto.

TABLA L Valor actual neto para la determinación del TIR.

VALOR ACTUAL NETO PARA DETERMINAR EL TIR					
Año	**Flujo de Caja**	**Tasa 15%**		**Tasa 10%**	
		Factor del valor Actual	**VAN 15%**	**Factor del valor Actual**	**VAN 10%**
1	-3928,23	0,8696	-3415,99	0,9091	-3571,153
2	620	0,7562	468,844	0,8265	512,43
3	620	0,6575	407,65	0,7513	465,806
4	620	0,5718	354,516	0,683	423,46
5	620	0,4972	308,264	0,6209	384,958
6	620	0,4323	268,0226	0,5646	350,052
7	620	0,3759	233,0528	0,5132	318,184
8	620	0,3269	202,678	0,4662	289,044
9	620	0,2843	176,266	0,4241	262,942
10	620	0,2472	153,264	0,3856	239,072
11	620	0,215	133,3	0,3505	217,31
12	620	0,1869	115,878	0,3186	197,532
13	620	0,1625	100,75	0,2897	179,614
14	620	0,1413	87,606	0,2633	163,246
15	954,908	0,1229	117,3582	0,2394	228,60498
	VAN		**-288,540**	**VAN**	**661,10198**

Por medio la figura 56, determinamos en valor del TIR:

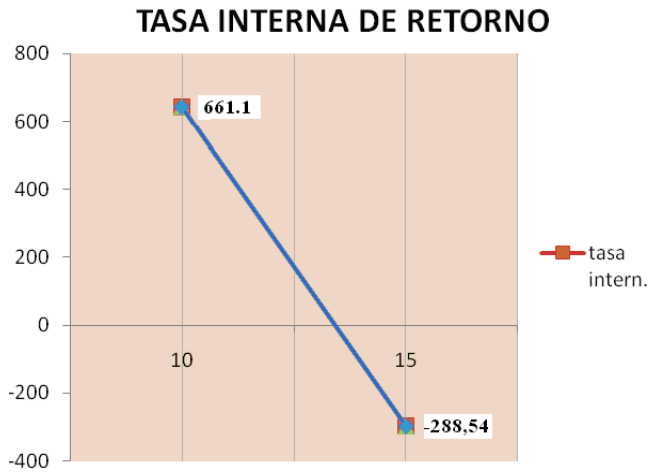


FIGURA Nº 56. Tasa interna de retorno

Como se puede apreciar en la figura 56, el valor del TIR calculado es igual a 13.2%, por lo que este valor es mayor que la tasa de interés anual en vigencia (i = 9.24%), por lo tanto el proyecto es rentable.

7.1.3.6.- Cálculo del costo del Kw-h

Para determinar el valor del kilovatio-hora consumido en el proyecto dividimos el costo total de la obra para el número de kilovatios-hora consumidos en el tiempo de vida útil.

El costo total de la picocentral durante su vida útil determinamos por medio de la ecuación (**7.3)**:

Costo total = Costo equipo (1er año) + costo de mantenimiento (14 años) **(7.3)**

$$Costo\ Total\ PCH = 3928.23 + 1400 = 5328.23\ USD$$

Energía consumida mensualmente = 750Kw-hora

Energía consumida anualmente = 750Kw-hora x 12 = 9000Kw-hora anuales

Energía consumida en 14 años = 9000Kw-hora x 14 = 126000Kw-hora

El costo real del kW-hora es de:

$$Costo\ Kw-h = \frac{Costototal}{kW-hora\ \ consumidos\ vida\ \ proyecto} \qquad \textbf{(7.4)}$$

$$Costo\ \ Kw-h = \frac{5328.23\,USD}{126000\ kW-hora} = 0.042USD$$

El costo del kilovatio-hora es de 4.2 ctvos de dólar, que al comparar con el costo real del kilovatio-hora de la empresa eléctrica Riobamba que es de 8 ctvos de dólar, representa un ahorro considerable.

El proyecto está diseñado para generar 2,046kW, para lo cual se calcula el costo del kW-h, en el caso de consumir toda la potencia generada.

Energía consumida diariamente = 2.046kW x 24h = 49.104kW-h

Energía consumida mensualmente = 49.104kW-h x 30 días = 1473.12kW-h

Energía consumida anualmente =1473.12kW-h x 12 = 17677.44kW-h

Energía consumida en 14 años = 17677.44kW-h x 14 = 247484.26kW-h

El costo del KW-h cuando se consuma la máxima potencia se determina con la ecuación (**7.4**)

$$CostoKw-h = \frac{5328.23 \quad USD}{24748426 \quad Kw-h} = 0.0215 USD$$

En el caso de consumirse toda la energía generada el costo del Kw-h sería de 2.15 ctvos de dólar, siendo el proyecto más rentable.

CAPÍTULO VIII

8.- INSTALACIÓN Y PRUEBAS

8.1.-INSTALACIÓN. [3] [5]

8.1.1.- Bocatoma.

Antes de la construcción o instalación de la bocatoma, se debe encontrar el lugar más apropiado, que es en los tramos rectos y estables del canal, para disminuir la posibilidad de arenamiento o sedimentación a la entrada de la rejilla. Es conveniente que en las zonas de emplazamiento, la pendiente promedio del canal sea entre 3 y 10 % de modo tal que esas posibilidades se vean minimizadas.

Una vez escogido el lugar se precede a la instalación para lo cual se realizó los siguientes trabajos:

- Debido a la irregularidad en las paredes del canal se procede a nivelar las mismas, para no tener problemas al instalar la compuerta.
- Para colocar la compuerta se procede a perforar las paredes del canal en donde irá empotrada la compuerta mediante pernos de expansión de ¼ de pulgada.

En la figura 57 podemos observar las etapas de selección del lugar, la instalación y funcionamiento de la compuerta respectivamente.

a)

b)

c)

Figura Nº 57. Instalacion y funcionamiento de la bocatoma

8.1.2.- Tubería de conducción.

La tubería es de PVC e irá enterrada, para su colocación se realizó lo siguiente:

- Construcción de la zanja, que se extiende una longitud de 290m con un ancho de 50cm y la profundidad varía según la topografía del terreno, desde 50 – 150cm.
- Una consideración muy importante que se tomará en cuenta para la instalación de la tubería de conducción y de presión, es el uso de un colchón de tierra con la finalidad de que la tubería no sufra daños por elementos sólidos en especial piedras que se encuentren en el terreno en donde irá asentada la misma, tal como podemos apreciar en la figura 58.

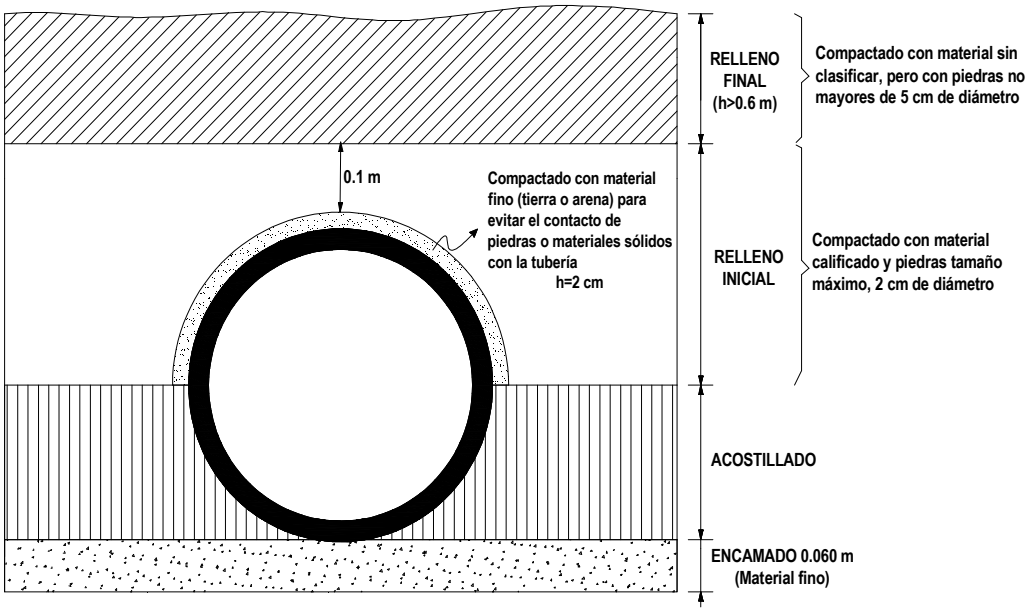


Figura Nº 58. Colchón de tierra para la tubería de presión y conducción.

- La zanja debe tener una inclinación de 2.8 m desde la toma hasta el tanque de presión para asegurar que llegue el caudal de diseño al tanque desarenador y de presión.
- Se procede a perforar el canal a la altura de la bocatoma para la colocación de la tubería.
- La tubería se la empotra en el canal con concreto.
- Las tuberías son unidas mediante espiga y campana, de manera que el diámetro interno de la campana es igual al diámetro externo de la tubería, el extremo de cada tubería es empujado en la campana, el sello se lo realizó mediante un pegamento especial. Se recomienda evitar una exposición prolongada a ellos y asegurarse de que haya una adecuada ventilación.

Al ya estar colocada la tubería se realizaron las pruebas para determinar el caudal que llega al tanque obteniendo más de lo esperado. La tubería colocada y las pruebas se observan en la figura 59.

a)

b)

c)

Figura Nº 59. Instalación de la tubería de conducción

8.1.3.- Desarenador y tanque de presión.

Estos dos constituyen una sola obra civil para lo cual se realizó:

- Excavar un hoyo con las dimensiones y geometría del tanque.
- Realizar una sub-base de piedras de 20 cm en la excavación para asegurar la cimentación del tanque.
- Se vierte hormigón, un espesor de 10 cm. en todo el piso.
- Se coloca una malla electro-soldada sobre el hormigón, para evitar que se produzcan fisuras en el piso y darle mayor resistencia.
- Se vierte otros 10 cm de hormigón simple (Fc = 210 Kg/cm^2.)
- Una vez hecho el fondo procedemos a construir las paredes del tanque las mismas que serán de ladrillo revestido con cemento (enlucido y paleteado). Al enlucir se procede a redondear las esquinas para disminuir las tensiones producidas por el agua.
- En la división del desarenador y tanque de presión se coloca una malla porque hay una excesiva cantidad de hojas, que caen y vienen a través del tubo de conducción.

Mediante la circulación de agua por todo el sistema se pudo comprobar que el tanque si cumple los objetivos para lo cual fue diseñado que son retener los sólidos en suspensión y permitir que el agua se almacene para luego ser enviada a la turbina. Dicho funcionamiento se observa en la figura 60.

a)

b)

c)

d)

e)

f)

Figura Nº 60. Construcción y funcionamiento del desarenador

8.1.4.- Tubería de presión.

Al igual que la tubería de conducción irá enterrada y será de PVC.

- Se excava la zanja por donde irá la tubería, tiene una longitud de 30 m.
- Se coloca la tubería desde el tanque hasta donde irá la casa de maquinas.
- La unión de la misma se lo realiza igual que la tubería de conducción solo que hay que tener cuidado en la cantidad de pegamento que se pone, ya que el uso excesivo del mismo provoca rigidez y por ende hace frágil a la tubería en la zona de pegado, cuidado que se tiene ya que esta tubería esta sujeta a presión.

La tubería colocada se muestra en la figura 61.

a)

b)

c)

Figura Nº 61. Instalación de la tubería de presión

8.1.5.- Válvula.

La válvula irá instalada en la parte inferior de la tubería de presión, es una válvula de compuerta la cual consiste básicamente en un disco que sube y baja a voluntad y que esta ubicado en el cuerpo de la válvula. A presiones elevadas o con válvulas de gran diámetro se precisa de una fuerza importante para operarlas y vencer las fuerzas de fricción en la válvula, por lo que se hace necesaria una pequeña válvula de By-pass para conectar el lado de alta

presión con el de baja, este no es nuestro caso. Para su instalación se realizó los siguientes trabajos.

- Se necesita de dos uniones PVC para cada lado de la válvula las que son sujetas a la misma mediante el uso de abrazaderas en cuyo interior va un o-ring para garantizar su hermeticidad y evitar las fugas.
- Luego la unión superior se pega al tubo que viene del tanque y la inferior a un reductor de 6-3 pulgadas ya que la entrada a la turbina es de ese diámetro.

En las válvulas se realiza la prueba de estanquidad en la que se hace pasar agua en pequeñas cantidades y luego se cierra totalmente la válvula, donde no debe existir ningún tipo de fuga por más pequeña que esta sea. Al realizar esta prueba se verifico la ausencia total de fugas, la válvula se puede ver en la figura 62.

a) **b)**

Figura Nº 62. Instalación de la válvula de compuerta

8.1.6.- Casa de Maquinas.

8.1.6.1.- Obras civiles.

Para la construcción de las obras civiles se realizó la siguiente secuencia:

- Se construye una sub-base de piedra de 20 cm en toda el área de excavación excepto en el lugar donde ira el canal de descarga y las columnas de la turbina y del generador.
- Antes de fundir el piso se realiza la construcción de las columnas tanto de la turbina como del generador, según las especificaciones dadas en el apartado

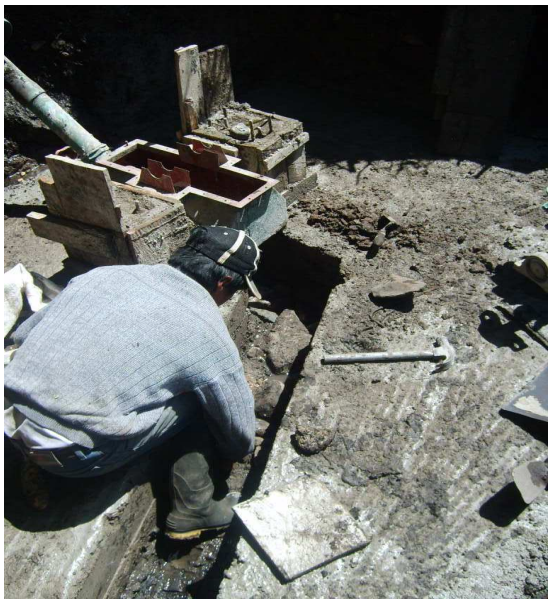
(3.5.1). En las columnas en sus extremos superiores se colocan los pernos de anclaje según las medidas de las chumaceras de la turbina y base del generador.

- Se construye la loseta de hormigón del piso, y en esta se instala la base de la carcaza de la turbina la cual debe estar correctamente nivelada.
- Luego construimos el canal de descarga de concreto.
- Se construye las paredes de ladrillo de la casa de maquinas.

La casa de maquinas se observa en lo que tiene que ver con las obras civiles se observa en la figura 63.

a)

b)



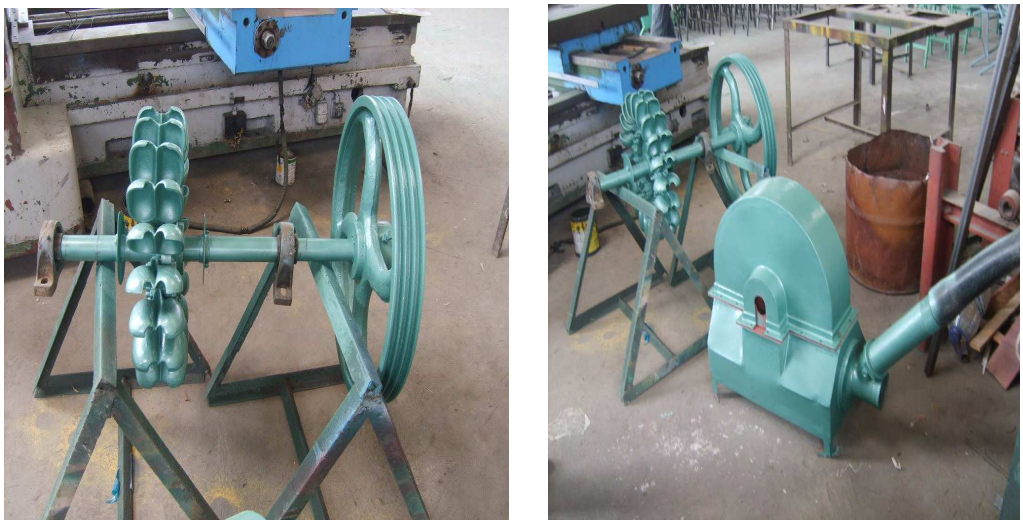
c)

d)

Figura Nº 63. Construcción de la casa de máquinas

8.1.6.2.- Instalación de la turbina.

Previo a la instalación, se realizó un mantenimiento total de la turbina en los talleres de la Facultad de Mecánica, como se ve en la figura 64.



a) b)

Figura Nº 64. Mantenimiento de la turbina

Al disponer de los pernos de anclaje y de la carcaza inferior de la turbina se procede a:

- Se instalan las chumaceras de la turbina en los pernos de anclaje y se ajustan mediante tuercas y arandelas de presión las mismas que deben estar correctamente alineadas y niveladas para evitar un desbalance de la turbina, aumento de vibraciones, desgaste acelerado de los rodamientos, etc. y reduciría el tiempo de vida de la PCH.
- Se procede a instalar la parte superior de la carcaza con la inferior mediante pernos con su respectivo un sello de caucho o empaque para evitar fugas al exterior.

La turbina ya instalada se observa en la figura 65.

a)

b)

c)

d)

e)

Figura Nº 65. Instalación y funcionamiento de la turbina

8.1.6.3.- Instalación del generador.

Los agujeros de la base del generador se instalan en los pernos anclados en la cimentación, teniendo mucho cuidado con la alineación de las poleas.

La distancia mínima entre el extremo por donde se realiza la toma de aire de ventilación del generador, debe ser de 30 cm. y las salidas de aire de 50 cm con relación a las paredes de la casa de máquinas.

El proceso de instalación del generador lo podemos observar en la figura 66.

a)

b)

c)

Figura Nº 66. Instalación del generador

8.1.6.4.- Instalación de las bandas. [23]

Una transmisión debe ser proyectada en forma de poder instalar y tensar las correas, es necesario entonces un tensor; se aconseja el generador sobre carriles tensores, que representa el sistema más eficaz para obtener un montaje racional y una tensión justa.

La tabla XLVIII fija la variación mínima que hay que prever tanto para el montaje como para el tensado de las correas.

TABLA LI. Carrera mínima para el montaje de la correa.

Tipo de correa	Carrera mínima para el montaje de la correa (mm)							Carrera mínima del tensor (mm)
	Z	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	
26-38	15	19	25					25
38-60	15	19	25	38				38
60-90	19	19	32	38				51
90-120		25	32	38				63
120-158		25	38	38	51			75
158-195				51	51	63		90
8195-240				51	51	63		101
240-270				51	63	63	76	113
270-330				51	63	76	76	127
330-420				51	63	76	90	152
420 y otros					76	90	100	1,5% la L correa

Para la instalación es necesario seguir los siguientes pasos.

- Verificar la alineación de las poleas de la transmisión.
- Asegurarse que los flancos de las gargantas sean bien lisos.
- Aflojar el tensor para el montaje de las correas evitando el uso de palancas que provocan la ruptura de los elementos resistentes de las correas.
- Desplazar el generador para tensar las correas.
- Poner en marcha la transmisión y si las correas deslizan actuar gradualmente sobre el tensor.
- Durante los primeros días de funcionamiento controlar frecuentemente la tensión.

En la instalación de las bandas hay que tener en cuenta su tensado, el cual debe tener una flecha admisible de $\frac{I}{64}$ donde: I es la distancia entre centros de las poleas.

A demás su alineación debe ser adecuada, en la figura 67, se presentan los diferentes casos que pueden darse y la forma correcta de alinearlas.

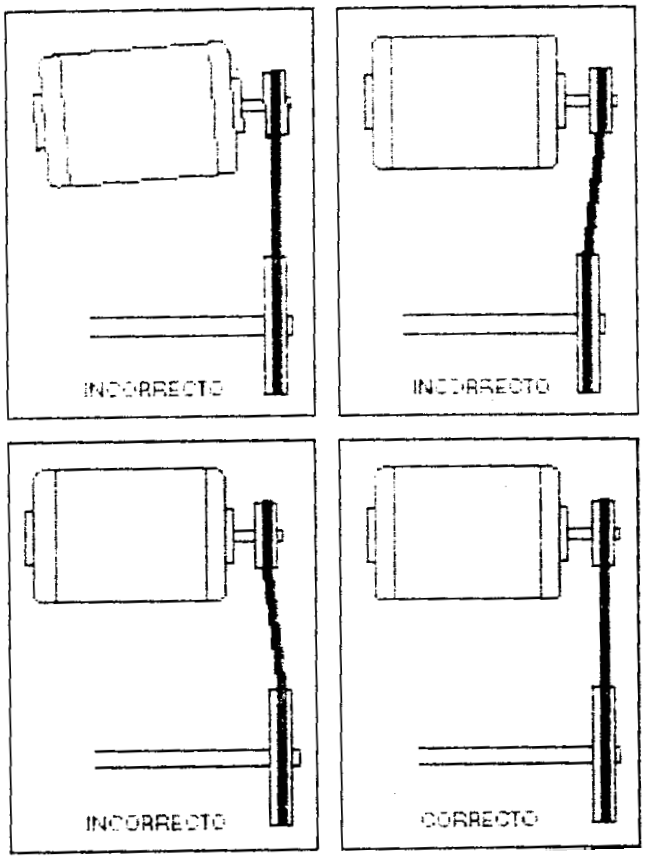


Figura Nº 67. Alineación de las bandas

a) b)

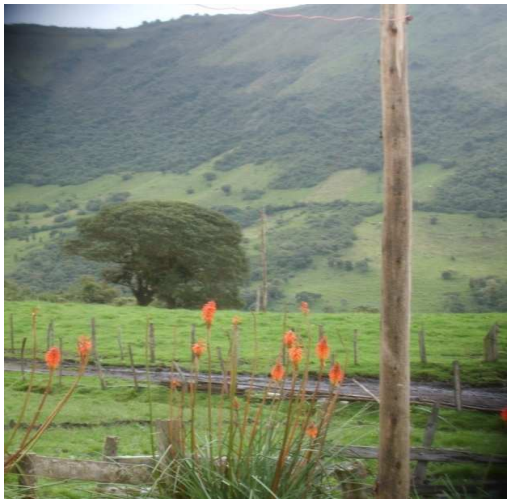
Figura Nº 68. Instalación y funcionamiento del sistema de transmisión

8.1.6.5.- Instalación de la red eléctrica para la conducción.

- Se colocan los postes de madera desde la casa de máquinas hasta las cabañas.
- Luego se tensan los cables del sistema de transmisión eléctrica, con ayuda de trabajadores de la hacienda y se sujeta el cable con grapas especiales para este tipo de trabajo.
- En la casa de maquinas se colocaron instrumentos para controlar y conocer exactamente los valores de tensión (Voltímetro) y corriente (Amperímetro) capaces de ser producidos por el generador. También se instaló un breacker de protección en caso de cortocircuitos. Los instrumentos antes mencionados se observa en la figura 69.

a)

b)



c)

Figura Nº 69. Instalación del sistema eléctrico

8.2.- PRUEBAS. [6]

La puesta en marcha de todo el sistema inicia, cerrando la compuerta de la bocatoma, el agua llena el desarenador y tanque de presión, se procede a abrir la válvula de la tubería de presión y también la del inyector permitiendo que el chorro de agua golpee los alabes de la turbina y a través del sistema de transmisión dar movimiento al generador, produciendo de esta manera energía eléctrica.

Durante la puesta en marcha del sistema electromecánico se debe analizar detenidamente lo siguiente:

- No existan ruidos inusuales, los cuales nos alerten de algún daño o desajuste en algún componente de la turbina o del sistema de transmisión.
- Que las vibraciones se encuentren en valores mínimas o aceptables, para garantizar la vida útil de todos los elementos de la máquina.
- La turbina y generador deben estar correctamente alineados y nivelados, para garantizar un perfecto funcionamiento del sistema de transmisión.
- Los empaques deberán estar correctamente montados para que no existan fugas exteriores de agua hacia el generador y rodamientos, ocasionando daños graves, y disminuyendo su vida útil.

Ya superado todo lo expuesto y después de hacer los correctivos que sean necesarios de haberlos, se deben realizar algunas pruebas a la P.C.H.; para determinar los parámetros reales de funcionamiento como son: la potencia, la frecuencia, el voltaje, la corriente y RPM de la turbina y generador.

Para determinar estos valores, se realizaron pruebas variando el caudal que ingresa al sistema con ayuda de la válvula del inyector y manteniendo al generador con una carga constante de 2000 W, la altura neta de 13 m se mantiene constante.

Para la toma de datos, en las pruebas se procedió de la siguiente manera:

- Se instala un banco de focos y algunos otros equipos de tal forma que la potencia total sea de 2000 W.

- Medimos el caudal con un caudalímetro en donde se observa la velocidad del agua en la tubería y por medio de la relación (LPS = 0.08*V*ID^2) donde V es la velocidad (m/s) y ID es el diámetro interno de la tubería (cm) se calcula el caudal.
- Se mide la corriente y voltaje en los bornes del generador con un multímetro.
- Se mide el número de revoluciones de la turbina y generador con la lámpara estreboscópica
- Con todos los datos encontrados, iniciamos la regulación la válvula del inyector y se procede a la toma de datos antes mencionados, hasta cerrar completamente la válvula del inyector.
- Con todos los datos recogidos se realiza la tabla XLII y con dichos datos las curvas de funcionamiento.

a)

b)

c)

d)

e)

f)

g)

h)

Figura Nº 70. Pruebas de funcionamiento de la PCH

8.2.1.- Tabla de datos obtenidos de las pruebas.

Tabla LII. Datos obtenidos de las pruebas en la PCH.

N° Vueltas	Q Caudal	N Turbina	N Generador	I Corriente	V Voltaje	F Frecuencia	P Presión	Pot Elec Medida	Pot Elec Teórica	Eficiencia n
	(lts/s)	(RPM)	(RPM)	(Amp)	(volts)	(Hz)	(Psi)	(Watts)	(Watts)	(%)
Totalmente abierto	26,07	354,40	1825	16,6	120,6	60,77	12	2001,96	2363,52	0,85
Cerrado 1 vuelta	24,4	351,70	1817,7	15,5	120,6	60,77	12	1869,30	2212,11	0,85
Cerrado 2 vueltas	22	347,30	1800,9	14	120	59,96	12,5	1680,00	1994,53	0,84
Cerrado 3 vueltas	19,5	346,50	1798	12,5	118,2	59,2	12,5	1477,50	1767,88	0,84
Cerrado 4 vueltas	15,3	334,90	1735,9	10,3	111,4	57,84	13	1147,42	1387,10	0,83
Cerrado 5 vueltas	11	322,60	1674,7	7,8	104,5	55,78	14	815,10	997,26	0,82
Cerrado 6 vueltas	6,3	301,80	1570,3	5	92,7	52,3	14,5	463,50	571,16	0,81
Cerrado 7 vueltas	4	272,40	1422	3,9	74	47,15	15	288,60	362,64	0,80
Cerrado 8 vueltas	2	220,40	1139	3,6	40	38,1	15,5	144,00	181,32	0,79
Totalmente cerrado	0	0,00	0	0	0	0	16	0,00	0,00	0,00

8.2.1.- Curvas de funcionamiento de la PCH

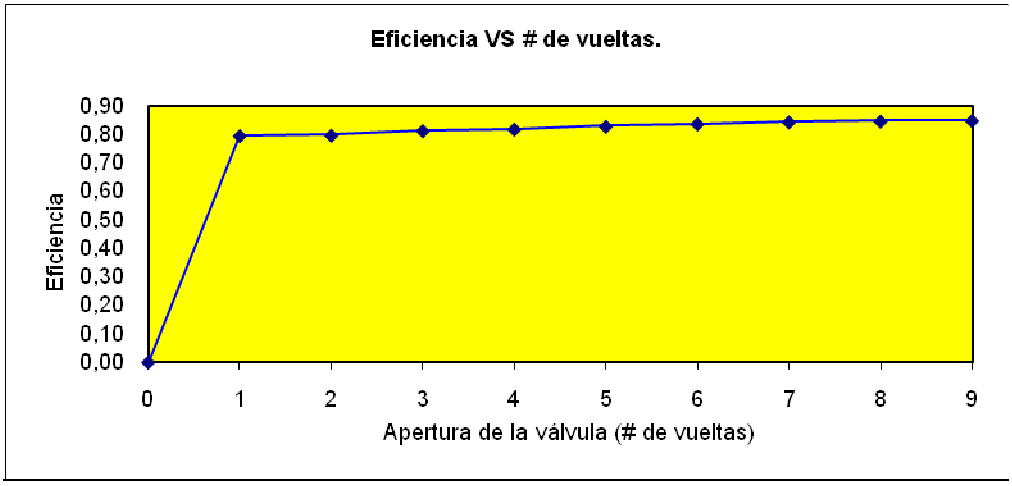


Figura N° 71. Curva eficiencia **vs** # de Vueltas

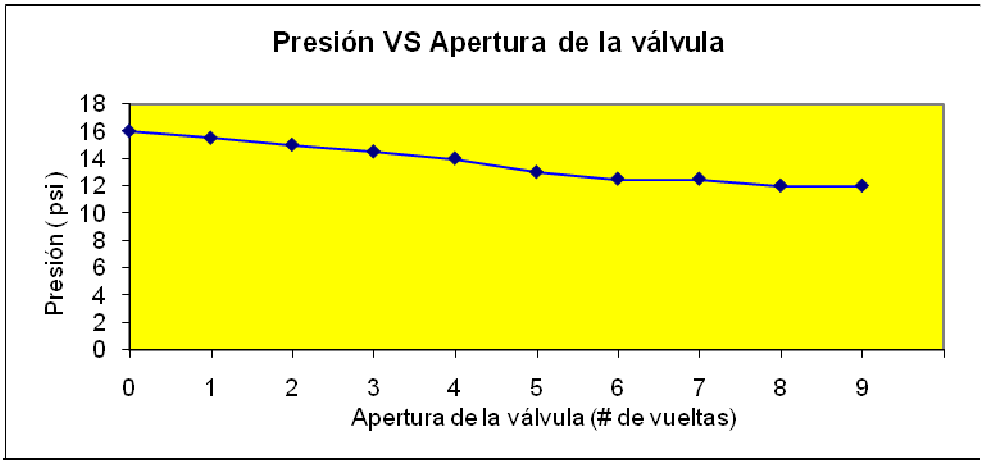


Figura N° 72. Curva Presión **vs** Apertura de la válvula del inyector

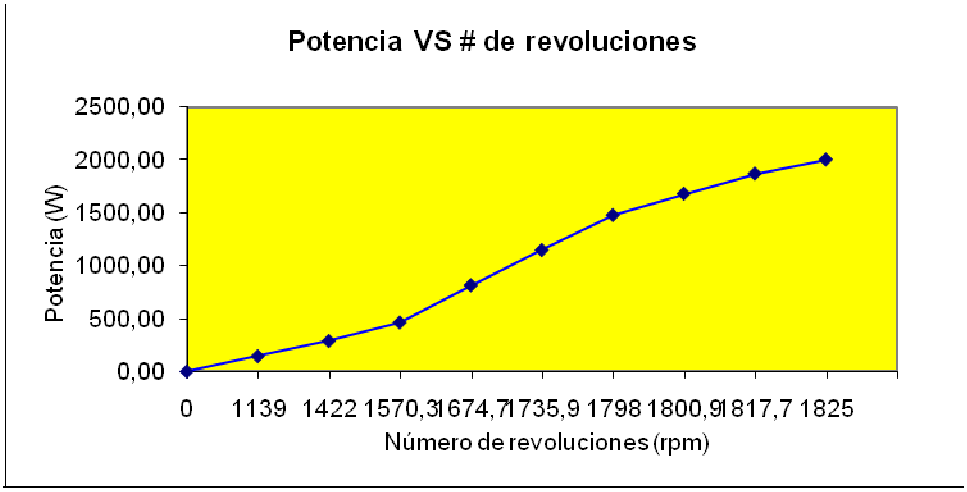


Figura N° 73. Curva Potencia **vs** # de revoluciones

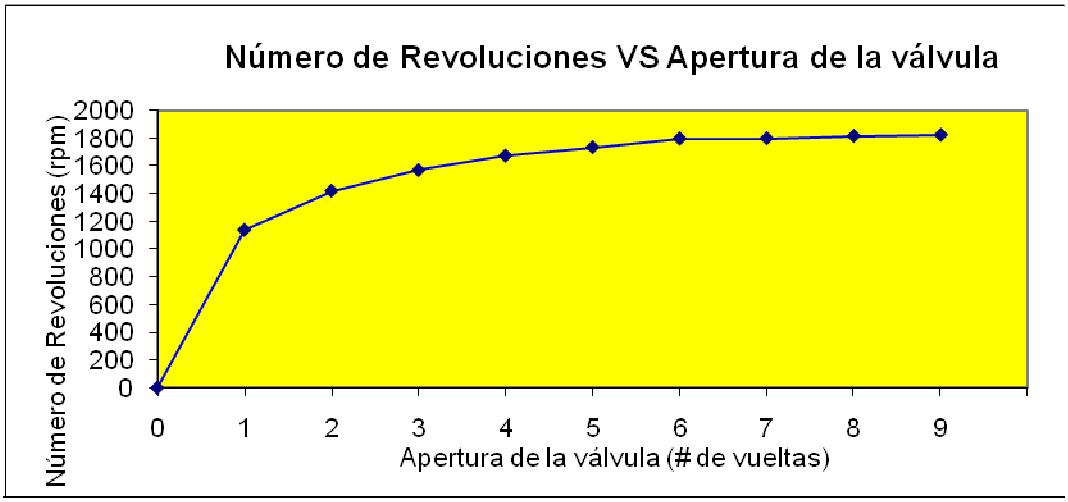


Figura N° 74. Curva # de revoluciones **vs** Apertura de la válvula del inyector

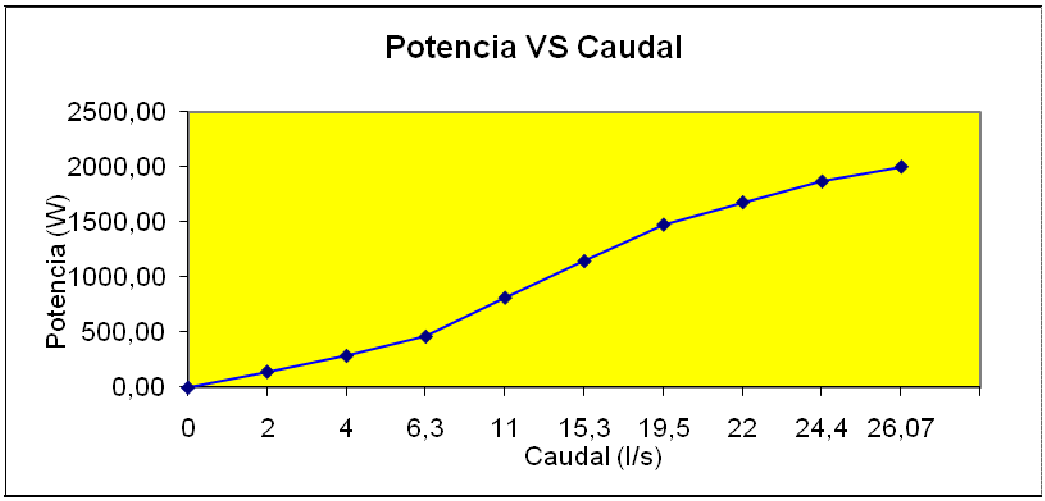


Figura N° 75. Curva Potencia **vs** Caudal

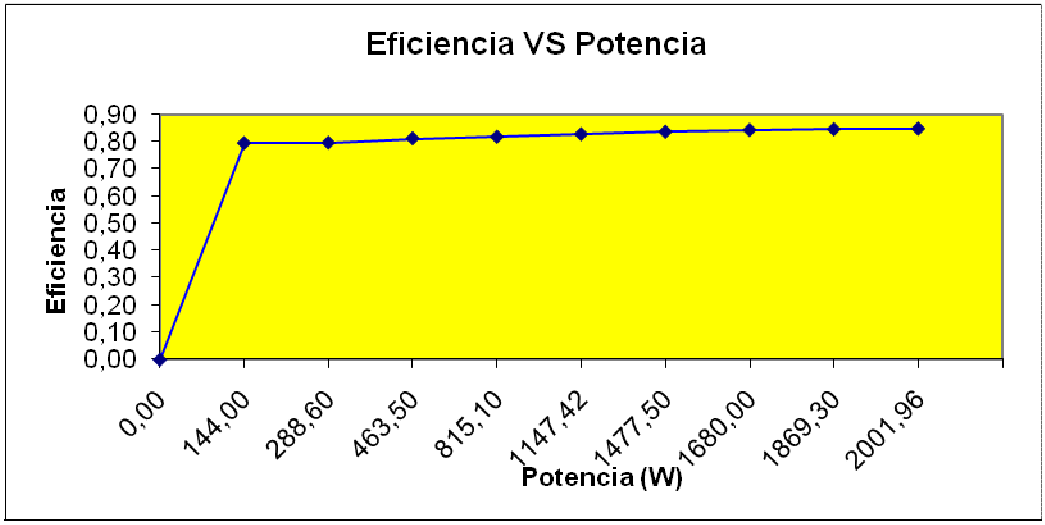


Figura N° 76. Curva Eficiencia **vs** Potencia

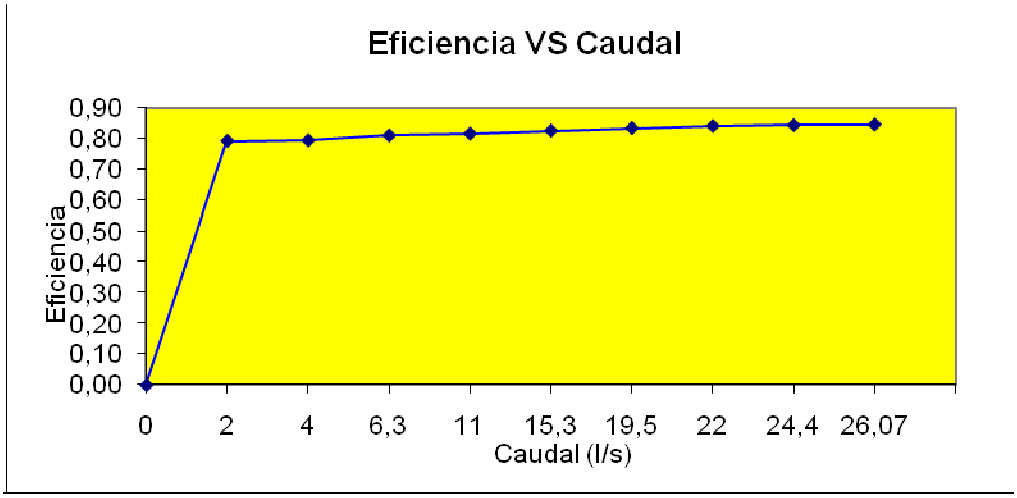


Figura N° 77 Curva Eficiencia **vs** Caudal

8.2.2.- Análisis de resultados

Al observar las curvas de funcionamiento se ve que el número de revoluciones y la potencia generada varían directamente con la apertura de la válvula del inyector es decir con el caudal.

Las curvas experimentales coinciden con las de las turbinas Pelton, demostrando que la eficiencia entregada por el sistema (Curva Eficiencia VS Caudal) no varía notablemente en función del caudal, explicando así la gran ventaja que tienen estas turbinas al prestar buenos rendimientos a cargas parciales. (Curva Eficiencia VS Potencia).

En la curva Presión VS Apertura de la válvula se nota que la máxima presión se logra cuando el inyector está completamente cerrado.

Se obtuvo una eficiencia máxima en la turbina del 85%.

CAPÍTULO IX

9.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

9.1.- CONCLUSIONES

- El presente proyecto ya instalado genera una potencia máxima de 2000 W, de los cuales la mayor parte es utilizada para la iluminación, facilitando así los planes turísticos del propietario de la hacienda.

- En la instalación de este tipo de proyectos hidroeléctricos en pequeña escala, los impactos ambientales son mínimos.

- Es importante crear un plan maestro a nivel local para continuar con la evaluación del potencial hídrico en otros sectores de la provincia, con el objetivo de promover este tipo de proyectos.

- La tecnología que se usa para este tipo de sistemas es sencilla, por lo que no se prevén dificultades en la operación y mantenimiento de la picocentral la Isabela de Sasapud.

- Estos proyectos tienen buena aceptación en zonas rurales y especialmente en sectores alejados de la ciudad donde no cuentan con vías de acceso y es muy difícil que llegue el sistema nacional interconectado siendo una alternativa para que habitantes de estos sectores gocen de un servicio básico, como es la energía eléctrica.

- Según las pruebas de funcionamiento el sistema instalado, presenta valores aceptables de eficiencia para trabajar a cargas parciales, llegando a plena carga con una eficiencia de la turbina en el orden del 85%.

- El costo del kw-h generado es de 0.0423 USD, el mismo que representa un ahorro considerable para el propietario del sistema en comparación con el valor comercial del Kw-h suministrado por las empresas eléctricas del país.

9.2.- RECOMENDACIONES

- Se recomienda mantener constante el nivel del agua en la bocatoma con el fin de evitar el paro inesperado del sistema.

- Para no usar válvula de aireación y purga se recomienda instalar la tubería con una inclinación constante.

- Es conveniente que se realice la limpieza del desarenador y tanque de presión semanalmente evitando que se acumule gran cantidad de sedimentos pudiendo estos obstaculizar el paso del agua hacia la turbina.

- Se recomienda en un futuro instalar en el desarenador una compuerta de purga, para que la limpieza sea rápida y no parar todo el sistema.

- Se recomienda al propietario ocupar toda la energía generada, con la optimización del proyecto turístico en la zona, es decir trabajar siempre a plena carga.

- Se recomienda que la regulación del caudal se lo realice con el inyector, mas no con la válvula de compuerta instalada en el sistema.

- La apertura y cierre de la válvula de compuerta y del inyector, debe realizarse en forma lenta para evitar el golpe de ariete.

- Se recomienda revisar el estado de la carcasa de la turbina trimestralmente con el propósito evitar que se corroa.

- Se recomienda seguir las respectivas acciones de mantenimiento tanto en las obras civiles como del sistema turbo-generador, detallado en el programa de mantenimiento.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] ORTIZ, R. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. 2001.

[2] RIOFRÍO P. Micro Hidroenergía. 2007.

[3] ITDG. Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas. 1996

[4] LAMINA L., AVALOS L., Diseño y construcción de la microcentral Cubillin. Tesis 15T00280. Riobamba: ESPOCH. 1997.

[5] CATÁLOGO. Tubería Plastidor. 2008.

[6] MATAIX. C. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. 1982.

[7] MOTT R. Mecánica de fluidos. 1994.

[8] CHAVEZ L. GUTIERREZ J. FALCONI A. Diseño Construcción y montaje de la micro central hidroeléctrica Tepeyac. Tesis 15T00030. Riobamba: ESPOCH. 1985.

[9] OLADE. Lineamientos Generales para el Desarrollo de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. 1981

[10] CATÁLOGO. IPAC. Guayaquil: 2004.

[11] SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 2002.

[12] MORAN I. Diseño de Máquinas I. Documentación de Clases.doc. 2005

[13] MACDONALD A. Introducción a la Mecánica de los Fluidos. 1989.

[14] UGARTE. F. Mecánica de Fluidos. 1990.

[15] FREDERICK, MERRITT. Manual del Ingeniero Civil. 2008.

[16] WWW.UNESCO.ORG.UY/PHI/LIBROS/MICROCENTRALES/CSUAREZ.

[17] CPE INEN. Código Ecuatoriano de la Construcción. Quito: 2001.

[18] WWW.CONSTUAPRENDE.COM.

[19] OLADE. Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton. 1988.

[20] JUVINALL, R. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. 1997.

[21] HAMROCK. B. Elementos de Máquinas. 1999.

[22] BEER, JOHSTON. Mecánica Vectorial para Ingenieros. 1990.

[23] NOVILLO G. Diseño II “Bandas”. Documentación de Clases.doc. 2005

[24] CATÁLOGO. Bandas Pirelli.

[25] CATÁLOGO DE RODAMIENTOS. Fag WL 41 520/3 SE.

[26] GIORGIO PIZZONI. Principios y Aplicación de la Ingeniería Eléctrica. 1990.

[27] TAPIA L. Teoría de Electricidad. 2da.ed. Quito: EPN. 1989.

[28] CATÁLOGO. Cablec del Ecuador S.A. 2008

[29] CATÁLOGO. Electrocables C.A. 2008.

[30] WWW.HIDROCARBUROS.GOV.BO

[31] LELAND T BLANK. Ingeniería Económica. 1999

BIBLIOGRAFÍA

1. ORTIZ, R. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Bogotá: McGraw-Hill, 2001.

2. RIOFRÍO, P. Micro Hidroenergía. Riobamba: Docucentro, 2007.

3. INTERMEDIATE TECHNOLOGY DEVELOPMENT GROUP (ITDG). Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas. Perú: ITDG, 1996

4. MATAIX, C. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. 2da.ed. México: Editorial del Castillo, 1982.

5. MOTT, R. Mecánica de fluidos. 4ta.ed. México: Prentice Hall Hispanoamérica S.A, 1994.

6. ORGANIZACIÓN LATINOAMERICANA (OLADE). Lineamientos Generales para el Desarrollo de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. 4ta.ed. Quito: OLADE, 1981

7. SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2002.

8. MACDONALD, A. Introducción a la Mecánica de los Fluidos. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 1989.

9. UGARTE, F. Mecánica de Fluidos. 2da.ed. Lima: San Marcos, 1990.

10. FREDERICK, M. Manual del Ingeniero Civil. 4ta.ed. México: McGraw-Hill, 2008.

11. CPE INEN. Código Ecuatoriano de la Construcción. Quito: 2001.

12. OLADE. Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton. Lima: Asociación Gráfica Educativa, 1988.

13. JUVINALL, R. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. 3era.ed. México: Limusa, 1997.

14. HAMROCK, B. Elementos de Máquinas. México: McGraw-Hill, 1999.

15. BEER, J. Mecánica Vectorial para Ingenieros. 5ta.ed. México: McGraw-Hill, 1990.

16. PIZZONI, G. Principios y Aplicación de la Ingeniería Eléctrica. 3ra.ed. México: McGraw-Hill, 1990.

17. TAPIA, L. Teoría de Electricidad. 2da.ed. Quito: EPN, 1989.

18. BLANK, L Ingeniería Económica. 4ta ed. Colombia: McGraw-Hill, 1999.

LINKOGRAFÍA

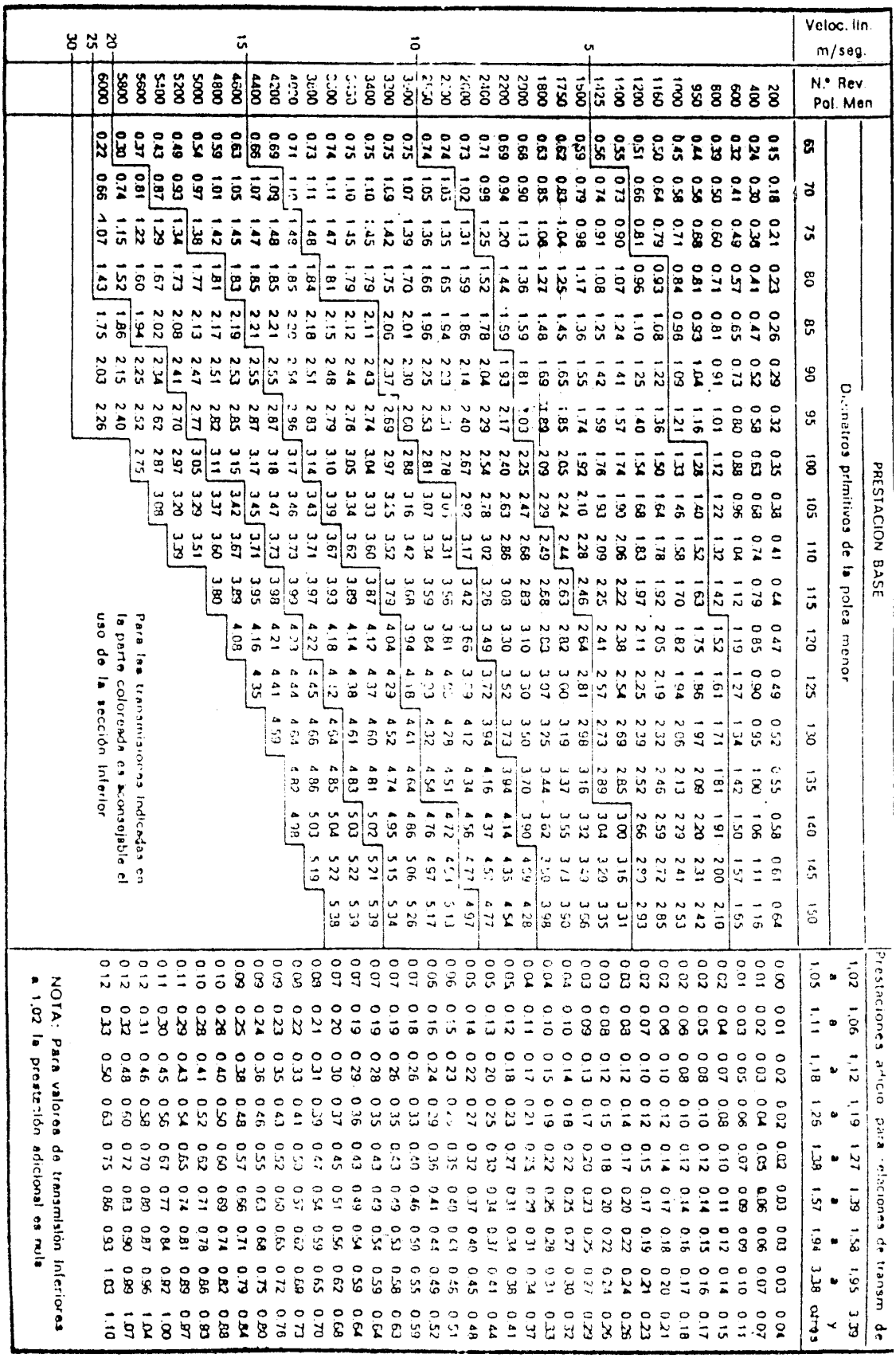
1. Área de la Casa de Máquinas
WWW.UNESCO.ORG.UY/PHI/LIBROS/MICROCENTRALES/CSUAREZ.

2. Módulo de Elasticidad y Peso Específico del Concreto.
WWW.CONSTUAPRENDE.COM.

3. Manual de Operación de una Picocentral Hidroeléctrica.
WWW.HIDROCARBUROS.GOV.BO

ANEXO

Anexo 1: Prestación de las correas PIRELLI



PLANOS