

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA,
UTILIZANDO LAS AGUAS DE LA PTAR DE LA PLANTA No. 1 DE PROPAL S.A.**

LUIS CARLOS JARAMILLO DELGADO

Código: 0533871

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

26 DE MAYO

2011

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA,
UTILIZANDO LAS AGUAS DE LA PTAR DE LA PLANTA No. 1 DE PROPAL S.A.**

LUIS CARLOS JARAMILLO DELGADO

Código: 0533871

**Trabajo de grado presentado en cumplimiento parcial de los requisitos exigidos
para optar al título de Ingeniero Mecánico**

DIRECTOR:

HUGO CENEN HOYOS

Ingeniero Mecánico, M.sc.

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO DE CALI

26 DE MAYO

2011

AGRADECIMIENTOS

A Dios, altísimo y gran amigo, por la oportunidad de superación, crecimiento y por nunca soltarme en la calma o en la tormenta durante mis pasos en esta vida.

Dedico y agradezco a mi familia por ser un pilar de apoyo y constante sabiduría, por creer en mí y ayudarme a pasar a una nueva etapa en mi vida.

A todos mis compañeros, que desde el inicio unimos trabajo para llegar hasta aquí. A todos mis amigos y amigas que en su debido momento me brindaron ánimos y ayuda en seguir adelante.

ÍNDICE

	Página
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
PRÓLOGO	xiii
OBJETIVOS	xiv
RESÚMEN	xv
1. LAS MICRO CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Centrales de agua embalsamada.....	2
1.3. Componentes de una micro central hidroeléctrica.....	3
1.3.1. Obra civil.....	3
1.3.1.1. Obra de conducción.....	3
1.3.1.2. Desarenador.....	3
1.3.1.3. Aliviadero.....	4
1.3.1.4. Tubería de presión.....	4
1.3.1.5. Casa de máquinas.....	5
1.3.2. Equipamientos mecánicos.....	5
1.3.2.1. Turbina.....	5
1.3.2.2. Compuertas.....	6
1.3.2.3. Válvulas de distribución.....	6
1.3.2.4. Transmisión de potencia.....	7
1.3.3. Sistemas e instalaciones eléctricas.....	8
1.3.3.1. Generador eléctrico.....	9
1.3.3.2. Tableros de distribución y protección.....	10
1.3.3.3. Equipo de transformación y línea de distribución.....	10
2. FUNCIONAMIENTO DE LA PTAR EN PROPAL S.A.	11
2.1. Proceso de tratado de aguas residuales.....	11
2.1.1. Clarificador.....	11
2.1.2. Laguna de Estabilización.	12

2.1.2.1. Laguna completamente aireada.....	13
2.1.2.2. Laguna facultativa aerobia.....	13
2.2. Descripción del lugar y ubicación del proyecto.....	15
2.3. Análisis de Factibilidad.	19
3. EVALUACIÓN DE RECURSOS HIDROLÓGICOS.....	22
3.1. Ubicación de la casa de máquinas.....	22
3.2. Determinación del caudal.....	23
3.3. Calidad del agua.	26
3.4. Determinación del salto.	27
3.4.1. Determinación de la caída bruta.....	27
3.4.2. Calculo de las pérdidas de carga.....	29
3.4.2.1. Pérdidas en el canal de recuperación de efluentes.....	29
3.4.2.2. Cálculo de pérdidas en tubería.....	30
3.4.3. Cálculo de la altura neta aprovechable.....	35
3.5. Cálculo de la potencia aprovechable.....	35
4. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA.....	37
4.1. Tipos de turbinas hidráulicas.....	38
4.1.1. Pelton.....	38
4.1.2. Michell-Banki.....	40
4.1.3. Kaplan.....	42
4.2. Selección de turbinas hidráulicas.....	44
4.2.1. Selección mediante gráficos de altura y caudal.....	44
4.3. Dimensionamiento de una turbina Michell-Banki.....	47
4.3.1. Diseño hidráulico.....	47
4.3.2. Dimensiones básicas del rodete.....	53
4.3.2.1. Diámetro del rodete.....	53
4.3.2.2. Ancho del rodete.....	54
4.3.3. Álabes de la turbina.....	55
4.3.3.1. Geometría del álabe.....	55
4.3.3.2. Número de álabes.....	56

4.3.3.3. Material de los álabes.....	57
4.3.3.4. Fuerzas en el álabe.....	57
4.3.4. Discos del rodete.....	63
4.3.5. Peso del rodete.	66
4.3.6. Inyector.....	67
5. EQUIPO ELECTROMECAÁNICO.....	70
5.1. Selección del equipo eléctrico.	70
5.1.1. Selección del generador eléctrico.	70
5.1.2. Regulador automático de tensión.	71
5.1.3. Sistema de regulación de carga.	72
5.1.3.1. Sistema de disipación de energía.	73
5.1.4. Tableros de distribución y protección.	74
5.2. Cálculo de los equipos mecánicos.	76
5.2.1. Transmisión.	76
5.2.1.1. Transmisión por correa.	77
5.2.1.2. Tipos de correas trapeciales.	80
5.2.1.3. Potencia de diseño de las correas.	81
5.2.1.4. Selección del tamaño del perfil de las correas.	82
5.2.1.5. Selección de los diámetros de las poleas.	83
5.2.1.6. Cantidad de correas.	85
5.2.1.7. Fuerza de tensión en las correas.	87
5.2.1.8. Cubierta de las correas y poleas.....	88
5.2.2. Ejes.	89
5.2.2.1. Eje libre de la turbina.	91
5.2.2.1.1. Chequeo de la Velocidad crítica.	92
5.2.2.1.2. Chequeo de Rigidez.....	93
5.2.2.2. Eje motriz.	93
5.2.2.2.1. Chequeo de la Velocidad crítica.	94
5.2.2.2.2. Chequeo de Rigidez.....	95
5.2.2.3. Eje conducido.	95
5.2.3. Rodamientos.	96

5.2.4. Acople Flexible.....	98
5.2.5. Bastidores.	99
5.2.5.1. Bastidor Principal.....	99
5.2.5.2. Bastidor Secundario.....	101
5.2.5.3. Bastidor del Generador.....	101
5.2.6. Anclaje.	102
5.2.7. Polipasto.....	102
 6. OBRAS CIVILES.....	105
6.1. Tubería de presión.....	105
6.1.1. Reducción de diámetro.....	106
6.1.2. Válvula de distribución.....	107
6.1.3. Cambio de sección.....	107
6.2. Ducto de descarga.....	108
6.3. Casa de máquinas.....	109
 7. ANÁLISIS DE COSTOS.....	111
7.1. Costos del proyecto.....	111
7.1.1. Costos de los componentes mecánicos.....	111
7.1.2. Costos de los componentes eléctricos.....	113
7.1.3. Costos de las obras civiles.....	113
7.2. Comparación de costos.....	113
7.3. Análisis financiero.....	114
 8. CONCLUSIONES.....	116
 9. RECOMENDACIONES.....	117
 10. BIBLIOGRAFÍA.....	118
 11. ANEXOS.....	121

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Página
1.1. Centrales de Pie de Presa.....	2
1.2. Desarenador.....	4
1.3. Válvulas utilizadas para cierre de caudal (válvula principal).....	7
1.4. Generador Eléctrico.....	9
2.1. Clarificador.....	12
2.2. Laguna Facultativa.....	13
2.3. Plano en planta de la PTAR.....	16
2.4. Ubicación de las cajas.....	17
2.5. Canal de recolección de efluentes de la Laguna Facultativa.....	18
2.6. Cajas de recolección.....	18
2.7. Disposición básica de la MCH.....	21
3.1. Curva de duración de caudales.....	26
3.2. Plano de las cajas.....	28
3.3. Coeficiente ξ_r	31
3.4. Coeficientes de pérdidas.....	32
4.1. Inyección en la turbina Pelton.....	38
4.2. Uso de deflectores en la turbina Pelton.....	39
4.3. Eficiencia a cargas parciales de la turbina Banki.....	41
4.4. Turbina Axial en disposición general.....	43
4.5. Tipos de turbinas y su rango de aplicación.....	45
4.6. Velocidades en el rotor.....	48
4.7. Triángulo de velocidades en el punto de entrada.....	48

4.8. Trayectoria del agua entre los puntos 2 y 3.....	49
4.9. Triángulos de velocidades.....	50
4.10. Geometría del álabe.....	55
4.11. Rodete de la turbina Michell-Banki para el proyecto.....	56
4.12. Tensiones en un cilindro de paredes gruesas.....	64
4.13. Ajuste por contracción.....	65
4.14. Inyector de la turbina.....	67
4.15. Carcaza de la turbina.....	69
5.1. ELC Systeex “3F25”.....	73
5.2. Diagrama de sistema de regulación de carga por resistencias.....	74
5.3. Esquema de tablero de control básico de generación.....	75
5.4. Interruptor termo magnético FAL 34100.....	75
5.5. Configuración de transmisión.....	77
5.6. Esquema general de una transmisión mediante correas.....	78
5.7. Selección de la sección de correa según la P_{dis} y la velocidad.....	83
5.8. Cubierta de las Correas y Poleas.....	89
5.9. Estado de cargas en el eje libre.....	91
5.10. Estado de cargas en el eje motriz.....	94
5.11. Estado de cargas eje conducido.....	96
5.12. Acoplamiento flexible TAF X/1.....	99
5.13. Bastidores.....	100
5.14. Fuerzas en el bastidor.....	100
5.15. Bastidor Secundario.....	101
5.16. Bastidor del Generador.....	102
5.17. Polipasto y Trolley marca CM.....	103

5.18. Vigas guía para los carros de los polipastos.....	103
6.1. Tubería de Presión.....	105
6.2. Reducción de diámetro.....	106
6.3. Perno de expansión de cuña.....	106
6.4. Válvula CLARKSON KGA 24".....	107
6.5 Cambio de sección elíptica a rectangular.....	108
6.6. Ducto de descarga.....	109
6.7. Dimensiones a extender para la Casa de Máquinas.....	109
6.8. Vistas en planta de la casa de la Casa de Máquinas.....	110
6.9. Anclaje de las vigas guía de los polipastos.....	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla	Página
3.1. Datos de Caudales Aforados.....	23
3.2. Frecuencia y duración de caudales.....	24
3.3 Caracterización de la Calidad Fisicoquímica del Agua Residual de la PTAR.....	26
3.4. Coeficiente de rugosidad para Canales de Concreto.....	29
3.5. Coeficientes de pérdida ξ_k para codos de tubos circulares.....	32
3.6. Valores de rugosidad absoluta (k) para tuberías en mm.....	34
3.7. Valores usuales de ξ_v para diferentes tipos de válvulas.....	34
4.1. Eficiencia del grupo de generación.....	45
4.2. Comparación de turbinas.....	46
4.3. Parámetros principales.....	52
4.4. Selección del diámetro del rodete.....	53
4.5. Ancho del rodete para diferentes ángulos de admisión.....	54
4.6. Fuerzas en los álabes.....	58
4.7. Fórmulas para vigas doblemente empotradas.....	59
4.8. Propiedades de un sector de anillo delgado.....	60
4.9. Propiedades del área del álabe.....	61
4.10. Momentos y fuerzas cortantes en el álabe.....	61
4.11. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 631.....	62
4.12. Esfuerzos máximos en el álabe.....	62
4.13. Tolerancia recomendada en mm, para diferentes tipos de ajuste.....	64
4.14. Peso Total del Rodete.....	66
4.15. Altura del inyector en cada ángulo de la admisión.....	68

5.1. Datos principales del generador síncrono.....	71
5.2. Comportamiento de los tipos de correas ante algunos criterios comparativos....	79
5.3. Dimensiones normalizadas de perfiles normales (Normas RMA, de E.U.A.).....	81
5.4. Valores aproximados del factor de servicio.....	81
5.5. Grado de irregularidad.....	82
5.6. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales.....	84
5.7. Coeficientes de diámetro K_d	85
5.8. Coeficientes de arco de contacto K_Θ	86
5.9. Factores de corrección de longitud K_L	87
5.10. Fuerza de las correas sobre los ejes.....	88
5.11. Influencia del ángulo α_3 sobre el rendimiento de la turbina.....	90
5.12. Cargas dinámicas equivalentes para los rodamientos.....	97
5.13. Vida nominal de los rodamientos.....	98
5.14. Modelos de Polipastos y Trolleys.....	104
7.1. Costos de los componentes mecánicos.....	111
7.2. Costos de los componentes eléctricos.....	113
7.3. Costos de las obras civiles.....	113
7.4. Comparación de costos de la turbina del proyecto.....	113
7.5. Valores para la evaluación financiera.....	114

PRÓLOGO

El presente proyecto trata sobre el diseño mecánico y dimensionamiento de los elementos necesarios para la generación de energía eléctrica, a partir del efluente de la planta de tratamiento de aguas residuales de la empresa Propal S.A., donde se observa la posibilidad de hacer un pequeño aprovechamiento hidráulico suficiente para proveer la iluminación de toda la zona administrativa.

En el primer capítulo se resúmen los componentes principales que una micro central hidroeléctrica debe tener para su buen funcionamiento, desarrollo y optimización.

En el capítulo dos, se describe el funcionamiento de la planta de tratamiento de aguas residuales de la planta 1 de Propal S.A., se describen las obras existentes en la zona de la laguna facultativa y la ubicación del proyecto. También se realiza un análisis de factibilidad, en donde se describen las ventajas del uso de las obras existentes.

En el capítulo tres, se realiza la evaluación y cuantificación de los recursos hidráulicos, determinando las variables necesarias, caudal y altura neta, para el diseño de los elementos de transformación de energía.

En el capítulo cuatro, se selecciona la turbina más adecuada para las variables de diseño obtenidas en el capítulo tres, una turbina de flujo cruzado, y se realiza su diseño hidráulico y mecánico.

En el capítulo cinco, se selecciona el generador necesario para la transformación de la energía de la turbina a energía eléctrica, con sus respectivos controles. Se diseña y seleccionan los elementos de la transmisión de potencia como lo son, las correas, los ejes, los cojinetes. También se diseñan los soportes de la turbina y el generador, y se calculan los anclajes que deben llevar.

En el capítulo 6, se observa la disposición de los equipos en la casa de máquinas y las obras que se deben llevar a cabo, para construir esta.

En el capítulo 7, se lleva a cabo el análisis de los costos de los componentes de la micro central y la expectativa de retorno de la inversión para la empresa.

En el capítulo 8 son planteadas puntualmente las conclusiones y recomendaciones generales del estudio.

OBJETIVOS

Objetivo General.

- Diseño y cálculo de una Micro Central Hidroeléctrica, utilizando las aguas de la PTAR de la planta No. 1 de Propal S.A.

Objetivos específicos.

- Definir el lugar de instalación de la *MCH* en los lindares de la Planta No. 1 de Propal S.A.
- Determinar el caudal y la caída a utilizar en el diseño de la *MCH* y el valor de la potencia hidráulica aprovechable del sitio.
- Determinar el tipo de turbina a diseñar para la *MCH*.
- Realizar el diseño y cálculo de la turbina de la *MCH*.
- Seleccionar los equipamientos mecánicos y eléctricos para la regulación, operación y conexión eléctrica de la *MCH* y el valor de la potencia eléctrica generada.
- Proponer un diseño estimado de la pequeña casa de máquina para la Micro Central Hidroeléctrica.
- Estimar el costo de los diferentes componentes de la *MCH* y su viabilidad financiera para la empresa.

RESÚMEN

Este trabajo de tesis se realizó con el objetivo de aprovechar los efluentes de la PTAR planta No. 1 de PROPAL S.A., para proveer de energía eléctrica a la zona administrativa de la empresa.

Se determinó cuál es el valor máximo de energía eléctrica que se puede producir utilizando este caudal y la infraestructura ya existente en el sitio. El caudal presente se obtuvo con el uso de un correntómetro y se realizó un análisis estadístico con datos históricos suministrados por la empresa, se obtuvo que este caudal es de $0.46 \text{ m}^3/\text{s}$. La caída presente se obtuvo con los planos de las estructuras presentes en la planta, después de realizar los cálculos de las pérdidas presentes se obtuvo que la caída de diseño es de 5 m.

Los datos anteriores permitieron realizar la selección de una Turbina Michel-Banki para la transformación de energía. El aspecto del rodete es similar al de las jaulas de ardillas y su desarrollo geométrico bidimensional con álabes axiales de radio de curvatura constante, hace posible la construcción sin necesidad de contar con tecnología altamente especializada.

Se realiza la transmisión de potencia mediante correas, a un generador síncrono. La potencia que se puede producir en esta Micro Central Hidroeléctrica (*MCH*) es de 16.2 kW, la cual es suficiente para suministrar la iluminación de la zona administrativa de la planta, y proveer un ahorro de \$22'920.000 anuales a la empresa.

Para evitar el uso de un gobernador para controlar la velocidad del grupo manipulando el caudal de entrada a la turbina, los cuales son costosos y robustos, se selecciona un Controlador de Carga Electrónica o *ELC*, que, a través de unas válvulas electrónicas, conocidas como tiristores, deriva la energía no consumida por la demanda, a un sistema de disipación de energía.

También se presentan las medidas necesarias para la casa de máquinas, así como las tuberías de presión y descarga. La manipulación de estos elementos dentro de la casa se realiza mediante un malacate montado en un trolley, el cual se desplaza sobre una viga en I anclada al techo que sirve como guía, para llevar los elementos hacia la zona de mantenimiento.

Se logra verificar la viabilidad financiera de este proyecto para la empresa, obteniendo que para la inversión de aproximadamente \$112'000.000 necesaria, se tendría un periodo de retorno de casi 10 años.

1. LAS MICRO CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

1.1. Introducción

La generación de potencia mediante el aprovechamiento hidráulico de un río, es una de las formas más limpias, aprovechables y renovables que pueden existir. El principio tecnológico entre una gran central y una Micro Central Hidroeléctrica (*MCH*), es el mismo, sin embargo el tamaño define el detalle y la complejidad de las estructuras y los equipamientos mecánicos. Esto obedece a dos causas principales: a) el diseño y los métodos de construcción de *MCH* debe adaptarse a la estructura de la región, donde los proyectos se implantan, y b) los costos incrementales de mejoras crecientes de la tecnología, no pueden ser absorbidos por los beneficios incrementales, en un proyecto de pequeña escala y bajo nivel de difusión.

Las *MCH* son centrales de generación con una potencia desde 200 W hasta 300 kW. En su mayoría se construyen en zonas aisladas y no representan gran importancia para el sistema de interconexión nacional, ya que, su área de influencia es muy reducida. Se pueden definir como, el conjunto de obras civiles y estructuras hidráulicas generales y específicas que, complementadas con su correspondiente equipo electromecánico, aprovechan las energías potencial y cinética del agua para producir energía eléctrica. Esta energía es conducida por diferentes líneas de transmisión a los centros de consumo, en donde se utiliza en alumbrado público y residencial, operación de aparatos electrodomésticos y demás necesidades eléctricas de la zona en donde se llevará cabo el proyecto.

Las aguas que provienen de los procesos de producción de papel de la planta No. 1 de Propal S.A., son tratadas después de su uso, en una Planta de Tratamiento de Aguas Residuales (*PTAR*), antes de devolverlas de nuevo al río Cauca, para evitar el impacto ambiental de estas aguas.

Este proyecto está enfocado en hacer un aprovechamiento extra de estas aguas de retorno, mediante el diseño de una *MCH* que utilice los efluentes de la *PTAR*, y

utilizar esta energía eléctrica generada, para suplir de iluminación a las zonas administrativas de la empresa.

1.2. Centrales de agua embalsada

Son los aprovechamientos hidroeléctricos que tienen la opción de almacenar las aportaciones de un río mediante un embalse. En estas centrales, se regulan los caudales de salida para utilizarlos cuando sea necesario. Todos los países de América Central dependen en gran parte de este tipo de centrales para la provisión de electricidad a sus poblaciones.

En la siguiente figura se muestra la disposición general de las obras y los equipos requeridos en una central de pie de presa:

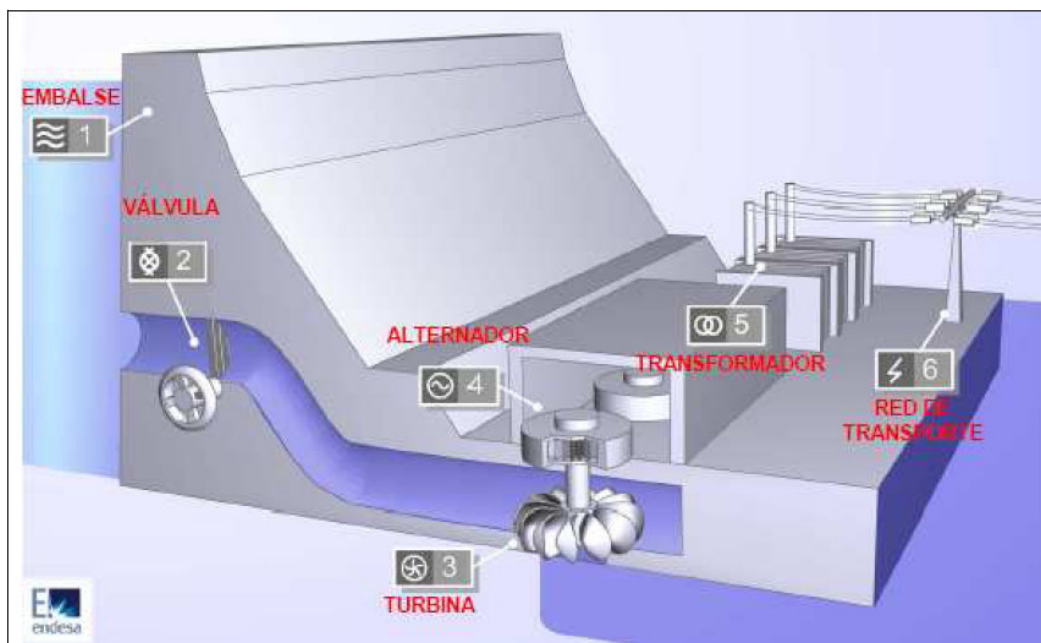


Figura 1.1. Centrales de Pie de Presa [1]

En la planta No. 1, la laguna facultativa que se encarga del tratamiento de las aguas residuales (ver capítulo 2), se comporta como un embalse de agua que provee

un nivel de agua constante, que se ve poco afectado por la influencia de las lluvias, gracias a su gran área de extensión (16 Hectáreas).

1.3. Componentes de una micro central hidroeléctrica

Los elementos que componen una *MCH* generalmente se clasifican en “Obra Civil”, “Equipamientos Mecánicos” y “Sistemas e instalaciones eléctricas”. A continuación se hará una breve descripción de estos [2]:

1.3.1. Obra civil

1.3.1.1. Obra de conducción

Es la encargada de conducir el caudal de la bocatoma al tanque de presión, tiene una pendiente leve, la más usada puede ser un canal, pero también son usados túneles o tuberías. El caudal efluente de la laguna se ve recolectado mediante un canal rectangular de 0.82 m x 2 m hecho en concreto, que tiene una longitud de 132 metros.

1.3.1.2. Desarenador

La velocidad con la que las partículas en suspensión (como algas, granos de arena, etc.) impactan los álabes de la turbina, pueden ocasionar daños como desgaste y erosión.

Por esta razón, se utilizan los desarenadores, en los cuales la velocidad de las partículas se reduce y es decantada; poseen una compuerta mediante la cual, se evacúan los lodos acumulados en el fondo.

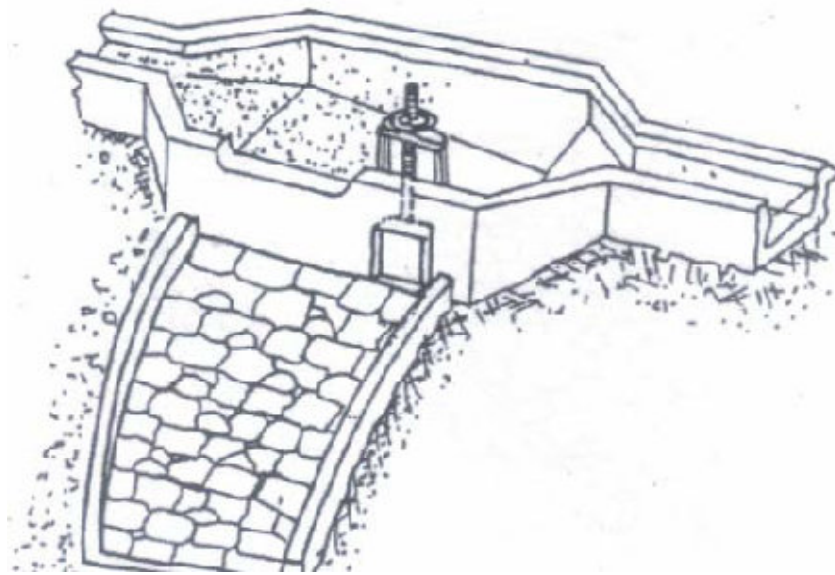


Figura 1.2. Desarenador [2]

1.3.1.3. Aliviadero

Es un tipo de vertedor, donde el agua que sobre pasa la capacidad de la *MCH* es liberada o forzada a liberarse mediante una compuerta reguladora. Sus características principales son: su largo, altura y el tipo de cresta definida por un coeficiente de descarga, todo caudal que se desea aliviar del sistema, debe ser devuelto al río.

1.3.1.4. Tubería de presión

Es la tubería que transporta el caudal de diseño a la turbina; se apoya en anclajes que soportan la presión del agua y la dilatación por los cambios de temperatura.

1.3.1.5. Casa de máquinas

Es el sitio donde se encuentran los equipos electromecánicos, como son a saber, la turbina, los generadores, los equipos auxiliares, las válvulas de admisión y los aparatos de maniobra, regulación y protección; allí se transforma la energía hidráulica en mecánica, y esta en eléctrica; en la casa de máquinas está la conexión al sistema de transmisión.

1.3.2. Equipamientos mecánicos

Las *MCH* tienen sistemas que requieren un diseño y construcción mecánicos especializados; principalmente en las turbinas es donde se requiere de la ingeniería, análisis y un estudio complejo. Solo el diseño de una turbina, para un determinado lugar (condiciones de altura y caudal disponible), es un estudio único y avanzado. También entre los equipamientos mecánicos se encuentran las compuertas, válvulas de distribución y la transmisión de la potencia.

1.3.2.1. Turbina

Una turbina hidráulica es una turbo-máquina hidráulica, en la cual el trabajo mecánico proviene de la variación de la cantidad de movimiento del agua al fluir a través de un sistema de álabes rotativos. En este sistema, denominado rodete, puede ocurrir una simple desviación del flujo de agua o, en otros casos, una desviación y una aceleración de este flujo.

Las turbinas hidráulicas pueden clasificarse en dos grandes grupos: turbinas de acción y de reacción. A estos dos grupos corresponden las turbinas modernas, que hoy en día se emplean en las centrales hidráulicas, sean estas pequeñas o grandes.

En las turbinas de acción para *MCH*, podemos mencionar las:

- Turbinas Pelton
- Turbinas Michell – Banki o de flujo cruzado

En las Turbinas de reacción para *MCH*, se puede incluir las:

- Turbinas Kaplan

1.3.2.2. Compuertas

En las *MCH* las compuertas pueden tener la función de regular el caudal parcial o totalmente, siendo la más común, la de deslizante con rodillos y la regulación de abertura se realiza mediante un tornillo de potencia.

1.3.2.3. Válvulas de distribución

La válvula principal es un mecanismo de obturación que controla el paso del agua hacia la turbina y/o distribución. Estas deben trabajar siempre, completamente abiertas o completamente cerradas y por lo general son del tipo compuerta, mariposa o guillotina.



Figura 1.3. Válvulas utilizadas para cierre de caudal (válvula principal) [3]

1.3.2.4. Transmisión de potencia

En las *MCH*, las turbinas deben transferir esa energía mecánica al generador, para realizar esto, debe haber un sistema que transfiera esa potencia y la convierta en energía eléctrica. Normalmente, los generadores eléctricos para esta aplicación, son de corriente alterna, requieren que la turbina genere un movimiento a una frecuencia de 60 Hz, estos generadores disponen de velocidades $n=3600/p$ (siendo n las RPM necesarias y p el número de polos que el generador tiene). La velocidad de giro depende directamente de la caída de la *MCH*, del caudal y las dimensiones propias de rodete.

Las grandes Centrales Hidroeléctricas presentan un acople directo, entre la turbina y el generador. Sin embargo, las *MCH* en su mayoría no son de acople directo; en el caso de estas, llevan un sistema de poleas, cadenas o cajas reductoras que permitan adecuar la velocidad de giro, entre la turbina y el generador. La transmisión busca aumentar o disminuir la velocidad angular y transmitir la fuerza.

Existen varios tipos de transmisiones; entre los más importantes podemos mencionar y describir:

- *Transmisiones por correas:* Es el sistema de transmisión más usado en las *MCH*. Este funciona mediante la fricción que hace la polea, moviendo la correa; con este mismo principio se hace mover la siguiente polea. Esta dependerá del coeficiente de fricción y el ángulo de contacto de la correa con la polea menor. Ambas poleas tienen diámetros según la relación entre velocidad entregada y la requerida. Son las transmisiones de costos más bajos.

Las correas dentadas se diferencian de las anteriores, porque en ellas la transmisión es a través de una fuerza de contacto directo y no por fricción. Esto le permite una sincronización perfecta en el movimiento.

- *Transmisiones por cadenas:* Flexibles, al tener articulaciones de eslabones metálicos, que al entrar en contacto con los dientes de las poleas permiten una perfecta sincronización. Los eslabones son hechos con material de alta resistencia. Sin embargo los costos de mantenimiento son elevados para este tipo de transmisión.
- *Transmisiones por engranajes:* Conocidas también como cajas reductoras, estas utilizan una serie de engranajes ocupando poco espacio. Las pérdidas por fricción son mínimas y las fuerzas en los cojinetes también son mínimas. Sin embargo su inversión y mantenimiento requieren de mayor cuidado.

1.3.3. Sistemas e instalaciones eléctricas

En una *MCH*, es necesaria la implementación de una serie de dispositivos, los cuales permiten la correcta operación del sistema eléctrico y de esta manera poder entregar la energía eléctrica, con la calidad óptima, según las necesidades. Los elementos básicos necesarios, con los que debe contar la *MCH* en cuestión, son los siguientes:

- Generador Eléctrico.
- Tableros de distribución y protección.

- Equipo de transformación y línea de distribución/transmisión.

1.3.3.1. Generador Eléctrico

Es la máquina que transforma la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica. El generador basa su funcionamiento en la inducción electromagnética.

El generador, o alternador, está compuesto de dos partes fundamentales:

- *Rotor o inductor móvil*: Su función es generar un campo magnético variable al girar arrastrado por la turbina.
- *Estator o inducido fijo*: Sobre el que se genera la corriente eléctrica aprovechable.

Los generadores pueden ser, ya sea, síncronos o asíncronos dependiendo de su modelaje constructivo y la naturaleza de la excitación en sus devanados.

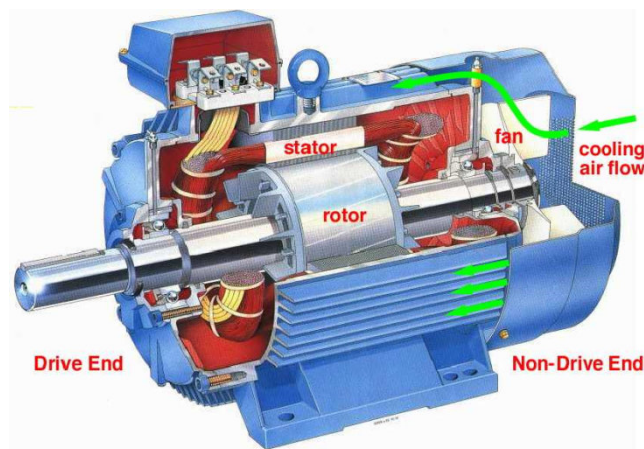


Figura 1.4. Generador Eléctrico [4]

1.3.3.2. Tableros de Distribución y Protección

En toda *MCH*, deben instalarse tableros, en los cuales se haga la distribución de la alimentación a las cargas, así como, las respectivas protecciones contra sobrecargas y cortocircuitos.

Estas protecciones y aparatos de maniobra, se tienen que dimensionar adecuadamente para garantizar el correcto funcionamiento y de esta manera asegurar la protección de los equipos de generación y control.

Con el uso de estos dispositivos se facilita la conexión y desconexión de la central, con las cargas, lo cual puede ser aprovechado para labores de mantenimiento, expansión o reparaciones en los equipos.

1.3.3.3. Equipo de transformación y línea de distribución

El equipamiento eléctrico es necesario en la *MCH*, ya que, es el encargado de la transformación de la tensión, de la medición de los diferentes parámetros de la corriente eléctrica, de la conexión a la línea de salida y de la distribución de la energía.

El transformador de tensión es uno de los elementos fundamentales de este equipamiento. Dependiendo de la tensión eléctrica de trabajo del generador, la transformación puede ser baja/media o media/alta. El objetivo es elevar la tensión al nivel de la línea existente, para permitir el transporte de la energía eléctrica con las mínimas pérdidas posibles.

En la gran mayoría de los casos la generación es para un sistema trifásico, por lo que es necesaria la instalación de la subestación de distribución, en la cual se eleva el voltaje generado a la tensión nominal de transporte hacia los usuarios.

En dicha subestación es necesaria la instalación de elementos disyuntores, como cortacircuitos y fusibles; así como elementos de protección contra sobre voltajes peligrosos, como son los pararrayos tipo distribución para media tensión.

2. FUNCIONAMIENTO DE LA PTAR EN PROPAL S.A.

Las aguas residuales provenientes de todos los procesos de formado de papel de la empresa Propal S.A., son llevadas a una *PTAR* propia de la planta, en la cual se baja el nivel de contaminación y de la cual se lleva registro por medio de la Demanda Biológica de Oxígeno (*DBO*) expresada en mgO_2/l . Como parte concluyente de un programa de control de vertimientos líquidos, desarrollado en cinco (5) fases, para dar cumplimiento a la normatividad ambiental, nacional y regional, Ingesam Ltda., adelantó la ingeniería básica y de detalle de esta planta de tratamiento de 600 L/s de capacidad, consistente de: un clarificador primario mecánico, a gravedad, de 130 ft de diámetro, una laguna de aireación de 16 Hectáreas de extensión, equipada con aireadores por difusión y un sistema mecánico de deshidratación de lodos, consistente de un filtro prensa tipo tornillo, de 40 Ton/día de capacidad de sólidos (base seca).

2.1. Proceso de tratado de aguas residuales

2.1.1. Clarificador

Tiene como objetivo eliminar los sólidos en suspensión, por medio de un proceso de sedimentación simple por gravedad. Este clarificador está diseñado para suprimir aquellas partículas que tienen *tasas de sedimentación* de 0,3 a 0,7 mm/s. Así mismo, el *período de retención* es normalmente corto, 1 a 2 horas. Tiene un diámetro de 39.62 mts y una profundidad de 5 mts. En esta etapa, se elimina por precipitación alrededor del 60 al 70% de los sólidos en suspensión.



Figura 2.1. Clarificador

2.1.2. Laguna de Estabilización

La laguna de estabilización, es un depósito de agua, con una profundidad de 11 mts, y tiene como finalidad estabilizar la materia orgánica presente en las aguas residuales. La laguna presente en la planta es de 16 Hectáreas de extensión y cumple el propósito de una laguna facultativa, completamente aireada en la primera etapa, y en la segunda etapa una laguna facultativa aerobia.



Figura 2.2. Laguna Facultativa

2.1.2.1. Laguna completamente aireada

En la primera zona, las aguas se mantienen en un constante movimiento, mediante aireadores por difusión, logrando mediante la agitación mecánica, que los sólidos suspendidos no se encuentren depositados en el fondo del estanque, sino que, están completamente mezclados, en forma similar a como ocurre en un digestor biológico de lodos activados. Al tener mayor contacto los lodos con el agua a depurar, el proceso es más eficiente y se requiere de menor tiempo de residencia para lograr una disminución significativa del DBO.

2.1.2.2. Laguna facultativa aerobia

Las condiciones aerobias que existen en la parte superior de una laguna facultativa aerobia, se deben a la acción conjunta del viento y de la actividad fotosintética que se presenta en el cuerpo de agua. Los nutrientes que se hallan presentes en las aguas residuales, principalmente nitrógeno y fósforo, favorecen la eutroficación del acuífero. Las algas formadas en la superficie al efectuar el proceso

de fotosíntesis y producir más biomasa, requieren de bióxido de carbono del aire o del medio circundante, para la síntesis de carbohidratos y proteínas y al mismo tiempo liberan oxígeno. La reacción simple del proceso de fotosíntesis es:

$$\text{Algas} + \text{Nutrientes (P, N....)} + \text{CO}_2 + \text{Energía Solar} = \text{Biomasa (carbohidratos, proteínas)} + \text{O}_2$$

El oxígeno producido en este proceso de fotosíntesis, que se efectúa en la capa superficial, así como el que se integra desde la atmósfera hacia el agua, a través del viento, es consumido por los microorganismos que degradan aeróbicamente el material orgánico, y eventualmente una parte de este oxígeno se transfiere a la capa más interna, que es la capa facultativa. La capa facultativa, como su nombre lo indica, ocasionalmente es aerobia y otras veces es anaerobia. Cuando el oxígeno es abundante en la columna externa y este gas alcanza a penetrar a esta capa, las bacterias facultativas degradan aeróbicamente el material orgánico presente en el agua residual convirtiéndolo a nuevas células y gases inocuos como CO₂ y H₂O.

Durante la noche las algas no reciben energía solar, por lo que no producen oxígeno y por el contrario, lo consumen para seguir respirando, y consecuentemente esta capa es anaerobia. La capa que se encuentra en la parte más profunda de la laguna donde se está depositando el sedimento no recibe oxígeno, por lo que el proceso de degradación de materia orgánica en el fondo es anaerobio. En la zona de anaerobiosis, se descompone el material orgánico, inicialmente a ácidos orgánicos volátiles y posteriormente a otros productos terminales estabilizados como son el bióxido de carbono y el metano. Si no se termina la reacción de anaerobiosis o sea la conversión de los ácidos orgánicos a CO₂ y CH₄ en esta capa más interna, la conversión a productos estables se puede completar en la zona facultativa.

La radiación ultravioleta que es parte de la radiación solar y que incide en la superficie de la laguna, también causa la inactivación y muerte de muchos microorganismos y bacterias, por lo que es posible tener una reducción altamente eficiente de éstos, lo cual inclusive, cuando el tiempo de exposición es largo y la radiación solar es intensa, produce agua con características que cumplen con las normas de calidad microbiológica de las aguas residuales, evitando así la necesidad de desinfectar el agua residual tratada.

2.2. Descripción del lugar y ubicación del proyecto

Al final del proceso de tratamiento, los efluentes de la laguna se recolectan en un canal de cemento, y se conduce hacia unas cajas que sirven para recolectar los caudales que vienen desde otras zonas de la planta, antes de enviarlos de nuevo al Río Cauca.

Es en esta zona, donde se desea realizar el aprovechamiento del caudal, que se presenta en el canal de recolección de efluentes de la laguna facultativa, aprovechando la existencia de una caída en estas cajas, con el fin de realizar una micro-generación eléctrica para suministrar electricidad para la iluminación de la zona perimetral de la laguna y de las zonas de oficinas administrativas.

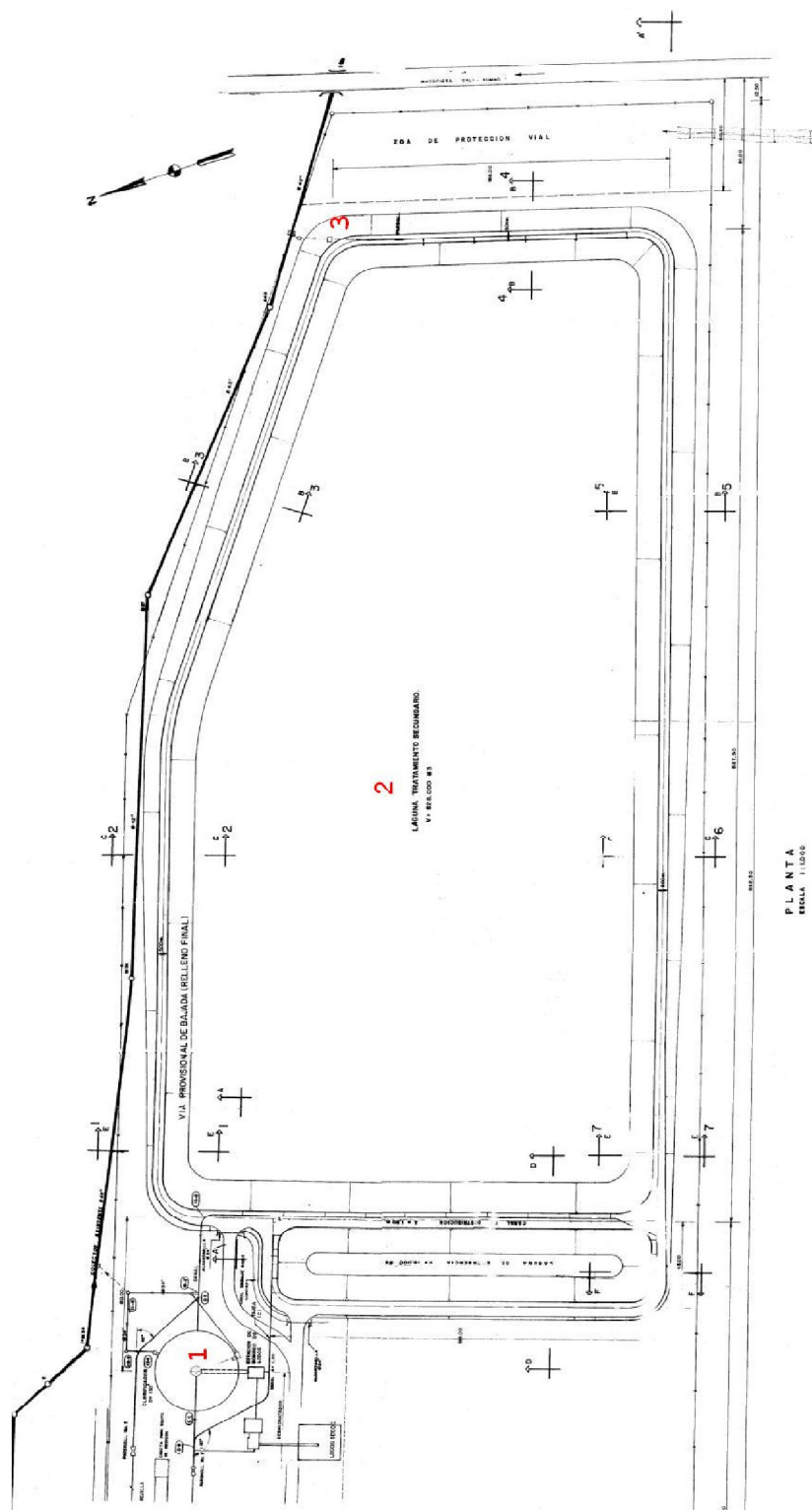


Figura 2.3. Plano de Planta de la PTAR

1) Clarificador, 2) Laguna Facultativa, 3) Ubicación del Proyecto.

En la figura 2.3, se muestra un plano en planta de la PTAR.

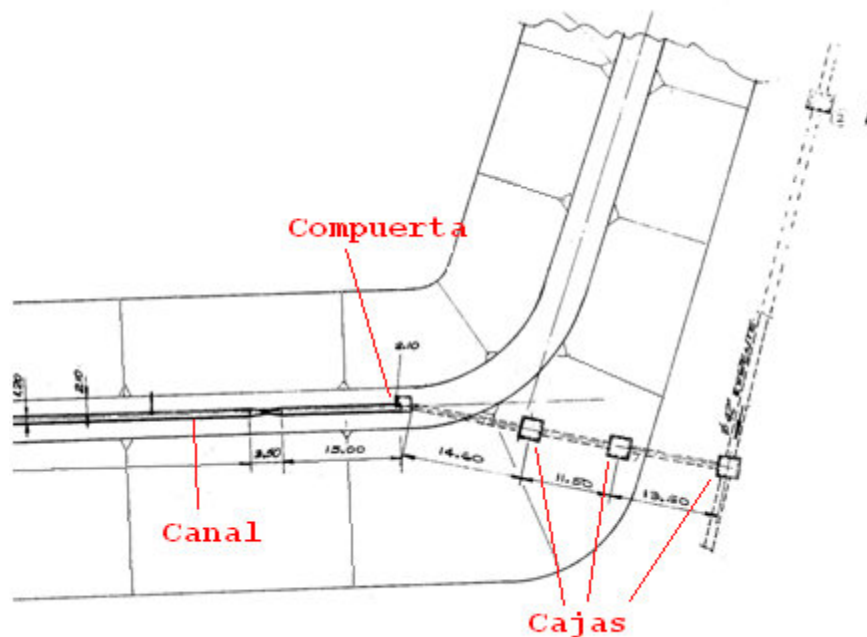


Figura 2.4. Ubicación de las cajas

En la figura 2.4 se muestra la ubicación en detalle del canal y las cajas, señalados en la figura 2.3 como la zona 3. El canal (en el lado izquierdo de la figura 2.5) corre a lo largo de la laguna y tiene una longitud de 132 mts, es de sección rectangular 0.82 x 2 mts, y cuenta con una compuerta para la regulación del caudal (en el lado derecho de la figura 2.5).



Figura 2.5. Canal de recolección de efluentes de la Laguna Facultativa



Figura 2.6. Cajas de recolección

Debido a que la generación de electricidad por medio de la energía potencial del agua depende de la caída que se presente, se considera en este proyecto realizar los cálculos utilizando la caída que se presenta en la caja más profunda (caja de la izquierda en la figura 2.6). El costo de las obras civiles existentes en la planta, está avalado en \$83'000.000, lo cual hace que el uso de estas, sea un ahorro significativo para el proyecto.

2.3. Análisis de factibilidad

Las obras de la planta de tratamiento coinciden con las requeridas en una *MCH*, por lo que se puede concluir que las obras civiles existentes de captación (alud de la laguna) y conducción (canal de efluentes), pueden ser aprovechadas para la generación de energía. Algunos de los aspectos comunes para la Planta de Tratamiento y la *MCH* bajo estudio son:

- Tomas de agua que causen el menor impacto posible sobre el medio ambiente y eliminen la mayor cantidad de sedimentos de gran tamaño.
- Canal de conducción que permite el abastecimiento de las instalaciones por dimensionar.
- Tuberías de presión.

Las ventajas que trae consigo la instalación de una *MCH* en la *PTAR*:

- Aprovechamiento de las obras civiles ya existentes (toma, conducción, y tubería de presión), lo que implica el ahorro de aproximadamente el 43% (*ver sección 7.3*) de los costos que se asociarían a la construcción de una *MCH* nueva de las mismas características.
- Aprovechamiento de los registros históricos de caudal existente en el canal del efluente, que se realizan desde la fundación de la planta. La existencia de

dichos estudios añaden una ventaja relacionada con la reducción del tiempo de evaluación de la factibilidad. En un gran porcentaje de los casos, los estudios previos a la construcción de una *MCH*, son complicados y costosos, comparados con el alcance y la capacidad de generación final, por lo que, en el caso de la *PTAR* la existencia de los estudios también añade una ventaja de tipo económico.

- En una turbina hidráulica las partes lubricadas y los cojinetes se encuentran sellados, por lo que, su uso no contamina el agua ni altera la calidad con la que esta llega a la planta de tratamiento.
- La construcción de una sala de máquinas, no provoca impactos ecológicos adicionales sobre la cuenca del río Cauca, a los ya producidos por la *PTAR*, en consecuencia, no se deben realizar estudios adicionales para determinar las características de los impactos, ni las maneras de atenuarlos.
- Monitoreo permanente, por parte del personal en el canal de efluentes, de la calidad del agua que sale de la laguna y en consecuencia entra a la turbina hidráulica, con lo que se garantizaría su desconexión en caso de presencia de gran cantidad de sedimentos.

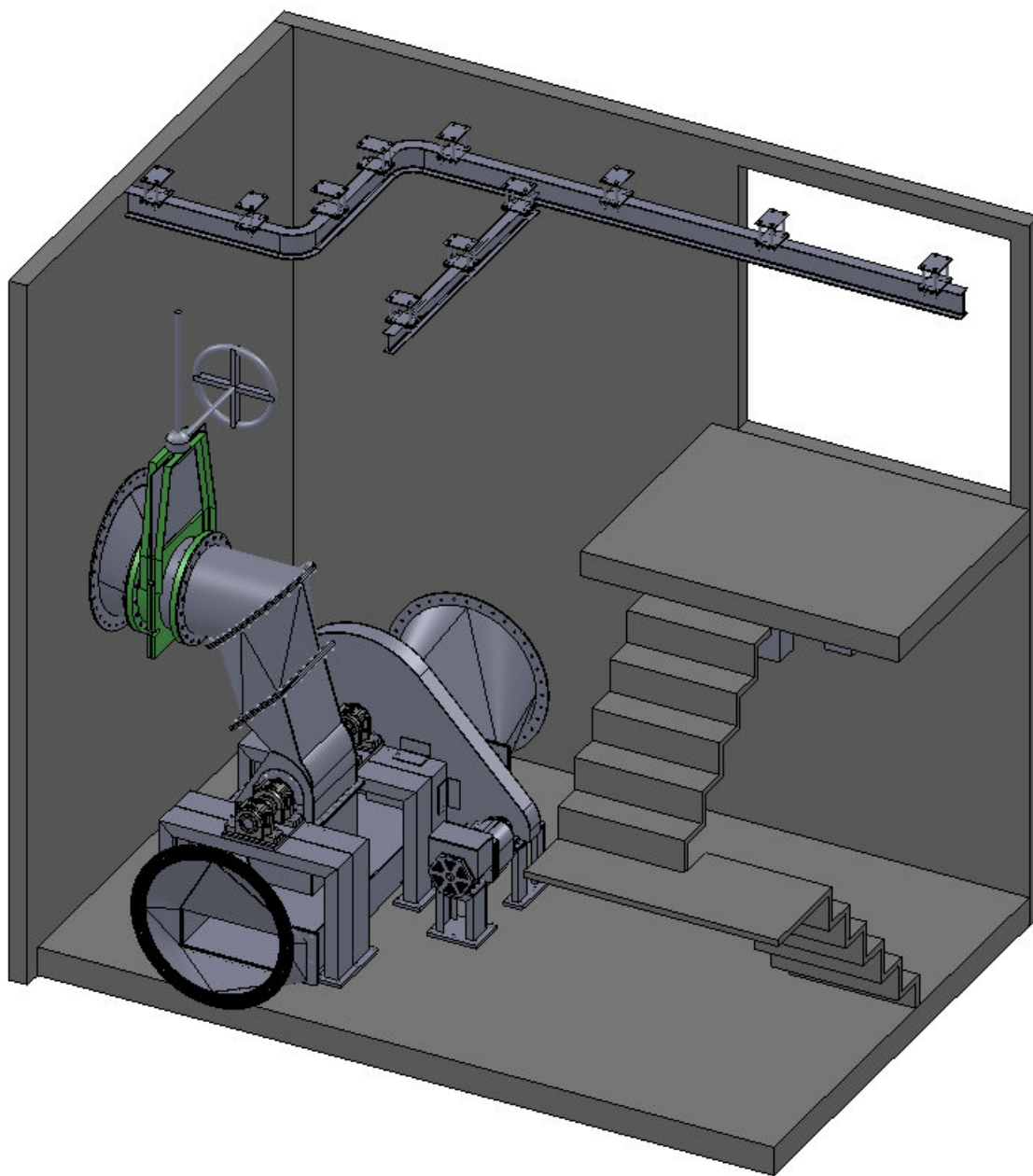


Figura 2.7. Disposición básica de la MCH

3. EVALUACIÓN DE RECURSOS HIDROLÓGICOS

En este capítulo se recopila la información crítica para el cálculo de la generación de potencia de este proyecto, las cuales son, la caída que sufre el caudal al pasar por las cajas y el caudal que se ve presente en el canal de recolección de efluentes.

Estos valores se deben definir de una manera precisa, para poder realizar el dimensionamiento de los elementos y equipamientos mecánicos necesarios para la transformación de la energía, también como las obras civiles para alojarlos.

La manera más adecuada de iniciar el estudio consiste en evaluar previamente los posibles emplazamientos de la casa de máquinas.

3.1. Ubicación de la casa de máquinas

En el caso de la *PTAR* en Propal S.A. se recomienda, para aprovechar al máximo la potencia disponible, ubicar la turbina y la casa de máquinas, en el terreno adyacente a la caja final de recolección de efluentes. Esta ubicación ofrece ventajas como:

- El área posee características físicas y mecánicas adecuadas para la implementación y cimentación de las obras.
- El impacto visual provocado por la casa de maquinas es nulo.
- Las vías de acceso existente facilitarían el transporte de los equipos y la construcción de la casa de máquinas.
- Los terrenos pertenecen a Propal S.A., por lo que no se agregarían costos adicionales.

3.2. Determinación del caudal

El registro de la variación del caudal a lo largo del año se toma del canal en la zona del PARSHALL 3, mediante el uso de un correntómetro. En la planta se lleva un registro detallado del efluente de la PTAR, realizando una toma de datos cada turno (3 turnos diarios), y utilizando un formato diario en el que también se toman la temperatura y la acidéz (pH) del caudal. Los datos de los caudales aforados se ven reflejados en la tabla 3.1.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
2008	0,481	0,487	0,474	0,505	0,490	0,458	0,502	0,444	0,437	0,412	0,450	0,466
2009	0,489	0,476	0,488	0,467	0,483	0,466	0,473	0,464	0,502	0,512	0,438	0,411
2010	0,433	0,391	0,436	0,433	0,432	0,451	0,451	0,449	0,443	0,483	0,453	0,442

Tabla 3.1. Datos de Caudales Aforados (m^3)

Con estos datos, ahora se realiza un análisis estadístico con el fin de obtener la duración de los caudales, realizando una tabla de las frecuencias absolutas y relativas, agrupando los datos en clases o rangos. La tabla de frecuencias acumulativas (tabla 3.2) representa en buena cuenta la curva de duración de caudales (figura 3.1). Con base en el número de registros ($N = 36$), se establece el intervalo específico para el cálculo de la curva de caudales, así:

- Primero, calculamos el número de clase, N_c :

$$N_c = 1 + 3.3 \ln(N) \quad (1)$$

$$N_c = 1 + 3.3 \ln(36) \cong 13$$

- Segundo, se determinan los caudales máximo y mínimo:

$$Q_{m\acute{a}x} = 0.512 \, m^3/s \text{ y } Q_{m\acute{i}n} = 0.391 \, m^3/s$$

- El intervalo (Δx), se calcula con base en la siguiente expresión:

$$\Delta q = \frac{(Q_{m\acute{a}x} - Q_{m\grave{n}})}{(N_c - 1)} \quad (2)$$

$$\Delta q = \frac{(0.512 - 0.391)}{(13 - 1)} \cong 0.093$$

Una vez calculado el intervalo de frecuencia, procedemos a elaborar la tabla 3.2.

Ítem	Intervalo		Qj [m ³ /s]	Frecuencia Numérica	Frecuencia Relativa %	Frecuencia Acumulada	Frecuencia Acumulada %
	Lim. inf	Lim. sup					
1	0,391	0,400	0,40	1	2,78	36	100,00
2	0,400	0,410	0,41	0	0,00	35	97,22
3	0,410	0,419	0,41	2	5,56	35	97,22
4	0,419	0,428	0,42	0	0,00	33	91,67
5	0,428	0,438	0,43	6	16,67	33	91,67
6	0,438	0,447	0,44	3	8,33	27	75,00
7	0,447	0,456	0,45	5	13,89	24	66,67
8	0,456	0,466	0,46	4	11,11	19	52,78
9	0,466	0,475	0,47	3	8,33	15	41,67
10	0,475	0,484	0,48	4	11,11	12	33,33
11	0,484	0,494	0,49	4	11,11	8	22,22
12	0,494	0,503	0,50	3	8,33	4	11,11
13	0,5030	0,5124	0,51	1	2,78	1	2,78

Tabla 3.2. Frecuencia y duración de caudales

Para calcular la frecuencia relativa se divide el número de ocurrencias entre el número total de aforos.

$$Fr (\%) = \frac{F}{N} \times 100 \quad (3)$$

La frecuencia acumulada nos da el porcentaje de tiempo de todo el período de aforos, en el cual, el caudal es igual o menor al caudal correspondiente ha dicho porcentaje. El caudal medio se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q_m = \sum_{j=1}^{N_c} Q_j * Fr / 100 \quad (4)$$

$$Q_m = 0.46 \text{ m}^3/\text{s}$$

En la figura 3.1 la curva de duración de caudales nos muestra la probabilidad como porcentaje de tiempo del año, en el cual, el caudal es igual o menor al caudal correspondiente ha dicho porcentaje de tiempo.

Teniendo en cuenta que la relación entre el caudal mínimo y el caudal medio, que se presenta para el período de los aforos es,

$$\frac{0.4}{0.46} \approx 87 \%$$

Se selecciona un caudal de diseño, igual al caudal medio del canal de recolección de efluentes de la PTAR,

$$Q_{Diseño} = 0.46 \text{ m}^3/\text{s}$$

Y la turbina que se seleccione para la transformación de energía deberá responder bien, a cargas parciales del 87% del caudal de diseño.

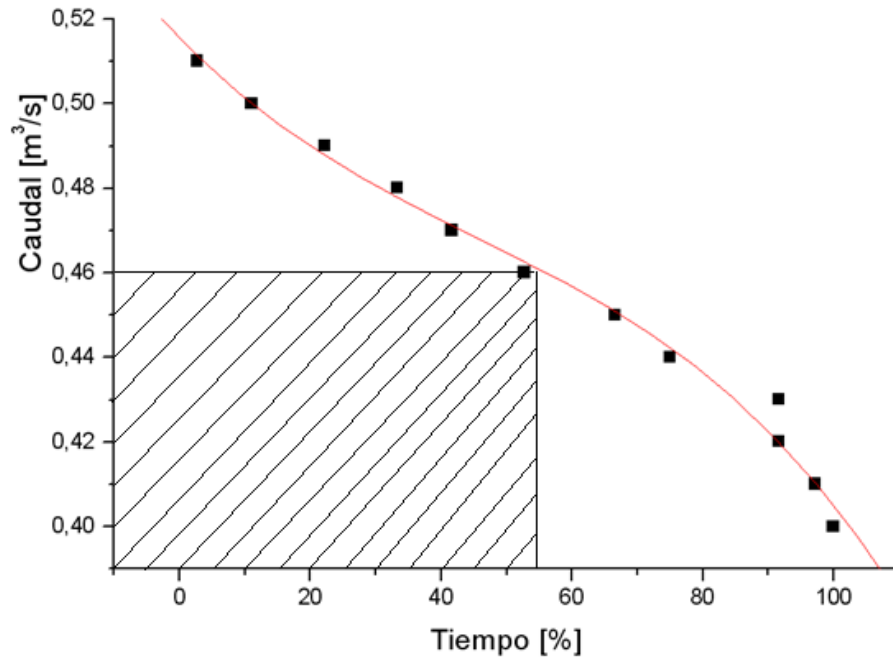


Figura 3.1. Curva de duración de caudales

3.3. Calidad del agua

El agua residual de la PTAR, tiene un pH que oscila entre 7 y 7.9 unidades y unos sólidos totales en suspensión (Tss mg/L) que alcanza un valor máximo de 278, con un promedio de 150 unidades.

Variable	Calidad del Agua Residual		
	Mínimo	Promedio	Máximo
pH	7	7.45	7.9
Tss [mg/L]	130	150	278

Tabla 3.3 Caracterización de la Calidad Fisicoquímica del Agua Residual de la PTAR

Para las partículas sólidas más grandes, resulta necesaria la instalación de una rejilla para evitar que afecten a la turbina.

3.4. Determinación del salto

Con el fin de disminuir los costos en obras civiles, se desea utilizar la caída potencial que se presenta en las cajas existentes al final del canal de efluentes de la PTAR. De estas se obtienen planos con los cuales proceder a la selección del salto.

De las tres cajas, el lugar de mayor aprovechamiento hidráulico, resulta de la última caja, antes de que el caudal sea dirigido al Río Cauca.

3.4.1. Determinación de la caída bruta

La caída que experimenta el agua, se toma desde el nivel del agua (N.A. 959.5 msnm) de la superficie de la laguna facultativa, hasta el eje de la turbina que se va a disponer para el aprovechamiento. Teniendo en cuenta el uso de un tubo de aspiración, para lograr una recuperación de la caída en la caja y utilizando el plano de las cajas de la figura 3.2 (medidas en msnm), se tiene una caída bruta máxima de 5.6 m.

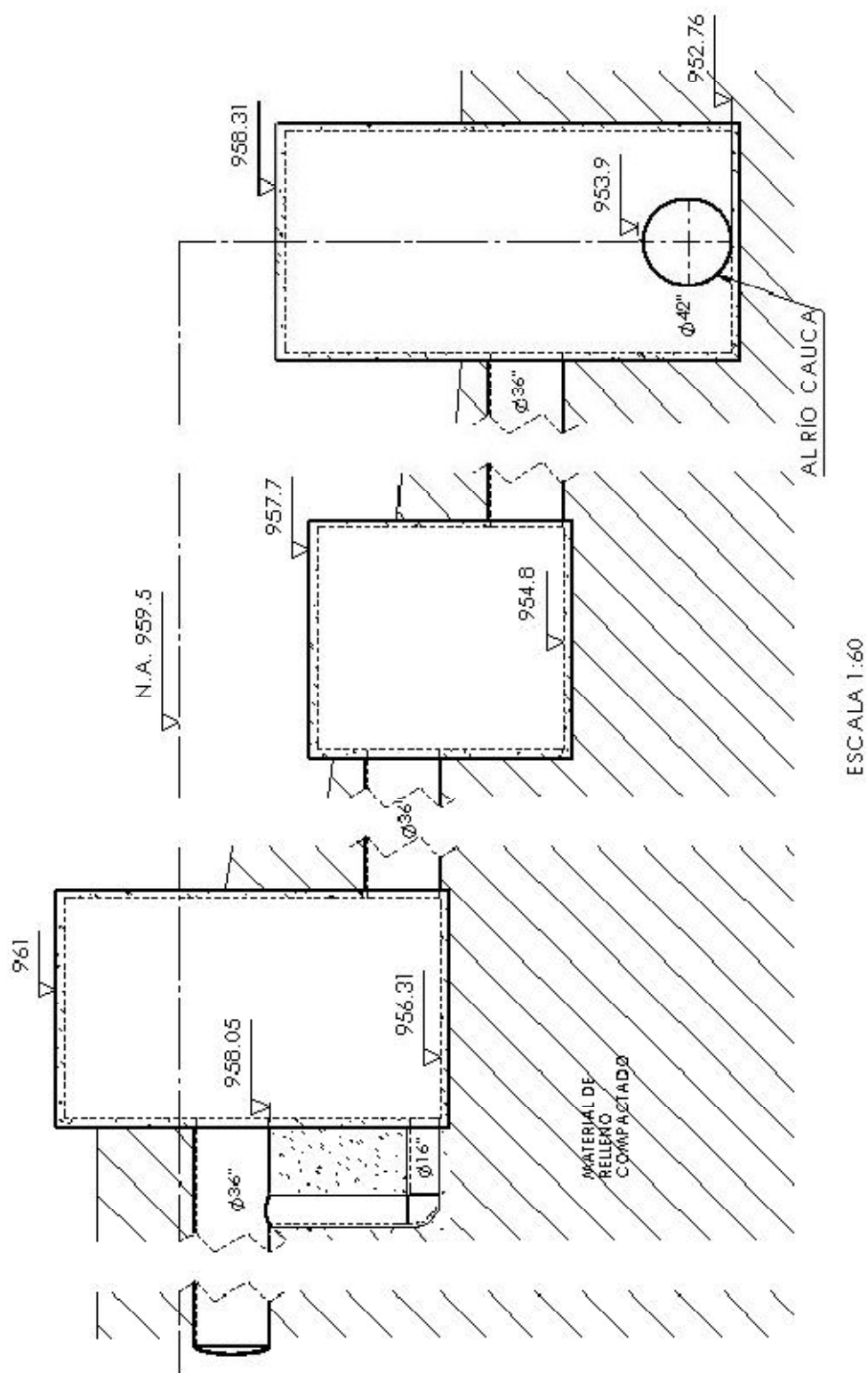


Figura 3.2. Plano de las cajas

3.4.2. Cálculo de las pérdidas de carga

3.4.2.1. Pérdidas en el canal de recuperación de efluentes

Cuando el agua pasa por el canal, pierde energía en el proceso de deslizarse por las paredes y el lecho. Por esto se deben calcular las pérdidas en este. Existen varios métodos para calcular estas pérdidas por lo cual se empleará el método descrito en la referencia [2].

La altura del caudal en el canal de recolección es de 50 cm. Con la cual se tiene una sección transversal de área,

$$A = 0.82 \times 0.5 = 0.41 \text{ m}^2$$

Con un perímetro mojado equivalente a,

$$P = B + 2H = 0.82 + 2(0.5) = 1.82 \text{ m}$$

Necesitamos saber la velocidad a la cual se desplaza el caudal en el canal, la cual determinamos con la siguiente fórmula,

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.46}{0.41} = 1.22 \text{ m/s}$$

Para poder hallar las pérdidas en el canal se necesita el coeficiente de rugosidad n del material del cual está compuesto, se muestra este coeficiente en la tabla 3.4 para canales de concreto.

Canales de concreto

Buen acabado con cemento (enlucido)	0.0100
Acabado con yeso o concreto suave con alto contenido de cemento	0.0118
Concreto no enlucido	0.0149
Concreto con superficie suave	0.0161
Revestimiento de concreto irregular	0.0200
Superficies de concreto irregular	0.0200

Tabla 3.4. Coeficiente de rugosidad para Canales de Concreto [2]

El radio hidráulico ($R = A / P$) es una cantidad que describe la eficiencia del canal. Para este caso, el radio hidráulico equivale a:

$$R = \frac{0.41}{1.82} = 0.225 \text{ m}$$

En el canal se presenta una superficie suave, por lo tanto, acorde con la tabla 3.4 el coeficiente de rugosidad $n = 0.0161$.

La pendiente (S) del canal se calcula mediante:

$$S = \left(\frac{nV}{R^{2/3}} \right)^2 = \left(\frac{0.0161 * 1.22}{0.225^{2/3}} \right)^2 = 0.0024$$

Por lo tanto la pérdida de caída en el canal es de:

$$HL = L \times S \quad (5)$$

$$HL = 132 \times 0.0024 = 0.314 \text{ m}$$

3.4.2.2. Cálculo de pérdidas en tubería

Para una tubería de 36" de diámetro, la velocidad que desarrolla el agua, suponiendo que se emplea completamente el área transversal es:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.46}{\frac{\pi(0.9144^2)}{4}} = 0.7 \text{ m/s}$$

Los factores que producen pérdidas en el recorrido del agua son:

- La rejilla en el canal h_r :

$$h_r = \frac{\xi_r V^2}{2g} \quad (6)$$

Donde ξ_r es el coeficiente de pérdida que depende de la forma de la rejilla, y V es la velocidad en el tubo en m/s.

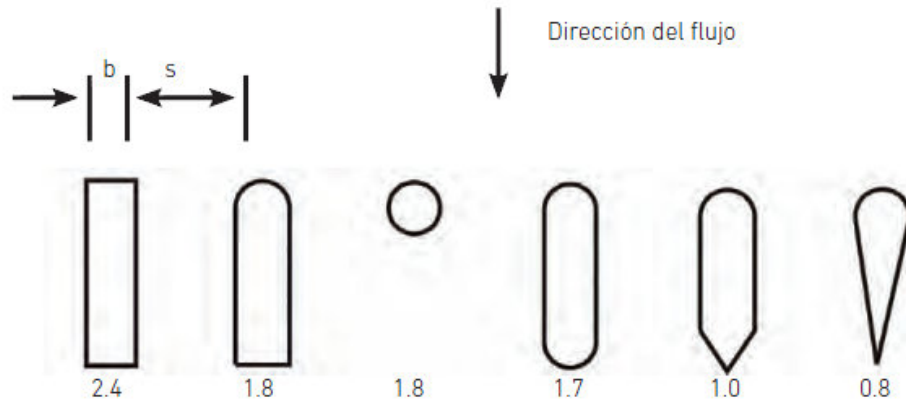


Figura 3.3. Coeficiente ξ_r [2]

Escogiendo una rejilla con barras de sección transversal rectangular, debido a que estas son más fáciles de limpiar y son menos susceptibles a obstrucciones y vibraciones, resulta:

$$h_r = \frac{2.4 * (0.7)^2}{2 * 9.81} = 0.06 \text{ m}$$

- Pérdidas en la entrada de la tubería h_E :

$$h_E = \frac{\xi_E V^2}{2g} \quad (7)$$

Donde ξ_E es el coeficiente de pérdida, que depende de la forma de entrada del agua en la tubería.

De la figura 3.3, para una entrada con un coeficiente de 0.5 se tienen las pérdidas en la entrada:

$$h_E = \frac{0.5 (0.7)^2}{2 * 9.81} = 0.0125 \text{ m}$$

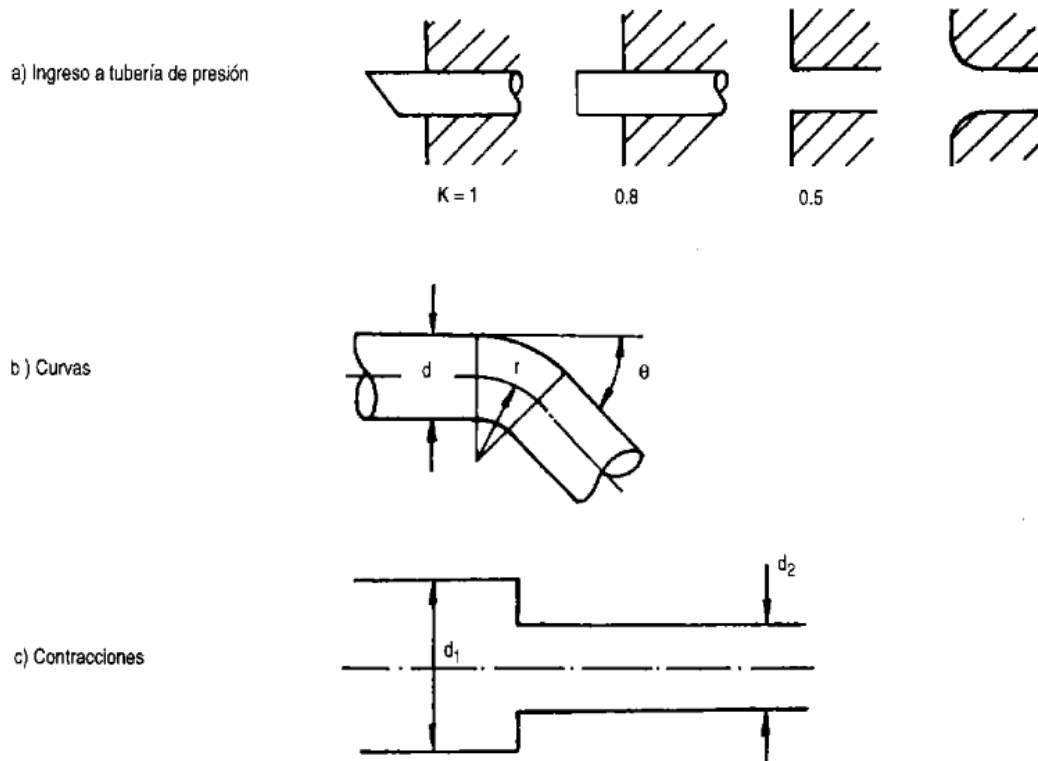


Figura 3.4. Coeficientes de pérdidas [2]

- Pérdidas en los codos h_k :

$$h_k = \frac{\xi_k V^2}{2g} \quad (8)$$

Donde ξ_k es el coeficiente de pérdida, que depende de la sumatoria total de los ángulos de los codos.

Θ	15°	30°	90°
ξ_k	0.062	0.165	1.265

Tabla 3.5. Coeficientes de pérdida ξ_k para codos de tubos circulares [2]

Las cajas en este sistema, tendrán el funcionamiento de chimeneas, para evitar el golpe de ariete en la tubería, y para hallar las pérdidas en estas, se toman como codos a 90°, teniendo 2 cambios por cada caja.

$$h_k = \frac{1.265 (0.7)^2}{2 * 9.81} = 0.0316 \text{ m}$$

Para las dos cajas tendríamos una pérdida de:

$$h_{kt} = 4h_k = 4 * 0.0316 = 0.126 \text{ m}$$

- Pérdidas por fricción en el tubo h_f :

$$h_f = \frac{\lambda L V^2}{D 2 g} \quad (9)$$

Donde λ es el coeficiente de pérdida, L es la longitud de la tubería en m, D es el diámetro interno de la tubería en m.

El coeficiente de pérdida equivale a:

$$\lambda = 0.01 \left(\frac{k}{D} \right)^{0.134} \quad (10)$$

Para una tubería de concreto en buen estado, $k = 0.6$. Esta tubería tendría una longitud aproximada de 39.5 m, tiene 36" de diámetro y $1/2$ " de espesor, hallamos con la ecuación 9, la siguiente pérdida:

$$h_f = \frac{\left[0.01 \left(\frac{0.6}{914.4} \right)^{0.134} \right] * 39.5 * (0.7)^2}{0.4318 * 2 * 9.81} = 0.086 \text{ m}$$

Material	Estado		
	Bueno	Normal	Malo
Tuberías lisas PVC		0.003	
Poliétileno		0.003	
Resina de Poliester con fibra de vidrio		0.003	
Concreto	0.6	0.15	0.6
Acero Comercial			
– no pintadas	0.015	0.03	0.06
– pintadas	0.03	0.06	0.15
– galvanizadas	0.06	0.15	0.3
Hierro fundido			
– nuevas	0.015	0.3	0.6
– viejas:			
corrosión leve	0.6	1.5	3.0
corrosión moderada	1.5	3.0	6.0
corrosión severa	6	15	30

Tabla 3.6. Valores de rugosidad absoluta (k) para tuberías en mm [2]

- Pérdidas en válvulas h_v :

$$h_v = \frac{\xi_v V^2}{2g} \quad (11)$$

Donde ξ_v es el coeficiente de pérdida, que depende del tipo de válvula. Observando la tabla 3.7 y considerando el uso de una válvula de guillotina (compuerta), se tiene:

Válvula Esférica	$\xi_v = 0.1$
Válvula en Mariposa	$\xi_v = 0.2 - 0.4$
Válvula Anular	$\xi_v = 1.2 - 1.5$
Válvula de compuerta	$\xi_v = 0.2$

Tabla 3.7. Valores usuales de ξ_v para diferentes tipos de válvulas [2]

$$h_v = \frac{0.2 * (0.7)^2}{2 * 9.81} = 0.005 \text{ m}$$

- Pérdidas por estrechamiento del tubo h_{es} :

$$h_{es} = C \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2 \left(\frac{v^2}{2g}\right) \quad (12)$$

Donde C es el coeficiente de corrección $C = 0.4 - 0.5$; F_1 es el área de la sección transversal del tubo, delante del estrechamiento, y F_2 es el área de la sección transversal del tubo después del estrechamiento.

$$h_{es} = 0.5 \left(1 - \frac{0.232}{0.585}\right)^2 * \frac{(0.7)^2}{2 * 9.81} = 0.0075$$

Una vez determinadas todas las pérdidas parciales de carga, se pueden determinar las pérdidas totales de carga, así:

$$h_T = h_E + h_k + h_f + h_v + h_{es} + HL \quad (13)$$

$$h_T = 0.06 + 0.0125 + 0.126 + 0.086 + 0.005 + 0.0075 + 0.314 = 0.611 \text{ m}$$

3.4.3. Cálculo de la altura neta aprovechable

La altura neta se obtiene de la diferencia entre la caída bruta y las pérdidas totales de carga (ecuación 13):

$$H_N = H_B - h_T \quad (14)$$

$$H_N = 5.635 - 0.611 \approx 5 \text{ m}$$

3.4.4. Cálculo de la potencia aprovechable

El principio de funcionamiento de una *MCH*, se basa en el aprovechamiento de la energía potencial que adquiere un caudal Q , luego de una caída H , aprovechando la diferencia de nivel entre la salida de la laguna, hasta la caja de recolección en cuestión.

La expresión de la potencia de una *MCH* es igual a:

$$P = \rho * g * Q * H \quad (15)$$

Donde ρ es la densidad del agua en kg/m^3 , g es la aceleración de la gravedad en m^2/s , H es la caída en m, y Q es el caudal de agua en m^3/s .

Para el agua, la densidad $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. Con los valores de $H_N = 5 \text{ m}$, $Q_{\text{Diseño}} = 0.46 \text{ m}^3/\text{s}$, y $g = 9.81 \text{ m}^2/\text{s}$, la potencia aprovechable será:

$$P = 1000 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * 9.81 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right) * Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * H(\text{m}) [\text{W}] \quad (16)$$

$$P = 9.81 * Q * H [\text{kW}] \quad (17)$$

$$P = 9.81 * 0.46 * 5 = 22.56 [\text{kW}]$$

4. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA

Las turbinas para *MCH*, deben mantenerse dentro de rendimientos adecuados, pero mientras las turbinas de grandes centrales, operan con rendimientos del orden del 95%, las que equipan *MCH's* lo hacen con rendimientos entre 75 al 85%. Esto obedece a dos causas principales: a) el diseño y los métodos de fabricación para las turbinas de *MCH* debe adaptarse a la tecno estructura de la región donde los proyectos se implantan, y b) los costos incrementales de mejoras crecientes de la tecnología, no pueden ser absorbidos por los beneficios incrementales, en proyecto de pequeña escala y bajo nivel de difusión (no cuentan ni con economías de escala ni con economías de serie).

Al igual que para grandes centrales, pero construidas con tecnologías más sencillas, las turbinas Pelton cubren el rango de grandes alturas de caída (50 a 500 metros). En el otro extremo las turbinas tipo hélice, resuelven bien el aprovechamiento de pequeños desniveles (menos de 10 metros de caída). Cubriendo una amplia combinación de valores de caudal – altura de los aprovechamientos se ubica la turbina Michell – Banki que reúne además otras ventajas comparativas, tales como rendimiento más alto, tanto a cargas parciales, como a plena carga, mayor sencillez constructiva y menor costo por unidad de potencia instalada. Estas turbinas permiten aprovechar saltos entre 3 y 80 metros de desnivel en forma muy competitiva frente a las otras tecnologías.

En el campo de las potencias de las máquinas de las micro y mini centrales (1 a 300 kW), las tecnologías más difundidas son las turbinas Pelton, Michell - Banki y Hélice. Debido a esto, la selección de la turbina a diseñar, se debe limitar a determinar cuál de estas funcionará mejor con el salto y el caudal de diseño de la *MCH*. Su funcionamiento y características principales se describen a continuación.

4.1. Tipos de turbinas hidráulicas

4.1.1. Pelton

Esta turbina constituye la expresión actual de la rueda hidráulica, donde las palas han sido reemplazadas por cucharas que reciben el impacto de un chorro de agua de alta velocidad que se proyecta desde un inyector. En estas turbinas, de chorro libre, la conversión de la energía cinética a mecánica, se realiza a presión atmosférica y solo se modifica el vector de velocidad del agua. Es una turbina de “impulso” donde la variación de la cantidad de movimiento del agua, en las cucharas, provoca el impulso de rotación (par motor o torque) de la rueda. Todo el proceso de conversión se realiza a presión atmosférica.

Los componentes tecnológicos de las turbinas son básicamente cinco: a) inyector, b) deflector, c) cucharas, d) rotor y e) carcaza. El inyector y la forma en que proyecta el chorro sobre las cucharas, pueden verse en la siguiente figura.

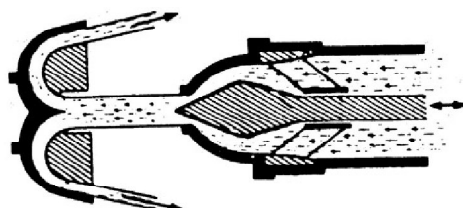


Figura 4.1. Inyección en la turbina Pelton [5]

El inyector es un tubo de pequeño diámetro, que recibe el agua de la tubería de presión. Dentro del tubo se dispone un vástago móvil que, operado externamente, regula el caudal que se inyecta, mediante una aguja en su extremo y una boquilla en el extremo del tubo que lo contiene. La operación del inyector es generalmente, automática, comandada por el sistema de regulación de la MCH.

El diseño del conjunto aguja – boquilla se ejecuta, atendiendo a minimizar las pérdidas, lo que implica acelerar el chorro en el menor recorrido posible. Este tramo,

donde se produce el estrangulamiento, entre aguja y boquilla, debe estar libre de imperfecciones superficiales, para no introducir perturbaciones en el flujo del agua.

El deflector es un dispositivo sencillo, manejado por el sistema de regulación de la máquina, que deriva el chorro en forma parcial o total, para reducir o suprimir el impacto sobre las cucharas, ya sea, con fines de regulación, ante variaciones importantes de la carga o de parada de la máquina ante salida intempestiva de la carga.

En ambos casos los deflectores actúan en forma rápida, permitiendo que luego el caudal se ajuste por el sistema de boquilla – aguja evitando producir efectos de golpe de ariete en la tubería de presión.

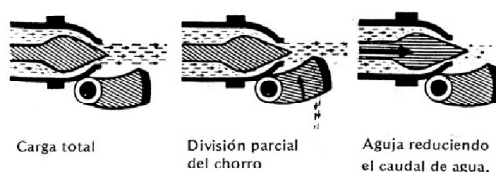


Figura 4.2. Uso de deflectores en la turbina Pelton [5]

La cuchara tiene una geometría doble y simétrica de manera que el chorro incide en el eje de simetría y se separa en dos partes iguales descargando el agua por los laterales, entre el rotor y la carcasa hacia la boca de descarga. Las dimensiones de las cucharas se adoptan en proporción al diámetro y del diámetro de chorro. El número de cucharas es función de dicho diámetro de rotor adoptado.

La fabricación de cucharas requiere del conocimiento y medios para ejecutar piezas fundidas. Las cucharas pueden realizarse en fundición de hierro o de bronce. Los moldes de fundición pueden prepararse en base a cucharas existentes. La calidad del diseño y la terminación superficial de las cucharas son de significativa importancia para el rendimiento de la turbina. Esta es la mayor restricción de las turbinas Pelton, para su incorporación en programas que requieren del soporte técnico local para su implantación y sostenimiento. Las cucharas se fijan en la periferia del disco o rotor, cuyo radio se establece en función de la velocidad periférica, que corresponde al

mejor rendimiento para una dada velocidad de chorro (generalmente la velocidad tangencial es 50% de la velocidad del chorro).

La forma de fijación de las cucharas al disco del rotor es mediante bulones. El rotor tiene el diámetro mínimo que permita colocar el suficiente número de cucharas, para que el chorro de agua enfrente siempre, una cuchara para convertir su energía sin pérdidas que disminuyan el rendimiento. A su vez, cuanto mayor es el tamaño de la cuchara (que como dijimos, es función del diámetro del chorro) se requiere mayor perímetro del rotor para instalarlas. Cuando el caudal es grande, es entonces conveniente dividirlo a través de 2 o más inyectores, para reducir el diámetro del chorro y manejar ese caudal con rotores de menor tamaño del que resultaría con un único inyector.

El rotor tiene un árbol (eje) central pasante, que transmite la potencia fuera de la máquina, al acoplamiento con el generador, en forma directa o a través del variador de velocidad. El árbol de transmisión apoya en rodamientos instalados en el exterior de la carcasa. En general, se utilizan rodamientos de auto alineación, con doble hilera de bolas. Las cajas de rodamientos deben colocarse algo separadas de la carcasa y deben instalarse, sellos hidráulicos adecuados, entre el árbol y la carcasa. La forma y el tamaño de la carcasa debe ser tal, que permita la evacuación del agua turbinada, sin interferir con el rotor ni con el chorro de agua de los inyectores. Para la turbina de eje horizontal, el ancho de la carcasa debe ser como mínimo 4 veces el ancho de las cucharas.

4.1.2. Michell-Banki

Las turbinas Banki son turbo máquinas hidráulicas motoras, de flujo radial-transversal, admisión parcial y doble efecto. El agua que llega por la tubería de presión, es conducida hacia el rodete por una tobera convergente de sección transversal rectangular denominada inyector, la que está provista de un órgano regulador de flujos, que permite regular el caudal según las exigencias de la demanda.

En el rotor (o rodete), ocurre la conversión de la energía hidráulica en mecánica. El mismo está conformado por un conjunto de álabes axialmente rectos, soportado solidariamente con el eje, por medio de dos discos laterales.

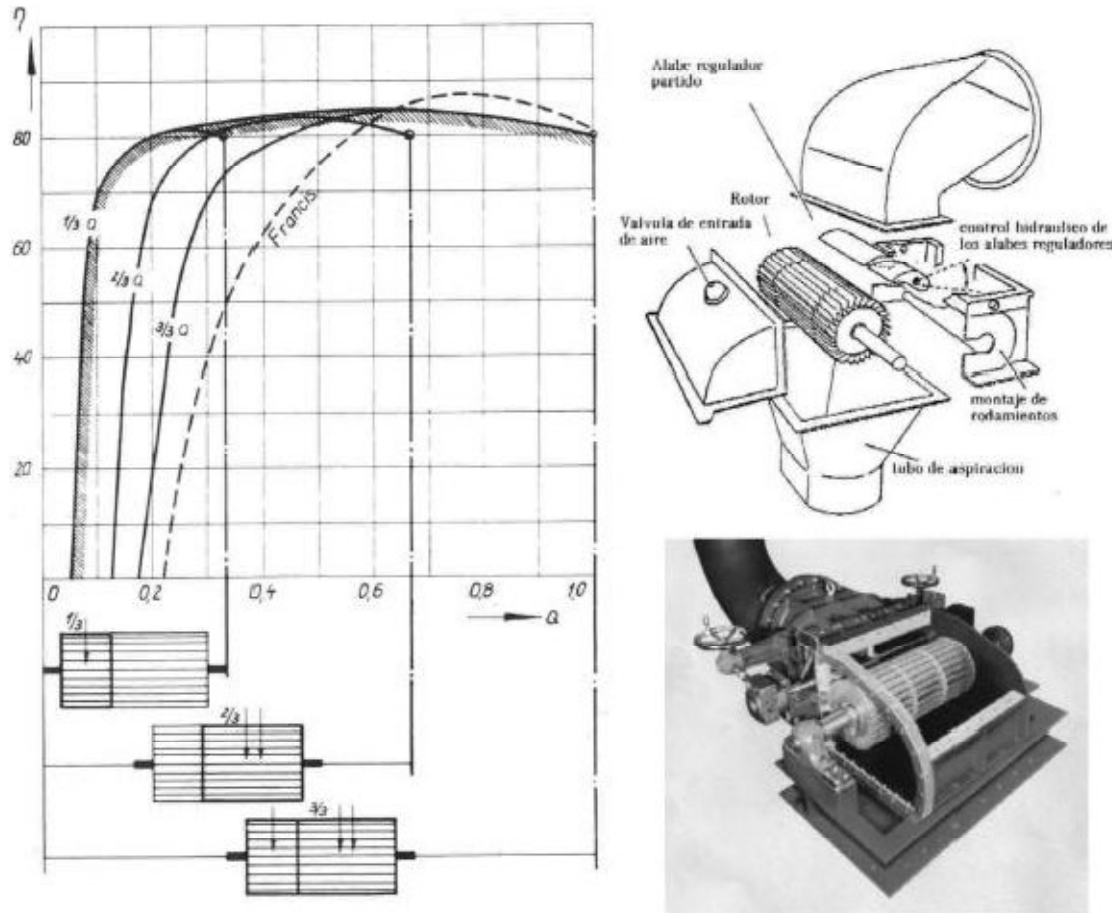


Figura 4.3. Eficiencia a cargas parciales de la turbina Banki [6]

Es una turbina en la cual, los caudales de operación son relativamente elevados, por lo que, la relación ancho / diámetro del rotor (sección de paso de agua) es grande, por ello se recurre al uso de discos intermedios, a fin de asegurar la resistencia estructural, sin necesidad de utilizar espesores de álabe, que perjudiquen la eficiencia del rodete.

El aspecto del rodete es similar al de las jaulas de ardillas y su desarrollo geométrico bidimensional con álabes axiales de radio de curvatura constante, hace

posible la construcción sin necesidad de contar con tecnología altamente especializada.

Las palas o álabes, son diseñadas para transformar la energía en dos etapas. En efecto, el agua proveniente del inyector ingresa al rodete, siendo desviada por la corona de álabes, de tal manera que, la variación en la cantidad de movimiento en el fluido, origina la rotación de la máquina. Atraviesa luego el espacio interno de la jaula, para salir de ella sufriendo una nueva desviación. En su diseño original la turbina Banki trabajaba como una máquina de impulso puro, ya que, las dimensiones relativas entre el inyector y el rodete, la separación entre álabe y el arco de admisión del mismo, permitían atravesar los álabes a presión atmosférica. Los diseños actuales, en la búsqueda de máquinas más compactas, utilizan espacios más reducidos entre inyector y rotor y ángulos de admisión mayores.

Con esta configuración, la máquina no es estrictamente una turbina de impulso, ya que, a plena apertura del inyector, en los diseños actuales, con ángulos de admisión elevados, (arcos de admisión del rodete que corresponden casi a $1/3$ de la superficie del cilindro) el espacio entre álabes del rodete se llena completamente de agua. En esta situación, el flujo no trabaja a presión atmosférica sino, con una pequeña presión positiva. De tal forma, la turbina trabaja a plena carga como una máquina de reacción positiva y a cargas parciales bajas, como una turbina de impulso

4.1.3. Kaplan

Como es conocido, las máquinas de tipo Kaplan, tienen diseños de álabes tridimensionales, con mecanismos que permiten regular su paso en forma variable. También cuentan con un difusor que permite regular el ingreso del caudal al motor. Estas condiciones de diseño permiten obtener altos rendimientos para las máquinas, funcionando, tanto a su potencia de diseño como a cargas parciales.

En el caso de las *MCH* nos referimos a turbinas axiales de diseño mucho más simplificado donde, como ya hemos indicado, primará el criterio de sencillez y economía constructiva, antes de que el de eficiencia operativa. Por tratarse de

máquinas que resuelven aprovechamiento de bajo desnivel o altura útil, su instalación se encuentra muy próxima a la toma de agua.

La máquina se instala en el interior del ducto que conduce el agua desde la toma a la descarga. Este tubo tiene una primera parte con presión positiva, desde la altura de carga, hasta el rotor y una segunda parte con presión negativa (succión), desde el rotor hasta la descarga.

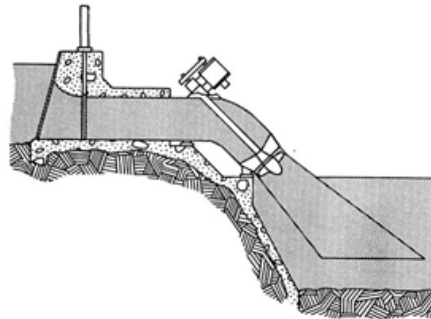


Figura 4.4. Turbina Axial en disposición general [5]

La turbina realiza la conversión hidromecánica en un rotor que tiene entre tres a seis álabes. El agua es conducida hacia los álabes, a través de unos álabes guía inclinados, que dan al flujo de agua orientación helicoidal, de modo que, a la velocidad de rotación nominal del rotor, el agua ingrese a los álabes en forma tangencial.

El agua entrega su energía a los álabes por reducción de presión entre el ingreso y la salida de los mismos. La velocidad de rotación de estas máquinas, aún con pequeñas alturas, es alta y su nivel depende del diámetro del rotor (es decir del caudal de diseño (diámetro del ducto)). A medida que aumenta el diámetro del rotor disminuye la velocidad de rotación, para la misma altura de diseño. Sin embargo, para el rango de caudales asociados, a pequeñas potencias (0,5-5 kW), se obtienen velocidades que permiten el acople directo al generador o a través de cajas multiplicadoras de baja relación de velocidades. La regulación de la máquina conviene realizarla mediante cargas balastro en el sistema eléctrico, operando con caudal constante y mantener potencia constante en el eje de la máquina. Si se requiere realizar regulación por variación de caudal, esta se implementa ejecutando los álabes guías en configuración móvil, gobernados por un dispositivo de regulación, accionado

desde el exterior de la máquina. No obstante, debe destacarse que esta solución presenta una importante caída de rendimiento de la máquina a cargas parciales. También, a expensas de fuertes pérdidas de rendimiento, a cargas parciales, el caudal debe regularse mediante válvulas en el ducto de alimentación a la turbina. Por ser máquinas de alta velocidad de rotación son muy sensibles a los efectos del embalamiento provocado por la pérdida de carga. Para evitar esta situación se operan válvulas de cierre del ingreso del agua a la turbina, que actúan en forma automática.

Las altas velocidades de rotación, sumadas a la presencia de presiones negativas a la salida del rodete (succión) pueden originar cavitación, si no se atiende a una correcta selección de los parámetros de diseño y a la reducción de la altura de succión al mínimo compatible con el emplazamiento de la máquina.

En el aspecto constructivo, para facilitar la fabricación local y la reducción de costos se efectúan los álabes en chapa de acero. No obstante, la mayor complejidad de diseño y los bajos rendimientos a cargas parciales, son un fuerte contrapeso de la principal ventaja de estas máquinas que es, su buen comportamiento de la velocidad para bajas alturas de carga.

4.2. Selección de Turbinas Hidráulicas

4.2.1. Selección mediante gráficos de Altura y Caudal

La elección del tipo de turbina, y su posterior dimensionamiento y diseño, se realizará a partir de los datos de H_N y Q . Los gráficos de altura vs. Caudal, también conocidos como diagramas de potencia, son comúnmente utilizados para definir los tipos de turbinas, que se adaptan a un determinado recurso hidroenergético. Para bajas alturas de carga y bajos caudales de agua, la selección de Turbina oscila entre la Kaplan y Banki.

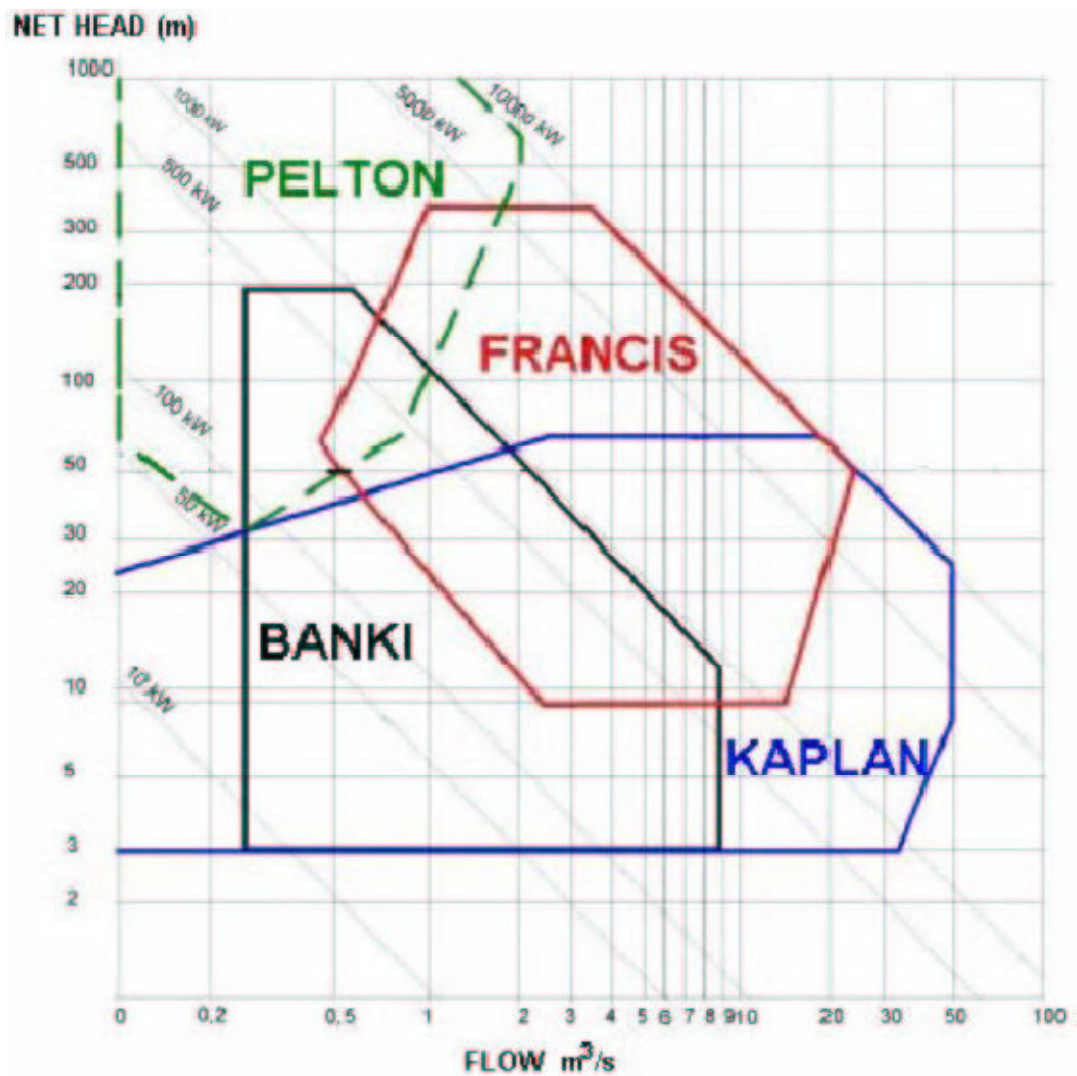


Figura 4.5. Tipos de turbinas y su rango de aplicación [7]

Potencia [kW]	TIPO DE TURBINA	
	MICHELL-BANKI	AXIAL
<50	72%	76%

Tabla 4.1. Eficiencia del grupo de generación [2]

Se analizará entonces, la posibilidad de elegir entre una turbina Michell-Banki y una axial (Kaplan), asumiendo las eficiencias del grupo generador, que se observan

en la tabla 4.1. Modificando la ecuación 17 para tomar en cuenta la eficiencia del grupo:

$$P = 9.81 * Q * H * \eta \quad (18)$$

Turbina	P[kW]
Michell-Banki	16.25
Axial (Kaplan)	17.15

Tabla 4.2. Comparación de turbinas

Se puede ver en la tabla 4.2, que aunque la turbina axial tiene una eficiencia mayor a la Michell-Banki, la potencia que puede generar es tan solo 1 kW mayor a la que se puede generar con la Banki. Teniendo en cuenta que la turbina Michell-Banki tiene un sencillo diseño y es de más fácil construcción, resultará especialmente atractiva en el balance económico de este aprovechamiento en pequeña escala (ver sección 7.2). Las principales características de esta máquina, son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Requieren poco mantenimiento y a muy bajos costos, pues son poco susceptibles a los daños causados por sedimentos flotantes, dada la forma de sus álabes. Adicionalmente el espesor de los álabes puede modificarse a fin de hacerlas más resistentes.

Sonnek (1923) modificó la teoría de Banki, obteniendo la expresión del rendimiento máximo de esta máquina [6],

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0.863 - 0.264 \frac{D}{H} \quad (19)$$

4.3. Dimensionamiento de una Turbina Michell-Banki

4.3.1. Diseño hidráulico

En el diseño hidráulico [6, 8] se considerara a la turbina Michell-Banki como una máquina de acción o impulso. Según la teoría de turbo máquinas, se pueden relacionar las velocidades del rodete y del fluido con la altura mediante la ecuación de movimiento de Euler.

$$H_E = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (20)$$

Donde $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la máquina y $H_p = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ representa la energía de presión, es decir:

$$H_E = H_{din} - H_p \quad (21)$$

El cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión. La relación entre la energía de presión que se transforma dentro del rotor y la energía total se denomina el grado de reacción de una turbina:

$$G_r = \frac{H_p}{H_E} \quad (22)$$

Debido a que la turbina Banki es considerada como una máquina de acción, el grado de reacción es igual a cero, además como el escurrimiento a través del rotor es a presión constante, en esta turbina reina la presión atmosférica.

Por lo tanto se tiene:

$$U_1^2 - U_2^2 = W_1^2 - W_2^2 \quad (23)$$

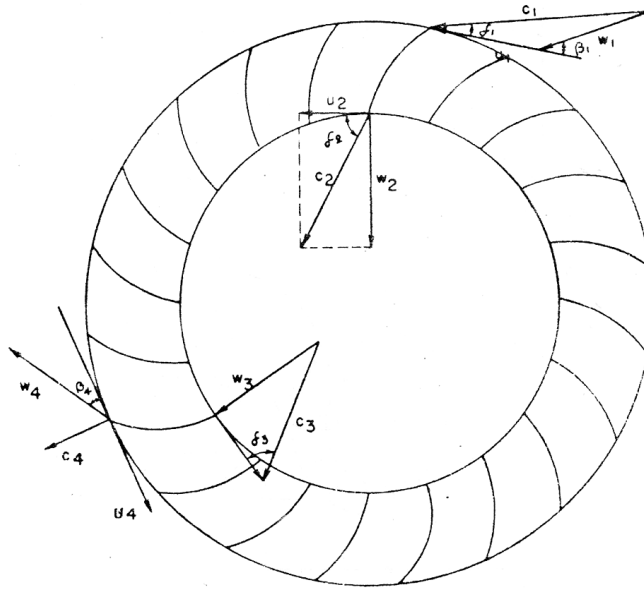


Figura 4.6. Velocidades en el rotor [8]

En esta figura, la velocidad absoluta del agua en los diferentes puntos, está dada por la letra C_i , la velocidad tangencial por U_i y la velocidad relativa del agua con respecto al rodete por W_i .

En el punto 1, la entrada del rodete, se tiene el triángulo de velocidades de la figura 4.7, con el cual se pueden establecer las relaciones [6,8]:

$$C_{1u} = U_1 + W_1 \cos(\beta_1) \quad (24)$$

$$C_{1m} = C_1 \sin(\alpha_1) = W_1 \sin(\beta_1) \quad (25)$$

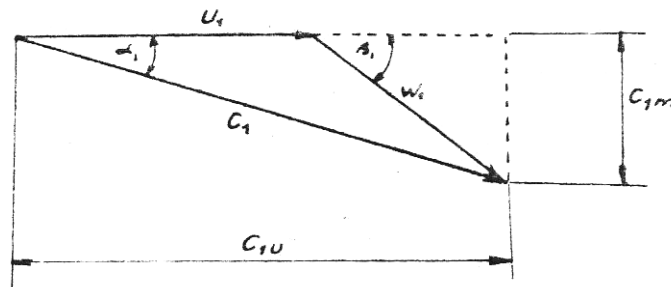


Figura 4.7. Triangulo de velocidades en el punto de entrada [8]

De esta figura tenemos:

$$U_1 = C_1 \frac{\cos(\alpha_1)}{2} \quad (26)$$

Aplicando el teorema de cosenos a la figura 4.7:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1 C_1 \cos(\alpha_1) \quad (27)$$

El ángulo de entrada del agua, se debe escoger para poder establecer una relación, entre la velocidad del agua y la velocidad tangencial de la rueda en el punto de entrada y en los puntos subsiguientes. Este ángulo varía generalmente entre los 14° y 17° [2, 6, 8]. Se tomará $\alpha_1 = 16^\circ$, valor con el cual se espera obtener la mayor eficiencia.

Se debe ahora, determinar los triángulos de velocidades en los demás puntos del rodete, por lo tanto, se analiza la trayectoria absoluta del agua en el interior de este.

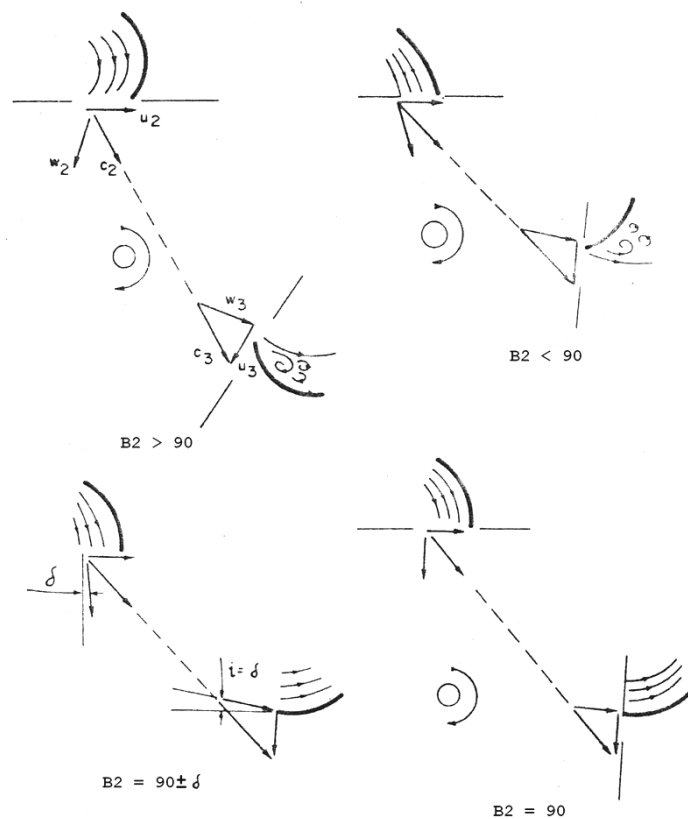


Figura 4.8. Trayectoria del agua entre los puntos 2 y 3 [8]

Observando la figura 4.8, se puede deducir que para ángulos menores o mayores a 90° el agua choca el álabe en el punto 3, de una manera que creará una incidencia negativa. Teniendo en cuenta que, el chorro presenta una desviación de 2° a 8°, la salida del álabe estaría comprendida entre 91° y 94°. Con el fin de desarrollar los triángulos de velocidades de la figura 4.9, se adopta un ángulo de 90° sin disminuir demasiado el rendimiento total.

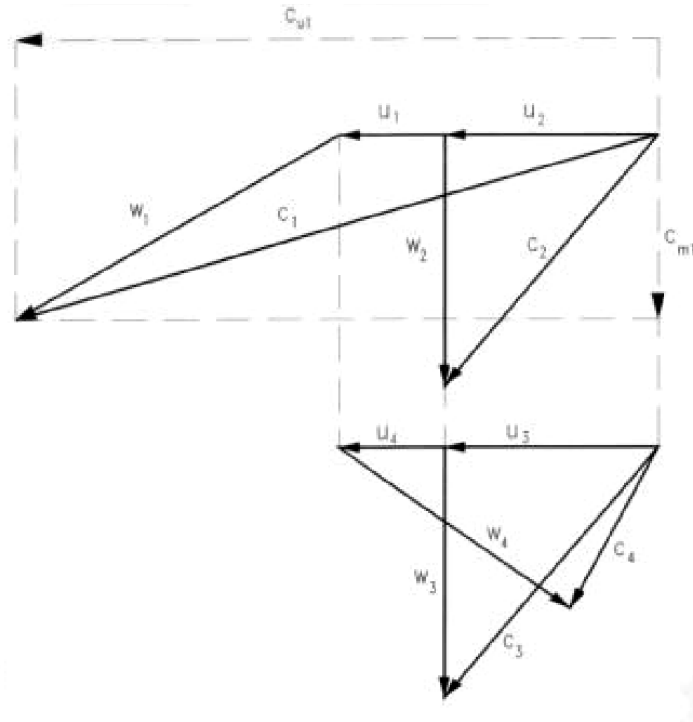


Figura 4.9. Triángulos de velocidades [6]

$$W_2 = C_{m2} = C_{m1} \frac{r_1}{r_2} = C_1 \frac{\sin(\alpha_1)}{m}$$

$$W_2^2 = C_1^2 \frac{\sin^2(\alpha_1)}{m^2} \quad (28)$$

Donde m es la relación entre el radio interior y exterior del rodete. Por lo tanto:

$$U_2^2 = U_1^2 m^2 \quad (29)$$

Reemplazando las ecuaciones 26, 27, 28 y 29 en 23, y simplificando se obtiene la siguiente ecuación:

$$m^2 \cos^2(\alpha_1) + 4 \sin^2(\alpha_1) m - 4 \sin^2(\alpha_1) = 0 \quad (30)$$

Resolviendo la ecuación anterior, para $\alpha_1 = 16^\circ$,

$$m = 0.6574$$

$$r_2 = 0.6574r_1 \quad (31)$$

De la figura 4.7 se tiene,

$$U_1 = W_1 \cos(\beta_1) \quad (32)$$

$$W_1 = C_1 \frac{\sin(\alpha_1)}{\sin(\beta_1)} \quad (33)$$

Aplicando las ecuaciones 32 y 33 a 26, tenemos que β_1 ,

$$\beta_1 = \tan^{-1}(2 \tan(\alpha_1)) \quad (34)$$

Entonces, para $\alpha_1 = 16^\circ$ se obtiene un valor de la ecuación 34 de β_1 de 29.83° . El ángulo β_1 influye en la construcción del rotor, lo que lleva a tratar de utilizar valores que faciliten dicha construcción [6], dicho esto, conviene adoptar un ángulo de β_1 de 30° .

La velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector, para una máquina de acción, está dada por la ecuación 35 [6,8], la cual permite calcular la velocidad de un fluido que cae desde un tanque, por medio de una tubería a presión atmosférica.

$$C_1 = k_c \sqrt{2gH_n} \quad (35)$$

Donde, el coeficiente de velocidad del inyector k_c , afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. El valor de este coeficiente, se obtiene generalmente, de manera experimental. Los valores varían entre 0.95 y 0.98 [2, 6, 8].

Se resumen ahora, los parámetros principales, para las condiciones específicas de este diseño.

Variable	Sigla	Valor	Unidades
Caudal	Q	460	[lt/s]
Salto Neto	Hn	5	[m]
Velocidad Sincrónica	$n_s = \frac{513.25}{Hn^{0.505}}$	227.7	[rpm]

TRIANGULOS DE VELOCIDADES	Ecuación	Valor	Unidades
Vel. Entrada en el punto 1	$C_1 = k_c \sqrt{2gH_n}$	9,41	[m/s]
Vel. Tangencial en el punto 1	$U_1 = C_1 \frac{\cos(\alpha_1)}{2}$	4,52	[m/s]
Ángulo del álabe	$\beta_1 = \tan^{-1}(2 \tan(\alpha_1))$	30	[°]
Vel. Relativa del agua con respecto al álabe en el punto 1	$W_1 = C_1 \frac{\sin(\alpha_1)}{\sin(\beta_1)}$	5,22	[m/s]
Ángulo de salida del agua en la primera etapa	$\alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{\tan(\beta_1)}{m^2}\right)$	53	[°]
Velocidad tangencial del rodete en el punto 2	$U_2 = U_1 m$	2,97	[m/s]
Vel. Del agua a la salida de la primera etapa	$C_2 = \frac{U_2}{\cos(\alpha_2)}$	4,96	[m/s]
Vel. Relativa del agua con respecto al álabe en el punto 2	$W_2 = W_1 \frac{\sin(\beta_1)}{m}$	3,97	[m/s]

Tabla 4.3. Parámetros principales

4.3.2. Dimensiones básicas del rodete

4.3.2.1. Diámetro del rodete

Algunos factores a tener en cuenta, son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina, a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos, entre la tubería y el inyector, que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.
- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro, el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.
- Además, no es conveniente un diámetro muy grande, por cuestiones de instalación y costos de construcción.

La velocidad de giro de la máquina, n , está dada en rpm por,

$$U_1 = \frac{\pi n}{60} D_1 = C_1 \frac{\cos(\alpha_1)}{2} \quad (36)$$

$$\frac{60 k_c \cos(\alpha_1) \sqrt{2gH_n}}{2\pi} = n D_1 \quad (37)$$

D₁ [m]	N [rpm]
0,37	233
0,375	230
0,38	227

Tabla 4.4. Selección del diámetro del rodete

Para escoger el valor del diámetro del rodete, se escoge un valor que se aproxime a la velocidad sincrónica de giro de la máquina. En esta selección también influyen los diámetros estándar, que han especificado los diferentes constructores [9, 10, 11] y que recomiendan, en los dimensionamientos de estas turbinas.

$$D_1 = 0.375 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.6574D_1 = 0.197 \text{ m}$$

Al haber escogido el diámetro exterior, se puede utilizar la ecuación 19, para determinar el rendimiento máximo de esta turbina:

$$n_{m\acute{a}x} = 0.863 - 0.264 \frac{0.375}{5} = 84.32 \%$$

4.3.2.2. Ancho del rodete

Banki obtuvo una relación directa entre los parámetros de diseño Q , H_n y el diámetro del rodete D_1 [2, 6],

$$B = 98 \frac{Q}{D_1 \sqrt{H_n}} \frac{1}{\theta} \quad (38)$$

Donde θ es el ángulo de apertura de la admisión de la turbina (60°, 90°, 120°).

θ	60°	90°	120°
B	0,902	0,602	0,451

Tabla 4.5. Ancho del rodete para diferentes ángulos de admisión

Con el fin de evitar los cambios bruscos entre la tubería y el inyector, se selecciona el ángulo de apertura 90°, por lo cual el ancho del rodete sería,

$$B = 0.602 \text{ m}$$

4.3.3. Alabes de la turbina

4.3.3.1. Geometría del álabe

El álabe de una turbina Banki, tiene la forma de sector circular, generalmente obtenidos de tubos de acero, bronce, acero inoxidable, etc.

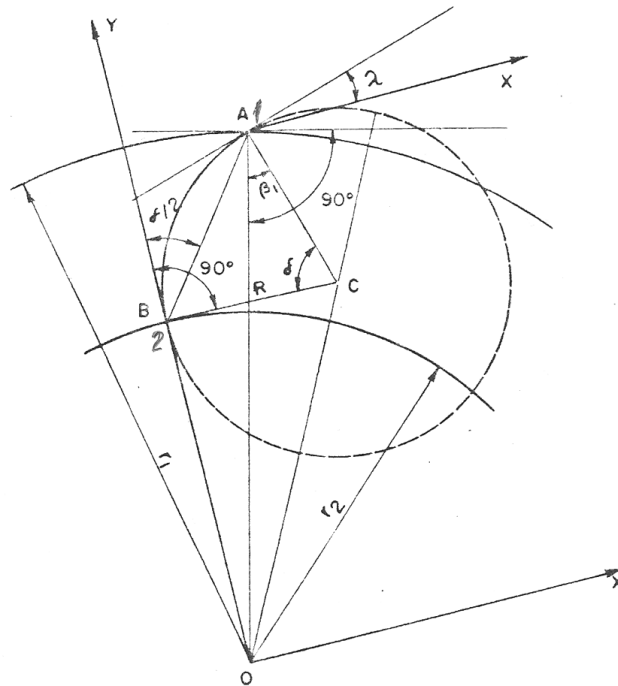


Figura 4.10. Geometría del álabe [8]

Considerando los triángulos BOC y AOC, por el teorema de los cosenos:

$$\overline{OB}^2 + \overline{BC}^2 = \overline{AO}^2 + \overline{AC}^2 - 2\overline{AO}\overline{AC}\cos(\beta_1) \quad (39)$$

Por lo tanto,

$$R = \left(\frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_1 \cos(\beta_1)} \right) = 0.0785 \text{ m}$$

Y teniendo que, el lugar geométrico de los centros de los sectores de círculo, que constituyen los álabes es otro círculo con centro en “O” y radio $\overline{OC}$,

$$\overline{OC}^2 = r_2^2 + R^2 \quad (40)$$

$$\overline{OC} = \sqrt{r_2^2 + R^2} = 0.146 \text{ m}$$

4.3.3.2. Número de álabes

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina. Se debe tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia y el rotor presentaría movimientos bruscos, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas por rozamiento.

El número óptimo de álabes varía entre 24 y 30 según el tamaño del rodete [2, 6]. Para este diseño se espera obtener el mayor rendimiento con 26 álabes.

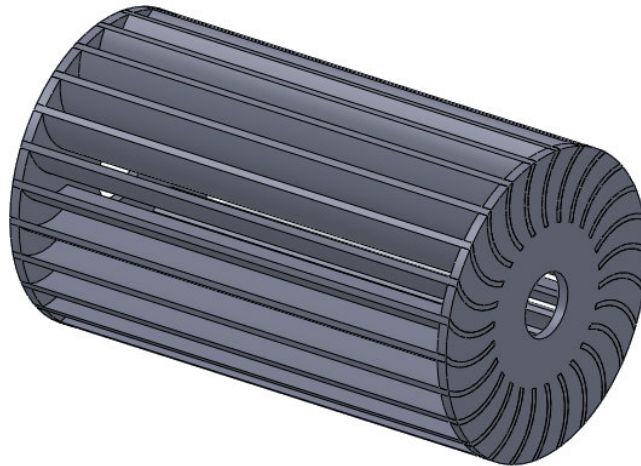


Figura 4.11. Rodete de la turbina Michell-Banki para el proyecto

4.3.3.3. Material de los álabes

Debido al ambiente en el que debe trabajar la turbina, el material que se seleccione para los álabes, debe resistir la corrosión que produzca el agua residual a la que se van a ver sometidos, sin comprometer su integridad estructural. Muchas aleaciones inoxidables contienen además níquel para reforzar aún más su resistencia a la corrosión. El acero ordinario, cuando queda expuesto a los elementos, se oxida y se forma óxido de hierro pulverulento en su superficie. Si no se combate, la oxidación sigue adelante, hasta que, el acero está completamente corroído. También los aceros inoxidables se oxidan, pero en vez de óxido común, lo que se forma en la superficie es una tenue película de óxido de cromo muy densa, que constituye una coraza contra los ataques de la corrosión. Si se elimina esta película de óxido de cromo que recubre los aceros inoxidables, se vuelve a formar inmediatamente, al combinarse el cromo con el oxígeno de la atmósfera ambiente.

En cualquier caso, debe señalarse que el acero inoxidable puede absorber impactos considerables, sin que sobrevenga la fractura, gracias a su excelente ductilidad y a sus características de endurecimiento por deformación.

4.3.3.4. Fuerzas en el álabe

Las fuerzas que actúan sobre el álabe son, la fuerza hidráulica del chorro y también la fuerza de la aceleración centrífuga cuando la turbina funciona dentro del rango normal de operación. Además, si la turbina queda sin carga y fallan los mecanismos de seguridad que complementan normalmente todo sistema de regulación, la velocidad del grupo aumenta; si no existiesen resistencias pasivas la aceleración nunca se reducirá a cero y teóricamente se hará infinita, sobreviniendo antes la destrucción del grupo. A la velocidad máxima que adquiere la turbina en marcha en vacío, se la denomina velocidad de embalamiento. También se debe tener en cuenta la detención brusca de la turbina, ya sea por un objeto u otro factor, caso en

el cual la velocidad del rotor es cero, y el álabe recibe toda la energía del chorro. El cálculo se realiza para un álabe recibiendo la fuerza del caudal completo.

La fuerza hidráulica está dada por,

$$\begin{aligned}\vec{F}_w &= \rho Q (\vec{W}_1 - \vec{W}_2) \\ \vec{F}_w &= \rho Q W_1 \left[-\cos(\lambda) \hat{i} + \left(\frac{\sin(\beta_1)}{m} - \sin(\lambda) \right) \hat{j} \right]\end{aligned}\quad (41)$$

La fuerza centrífuga,

$$\begin{aligned}F_c &= m[(w^2 r_g) \hat{j}] \\ F_c &= \rho B \frac{\pi \theta}{360} (r_1^2 - r_2^2) \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right) \hat{j}\end{aligned}\quad (42)$$

La fuerza resultante actuando sobre el álabe sería,

$$\vec{F}_r = \vec{F}_w + \vec{F}_c \quad (43)$$

En el caso, en que la turbina queda sin carga y opere a la velocidad de embalamiento, la fuerza hidráulica se toma como cero y la fuerza centrífuga se evalúa con el doble de la velocidad normal de giro n .

En el caso de estancamiento súbito, se realiza el cálculo con el chorro incidiendo sobre el álabe a velocidad C_1 , y despreciando el rozamiento $C_1 = C_2$, por lo tanto:

$$\vec{F}_{es} = -\rho Q C_1 \hat{i} + \rho Q C_1 \hat{j} \quad (44)$$

	Magnitud [N]
Fuerza Hidráulica	2402,13
Fuerza Centrífuga	1004,87
Fuerza Resultante	2989,07
Fuerza a velocidad de embalamiento	4019,49
Fuerza en estancamiento	6121,12

Tabla 4.6. Fuerzas en los álaves

En el caso de estancamiento de la turbina, la fuerza se ve aplicada de manera estática en los álabes que reciben el chorro, pero en el caso de funcionamiento normal y en el caso de embalamiento de la turbina, las fuerzas se ven aplicadas en el álabe de manera cíclica. Para los análisis siguientes se tomará la mayor fuerza presente (fuerza en estancamiento), para realizar los análisis estáticos y de fatiga.

Se sabe que el agua al chocar con los álabes, lo hace de una manera distribuida en toda el área de este, pero generalmente, este análisis se realiza tomando la fuerza del agua como una carga puntual en el centro del álabe. Observando la tabla 4.7, se verá que, el análisis de los álabes es más conservativo, si se toman como una viga doblemente empotrada, con una carga en el centro.

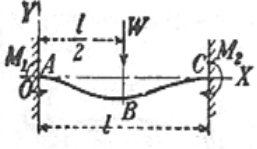
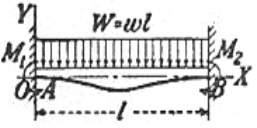
Tipo de Apoyos y Cargas	Reacciones R_1 y R_2 , Momentos M_1 y M_2 , y fuerza cortante V .	Función de momentos flectores y momento máximo
	$R_1 = \frac{1}{2}W \quad R_2 = \frac{1}{2}W$ $M_1 = \frac{1}{8}Wl \quad M_2 = \frac{1}{8}Wl$ $(de A a B) \quad V = +\frac{1}{2}W$ $(de B a C) \quad V = -\frac{1}{2}W$	$(de A a B) \quad M = \frac{1}{8}W(4x - l)$ $(de B a C) \quad M = \frac{1}{8}W(3l - 4x)$ $Máx. \quad +M = \frac{1}{8}Wl \quad \text{en B}$ $Máx. \quad -M = -\frac{1}{8}Wl \quad \text{en A y en C}$
	$R_1 = \frac{1}{2}W \quad R_2 = \frac{1}{2}W$ $M_1 = \frac{1}{12}Wl \quad M_2 = \frac{1}{12}Wl$ $V = \frac{1}{2}W\left(1 - \frac{2x}{l}\right)$	$M = \frac{1}{2}W\left(x - \frac{x^2}{l} - \frac{1}{6}l\right)$ $Máx. \quad +M = \frac{1}{24}Wl \quad \text{en } x = l/2$ $Máx. \quad -M = -\frac{1}{12}Wl \quad \text{en A y en B}$

Tabla 4.7. Fórmulas para vigas doblemente empotradas [12]

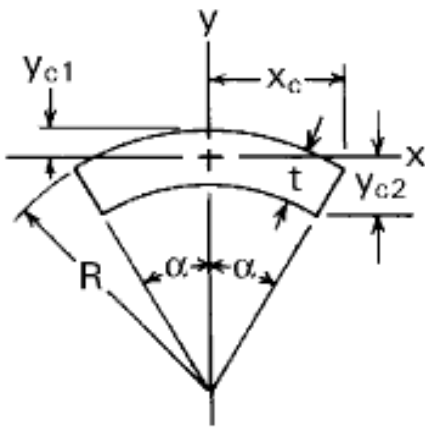
	$A = \alpha t(2R - t)$ $y_{c1} = R \left[1 - \frac{2 \sin \alpha}{3\alpha} \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{1}{2 - t/R} \right) \right]$ $y_{c2} = R \left[\frac{2 \sin \alpha}{3\alpha(2 - t/R)} + \left(1 - \frac{t}{R} \right) \frac{2 \sin \alpha - 3\alpha \cos \alpha}{3\alpha} \right]$ $x_c = R \sin \alpha$ $I_x = R^3 t \left[\left(1 - \frac{3t}{2R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4R^3} \right) \right. \\ \left. \times \left(\alpha + \sin \alpha \cos \alpha - \frac{2 \sin^2 \alpha}{\alpha} \right) \right. \\ \left. + \frac{t^2 \sin^2 \alpha}{3R^2 \alpha (2 - t/R)} \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{t^2}{6R^2} \right) \right]$ $I_y = R^3 t \left(1 - \frac{3t}{2R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4R^3} \right) (\alpha - \sin \alpha \cos \alpha)$ $r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
---	--

Tabla 4.8. Propiedades de un sector de anillo delgado [12]

Para poder realizar los cálculos, se deben obtener las propiedades de la sección transversal de los álabes. En la tabla 4.8 se muestran las ecuaciones para hallar el área, las distancias desde el centroide a los extremos y los momentos de inercia de un sector de círculo hueco.

Con las fórmulas dadas en ella, podemos hallar los esfuerzos en el álabe, para un espesor t de $1/4$ ":

A	0,000640487	m ²
Yc1	0,008424241	m
Yc2	0,012941882	m
I1	1,59028E-08	m ⁴
I2	5,00727E-07	m ⁴

Tabla 4.9. Propiedades del área del álabe

Aunque los valores de las variables que se manejan en este diseño son bajas, los esfuerzos a los que se vería sometido un álabe de lámina delgada, se deben garantizar su desempeño y longevidad con respecto a la fatiga, a la que serán expuestos. Para una viga doblemente empotrada con una carga aplicada en el centro, el momento y la fuerza cortante máximos presentes, son, para los casos más críticos:

M	460.3	[N.m]
V	3060.6	[N]

Tabla 4.10. Momentos y fuerzas cortantes en el álabe

Para poder continuar con los cálculos, se debe seleccionar el tipo de acero inoxidable, que nos dará un factor de seguridad satisfactorio, bajo las cargas sometidas y también una buena resistencia a la corrosión. Se escoge el AISI 631, el cual es un acero inoxidable PH (endurecido por precipitación), tiene una estructura intermedia entre los martensíticos y los austeníticos, lo que les confiere las propiedades de ambos. Al igual que los martensíticos, posee la capacidad de adquirir alta resistencia mediante tratamientos térmicos, y al igual que los austeníticos, posee una alta resistencia a la corrosión.

	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	LÍMITE DE FLUENCIA	RESISTENCIA A LA FATIGA
AISI	MPa	MPa	MPa
631	1450	1310	725

Tabla 4.11. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 631 [13]

Esfuerzo a Flexión	σ [Mpa]	374.6
Esfuerzo a Cortante	G [Mpa]	4.78

Tabla 4.12. Esfuerzos máximos en el álabe

En el caso estático, analizamos el factor de seguridad, por el criterio de Tresca [14]:

$$FS = \frac{\sigma_y}{2\tau_{máx}} \quad (45)$$

$$FS = \frac{1310}{2 * \sqrt{374.6^2 + 4.78^2}} = 1.75$$

El cual es aceptable, ahora, se analiza el caso de la fatiga, utilizamos el criterio de Goodman [14]:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ult}} = \frac{1}{FS} \quad (46)$$

Donde, para cargas combinadas, en el caso de esfuerzo uniaxial, los esfuerzos σ_m y σ_a son [14],

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (47)$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (48)$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} = \frac{374.6 - 0}{2} = 187.3 \text{ Mpa.}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\grave{m}n}}{2} = \frac{4.78 + 0}{2} = 2.38 \text{ Mpa.}$$

Por lo tanto, tenemos que, σ_m y σ_a son:

$$\sigma_a = \sigma_m = \sqrt{187.3^2 + 3(2.38^2)} = 187.34 \text{ Mpa.}$$

Para el cálculo del límite de fatiga, se utilizó la ecuación de Joseph Marin [14], de la cual se obtuvo, para los valores de los factores de concentración de esfuerzo (ver anexo A-1.1),

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_r S_e' \quad (49)$$

$$S_e = (0.9) * (0.868) * 1 * 1 * (0.753) * 725 = 438.17 \text{ Mpa.}$$

El factor de seguridad de esta pieza, por fatiga, calculado con la ecuación 46 es:

$$\frac{187.34}{438.17} + \frac{187.34}{1450} = \frac{1}{FS}$$

$$FS = \frac{1}{0.557} = 1.76.$$

Por lo tanto, los álabes deberán ser de Acero Inoxidable AISI 631 de $1/4$ " de espesor.

4.3.4. Discos del rodete

En los discos del rodete es donde se montan los álabes de la máquina. Se considera un cilindro de pared gruesa, sometido a una carga radial uniforme, como en la figura 4.12.

Para encontrar los esfuerzos radiales y tangenciales en el elemento, se tienen las fórmulas de Lamé [14]:

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} - \frac{(p_0 - p_i) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (50)$$

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} + \frac{(p_0 - p_i) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (51)$$

Donde, la presión interna p_i , se puede hallar con el tipo de ajuste que se aplique, entre el disco y el eje. Se considera un ajuste por interferencia medio (Tabla 4.13 clase 8), donde se necesita una presión considerable para el ensamble.

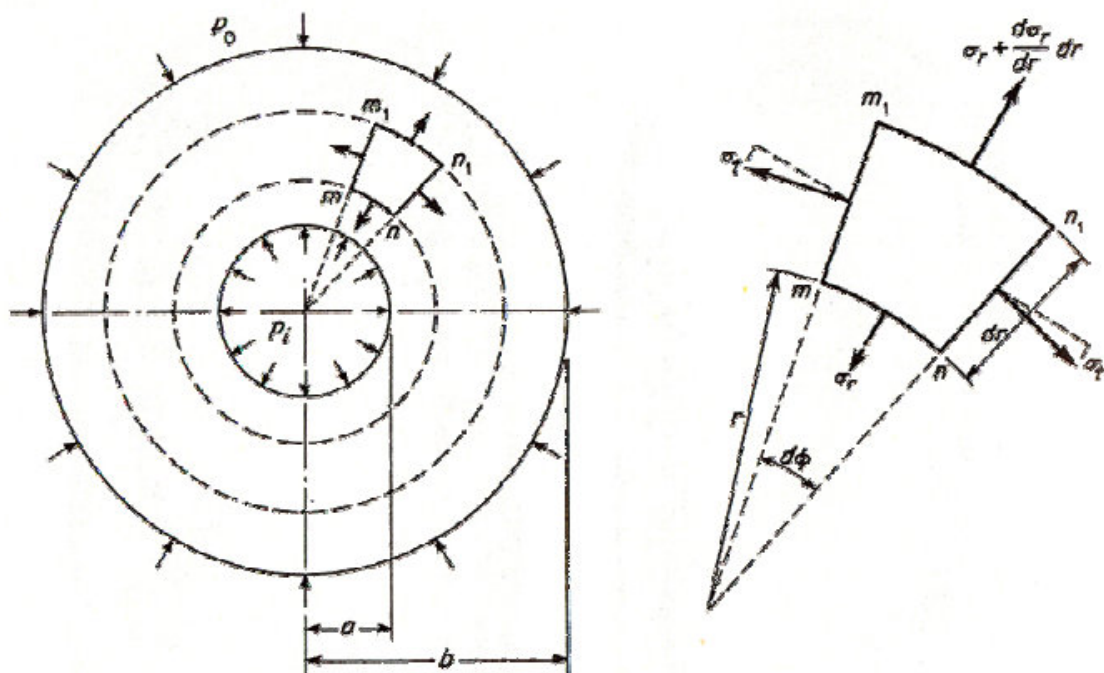


Figura 4.12. Tensiones en un cilindro de paredes gruesas [14]

Class	Allowance, a	Interference, δ	Hub tolerance, $t_{l,h}$	Shaft tolerance, $t_{l,s}$
1	$0.0073d^{2/3}$	---	$0.021d^{1/3}$	$0.0216d^{1/3}$
2	$0.0041d^{2/3}$	---	$0.0112d^{1/3}$	$0.0112d^{1/3}$
3	$0.0026d^{2/3}$	---	$0.0069d^{1/3}$	$0.0069d^{1/3}$
4	0.000	---	$0.0052d^{1/3}$	$0.0035d^{1/3}$
5	---	0.000	$0.0052d^{1/3}$	$0.0035d^{1/3}$
6	---	$0.00025d$	$0.0052d^{1/3}$	$0.0052d^{1/3}$
7	---	$0.0005d$	$0.0052d^{1/3}$	$0.0052d^{1/3}$
8	---	$0.0010d$	$0.0052d^{1/3}$	$0.0052d^{1/3}$

Tabla 4.13. Tolerancia recomendada en mm para diferentes tipos de ajuste [15]

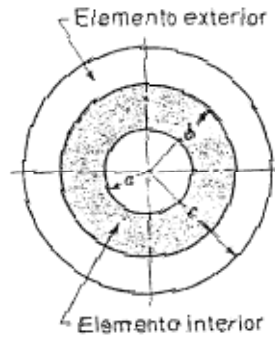


Figura 4.13. Ajuste por contracción [14]

La presión interna, debido al ajuste entre el eje y el disco está dada por la ecuación 52, para piezas del mismo material ($E_o = E_i = E$) [14],

$$p_i = \frac{E\delta}{b} \left[\frac{(c^2 - b^2)(b^2 - a^2)}{2b^2(c^2 - a^2)} \right] \quad (52)$$

Evaluando para $a = 0$ (eje macizo), $b = 0.04 \text{ m}$ (radio del eje, ver anexo?), $c = 0.1875 \text{ m}$ (radio exterior del rodete), con una interferencia $\delta = 8e^{-5}$.

$$p_i = \frac{200e^9(8e^{-5})}{0.08} \left[\frac{(0.1875^2 - 0.08^2)(0.08^2 - 0)}{2(0.08^2)(0.1875^2)} \right]$$

$$p_i = 81.8 \text{ Mpa}$$

La presión exterior aplicada sobre el cilindro, está dada por la fuerza centrífuga, ocasionada por los álabes del rotor y la masa del disco. Para un disco de acero inoxidable 631 de $1/2$ ",

$$F_c = F_{cm} + F_{embalamiento} \quad (53)$$

$$F_{cm} = m * a = \left[\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) * t * \rho \right] * (w^2 R) \quad (54)$$

$$F_{cm} = \left[\frac{\pi}{4} (0.375^2 - 0.08^2) * 0.0127 * 7800 \right] * \left[\left(\frac{2\pi(230)}{60} \right)^2 * \left(\frac{0.1875 + 0.04}{2} \right) \right]$$

$$F_{cm} = 689.11 \text{ N}$$

$$F_c = 689.11 + 4019.49 = 4708.6 \text{ N}$$

Esta fuerza centrífuga, actúa como una carga uniformemente aplicada en el exterior del disco, con una dirección hacia afuera del cilindro. Para un área de la circunferencia del cilindro, tenemos que la presión p_0 es,

$$p_0 = \frac{F}{A} = \frac{4708.6}{0.015} = -0.315 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, los esfuerzos radiales y tangenciales:

$$\sigma_t = \frac{0.08^2(81.8) - 0.1875^2(-0.315)}{0.1875^2 - 0.08^2} - \frac{(-0.315 - 81.8)(0.08^2)(0.1875^2)}{\left(\frac{0.1875 + 0.08}{2}\right)^2 (0.1875^2 - 0.08^2)}$$

$$\sigma_t = 54.51 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_r = \frac{0.08^2(81.8) - 0.1875^2(-0.315)}{0.1875^2 - 0.08^2} + \frac{(-0.315 - 81.8)(0.08^2)(0.1875^2)}{\left(\frac{0.1875 + 0.08}{2}\right)^2 (0.1875^2 - 0.08^2)}$$

$$\sigma_r = -17.33 \text{ Mpa}$$

Debido a que los esfuerzos presentes, son tan pequeños, no se presenta problema con estos discos.

4.3.5. Peso del rodete

Para los cálculos de los ejes se necesita saber el peso del rodete.

Parte	Peso [Kg]	Cantidad	Total
Álabe	3.13	26	81.45
Disco	10.74	2	21.48
Total [Kg]			102.92

Tabla 4.14. Peso Total del Rodete

4.3.6. Inyector

El inyector en una turbina Michell-Banki, es el encargado de guiar el agua hacia el rotor, y darle el ángulo de entrada α_1 que se necesita, para que, la turbina funcione eficientemente. Esta debe poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida, así como, un bajo nivel de pérdidas de carga, de manera de lograr la mayor transformación de potencia posible, en energía cinética.

El inyector posee una sección transversal rectangular, que permite descargar el flujo, sobre todo el ancho del rotor; una cara superior envolvente es la que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_1 óptimo, en cada punto de la curva.

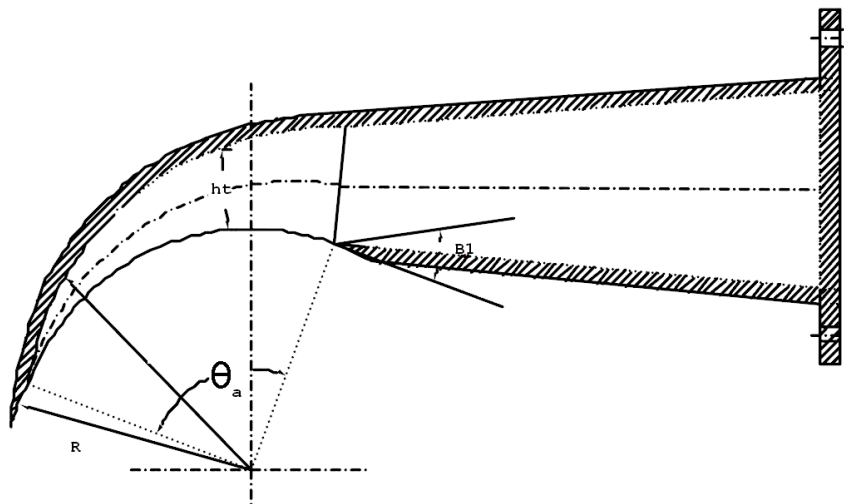


Figura 4.14. Inyector de la turbina [6]

En general para cualquier ángulo entre 0° y Θ_a la curva envolvente está dada por la ecuación [6]:

$$\tau_\theta = R * e^{\left[\frac{\left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right)}{B * c} \right] * Q} \quad (55)$$

Donde, el valor de la constante C, está dado por la ecuación [6]:

$$C = 2.3 * \eta * \frac{D_1 \sqrt{H_n}}{k_c} \quad (56)$$

Reemplazando los valores respectivos, para las variables, en la ecuación 56, obtenemos que C,

$$C = 2.3 * 0.8433 \frac{0.375\sqrt{5}}{0.95} = 1.712$$

Reemplazando esta constante en la ecuación 55:

$$\tau_\theta = R * e^{\left[\frac{\left(1 - \frac{\theta}{90^\circ}\right)}{0.602 * 1.712} \right] * 0.46} \quad (57)$$

La altura del inyector en cada punto de la envolvente será:

$$h_t = \tau_\theta - R \quad (58)$$

Con la ecuación 58, se construye la siguiente tabla, en donde se muestra la altura de la curva envolvente, con respecto al rodete para cada ángulo:

	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
h_t	0,109	0,094	0,080	0,067	0,054	0,042	0,031	0,020	0,010	0,000

Tabla 4.15. Altura del inyector en cada ángulo de la admisión.

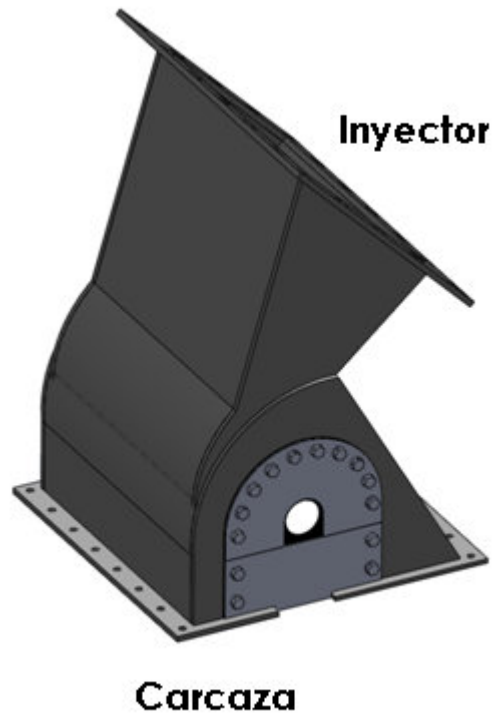


Figura 4.15. Carcaza de la turbina

El inyector se monta y se suelda a un soporte, el cual está diseñado para permitir el montaje de este, con la turbina, de manera vertical con la ayuda de un polipasto (ver sección 5.2.6). Se dispone de un sello de caucho, para evitar las fugas de agua y este se ajusta a la carcasa mediante tornillos M16 x 2 Grado 5, de 23.8125 mm de longitud, roscados en su totalidad.

5. EQUIPO ELECTROMECAÁNICO

5.1. Selección del equipo eléctrico

5.1.1. Selección del generador eléctrico

Los generadores eléctricos son máquinas de corriente alterna, que transforman la energía mecánica aplicada sobre su eje, en energía eléctrica; los principios de funcionamiento de estas máquinas son simples y se basan en la ley de inducción magnética, mediante la cual, cuando un conductor eléctrico se mueve en un campo magnético, se produce una corriente eléctrica a través de él.

El generador o alternador, está compuesto por dos partes fundamentales:

- *Rotor o inductor móvil:* Su función es generar un campo magnético variable, al girar arrastrado por la turbina.
- *Estató o inducido fijo:* Sobre el que se genera la corriente eléctrica aprovechable.

Existen dos tipos de generador de corriente alterna, los síncronos y los asíncronos, que dependen de su modelaje constructivo y de la naturaleza de la excitación de sus devanados.

Algunos autores prefieren el uso de generadores síncronos, dada la amplitud de su uso. El generador a utilizar, en conjunto con la turbina, debe ser seleccionado en función de los parámetros de potencia impuestos por los equipos hidráulicos; debe estar diseñado para trabajar a una frecuencia nominal de 60 Hz, una velocidad sincrónica de 1800 rpm o menos, y tener un diseño de construcción con dos cojinetes, dimensionados para trabajar con esfuerzo radial, como estándar (trabajo con poleas).

Como factor práctico de aplicación, para carga regulada por tiristores (*ver sección 5.1.3*), se recomienda [2] dimensionar el generador en 150% de la magnitud de la

carga con tiristores. Esto para que el generador pueda manejar los excesos de la turbina y las corrientes de encendido. El generador deberá tener un Regulador Automático de Tensión (*ver sección 5.1.2*), que pueda regular el voltaje $\pm 5\%$ desde su carga completa, hasta una situación sin carga.

El generador propuesto para el proyecto es fabricado por STAMFORD, modelo PI 144 E. Es una máquina síncrona, con potencia nominal de 29.4 kW.

Característica	Valor
Potencia	29.4 kW
Frecuencia	60 Hz
kVA	38.75
Voltaje	240/440
RPM	1800
Fases	3
Peso Aproximado	112 kg

Tabla 5.1. Datos principales del generador síncrono

5.1.2. Regulador automático de tensión

Para un trabajo adecuado del sistema, es necesario el control de la tensión de salida, manteniendo la regulación de tensión en valores estrechos. Un Regulador Automático de tensión (*AVR*) electrónico, es un dispositivo cuya misión es mantener el nivel de tensión constante a cualquier condición de carga, dentro del valor nominal del generador, aún con variaciones de velocidad (5%).

Toma como señal la tensión de salida del alternador, la compara y emite automáticamente hacia el campo de la excitatriz, la corriente continua necesaria para mantener la tensión en el nivel de calibración.

El generador seleccionado, dispone de un *AVR* STAMFORD AS480, el cual logra una regulación del voltaje en el orden de $\pm 1\%$; una característica de este *AVR* es que, el voltaje de salida, es reducido cuando la velocidad del generador está por debajo del nivel normal de operación, para ayudarle al elemento conductor a recuperarse después de la aplicación de una carga pesada.

5.1.3. Sistema de regulación de carga

Un Controlador de Carga Electrónica (*ELC*) es un sistema electrónico de control automático, diseñado para mantener la velocidad de rotación de un grupo de generación eléctrica, tal como, un grupo de turbina hidroeléctrica, girando a una velocidad preseleccionada y estable, para entregar a la red una tensión y frecuencia (generalmente 50 ó 60 Hz) estable. Esta condición es muy importante para cualquier sistema de generación de corriente alterna.

Con este sistema no es necesario un gobernador para controlar la velocidad del generador, manipulando el caudal de entrada a la turbina, sino que, el generador produce una potencia constante y el *ELC*, a través de unas válvulas electrónicas, conocidas como tiristores, deriva la energía no consumida por la demanda, a un sistema de disipación de energía. Resultando en un sistema más económico y compacto, dado que, los gobernadores solían ser el componente menos confiable y más costoso, de los esquemas de *MCH* en el pasado.

En conjunto con el *AVR*, resulta en un sistema que mostrará una mejor respuesta, debido a que se regulan, tanto la frecuencia, como el voltaje.



Figura 5.1. ELC Systeex “3F25” [16]

Se cotiza con la empresa chilena Systeex, el modelo de ELC “3F25”, adecuado para controlar grupos hidroeléctricos trifásicos de hasta 25 kW nominales. Frecuencia pre-calibrada en fábrica de 50 o 60Hz. Para el caso de ser necesario, se dispone de un ajuste fino, mediante potenciómetro.

5.1.3.1. Sistema de disipación de energía

Acorde con las especificaciones del *ELC* seleccionado, se deben dimensionar las cargas de balastro (banco de resistencias), lo cual se debe hacer en función de la demanda de potencia; de esta manera cuando el generador está sometido a la máxima demanda de potencia, lo que pudiera ocurrir en las horas de máximo consumo, la carga balastro a su salida se hace cero. Por el contrario, si la demanda en algún momento llega a ser cero, lo cual sería el peor caso, entonces la carga balastro deberá consumir toda la potencia que está entregando el generador.

Los sistemas de disipación más usados, son por medio de resistencias sumergidas en agua circulante. Debe acondicionarse un pequeño tanque, donde serán instaladas, y estas deben mantenerse constantemente sumergidas en agua en constante circulación. Esto se logra sacando una derivación de la tubería de recolección.

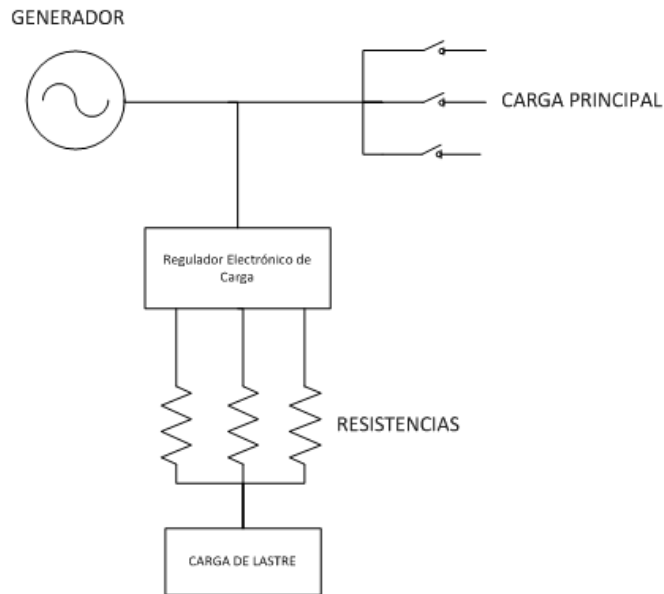


Figura 5.2. Diagrama de sistema de regulación de carga por resistencias [2]

5.1.4. Tableros de distribución y protección

En las *MCH*, se requiere instalar tableros en los cuales se haga la distribución de la alimentación a las cargas, así como, las respectivas protecciones contra sobrecargas y cortocircuitos. Estos se deben dimensionar adecuadamente para así garantizar el funcionamiento correcto de la central y asegurar la protección de los equipos de generación y control.

Además la conexión y desconexión de la central se facilita con estos dispositivos, lo cual permite los trabajos de mantenimiento o reparación de los equipos.

En estos, se deben disponer los instrumentos de medición, los cuales son el voltímetro, amperímetro, vatímetro y frecuencímetro. La disposición básica de estos se muestra en el esquema de la figura 5.3.

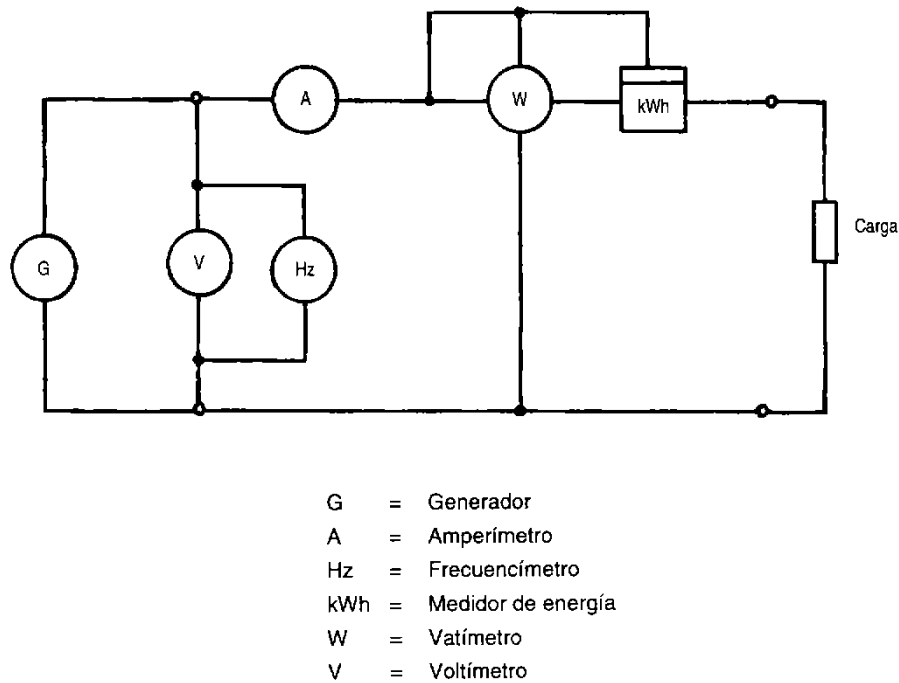


Figura 5.3. Esquema de tablero de control básico de generación [2]

Para la protección, conexión y desconexión del sistema, se selecciona un interruptor termo magnético, que tenga las propiedades necesarias para protegerlo.

Un interruptor termo magnético es un dispositivo compacto, que desconecta automáticamente, por sobrecarga o por cortocircuito, protegiendo al generador de estas dos anomalías. El voltaje nominal de este implemento, debe de ser igual al voltaje nominal del generador, el cual a 29.4 kW (36.75 kVA) y 240 V de generación, tiene una corriente nominal de 86.705 A.



Figura 5.4. Interruptor termo magnético FAL 34100 [17]

Se selecciona un interruptor de la marca SQUARE D, tipo FAL 34100. Este es montado en un gabinete de tipo industrial Nema 1 (Usos Generales) fabricado por ISA Tableros [18], denominación GAI15-100EL.

Debido a que se manejan potencias y cargas pequeñas en comparación con centrales hidroeléctricas más grandes, no resulta necesaria una subestación para manejar la distribución y la conexión de la potencia eléctrica generada, en cambio estos procesos se llevaran a cabo mediante los equipos seleccionados y ubicados dentro de la casa de máquinas.

El diseño y selección de otros sistemas de protección y distribución más complejos, no está dentro de los objetivos de este proyecto y deberá realizarse la ingeniería de detalles en una etapa más avanzada del proyecto. Entre estos están:

- Selección y especificación de los pararrayos.
- Selección y especificación de los transformadores de mediciones.
- Selección y especificación de los instrumentos de medición.
- Selección y especificación de los dispositivos de protección.
- Selección y especificación de los conductores de control y potencia.
- Diseño de la malla de puesta a tierra.
- Detalles de la conexión a tierra de los equipos.
- Esquemas que definan el principio de funcionamiento de las protecciones, control, mando, medición, señalización y alarmas.

5.2. Cálculo de los equipos mecánicos

5.2.1. Transmisión

Para el proyecto se decide utilizar la configuración de transmisión que se muestra en la figura 5.5. Los acoplamientos flexibles aceptan una desalineación entre los ejes debida a efectos de fabricación, deformaciones por cargas de servicio, influencia de la

temperatura, defectos en el cimientto y/o en el montaje. Esto ayuda a proteger al generador de las vibraciones que se puedan presentar en el arreglo.

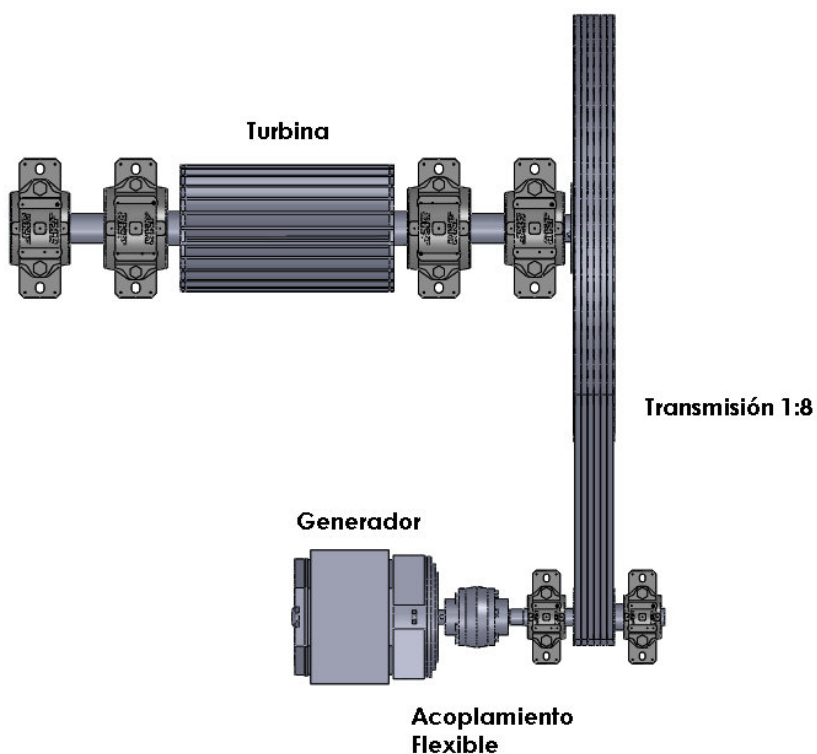


Figura 5.5. Configuración de la transmisión

Las transmisiones más utilizadas en *MCH* son las de tipo de polea con correas planas o en V. Las correas planas tienen mejor rendimiento (98%) pero requieren de mayor tensado, para evitar su deslizamiento y en consecuencia, hay mayor esfuerzo sobre los ejes y rodamientos. Las correas en V requieren de menores tensiones de montaje, pero tienen un rendimiento menor (95 a 97%).

5.2.1.1. Transmisión por correa

Las transmisiones en su forma más sencilla, constan de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y una que es movida. Al moverse la correa,

transmite energía desde la polea motriz a la movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

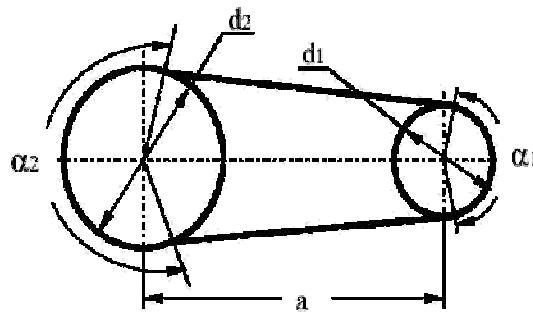


Figura 5.6. Esquema general de una transmisión mediante correas [2]

De la figura 5.6, a es la distancia entre centros, d_1 es el diámetro polea menor, d_2 es el diámetro polea mayor, α_1 es el ángulo de contacto polea menor, α_2 es el ángulo de contacto polea mayor.

Las correas se distinguen por la forma de la sección transversal, por la construcción, material y tecnología de fabricación, pero el rasgo más importante que determina la construcción de las poleas y de toda la transmisión, es la forma de la sección transversal de la correa. En función de la sección transversal, las correas de transmisión son clasificadas como:

- Correas planas.
- Correas trapeciales o en V.
- Correas redondas.
- Correas eslabonadas.
- Correas dentadas.
- Correas nervadas o Poly V.

En la tabla 5.2, se comparan los tipos básicos de correas, en donde se pueden observar las amplias posibilidades de empleo que ofrecen las correas.

Criterio	Plana	Trapezial	Eslabonada	Dentada	Poly V	Redonda
Carga en los árboles (ejes)	Muy grande	Pequeña	Pequeña	Mínima	Grande	Muy grande
Trabajo a V = 25 m/s	Aceptable	Aceptable	Malo	Bueno	Aceptable	Regular
Resistencia a los choques	Muy buena	Buena	Regular	Aceptable	Muy buena	Buena
Eficiencia %	97 – 98	96 – 97	95 – 96	98 – 99	96 – 97	96 – 95
Longitud de Correa	Libre	Normalizada	Libre	Dependiente	Normalizada	Libre
Tolerancia a la desalineación	Pequeña	Grande	Grande	Pequeña	Pequeña	Muy grande
Nivel de Ruido	Muy bajo	Muy bajo	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo
Sincronismo	No	No	No	Si	No	No
Costo inicial	Bajo	Bajo	Bajo	Moderado	Moderado	Mínimo
Necesidad de control de tensado	Alguna	Escasa	Alguna	Escasa	Alguna	Alguna
Facilidad de montaje entre apoyos	Si	No	Si	No	No	Si
Ancho reducido	No	Si	Si	Si	No	Si
Diámetro reducido	Si	No	No	No	Si	No

Tabla 5.2. Comportamiento de los tipos de correas ante algunos criterios comparativos [19]

Por la comparación de la tabla anterior, se escogen las correas en V, teniendo en cuenta que están más difundidas en la industria y tienen valores estandarizados, que hacen el dimensionamiento más fácil.

5.2.1.2. Tipos de correas trapeciales

Los tipos fundamentales de correas trapeciales pueden ser divididos en:

- Según la relación ancho / altura (b / h):
 - o Correas normales (clásicas) $b/h = 1,6$
 - o Correas estrechas $b/h = 1,2$
 - o Correas anchas (para variadores) $b/h = 2 \dots 3$

- Según la forma de la sección transversal:
 - o Correas trapeciales.
 - o Correas hexagonales.
 - o Correas bandeadas.

- Según su construcción exterior.
 - o Correas con cubierta exterior (wrapped belt).
 - o Correas con flancos abiertos (Raw edge belt o Fan belt).

A continuación se exponen algunas de las dimensiones normalizadas de los perfiles de correas trapeciales, siendo b el ancho superior de la sección y h la altura del perfil.

Designación	A	B	C	D	E
b (pulg)	1/2	21/32	7/8	1 ¼	1 ½
h (pulg)	5/16	13/32	17/32	¾	29/32
b (mm)	12.7	16.76	22.35	31.75	38.1
h (mm)	7.87	10.41	13.46	19.05	23.11

Tabla 5.3. Dimensiones normalizadas de perfiles normales (Normas RMA, de E.U.A.) [19]

5.2.1.3. Potencia de diseño de las correas

Se calcula, en primera instancia, la potencia de diseño para las correas, que está dada por la fórmula,

$$p_{dis} = T_{trans} \times F_{serv} \quad (59)$$

	Grado de irregularidad en máquina conducida	Turbinas, motores multi-cilíndricos			
		Horas de funcionamiento diario			
		0.5	3	8	24
Transmisión por correas	I	0.65	0.9	1.15	1.4
	II	0.75	1.0	1.25	1.5
	III	1.0	1.25	1.5	1.75

Tabla 5.4. Valores aproximados del factor de servicio [2]

Máquina accionada	Grado de irregularidad
Casi sin sacudidas: generador de corriente, faja transportadora, tornillo transportador, máquinas herramientas, ventilador, turbo-soplador, compresor rotativo, agitador, mezclador para densidad uniforme.	I
Sacudidas moderadas: accionamiento principal en máquinas herramientas, mecanismos de giro de grúas, bombas de émbolo de varios cilindros.	II
Sacudidas violentas: prensas, estampadores, cizallas, centrífugas pesadas, perforadores, molinos	III

Tabla 5.5. Grado de irregularidad [2]

Para una turbina funcionando las 24 horas, y un generador con un grado de irregularidad I, se tiene de la tabla 5.4 que el factor de servicio equivale a 1.4.

Como se tiene la potencia a la salida de la turbina, entonces (reemplazando la ecuación 19 en la 18):

$$P = 22.56 * 0.8433 = 19.027 \text{ kW}$$

La potencia de diseño de las correas que se necesitan será,

$$P_{dis} = 19.027 \text{ kW} * 1.4 = 26.64 \text{ kW}$$

5.2.1.4. Selección del tamaño del perfil de las correas

Como la polea menor (en el eje del generador) girará a 1800 rpm (ver sección 5.1.1), utilizando la figura 5.7, se tiene que la correa está en los límites de las secciones tipo B.

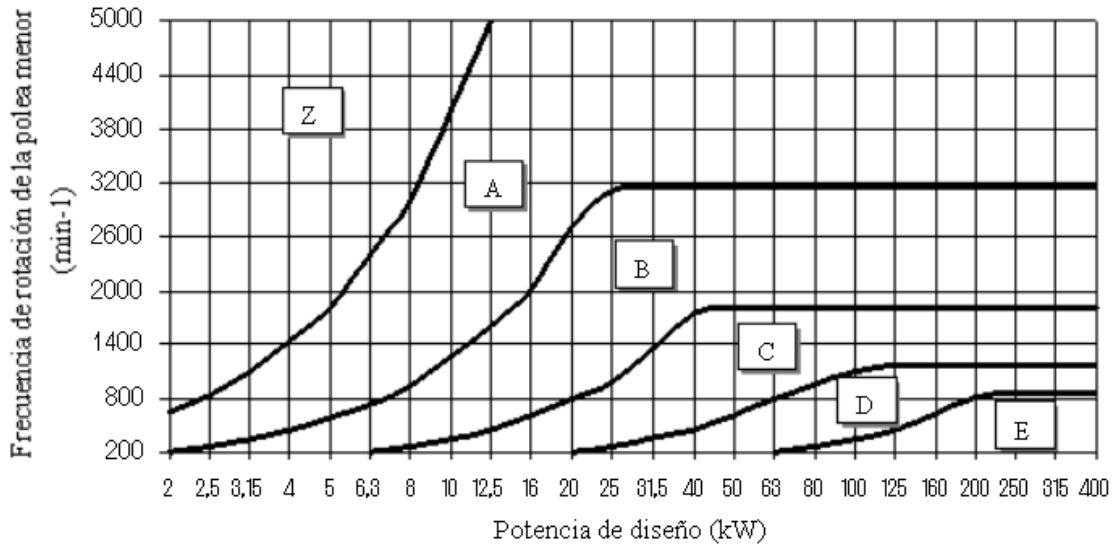


Figura 5.7. Selección de la sección de una correa según la P_{dis} y la velocidad [19]

5.2.1.5. Selección de los diámetros de las poleas

Los diámetros no deben ser inferiores a los mínimos recomendados por la práctica, para no doblar excesivamente las correas sobre las poleas y con ello acortar su duración en servicio.

La relación de transmisión que debe haber entre las poleas es de,

$$i = \frac{1800}{230} = 7.83 \sim 8$$

Para una transmisión 1:8 desde el eje de la turbina al generador, escogemos un valor estandarizado para el diámetro de la polea conducida en el eje del generador, mayor al mínimo recomendado de 5.4", se tiene entonces $D_1 = 6.3''$.

Luego para la polea mayor,

$$D_2 = 6.3 * 8 = 49.2''$$

Ahora debemos calcular la distancia entre centros, la cual está dada (para los casos donde no hay restricción en esta medida), como la mayor de las ecuaciones 60 y 61 [2].

$$C = \frac{D+3d}{2} \quad (60)$$

$$C = D \quad (61)$$

Evaluamos las dos ecuaciones anteriores y se obtiene una distancia entre centros de:

$$C = 49.2''$$

Luego, la longitud de la correa está dada por [2],

$$L = 2C + \pi \frac{D+d}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (62)$$

$$L = 2 * 49.2 + \pi \frac{49.2 + 6.3}{2} + \frac{(49.2 - 6.3)^2}{4 * 49.2} = 194.98''$$

Con este valor, escogemos la correa normalizada que tenga una longitud primitiva mayor o igual a esta, utilizando la tabla 5.6.

SECCIÓN B	
$D_{\min} = 5.4''$ (137.1 mm)	
Correa Núm.	Longitud primitiva [pulg (mm)]
B180	181.8 (4617)
B195	196.8 (4998)
B210	211.8 (537.9)

Tabla 5.6. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales [2]

Se tiene entonces una correa B195, con una longitud de 196.8'' (4998 mm). Con esta longitud debemos corregir la distancia entre centros,

$$C = 49.2 + \left(\frac{196.8 - 194.98}{2} \right) = 50.1''$$

5.2.1.6. Cantidad de correas

Para hallar la cantidad de correas necesarias, se debe hallar la capacidad de transmisión de potencia por cada correa. Esta se puede calcular con la siguiente fórmula [2].

$$P_{nom} = \left[2.16 * a \left(\frac{10^3}{V} \right)^{0.09} - \frac{6.2 * c}{K_d * d} - \frac{26.26 * e * V^2}{10^6} \right] * \frac{V}{1000} \quad (63)$$

Donde a , c , e son constantes que corresponden a una sección de correa determinada, K_d es un coeficiente que depende del diámetro, V es la velocidad tangencial en m/min, d es el diámetro de la polea menor en cm.

Para las secciones tipo B, los valores para estas constantes son: $a = 4.737$, $c = 13.962$ y $e = 0.0234$. De la tabla 5.7 obtenemos $K_d = 1.14$.

D_2 / D_1	K_d	D_2 / D_1	K_d
1.000 – 1.019	1.00	1.223 – 1.274	1.08
1.020 – 1.032	1.01	1.275 – 1.340	1.09
1.033 – 1.055	1.02	1.341 – 1.429	1.10
1.056 – 1.081	1.03	1.430 – 1.562	1.11
1.082 – 1.109	1.04	1.563 – 1.814	1.12
1.100 – 1.142	1.05	1.815 – 2.948	1.13
1.143 – 1.178	1.06	2.949 y mas	1.14
1.179 – 1.222	1.07		

Tabla 5.7. Coeficientes de diámetro K_d [2]

Ahora, debemos calcular la cantidad de correas que se necesitan. Primero calculamos la velocidad tangencial de estas,

$$V = 1800 * \pi * (6.3 * 0.0254) = 904.779 \text{ m/min}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 63,

$$P_{nom} = \left[2.16 * 4.737 \left(\frac{10^3}{904.779} \right)^{0.09} - \frac{6.2 * 13.962}{1.14 * (6.3 * 2.54)} - \frac{26.26 * 0.0234 * 904.779^2}{10^6} \right] * \frac{904.779}{1000}$$

$$P_{nom} = 4.722 \text{ kW/correa}$$

Esta potencia se debe corregir para la longitud de correa y el arco de contacto, de la siguiente forma [2]:

$$P_{ajustada} = P_{nom} * K_{\theta} * K_L \quad (64)$$

Donde K_{θ} es un coeficiente de corrección por un arco de contacto diferente de 180° y el coeficiente K_L corrige el efecto de la longitud. Los valores correspondientes de se encuentran en las tablas 5.8 y 5.9.

$\frac{D_2 - D_1}{C}$	K_{θ} V - plana	$\frac{D_2 - D_1}{C}$	K_{θ} V - plana
0.00	0.75	0.80	0.85
0.10	0.76	0.90	0.85
0.20	0.78	1.00	0.82
0.30	0.79	1.10	0.80
0.40	0.80	1.20	0.77
0.50	0.81	1.30	0.73
0.60	0.83	1.40	0.70
0.70	0.84	1.50	0.65

Tabla 5.8. Coeficientes de arco de contacto K_{θ} [2]

Designación de la longitud normalizada	Sección transversal de la correa
pulg	B
195	1.19

Tabla 5.9. Factores de corrección de longitud K_L [2]

Con $K_\theta = 0.859$, y $K_L = 1.19$, la potencia ajustada es,

$$P_{ajustada} = 7.7 * 0.85 * 1.19 = 4.736 \text{ kW/correa}$$

Por lo tanto, el número de correas necesario es:

$$N = \frac{P_{dis}}{P_{ajustada}} = \frac{26.7}{4.736} = 5.624 \cong 6$$

Redondeando, se necesitan 6 correas B195 para la transmisión 1:8.

Las dimensiones estándar de las poleas correspondientes, se muestran en la tabla A-2.1 [28]. La forma de las poleas se muestra en la figura A-2.1. Las poleas se ajustan al eje, mediante un casquillo cónico de montaje TAPER-LOCK normalizado.

5.2.1.7. Fuerza de tensión en las correas

En una correa montada en las poleas y que conserve la misma longitud total, el aumento de tensión en un lado, hace que disminuya respectivamente la tensión en el otro, mientras que la suma de las tensiones se mantiene constante. Esto se expresa como [19]:

$$S_1 + S_2 = 2 * S_0 \quad (65)$$

Donde S_1 y S_2 son las tensiones a ambos lados de la polea y S_0 es la tensión estática. Estas tensiones se relacionan con la potencia a transmitir, como [19],

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} \text{ y } S_2 = S_0 + \frac{P}{2}$$

Con [19],

$$P = \frac{1000 * P_{dis}}{N * V} = \frac{1000 * 26.64}{6 * 15.08} = 294.42 \text{ N}$$

La tensión estática está dada por la ecuación 66, la cual tiene en cuenta la fuerza centrífuga en la correa [19],

$$S_0 = \left(\frac{m+1}{m-1} \right) \frac{P}{2} + \rho * V^2 \quad (66)$$

Donde m es la dependencia analítica, establecida por Euler (en 1775), entre las tensiones del hilo flexible inextensible e imponderable que se desliza por un cilindro fijo [19].

$$m = e^{f\alpha} \quad (67)$$

Donde f es el coeficiente de fricción entre la correa y la polea ($f = 0.7$), y α es el ángulo de contacto entre la polea y la correa. La fuerza que se transmite al eje está dada por:

$$F = S_1 - S_2 \quad (68)$$

α [°]	m	s_0 [N]	S_1 [N]	S_2 [N]	F [N]
129,3	2,03E+39	1150,67	2033,93	267,42	1766,51

Tabla 5.10. Fuerza de las correas sobre los ejes

5.2.1.8. Cubierta de las correas y poleas

Para la protección y seguridad de los trabajadores en la cercanía de las correas, se debe fabricar una cubierta para las correas y las poleas del sistema, deben cubrir estas para evitar cualquier accidente. Esta debe ser de lámina metálica de $\frac{3}{32}$ " de espesor, con un agujero y una malla de alambre con un espaciamiento de 1" para poder realizar la inspección de las correas. Debe tener una compuerta en su parte

superior para poder realizar la inspección de las correas e insertar el medidor de tensión.

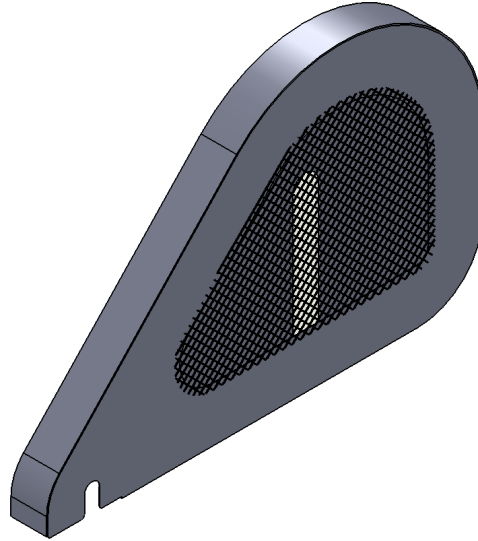


Figura 5.8 Cubierta de las Correas y Poleas

5.2.2. Ejes

El principal aspecto tenido en cuenta en el diseño del rotor fue la adopción de un eje no pasante, ajustado por interferencia a los discos laterales del rotor.

El eje de las turbinas tradicionales de flujo cruzado es pasante, o sea, pasa a través de la parte interna del rotor [6, 8]. Esa construcción, por más que se tomen cuidados, no elimina la interferencia que causa el eje al flujo del agua, lo que disminuye el rendimiento, debido a que estas turbinas son de doble efecto, y el ángulo con el cual el agua impacta los álabes en la segunda etapa, influencia el rendimiento hidráulico (por lo tanto el rendimiento global) de la turbina.

Esta influencia se puede verificar, al obtener una función para el rendimiento de la turbina en función del ángulo α_3 . Debido a su construcción sabemos que $\beta_4 = \beta_1$, por lo tanto:

$$\cos(\beta_4) = \cos(\beta_1) = \frac{U_4}{w_4} \quad (69)$$

Aplicando el principio de continuidad entre los puntos 3 y 4, se puede afirmar que:

$$Q_3 = Q_4$$

$$C_{3m}A_3 = C_{4m}A_4$$

$$W_3A_3 = W_4\text{sen}(\beta_1)A_4$$

$$W_3 = \frac{W_4\text{sen}(\beta_1)}{m} \quad (70)$$

$$\tan(\alpha_3) = \frac{W_3}{U_3} = \frac{W_4\text{sen}(\beta_1)}{U_3m} = \frac{W_4\text{sen}(\beta_1)}{U_4m^2}$$

$$U_4 = \frac{W_4\text{sen}(\beta_1)}{m^2\tan(\alpha_3)} \quad (71)$$

Reemplazando la ecuación 69 en la 71:

$$\tan(\alpha_3) = \frac{\text{sen}(\beta_1)}{m^2\cos(\beta_1)} \quad (72)$$

Y reemplazando expresiones para $\text{sen}(\beta_1)$ y $\cos(\beta_1)$ de las ecuaciones 24 y 25:

$$U_1 = C_{1u} - \frac{C_{1m}}{m^2\tan(\alpha_3)} \quad (73)$$

Modificando la ecuación 20 para expresar la eficiencia hidráulica de la turbina:

$$\eta H_E g = U_1 C_{1u} - U_4 C_{4u} \quad (74)$$

Con $C_{4u} = 0$, $C_{1u} = C_1 \cos(\alpha_1)$, y reemplazando gH de la ecuación 35:

$$\eta = \frac{2k_c^2 \left(C_{1u} - \frac{C_{1m}}{m^2\tan(\alpha_3)} \right) \cos(\alpha_1)}{C_1} \quad (75)$$

α_3	η
53,1845	0,8395
52,1845	0,8089
51,1845	0,7775

Tabla 5.11. Influencia del ángulo α_3 sobre el rendimiento de la turbina

Se puede observar entonces que el cambio del ángulo α_3 por cualquier interferencia que pueda causar un eje pasante, de hasta 1° puede causar una disminución del rendimiento de la turbina de aproximadamente 3%.

Los ejes poseen cambios de sección para introducir las chumaceras que utiliza como apoyo el rotor de la turbina; además, debido a las dimensiones (espesor) de la polea conducida, esta no se puede montar directamente en el eje disponible en el generador (*ver anexo 2.5*). Por lo tanto, para realizar la transmisión de potencia se dimensiona un eje en el que se monta la polea conducida, el cual se acopla al eje del generador mediante un acople flexible.

Los cálculos se realizan para el caso más crítico (fuerza de estancamiento).

5.2.2.1. Eje Libre de la turbina

Este es el eje ubicado al lado no motriz de la turbina, lado izquierdo, las cargas se muestran en la figura 5.9, donde R_a y R_b son las reacciones en los rodamientos, P es la fuerza en el caso crítico más el peso del rotor, y M es el momento generado por esta fuerza trasladada desde el centro del rotor. Las distancias de aplicación de cada una de las fuerzas se pueden observar en el anexo 1.2.1.

El material de este eje debe ser igual al material del rotor, debido a que si es de otro material, en la zona donde se ajusta el disco del rodete con el eje se puede presentar corrosión galvánica debido a la diferencia de materiales. Las propiedades del acero inoxidable 631 se encuentran en la tabla 4.11.

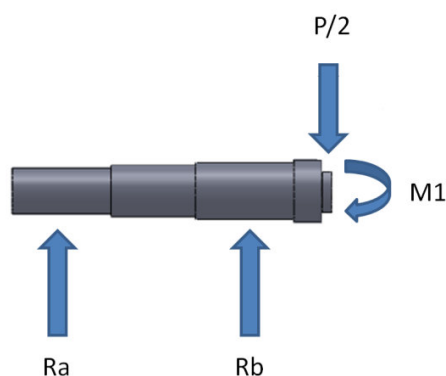


Figura 5.9. Estado de cargas en el eje libre

Con,

$$\frac{P}{2} = \frac{F_{es} + W}{2} = 2668.97 \text{ N y } M_1 = \frac{P}{2} * \frac{B}{2} = 1640.61 \text{ Nm}$$

Para la viga saliente se obtiene:

$$Ra = -7182.85 \text{ N} \quad Rb = 9851.82 \text{ N}$$

En cada zona donde se presenta un cambio de sección, se debe evaluar el factor de seguridad, utilizando la ecuación de diseño de flechas ASME [14].

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{d^3 \pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2} \quad (76)$$

El torque medio, al cual está sometido el eje, se calcula en base a la velocidad angular de la turbina y la potencia de esta:

$$T_m = \frac{30 * 19027.4}{230 * \pi} = 790 \text{ Nm}$$

El menor factor de seguridad presente en este eje es de **2.43**. El cálculo de los factores de seguridad se observa en el anexo 1.2.1.

5.2.2.1.1. Chequeo de la velocidad crítica

Para el chequeo de la velocidad crítica, se utiliza el Método de Rayleigh, en el cual la masa del eje es despreciable, en comparación de las fuerzas que soporta, está dada por [14],

$$\omega_{crit} = \sqrt{\frac{g * \sum W_n \delta_n}{\sum W_n \delta_n^2}} \quad (77)$$

Donde W es la fuerza de la masa en rotación y δ_n es la deformación causada por esa fuerza. Para el cálculo de las deformaciones, se utilizó el método de superposición para una viga saliente (*ver anexo 1.2.1*).

$$\omega_{crit} = \sqrt{\frac{g}{\delta}} = \sqrt{\frac{9.81}{0.0002056}} = 218.44 \text{ seg}^{-1} = 2085.95 \text{ RPM}$$

Teniendo en cuenta que la velocidad máxima que se presenta en la turbina, es la velocidad de embalamiento ($\omega_{emb} = 460$ RPM), tenemos que el eje no superará su velocidad crítica.

5.2.2.1.2. Chequeo de Rigidez

Con el estado de cargas de la figura 5.9, se realiza el cálculo de los ángulos de deflexión para los puntos de apoyo del eje, mediante el método de superposición. (ver *anexo 1.2.1*).

$$\theta_{Ra} = 0.00176^\circ \text{ y } \theta_{Rb} = 0.00332^\circ$$

Para las chumaceras seleccionadas (ver *sección 5.2.3*) se tienen unos rodamientos de bolas a rótula, que soportan una desalineación máxima de 1.5° , por lo cual, este eje es lo suficientemente rígido, para soportar las cargas a las que va a estar sometido.

5.2.2.2. Eje motriz

Este es el eje que va a realizar la transmisión de potencia al generador eléctrico. Para el análisis del eje motriz, se tienen las cargas que se muestran en la figura 5.10. Las distancias de aplicación de cada una de las fuerzas se pueden observar en el *anexo 1.2.2*.

El material de este eje debe ser igual al material del rotor, debido a que si es de otro material, en la zona donde se ajusta el disco del rodete con el eje se puede presentar corrosión galvánica debido a la diferencia de materiales. Las propiedades del acero inoxidable 631 se encuentran en la tabla 4.11.

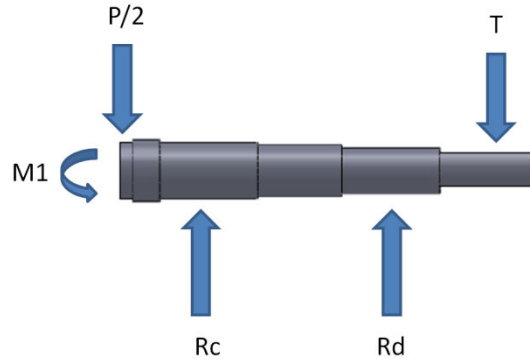


Figura 5.10. Estado de cargas en el eje motriz

La fuerza T es la fuerza de tensión que se transmite de las correas a los ejes (ver sección 5.2.1.7).

$$T = 1766.51 \text{ N}$$

Para las reacciones en los apoyos se obtiene:

$$R_c = 5572.93 \text{ N} \quad R_d = -4432.15 \text{ N}$$

El cálculo se lleva a cabo de la misma manera que el eje libre, y se obtienen los siguientes factores de seguridad, para las zonas más críticas. El menor factor de seguridad presente en ese eje es de **2.43** (ver anexo 1.2.2).

5.2.2.2.1. Chequeo de la velocidad crítica

Para el cálculo de las deformaciones se utilizó el método de superposición para una viga saliente (ver anexo 1.2.2).

$$\omega_{crit} = \sqrt{\frac{g * [P\delta_C + T\delta_E]}{[P\delta_C^2 + T\delta_E^2]}} = \sqrt{\frac{9.81 * [2668.97 * 6.3678e^{-5} + 1766.51 * 0.00011743]}{[2668.97 * (6.3678e^{-5})^2 + 1766.51 * (0.00011743)^2]}}$$

$$\omega_{crit} = 324.4 \text{ seg}^{-1} = 3097.76 \text{ RPM}$$

Teniendo en cuenta que, la velocidad máxima que se presenta en la turbina, es la velocidad de embalamiento ($\omega_{emb} = 460$ RPM), se ve que el eje no superará su velocidad crítica.

5.2.2.2.2. Chequeo de Rigidez

Con el estado de cargas de la figura 5.10, se realiza el cálculo de los ángulos de deflexión, para los puntos de apoyo del eje, mediante el método de superposición. (ver anexo 1.2.2).

$$\theta_{Rc} = 0.000422^\circ \text{ y } \theta_{Ra} = 0.00251^\circ$$

Para las chumaceras seleccionadas (ver sección 5.2.3) se tienen unos rodamientos de bolas a rótula, que soportan una desalineación máxima de 1.5° , por lo cual, este eje es lo suficientemente rígido para soportar las cargas a las que va a estar sometido.

5.2.2.3. Eje conducido

El eje conducido es el que está acoplado con el generador, mediante el acoplamiento flexible. Debido a que el peso del acoplamiento es pequeño con respecto a la fuerza que ejerce la tensión de las correas sobre este eje, se desprecia en el análisis y se considera una viga simplemente apoyada, con una carga aplicada a una distancia a desde el apoyo izquierdo. El material seleccionado para este eje es el AISI 1045, debido a que no son necesarias ninguna clase de propiedades anti-corrosivas. Las distancias de aplicación de cada una de las fuerzas se pueden observar en el anexo 1.2.3.

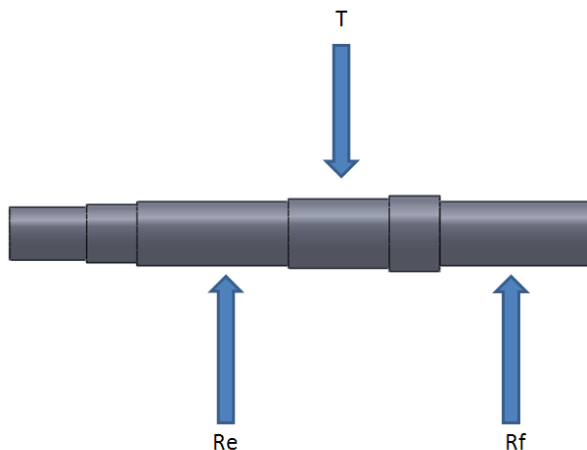


Figura 5.11. Estado de cargas eje conducido

Se obtiene para las reacciones en los apoyos:

$$R_e = \frac{W}{L} (L - a) = \frac{1766.51}{0.24} (0.24 - 0.1) = 1030.464 \text{ N}$$

$$R_f = \frac{Wa}{L} = \frac{1766.51(0.1)}{0.24} = 736.04 \text{ N}$$

Para estas cargas, el máximo momento que se observa es en a , con un valor:

$$M_{\text{máx}} = R_e(a) = 1030.464 * 0.1 = 103.464 \text{ Nm}$$

Con el cual, en la zona más afectada se observa un factor de seguridad de **2.01** (ver anexo 1.2.3).

5.2.3. Rodamientos.

Para el apoyo de los ejes, se deben seleccionar los rodamientos que resistan las cargas a las cuales los somete la fuerza del agua sobre el rotor. Se escogieron rodamientos de bolas a rótula (que soportan cargas combinadas), con su respectivo soporte de pie, para el montaje en los bastidores. Utilizando el catálogo de SKF [SKF] se seleccionaron 2 rodamientos 1319K (soporte de pie SNL 619 TA), 2 rodamientos

2320K (soporte de pie SNL 620 TA) y 2 rodamientos 2311K (soporte de pie (SNL611 TA).

Para su selección, se debe calcular la carga dinámica equivalente en cada rodamiento, utilizando las fórmulas encontradas en el catálogo en línea [20] (ver anexo 1.3).

Carga dinámica equivalente: La carga axial se asume como el 15% de la carga radial en el rodamiento, con la cual, utilizando la ecuación A-1.19, se obtiene la tabla:

Carga	F_r [kN]	F_a [kN]	P [kN]
R_A	7.182	1.077	10.1
R_B	9.885	1.483	12.41
R_C	5.573	0.836	6.99
R_D	4.432	0.665	6.23
R_E	1.035	0.155	1.28
R_F	0.736	0.110	0.913

Tabla 5.12. Cargas dinámicas equivalentes para los rodamientos

Vida nominal de las chumaceras: La vida se calcula de acuerdo a la norma ISO 281:1990, comúnmente usada en la industria y por los fabricantes nacionales. Esta se expresa en millones de revoluciones. Para maquinaria eléctrica de trabajo las 24 horas, se sugiere tener valores mayores a 100000 horas de funcionamiento.

La vida en horas se evalúa con la ecuación A-1.21.

Rodamiento	Carga	Vida (L_n)	Vida (h)
1319 K	R_A	2283.45	165467.39
2320 KM	R_B	3588.76	260055.07
2320 KM	R_C	20083.03	1455292.03
1319 K	R_D	9729.51	705036.96
2311 K	R_E	210147.42	1945809.44
2311 K	R_F	579084.09	5361889.72

Tabla 5.13. Vida nominal de los rodamientos

Como se puede ver en la tabla, los valores de la vida nominal, para cada uno de los rodamientos, supera el mínimo sugerido de 100000 horas.

5.2.4. Acople Flexible

Debido a las dimensiones de la polea conducida, esta no se puede montar directamente en el eje disponible en el generador. Para acoplar el eje conducido con el eje del generador, se seleccionó un acople flexible, para absorber las posibles vibraciones que se generen por la turbina y que no afecten de manera negativa, al generador. Puede funcionar como "fusible mecánico", permitiendo su rotura cuando se sobrepase cierto valor de par de transmisión, salvaguardando así, partes delicadas de la instalación que son más caras. Para la transmisión del torque (790 Nm), se seleccionó un acoplamiento TAF 6/1 con las dimensiones y características que se observan en el anexo 2.3.

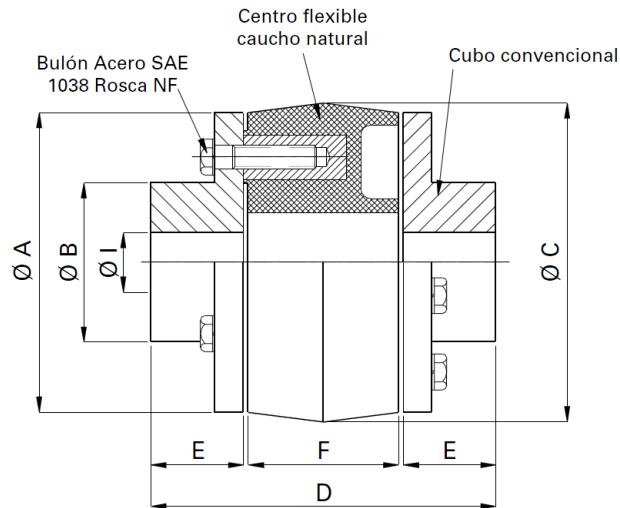


Figura 5.12. Acoplamiento flexible TAF X/1 [21]

5.2.5. Bastidores

5.2.5.1. Bastidor Principal

Las chumaceras, con sus respectivos rodamientos y los ejes de la turbina, se montan en unos bastidores, que permiten ubicar a la turbina en la altura de diseño. Estos bastidores también permiten el paso de un conducto rectangular, que es el encargado de dirigir el agua que entra en la caja, por el costado y dirigir la salida de agua de la turbina. Los elementos de estos bastidores son vigas en ángulo soldadas para formar una viga en C más amplia, para darle la base a las chumaceras. La disposición de esta, se muestra en la figura 5.13. Estas estructuras son de acero comercial AISI 1020.

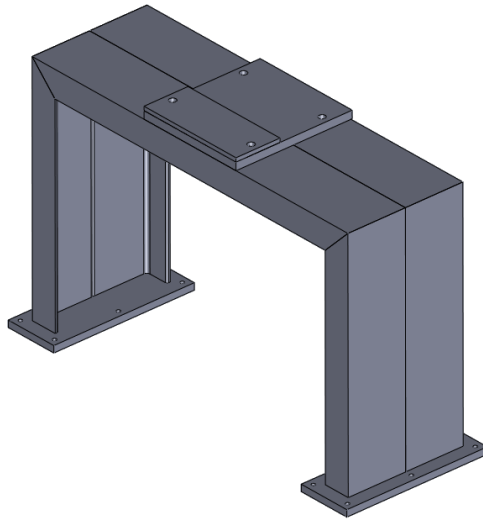


Figura 5.13. Bastidores

Estos bastidores tienen la forma de un pórtico empotrado, la cual es una estructura hiperestática que se resuelve mediante el método de las deformaciones [22]. Se calculan entonces, las fuerzas y los momentos en este pórtico por las cargas de los rodamientos y el torque que genera la turbina (ver anexo 1.4). Estas fuerzas se utilizan en el cálculo de los anclajes necesarios para estos bastidores.

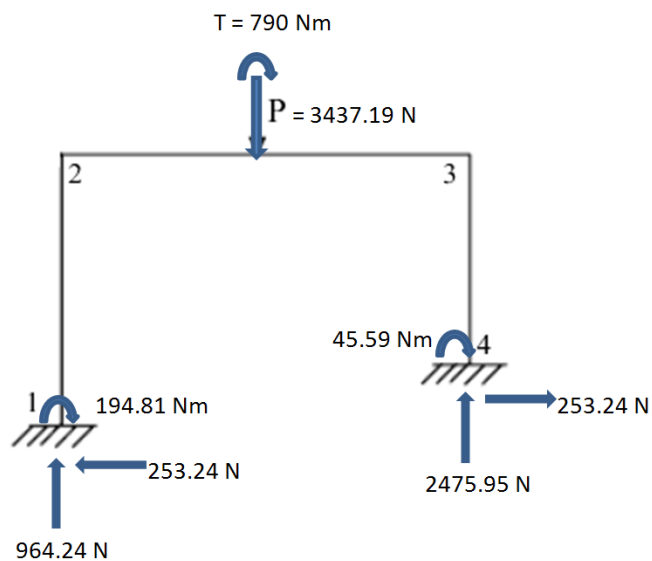


Figura 5.14. Fuerzas en el bastidor

5.2.5.2. Bastidor Secundario

En este bastidor se montan las chumaceras con sus respectivos rodamientos y eje conducido, así como también, un sistema de tensionado para las correas de las poleas. Este consiste en un tornillo de 1" - 8 UNC – 3B Grado 8, de 5" de longitud, que empuja y desplaza al rodamiento a lo largo de un canal, hasta que el valor de tensión en las correas alcanza el valor requerido, de tensión estática, y mantiene esa posición, con el apriete de una tuerca y una contra tuerca.

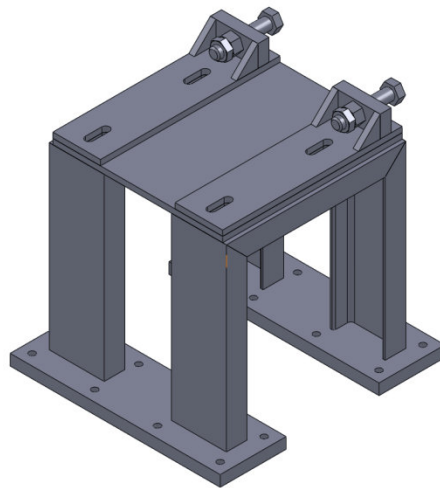


Figura 5.15. Bastidor Secundario

5.2.5.3. Bastidor del Generador

El montaje del generador se realiza en un pórtico soldado con vigas de canal (en C) de 8" x 2.26" x 0.22".

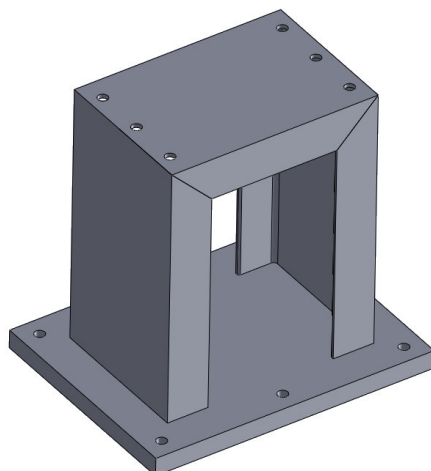


Figura 5.16. Bastidor del Generador

5.2.6. Anclaje

Para la fijación de los equipos, se deben anclar los bastidores al suelo. Esto se logra por medio de bulones en L, que se calculan con las fuerzas presentes en el empotramiento. Utilizando las fuerzas de mayor magnitud, presentes en el bastidor principal, se dimensionan los bulones para el anclaje de todos los bastidores. (ver *anexo 1.5*). Se debe utilizar bulones en L de $1\frac{1}{2}$ " de diámetro, de acero ASTM F 1554 Grado 36, de 6" de longitud, con una profundidad de empotramiento de 4" y una prolongación o gancho de 3".

5.2.7. Polipasto.

Durante las labores de montaje, mantenimiento y/o reparación, los elementos deben de ser transportados, de un lado de la casa de máquinas a una zona en donde se puedan realizar estas operaciones y los repuestos se puedan ingresar nuevamente, a la casa de máquinas.



Figura 5.17 Polipasto y Trolley marca CM [23]

Esto se logra con un polipasto manual a cadenas, que soporte el peso de los elementos de la central, el cual estará montado en un carro (trolley), como se observa en la figura 5.17, los cuales se desplazan sobre una viga de sección I, que trasladará al polipasto desde la zona en donde se encuentran los equipos a la zona de mantenimiento. Las vigas de sección I, van fijadas al techo del cuarto de máquinas.

Para el traslado de los elementos de la tubería de conducción y los elementos relacionados con la turbina, se dimensiona una viga guía en S, de sección I, de 8" x 4" x 0.51" de 7.15 m de largo, y para los elementos en el eje del generador se dimensiona una viga I, recta, de 6" x 3.33" x 0.23" de 2.18 m de largo.

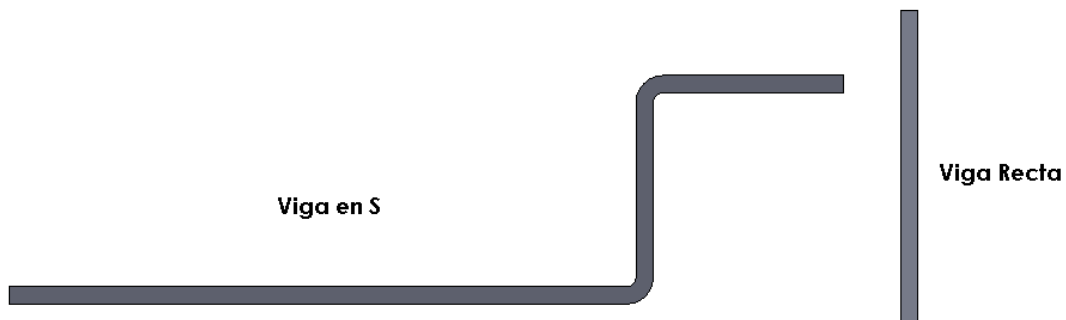


Figura 5.18. Vigas guía para los carros de los polipastos

La zona de mantenimiento está ubicada al nivel de la tierra que rodea la caja, esto para permitir el fácil transporte de los equipos hacia la casa de máquinas.

Se selecciona para el transporte de los elementos en la viga doblada en S, un polipasto con su respectivo trolley que puedan levantar cargas de hasta 1 ton, y para los elementos en el eje del generador una carga de hasta ¼ ton.

	Marca	Modelo
Polipastos	CM	Cyclone
Trolley	CM	Series 632

Tabla 5.14. Modelos de Polipastos y Trolleys [23]

6. OBRAS CIVILES

6.1. Tubería de presión

En la casa de máquinas, el caudal que viene desde el canal de efluentes, se debe dirigir hacia el rotor de la turbina Banki, a través de una reducción que permita el acople de una válvula de distribución, y un cambio de sección de la tubería hacia el inyector de la turbina, como se muestra en la figura 6.1.

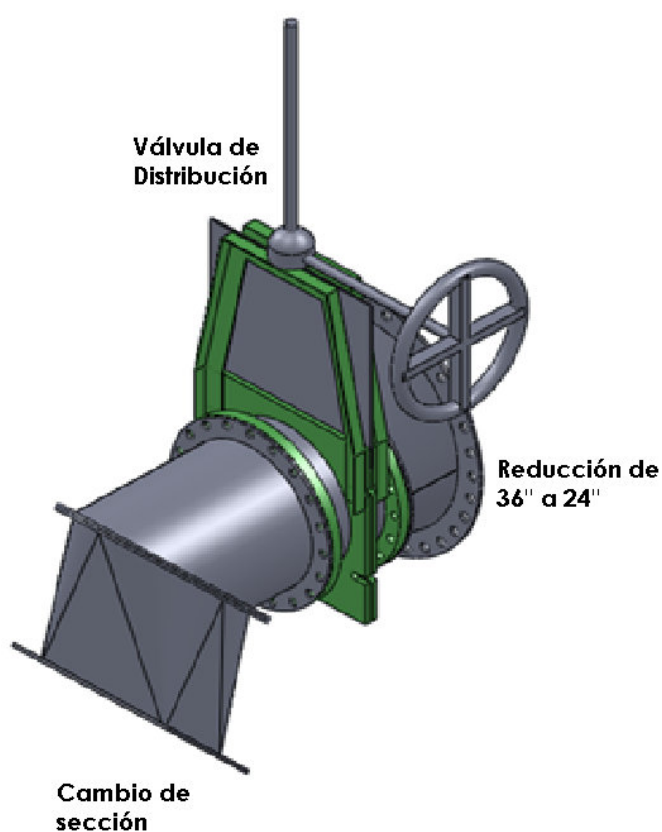


Figura 6.1. Tubería de Presión

6.1.1. Reducción de diámetro

La tubería que conecta con aquella, que proviene de la caja superior, es una reducción del diámetro de 36" a 24", para poder realizar el empate de la válvula de distribución seleccionada para el proyecto.

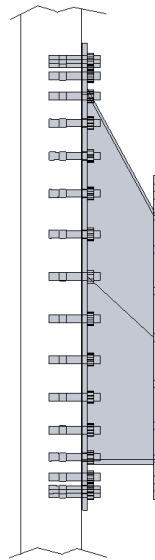


Figura 6.2. Reducción de diámetro

Tiene bridas de $\frac{1}{2}$ " de espesor, de diámetros exterior y generatriz de los agujeros de los tornillos, de acuerdo a la norma ASA B16.5.

El anclaje de esta tubería a la pared, se realiza mediante pernos de expansión, de cuña de acero al carbón [24], de $\frac{3}{4}$ " de diámetro con una longitud de 5", con una capacidad de carga de 4916 kg y tiene una profundidad de empotramiento de $3\frac{1}{4}$ ".



Figura 6.3. Perno de expansión de cuña [24]

6.1.2. Válvula de distribución

Para realizar el control del paso de agua hacia la turbina, y teniendo en cuenta las restricciones de peso y espacio, se selecciona una válvula de guillotina, marca CLARKSON [25] de 24" de diámetro nominal, de accionamiento manual y una presión de trabajo de hasta 100 psi. La unión de esta se realiza mediante pernos $\frac{3}{4}" - 10$ UNC – 3B Grado 8 de $4\frac{3}{8}"$ de longitud.



Figura 6.4. Válvula CLARKSON KGA 24" [25]

6.1.3. Cambio de sección

La sección de tubería cilíndrica, tiene un corte a 45° , tal que, esta superficie será paralela al inyector de la turbina, por lo tanto, este corte genera una sección transversal elíptica en esta zona. Además, teniendo en cuenta que la sección transversal del inyector es rectangular, se debe entonces acoplar en la tubería de presión un cambio de sección elíptica a rectangular, como se muestra en la figura 6.5.

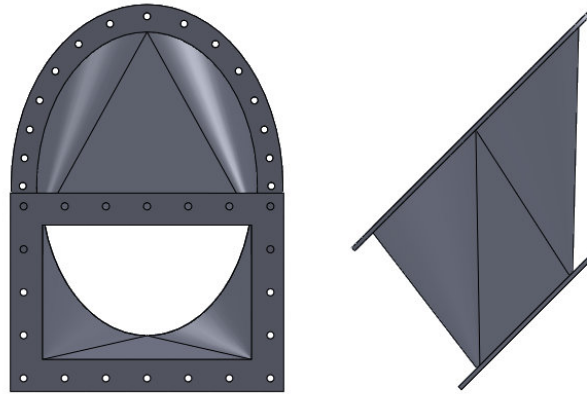


Figura 6.5. Cambio de sección elíptica a rectangular

Al realizar el ensamble, todas las tuberías y los ductos deben tener en sus uniones con pernos, sellos fabricados en lámina de caucho y lona de $\frac{1}{8}$ " de espesor, con la forma de la sección transversal de cada brida, para evitar cualquier fuga que se pueda presentar en las uniones.

6.2. Ducto de descarga

La descarga del agua de la turbina, se realizará mediante un ducto rectangular que está ubicado en la parte inferior de la turbina, el cual recolecta además, el caudal que proviene de la tubería que encausa los excesos de la planta. Consta de un cambio de sección circular a rectangular, en la tubería de recolección de los excesos de la planta, extremo derecho del ducto (*a* en la figura 6.6), el ducto superior, por el cual se descarga el caudal de la turbina (*b* en la figura 6.6), y un cambio de sección de rectangular a circular, extremo izquierdo, en la descarga hacia el Río Cauca (*c* en la figura 6.6).

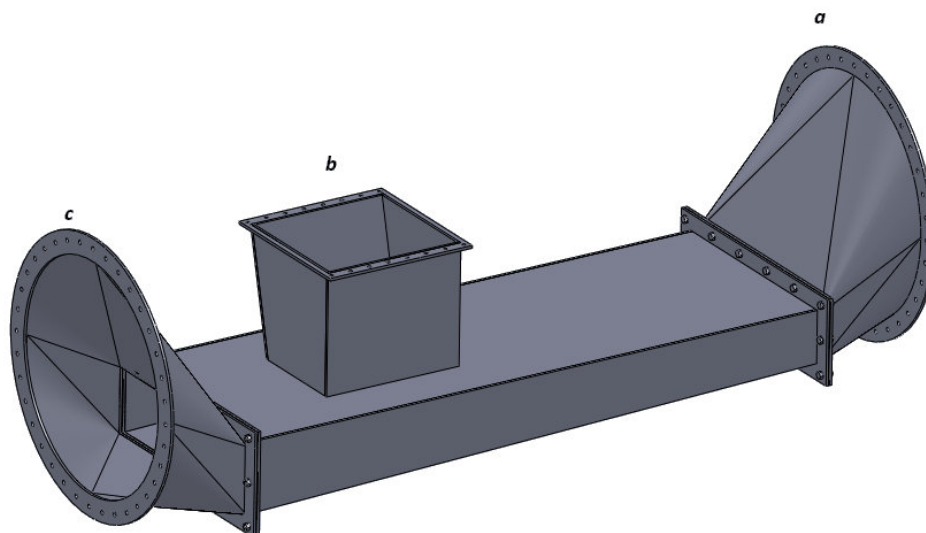


Figura 6.6. Ducto de descarga

6.3. Casa de máquinas

Las dimensiones básicas de la casa de máquinas, se muestran en la figura 6.8. Para esta construcción, se debe realizar una excavación alrededor de la caja en dos de sus caras, con el fin de poder ampliar la caja existente, las dimensiones que se deben extender se muestran en la figura 6.7.

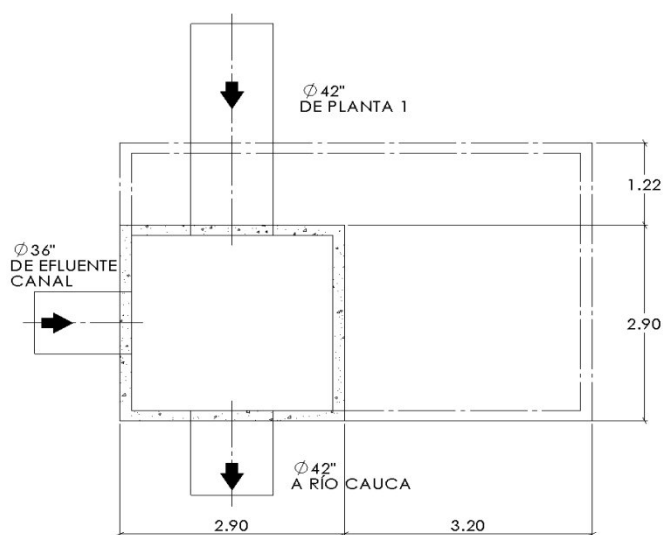


Figura 6.7. Dimensiones a extender para la Casa de Máquinas

Constará de dos pisos, el primero al nivel de la parte inferior de la caja, en el cual se van a montar los equipos, y el segundo al nivel de la tierra alrededor de la caja, por el cual van a ingresar los trabajadores y los equipos. A este segundo piso es a donde se deben trasladar los equipos para su mantenimiento y reparación, mediante los polipastos seleccionados.

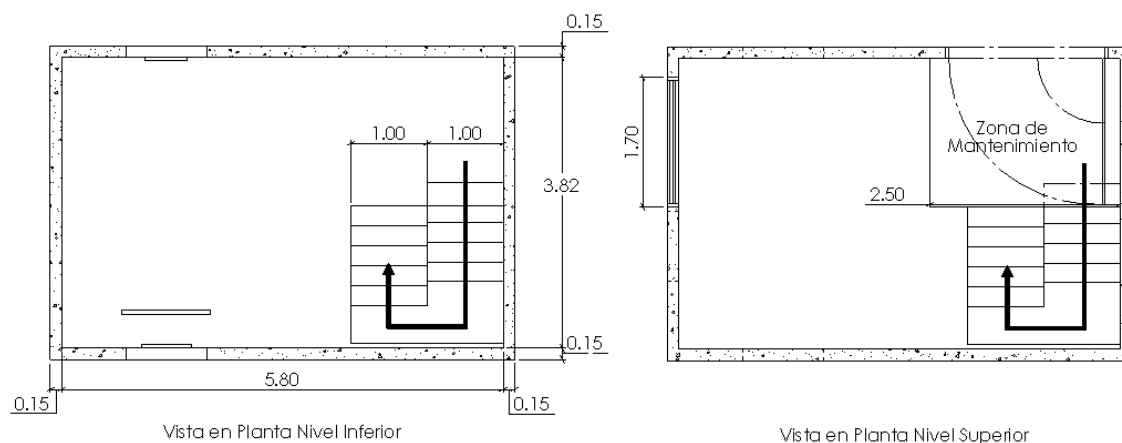


Figura 6.8. Vistas en planta de la Casa de Máquinas

Las vigas guía de los polipastos, están soldadas sobre placas de 0.203 x 0.152 x 0.09525 m, para la viga de 6 in, y de 0.216 x 0.152 x 0.09525 m para la viga de 8", las cuales se fijan al techo de la casa, con 4 platinas de seguridad, y 4 pernos de cabeza hexagonal $\frac{3}{4}$ " – 10 UNC – 3B Grado 8, de $8\frac{11}{16}$ " longitud, como se muestra en la figura.

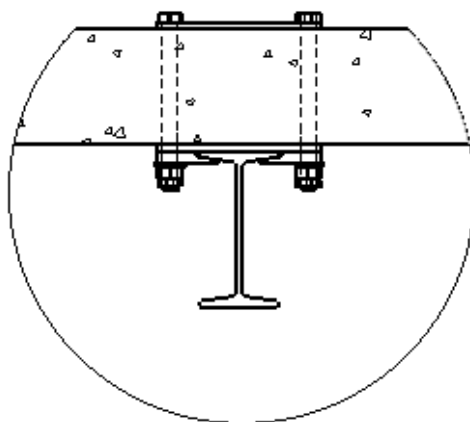


Figura 6.9. Anclaje de las vigas guía de los polipastos

7. ANÁLISIS DE COSTOS

Para poder evaluar la viabilidad del proyecto, se deben evaluar los costos de cada uno de los componentes diseñados y seleccionados para el proyecto. Para los elementos que se deben fabricar, se realizaron las cotizaciones en diversos talleres y ferreterías de Cali [31, 23]; los precios de los equipos eléctricos se obtuvieron con algunos distribuidores de las marcas correspondientes en Cali.

7.1. Costos del proyecto

7.1.1. Costos de los componentes mecánicos

		Cantidad	Precio
Tubería de Conducción	Reducción 36" a 24"	1	\$ 3.413.165,87
	Válvula de guillotina CLARKSON de 24"	1	\$ 19.000.000,00
	Tubería Truncada	1	\$ 3.766.846,34
	Ensamble de Transición Principal	1	\$ 3.960.568,81
	Chazo de expansión $\Phi 3/4"$ - 5"	32	\$ 208.000,00
	Perno de cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 3-5/8"	40	\$ 204.000,00
	Perno de cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 2-1/4"	48	\$ 244.800,00
	Empaquetadura de Caucho y Lona	3	\$ 157.500,00
Carcaza Rotor	Inyector	1	\$ 1.885.973,92
	Soporte Inyector	1	\$ 2.066.406,23
	Tornillo de cabeza hexagonal M16x2 x 24mm Grado 5	28	\$ 18.060,00
	Perno de cabeza hexagonal M16x2 x 50 mm Grado 5	16	\$ 16.800,00
	Empaquetadura de Caucho y Lona	2	\$ 22.500,00
Ensamble Rotor de la Turbina	Eje Libre	1	\$ 2.428.517,62
	Eje Motriz	1	\$ 2.943.948,62
	Rodamiento SKF 1319K	2	\$ 720.000,00
	Rodamiento SKF 2320KM	2	\$ 820.000,00

Tabla 7.1. Costos de los componentes mecánicos

Ensamble Rotor de la Turbina	Soporte de Rodamiento SNL619TA	2	\$ 310.000,0
	Soporte de Rodamiento SNL620TA	2	\$ 380.000,00
	Perno DIN 609 M24x3 x 150 mm	8	\$ 99.336,00
Rodete Banki	Álabes	26	\$ 2.409.287,81
	Discos	2	\$ 498.965,18
Transmisión de potencia	Polea 1250 (EPIDOR)	1	\$ 616.800,00
	TAPER-LOCK 5050	1	\$ 206.000,00
	Chaveta 22 x 14 -116 DIN 6885	1	\$ 48.000,00
	Polea 160 (EPIDOR)	1	\$ 88.000,00
	TAPER-LOCK 3030	1	\$ 62.000,00
	Chaveta 16 x 10 -84 DIN 6885	1	\$ 48.000,00
	Cubierta de poleas y correas	1	\$ 406.023,74
	Correa B195	6	\$ 852.000,00
	Guarda del Acople	1	\$ 51.768,54
Ensamble Eje del generador	Eje Conducido	1	\$ 2.073.018,80
	Rodamiento SKF 2311K	2	\$ 350.000,00
	Soporte de Rodamiento SNL611TA	2	\$ 180.000,00
	Acople Flexible TAF6/1 (TECNON)	1	\$ 306.000,00
	Perno DIN 609 M16x2 x 85 mm	4	\$ 3.400,00
	Chaveta 12 x 8 -61 DIN 6885	2	\$ 36.000,00
Bastidores	Bastidor Principal	1	\$ 914.546,89
	Bastidor del eje motriz	1	\$ 930.296,89
	Bastidor Secundario	1	\$ 622.942,92
	Bastidor Generador	1	\$ 702.582,74
	Bulones de anclaje en L Φ 1/2" x 6"	42	\$ 609.000,00
	Perno de cabeza hexagonal M14x2 x 42 mm	6	\$ 3.780,00
	Perno de cabeza hexagonal 3/8" - 16 UNC - 3B x 1-3/4" Grado 8	15	\$ 7.500,00
	Tornillo de cabeza hexagonal 1" - 8 UNC - 3B x 4-15/16" Grado 8	2	\$ 14.240,00
Tubería de descarga	Ducto de aspiración	1	\$ 2.433.335,30
	Ensamble transición de recolección	1	\$ 6.914.664,26
	Ducto Inferior	1	\$ 7.029.902,52
	Ensamble transición de descarga	1	\$ 6.306.143,89
	Chazo de Expansión Φ 3/4" x 5"	72	\$ 468.000,00
	Tornillo de cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 2-3/16"	28	\$ 133.000,00
	Empaquetadura Caucho y Lona	3	\$ 99.000,00

Tabla 7.1. Costos de los componentes mecánicos (continuación)

7.1.2. Costos de los componentes eléctricos

	Marca	Precio
Generador + AVR	STAMFORD PI 144E + AS480	\$ 5.739.522,00
ELC	Systeex 3F25	\$ 7.765.400,00
Interruptor Termo magnético	SQUARE D FAL34100	\$ 355.509,00
Gabinete del Interruptor	ISA GAI 15-100EL	\$ 60.700,00
Gabinete de los Circuitos	ISA TA 36-150-3-4-Z	\$ 421.000,00

Tabla 7.2. Costos de los componentes eléctricos

7.1.3. Costos de las obras civiles

	Marca	Precio
Obras civiles existentes		\$ 83'000.000,00
Obras de excavación y adecuación de muros y loza	-	\$ 15.418.312,80
Trolley de 1 Tonelada	CM Serie 632	\$ 299.000,00
Polipasto de 1 Tonelada	CM Serie 2000	\$ 385.000,00
Trolley de 1/4 de Tonelada	CM Serie 632	\$ 185.000,00
Polipasto de 1/4 de Tonelada	CM Serie 2000	\$ 280.000,00
Estructura de Soporte de los Trolley	-	\$ 1.570.699,56

Tabla 7.3. Costos de las obras civiles

7.2. Comparación de costos

Los costos de construcción de la turbina del proyecto se evalúan frente a los presentados por la empresa “Tecnología Dual E.I.R.L (Perú)” [32] (tasa de cambio 1\$USD = \$ 1898.39).

	Tecnología Dual E.I.R.L	
Proyecto	Banki	Axial
\$ 15.913.042,30	\$ 16.554.253,72	\$ 17.352.049,08
Diferencia	\$ 641.211,42	\$ 1.439.006,78

Tabla 7.4. Comparación de costos de la turbina del proyecto

7.3. Análisis de financiero

Ahora, debemos evaluar la viabilidad financiera del proyecto, para la empresa, lo cual lo hacemos hallando el período de recuperación de la inversión necesaria, a partir del cual la producción de la *MCH* comenzará a ser un ahorro en la planta.

El Costo Total, es la suma de los costos de los componentes mecánicos, eléctricos y de las obras civiles, así como los costos de montaje.

En el Costo Total no se tiene en cuenta el valor de las obras civiles existentes, el cual sirve solo como referencia para evaluar el ahorro logrado con el uso de estas si se tuviera que construir la *MCH* desde cero. Este ahorro equivale al:

$$\%Ahorro = \frac{\text{Costo Obras Existentes}}{\text{Costo Total}} = \frac{83'000.000}{193'570.000} = 0.4288 \cong 43\% \quad (78)$$

Los costos de imprevistos se suponen equivalentes al 1% del costo total.

La inversión total es la suma de los costos de imprevistos y el costo total. Se supone que la inversión total, se realiza en el año 1. Los costos de operación y mantenimiento (O + M) son flujos de caja negativos anuales y son equivalentes al 2% de la inversión total.

Los ingresos anuales son equivalentes a los ahorros por kWh, generados en la *MCH*. El precio de la energía eléctrica para el sector industrial, acorde con ACOLGEN [26] a comienzos del 2011 esta a \$161.8/kWh.

	Valor (\$)
Costo Total	110'570.766,3
Gastos de Imprevistos	1'105.707,663
INVERSIÓN TOTAL	111'676.473,9
Costos de O + M	2'233.529,478
Ahorros por kWh	22'920.758,77

Tabla 7.5. Valores para la evaluación financiera

Como los costos y ahorros ocurren en años diferentes, se deben comparar los valores a una misma tasa de interés, y en un mismo año, el cual normalmente es el primer año del proyecto. La diferencia entre estos costos y ahorros evaluados es el Valor Actual Neto (VAN).

$$VAN = -I + \frac{R[1-(1+i)^{-n}]}{i} \quad (79)$$

Donde I es el valor de la inversión total, R es el valor que se desea traer al primer año del proyecto, i es la tasa de interés, n es el número de períodos.

La Tasa Interna de Retorno (TIR), es la tasa de interés que hace que el VAN sea igual a cero. Por lo tanto si se evalúa a la TIR de la empresa, se puede obtener el número de períodos en el cual la inversión se verá pagada, y se comenzara a producir ganancias.

En PROPAL S.A., los proyectos se evalúan a una TIR de 13%, basada en dólares, por lo cual todos los valores de la tabla 7.4 se llevan a dólares (tasa de cambio 1\$USD = \$ 1898.39) y se evalúan en la siguiente ecuación.

$$0 = -I - \frac{(O+M)[1-(1+i)^{-n}]}{i} + \frac{(Ahorros)[1-(1+i)^{-n}]}{i} \quad (80)$$

De la cual despejamos el número de años:

$$n = 9.89 \sim 10 \text{ años}$$

El cual es un período razonable de retorno para un proyecto el cual tiene una inversión de \$111'676.473.

8. CONCLUSIONES

- Al aprovechar la infraestructura ya existente en la planta, en este proyecto se logra un ahorro de \$83'000.000 en las obras necesarias para el funcionamiento de la *MCH*, el cual representaría aproximadamente el 43% de la inversión total para una planta completamente nueva, haciendo que el proyecto sea atractivo económicamente.
- El uso de una turbina de tipo Michell-Banki en este proyecto, es más que favorable, debido a su fácil construcción, pudiendo realizar su fabricación en talleres locales especializados. Además su costo en comparación con otras turbinas que se puedan utilizar en el mismo rango de producción, es \$1'440.000 menor.
- Al considerar en el diseño del rotor de la turbina, el uso de un eje no pasante ajustado a los discos laterales, se espera evitar la posible disminución de la eficiencia hidráulica de la turbina que es causada por la interferencia del eje al flujo de agua. Se demostró teóricamente que reducciones de 1° en el ángulo α_3 generan disminuciones del 3% aproximadamente para cada intervalo.
- Se diseñaron y calcularon los elementos mecánicos necesarios para la transformación de la energía potencial del caudal de la PTAR satisfactoriamente y se modificaron las medidas de la caja existente en la planta para poder dar cabida a estos, y permitir la movilidad de los operarios y las máquinas de una manera segura.

9. RECOMENDACIONES

- Realizar el dimensionamiento de las cargas de balastro apropiadas para el caso en el que la demanda de potencia del sistema sea cero, y la carga deba consumir toda la potencia que está entregando el generador, y su acople con las válvulas electrónicas del ELC.
- Realizar el diseño y la selección los sistemas de protección y distribución eléctricos más complejos como lo son los pararrayos, la malla de puesta a tierra y los detalles de la conexión a tierra de los equipos, para proteger los equipos de descargas eléctricas.
- Instalar una bomba de drenaje para prevenir cualquier inundación de la casa de máquinas. Esta bomba debe instalarse con los respectivos mandos automáticos para que se ponga en marcha cuando se suba el nivel del agua en la casa.
- Implementar un Procedimiento de Operacional Estándar para las diferentes actividades de mantenimiento de la planta, con el fin de aumentar la seguridad de los operarios y evitar accidentes.

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Biomass Users Network (BUN-CA) (2002). *Manuales sobre energía renovable: Hidráulica a pequeña escala*. 1a. ed. – San José
- [2] Coz, Federico, et al (1995). *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*. ITDG - Perú
- [3] MKS (1992), [en línea]. Recuperado el 20 de Octubre de 2010, de <http://www.mks.es/es/productos.php?cat=1>
- [4] OPEXenergy (2004), [en línea]. Recuperado el 25 de Octubre de 2010, de http://www.opex-energy.com/eolica/generador_sincrono_y_asincrono.html
- [5] Muguerza, Daniel (2002). *Micro Centrales Hidroeléctricas*, [en línea]. Recuperado el 8 de Noviembre de 2010, de <http://exa.unne.edu.ar/fisica/maestria/modulo2/microturbinas/apuntemch.pdf>
- [6] *Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki*. Universidad Nacional del Comahue, Argentina, [en línea]. Recuperado el 10 de Noviembre de 2010, de <http://fainweb.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Pequenas%20centrales/UNIDAD%206.pdf>
- [7] Energy Saving (1960), [en línea]. Recuperado el 10 de Noviembre de 2010, de <http://energy.saving.nu/hydroenergy/technology.shtml>
- [8] Orozco L., Álvaro, et al (1984). *Diseño y Construcción de una Turbina tipo Banki*. Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad del Valle. Cali – Colombia
- [9] Ossberger GmbH + Co. (1873). *Catálogo de productos* [en línea]. Recuperado el 20 de Noviembre de 2010, de [http:// www.ossberger.de](http://www.ossberger.de)
- [10] CINK Hydro-Energy k.s. (1950). *Catálogo de productos* [en línea]. Recuperado el 22 de Noviembre de 2010, de <http://www.cink-hydro-energy.com/sp>
- [11] APROTEC (1990), [en línea]. Recuperado el 25 de Noviembre de 2010, de <http://www.aprotec.org>

- [12] Young, Warren C., et al (2002). *Roark's Formulas for Stress and Strain*, 7a. ed. New York, McGraw Hill
- [13] NIDI (1983). *Properties of some metals and alloys*, [en línea]. Recuperado el 25 de Noviembre de 2010, de http://www.nickelinstitute.org/index.cfm/ci_id/3305/la_id/1/document/1/re_id/0
- [14] Budynas, Richard, et al (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8a. ed. México, McGraw Hill
- [15] *Tensiones y deformaciones en cilindros*, [en línea]. Recuperado el 24 de Noviembre de 2010, de <http://www.dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/Cilindros.ppt>
- [16] Systeex (2007), [en línea]. Recuperado 3 de Diciembre de 2010, de <http://www.systeex.com>
- [17] RELECTRIC Supply Company, [en línea]. Recuperado el 3 de Diciembre de 2010, de <http://www.relectric.com/Store/Circuit-Breakers/FAL34100>
- [18] ISA Tableros. *Catálogo de productos*, [en línea]. Recuperado el 5 de Diciembre de 2010, de <http://www.isatableros.com>
- [19] Gonzáles R., Gonzalo. *Transmisión por Correas*. Facultad de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (ISPJAE). Cuba, [en línea]. Recuperado el 10 de Diciembre de 2010, de http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/transmisioncorrea/default8.asp
- [20] SKF. *Catálogo de productos*, [en línea]. Recuperado el 13 de Diciembre de 2010, de <http://www.skf.com>
- [21] TECNON. *Catálogo de productos*, [en línea]. Recuperado el 15 de Diciembre de 2010, de <http://tecnongroup.com.ar>
- [22] Wang, Chu-Kia (1965). *Statically Indeterminate Structures*. International Student Edition. México, McGraw Hill
- [23] Ferretería Industrial. CM Industrial Products *Catálogo de Productos*, [en línea]. Recuperado el 16 de Diciembre de 2010, de <http://www.ferreteriaindustrial.com>

- [24] Perno de Expansión de Cuña, [en línea]. Recuperado el 17 de Diciembre de 2010, de http://www.gbi-fijaciones.cl/catalogo/anclajesmecanicos/anclajedecu%C3%B1a_2.htm
- [25] CLARKSON. *Catálogo de productos*, [en línea]. Recuperado el 19 de Diciembre de 2010, de <http://www.tycoflowcontrol-na.com/ld/CLKMC-0113-US.pdf>
- [26] ACOLGEN, [en línea]. Recuperado el 15 de Enero de 2011, de **¡Error! Referencia de hipervínculo no válida.**
- [27] Anclaje en Hormigón, [en línea]. Recuperado el 19 de Diciembre de 2010, de <http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/publicom/Capitulo34.pdf>
- [28] Faires, Virgil M. (1965). *Design of Machine Elements*. 4a. ed. Collier-Macmillan Student Editions.
- [29] EPIDOR. *Catálogo de Productos*, [en línea]. Recuperado el 22 de Diciembre de 2010, de <http://www.epidor.com>
- [30] Cummins Generator Technologies. *Catálogo de productos*, [en línea]. Recuperado el 1 de Diciembre de 2010, de <http://www.cumminsgeneratortechnologies.com/en/download/drawingsdownload/getDrawingDetails.do>
- [31] CNC METALMECÁNICA LTDA. Cra 1N N° 71-473, Paso del Comercio, Cali-Valle-Colombia.
- [32] Ordóñez Ortiz, et al (2010). *Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Turbinas Michell Banki de hasta 1 Mw*, [en línea]. Recuperado el 14 de Febrero de 2010, de <http://dspace.espoeh.edu.ec/bitstream/123456789/305/1/15T00434.pdf>

11. ANEXOS

A – 1 Cálculos numéricos detallados

A – 2 Datos de las poleas, rodamientos, acople, válvula y generador

A – 3 Planos de construcción

A – 1 Cálculos numéricos detallados

1.1. Factores de concentración de esfuerzo en los álabes

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_r S_e' \quad (\text{A-1.1})$$

Donde S_e es la resistencia a la fatiga, k_a es el factor de superficie, k_b es el factor de tamaño, k_c es el factor de estado de carga, k_d es el factor de temperatura, k_r es el factor de confiabilidad.

El factor de superficie lo obtenemos de la figura A-1.1, usando la S_{ut} del AISI 631:

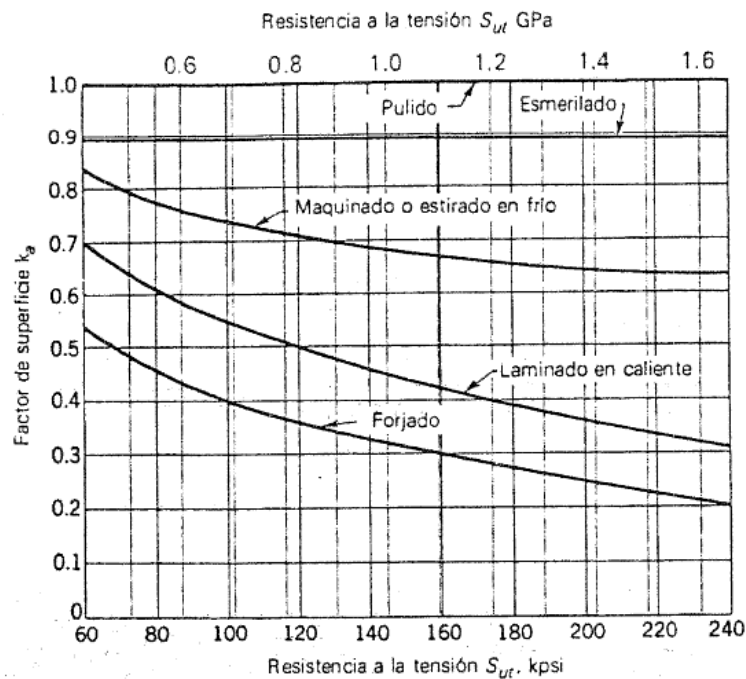


Figura A-1.1. Factor de superficie k_a [14]

Para una superficie esmerilada, se obtiene:

$$K_a = 0.9$$

Para evaluar el factor de tamaño se debe hallar el A95 equivalente al área del álabe [14]:

$$A_{95} = 0.05 * S * y_1 + 0.1 * t * y_2 \quad (\text{A-1.2})$$

En donde S es la longitud del arco exterior, y_1 es la distancia desde la fibra superior al centro de gravedad, t es el espesor del álabe, y_2 es la distancia desde la fibra inferior al centro de gravedad. Tenemos entonces:

$$A_{95} = 4.944e^{-5}$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0776}} \quad (A-1.3)$$

$$d_{eq} = 25.41 \text{ mm}$$

$$Kb = 1.189 * d^{-0.097} \text{ Para } 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \quad (A-1.4)$$

$$k_b = 0.868$$

Para un estado de carga a flexión,

$$K_c = 1$$

Para trabajos a temperaturas menores a 450°C,

$$K_d = 1$$

Para una confiabilidad del 0.999,

$$K_r = 0.753$$

1.2. Cálculo de los ejes

Para el cálculo de los factores de seguridad de los ejes se calcula mediante la ecuación de diseño de flechas ASME [14].

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{d^3 \pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2} \quad (A-1.5)$$

Donde d es el diámetro del eje, T_m es el torque medio, S_y es el límite de fluencia, M_a es el momento flector alternante máximo, K_{fs} es el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga en torsión, K_f es el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga en flexión. S_e se calcula con en la ecuación A-1.1.

Donde K_a para ejes maquinados:

$$K_a = A * (S_{ult})^b = 4.51(1450)^{-0.265} = 0.665$$

K_b se calcula para cada zona a evaluar, mediante la ecuación A-1.4,

Para un estado de carga a flexión y torsión,

$$K_c = 0.6$$

Para trabajos a temperaturas menores a 450°C,

$$K_d = 1$$

Para una confiabilidad del 0.999,

$$K_r = 0.753$$

Los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga se calculan con las siguientes ecuaciones [14]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad (A-1.6)$$

Donde K_t y K_{ts} son los factores de concentración de esfuerzo geométrico y q es la sensibilidad a la muesca. Los factores K_t y K_{ts} se calculan con la siguiente ecuación:

$$K_t = K_{ts} = A \left(\frac{r}{d} \right)^B \quad (A-1.7)$$

Donde A y B se encuentran en las tablas A-1.1 y A-1.2, r es el redondeo en el cambio de sección correspondiente y d es el diámetro menor de los dos escalones.

D/d	A	B	D/d	A	B
2	0,90879	-0,28598	2	0,86331	-0,23865
1,5	0,93836	-0,25759	1,5	0,84897	-0,23161
1,2	0,97098	-0,21796	1,2	0,83425	-0,21649
1,1	0,9512	-0,23757	1,1	0,90337	-0,12692

Tabla A-1.1. Factor K_t [14] **Tabla A-1.2. Factor K_{ts} [14]**

El valor de la sensibilidad a la muesca se encuentra en la figura A-1.2, utilizando el esfuerzo último del material y el radio de la muesca.

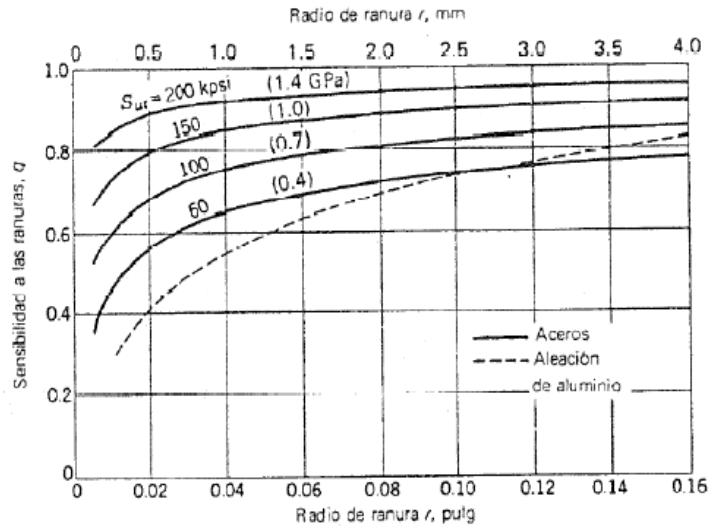


Figura A-1.2. Sensibilidad a la muesca [14]

1.2.1. Eje libre de la turbina

Para el eje libre de la turbina, ubicado al lado izquierdo de esta, se tiene un estado de cargas como el mostrado en la figura A-1.3.

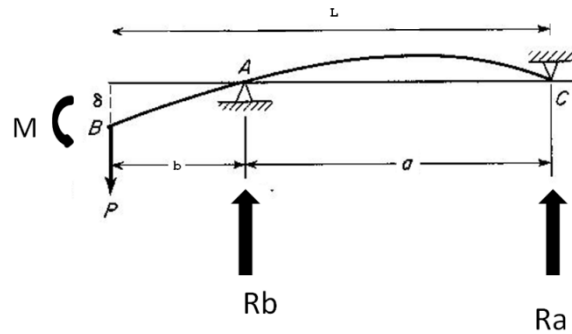


Figura A-1.3. Estado de carga del eje libre de la turbina [22]

Distancia	Valor [m]
L	0.37685
a	0.26
b	0.11685

Tabla A-1.3. Medidas del eje libre

Se calcula entonces para cada zona del eje libre el factor de seguridad mediante la ecuación A-1.5.

Zona	d [m]	D [m]	M [Nm]	Kb	Se [Mpa]	D/d	Kt	Kts	Kf	Kfs	N
I	0,085	0,0875	-624,04	0,773	165,85	1,03	2,59	1,54	2,46	1,49	6,43
II	0,0875	0,09	-1351,49	0,771	165,39	1,03	2,61	1,55	2,48	1,50	3,22
III	0,09	0,099	1764,32	0,768	164,94	1,1	2,35	1,46	2,24	1,43	2,98
IV	0,08	0,099	1657,56	0,777	166,83	1,24	2,17	1,85	2,08	1,78	2,43

Tabla A-1.4. Factores de seguridad del eje izquierdo

Por el método de superposición [22], se obtienen las deformaciones y los ángulos de deformación en los apoyos del eje. El método consiste en superponer los efectos de las cargas individuales sobre la viga, y realizar la sumatoria de estos para obtener los valores necesarios. Para la deformación y el ángulo de deformación se evalúan las siguientes integrales para cada una de las funciones $M(x)$ de cada carga por separado.

$$\theta = \sum \int \frac{M dx}{EI} \quad (\text{A-1.8})$$

$$\delta = \sum \int \frac{M x dx}{EI} \quad (\text{A-1.9})$$

Evalutando esta integral para las funciones $M(x)$ se obtiene para θ_c y θ_a ,

$$\theta_c = \left[a \left(R_b + \frac{1}{4} (P - R_b) \right) - PL \right] / EI \quad (\text{A-1.10})$$

$$\theta_c = 0.00177^\circ$$

$$\theta_A = \left\{ \left[a \left(R_b + \frac{a}{2} \left(P * a - \frac{P}{2} - R_b * a + \frac{R_b}{2} \right) \right) \right] - PL \right\} / EI \quad (\text{A-1.11})$$

$$\theta_A = 0.00332^\circ$$

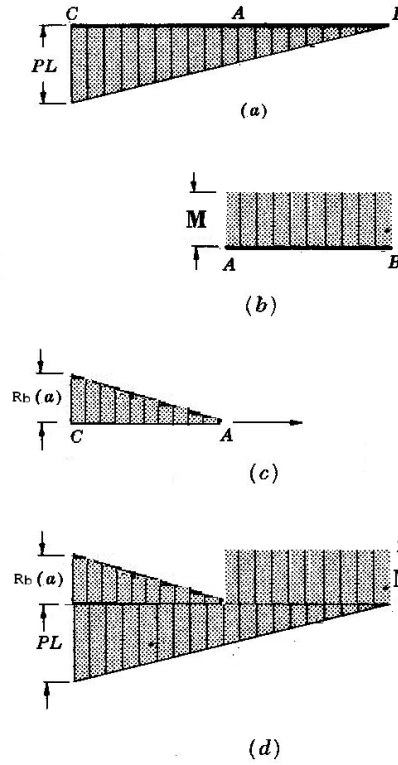


Figura A-1.4. Efectos de las cargas individuales sobre la viga saliente

Y para la deflexión en el punto de apoyo de la fuerza P ,

$$\delta = \left(\frac{L^2 M}{2} - \frac{PL^3}{2} + \frac{PL^3}{3} + \frac{a^2 PL}{2} - \frac{a^2 M}{2} + \frac{Pa^3}{3} \right) / EI \quad (A-1.12)$$

$$\delta_B = 0.0002094 \text{ m}$$

1.2.2. Eje motriz

Para el eje del lado motriz de la turbina, se tiene un estado de cargas como el mostrado en la figura.

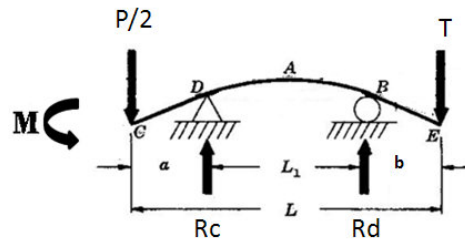


Figura A-1.5. Estado de Cargas del eje motriz de la turbina [22]

Distancia	Valor [m]
L	0.57485
L_1	0.26
a	0.13885
b	0.156

Tabla A-1.5. Medidas del eje motriz

Siguiendo los mismos lineamientos para el eje libre, se calculan los factores de seguridad de las zonas críticas del eje motriz.

Zona	d [m]	D [m]	M [Nm]	Kb	Se [Mpa]	D/d	Kt	Kts	Kf	Kfs	N
I	0,080	0,099	1657,561	0,777	166,83	1,2	2,17	1,85	2,07	1,78	2,43
II	0,09	0,099	1764,319	0,768	164,94	1,1	2,35	1,46	2,24	1,43	2,98
III	0,0875	0,09	1701,7445	0,771	165,39	1,02	2,61	1,55	2,48	1,50	2,51
IV	0,085	0,0875	1367,199	0,772	165,84	1,02	2,59	1,54	2,46	1,49	2,79
V	0,08	0,085	859,679	0,777	166,83	1,06	2,28	1,44	2,18	1,41	4.69

Tabla A-1.6. Factores de seguridad del eje motriz

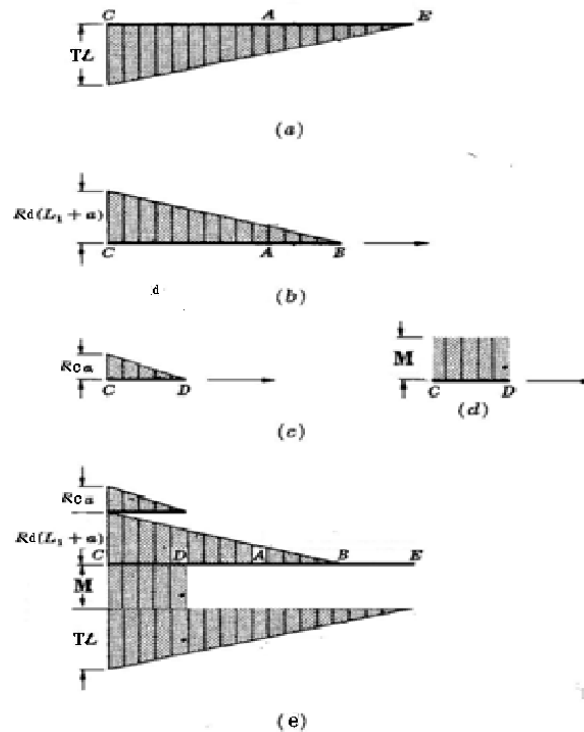


Figura A-1.6. Efectos de las cargas separadas por el método de superposición

Por el método de superposición,

$$\theta_D = \left[a(R_c + R_D) + L_1(R_d - P) + M + \frac{a^2}{2}(T - R_d - R_c) \right] / EI \quad (\text{A-1.13})$$

$$\theta_D = 0.000422^\circ$$

$$\theta_B = \left[T \left(\frac{L^2}{2} - \frac{(a+L_1)^2}{2} - 1 \right) \right] / EI \quad (\text{A-1.14})$$

$$\theta_B = 0.00251^\circ$$

$$\delta_C = \frac{\left\{ [R_d(L_1+a) + aR_c - TL + M] \left(\frac{(a+L_1)^2}{2} \right) + [T - R_d - R_c] \left(\frac{(a+L_1)^3}{3} \right) \right\}}{EI} \quad (\text{A-1.15})$$

$$\delta_C = 6.3678e^{-5}$$

$$\delta_E = \left[T(a + L_1)^2 \left(0.5 - \frac{a+L_1}{3} \right) - \frac{TL^3}{6} \right] / EI \quad (\text{A-1.16})$$

$$\delta_E = 0.00011743$$

1.2.3. Eje conducido

El eje conducido es el que va a transmitir la potencia al eje del generador mediante el acoplamiento flexible. En la figura A-1.7 se pueden ver los estados de carga.

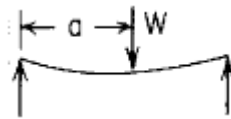


Figura A-1.7. Estado de carga del eje conducido [12]

Distancia	Valor [m]
a	0.1
L	0.24

Tabla A-1.7. Medidas del eje conducido.

Para este eje, se escoge un acero AISI 1045, con sus propiedades mostradas en la tabla A-1.8.

	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	LÍMITE DE FLUENCIA	RESISTENCIA A LA FATIGA
AISI	MPa	MPa	MPa
1045 HR	565.37	310.26	282.68

Tabla A-1.8. Propiedades del acero AISI 1045. [14]

Siguiendo los mismos lineamientos para el eje libre, se calculan los factores de seguridad de las zonas críticas del eje motriz.

Zona	d	D	M	Kb	Se	D/d	Kt	Kts	Kf	Kfs	N
I	0,042	0,0462	103,464	0,827	88.876	1,1	1.96	1.33	1.34	1.30	2.01

Tabla A-1.9. Factores de Seguridad para el eje conducido

Los ángulos de deformación están dados por las ecuaciones [12],

$$\theta_A = \frac{-Wa}{6EIL} (2L - a)(L - a) \quad (\text{A-1.17})$$

$$\theta_A = -9.9818e^{-50}$$

$$\theta_B = \frac{Wa}{6EIL} (L^2 - a^2) \quad (\text{A-1.18})$$

$$\theta_B = 8.931e^{-50}$$

1.3. Selección de las chumaceras.

Para el cálculo de la carga dinámica equivalente sobre los rodamientos se obtienen mediante la ecuación [20]:

$$P = XF_r + YF_a \quad (\text{A-1.19})$$

Donde P es la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento en kN, F_r es la carga radial sobre el rodamiento en kN, F_a es la carga axial sobre el rodamiento en kN, X e Y son factores que varían para cada rodamiento. Los rodamientos y los soportes de pie para cada carga, y sus respectivos valores de X e Y , se muestran en la tabla A-1.10.

Carga	Rodamiento	Soporte de Pie	X	Y
R _A	1319 K	SNL 619 TA	1	2.7
R _B	2320 KM	SNL 620 TA	1	1.7
R _C	2320 KM	SNL 620 TA	1	1.7
R _D	1319 K	SNL 619 TA	1	2.7
R _E	2311 K	SNL 611 TA	1	1.6
R _F	2311 K	SNL 611 TA	1	1.6

Tabla A-1.10. Rodamientos y soportes de pie

Se considera una carga axial del 15% de las cargas radiales que soporta cada rodamiento. Se tienen así las cargas equivalentes para cada rodamiento con la ecuación A-1.19.

Carga	F _r [kN]	F _a [kN]	P [kN]
R _A	7.182	1.077	10.1
R _B	9.885	1.483	12.41
R _C	5.573	0.836	6.99
R _D	4.432	0.665	6.23
R _E	1.035	0.155	1.28
R _F	0.736	0.110	0.913

Tabla A-1.11. Cargas dinámicas equivalentes para los rodamientos

La vida nominal por la norma ISO 281:1990, está dada por la ecuación [20]:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^b \quad (\text{A-1.20})$$

Donde L es la vida nominal en millones de revoluciones, C es la carga máxima admisible de cada rodamiento en kN, P es la carga dinámica sobre el rodamiento en kN y b es un exponente que equivale a 3 para rodamientos de bolas.

Con la velocidad a la que gira el eje sobre el que va montado cada rodamiento se calcula la vida de cada rodamiento respectivo, mediante la ecuación [20]:

$$L_H = L * \frac{10^6}{60 * n} \quad (\text{A-1.21})$$

En la tabla A-1.12 se evalúa la vida nominal de los rodamientos en millones de revoluciones y en horas de funcionamiento.

Rodamiento	Carga	Vida (L_n)	Vida (h)
1319 K	R_A	2283.45	165467.39
2320 KM	R_B	3588.76	260055.07
2320 KM	R_C	20083.03	1455292.03
1319 K	R_D	9729.51	705036.96
2311 K	R_E	210147.42	1945809.44
2311 K	R_F	579084.09	5361889.72

Tabla A-1.12. Vida nominal de los rodamientos

1.4. Fuerzas en los bastidores.

Los bastidores son estructuras hiperestáticas llamadas pórticos, el análisis de estas se lleva a cabo mediante el método de las deformaciones [22]. La carga P equivale a la sumatoria de las reacciones en los apoyos de los rodamientos, y T es el torque generado por la turbina. Se selecciona la mayor de las cargas para el cálculo. Existen 4 nudos y tres barras, en las cuales pueden existir las rotaciones w_1 , w_2 , w_3 , w_4 y ψ_{12} y ψ_{34} , de las cuales podemos eliminar:

$$w_1 = w_4 = 0 \text{ (empotramiento)} \quad (\text{A-1.22})$$

Mediante la hipótesis de indeformabilidad bajo esfuerzos normales de las barras:

$$\varphi_{23} = 0 \quad (\text{A-1.23})$$

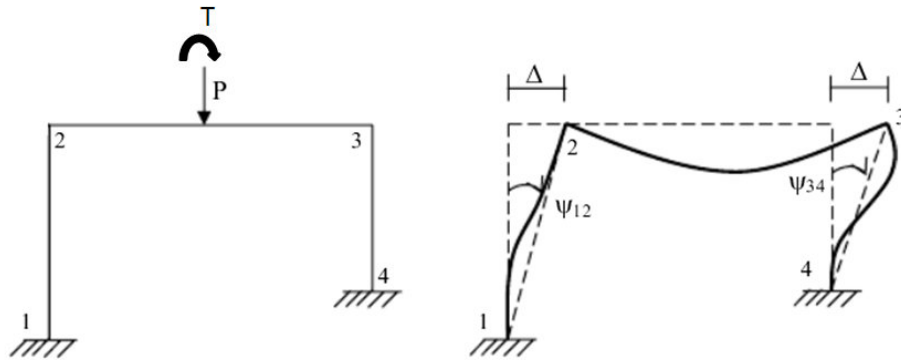


Figura A-1.8. Bastidores.

De la indeformabilidad axial y teniendo que las longitudes de las barras 1-2 y 3-4 son iguales, se tiene que:

$$\Delta = \varphi_{34}l_{34} = \varphi_{12}l_{12} \quad (\text{A-1.24})$$

$$\varphi_{12} = \varphi_{34} = \varphi$$

Las ecuaciones de recurrencia para cada barra se plantean acorde a la siguiente ecuación [22]:

$$M_{ij} = M_{ij} + \frac{2\alpha_{ij}}{l_{ij}}(2w_i + w_j - 3\varphi_{ij}) \quad (\text{A-1.25})$$

Aplicando esta ecuación para cada una de las barras, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$M_{12} = \frac{2}{l_{12}}w_2 - \frac{6}{l_{12}}\varphi \quad (\text{a})$$

$$M_{21} = \frac{4}{l_{12}}w_2 - \frac{6}{l_{12}}\varphi \quad (\text{b})$$

$$M_{23} = M_{23} + \frac{4}{l_{23}}w_2 - \frac{2}{l_{23}}w_3 \quad (\text{c})$$

$$M_{32} = M_{32} + \frac{2}{l_{23}}w_2 - \frac{4}{l_{23}}w_3 \quad (\text{d})$$

$$M_{34} = \frac{4}{l_{34}}w_3 - \frac{6}{l_{34}}\varphi \quad (\text{e})$$

$$M_{43} = \frac{2}{l_{34}}w_3 - \frac{6}{l_{34}}\varphi \quad (\text{f})$$

Ahora se plantean las sumatorias de momentos en los nodos, y una ecuación de piso.

$$\sum M_{(2)} = 0 \therefore M_{21} + M_{23} = 0$$

$$\left[4\left(\frac{1}{l_{12}} + \frac{1}{l_{23}}\right)\right]w_2 + \left(\frac{2}{l_{23}}\right)w_3 - \left(\frac{6}{l_{12}}\right)\varphi + M_{23} \quad (\text{I})$$

$$\sum M_{(3)} = 0 \therefore M_{32} + M_{34} = 0$$

$$\left(\frac{2}{l_{23}}\right)w_2 + \left[4\left(\frac{1}{l_{34}} + \frac{1}{l_{23}}\right)\right]w_3 - \left(\frac{6}{l_{34}}\right)\varphi + M_{32} \quad (\text{II})$$

$$\sum F_x = 0 \therefore H_1 = -H_2 \quad (\text{III})$$

Donde se tienen 4 incógnitas con 3 ecuaciones, por lo tanto planteamos la sumatoria de momentos respectiva para cada barra.

$$\sum M_{1-2} = 0 \therefore M_{12} + M_{21} - H_1 l_{12} = 0$$

$$\left(\frac{6}{l_{12}}\right) w_2 - \left(\frac{12}{l_{12}}\right) \varphi + H_2 l_{12} = 0 \quad (\text{IV})$$

$$\sum M_{2-3} = 0 \therefore M_{23} + M_{32} - V_1 l_{23} + \frac{Pl_{23}}{2} - T = 0$$

$$\left(\frac{6}{l_{23}}\right) w_2 + \left(\frac{6}{l_{23}}\right) w_3 - V_1 l_{23} + \left(\frac{Pl_{23}}{2} - T + M_{23} + M_{32}\right) = 0 \quad (\text{V})$$

$$\sum M_{3-4} = 0 \therefore M_{34} + M_{43} - H_2 l_{34} = 0$$

$$\left(\frac{6}{l_{34}}\right) w_3 - \left(\frac{12}{l_{23}}\right) \varphi - H_1 l_{34} = 0 \quad (\text{VI})$$

Las ecuaciones I, II, III, IV, V y VI forman un sistema de 6x6, el cual da como resultado, para los valores de:

$$P = 3437.19 \text{ N}, \quad T = 790 \text{ Nm}, \quad l_{12} = l_{34} = 0.884 \text{ m},$$

$$M_{23} = -389.4 \text{ Nm}, \quad M_{32} = -784.4 \text{ Nm}$$

M12	-194,81
M21	-29,02
M23	29,02
M32	-269,42
M34	269,42
M43	-45,59
H1	-253,24
V2	2472,95
V1	964,241528

Tabla A-1.13. Fuerzas en el bastidor

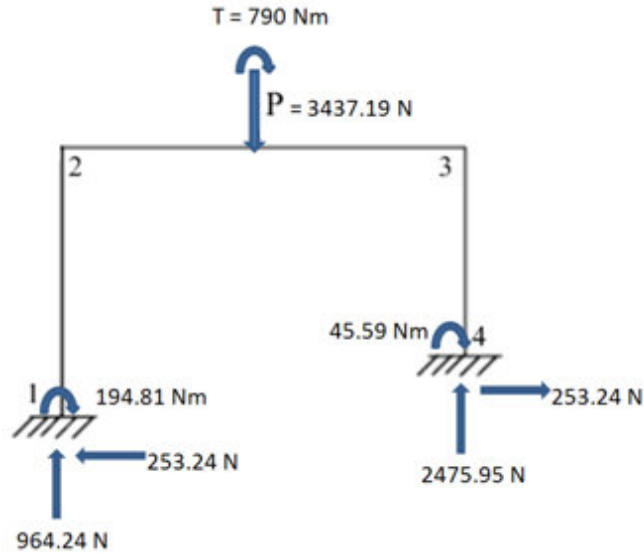


Figura A-1.9. Pórtico estáticamente determinado

Para el momento máximo que se puede presentar en las vigas (5251.16 Nm), los esfuerzos generados para una viga en C de 18" x 4", son de 18 MPa, los cuales son mucho menores que la resistencia a la fluencia del acero comercial AISI 1020.

$$\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_y$$

1.5. Anclaje de los equipos.

Para el diseño de los seis bulones en L para el anclaje de los bastidores principales, se utiliza la combinación de las mayores cargas encontradas para el pórtico del bastidor, esto es, una carga a tensión N_u de 556.62 lb (2475.95 N) y una carga a cortante V_u de 57 lb (253.24 N). El cálculo se lleva a cabo con las guías del código ACI 318-02 [27].

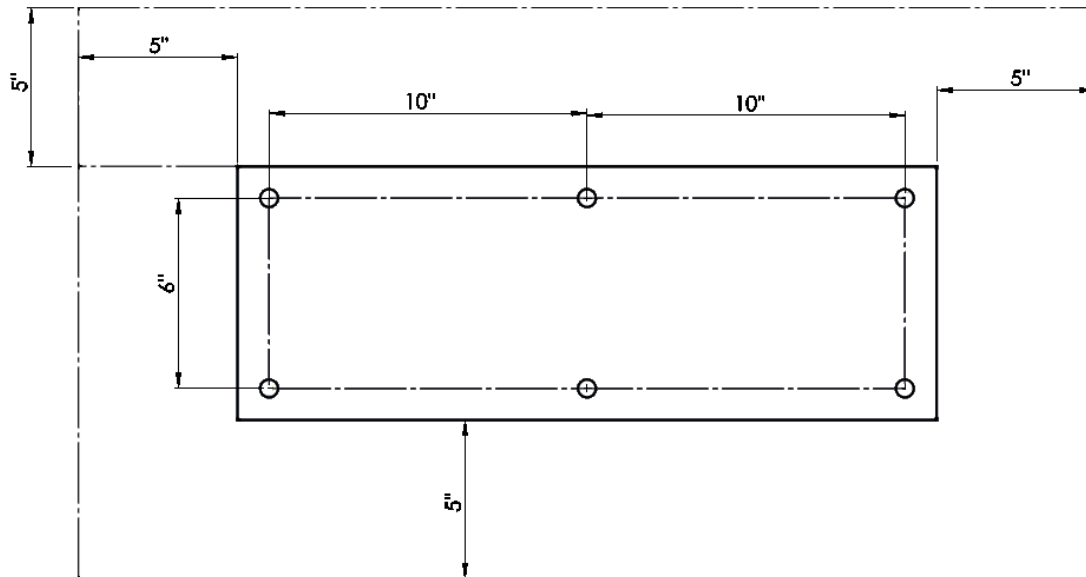


Figura A-1.10. Disposición de los agujeros para los bulones en L en la placa de anclaje de los bastidores.

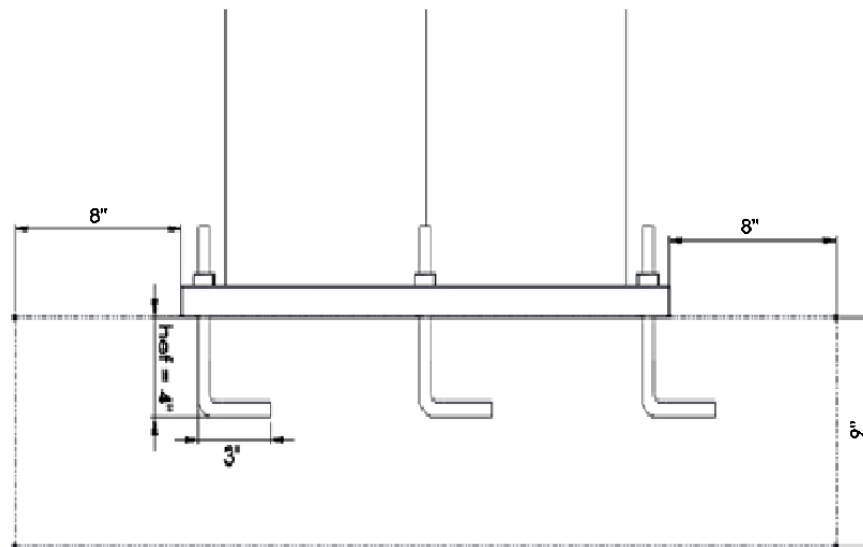


Figura A-1.11. Profundidad efectiva de los anclajes.

El enfoque de diseño plástico requiere que los anclajes sean de acero dúctil y que tengan una profundidad de empotramiento suficiente, de modo que no se produzca una falla del hormigón antes de la falla dúctil del acero. El enfoque de diseño plástico asume que la carga de tracción, se distribuye uniformemente entre los anclajes traccionados

El diseño de estos bulones se obtiene prefijando el tamaño de los anclajes y luego verificando que se satisfagan los requisitos de diseño. Se seleccionan en primera instancia 6 bulones en L de $1/2$ " de diámetro, de acero ASTM F 1554 (Especificación Estándar para Pernos de Anclaje) Grado 36, con $h_{ef} = 4$ ".

- Resistencia a tracción de diseño (ΦN_n):

- o Resistencia del Acero (ΦN_s):

$$\Phi N_s = \phi n A_{se} f_{ut} \quad (A-1.26)$$

Donde $\phi = 0.75$. Los bulones en norma de L de acero ASTM F 1554 Grado 36, satisfacen la definición correspondiente a elementos de acero dúctil, por lo cual se toma la carga uniformemente distribuida entre los bulones. Reemplazando los valores de la tabla A-1.14 en la ecuación A-1.26 se obtiene:

Material	A_{se} [in ²]	f_{ut} [psi]
ASTM F 1554 Grado 36	0.142	58000

Tabla A-1.14. Propiedades bulones en L

$$\Phi N_s = 0.75(6)(0.142)(58000) = 37062 \text{ lb}$$

- o Resistencia al desprendimiento del hormigón por tracción (ΦN_{cbg}):

Como la separación de los anclajes es menor que tres veces la profundidad de empotramiento efectiva ($h_{ef} = 4 \times 3 = 12 \text{ in}$), los anclajes se deben tratar como un grupo de anclajes.

$$\Phi N_{cbg} = \phi \frac{A_N}{A_{No}} \psi_1 \psi_2 \psi_3 N_b \quad (A-1.27)$$

Como no se ha dispuesto ninguna armadura suplementaria $\phi = 0.7$. A_n es el área proyectada de la superficie de falla, la cual se aproxima mediante un rectángulo con sus lados ubicados a una distancia igual a $1.5h_{ef}$ ($1.5 \times 4 = 7.5$ "), del centro de los anclajes, esta se muestra en la figura A-10.

$$A_N = (5 + 5 + 10 + 10 + 2) * (5 + 5 + 6 + 2) = 576 \text{ in}^2.$$

$$A_{No} = 9(h_{ef})^2 = 9(4)^2 = 144 \text{ in.}^2$$

Se debe verificar que $A_N \leq nA_{No}$, $576 < 864$, por lo tanto se cumple.

$$\psi_1 = 1.0 \text{ (no hay excentricidad en la conexión)}$$

$$\psi_2 = 0.7 + 0.3 \frac{5}{1.5 * 4} = 0.95$$

$$\psi_3 = 1.0 \text{ (para regiones donde es probable que se fisure el hormigón)}$$

$$N_b = 24\sqrt{f'_c} h_{ef}^{1.5} = 24\sqrt{4000} (4)^{1.5} = 12143.15 \text{ lb}$$

$$\Phi N_{cbg} = 0.7 \frac{576}{144} (1)(1)(0.95)(12143.15) = 34000.81 \text{ lb}$$

o Resistencia al arrancamiento del anclaje por tracción (ΦN_{pn}):

$$\Phi N_{pn} = \phi n \psi_4 N_p \quad (\text{A-1.28})$$

Donde $\phi = 0.7$, $\psi_4 = 1$. N_p para los bulones en L:

$$N_p = 0.9 f'_c e_h d_o \quad (\text{A-1.29})$$

$$e_h = 4.5(0.5) = 2.25 \text{ "}$$

$$N_p = 0.9(4000)(2.25)(0.5) = 4050$$

$$\Phi N_{pn} = 0.7(6)(1)(4050) = 17010 \text{ lb}$$

o La resistencia a tracción de diseño será la magnitud de la menor de las calculadas anteriormente. Por lo tanto la resistencia ΦN_n es 17010 lb.

• Resistencia al corte de diseño (ΦV_n):

o Resistencia del Acero (ΦV_s):

$$\phi V_s = 0.6 \phi n A_{se} f_{ut} \quad (\text{A-1.30})$$

$$\phi V_s = 0.6(0.65)(6)(0.142)(5800) = 19272.24 \text{ lb}$$

o Resistencia al desprendimiento del hormigón por corte (ΦV_{cbg}):

$$\phi V_{cbg} = \phi \frac{n}{2} \frac{A_V}{A_{Vo}} \psi_5 \psi_6 \psi_7 V_b \quad (\text{A-1.31})$$

Donde A_V es la proyección de la superficie de falla por corte sobre el borde libre hacia el cual se dirige el corte. La superficie proyectada se aproxima como un rectángulo con sus lados ubicados a una distancia igual a $1.5 c_1$ ($1.5 \times 6 = 9$). Esta distancia se ilustra en la figura A-1.11.

$$A_V = (8 + 8 + 22) * (9) = 342 \text{ in}^2$$

$$A_{Vo} = 4.5 c_1^2 = 4.5 (6)^2 = 162 \text{ in}^2$$

$$\psi_6 = 0.7 + 0.3 \frac{5}{1.5(6)} = 0.867$$

$$V_b = 7 \left(\frac{l}{d_o} \right)^{0.2} \sqrt{d_o} \sqrt{f'_c} (c_1^{1.5}) \quad (\text{A-1.32})$$

L es la longitud de apoyo de la carga del anclaje para corte, que debe ser menor o igual que $8d_o$. $L = 8(0.5) = 4" = h_{ef}$. Se usa entonces $L = h_{ef}$.

$$V_b = 7 \left(\frac{4}{0.5} \right)^{0.2} \sqrt{0.5} \sqrt{4000} (6^{1.5}) = 6973.6 \text{ lb}$$

$$\phi V_{cbg} = 0.7 \frac{6}{2} \times \frac{342}{162} (1)(0.867)(1)(6973.6) = 20565.7 \text{ lb}$$

o Resistencia al arrancamiento del hormigón (ϕV_{pc}):

$$\phi V_{pc} = \phi k_{pc} N_{cb} \quad (\text{A-1.33})$$

Para la cual $\phi = 0.7$, y $k_{pc} = 2$ para $h_{ef} \geq 2.5"$.

$$N_{cb} = \frac{A_N}{A_{No}} \psi_2 \psi_3 N_b \quad (\text{A-1.34})$$

$$N_{cb} = \frac{576}{144} (1)(1)(12143.15) = 48572.6 \text{ lb}$$

$$\phi V_{pc} = 0.7(2)(48572.6) = 680001.62 \text{ lb.}$$

- o La resistencia al corte de diseño será la magnitud de la menor de las calculadas anteriormente. Por lo tanto la resistencia ΦV_n es 19272.24 lb.
- Además se debe realizar el cálculo para las solicitaciones por momentos:

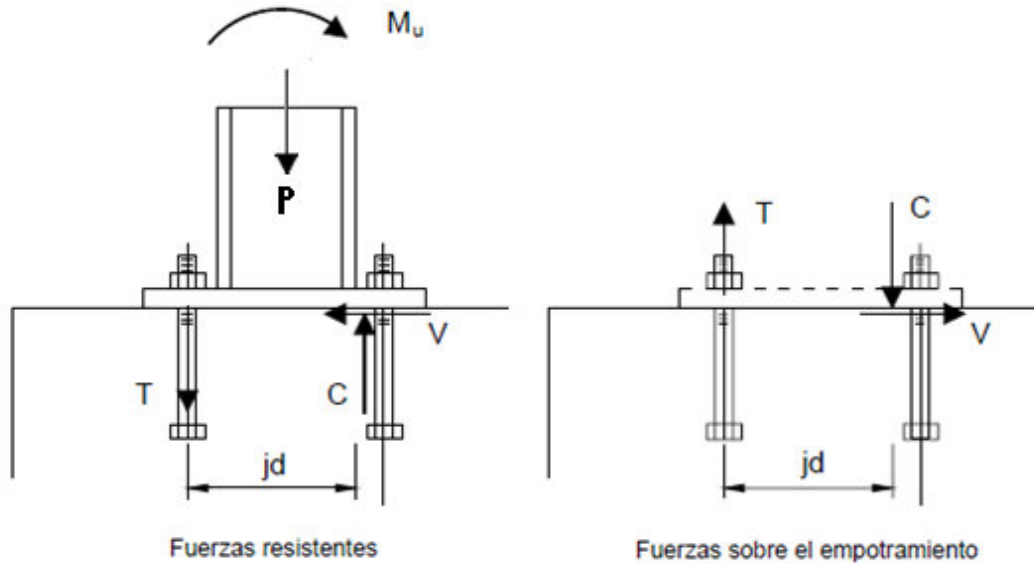


Figura A-1.12. Cargas de momentos en anclajes [27]

En donde M_u es el momento generado por las fuerzas en el rotor de la turbina, jd es el brazo del momento interno. M_u es igual a 2395.22 Nm (21200 lb-in). Para fines de diseño, de forma conservadora se puede suponer que la resultante de compresión debida al momento aplicado está ubicada a una distancia igual al espesor de la placa de fijación desde el elemento a compresión del elemento sujetado por los anclajes.

Se tiene que:

$$jd = 18 + 2 + 1" = 21"$$

Sumando los momentos respecto de la resultante de compresión:

$$T = \frac{21200 - 556.62 * 11}{21} = 717.9 \text{ lb}$$

La cual es mayor a N_u sin la acción del momento generado por la turbina, por lo tanto se usará este valor en los cálculos siguientes.

Para que estos anclajes no fallen se debe verificar que la carga que soportan no supere las resistencias halladas. Para las cargas sísmicas en una región de peligrosidad sísmica moderada o elevada, la resistencia a la tracción de diseño es $0.75 \Phi N_n$ y la resistencia al corte de diseño es $0.75 \Phi V_n$:

$$0.75 \times \Phi N_n = 0.75 \times 17010 = 12757.5 \text{ lb}$$

$$0.75 \times \Phi V_n = 0.75 \times 19272.24 = 14454.18 \text{ lb}$$

Comparando estas resistencias corregidas con las cargas que soportan los anclajes se tiene:

$$T < 0.75 \Phi N_n$$

$$717.9 < 12757.5$$

$$V_u < 0.75 \Phi V_n$$

$$253.24 < 14454.18$$

Lo cual se cumple, por lo tanto tendremos bulones en L de $1/2$ " de diámetro, de acero ASTM F 1554 Grado 36, con una profundidad de empotramiento de 4". Y una prolongación o gancho de 3".

Se utilizan este mismo tipo de anclaje para el bastidor secundario y el bastidor del generador, sabiendo que las fuerzas y los momentos en estos son proporcionalmente menores.

1.6. Tornillería

Para el cálculo de la tornillería de las bridas de unión de cada uno de los ductos, se realiza el análisis de los tornillos a esfuerzos flectores y cortantes combinados, siguiendo las pautas de la referencia [28]. Esta es una estructura indeterminada y se hacen las siguientes suposiciones:

- Las bridas son rígidas, y se inclinan ligeramente en el punto más inferior C cuando se aplican las cargas. De esta suposición se obtiene que las

deformaciones δ_i de cada perno, son proporcionales a sus respectivas distancias del punto de pivote C.

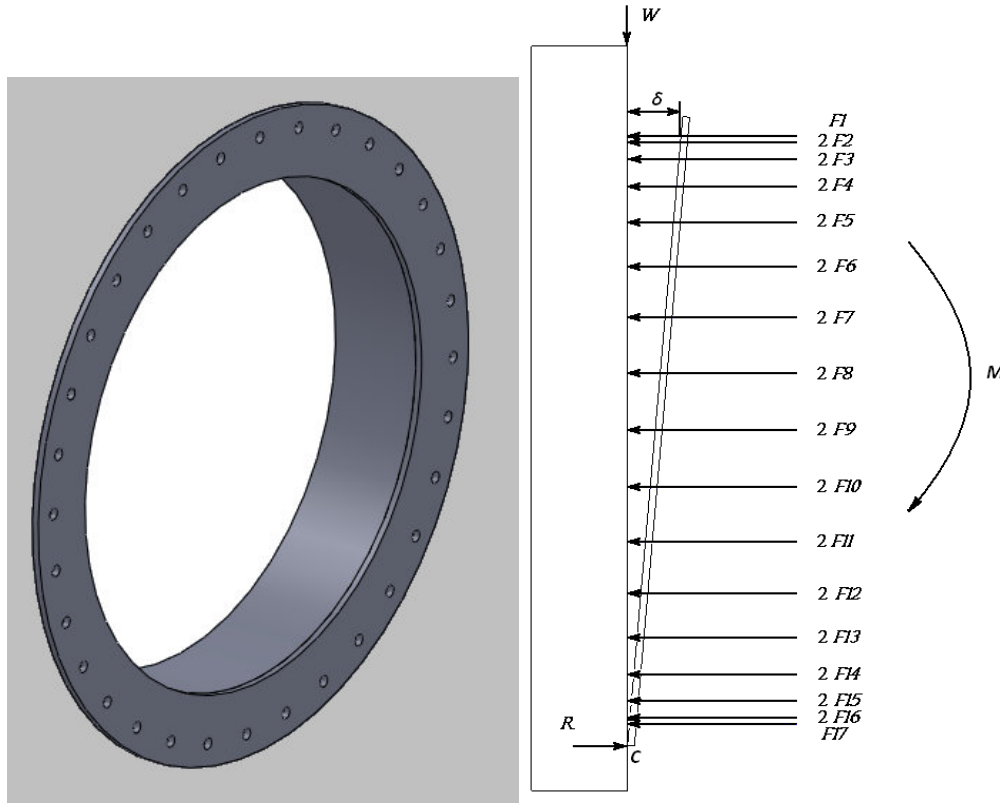


Figura A-1.13. Brida de pared

Teniendo en cuenta que los pernos superiores se deforman más que los inferiores, presentan mayores esfuerzos ($s = E\varepsilon = E\delta/L$), el diseño es basado en la carga F_1 en un perno superior único, mediante la siguiente lógica [28]:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{s_2 A_2}{s_1 A_1} = \frac{s_2}{s_1} = \frac{E_2 \delta_2 / L_2}{E_1 \delta_1 / L_1} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{b_2}{b_1} \quad (\text{A-1.35})$$

$$F_2 = \frac{b_2 F_1}{b_1} \quad (\text{A-1.36})$$

Donde b_i es la distancia vertical desde C hasta el punto de aplicación de la carga respectiva. Para cada una de las fuerzas se escribe una ecuación similar a la A-1.36. Se realiza la sumatoria de momentos alrededor de C, y se obtiene:

$$M = b_1 F_1 + 2b_2 F_2 + 2b_3 F_3 + \cdots + 2b_{16} F_{16} + b_{17} F_{17} \quad (\text{A-1.37})$$

$$M = b_1 F_1 + 2b_2 \frac{b_2 F_1}{b_1} + 2b_3 \frac{b_3 F_1}{b_1} + \dots + 2b_{16} \frac{b_{16} F_1}{b_1} + b_{17} \frac{b_{17} F_1}{b_1} \quad (\text{A-1.38})$$

El valor de la fuerza cortante es equivalente a los pesos que debe soportar la brida, estos son los pesos de la tubería de presión más el peso del agua en cada uno de los componentes de esta. El momento es igual a multiplicar la resultante de cada uno de los pesos por el brazo hasta la brida. Estos son:

	Producida por el agua	Producida por la tubería	Total
Fuerza de Corte W [N]	4591.75	11562.26	16154.02
Momento M [Nm]	3346.55	7948.21	11294.77

Tabla A-1.15. Fuerzas en la brida

F1	814,11 N	F7	572,03 N	F13	144,66 N
F2	806,57 N	F8	498,46 N	F14	95,90 N
F3	784,25 N	F9	421,96 N	F15	59,66 N
F4	748,02 N	F10	345,45 N	F16	37,35 N
F5	699,25 N	F11	271,89 N	F17	29,81 N
F6	639,82 N	F12	204,09 N		

Tabla A-1.16. Fuerzas en los tornillos de la brida

Utilizando la mayor fuerza que se presenta en la brida, calculamos los esfuerzos normales y cortantes producidos por las cargas. El área de esfuerzo de tensión A_t para pernos de $3/4$ " de diámetro es 0.334 in^2 .

$$s_t = \frac{F_1}{A_t} = \frac{814.11}{2.155e^{-4}} = 3.78 \text{ MPa}$$

$$s_c = \frac{W}{nA_t} = \frac{16154.02}{32(2.155e^{-4})} = 2.34 \text{ MPa}$$

Sabiendo que la resistencia de fluencia de los pernos Grado 8, es de 827.4 MPa (120 ksi), se tiene que los tornillos de $3/4$ " son apropiados. En el caso de que los esfuerzos fueran mayores, se debe evaluar la ecuación A-1.39.

$$\frac{1}{FS} = \sqrt{\left(\frac{s_t}{s_y}\right)^2 + \left(\frac{s_c}{s_{ys}}\right)^2} \quad (\text{A-1.39})$$

Donde para esfuerzos combinados, bajo el principio de interacción, $s_{ys} = 0.6 s_y$.

1.7. Soldadura

Los esfuerzos en la garganta de la soldadura entre la brida y la tubería se calculan mediante las ecuaciones A-1.40 y A-1.41 [28].

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{5.66M}{\pi b D^2} \quad (\text{A-1.40})$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V}{A} = \frac{V}{1.414\pi b \frac{D}{2}} \quad (\text{A-1.41})$$

Donde b es el ancho del filete de la soldadura, D es el diámetro exterior de la tubería.

La soldadura de las láminas usadas para las tuberías de presión y de descarga, son E316L, para las estructuras, y las partes que no están en contacto directo con el agua, se utilizan electrodos E7018 H4R.

	E316L
Resistencia a la tracción [N/mm ²]	482 – 620
Límite Elástico [N/mm ²]	341 - 372
Resistencia a la Fatiga [N/mm ²]	217 - 248

Tabla A-1.17. Propiedades de las soldaduras

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{5.66(11294.77)}{\pi b(0.9388^2)} = \frac{23088.61}{b} \quad (\text{A-1.42})$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16154.02}{1.414\pi b \frac{0.9388}{2}} = \frac{7747.08}{b} \quad (\text{A-1.43})$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sqrt{\sigma_a^2 + 3(\tau_a)^2} = \sqrt{\left(\frac{23088.61}{2b}\right)^2 + 3\left(\frac{7747.08}{2b}\right)^2} = \frac{13352.3}{b} \text{ Pa}$$

La resistencia a la fatiga de la soldadura se evalúa con la ecuación A-1.1, agregando un factor de reducción $k_f = 1 / 2.7 = 0.3703$.

$$S_e = 0.4 * 0.6 * 0.753 * 1 * 0.3703 * (248) = 16.6 \text{ MPa}$$

Se evalúa $\frac{\sigma'}{S_e} + \frac{\sigma'}{S_y} = \frac{1}{FS}$:

$$b = FS \left(\frac{0.01335}{20.35} + \frac{0.01335}{420} \right) \quad (\text{A-1.44})$$

Para un factor de seguridad de 2, se obtiene el ancho del filete:

$$b = 1.68 \text{ mm}$$

Sin embargo este ancho es muy pequeño, por lo tanto se toma el ancho mínimo recomendado por la AWS [28], para placas de grosor $1/2$ " de $b = 1/4$ ".

A – 2 Datos de las poleas, rodamientos, acople, válvula y generador

2.1. Dimensiones y forma de las poleas seleccionadas (EPIDOR) [29]

CORREA	DIAMETRO	CANALES	TAPER-LOCK	DIAMETRO	FORMA	M	L	Z	U	W
B195	160	6	3030	25 a 75	11	-	76	22	120	120
B195	1250	6	5050	70 a 125	7	267	126	6	1208	120

Tabla A-2.1. Dimensiones de las poleas (mm)

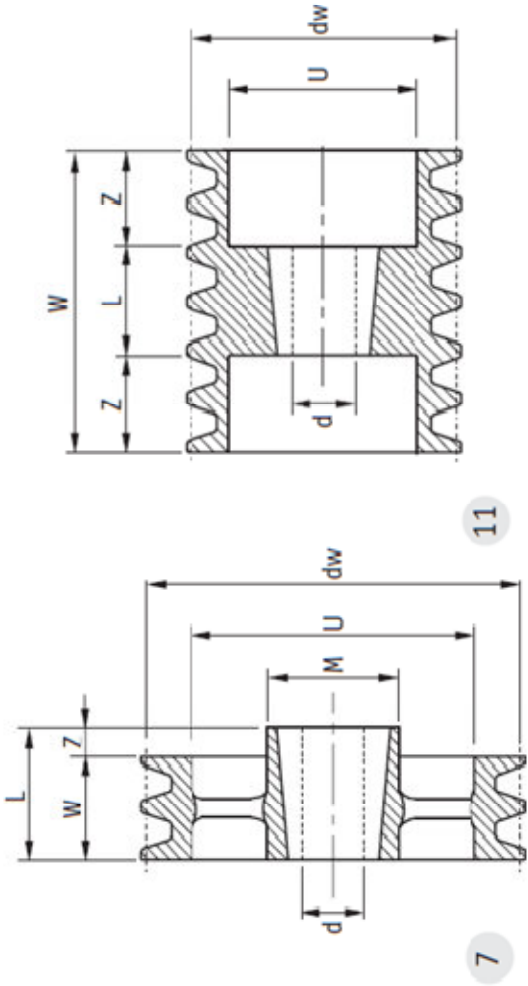


Figura A-2.1. Forma de las poleas

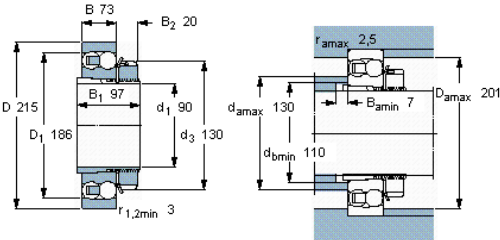
2.2. Datos rodamientos y chumaceras (SKF) [20]

2.2.1.



Rodamientos de bolas a rótula, sobre manguito de fijación, no están obturados

Dimensiones		±		Carga	Velocidades		Masa	Designación
principales		dinámica	estática		límite de fatiga	Velocidad de referencia		
d_1	D	B	C	C_0	P_u			
mm			kN		kN	rpm	kg	-
90	215	73	190	80	3,25	5600	4000	14,0
								2320 KM + H 2320



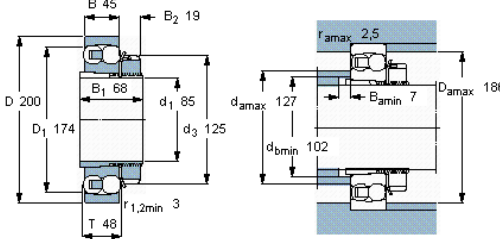
Factores de cálculo
e 0,37
Y₁ 1,7
Y₂ 2,6
Y₀ 1,8

2.2.2.



Rodamientos de bolas a rótula, sobre manguito de fijación, no están obturados

Dimensiones		±		Carga	Velocidades		Masa	Designación
principales		dinámica	estática		límite de fatiga	Velocidad de referencia		
d_1	D	B	C	C_0	P_u			
mm			kN		kN	rpm	kg	-
85	200	45	133	51	2,16	6300	4300	7,90
								1319 K + H 319



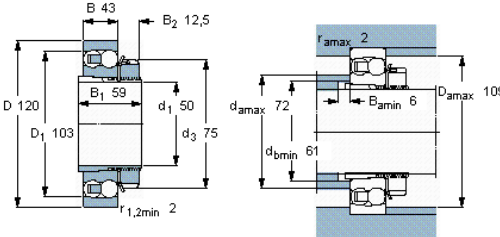
Factores de cálculo
e 0,23
Y₁ 2,7
Y₂ 4,2
Y₀ 2,8

2.2.3.



Rodamientos de bolas a rótula, sobre manguito de fijación, no están obturados

Dimensiones		±		Carga	Velocidades		Masa	Designación
principales		dinámica	estática		límite de fatiga	Velocidad de referencia		
d_1	D	B	C	C_0	P_u			
mm			kN		kN	rpm	kg	-
50	120	43	76,1	24	1,25	11000	7500	2,40
								2311 K + H 2311

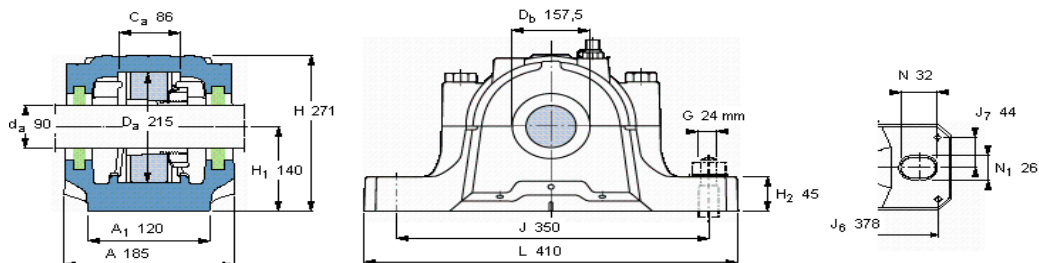


Factores de cálculo
e 0,4
Y₁ 1,6
Y₂ 2,4
Y₀ 1,6

2.2.4.

SKF Soportes de pie de dos piezas, serie SNL para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones estándar, soportes para ejes métricos

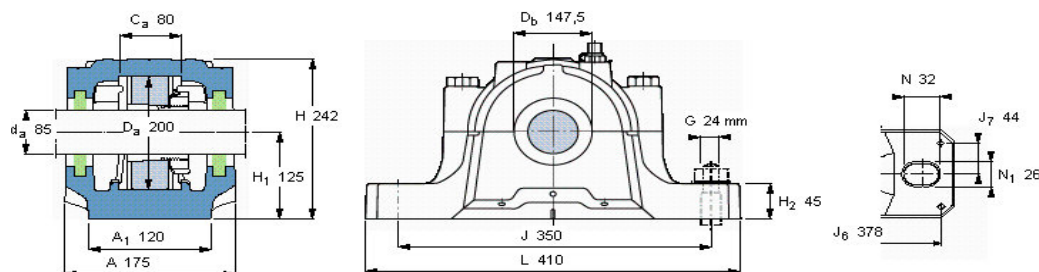
Eje	Rodamientos adecuados (diseño básico) Rodamientos de bolas a rótula	Soporte Dimensiones principales	Masa	Designaciones	
d_a		A L H H_1		Soporte solamente	Soporte completo con obturaciones de anillo en V
mm	-	mm	kg	-	
90	1320 K 2320 K	185 410 271 140	26,2	SNL 524-620	SNL 620 TA



2.2.5.

SKF Soportes de pie de dos piezas, serie SNL para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones estándar, soportes para ejes métricos

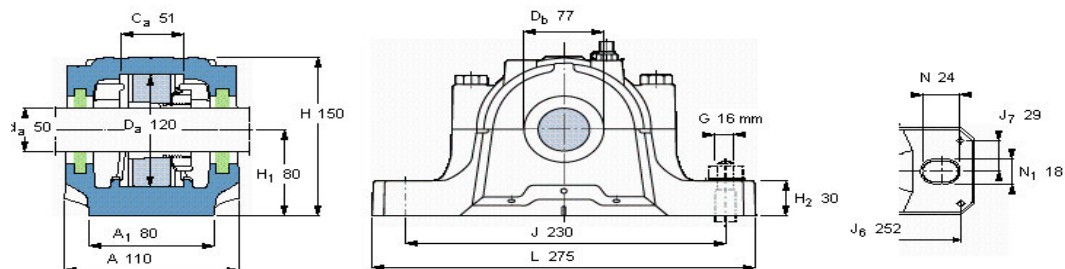
Eje	Rodamientos adecuados (diseño básico) Rodamientos de bolas a rótula	Soporte Dimensiones principales	Masa	Designaciones	
d_a		A L H H_1		Soporte solamente	Soporte completo con obturaciones de anillo en V
mm	-	mm	kg	-	
85	1319 K 2319 K	175 410 242 125	22,0	SNL 522-619	SNL 619 TA



2.2.6.

SKF Soportes de pie de dos piezas, serie SNL para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones estándar, soportes para ejes métricos

Eje	Rodamientos adecuados (diseño básico) Rodamientos de bolas a rótula	Soporte Dimensiones principales	Masa	Designaciones	
d_a		A L H H_1		Soporte solamente	Soporte completo con obturaciones de anillo en V
mm	-	mm	kg	-	
50	1311 K 2311 K	110 275 150 80	6,50	SNL 513-611	SNL 611 TA



2.3. Acople Flexible (TECNON) [21]

Tamaño	Torque [Nm]	Rpm máx		ϕ (°) Torsión	Ø eje máx (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	Peso Kg
		s/balanc	c/balanc y AIR ^e										
6	1059	3000	4300	14	66	90	168	106	180	185	60	65	11.7

Tabla A - 2.2. Dimensiones del Acople Flexible

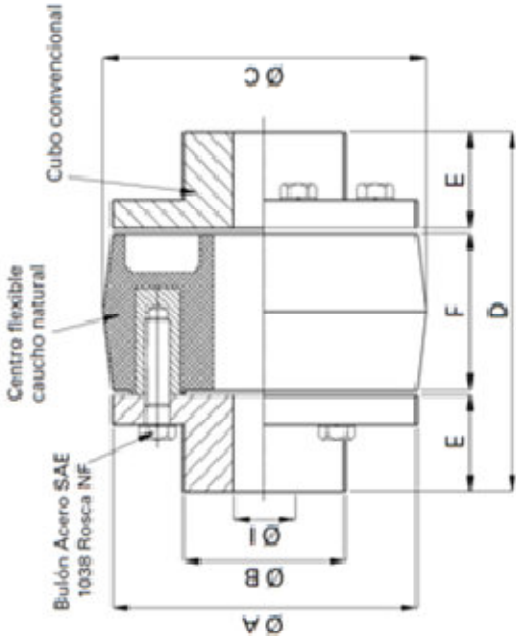
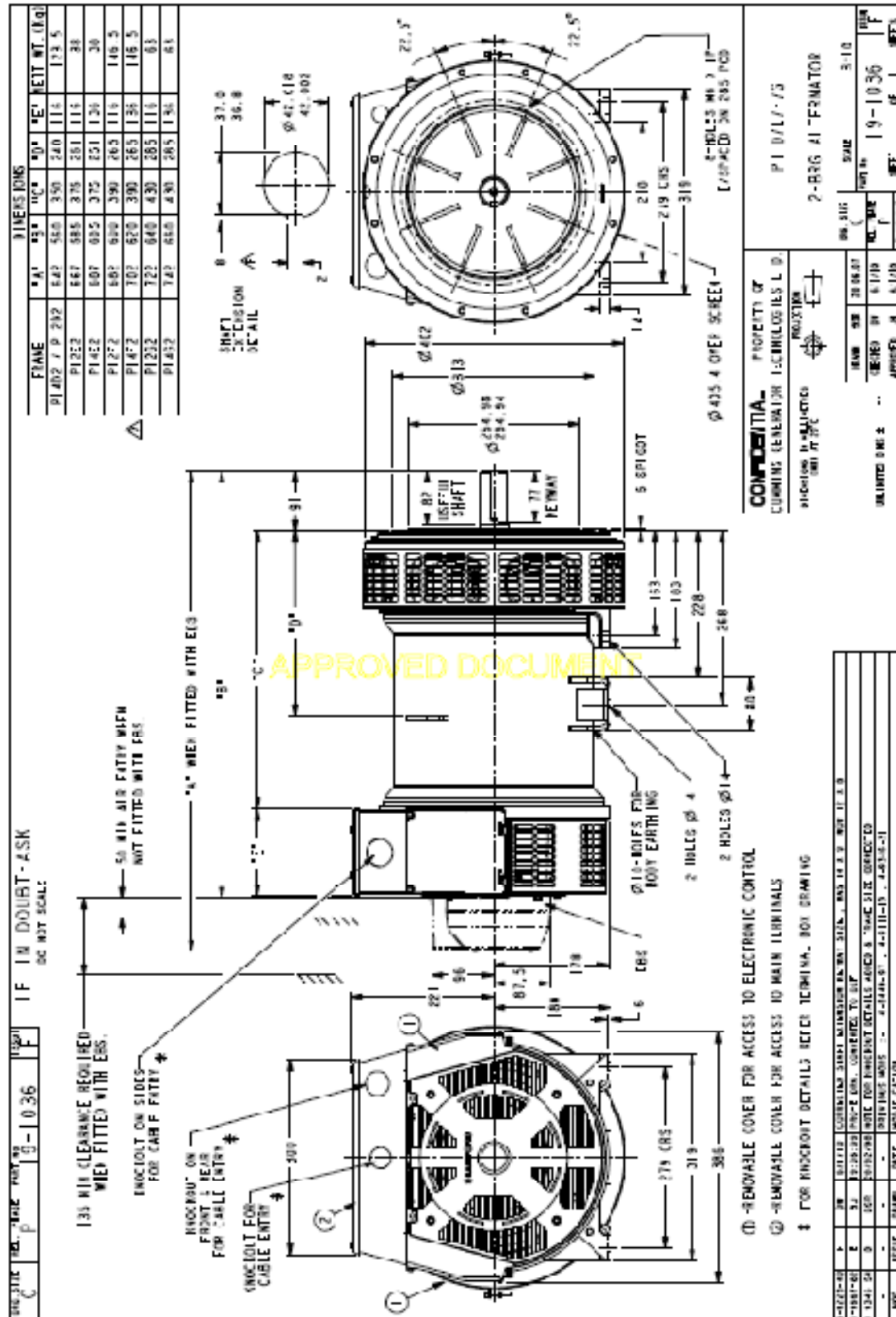


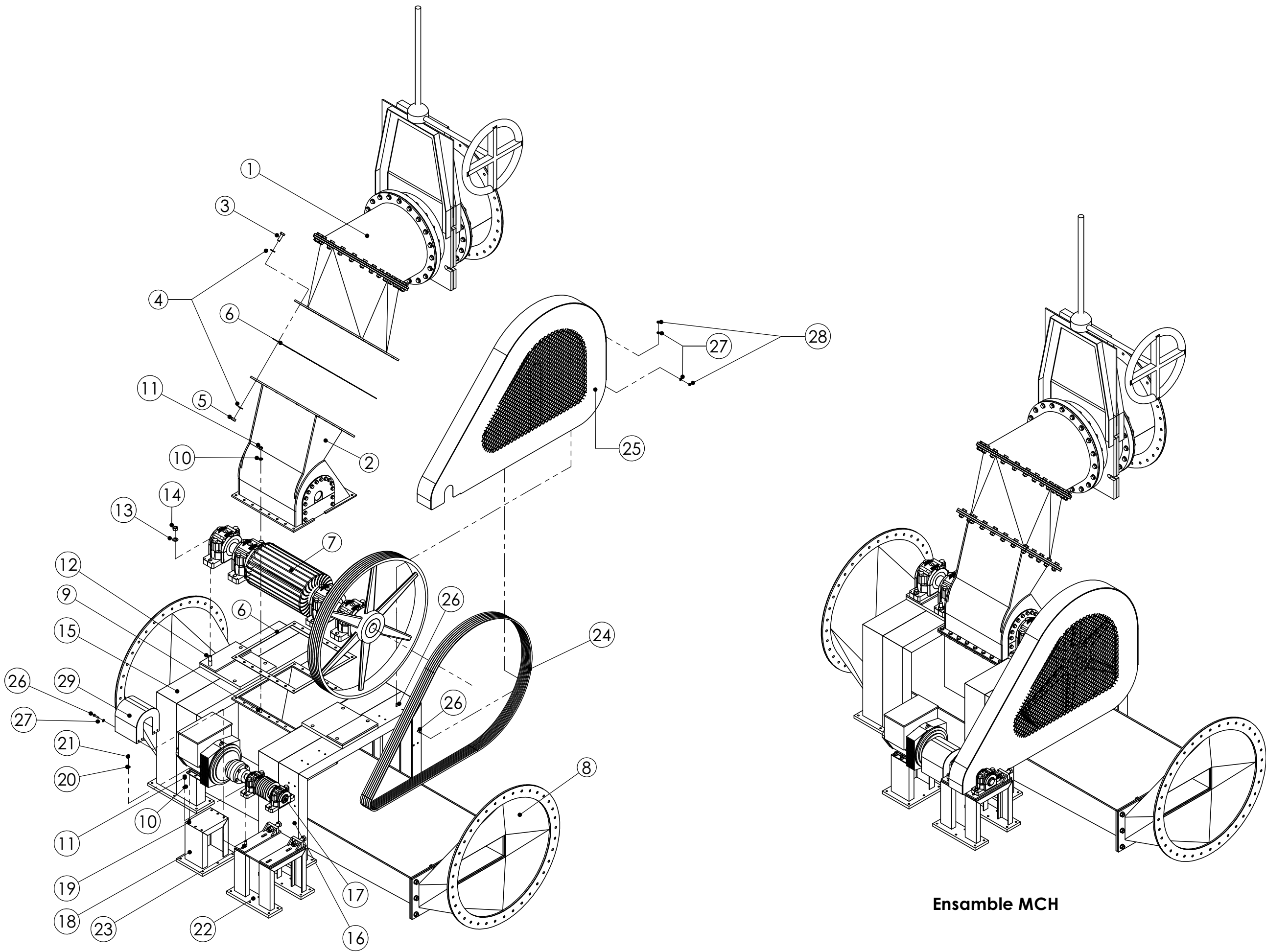
Figura 2.2. Acoplamiento flexible TAF X/1

Dimensions (inches) and Weights (lbs.)

2.5. Generador (STAMFORD) [30]



A – 3 Planos de construcción

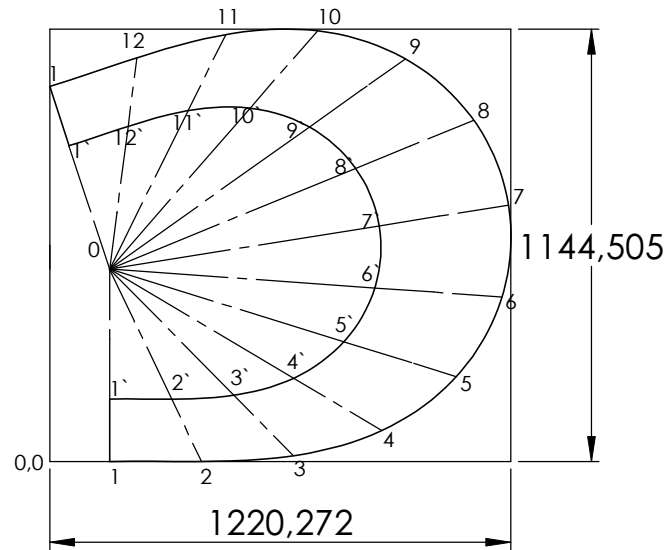


Ensamble MCH

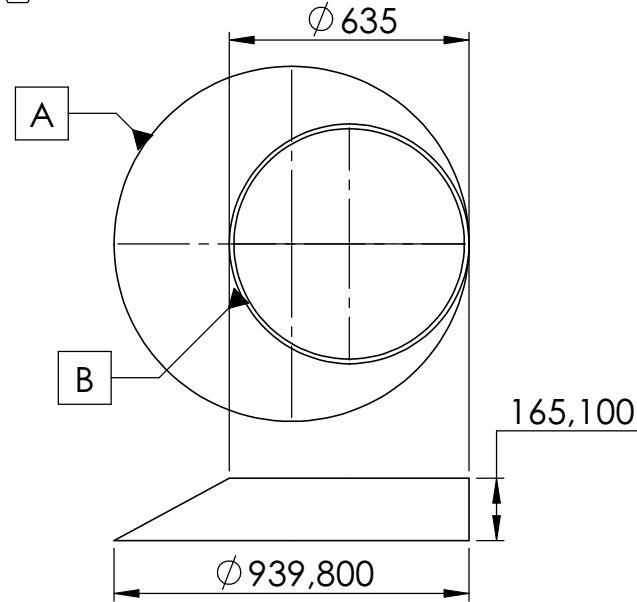
No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Tubería de Presión	1	-	8
2	Carcaza del Rotor	1	-	11
3	Perno cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 2-1/4" Grado 8	20	Acero	-
4	Arandela plana de $\varnothing 3/4"$	40	Acero	-
5	Tuerca 3/4" - 10 UNC	20	Acero	-
6	Sello de Caucho de 1/8" de espesor	2	Caucho y Lona	-
7	Ensamble del Eje del Rotor	1	-	19
8	Tubería de Descarga	1	-	38
9	Perno de cabeza hexagonal M16 x 2 x 50 mm	16	Acero	-
10	Arandela plana de $\varnothing 16$ mm	40	Acero	-
11	Tuerca M16 x 2	20	Acero	-
12	Perno cabeza hexagonal M24 x 3 - DIN 609 x 150 mm	8	Acero	-
13	Arandela plana de $\varnothing 24$ mm	16	Acero	-
14	Tuerca M24 x 3	8	Acero	-
15	Bastidor Principal	1	AISI 1020	23
16	Bastidor del Eje Motriz	1	AISI 1020	31
17	Ensamble del Eje del Generador	1	-	24
18	Bastidor del Generador	1	AISI 1020	29
19	Perno cabeza hexagonal M14 x 2 x 42 mm	6	Acero	-
20	Arandela plana de $\varnothing 14$ mm	12	Acero	-
21	Tuerca M14 x 2	6	Acero	-
22	Bastidor Secundario	1	-	27
23	Perno cabeza hexagonal M16 x 2 - DIN 609 x 85 mm	4	Acero	-
24	Correas B195	6		-
25	Cubierta de Poleas y Correas	1	AISI 1020	30
26	Perno cabeza hexagonal 3/8" - 16 UNC - 3B x 1-3/4" Grado 8	15	Acero	-
27	Arandela plana de $\varnothing 3/8"$	30	Acero	-
28	Tuerca 3/8" - 16 UNC	15	Acero	-
29	Guarda Acople	1	AISI 1020	39

REVISIÓN			PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJO	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Ensamble MCH	FORMATO: DIN A2
FECHA	13/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ▽ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:	PLANO 1 DE 45	
			ESCALA: 1:30	

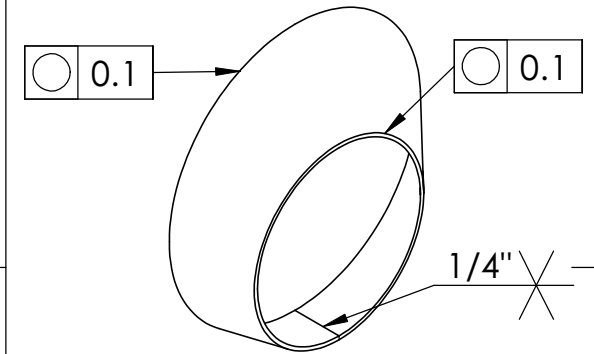
① Plantilla de Corte



③ Vistas



④ Ensamble lámina

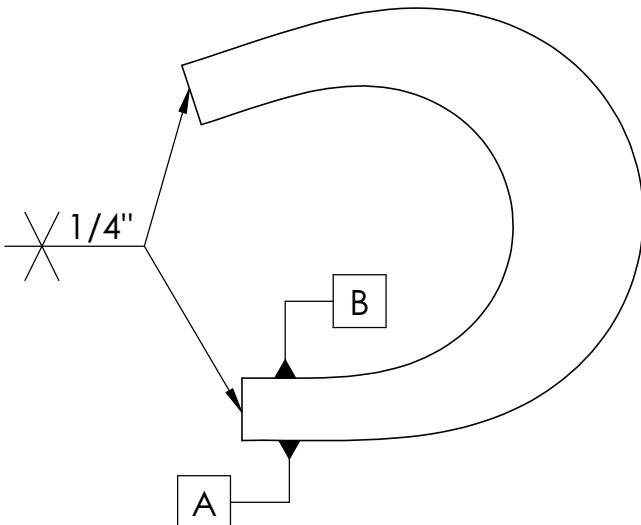


Tubería Cónica Oblicua Truncada

Nota A: Realizar los cortes en lámina de 1/2" de espesor

Nota B: Cortar la lámina, curvar y soldar por la línea de costura con electrodo E316L de ϕ 1/8"

② Línea de costura



Punto	x (mm)	y (mm)	Punto	x (mm)	y (mm)
1	159.040	0	1'	159.040	165.1
2	402.278	0	2'	323.390	165.1
3	645.032	15.340	3'	487.413	175.465
4	878.979	81.927	4'	645.485	220.456
5	1075.928	224.671	5'	778.559	316.905
6	1197.207	435.517	6'	860.505	459.368
7	1214395	678.147	7'	872.118	623.308
8	1122.265	903.263	8'	809.868	775.413
9	941.184	1065.664	9'	687.515	885.143
10	709.497	1139.732	10'	530.970	935.189
11	4666.458	1129.897	11'	366.755	928.544
12	231.063	1068.628	12'	207.704	887.146

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	07/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ∇
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

ASI 316L

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

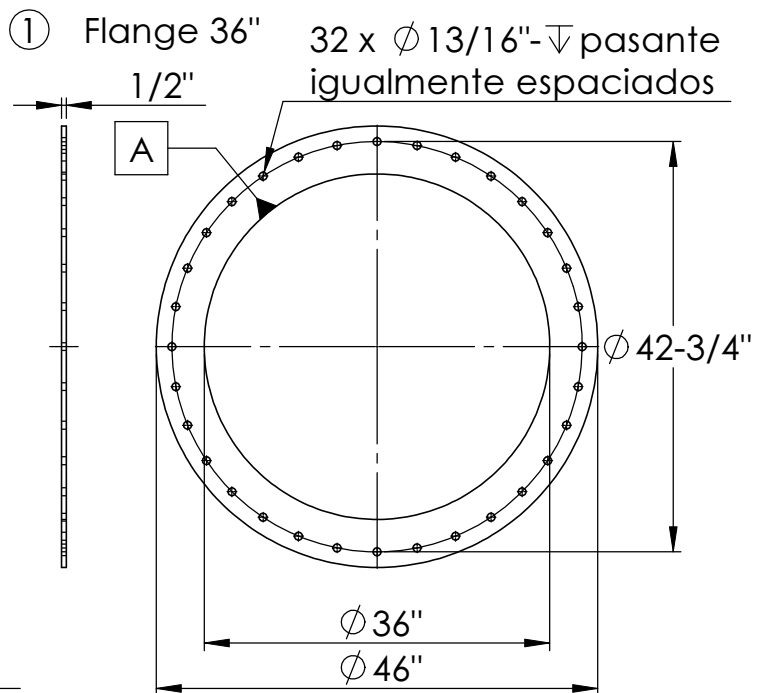
Tubería Cónica Oblicua Truncada
Reducción 36" a 24"
Parte 3 de 3

FORMATO:

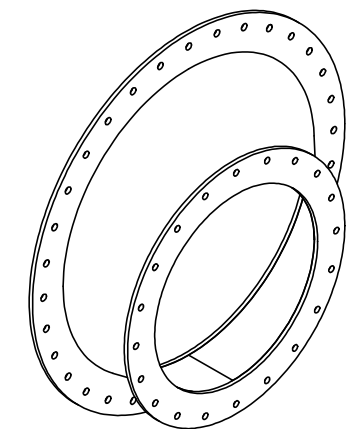
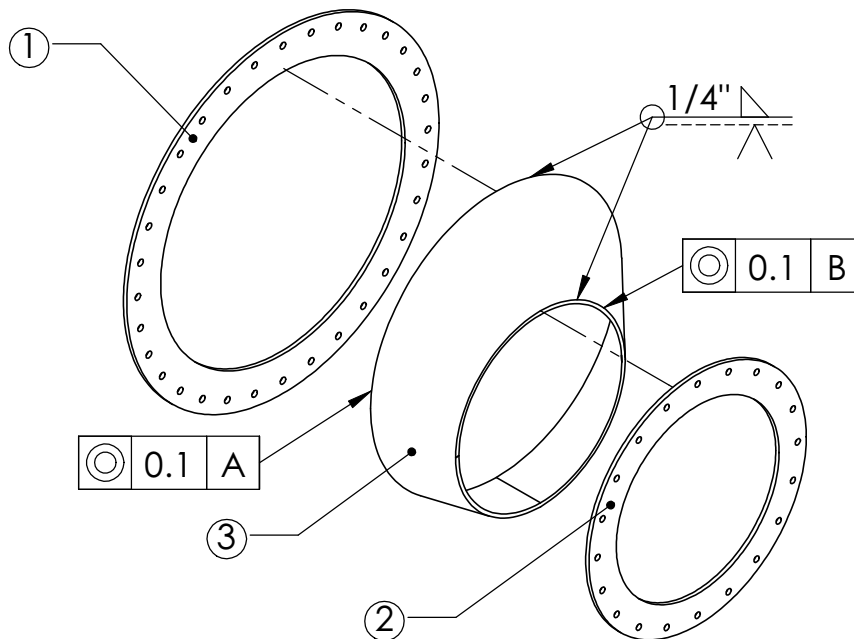
DIN A4

PLANO 2 DE 45

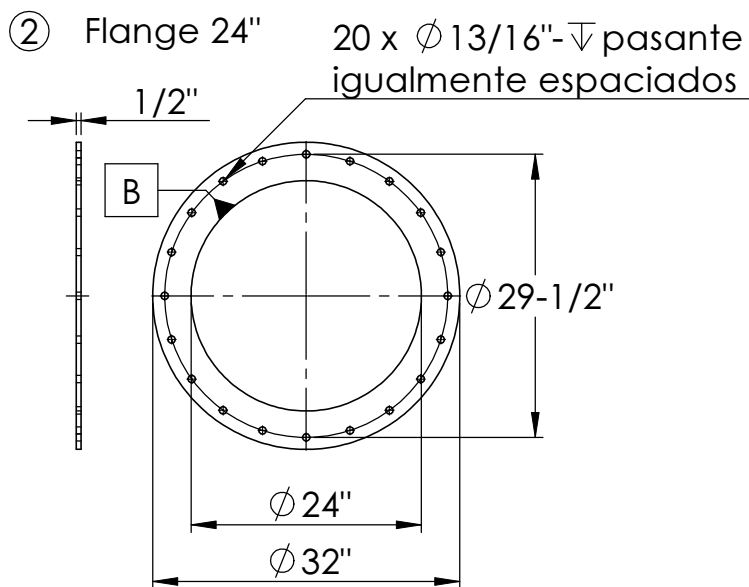
ESCALA: 1:20



Ⓐ Ensamble Reducción 36" a 24"



Reducción 36" a 24"



Nota A:
Soldaduras con electrodo
E316L de $\phi 1/8"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Flange 36"	1	AI SI 316L	-
2	Flange 24"	1	AI SI 316L	-
3	Tubería Cónica Oblicua Truncada	1	AI SI 316L	2

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	07/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE: Reducción de 36" a 24"
Tubería de Presión
Parte 1 de 9

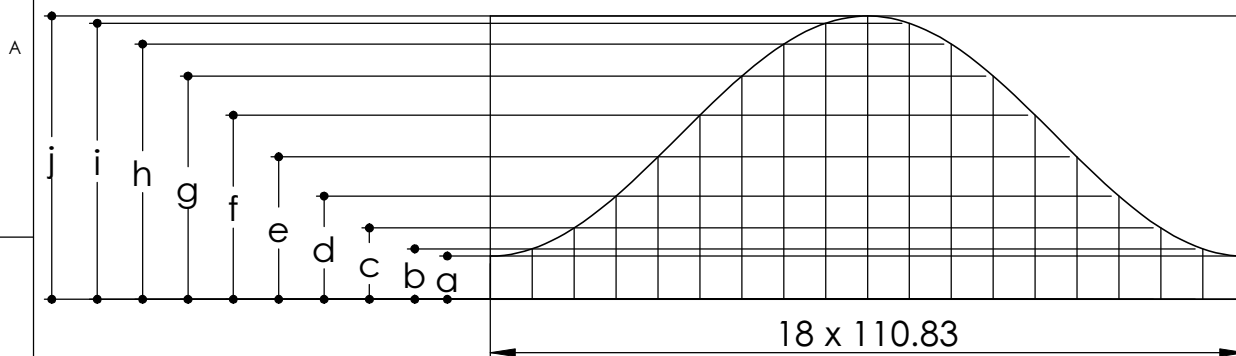
FORMATO:

DIN A4

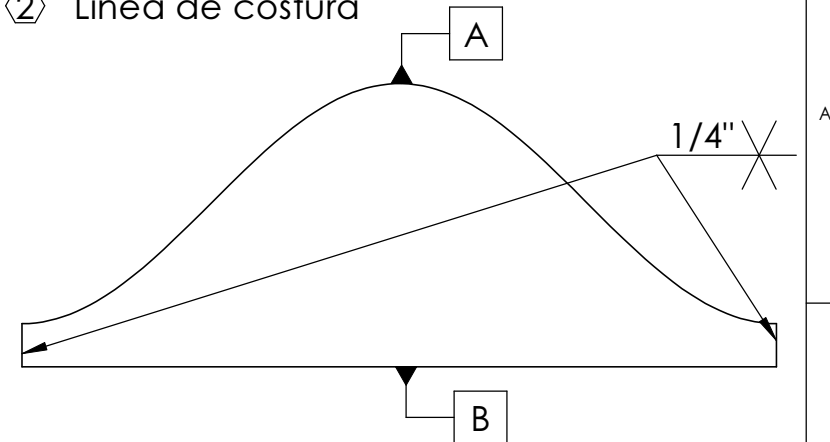
PLANO 3 DE 45

ESCALA: 1:20

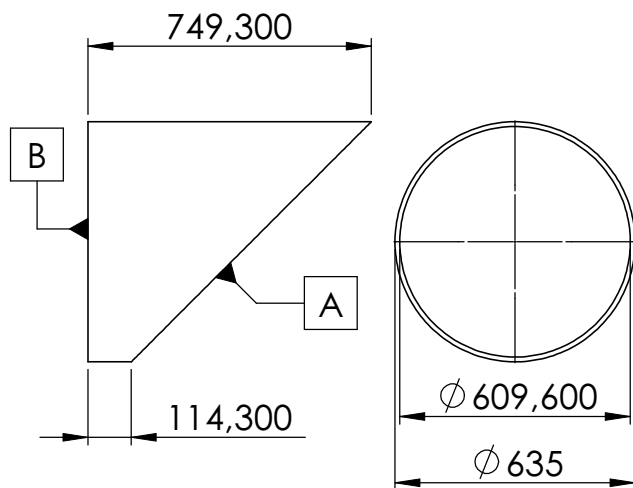
① Plantilla de corte



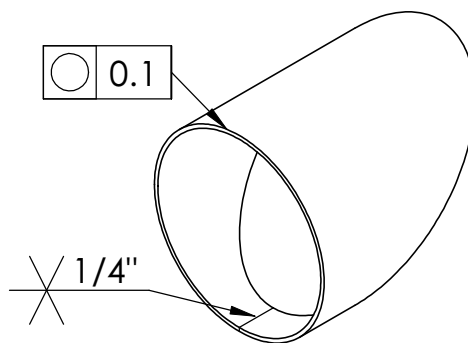
② Línea de costura



③ Vistas



④ Ensamble Lámina



Sección Tubular

Nota A: Realizar los cortes en lámina de 1/2" de espesor

Nota B: Cortar la lámina, curvar y soldar por la línea de costura con electrodo E316L de $\phi 1/8"$

Cota	Dimension (mm)
a	114.300
b	133.448
c	188.581
d	273.050
e	376.667
f	486.933
g	590.933
h	675.019
i	730.152
j	749.300

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	07/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y RÓMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

AI SI 316L

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

Sección Tubular
Tubería Truncada
Parte 3 de 3

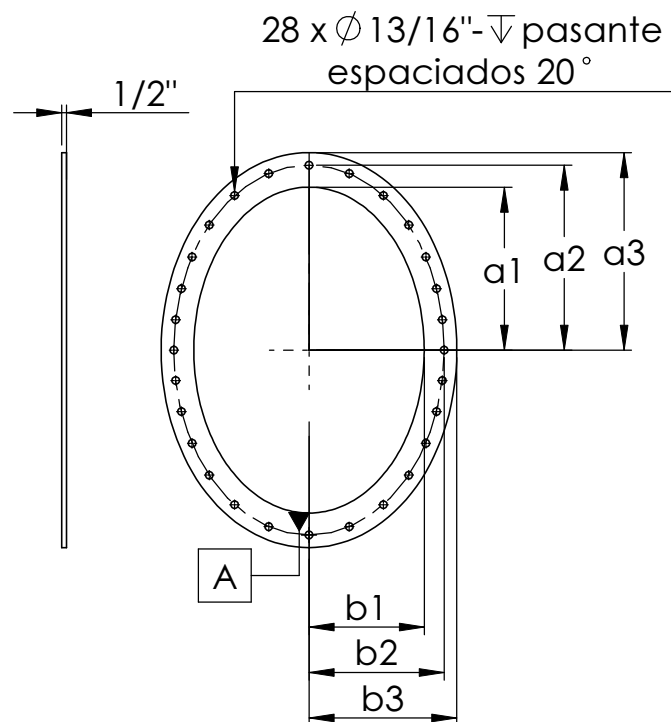
FORMATO:

DIN A4

PLANO 4 DE 45

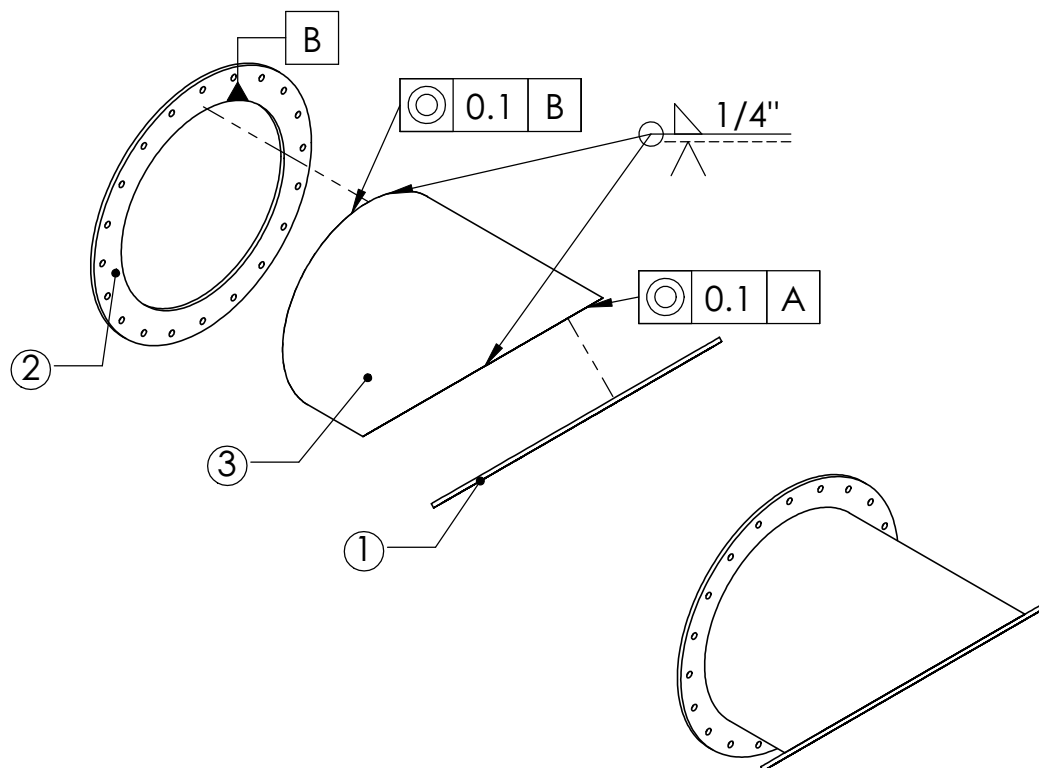
ESCALA: 1:20

① Flange Elíptico



A

Ensamble Tubería Truncada



Tubería Truncada

Cota	Dimensión (mm)	Cota	Dimensión (mm)
a1	431.052	b1	304.800
a2	489.013	b2	357.500
a3	522.538	b3	391.025

Nota A:
Soldaduras con
electrodo E316L de $\phi 1/8"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Flange Elíptico	1	AISI 316L	-
2	Flange 24"	1	AISI 316L	3
3	Sección Tubular	1	AISI 316L	4

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	07/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

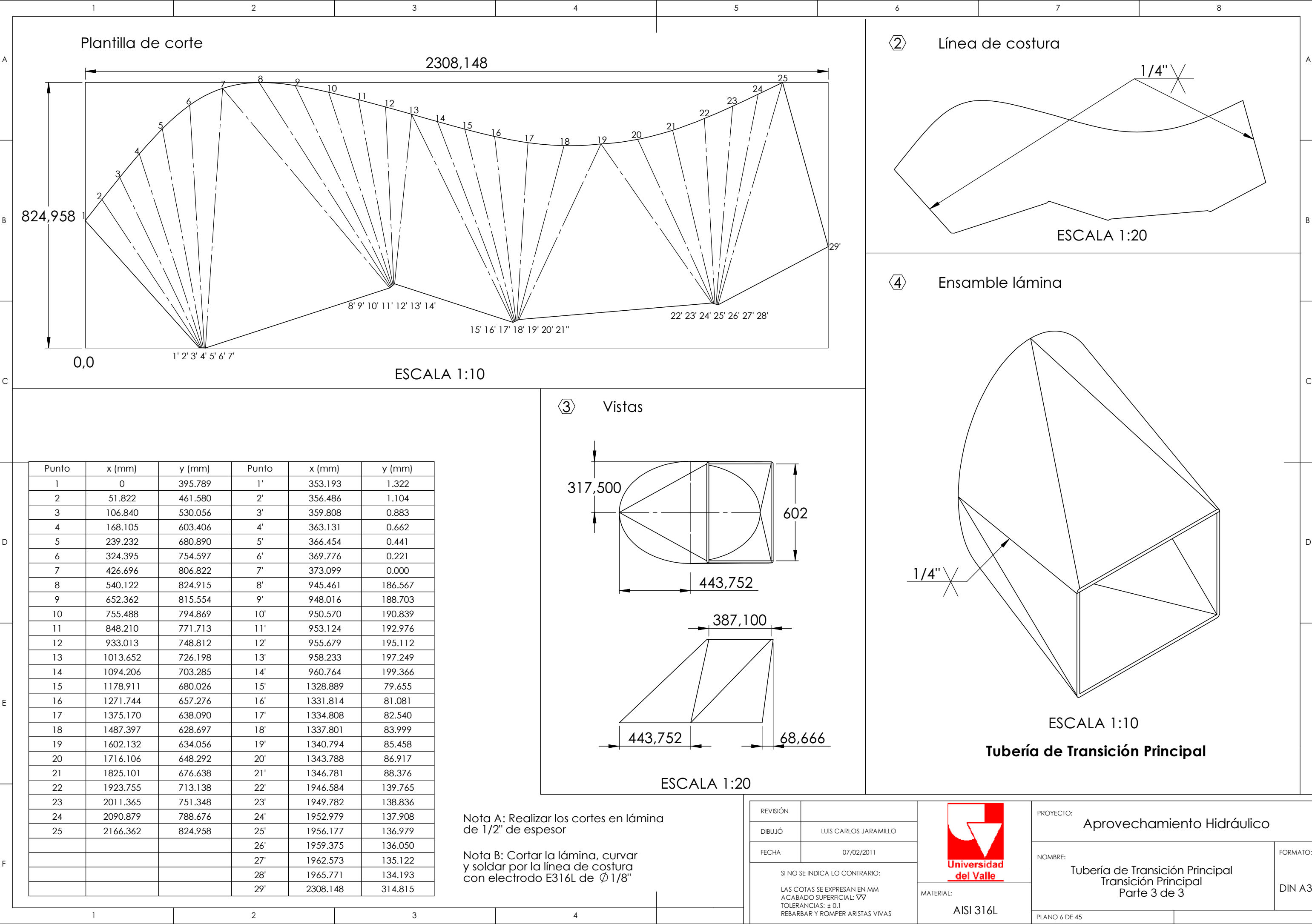
NOMBRE: Tubería Truncada
Tubería de Presión
Parte 3 de 9

FORMATO:

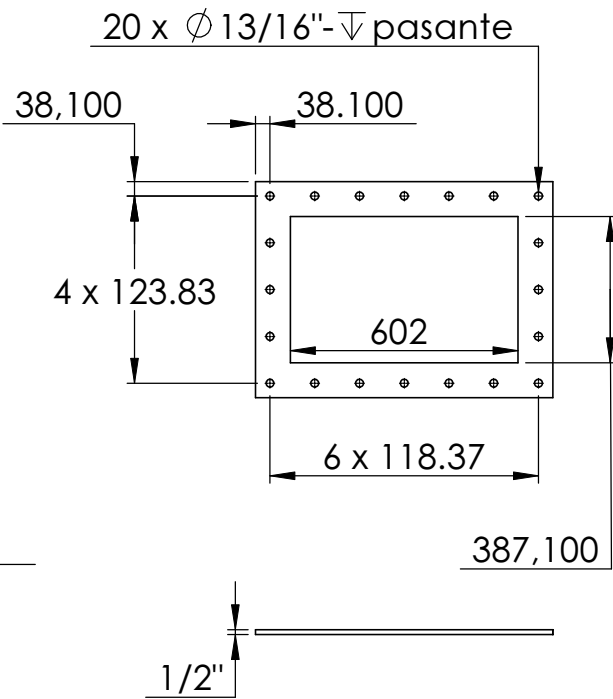
DIN A4

PLANO 5 DE 45

ESCALA: 1:20

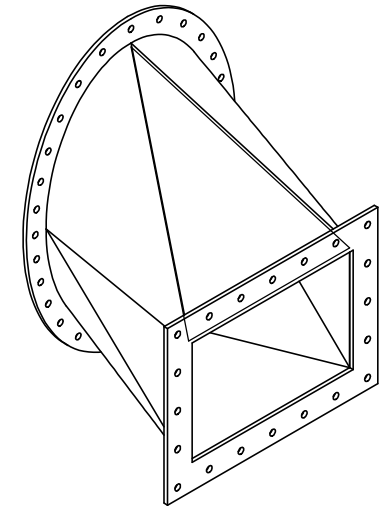
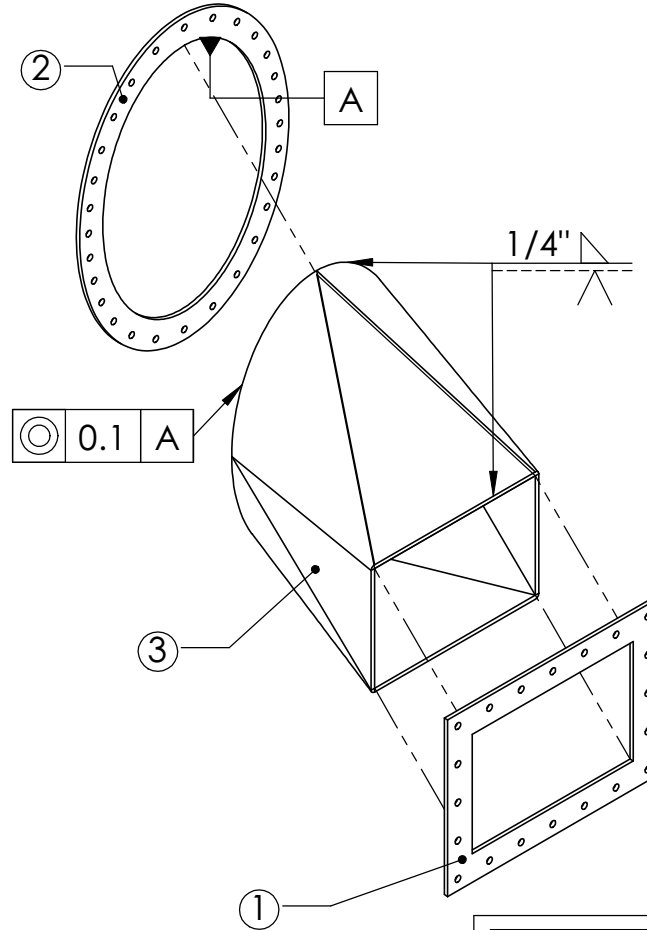


① Flange Inyector



Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\phi 1/8"$

① A Ensamble Transición Principal



Transición Principal

No. Piezas	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Flange Inyector	1	AI SI 316L	-
2	Flange Elíptico	1	AI SI 316L	5
3	Tubería de Transición Principal	1	AI SI 316L	6

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	07/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

Ensamble de Transición Principal
Tubería de Presión
Parte 4 de 9

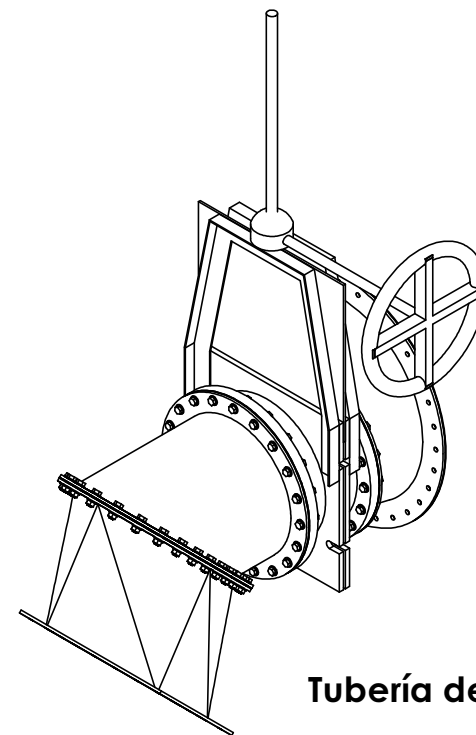
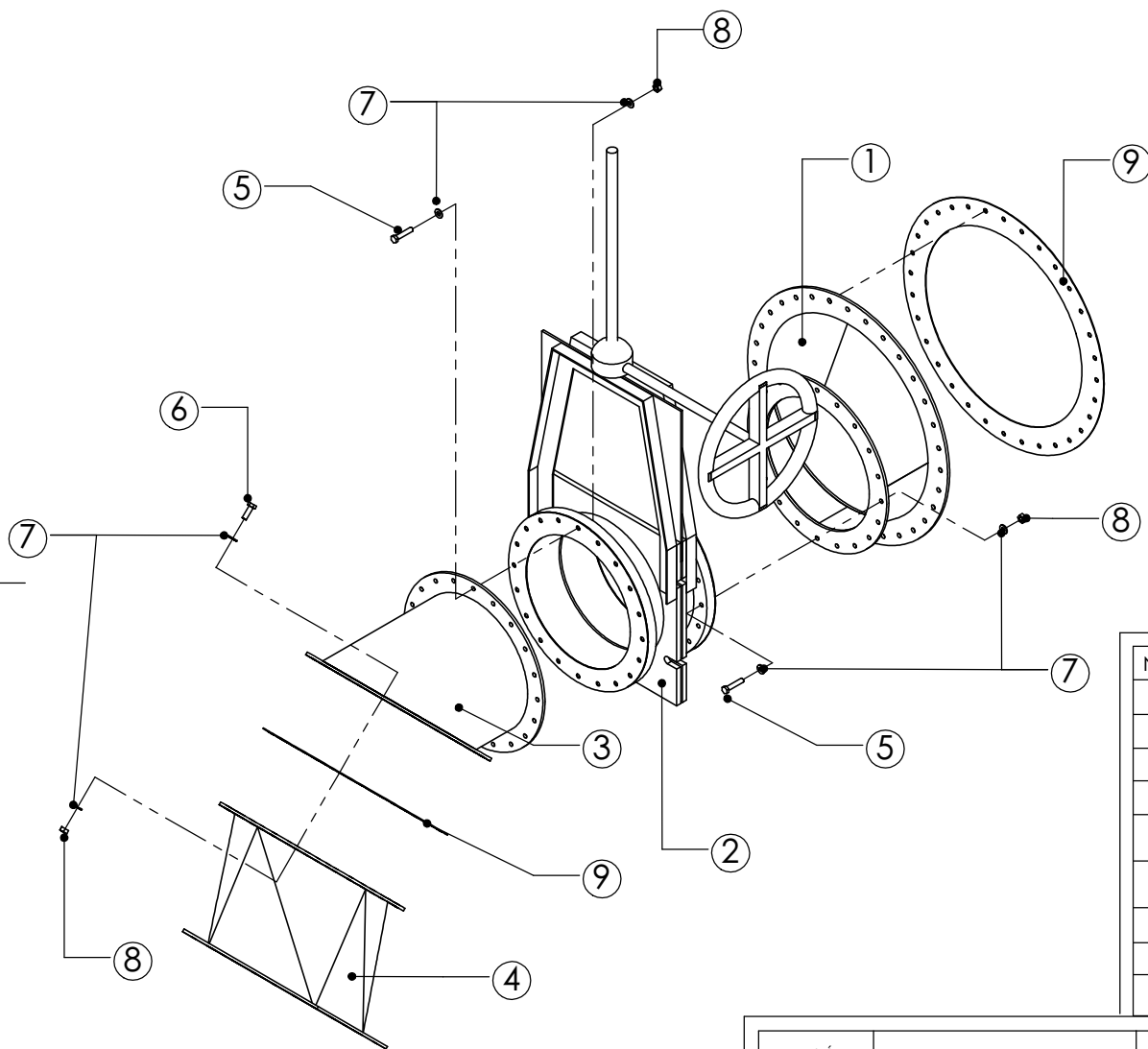
FORMATO:

DIN A4

PLANO 7 DE 45

ESCALA: 1:20

A Ensamble Tubería de Presión



Tubería de Presión

No.Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Reducción 36" a 24"	1	AISI 316L	2
2	Válvula de guillotina (CLARKSON)	1		-
3	Tubería Truncada	1	AISI 316L	5
4	Ensamble de Transición Principal	1	AISI 316L	7
5	Perno de cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 3-5/8" Grado 8	40	Acero	-
6	Perno de cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 2-1/4" Grado 8	28	Acero	-
7	Arandela plana de Ø3/4"	136	Acero	-
8	Tuerca 3/4" - 10 UNC	68	Acero	-
9	Sello de Caucho de 1/8" de espesor	2	Caucho y Lona	-

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	08/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇
 TOLERANCIAS: ± 0.1
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

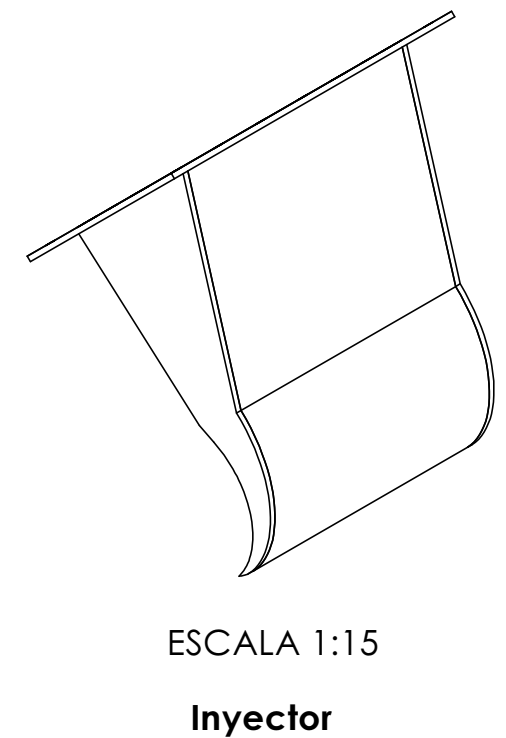
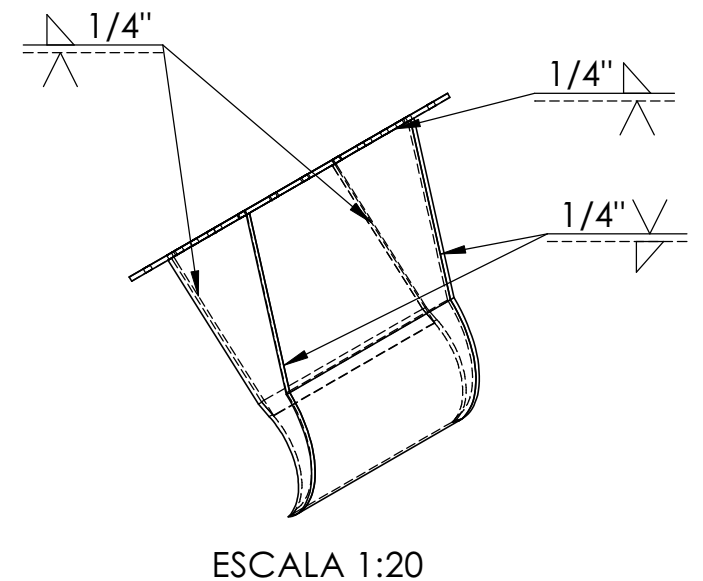
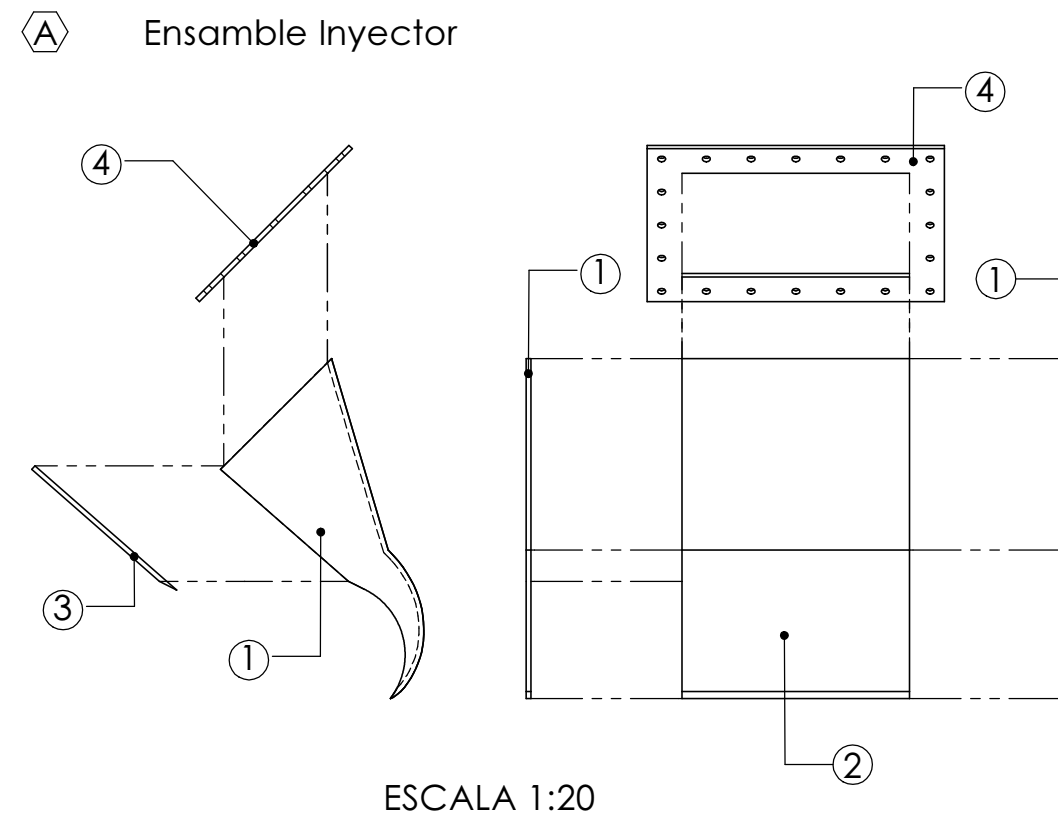
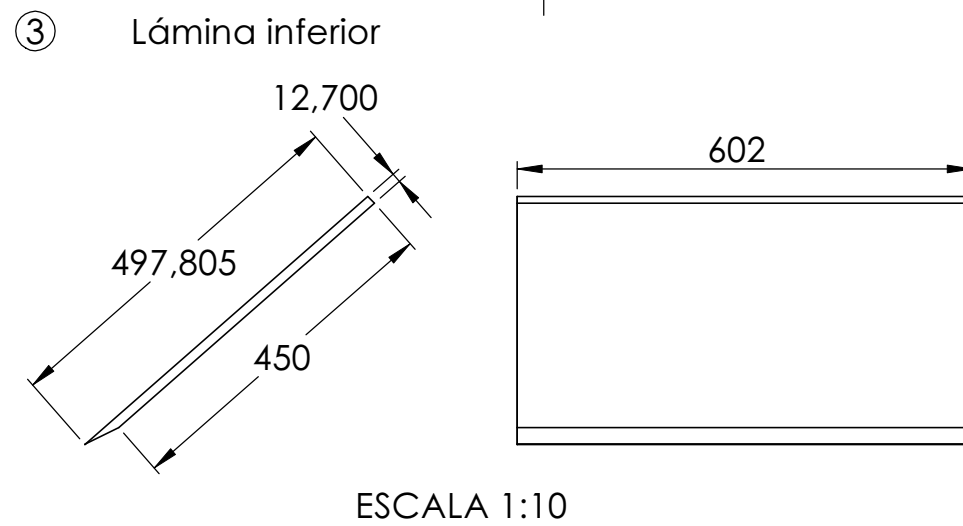
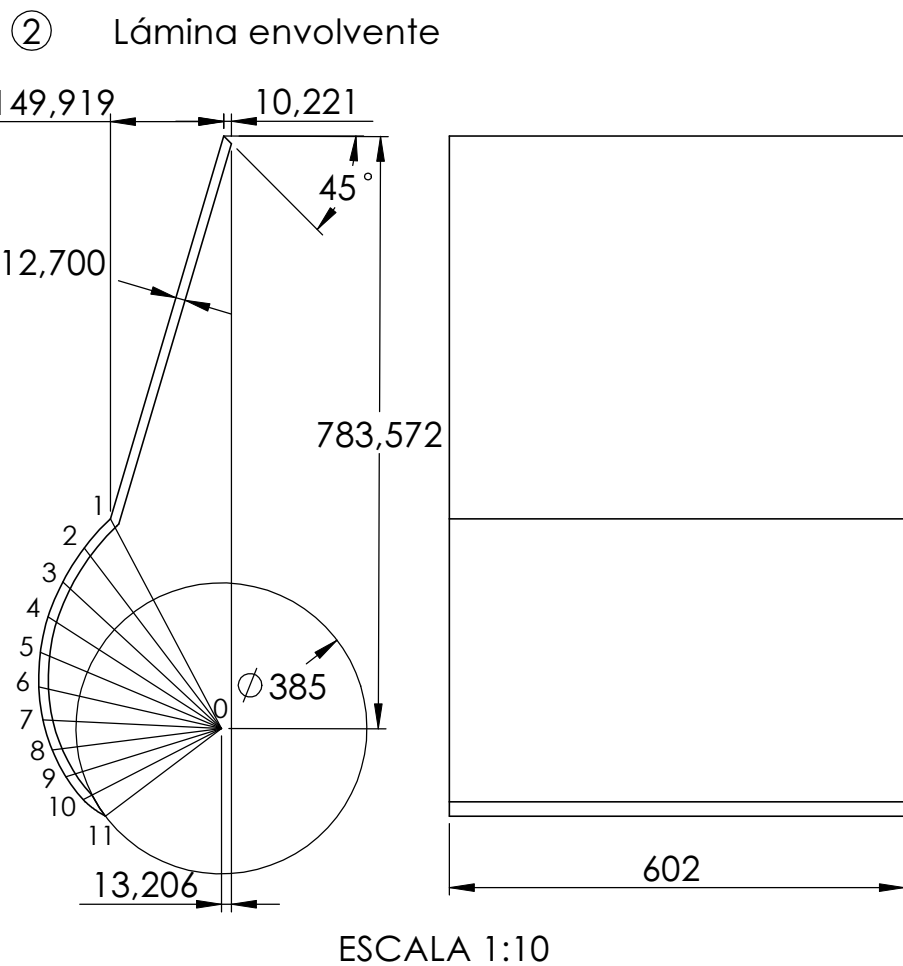
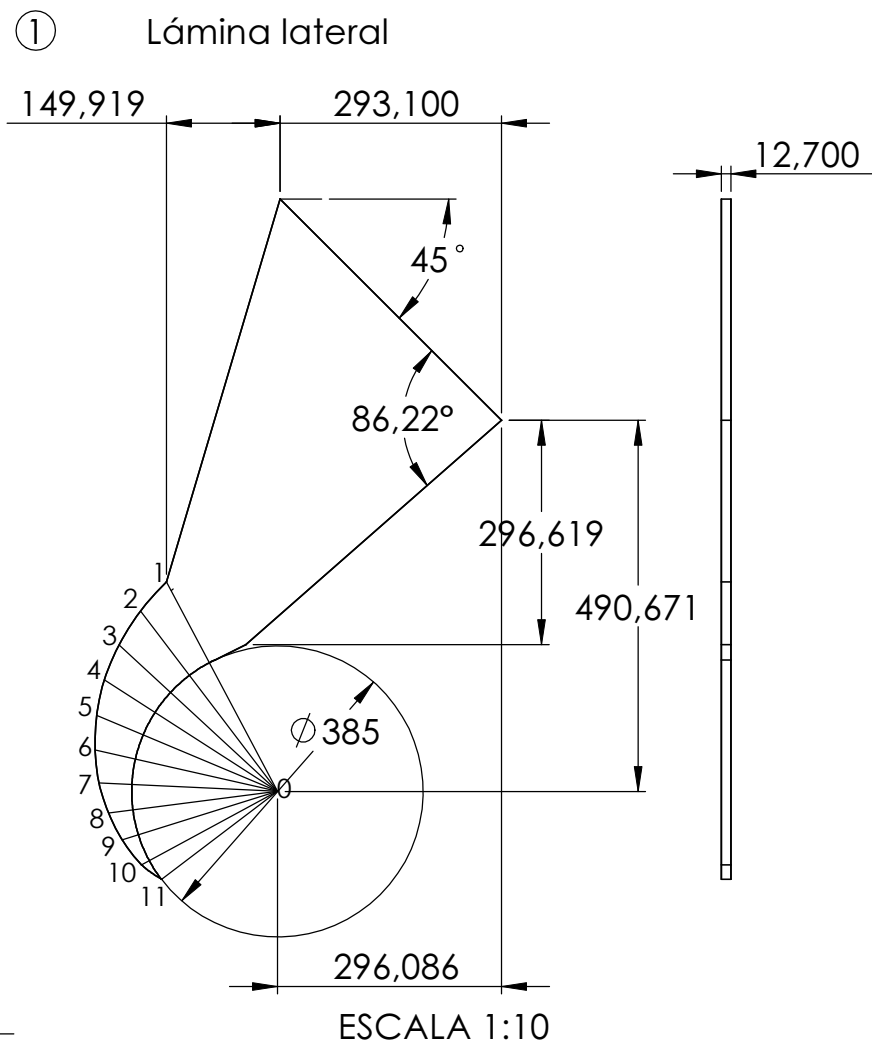
NOMBRE: Tubería de Presión

FORMATO:

DIN A4

PLANO 8 de 45

ESCALA: 1:30

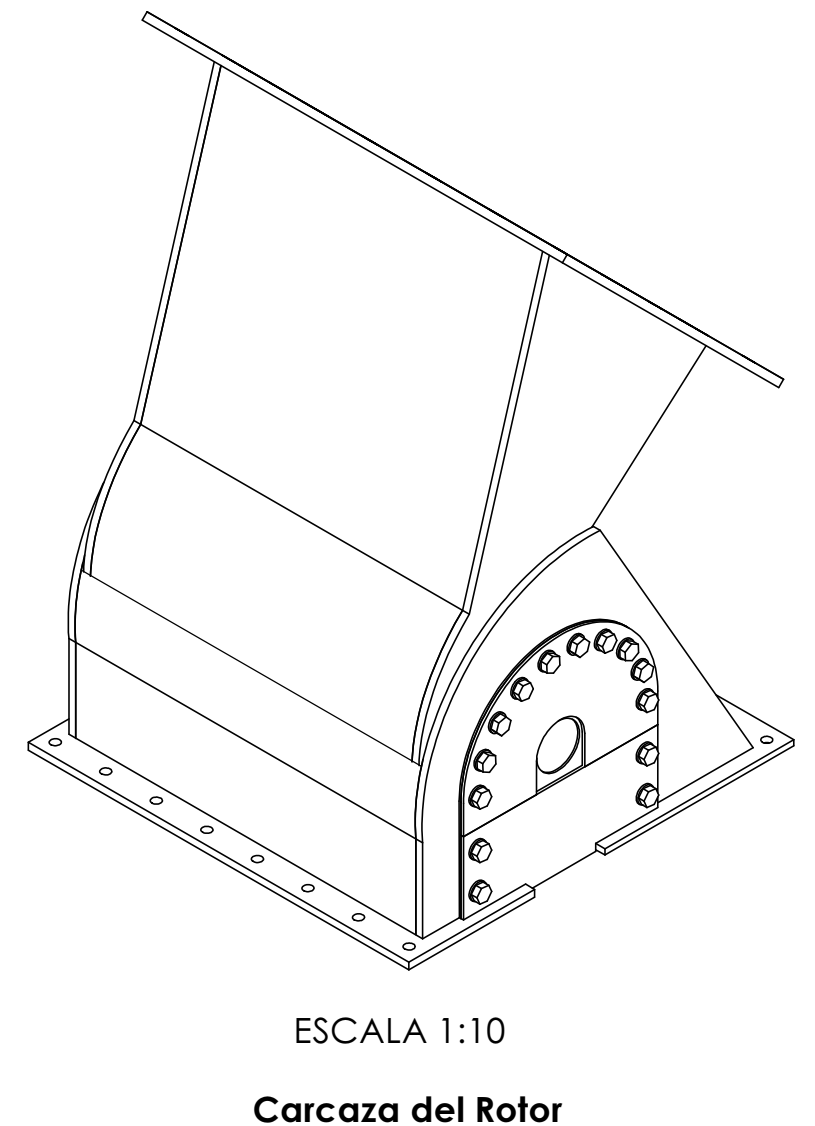
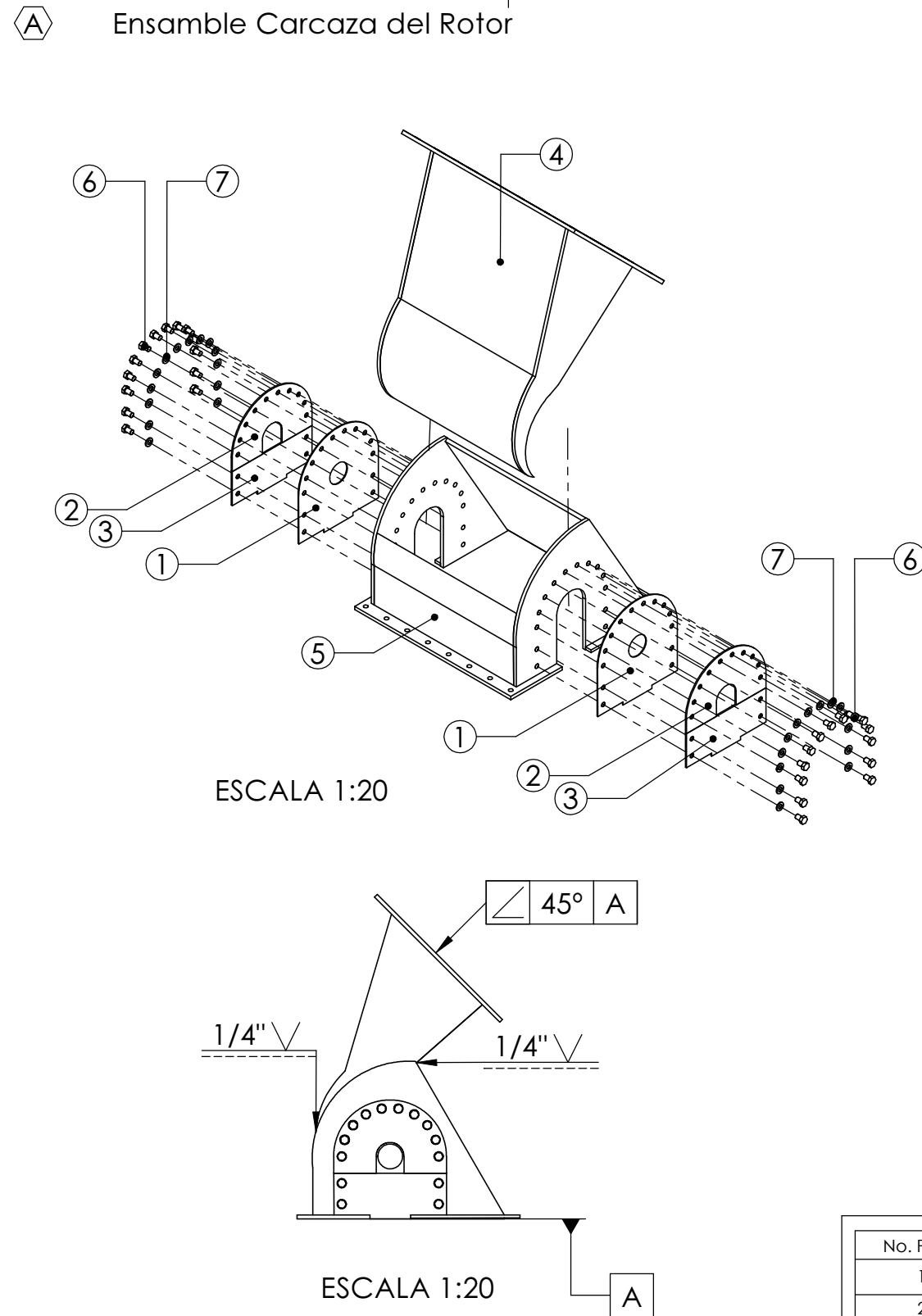
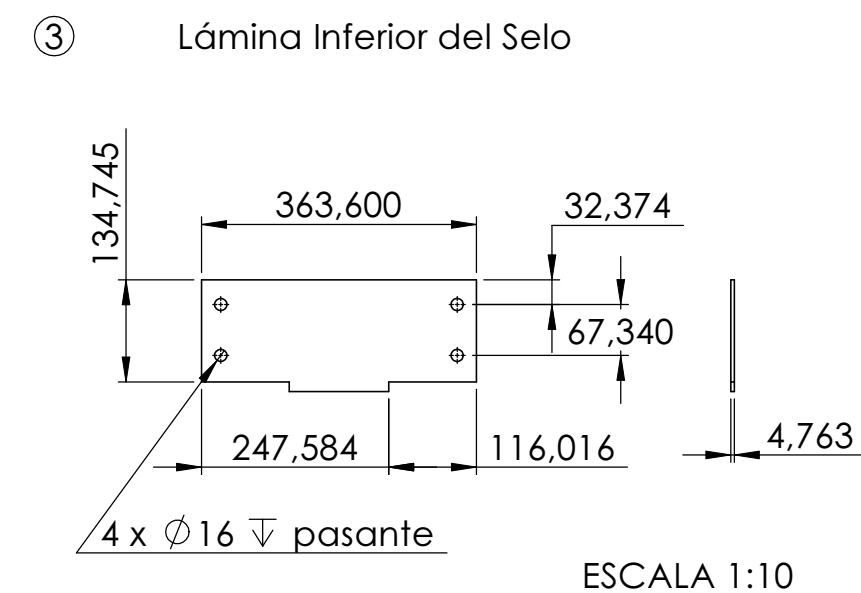
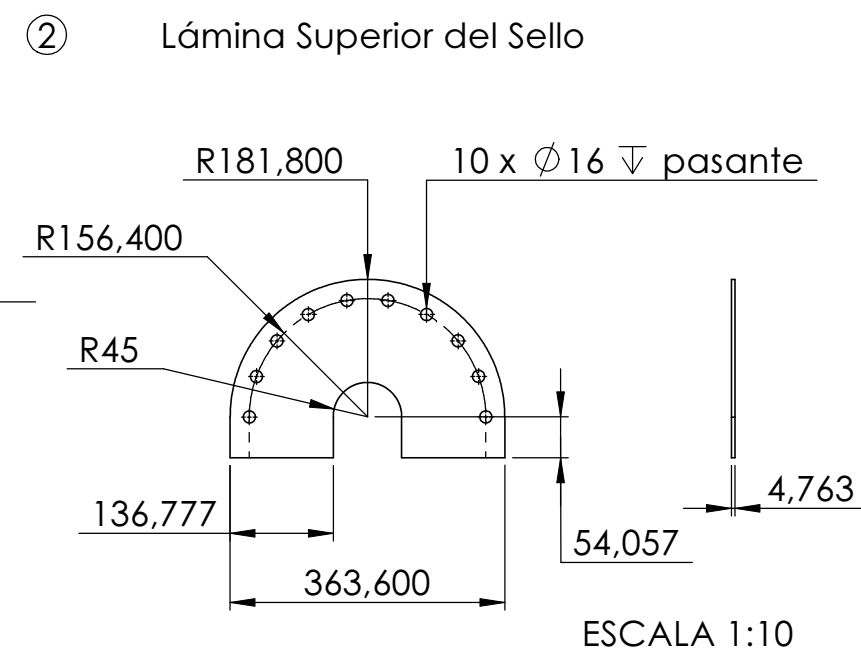
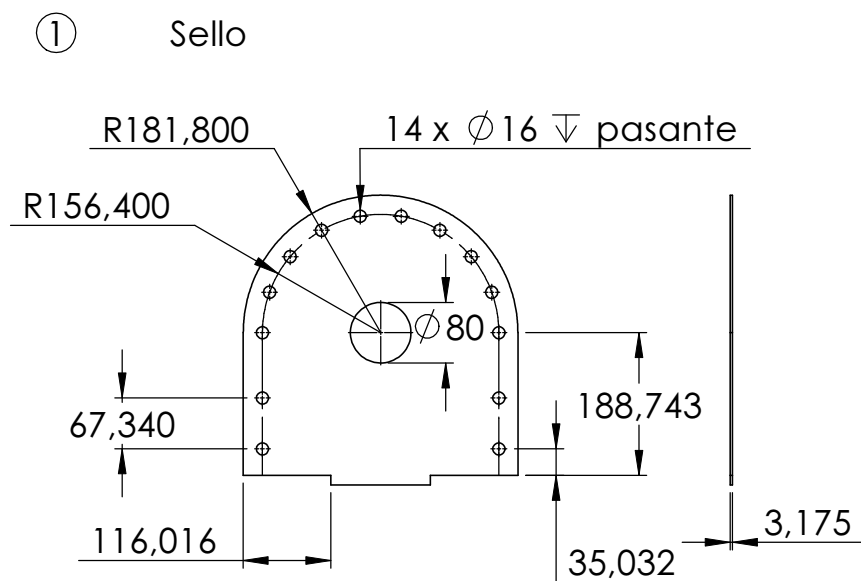


Segmento	Dimension (mm)
0-1	313.425
0-2	299.542
0-3	285.442
0-4	272.490
0-5	259.555
0-6	247.540
0-7	236.592
0-8	225.644
0-9	215.649
0-10	204.705
0-11	192.541

Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\varnothing 1/8"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	Plano
1	Lámina Lateral	2	AI SI 31 6L	-
2	Lámina Envolvente	1	AI SI 31 6L	-
3	Lámina Inferior	1	AI SI 31 6L	-
4	Flange Inyector	1	AI SI 31 6L	7

REVISIÓN			PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Inyector Carcasa del Rotor Parte 4 de 7	
FECHA	03/02/2011		FORMATO: DIN A3	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:	PLANO 9 DE 45	



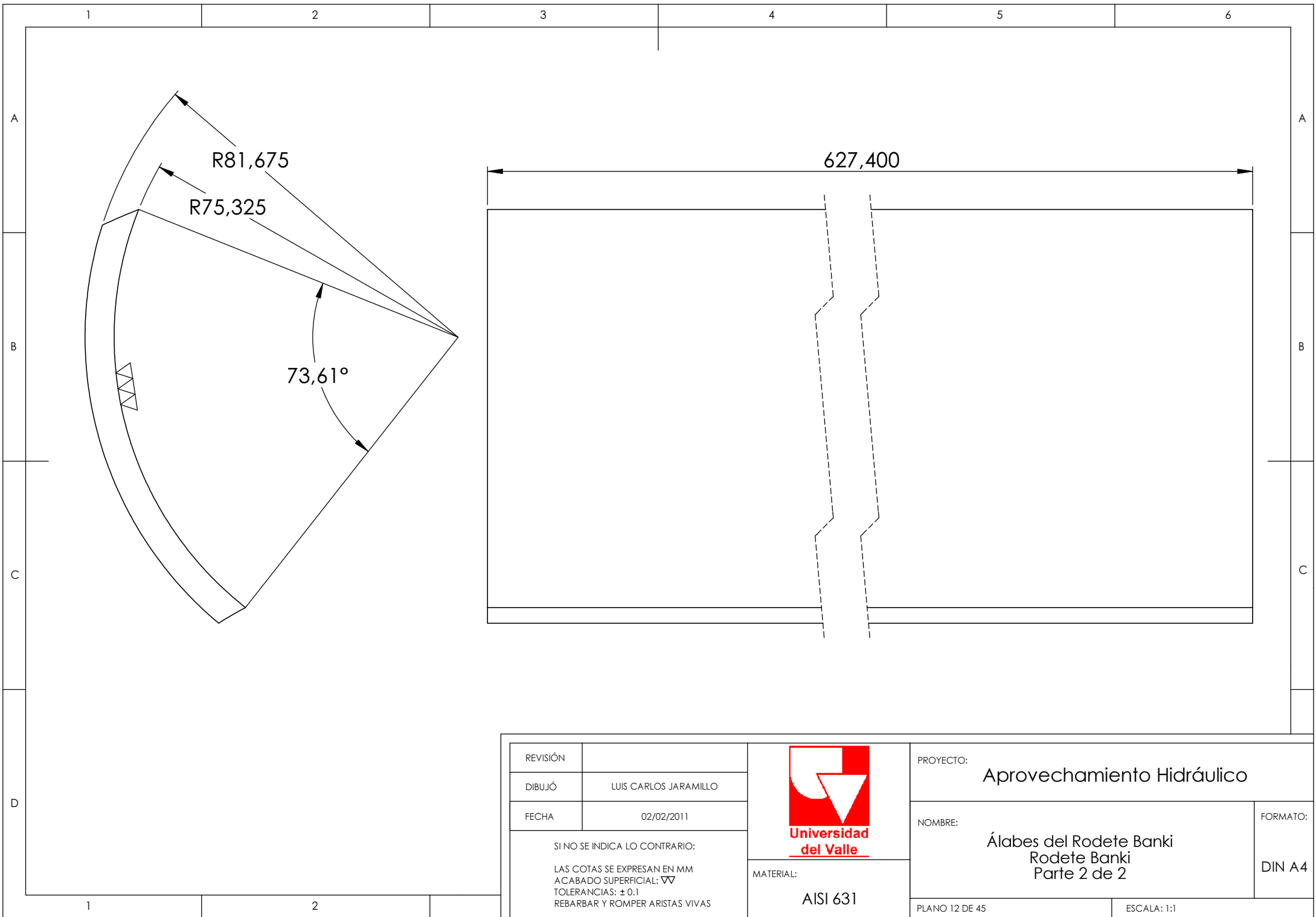
No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Sello de Caucho de 1/8" de espesor	2	Caucho y Lona	-
2	Lámina Superior del Sello	2	AISI 316L	-
3	Lámina Inferior del Sello	2	AISI 316L	-
4	Inyector	1	AISI 316L	9
5	Soporte Inyector	1	AISI 316L	10
6	Perno de cabeza hexagonal M16 x 2 - 23.8125 mm Grado 5	28	Acero	-
7	Arandela plana de Ø16 mm	28	Acero	-

REVISIÓN		 Universidad del Valle	PROYECTO:		Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE:		Carcaza del Rotor	
FECHA	03/02/2011		MATERIAL:			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ▽ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			PLANO 11 DE 45		FORMATO: DIN A3	

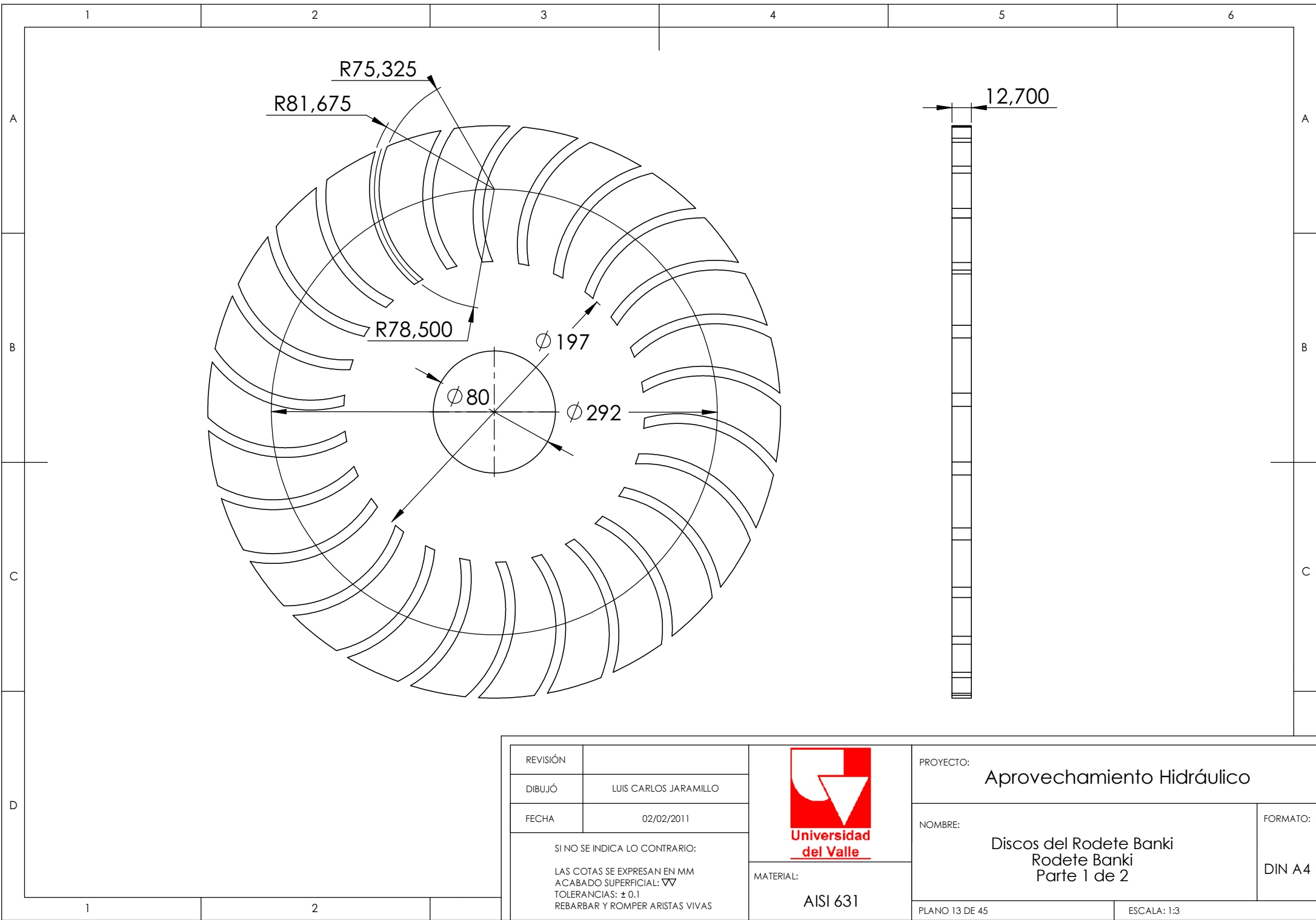
Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\phi 1/8"$



MATERIAL:

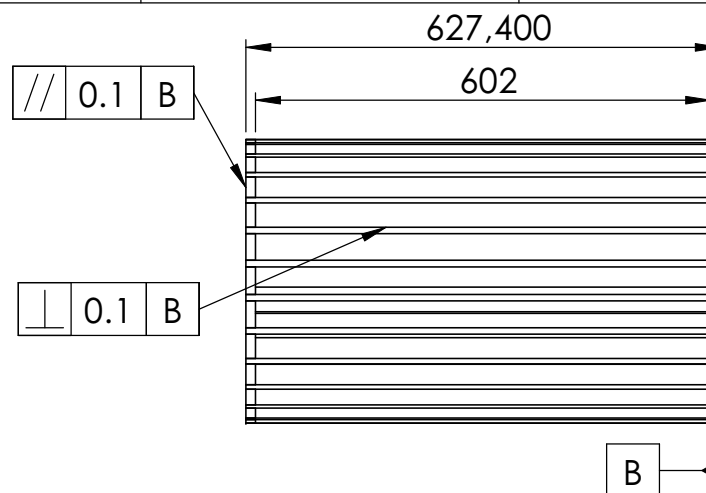
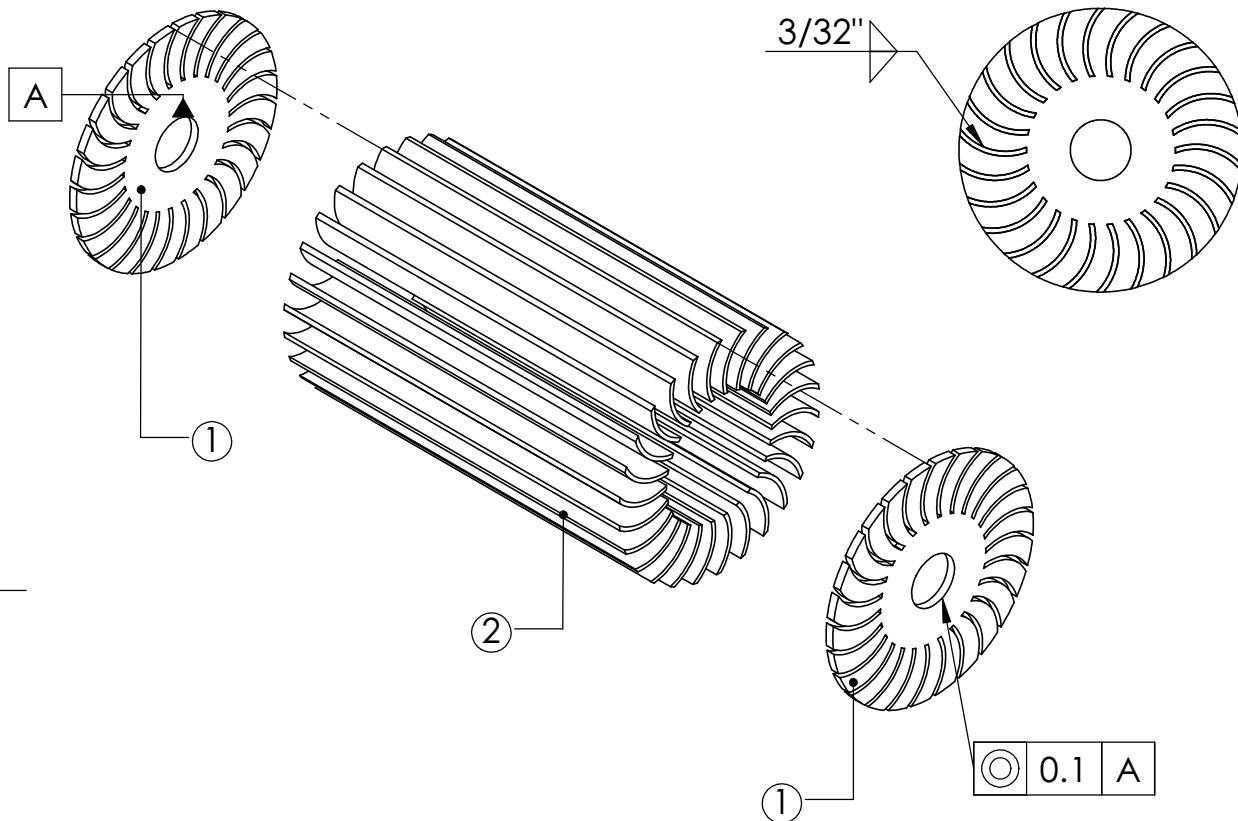


REVISIÓN		 Universidad del Valle	PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico		
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Álabes del Rodete Banki Rodete Banki Parte 2 de 2		FORMATO: DIN A4
FECHA	02/02/2011				
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ▽▽ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL: AISI 631	PLANO 12 DE 45		ESCALA: 1:1



REVISIÓN		 Universidad del Valle	PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Discos del Rodete Banki Rodete Banki Parte 1 de 2	FORMATO: DIN A4
FECHA	02/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ▽▽ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL: AISI 631	PLANO 13 DE 45	ESCALA: 1:3

Ensamble Rodete Banki



Ensamble Rodete

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Discos del rodete	2	AlSi 631	12
2	Álabes del rodete	26	AlSi 631	13

Nota A: Soldar internamente los álabes a los discos del rodete con electrodo E - Ni Cr Mo -3 de $\phi 1/8"$

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	02/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO: **Aprovechamiento Hidráulico**

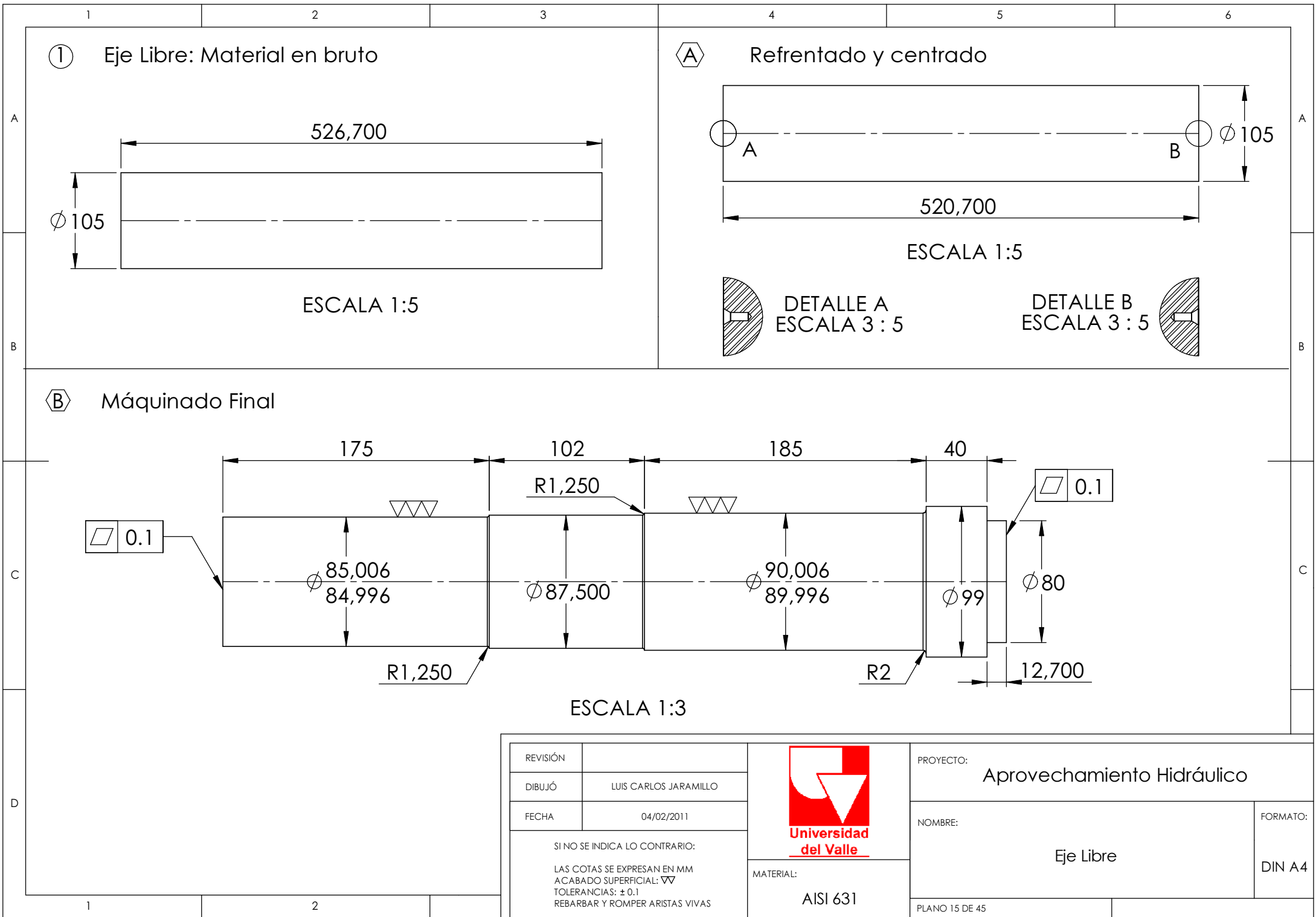
NOMBRE: **Rodete Banki**

FORMATO:

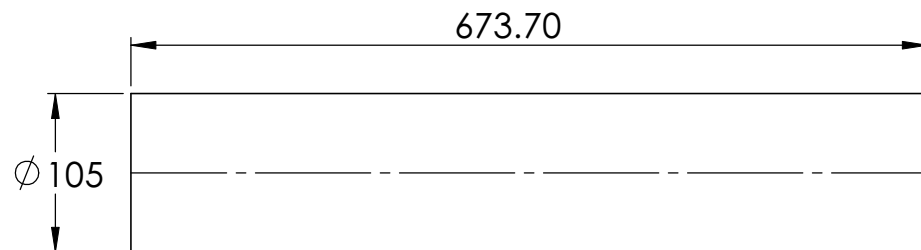
DIN A4

PLANO 14 DE 45

ESCALA: 1:10



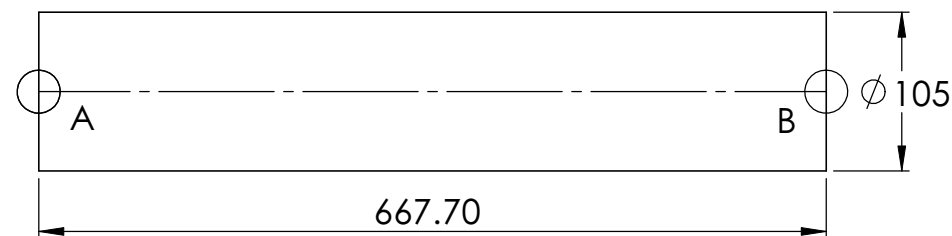
① Eje Libre: Material en bruto



Escala: 1:5

A

Refrentado y centrado



Escala: 1:5

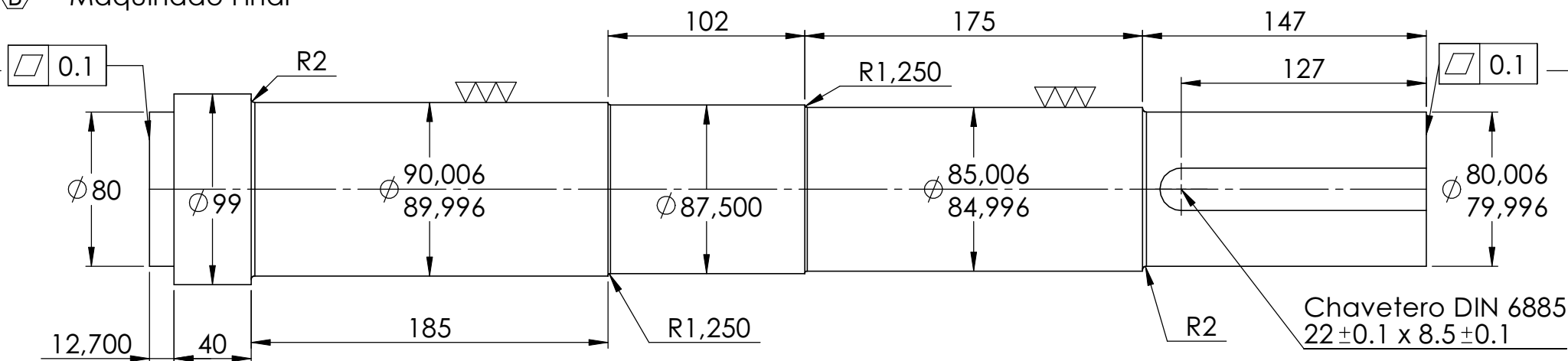


DETALLE A
ESCALA 3 : 5



DETALLE B
ESCALA 3 : 5

B Máquinado Final



Escala 1:3

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	04/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

AI SI 631

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

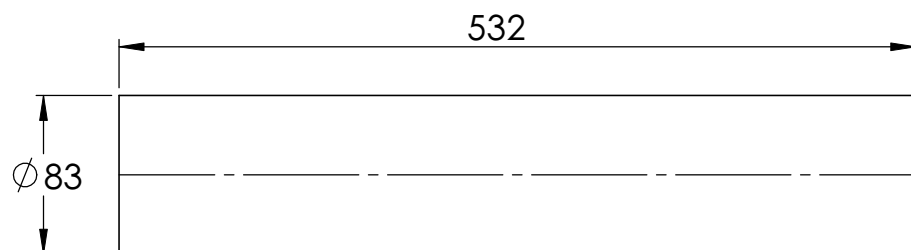
Eje Motriz

FORMATO:

DIN A4

PLANO 16 DE 45

① Eje Libre: Material en bruto



Ⓐ Refrentado y centrado

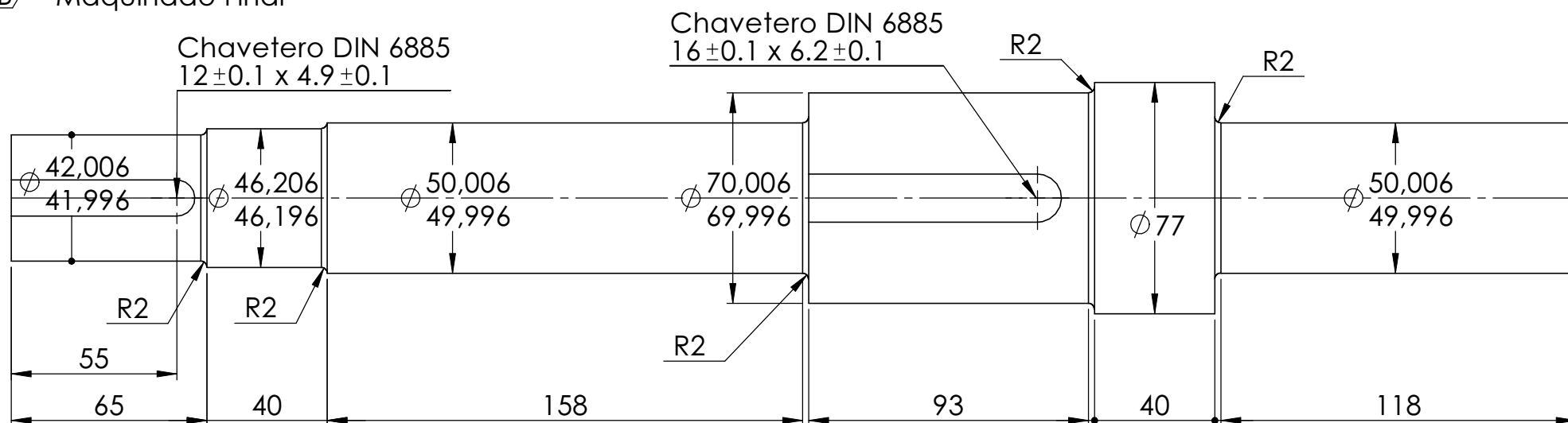


DETALLE A
ESCALA 3 : 5

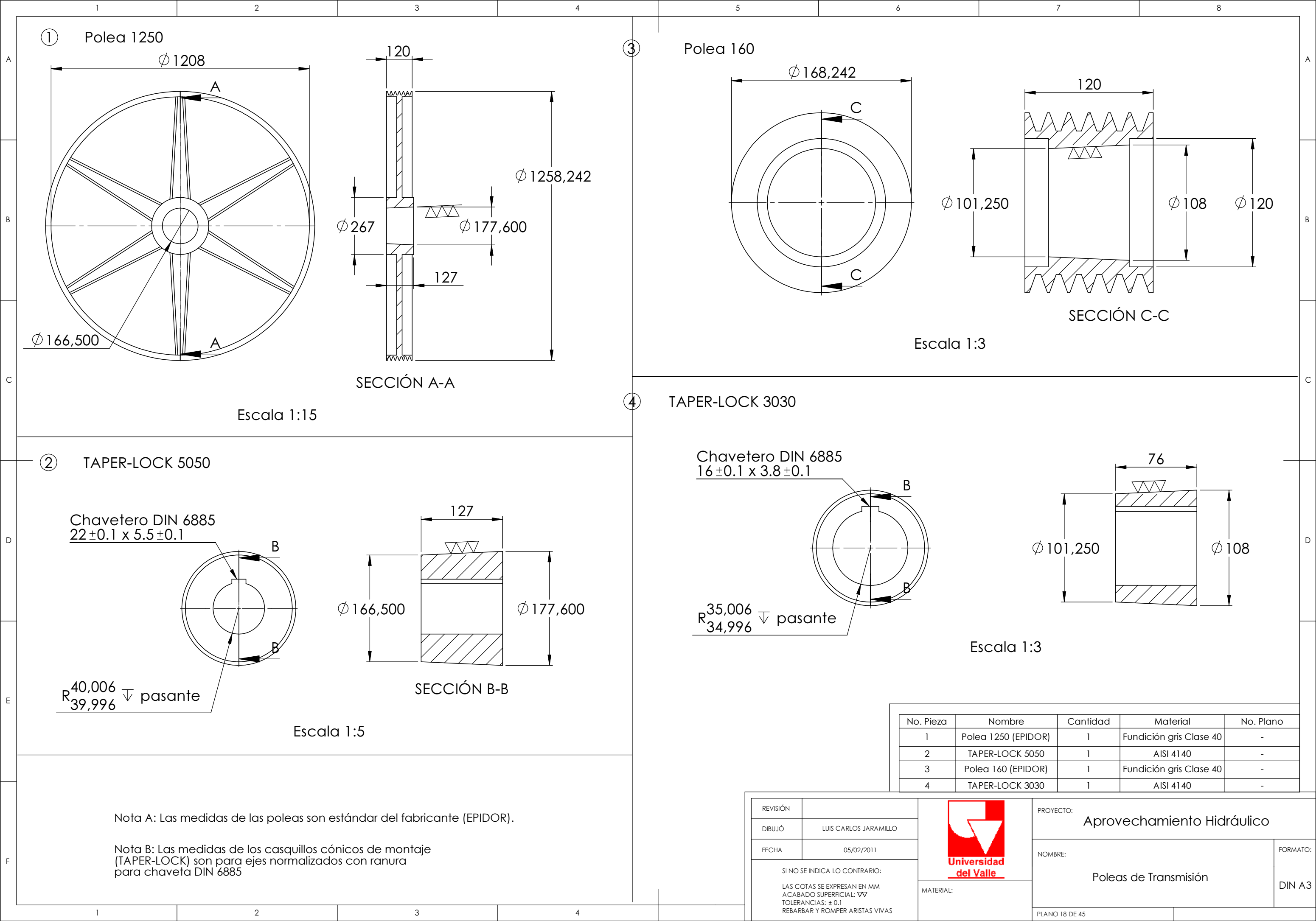


DETALLE B
ESCALA 3 : 5

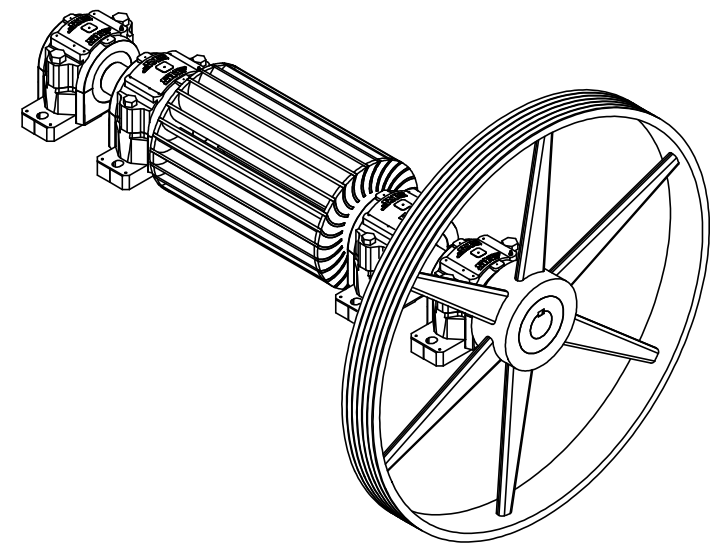
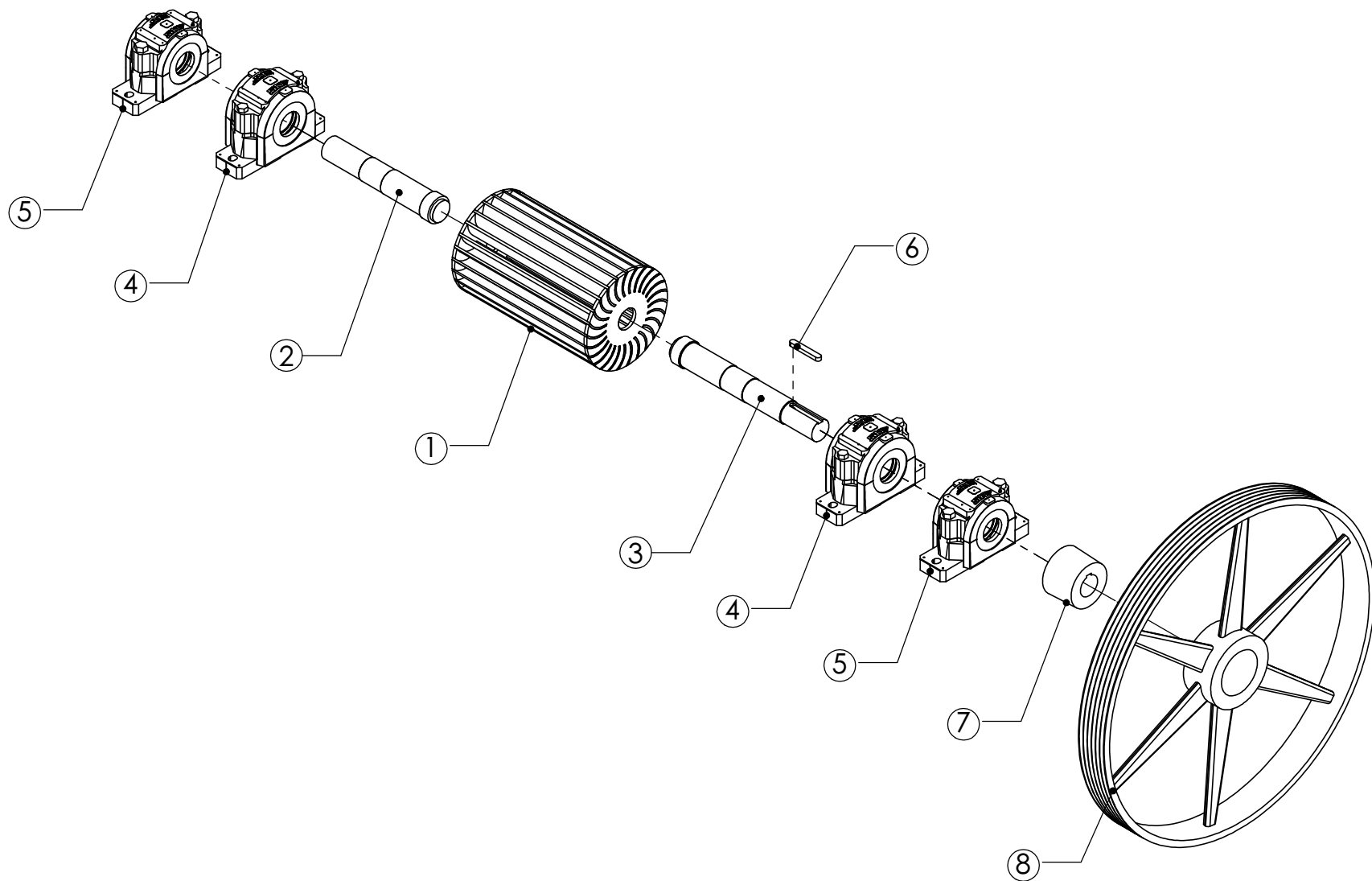
Ⓑ Máquinado Final



REVISIÓN		 Universidad del Valle	PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Eje Conducido	
FECHA	04/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL: AISI 1045 HR	FORMATO: DIN A4	
			PLANO 17 DE 45	



Ensamble del Eje del Rotor



Ensamble del Eje del Rotor

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Rodete Banki	1	AISI 631	14
2	Eje Libre	1	AISI 631	15
3	Eje Motriz	1	AISI 631	16
4	Soporte de pie SNL620 TA con rodamiento 2320 K (SKF)	2	-	-
5	Soporte de pie SNL 619 TA con rodamiento 1319 K (SKF)	2	-	-
6	Chaveta 22 x 14 -116 DIN 6885	1	Acero	-
7	TAPER-LOCK 5050	1	AISI 4140	18
8	Polea 1250	1	Fundición gris Clase 40	18

REVISIÓN		 Universidad del Valle	PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Ensamble del Eje del Rotor	FORMATO: DIN A3
FECHA	05/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:	PLANO 19 DE 45	ESCALA:1:20

1

2

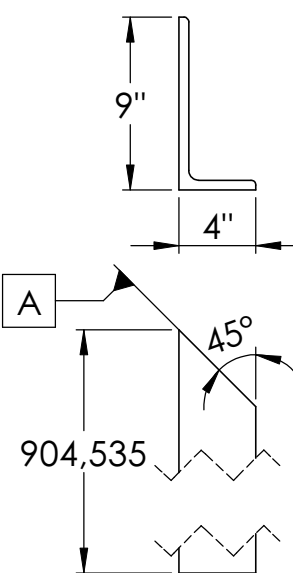
3

4

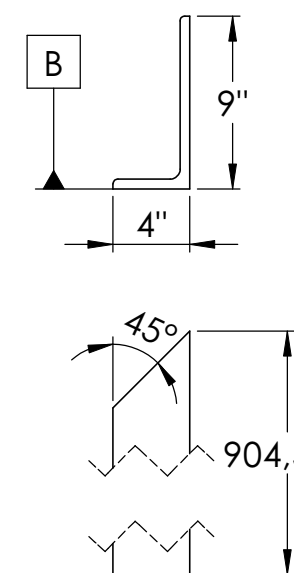
5

6

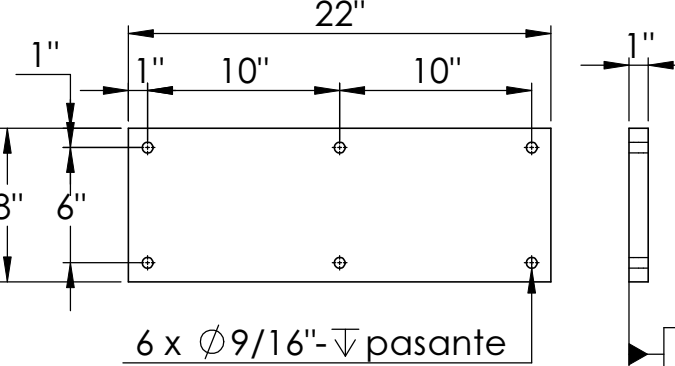
① Columnas:
Ángulo 1



② Columnas:
Ángulo 2



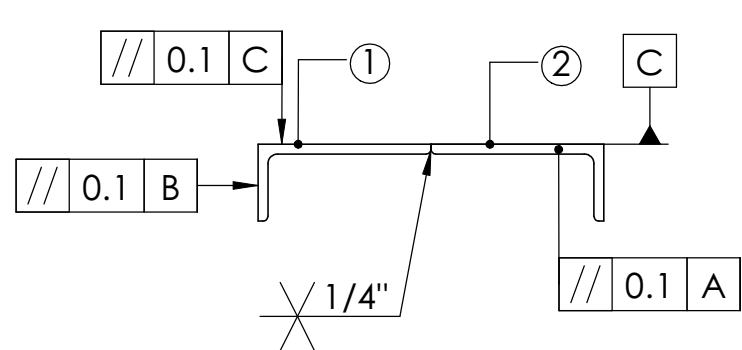
③ Placa de anclaje



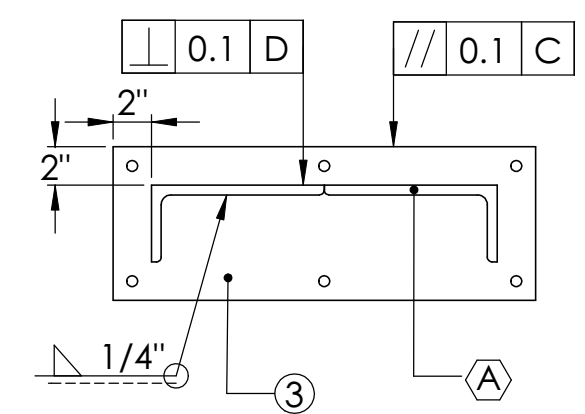
Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de Ø 1/8"

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de Ø 3/16"

Ensamble Ángulos



Ensamble placa



Columnas Bastidor Principal

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Dimensiones (in)	Material
1	Columna Ángulo 1	1	9 x 4 x 0.51	AISI 1020
2	Columna Ángulo 2	1	9 x 4 x 0.51	AISI 1020
3	Placa Anclaje	1	-	AISI 1020

REVISIÓN

DIBUJÓ

FECHA

LUIS CARLOS JARAMILLO

06/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇

TOLERANCIAS: ± 0.1

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



UNIVERSIDAD
del Valle

MATERIAL:

PROYECTO:

Nombre:

FORMATO:

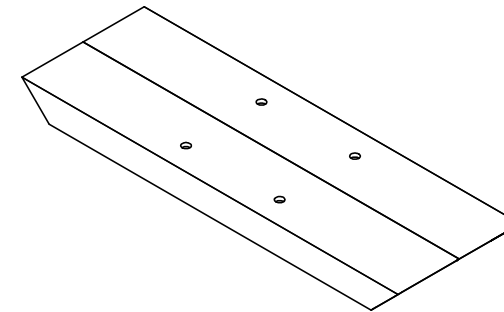
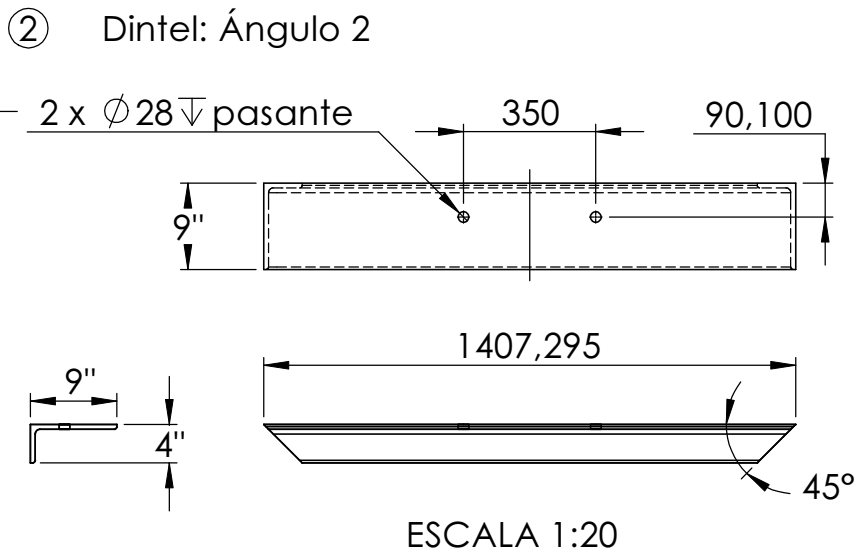
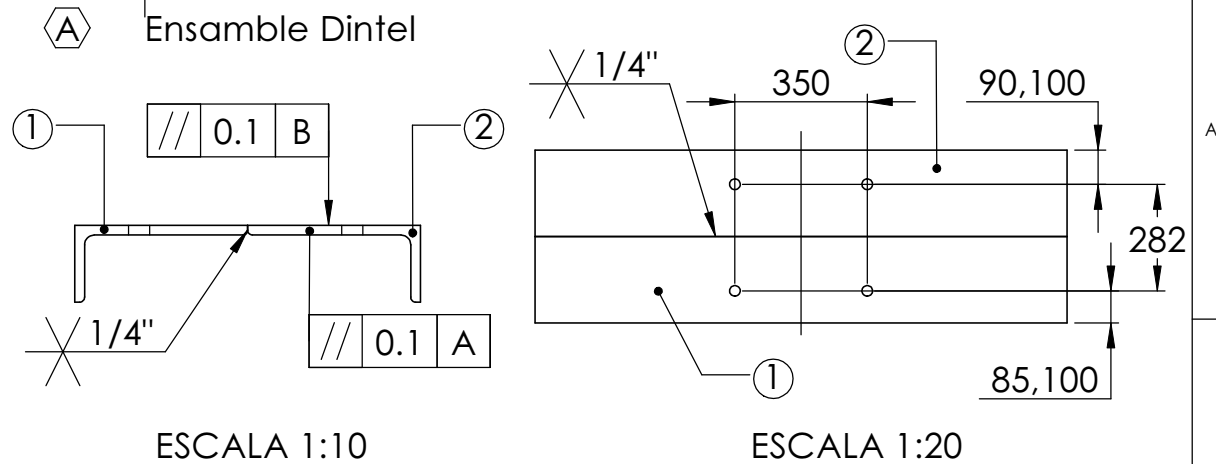
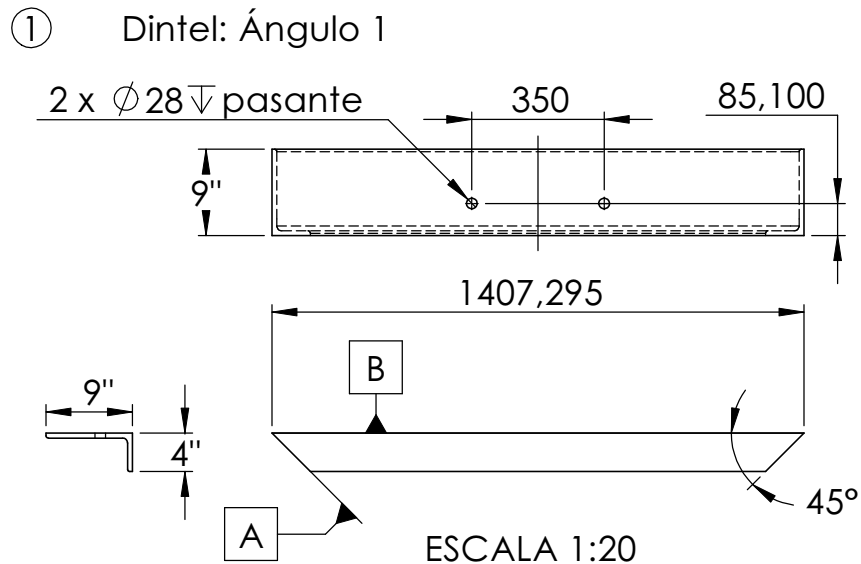
Aprovechamiento Hidráulico

Columnas del Bastidor Principal
Bastidor Principal
Parte 1 de 3

DIN A4

PLANO 20 DE 45

ESCALA:1:10



ESCALA 1:20

Dintel Bastidor Principal

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Dimensiones (in)	Material
1	Dintel: Ángulo 1	1	9 x 4 x 0.51	AI SI 1020
2	Dintel: Ángulo 2	1	9 x 4 x 0.51	AI SI 1020

Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de 1/8"

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de 3/16"

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	06/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO:

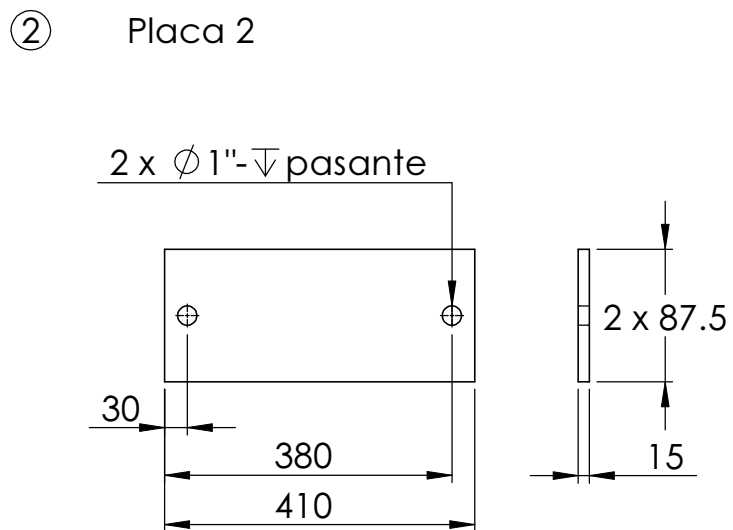
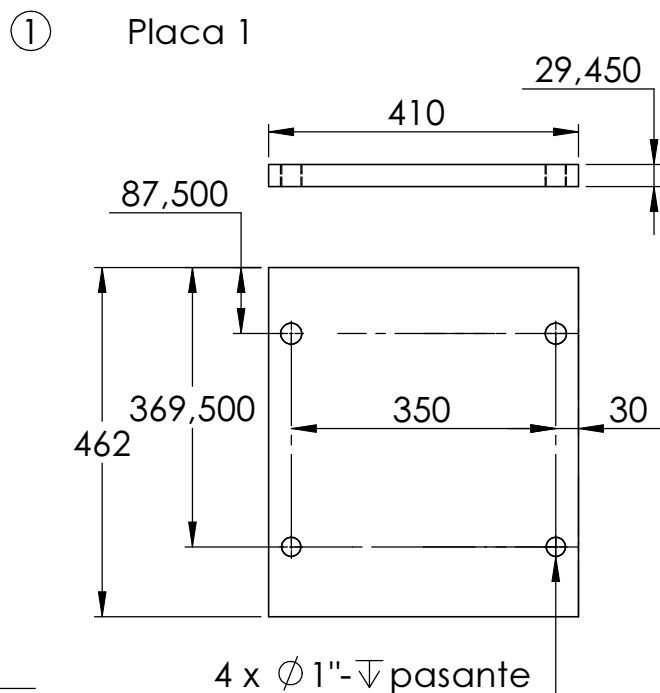
Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

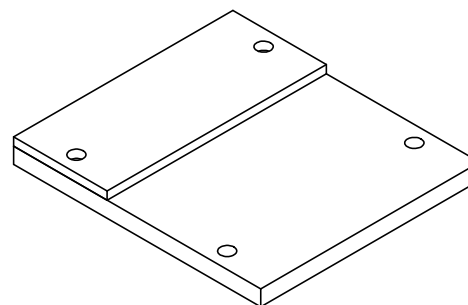
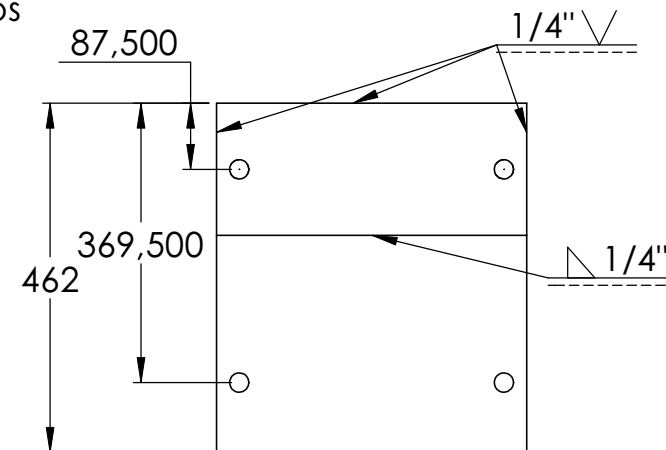
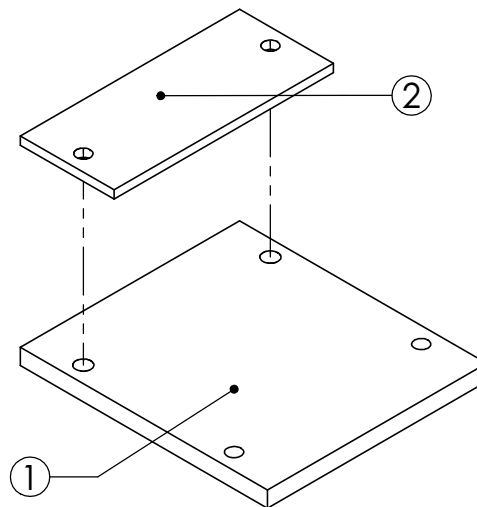
Dintel del Bastidor Principal
Bastidor Principal
Parte 2 de 3

FORMATO:

DIN A4



① A Ensamble Base Rodamientos



Base Rodamientos

Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de 1/8"

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de 3/16"

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material
1	Placa 1	1	AISI 1020
2	Placa 2	1	AISI 1020

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	06/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

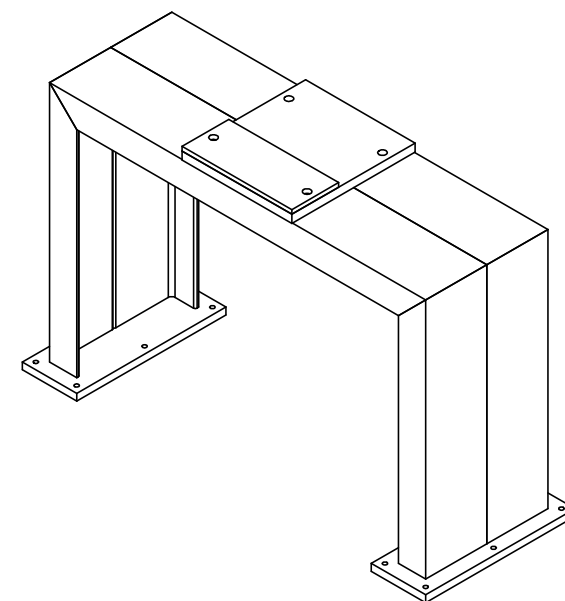
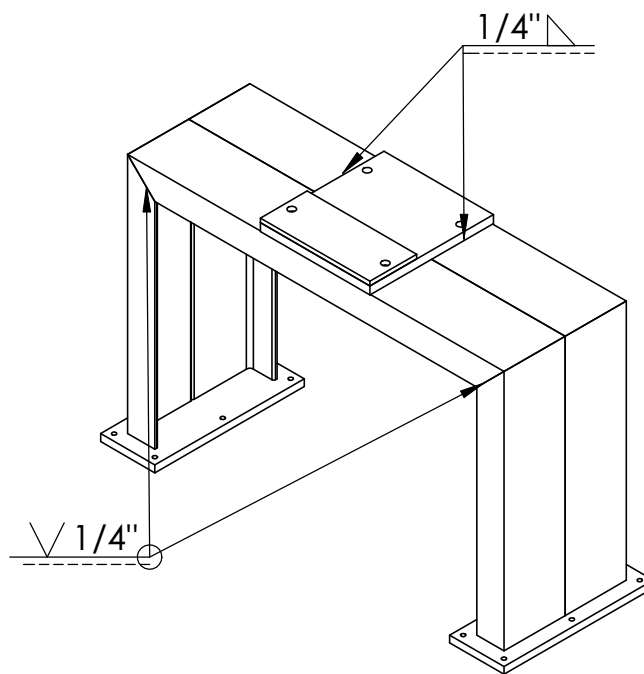
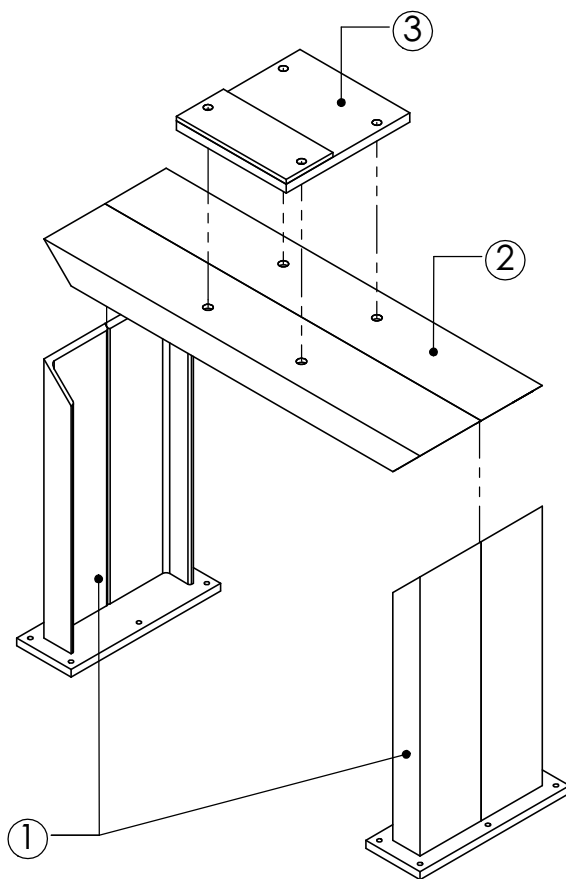
PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE: Base de Rodamientos Principales
Bastidor Principal
Parte 3 de 3

FORMATO:

DIN A4

A Ensamble Bastidor Principal



Bastidor Principal

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	Plano
1	Columnas Bastidor Principal	2	AISI 1020	20
2	Dintel Bastidor Principal	1	AISI 1020	21
3	Base Rodamientos	1	AISI 1020	22

Nota A: Para el montaje de la guarda de seguridad de las correas y poleas, se realizan las modificaciones al dintel y las columnas del Bastidor Principal, reflejadas en el plano 31

Nota B: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de $\phi 1/8"$

Nota C: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de $\phi 3/16"$

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	06/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO: **Aprovechamiento Hidráulico**

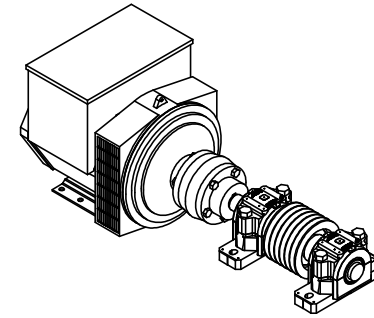
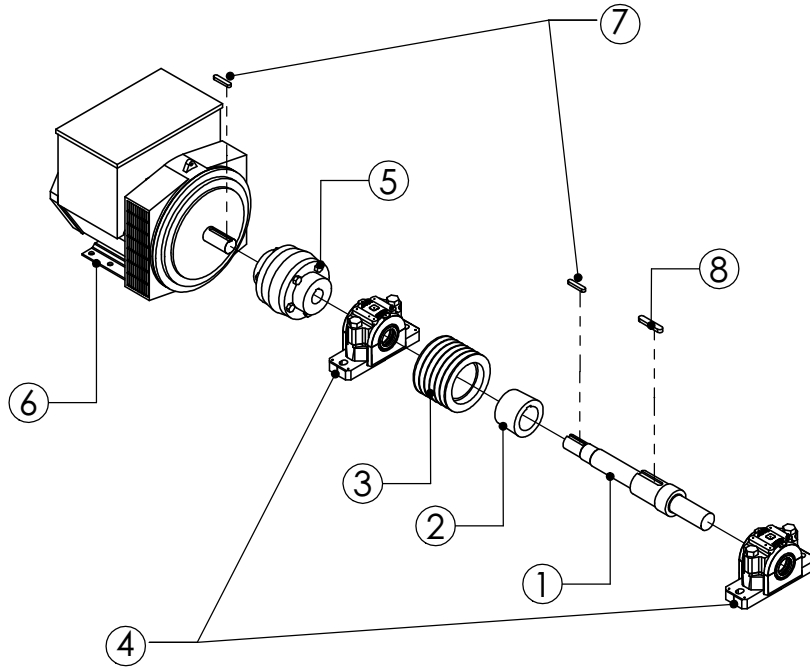
NOMBRE: **Bastidor Principal**

FORMATO:

DIN A4

A

Ensamble del Eje del Generador



Ensamble del Eje del Generador

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Eje Conducido	1	AISI 1045 HR	17
2	TAPER-LOCK 3030	1	AISI 4140	18
3	Polea 160 (EPIDOR)	1	Fundición gris Clase 40	18
4	Soporte de pie SNL 611 TA con rodamientos 2311K (SKF)	2	-	-
5	Acople Flexible TAF 6/1 (TECNON)	1	-	-
6	Generador STAMFORD PI144E con AVR AS 480	1	-	-
7	Chaveta 12 x 8 -61 DIN 6885	2	Acero	-
8	Chaveta 16 x 10 -84 DIN 6885	1	Acero	-

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	05/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇
 TOLERANCIAS: ± 0.1
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

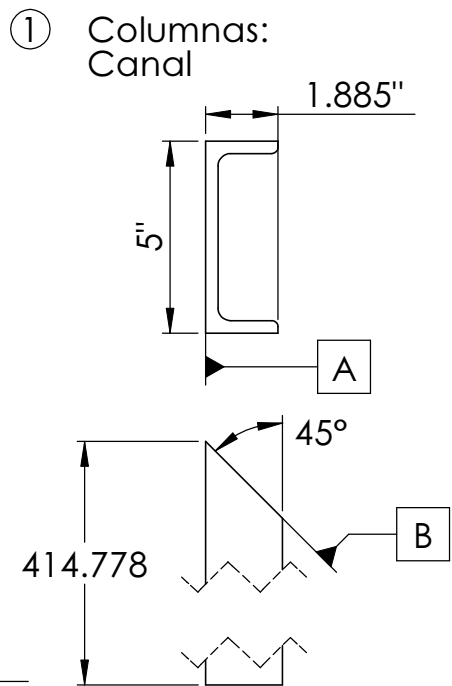
NOMBRE: Ensamble del Eje del Generador

FORMATO:

DIN A4

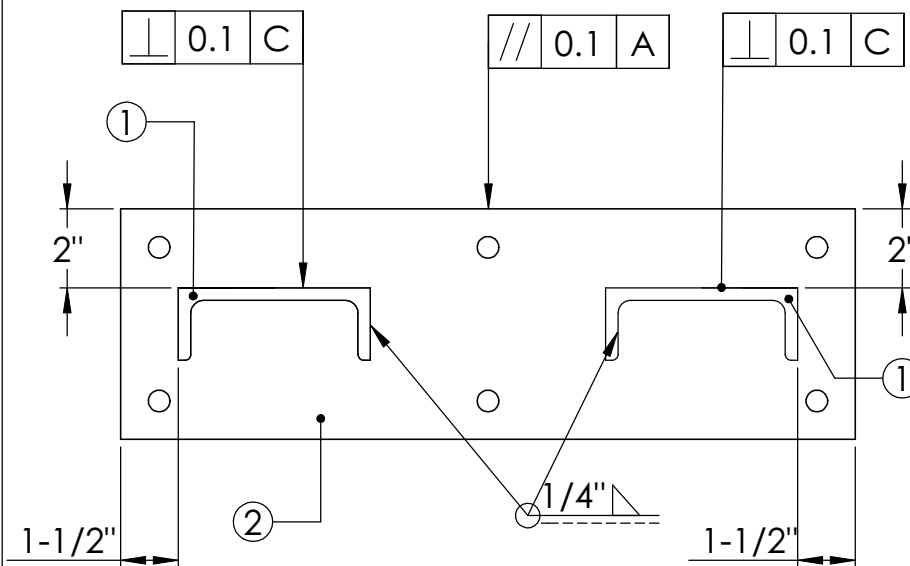
PLANO 24 DE 45

ESCALA: 1:20

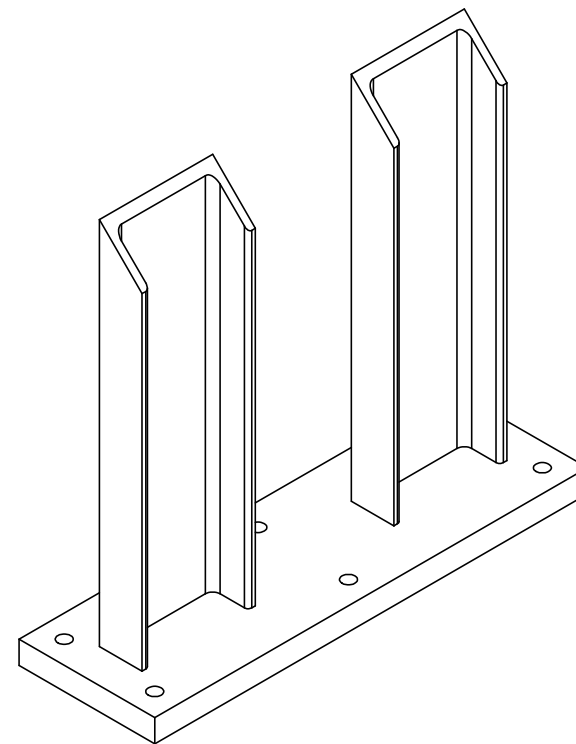


ESCALA 1:5

⑥ Ensamble placa



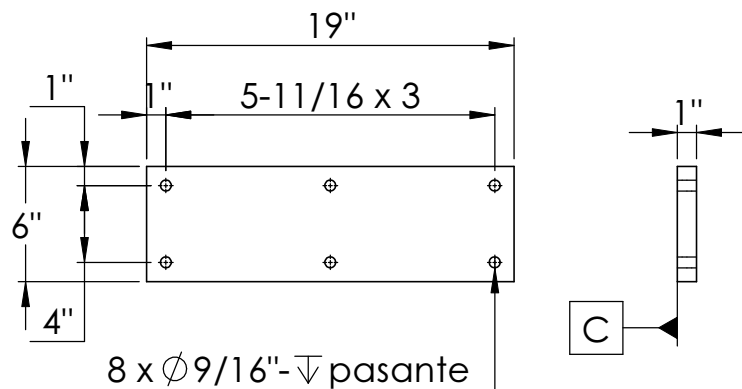
ESCALA 1:5



ESCALA 1:6

Columnas Bastidor Secundario

② Placa de anclaje



ESCALA 1:10

Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de $\phi 1/8"$

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de $\phi 3/16"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Dimensiones (in)	Material
1	Columna Canal	2	5 x 1.885 x 0.325	AISI 1020
3	Placa Anclaje	1	-	AISI 1020

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	06/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ∇
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

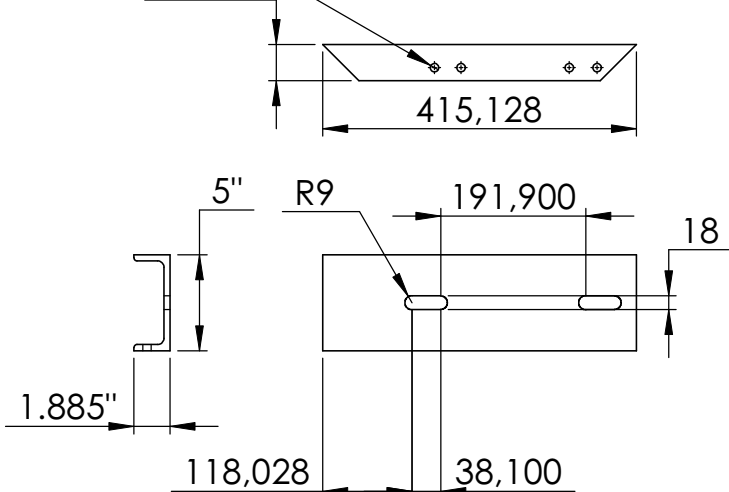
NOMBRE:

Columnas del Bastidor Secundario
Bastidor Secundario
Parte 1 de 3

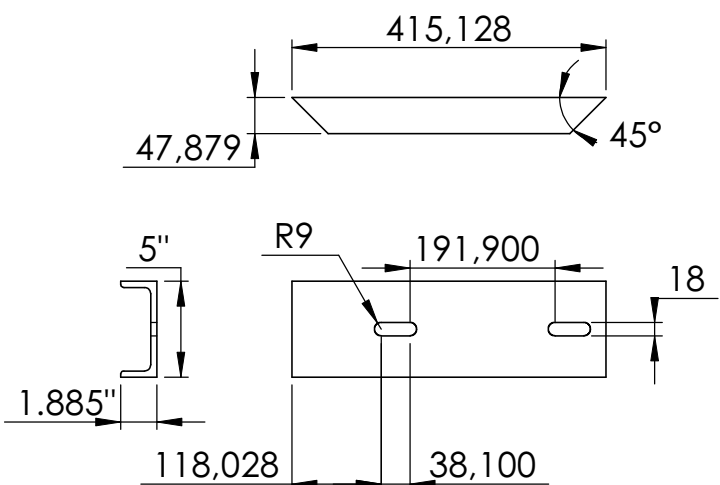
FORMATO:

DIN A4

① Dintel Montaje Guarda Acople
47,879 4 x Ø 7/16"-▽ pasante



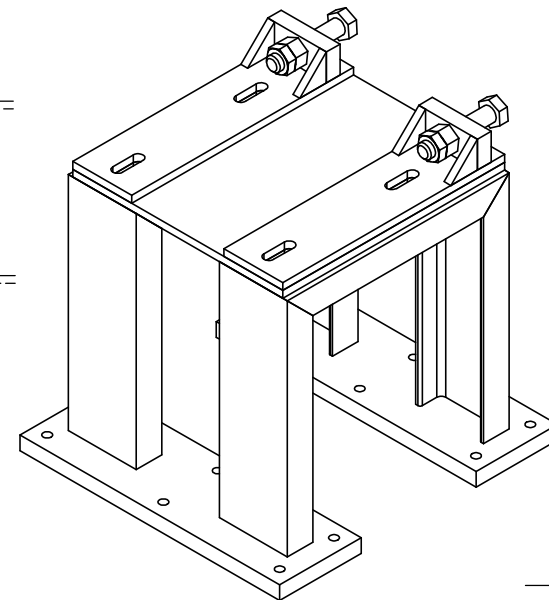
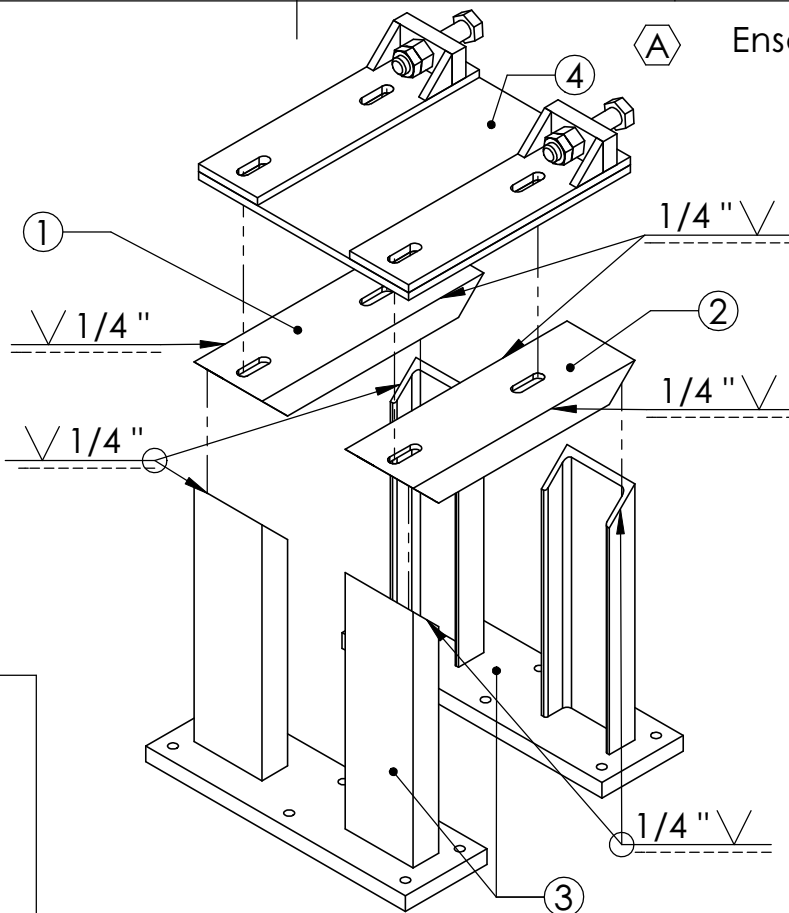
② Dintel bastidor secundario



Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de Ø 1/8"

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de Ø 3/16"

④ A Ensamble Bastidor Secundario



Ensamble Bastidor Secundario

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Dintel Monteje Guarda Acople	1	AISI 1020	-
2	Dintel Bastidor Secundario	1	AISI 1020	-
3	Columnas Bastidor Secundario	2	AISI 1020	25
4	Sistema de Tensión de Correas	1	AISI 1020	26

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	06/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ▽▽
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE: Bastidor Secundario

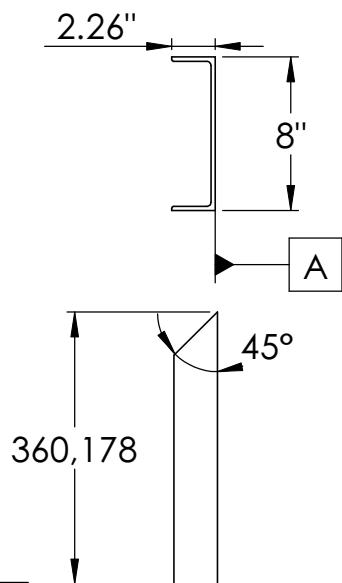
FORMATO:

DIN A4

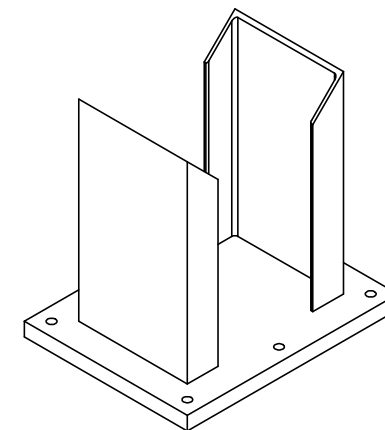
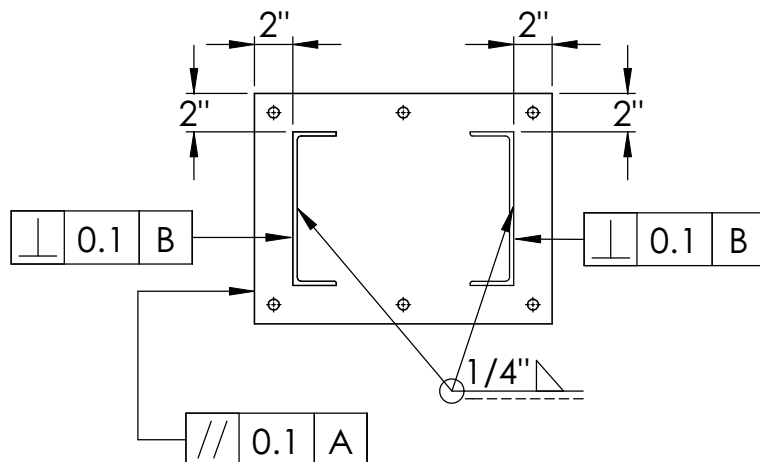
PLANO 27 de 45

ESCALA: 1:10

① Columnas:
Canal 1

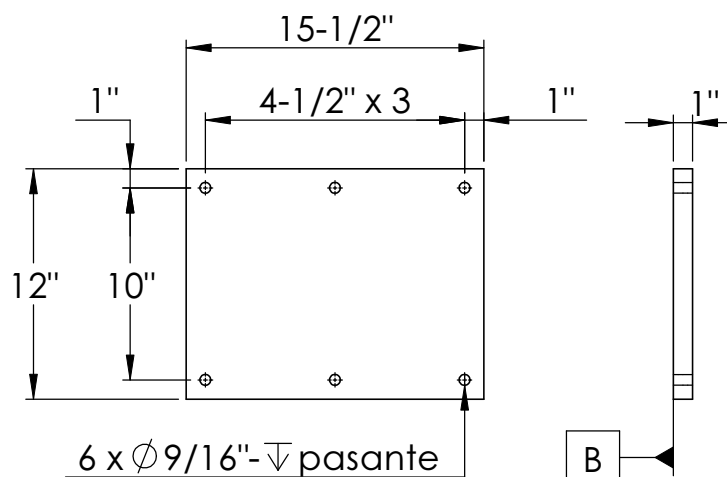


Ⓐ Ensamble placa



Ensamble Columnas Bastidor Generador

③ Placa de anclaje



Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de $\phi 1/8"$

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de $\phi 3/16"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Dimensiones (in)	Material
1	Columnas Canal 1	2	8 x 2.26 x 0.22	AISI 1020
2	Placa Anclaje	1	-	AISI 1020

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	06/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

Columnas del Bastidor del Generador
Bastidor del Generador
Parte 1 de 2

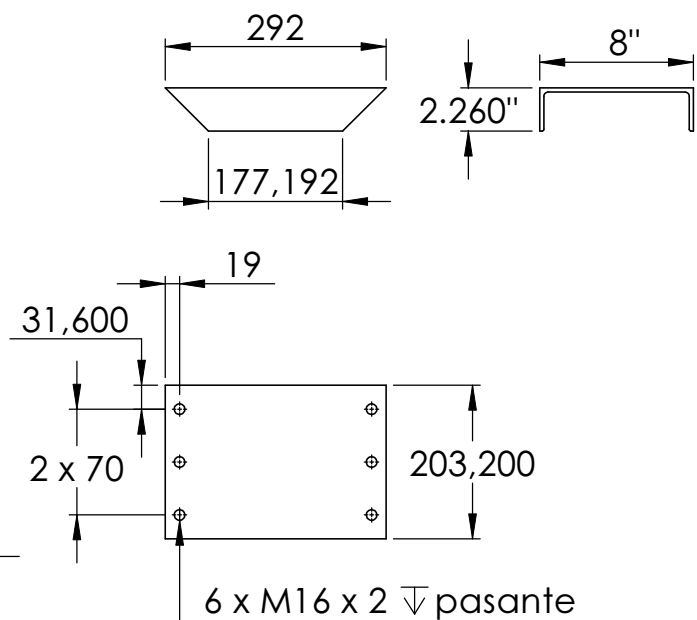
FORMATO:

DIN A4

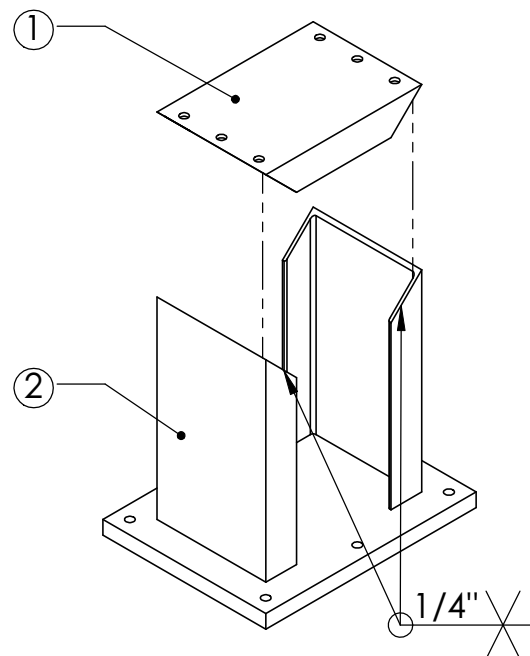
PLANO 28 DE 45

ESCALA: 1:10

① Dintel:
Canal



Ⓐ Ensamble Bastidor



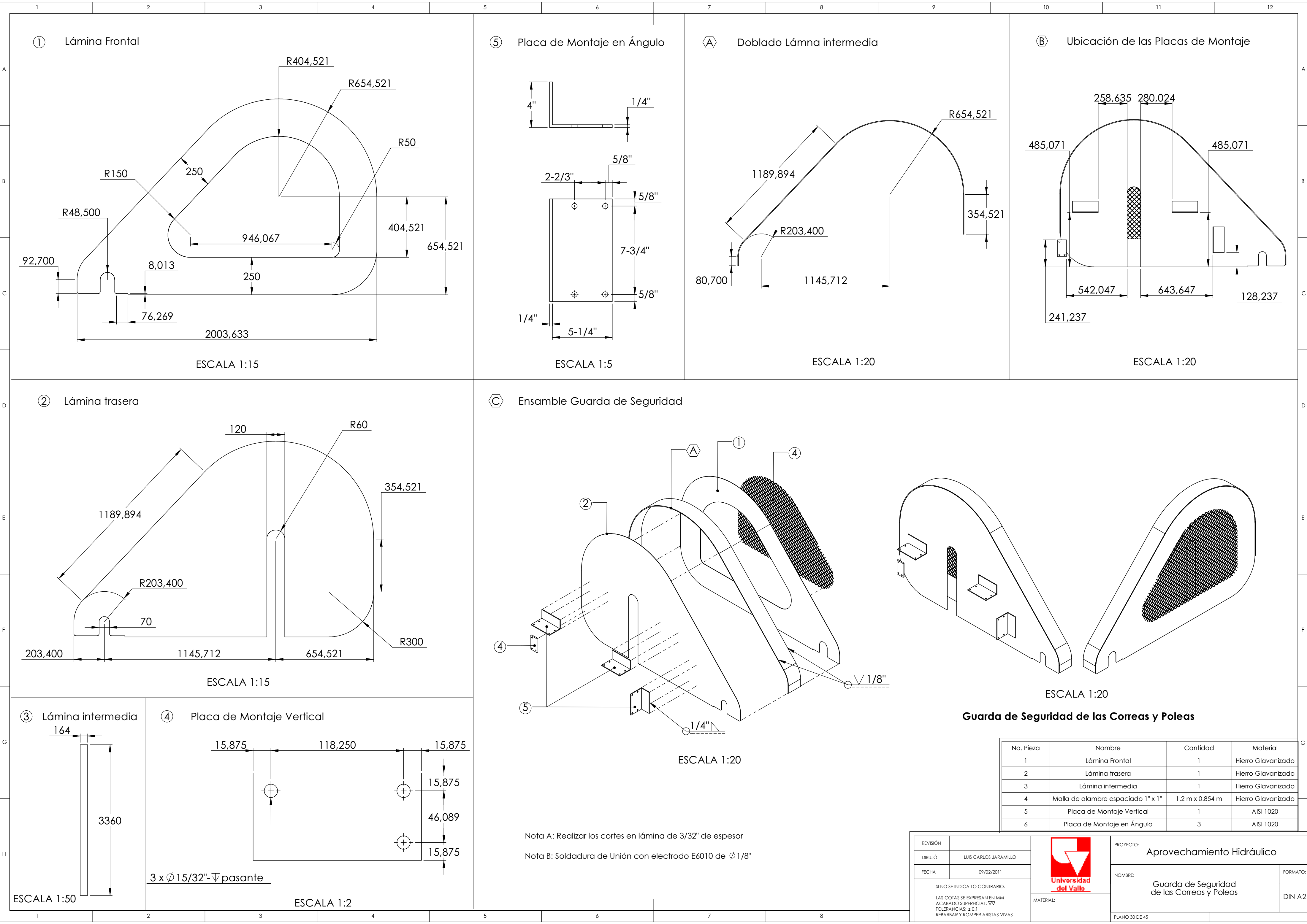
Ensamble Bastidor Generador

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Dimensiones (in)	Material	No. Plano
1	Dintel Canal	1	8 x 2.260 x 0.22	AISI 1020	-
2	Columnas Bastidor Generador	1	-	AISI 1020	28

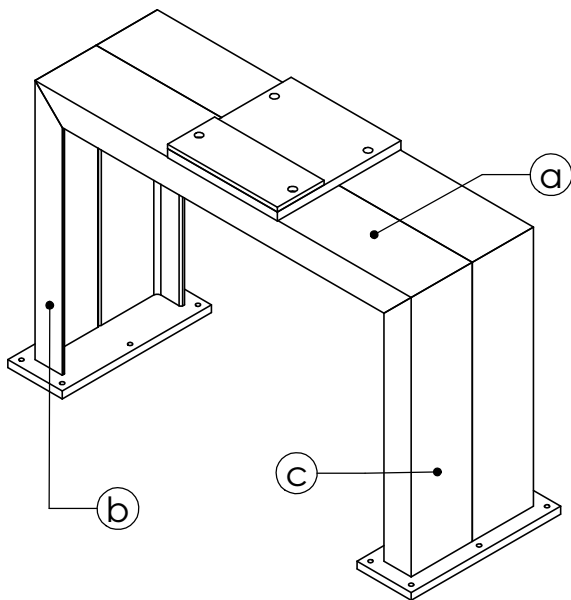
Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de $\phi 1/8"$

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de $\phi 3/16"$

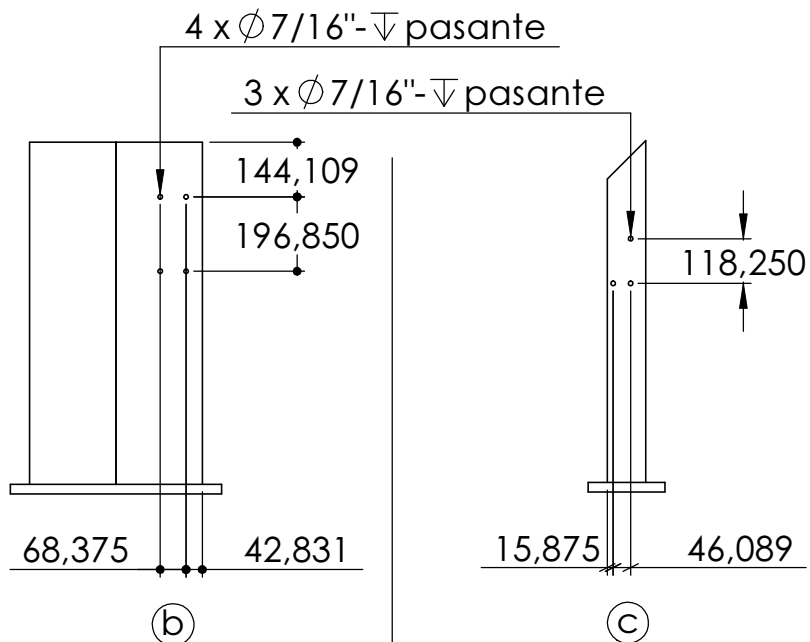
REVISIÓN			PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Bastidor del Generador	
FECHA	06/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla\nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:	FORMATO: DIN A4	
			PLANO 29 DE 45	ESCALA: 1:10



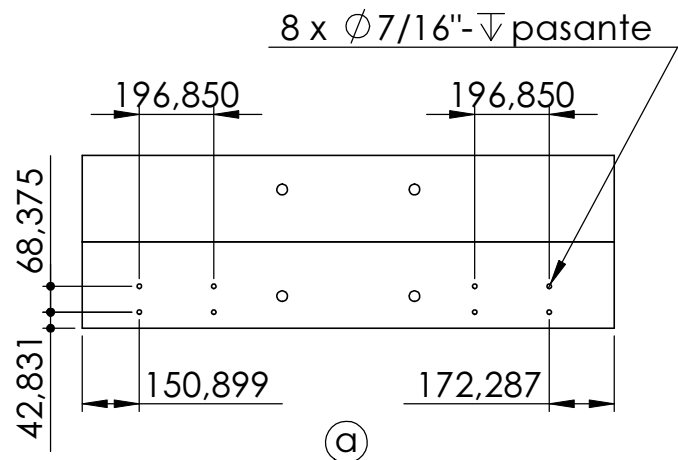
1 Bastidor Principal



B Modificaciones a las Columnas del Bastidor Principal

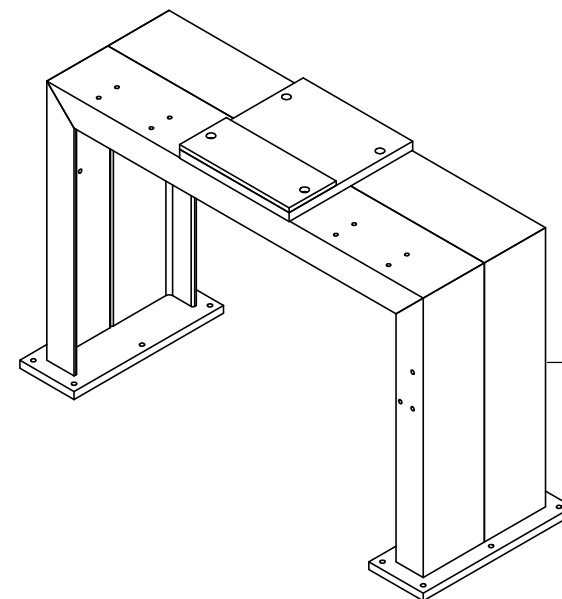


A Modificaciones al Dintel del Bastidor Principal



Nota A: Las modificaciones (agujeros) realizadas al Bastidor Principal, se realizan para hacer el montaje de la Guarda de Seguridad de las Correas y Poleas en estos.

Nota B: Para las medidas de los perfiles, las longitudes y los montajes, revisar el Plano 23



Bastidor del Eje Motriz

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	09/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

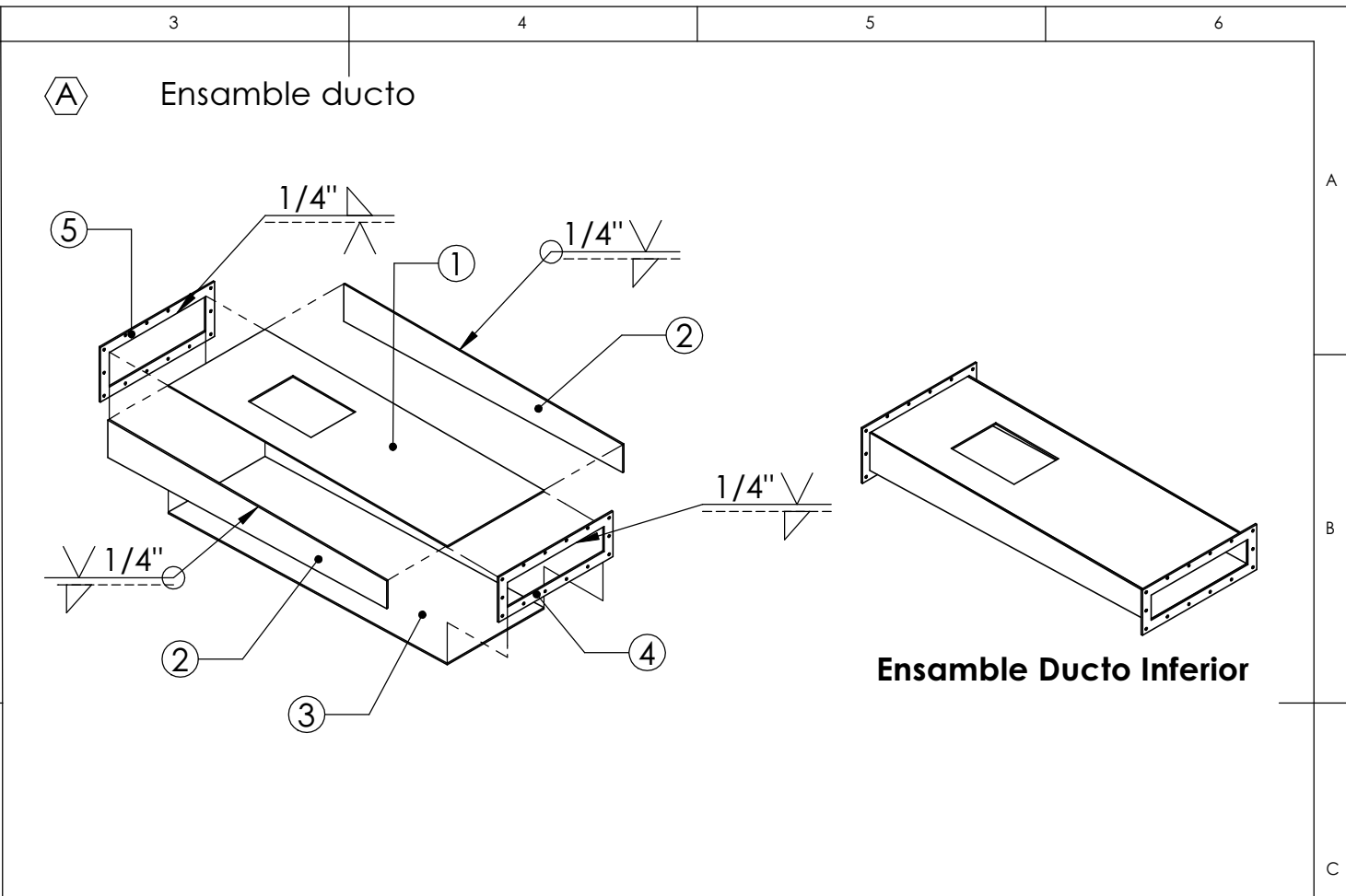
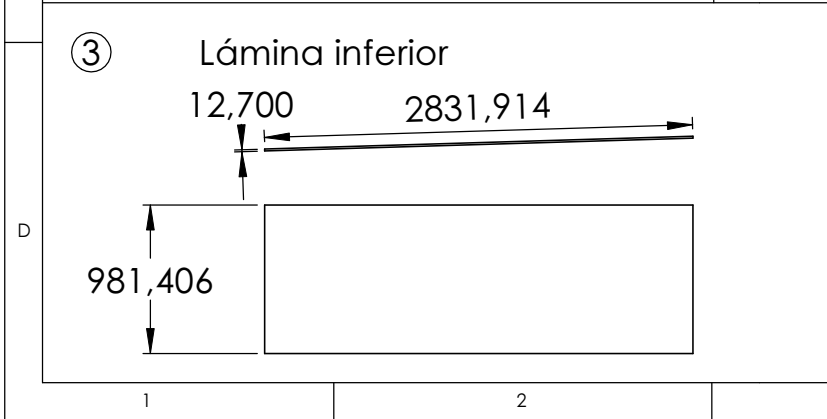
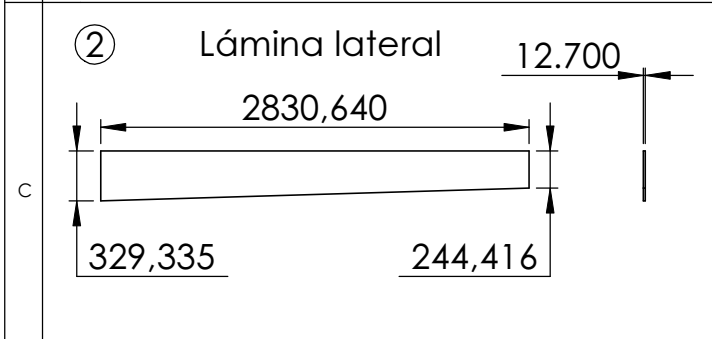
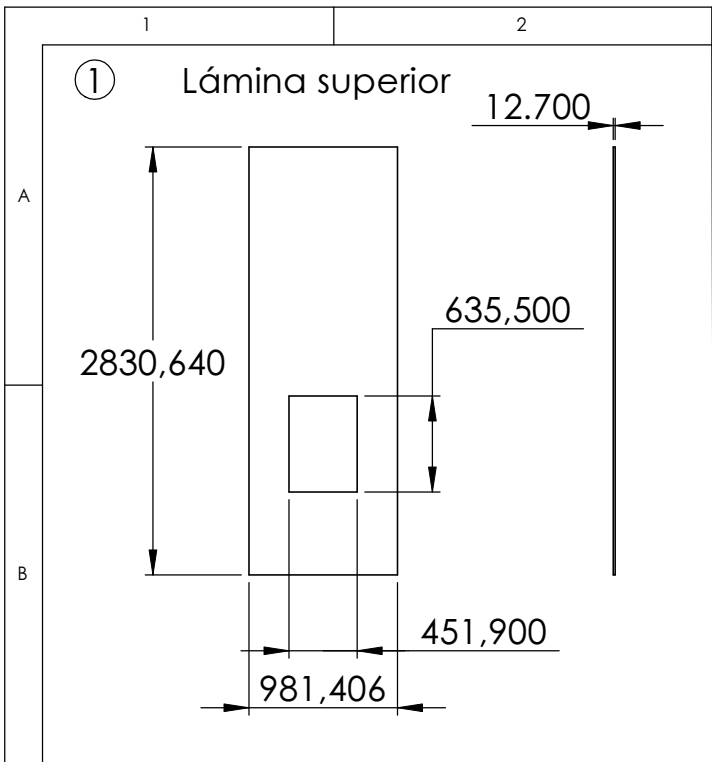
NOMBRE: Bastidor del Eje Motriz

FORMATO:

DIN A4

PLANO 31 DE 45

ESCALA: 1:20



Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\phi 1/8"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Lámina superior	1	AISI 316L	-
2	Lámina lateral	2	AISI 316L	-
3	Lámina inferior	1	AISI 316L	-
4	Flange de Recolección	1	AISI 316L	37
5	Flange de Ddescarga	1	AISI 316L	35

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	11/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

Ducto Inferior
Tubería de Descarga
Parte 1 de 8

FORMATO:

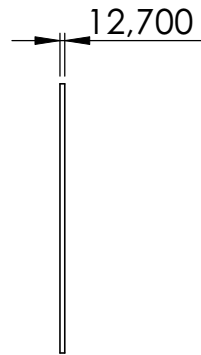
DIN A4

PLANO 32 DE 45

ESCALA:1:50

Technical drawing of a rectangular plate with the following dimensions and reinforcement details:

- Overall width: 669,220
- Overall height: 7 x 94.56
- Internal width: 618,423
- Internal height: 661,900
- Reinforcement: 16 x $\phi 18 \nabla$ pasante

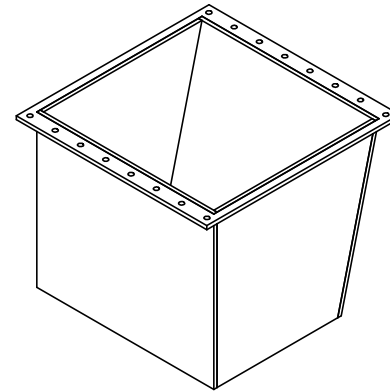


Technical drawing of a rectangular plate. The plate is shown in two views: a side view and a top view. The side view shows a rectangular plate with a width of 585,674 and a height of 12,700. The top view shows a rectangular plate with a length of 661,900 and a width of 585,674. The dimensions are labeled with arrows indicating the measurement direction.

This diagram shows an exploded view of a rectangular box assembly. The components are labeled with circled numbers: 1 points to the top flange, 2 points to the front panel, 3 points to the side panels, and 4 points to the bottom flange. Dimension lines with arrows indicate a 1/4 inch gap between the top flange and the side panels, and between the bottom flange and the side panels. The diagram uses solid lines for visible edges and dashed lines for hidden internal edges.

Technical drawing showing a rectangular structure with dimensions 661,900 (width) and 568,417 (height). To the right, a detail view of a vertical element is shown with a dimension of 12,700.

Technical drawing of a trapezoidal part. The front view shows a trapezoid with a top width of 592,637, a bottom width of 451,514, and a height of 568,417. The side view shows a vertical profile with a thickness of 12,700.



Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\phi 1/8"$

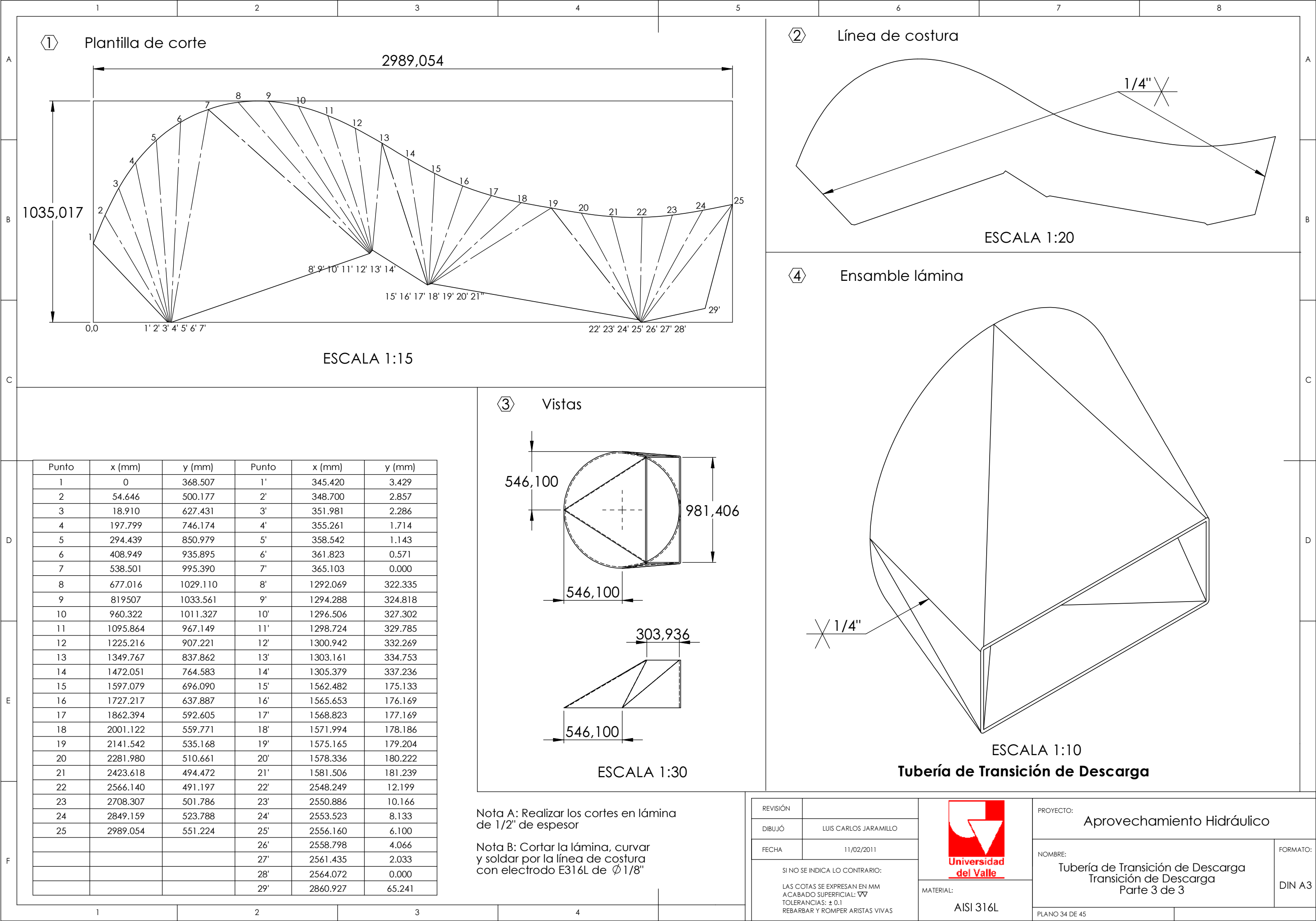
No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material
1	Flange superior	1	AlSi 316L
2	Lámina frontal	1	AlSi 316L
3	Lámina lateral	2	AlSi 316L
4	Lámina trasera	1	AlSi 316L

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	11/02/2011

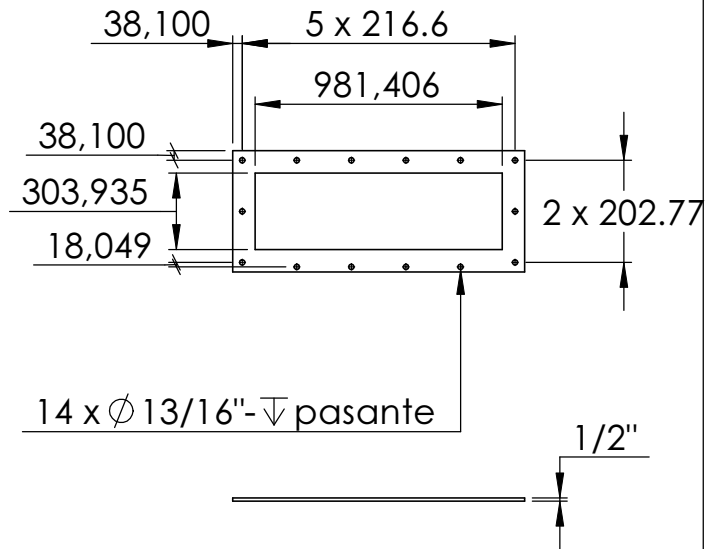
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL: ∇
 TOLERANCIAS: ± 0.1
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



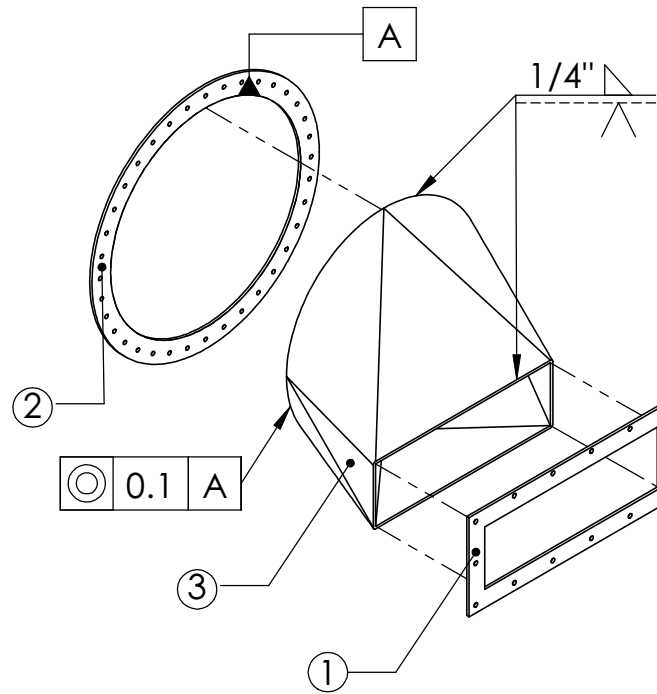
ESCALA: 1:20



① Flange de Descarga



Ⓐ Ensamble transición

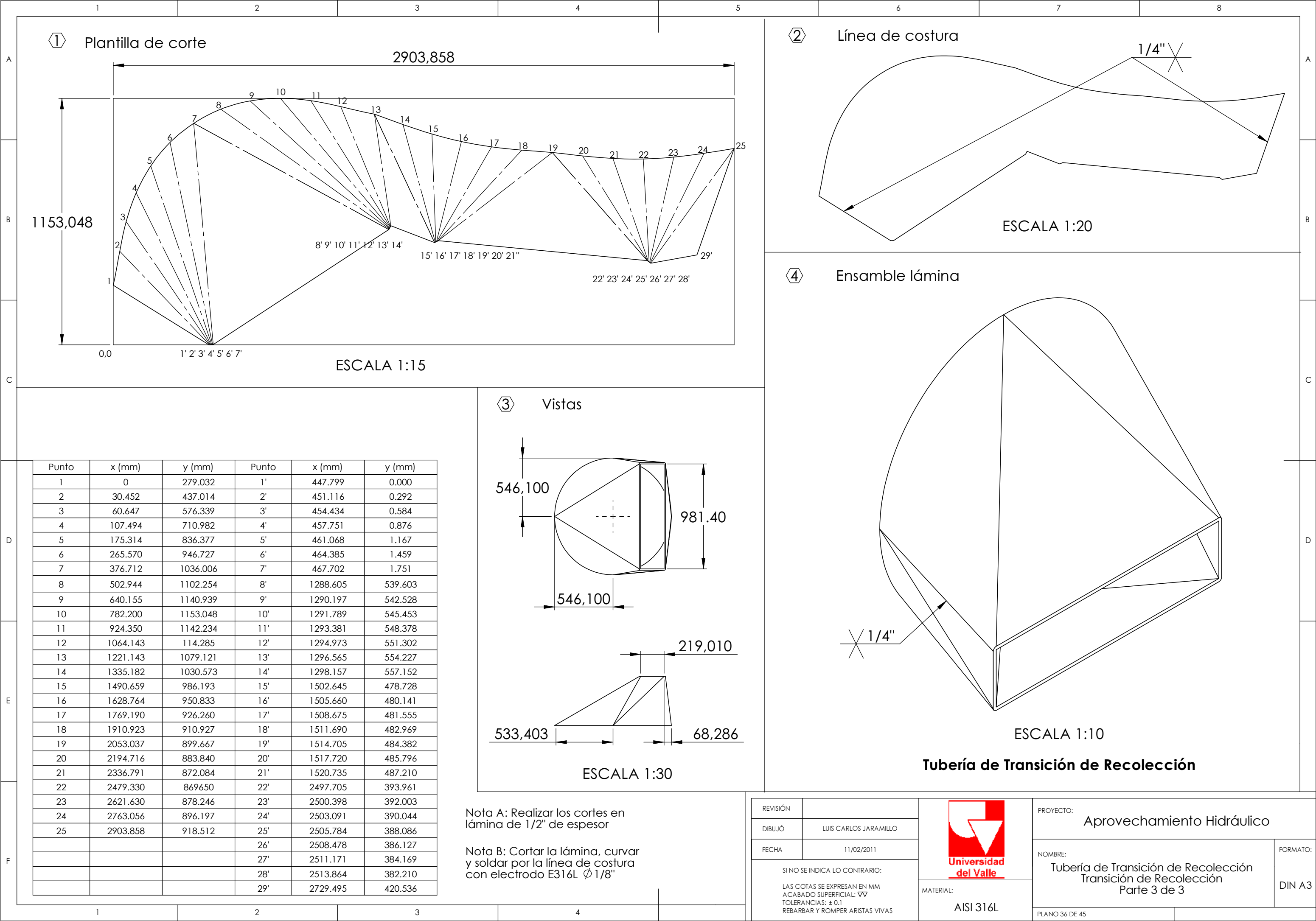


Transición de Descarga

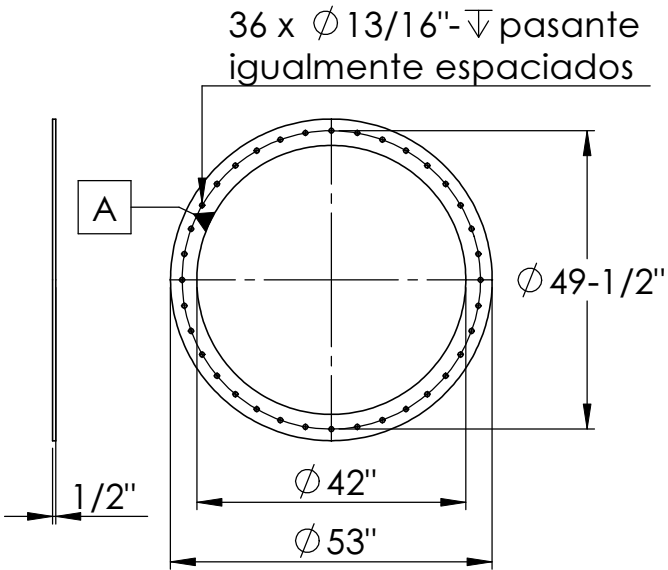
No. Piezas	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Flange de Descarga	1	AI SI 316L	-
2	Flange 42"	1	AI SI 316L	37
3	Tubería de Transición de Descarga	1	AI SI 316L	34

Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de ϕ 1/8"

REVISIÓN			PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Ensamble de Transición de Descarga Tubería de Descarga Parte 3 de 8	
FECHA	11/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇ TOLERANCIAS: $\pm$ 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:	FORMATO: DIN A4	
			PLANO 35 DE 45	ESCALA: 1:30

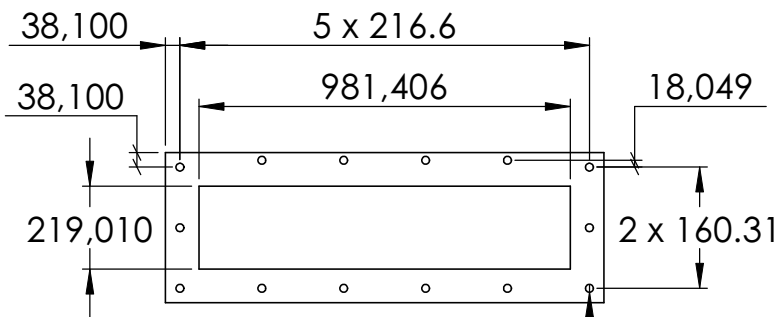


① Flange 42"



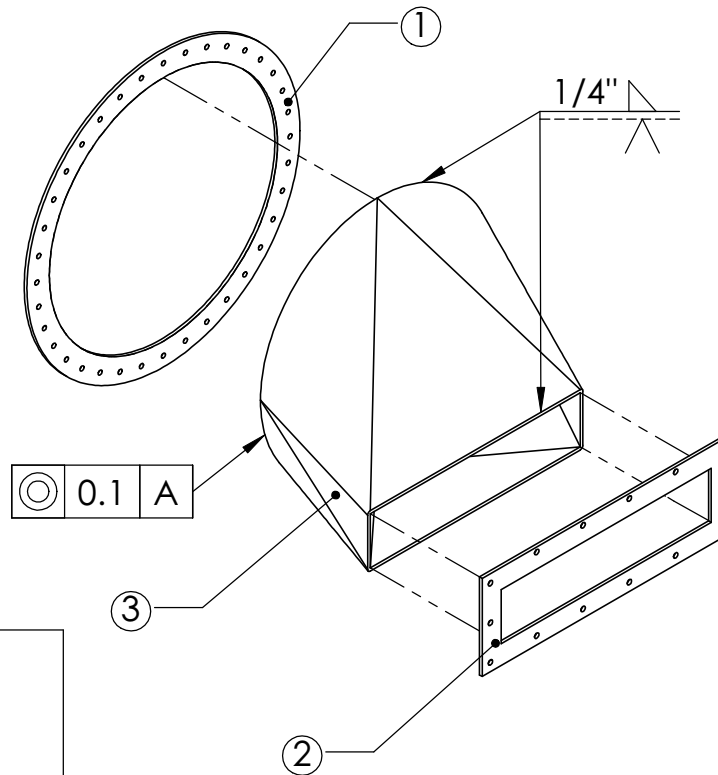
ESCALA 1:30

② Flange de Recolección

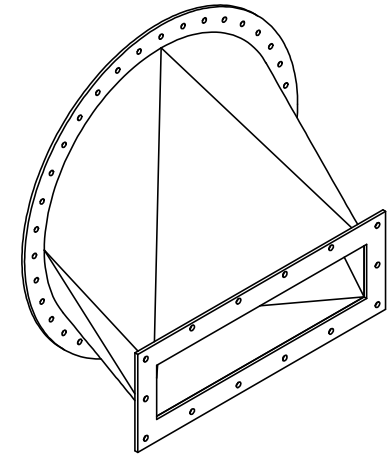


ESCALA 1:20

Ⓐ Ensamble transición



ESCALA 1:25



ESCALA 1:25
Transición de Recolección

Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\phi 1/8"$

No. Piezas	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Flange 42"	1	AISI 316L	-
2	Flange de Recolección	1	AISI 316L	-
3	Tubería de Transición de Recolección	1	AISI 316L	36

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	11/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

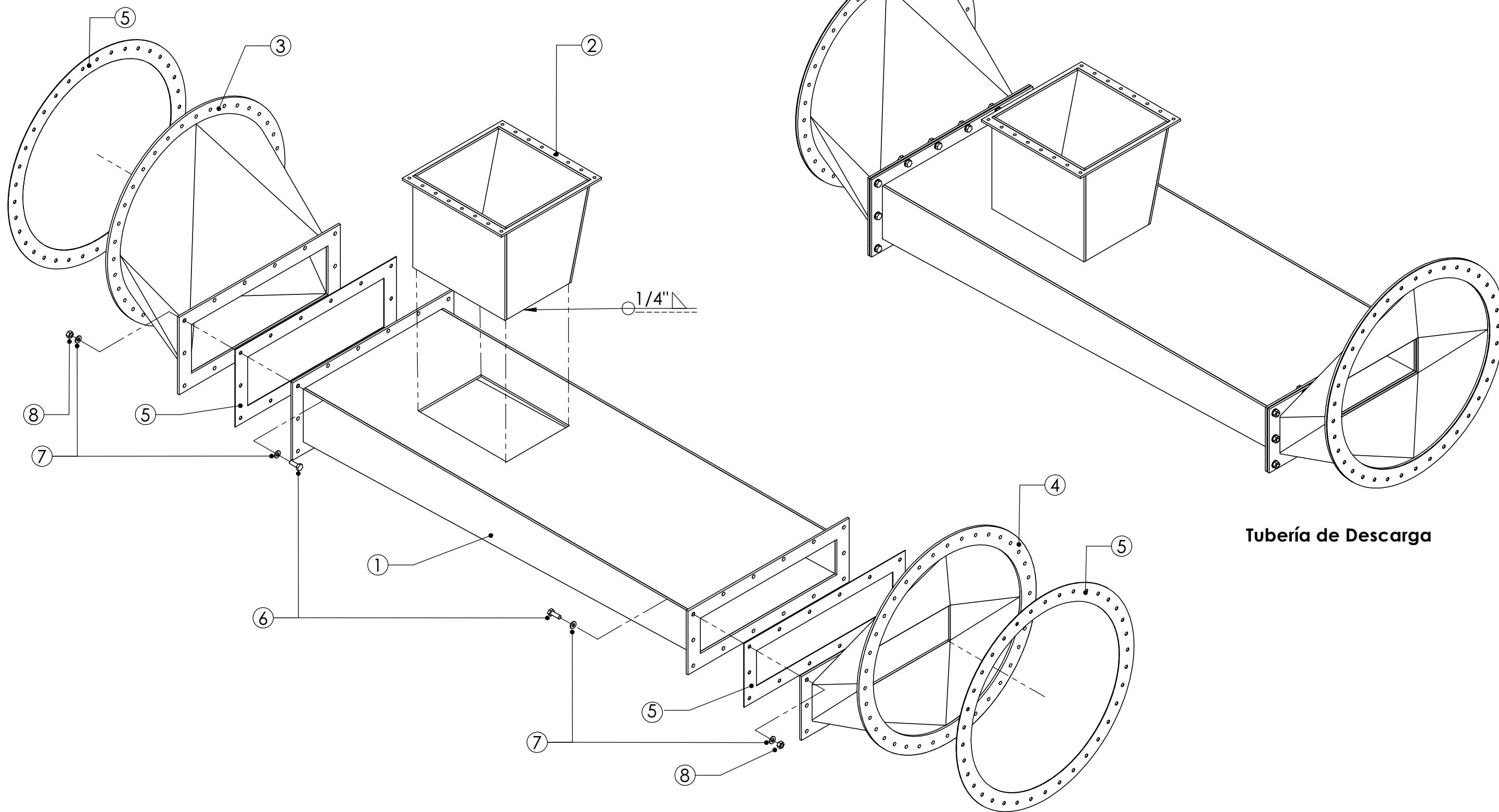
NOMBRE: Ensamble de Transición de Recolección
Tubería de Descarga
Parte 4 de 8

FORMATO:

DIN A4

PLANO 37 DE 45

A Ensamble Tubería de Descarga



Nota A: Soldaduras con electrodo E316L de $\varnothing 1/8"$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Ducto Inferior	1	AISI 316L	32
2	Ducto de Aspiración	1	AISI 316L	33
3	Ensamble de Transición de descarga	1	AISI 316L	35
4	Ensamble de Transición de Recolección	1	AISI 316L	37
5	Sello de Caucho de 1/8" de espesor	4	Caucho y Lona	-
6	Perno cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 2-3/16" Grado 8	28	Acero	-
7	Arandela plana de $\varnothing 3/4"$	56	Acero	-
8	Tuerca 3/4" - 10 UNC	28	Acero	-

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	12/02/2011
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	



MATERIAL:

PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico

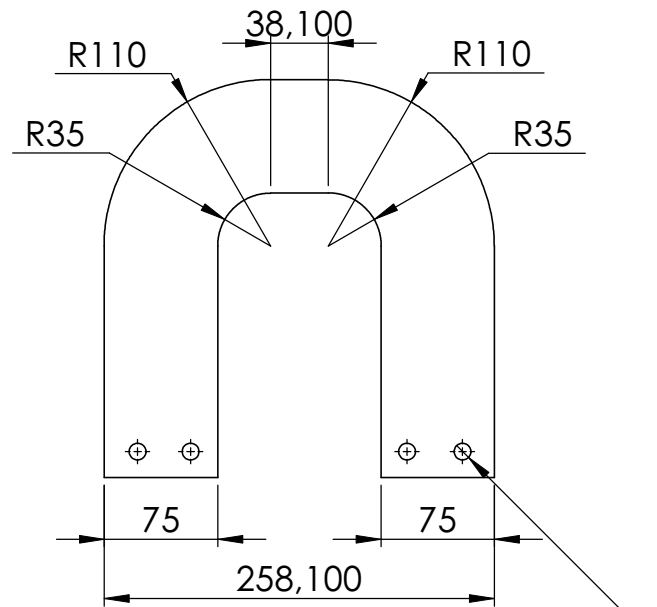
NOMBRE: Tubería de Descarga

FORMATO:
DIN A3

PLANO 38 DE 45

ESCALA: 1:20

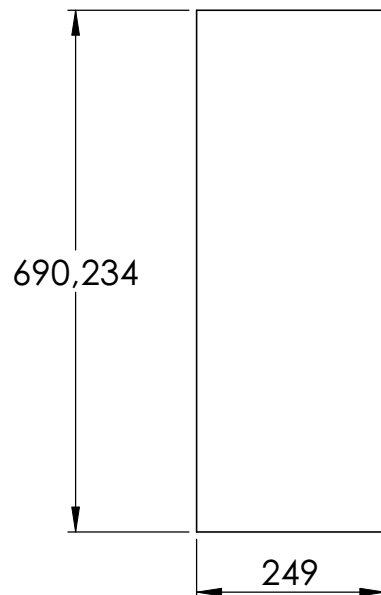
① Lámina de Montaje de la Guarda



ESCALA 1:5

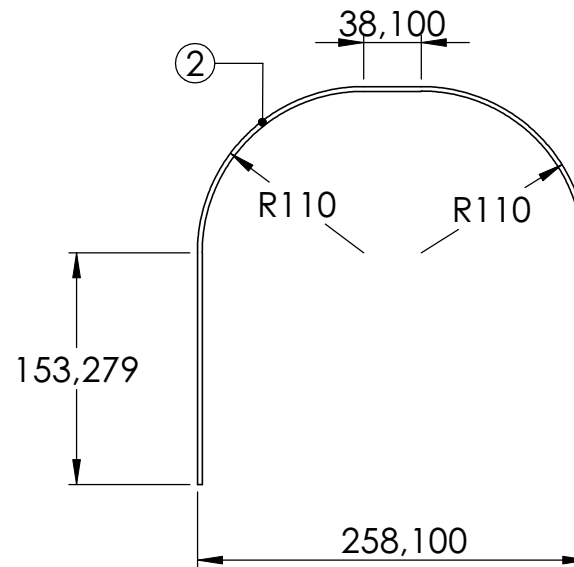
4 x $\phi 7/16''$ - ∇ pasante

② Lámina de protección de la Guarda

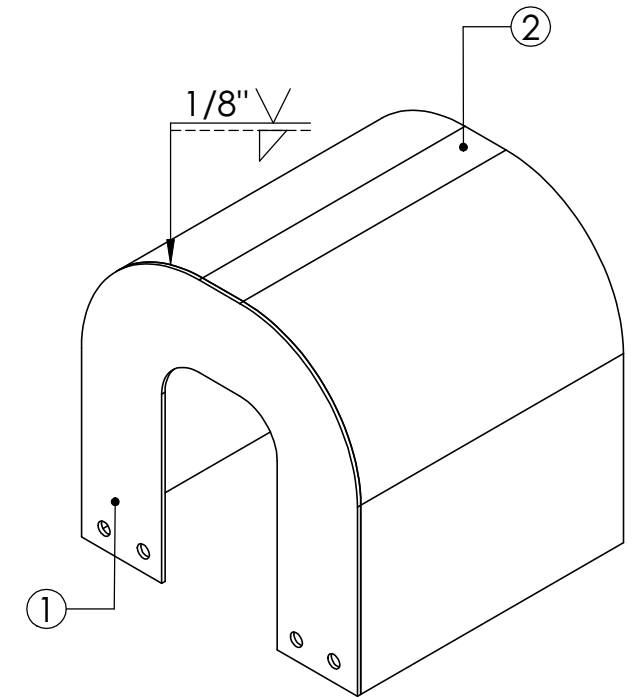


ESCALA 1:10

A Doblado de la lámina



ESCALA 1:5



ESCALA 1:5

Guarda del Acople

Nota A: Realizar los cortes en lámina de 3/32" de espesor

Nota B: Soldadura de Unión con electrodo E6010 de $\phi 1/8''$

No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material
1	Lámina Montaje de la Guarda	1	Hierro Galvanizado
2	Lámina de protección de la Guarda	1	Hierro Galvanizado

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	16/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ∇
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

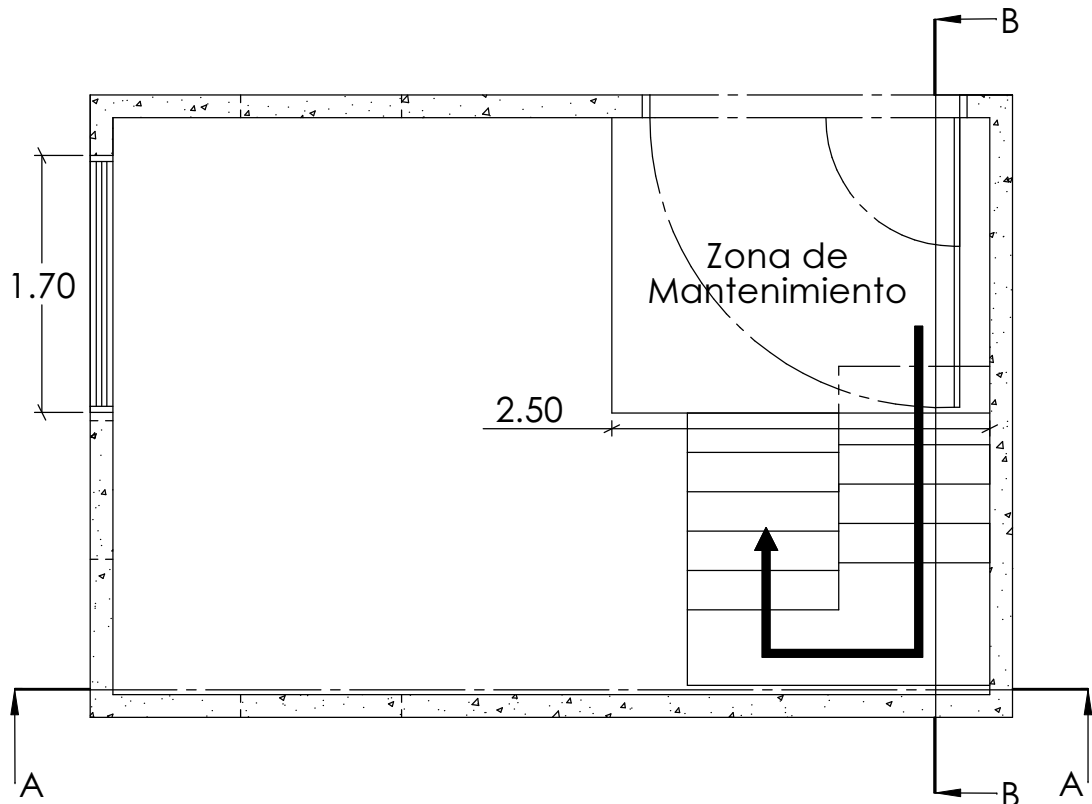
NOMBRE:

Guarda de Seguridad del Acople

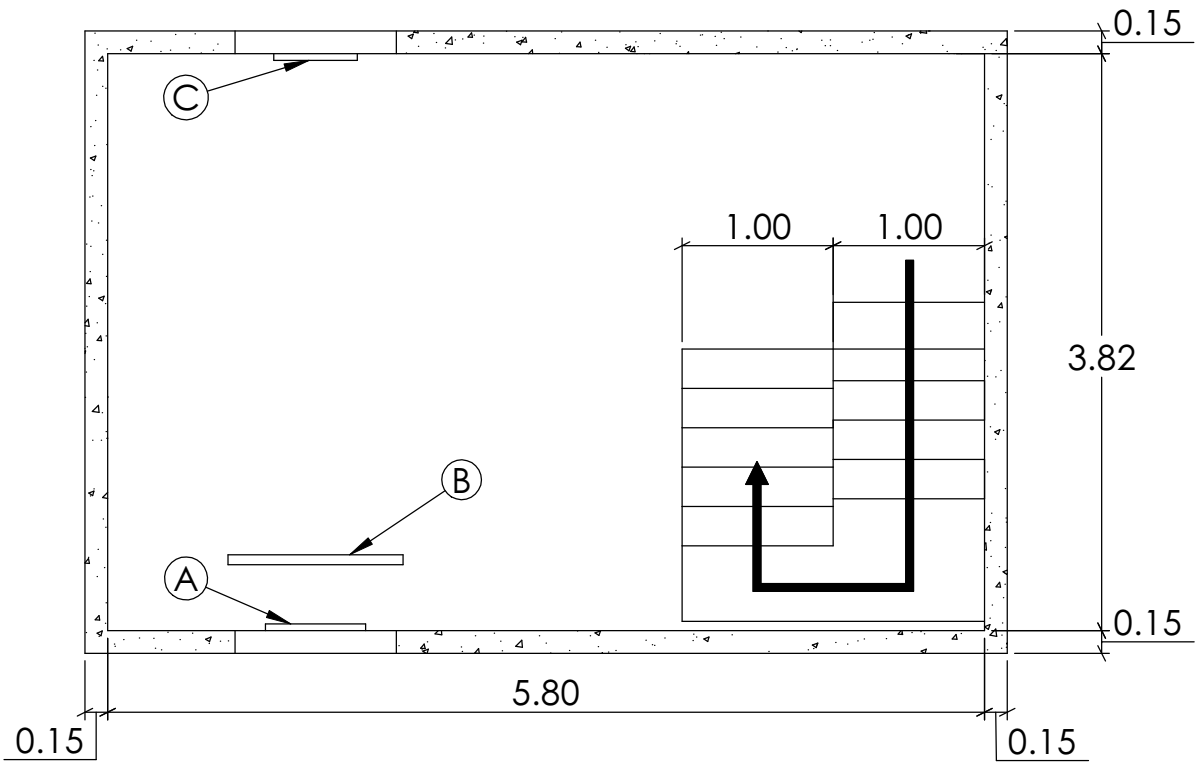
FORMATO:

DIN A4

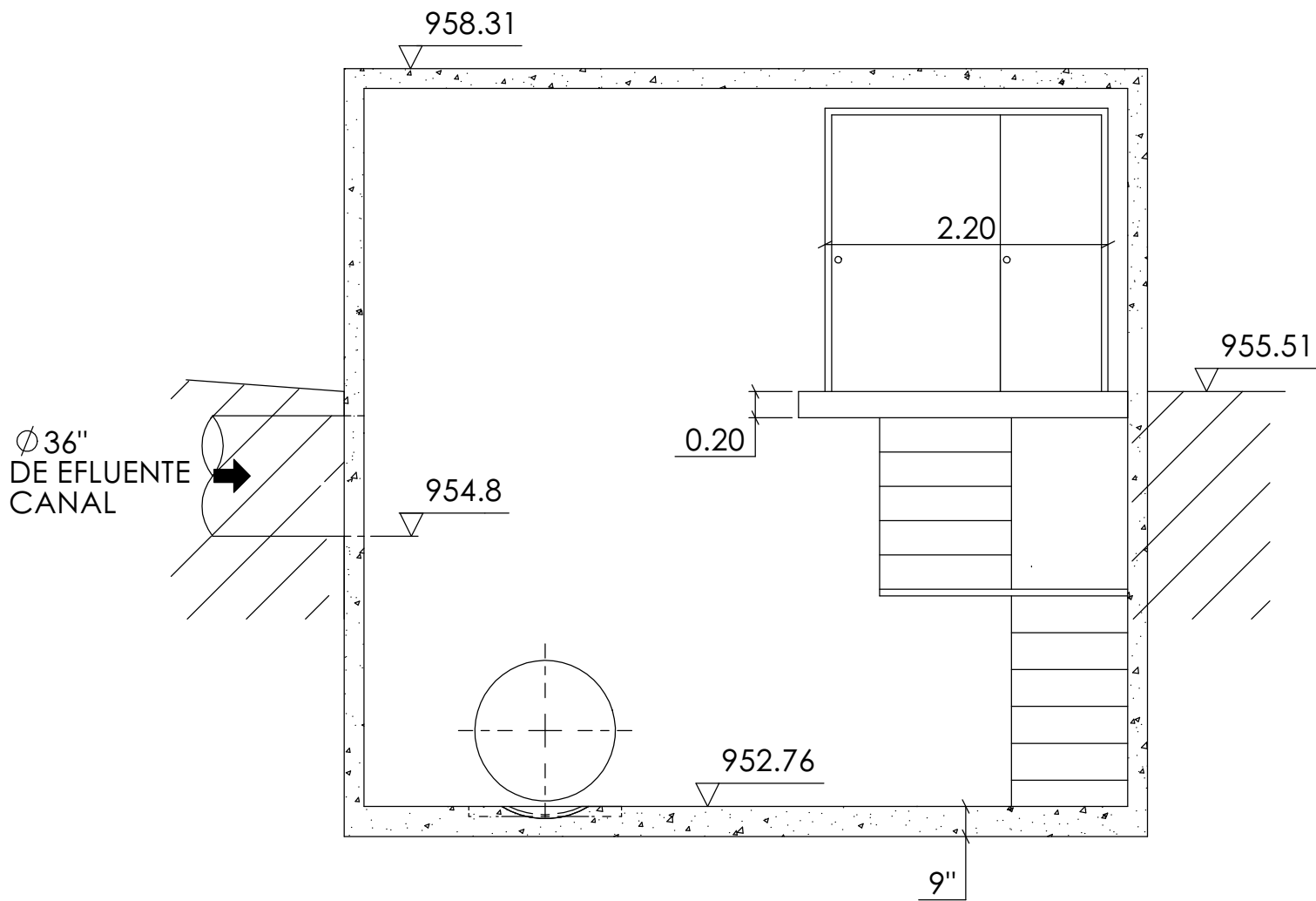
PLANO 39 DE 45



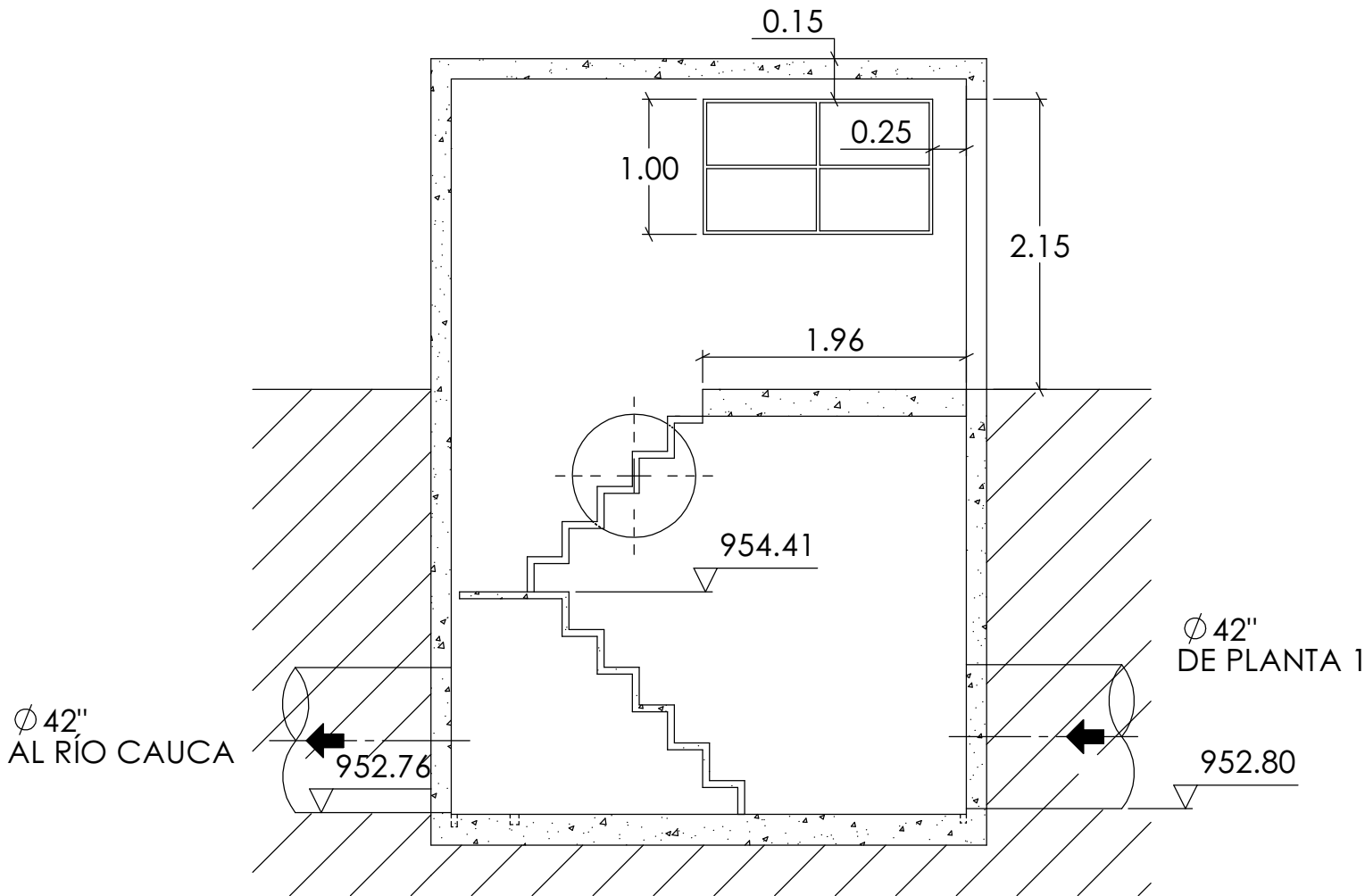
Vista en Planta Nivel Superior
ESCALA 1:50



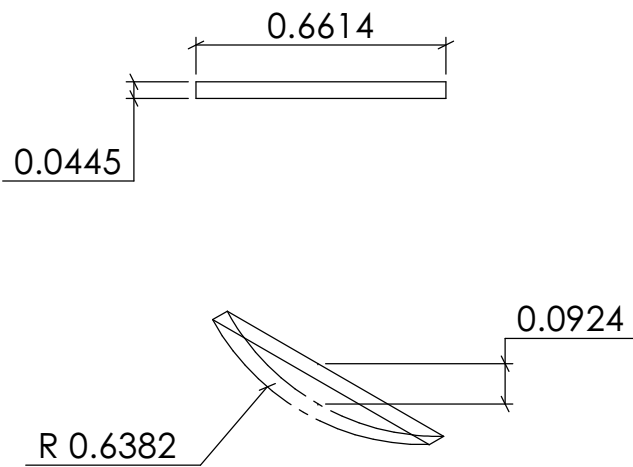
Vista en Planta Nivel Inferior
ESCALA 1:50



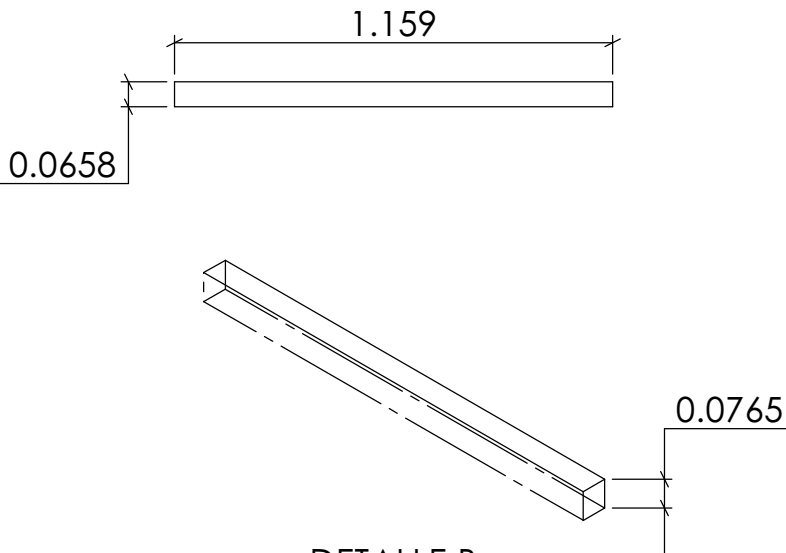
Corte A-A
ESCALA 1:50



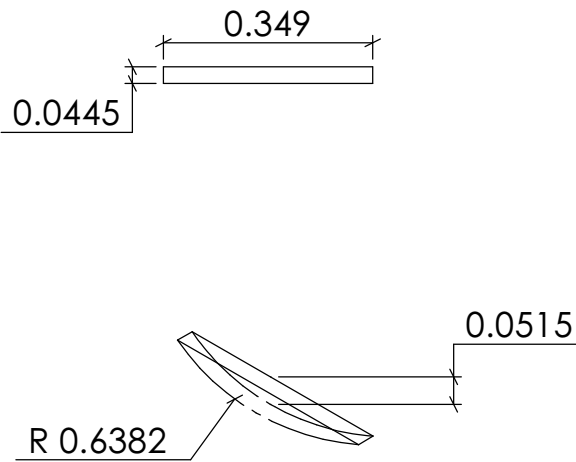
Corte B-B
ESCALA 1:50



DETALLE A
ESCALA 1:20



DETALLE B
ESCALA 1:20

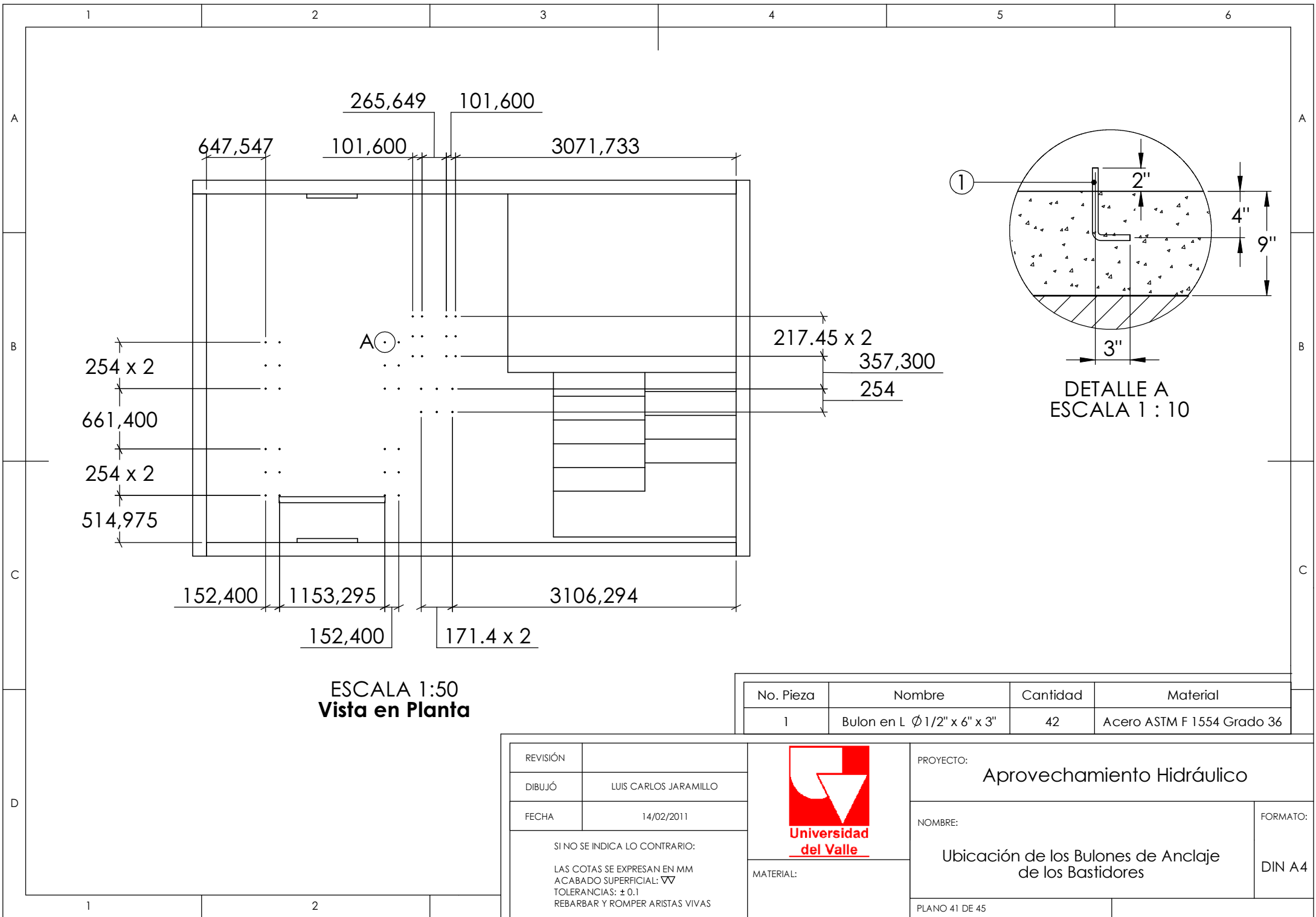


DETALLE C
ESCALA 1:20

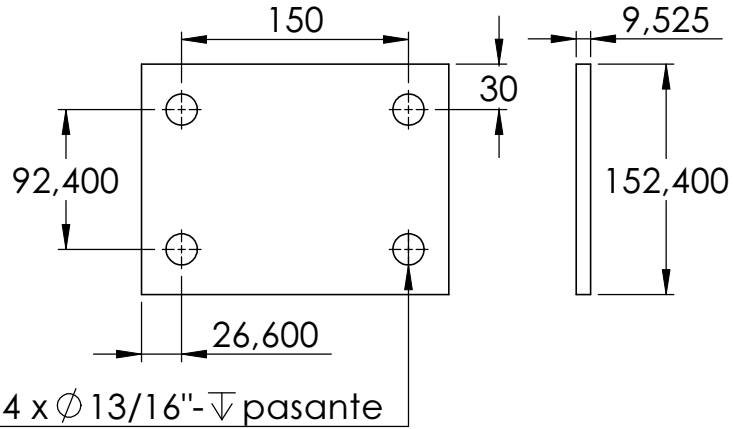
Nota A: Al realizar el vaciado de la losa inferior, ubicar los bulones de anclaje como se muestra en el plano 41, para ser hormigonados in situ.

Nota B: Una vez fundida la losa inferior, se deben realizar las hendiduras mostradas en los detalles A, B y C, para dar cabida a las partes de los flanges que quedaran por debajo del nivel del piso.

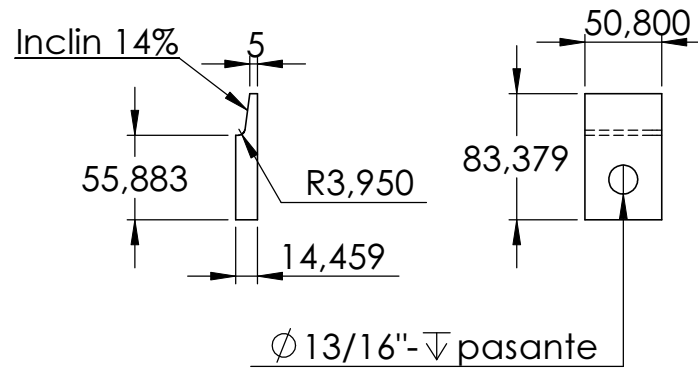
REVISIÓN		 MATERIAL:	PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Casa de Máquinas	FORMATO: DIN A2
FECHA	16/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN M ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			PLANO 40 DE 45	ESCALA: 1:50



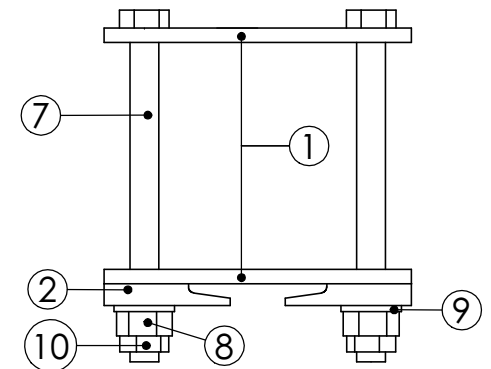
① Placa de Montaje para Viga de 6"



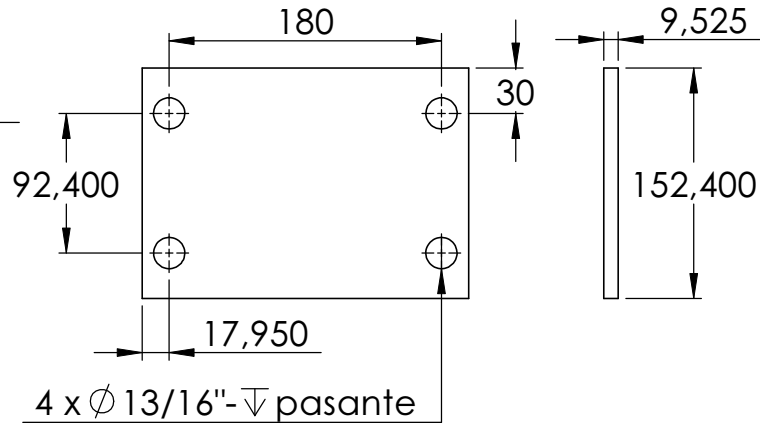
② Platina de Seguridad para Viga de 6"



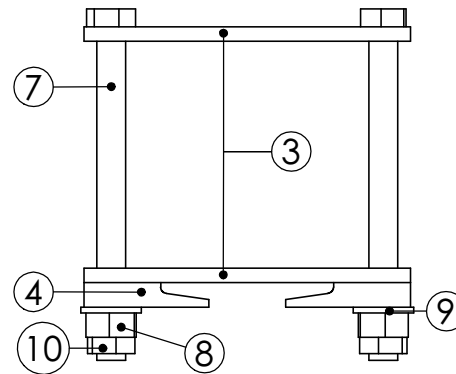
③ Anclaje para Viga de 6"



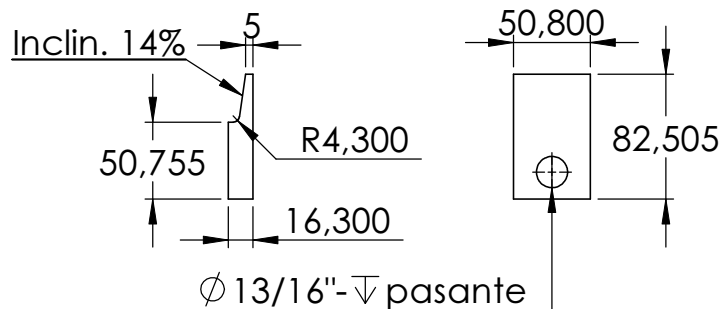
④ Placa de Montaje para viga de 8"



⑥ Anclaje para Viga de 8"



⑤ Platina de Seguridad para Viga de 8"



No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material
1	Placa de Montaje para Viga de 6"	2	AI SI 1020
2	Platina de Seguridad para Viga de 6"	4	AI SI 1020
3	Anclaje para Viga de 6"	3	-
4	Placa de Montaje para Viga de 8"	2	AI SI 1020
5	Platina de Seguridad para Viga de 8"	4	AI SI 1020
6	Anclaje para Viga de 8"	8	-
7	Perno cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNC - 3B x 8-11/16" Grado 8	8	Acero
8	Tuerca 3/4" - 10 UNC	8	Acero
9	Arandela plana de Ø3/4"	8	Acero
10	Contra-Tuerca 3/4" - 10 UNC	8	Acero

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	14/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO:

Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

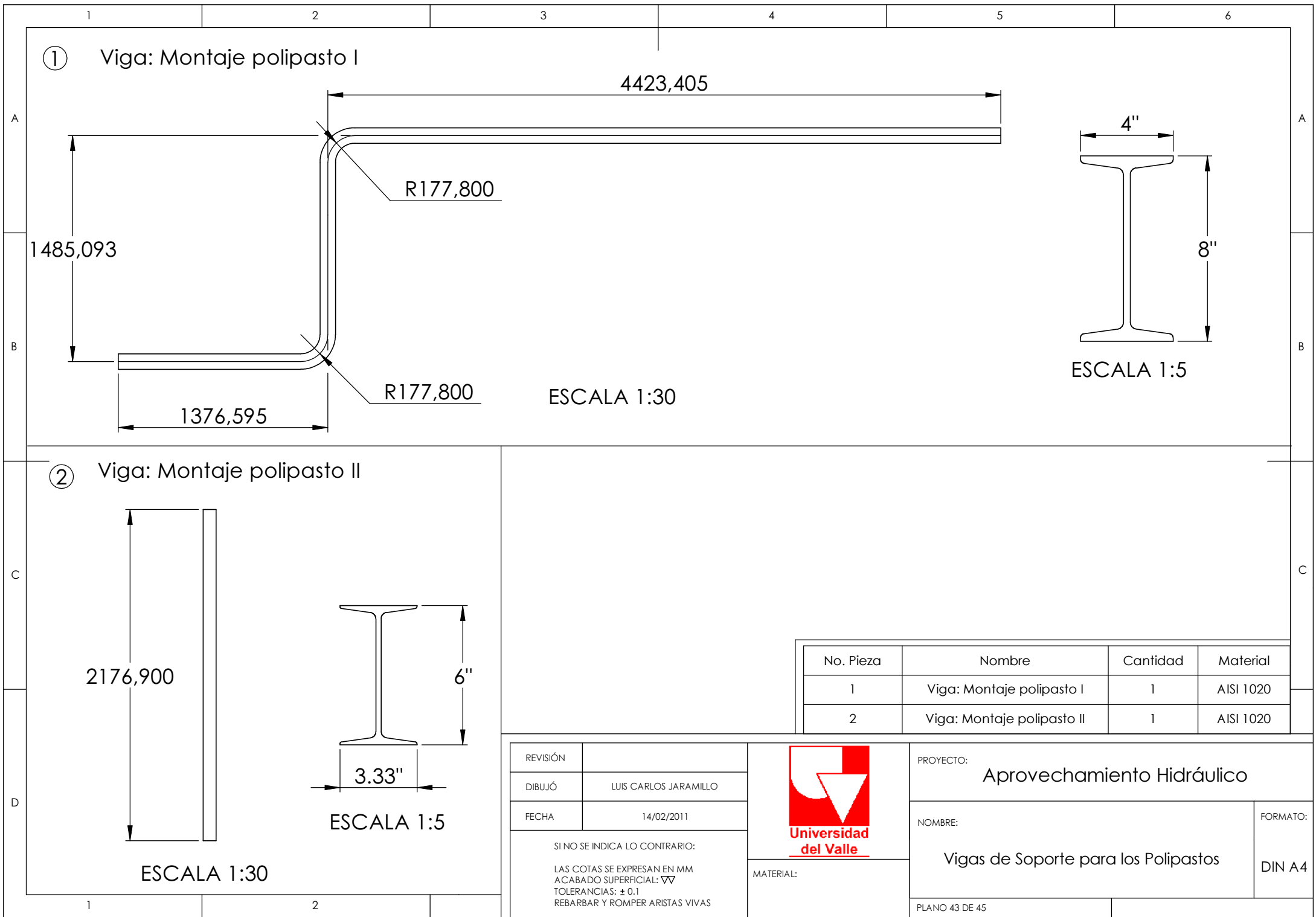
Anclajes de las vigas guía de los Polipastos

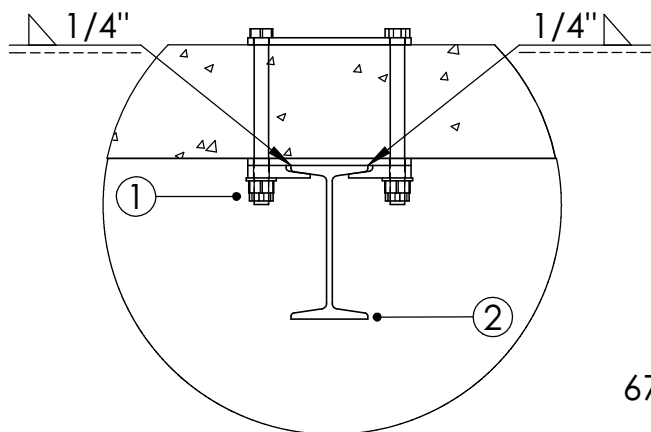
FORMATO:

DIN A4

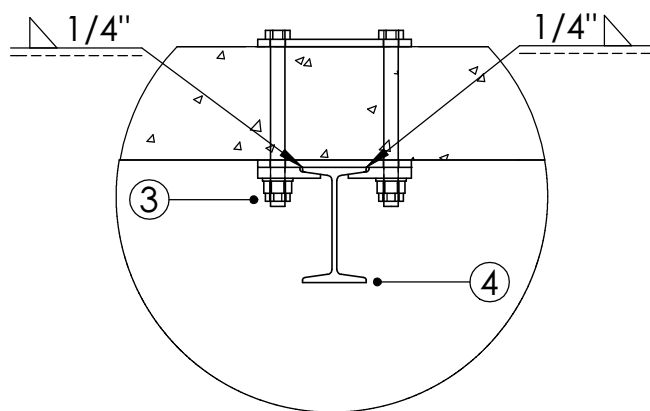
PLANO 42 DE 45

ESCALA: 1:5





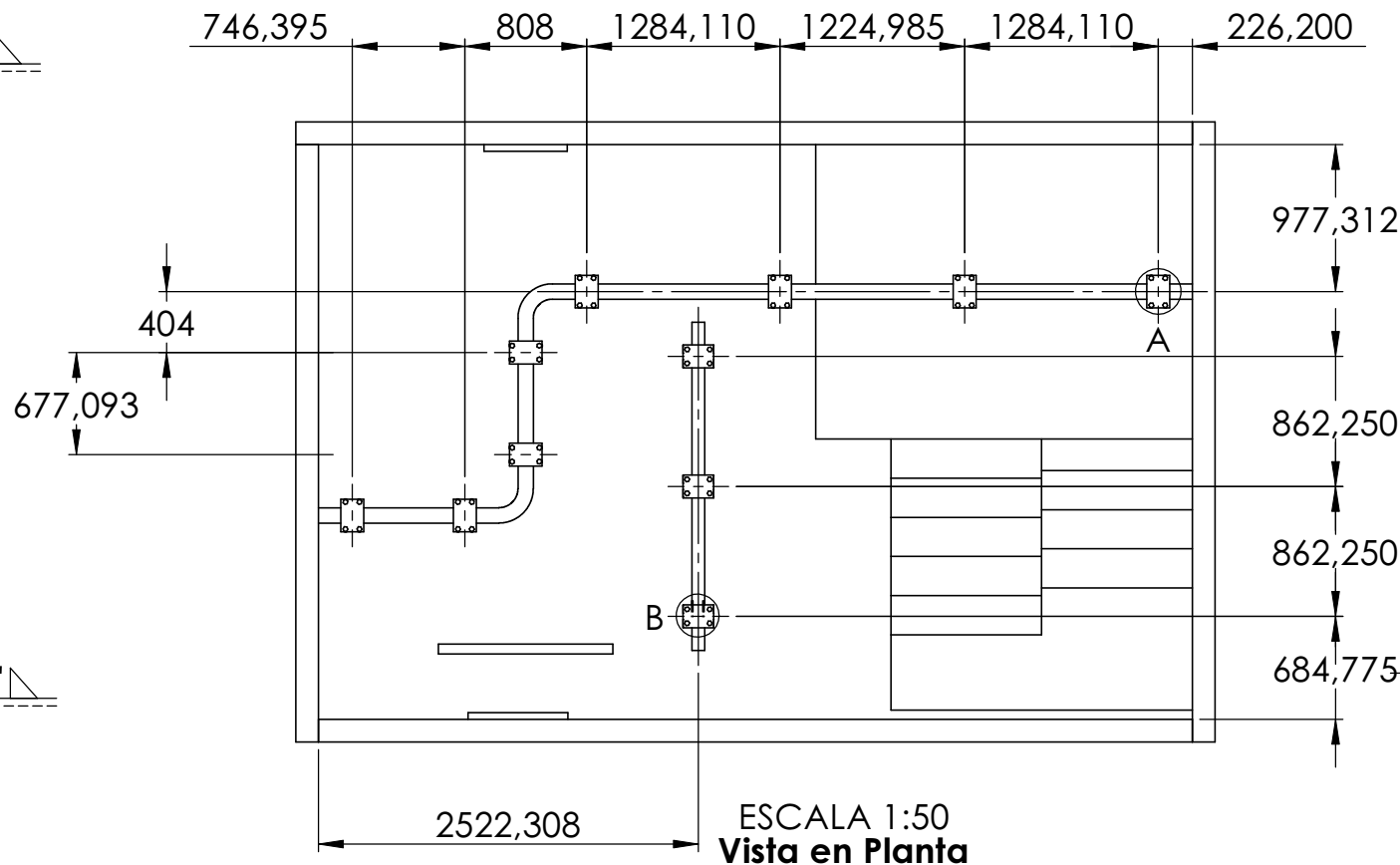
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10

Nota A: Soldadura de Raíz con electrodo E6010 de ϕ 1/8"

Nota B: Soldaduras de unión con electrodo E7018 H4R de ϕ 3/16"



No. Pieza	Nombre	Cantidad	Material	No. Plano
1	Anclaje para Viga de 8"	8	-	42
2	Viga: Montaje Polipasto I	1	AISI 1020	43
3	Anclaje para Viga de 6"	3	-	42
4	Viga: Montaje Polipasto II	1	AISI 1020	43

REVISIÓN	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO
FECHA	14/02/2011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:

LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: $\nabla \nabla$
TOLERANCIAS: ± 0.1
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS



MATERIAL:

PROYECTO:

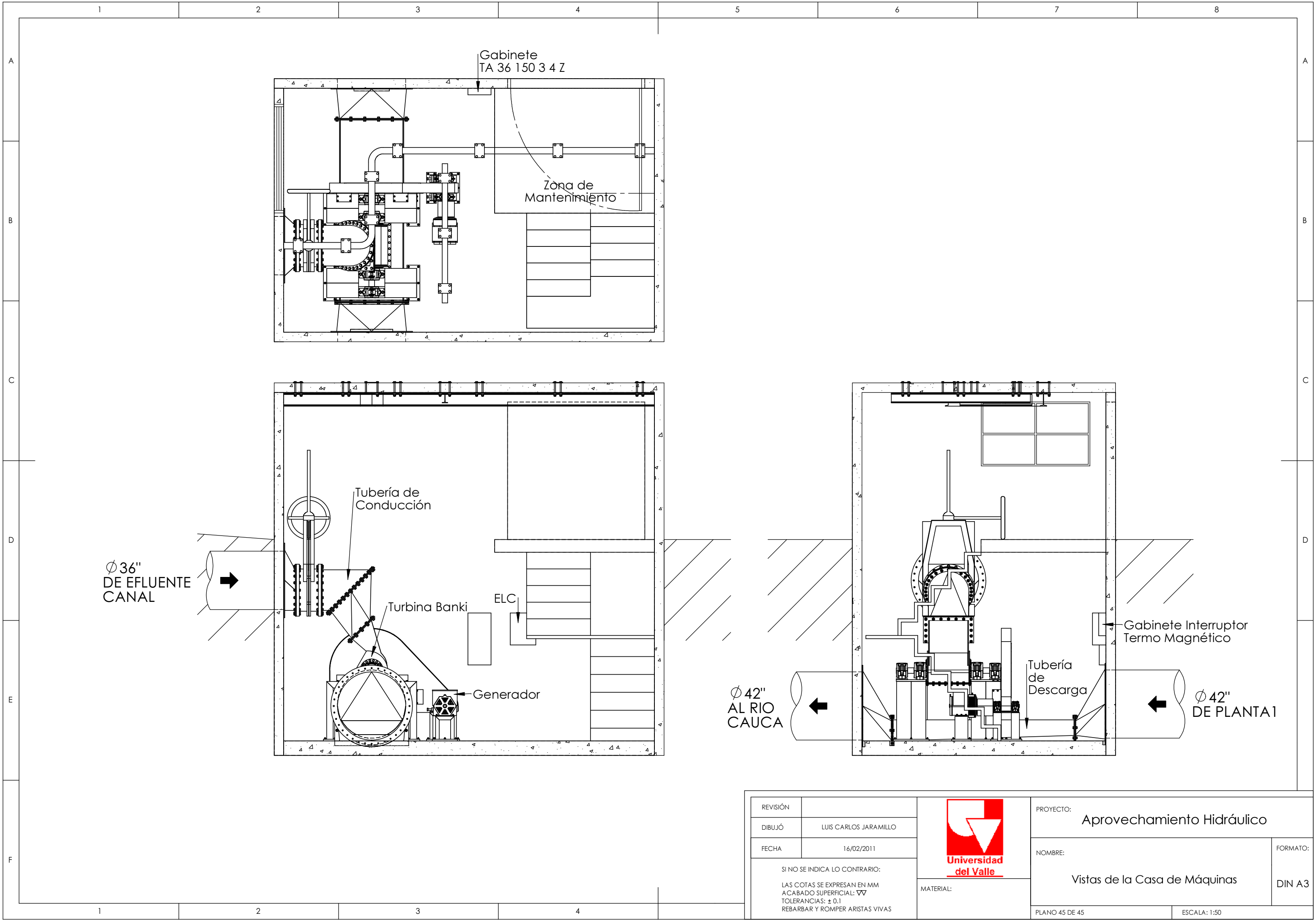
Aprovechamiento Hidráulico

NOMBRE:

Ubicación de los Anclajes para las Vigas Guía de los Polipastos

FORMATO:

DIN A4



REVISIÓN		 Universidad del Valle	PROYECTO: Aprovechamiento Hidráulico	
DIBUJÓ	LUIS CARLOS JARAMILLO		NOMBRE: Vistas de la Casa de Máquinas	FORMATO: DIN A3
FECHA	16/02/2011			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ∇∇ TOLERANCIAS: ± 0.1 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:	PLANO 45 DE 45	ESCALA: 1:50