

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA



**PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE UNA MICRO PLANTA
HIDRÁULICA PARA EL APROVECHAMIENTO DE LAS
AGUAS DE REINYECCIÓN EN LA PLANTA GEOTÉRMICA
DE BERLÍN**

PRESENTADO POR:

CARLOS ANTONIO ARANIVA CONTRERAS

JOSÉ RICARDO CASTRO CHÁVEZ

VICTOR EMILIO ANTONIO RIVERA CORNEJO

PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, FEBRERO DE 2013

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIA GENERAL :

DRA. ANA LETICIA ZAVALA DE AMAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE UNA MICRO PLANTA
HIDRÁULICA PARA EL APROVECHAMIENTO DE LAS
AGUAS DE REINYECCIÓN EN LA PLANTA GEOTÉRMICA DE
BERLÍN**

Presentado por :

**CARLOS ANTONIO ARANIVA CONTRERAS
JOSÉ RICARDO CASTRO CHÁVEZ
VICTOR EMILIO ANTONIO RIVERA CORNEJO**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Directores :

**ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES
ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ**

San Salvador, Febrero de 2013

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Directores :

Ing. Francisco Alfredo De León Torres

Ing. Rigoberto Velásquez Paz

AGRADECIMIENTOS

Agradezco:

Al mi mejor amigo Jesucristo, por haber estado conmigo siempre, haber creído en mi y darme lo necesario para poder terminar la labor que me fue confiada. (San Juan 15:15).

A mis padres: Merlin Arely Chávez y José Ricardo Castro, por el esfuerzo, sacrificio y empeño que decidieron hacer junto conmigo.

A mis abuelos, hermanos, tíos y amigos que son como familia, por darme su apoyo siempre.

A los maestros que nos regalaron de su conocimiento, haciéndonos crecer no solo académicamente sino también como personas útiles a la sociedad.

A cada una de las personas que directa o indirectamente hicieron posible terminar este trabajo de graduación, a lo largo no solo de este, sino de todo el camino que lleva a hasta este punto.

José Ricardo Castro Chávez

“Ad astra per aspera”

Lista de ilustraciones	ii
Lista de tablas	iv
Lista de Símbolos	vi
Objetivos	viii
Introducción.	x
1 Marco Referencial	1
1.1 Máquinas de Fluido	1
1.1.1 Clasificación y características de las máquinas de fluido	1
1.1.2 Ejes de referencia de las turbomáquinas	6
1.1.3 Planos de representación de las turbomáquinas	11
1.2 Intercambio de energía en el rodete.	12
1.2.1 Ecuación fundamental de las turbomáquinas	13
1.2.2 Triángulos de velocidad	16
1.2.3 Grado de reacción	18
1.3 Pérdidas, alturas, potencias y rendimientos energéticos en las turbinas hidráulicas.	21
1.3.1 Salto energético en la turbina hidráulica.	22
1.3.2 Clasificación de las pérdidas	23
1.3.2.1 Pérdidas internas	24
1.3.2.2 Pérdidas externas o pérdidas mecánicas.	32
1.3.3 Rendimientos y potencias en una turbina.	34
1.4 Coeficientes característicos y clasificación de las turbinas hidráulicas.	36
1.4.1 Coeficientes característicos de las turbomáquinas hidráulicas.	36
1.4.2 Clasificación de las turbinas hidráulicas.	40
1.4.3 Otras clasificaciones de las turbinas hidráulicas.	43
1.4.4 Número específico de revoluciones.	45
1.5 Elementos constitutivos de las centrales hidroeléctricas.	49
1.5.1 Infraestructura.	52
1.5.2 Superestructura.	53
1.5.2.1 Centrales al pie de la presa.	53
1.5.2.2 Centrales distantes de la presa.	54
1.5.2.3 Central Subterránea.	55
1.5.3 Microcentrales.	57
1.6 Consideraciones mecánicas en la construcción de las turbomáquinas hidráulicas	58
1.6.1 Ejes de las Turbinas Hidráulicas	59
1.6.2 Vibraciones	59
1.6.3 Discos en rotación	61
1.6.4 Prensaestopas y sellos laberínticos	61

1.6.5	Materiales-----	62
1.7	Análisis del Tipo de turbina a utilizar según las características del recurso en estudio -----	63
1.7.1	Turbina Banki.-----	67
1.7.2	Turbina Turgo -----	68
1.7.3	Consideraciones finales y decisión del tipo de maquina a diseñar-----	69
2	Diseño Hidráulico y Mecánico de la Turbina -----	70
2.1	Diseño de las Turbinas Pelton: Peculiaridades y Parámetros Característicos. -----	71
2.2	Diseño hidráulico del rodete.-----	75
2.2.1	Dimensiones del rodete-----	75
2.2.2	Geometría de las cucharas -----	78
2.2.3	Numero de alabes -----	80
2.2.4	Orientación de los alabes -----	84
2.2.5	Resumen de la geometría del rodete-----	86
2.3	Diseño mecánico del rodete -----	89
2.3.1	Análisis de fatiga en las cucharas. -----	89
2.3.1.1	Condiciones de simulación de esfuerzos y deformaciones en cuchara Pelton.-----	94
2.3.2	Análisis de los pernos de sujeción de los alabes.-----	100
2.3.3	Diseño del disco del rodete -----	105
2.3.3.1	Análisis de esfuerzos en el disco-----	110
2.3.3.2	Análisis en funcionamiento estable.-----	113
2.3.3.3	Análisis en embalamiento.-----	117
2.4	Diseño del Inyector -----	119
2.4.1	Geometría del inyector:-----	119
2.4.2	Análisis de esfuerzos en el inyector:-----	121
2.4.3	Análisis de las juntas atornilladas-----	123
2.4.4	Diseño del prensaestopas del inyector.-----	128
2.4.5	Diagramas del Inyector-----	129
2.5	Diseño de la carcasa -----	132
2.5.1	Cuerpo de la carcasa -----	132
2.5.2	2.5.2. Prensaestopas de carcasa -----	137
2.6	Análisis de componentes complementarios -----	141
2.6.1	Eje de la turbina -----	141
2.6.2	Selección de cojinetes -----	146
2.6.3	Selección de acople-----	147
3	Análisis de tuberías-----	149
3.1	Análisis de golpe de ariete.-----	149
3.1.1	Golpe de ariete cuando el tiempo tiende a cero -----	150
3.1.2	Golpe de ariete para intervalo de tiempo finito -----	154
3.2	Consideraciones de incrustaciones en la tubería -----	157
3.2.1	Incrustaciones en tuberías.-----	157
3.2.2	Tratamiento del agua para la turbina Pelton.-----	158

4	Sistema de Control	159
4.1	Regulación de turbinas hidráulicas	159
4.2	Controles PID	161
4.2.1	Sintonización de controles PID	165
4.3	Consideraciones practicas para el sistema de control de la Turbina Pelton	166
4.4	Sistema de control propuesto	168
4.4.1	Descripción de funcionamiento del sistema	168
4.4.2	Descripción de variables de entrada y salida del programa de control	170
4.4.3	Componentes y descripción de componentes del sistema de control.	172
4.4.4	Descripción del funcionamiento del programa de control	173
4.4.5	Programa de control	174
4.5	Especificaciones físicas de los componentes del sistema de control	185
5	Evaluación económica	186
6	Operación y mantenimiento	193
6.1	Operación de la turbina	193
6.2	Instrucciones de mantenimiento.	196
6.2.1	Calendarización de actividades de mantenimiento	197
6.3	Diagnostico de fallas.	198
Apendice A:	Glosario	203
Apendice B:	Selección del catálogo de cojinetes Timken	206
Apendice C:	Selección del catálogo de cojinetes de indarbelt	207
Apendice D:	Selección del catálogo de acoples Rotex	208
Apendice E:	Dimensiones de las carcasas NEMA	209
Apendice F:	Hoja de datos de electroválvulas aplicables	210
Apendice G:	Programa de Control en AWL (Líneas de código)	213
Bibliografía		223

Lista de ilustraciones

Ilustración 1.1 – Algunos ejemplos de turbomáquinas térmicas	4
Ilustración 1.2 – Algunas turbomáquinas hidráulicas	5
Ilustración 1.3 – Fluido circulando por álabes en reposo (línea absoluta 1-2) o en movimiento (línea relativa 1-2; absoluta 1-2')	6
Ilustración 1.4 – Composición de velocidades	7
Ilustración 1.5 – arriba: rodete de una turbina Francis; abajo: Coordenadas cilíndricas	8
Ilustración 1.6 – Superficie de corriente de una turbomáquina radial	9
Ilustración 1.7 – Superficie de corriente de una turbomáquina axial	9
Ilustración 1.8 – Superficie de corriente de una turbomáquina diagonal o de flujo mixto	10
Ilustración 1.9 – Corte meridional del rodete de una turbomáquina a) Radial; b) Axial; c) Diagonal	10
Ilustración 1.10 – Planos de representación: a) Plano meridional (1-2 línea continua proyectada circularmente); b) plano transversal de turbomáquina radial, por lo que el triángulo de velocidades está en el mismo plano	11
Ilustración 1.11 - Turbomáquina axial; a) corte meridional; b) Corte transversal; c) Desarrollo cilíndrico	12
Ilustración 1.12: Triángulo de velocidades a la entrada del rodete	38
Ilustración 2.1.1.1: Turbina Pelton de diseño temprano	71
Ilustración 2.1.1.2: Sección transversal de una turbina Pelton con rodete de una pieza	72
Ilustración 2.1.1.3 : Sección longitudinal de una turbina Pelton con rodete de cucharas atornilladas	72
Ilustración 2.1.1.4: Tipos de deflector	74
Ilustración 2.2.1.1 : Diámetros notables de un rodete Pelton	78
Ilustración 2.2.2.1 : Geometría de una cuchara Pelton	78
Ilustración 2.2.3.1: Construcción geométrica para la determinación del número de álabes del rodete	81
Ilustración 2.2.4.1: Construcción geométrica para la determinación de la orientación de los álabes	85
Ilustración 2.2.5.1: Dimensiones del alabe	87
Ilustración 2.2.5.2: Otra vista de la cuchara	87
Ilustración 2.2.5.3: Renderizado del alabe	88
Ilustración 2.3.1.1: Vista de la sección del alabe en estudio	89
Ilustración 2.3.1.2: Dimensiones del alabe	95
Ilustración 2.3.1.3: Análisis de elementos finitos: Esfuerzos	96
Ilustración 2.3.1.4: Análisis de elementos finitos: Deformaciones unitarias	96
Ilustración 2.3.3.1: Dimensiones generales del rodete	105
Ilustración 2.3.3.2: Modificación en las dimensiones del disco según la inclinación del alabe	106
Ilustración 2.3.3.3: Vista longitudinal del rodete	108
Ilustración 2.3.3.4: Vista meridional del rodete	109
Ilustración 2.3.3.5: Renderizado del rodete	109
Ilustración 2.4.1.1: Parámetros del inyector	119
Ilustración 2.4.1.2: Diagrama de un inyector completo	121
Ilustración 2.4.3.1: Renderizado del inyector mostrando las juntas atornilladas	123
Ilustración 2.4.4.1: Dimensiones de la aguja	129
Ilustración 2.4.4.2: Camisa del inyector, mostrando cojinete de aguja.	129
Ilustración 2.4.4.3: Codo del inyector	130
Ilustración 2.4.4.4: Caja del prensaestopas de inyector	130
Ilustración 2.4.4.5: Tobera del inyector	131
Ilustración 2.4.4.6: Renderizado del inyector ensamblado	131
Ilustración 2.5.1.1: Esfuerzos en la carcasa, vista 1	133
Ilustración 2.5.1.2: Esfuerzos en la carcasa, vista 2.	133
Ilustración 2.5.1.3: Deformaciones en la carcasa, vista 1	134
Ilustración 2.5.1.4: Deformaciones en la carcasa, vista 2	134
Ilustración 2.5.1.5: Dimensiones de la tapadera de carcasa	135
Ilustración 2.5.1.6: Dimensiones de la base de la carcasa	135
Ilustración 2.5.1.7: Renderizado frontal de la carcasa	136
Ilustración 2.5.1.8: Renderizado lateral de la carcasa	136

Ilustración 2.5.2.1: – Prensaestopas. a) Caja; b) Empaquetadura o estopa; c) Casquete; d) Órgano de compresión; e) Dispositivo de lubricación	137
Ilustración 2.5.2.2: Diagrama del prensaestopas a utilizar.	138
Ilustración 2.5.2.3 - Medidas de placa (cotas en mm).....	139
Ilustración 2.5.2.4: Medidas de caja prensaestopas (cotas en mm)	139
Ilustración 2.5.2.5: Tuercas para presionar estopa (cotas en mm).	140
Ilustración 2.6.1.1: Comportamiento del chorro al impactar al rotor en reposo.....	141
Ilustración 2.6.1.2: Longitudes del eje y diagramas de carga, cortante y momento.	143
Ilustración 2.6.1.3: Dimensiones del eje.	146
Ilustración 3.1.1: Diagrama de la boquilla del inyector	156
Ilustración 3.2.1: Rangos de clasificación del agua según su contenido de sales disueltas.....	158
Ilustración 5.1: Superficie de la casa de maquinas en función de las características del recurso.....	188
Ilustración 5.2: Ejemplo de vista de planta de una casa de maquinas para una pequeña central hidráulica..	189

Lista de tablas

Tabla 1.1: Comparación entre turbinas de acción y turbinas de reacción	42
Tabla 1. 2: Rangos de número específico de revoluciones para distintos tipos de turbinas hidráulicas.....	63
Tabla 1. 3: Resultados de los cálculos para la determinación del tipo de turbina a utilizar	66
Tabla 2.2.1-1: Variación de la eficiencia con la potencia para turbinas Pelton.....	75
Tabla 2.2.2-1 : Rangos de los ángulos de salida para distintas secciones de una cuchara Pelton	80
Tabla 2.2.2-2 : Ángulos de salida a utilizar en el diseño.....	80
Tabla 2.2.5-1: Parámetros geométricos del rodete.	86
Tabla 2.6.1-1: Análisis de fatiga para el eje.	145

Lista de Símbolos

1	Entrada
2	Salida
ΔP	Sobrepresión causada por el golpe de ariete
a	axial componente
b	diámetro del bulbo
c	absoluta, Celeridad onda elástica del fluido que viaja por la tubería
C	constante, relación de rigidez
d	Diámetro
e	entrada, externo (subíndices), espesor
E	Módulo de elasticidad, energía
F	Fuerza
FNE	Flujo neto efectivo
G	flujo másico, modulo de elasticidad al cortante, Gastos
g	aceleración de la gravedad
H	altura hidráulica
i	componente radial, interno(subíndice), tasa de interés
I	momento de inercia, Ingreso
j	componente tangencial
J	momento polar de inercia
k	componente axial, coeficiente de velocidad, coeficiente de elasticidad de tubería
K	Rigidez, factores de corrección de resistencia a la fatiga, ganancia
l	diámetro geométrico del inyector completamente abierto, longitud de agarre efectivo de tornillo
L	Numero de ciclos de carga, longitud de tubería
M	Momento
m	componente meridional, rozamiento mecánico (subíndice)
n	rpm, factor de seguridad, numero de años
N	Numero o valor adimensional
P	potencia, presión, inversión inicial
p	presión, perdida sub
Q	Caudal
q	caudal perdido
r	radio, componente, rozamiento de disco (subíndice)
R	carga radial
s	salida (subíndice)
S	resistencia mecánica
T	Par de torsión, tiempos PID
tc	tiempo de cerrado de la válvula
TDS	total de sólidos disueltos
TIR	Tasa interna de retorno
TMAR	Tasa mínima atractiva de rendimiento
u	tangencial, componente
V	velocidad absoluta, factor de rotación

v	Velocidad
VAN	valor anual neto
w	velocidad relativa, Peso
Y	energía específica
Z	altura geodésica
α	aceleración angular, ángulo de ataque
β	ángulo de escape
γ	Peso específico del agua, ángulo de cono del bulbo
δ	Espesor de la tubería
η	Eficiencia
π	Pi
ρ	Densidad
σ	grado de reacción, esfuerzo
ω	velocidad angular

Objetivos

Objetivo General

Proponer un diseño de instalación de un micro planta hidráulica que utilice el recurso disponible de las aguas de reinyección en la central geotérmica de Berlín.

Objetivos Específicos.

- Determinar el potencial energético aprovechable a la salida de la tubería de condensado.
- Evaluar la factibilidad económica y técnica del aprovechamiento del recurso disponible.
- Diseñar detalladamente una turbina capaz de aprovechar eficientemente el potencial hidráulico disponible.
- Seleccionar todos los equipos y accesorios necesarios para el correcto aprovechamiento de la energía hidráulica en la localización establecida.

Introducción.

La energía es hoy en día el corazón que mueve el mundo, un mundo sin energía significaría el caos mundial; sin embargo en la obtención de la energía los recursos naturales se ven directamente afectados, y el deterioro del planeta aumenta día a día.

Es por eso que surge la necesidad de encontrar nuevas formas de producir energía y depender en menor medida del petróleo; es ahí donde nace el concepto de “energías renovables”.

Se denomina “energía renovable” a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen, o porque son capaces de regenerarse por medios naturales.

Entre las energías renovables tenemos: geotérmica, eólica, hidroeléctrica, micro hidroeléctrica, biomasa, solar, etc.

El presente trabajo de graduación surge de la visión de aprovechar el potencial hidroeléctrico de una tubería de aguas de reinyección de la planta geotérmica de Berlín.

Para aprovechar este potencial de manera eficaz es necesario elegir correctamente el tipo de turbina que mejor se acomode a las condiciones que plantean las características del recurso, y luego diseñarla con durabilidad y alta eficiencia como objetivos. En el presente trabajo la metodología fue determinar qué tipo de turbina hidráulica se adapta mejor a las características del recurso disponible, para luego diseñar específicamente para dichas características; tanto hidráulica como mecánicamente; cada uno de los componentes de una turbina Pelton, haciendo uso tanto de métodos convencionales como de análisis computarizado mediante elementos finitos según fuera conveniente. Se dio consideración a las condiciones de carga que se introducirían en la instalación de tuberías al instalar la turbina y se diseñó un sistema de control automático para la turbina, seleccionando componentes y programando la lógica de funcionamiento

A pesar de que el diseño de la turbina ha sido desarrollado para funcionar en condiciones óptimas en un lugar específico, el presente trabajo puede servir como base para el desarrollo de futuros proyectos microhidroeléctricos, para ser utilizados en distintas partes del país.

1 Marco Referencial

1.1 Máquinas de Fluido

Una máquina es un conjunto de elementos destinados a recibir y transformar energía. Toma energía de una clase y la restituye de otra clase. Un motor eléctrico por ejemplo, toma energía eléctrica y la transforma en energía mecánica en el eje; Una turbina de vapor toma vapor a alta presión y temperatura y la transforma en energía mecánica, de ahí se conecta al generador y este la transforma de mecánica a eléctrica.

Las máquinas de fluido, están definidas como las máquinas en las que el fluido suministra la energía a la máquina, o el fluido es el que absorbe la energía proveniente de la máquina, en el primer caso podemos mencionar una turbina hidráulica, en la cual, el fluido transfiere su energía (presión o altura y caudal) a la máquina, y esta la transforma en mecánica.

En el segundo caso aludimos una bomba, la cual suministra energía al fluido elevando su presión.

Por lo tanto, por el hecho de que una máquina utilice algún fluido como refrigerante o lubricante para su funcionamiento, no indica que sea una máquina hidráulica. En las máquinas hidráulicas el fluido es la parte esencial para la transferencia de energía desde o hacia dicha máquina.

1.1.1 Clasificación y características de las máquinas de fluido

Entre las clasificaciones de las máquina de fluido se descartan algunas, por considerarse poco científicas, como la clasificación por el fluido, si este es líquido o gas, o si es alternativa o rotativa. Por lo que se aplican tres criterios considerandos rigurosamente científicos, estos son:

- El principio de funcionamiento
- La compresibilidad del fluido,
- El sentido de transmisión de la energía.

El primer criterio divide las máquinas hidráulicas en máquinas de desplazamiento positivo o volumétricas, en este caso “...la máquina retiene positivamente el fluido variando su presión debido a las variaciones de

volumen del órgano de retención; es decir se le obliga al fluido a cambiar su estado mediante un órgano que se mueve [...] que se denomina en general desplazador”¹. Ejemplos de este grupo son las máquinas de émbolo (bombas, compresores, máquinas de vapor, motores de gas, cilindros hidráulicos y neumáticos, etc.) y las máquinas rotativas volumétricas, como las bombas rotativas que por cierta excentricidad aumenta o disminuye el volumen en su interior por lo que aumenta la presión en el fluido. Esta es la forma de cómo trabajan, cambiando la presión estática, por lo que también son llamadas rotoestáticas.

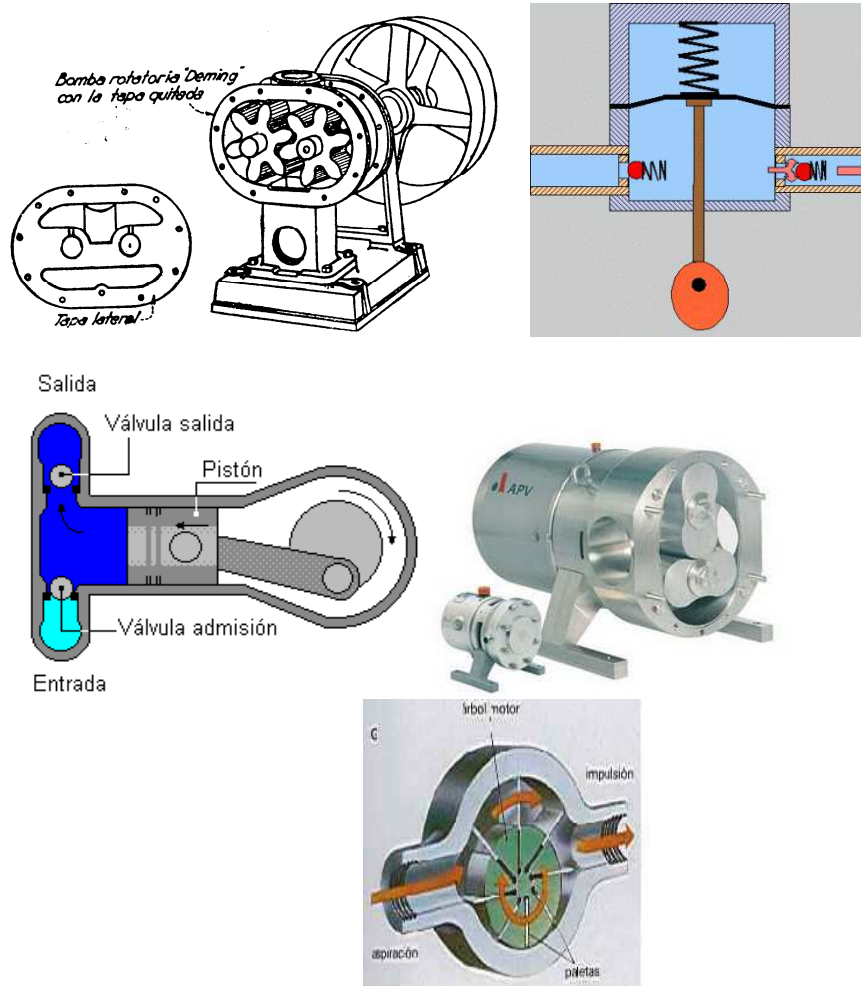


Ilustración 1.1 – Diferentes tipos de turbomáquinas de desplazamiento positivo

Otra gran división de las máquinas de fluido son las turbomáquinas o también llamadas maquinas rotodinámicas.

¹ Claudio Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores; Cap., 1 pág. 38.

Estas máquinas "... son aquellas máquinas de fluido en las cuales el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes o paletas, que se denomina rotor."²

En estas máquinas, el fluido es acelerado o desacelerado, recibiendo o extrayendo energía del fluido respectivamente.

Las máquinas de desplazamiento positivo producen una corriente discontinua de fluido, mientras que las turbomáquinas se caracterizan por un flujo continuo.

Hay una definición considerada la mejor para estas máquinas:

"Turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas".

Esta ecuación expresa la energía que es intercambiada entre el rodete y el fluido. Se estudiará en el próximo apartado con más detalles.

Nos centraremos en las turbomáquinas; la segunda clasificación (según la compresibilidad del fluido) y tercera (el sentido de transmisión de la energía), nos servirán para subclasificar a las turbomáquinas.

Según la compresibilidad del fluido, tenemos que podemos separar en turbomáquinas térmicas y turbomáquinas hidráulicas.

En la realidad todo fluido es compresible, pero en los líquidos la variación de densidad debido a los cambios de presión es baja, por lo que puede considerarse incompresible, no así los gases, puesto que las variaciones de densidad y volumen debido a la presión no pueden despreciarse.

Por lo que las máquinas de fluido compresible se denominan turbomáquinas térmicas y las turbomáquinas que utilizan fluido considerado incompresible se denominan hidráulicas.

"Turbomáquina hidráulica es aquella máquina de fluido cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace sin tener en cuenta la variación del volumen específico (o densidad) a través de la máquina"

Ejemplos de turbomáquinas térmicas son: Las turbinas de gas, los turbocompresores y las turbinas de vapor.

Y algunos ejemplos de turbomáquinas hidráulicas son: turbinas hidráulicas, las bombas y los ventiladores

² Mataix, Cap. 1 pag. 39

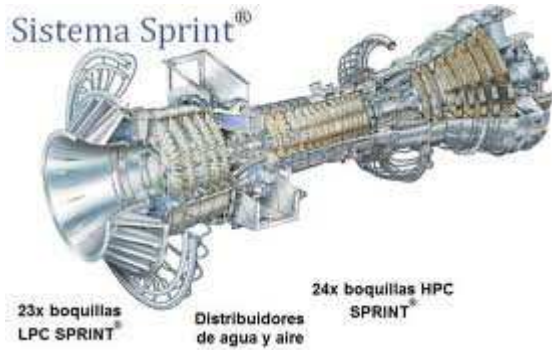
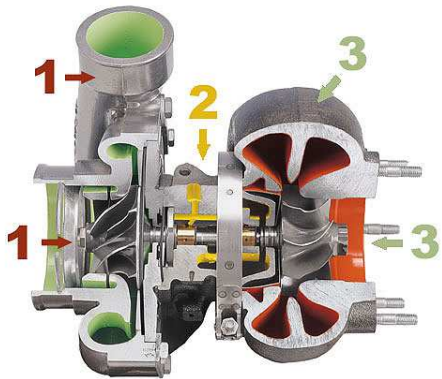
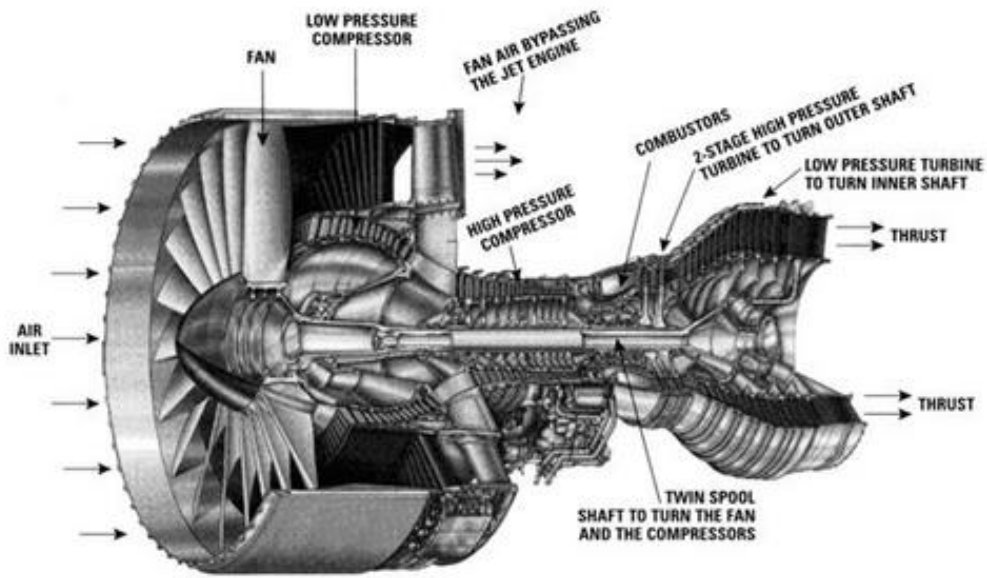


Ilustración 1.1 – Algunos ejemplos de turbomáquinas térmicas

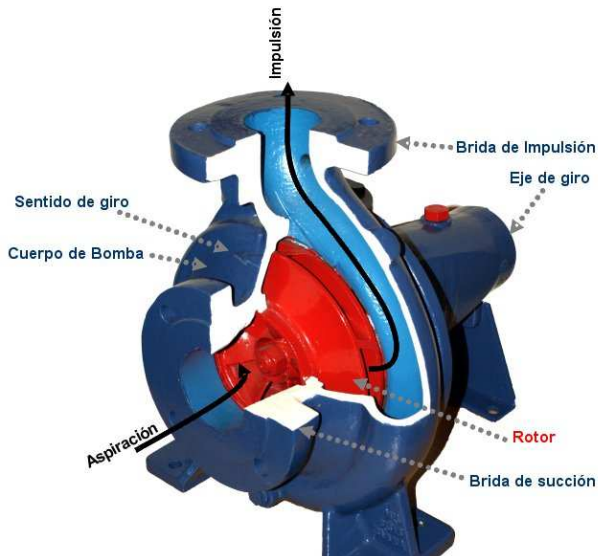
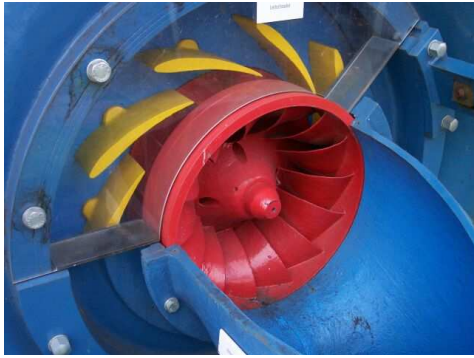


Ilustración 1.2 – Algunas turbomáquinas hidráulicas

El fluido de trabajo no necesariamente debe ser líquido o gas para clasificarla en hidráulica o térmica respectivamente. Por ejemplo en los ventiladores, el fluido de trabajo es gas pero se considera una turbomáquina hidráulica puesto que la variación de densidad del fluido es baja tanto que se puede despreciar en el análisis. La pregunta es ¿Cuánto se puede comprimir para que se pueda considerar incompresible?

La consideración a tomar es la siguiente: si la relación presión final sobre presión inicial es menor de 1.1, se considera incompresible. También se considera incompresible si el cambio de presión es menor de 10kPa; y la máquina se llama ventilador; si este valor es sobrepasado por mucho, en el análisis no se puede considerar incompresible y la máquina es llamada turbocompresor, cada una es separada en turbomáquina hidráulica o térmica respectivamente.

El tercer criterio (el sentido de transmisión de energía) se subdivide en motoras y generadoras (valido también para las turbomáquinas térmicas y para las máquinas de desplazamiento positivo)

En las turbomáquinas motoras el fluido confiere energía al rodete

En las turbomáquinas generadoras el rodete cede energía al fluido.

Algunos ejemplos de turbomáquinas motoras son las turbinas, ya sea de gas vapor o hidráulicas, y ejemplos de turbomáquinas generadoras son: bombas, ventiladores y turbocompresores.

1.1.2 . Ejes de referencia de las turbomáquinas

En una turbomáquina el intercambio de energía se lleva a cabo en el rodete, este es por lo tanto el órgano principal de la máquina. Físicamente está constituido por cierto número de álabes distribuidos equitativamente formando los conductos para el paso del fluido. El rodete acelera o desacelera el fluido por lo que cambia su momento cinético.

Para entender este fenómeno de mejor manera se muestra a continuación una ilustración y su explicación.

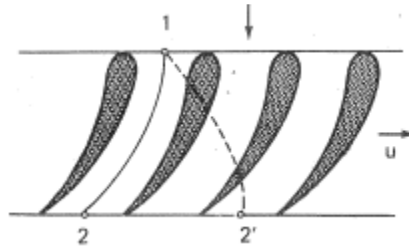


Ilustración 1.3 – Fluido circulando por álabes en reposo (línea absoluta 1-2) o en movimiento (línea relativa 1-2; absoluta 1-2')

Si los álabes están en reposo, entonces la línea de flujo viaja la curva 1-2; Pero si los álabes están en movimiento con velocidad \vec{u} el movimiento del fluido con respecto a los álabes sigue siendo el mismo, no así el movimiento con respecto a unos ejes fijos. Por lo que ahora, la curva 1-2 representa la trayectoria relativa del fluido con respecto a los álabes y la curva 1-2' representa la trayectoria absoluta.

Según la notación usada internionalmente, la velocidad de traslación del rodete se representa por \vec{u} ; la velocidad relativa del fluido con respecto a los álabes se representa por \vec{w} y la velocidad absoluta del fluido por \vec{c}

Entonces:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.1)$$

Esta ecuación vectorial puede ser representada gráficamente como sigue:

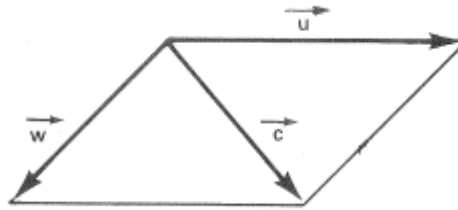


Ilustración 1.4 – Composición de velocidades.

\vec{u} Es la velocidad tangencial en función de la velocidad angular del rodete es decir:

$$u = \pi * d * n \quad (1.2)$$

La ecuación 1.1 se cumple en todos los puntos del conducto formado por los álabes sin importar la forma de este, o si se pueden o no desarrollar en un plano. Esta es la ecuación más general de las turbomáquinas, pero podemos establecer una clasificación con respecto a los flujos, primero la definiremos por medio de expresiones matemáticas.

La forma más sencilla es establecer un sistema de coordenadas cilíndricas.

Utilizaremos los vectores unitarios \vec{i} , \vec{j} y \vec{k}

Hacemos el vector unitario \vec{j} en la dirección de \vec{u} es decir tangencial al cilindro, \vec{k} en la dirección axial, e \vec{i} en la dirección radial.

Entonces la velocidad absoluta

$$\vec{c} = c_r * \vec{i} + c_u * \vec{j} + c_a * \vec{k} \quad (1.3)$$

De la misma manera la velocidad relativa

$$\vec{w} = w_r * \vec{i} + w_u * \vec{j} + w_a * \vec{k} \quad (1.4)$$

La velocidad del álabe solamente será

$$\vec{u} = u * \vec{j} \quad (1.5)$$

Al realizar la suma vectorial de 1-1

$$c_r * \vec{i} + c_u * \vec{j} + c_a * \vec{k} = w_r * \vec{i} + w_u * \vec{j} + w_a * \vec{k} + u * \vec{j}$$

Entonces:

$$\begin{aligned}
c_r &= w_r \\
c_u &= w_u + u \\
c_a &= w_a
\end{aligned}
\quad (1.6)$$

En la ilustración 1.5 podemos ver una imagen donde se muestra dicho marco referencial cilíndrico y la posición de los vectores.

En este podemos ver que: los vectores unitarios \vec{i} y \vec{j} determinan un plano transversal al eje de la máquina; los vectores \vec{i} y \vec{k} determinan un plano axial, llamado también meridional; y, los vectores \vec{j} y \vec{k} determinan un plano tangente al cilindro.

Existe una clasificación de las turbomáquinas hidráulicas según la dirección del flujo, estas son: radiales, axiales y diagonales llamadas también de flujo mixto o semiaxiales.

En las turbomáquinas radiales el recorrido del fluido es solamente en el plano transversal al eje de la máquina, por lo que no existe componente \vec{k} , lo que indica que no existe componente axial, entonces:

$$\begin{aligned}
\vec{c} &= c_r * \vec{i} + c_u * \vec{j} \\
\vec{w} &= w_r * \vec{i} + w_u * \vec{j} \text{ con } c_a = 0
\end{aligned}
\quad (1.7)$$

La ilustración 1.6 nos aclara mejor la situación sobre la superficie de flujo en las turbomáquinas radiales.

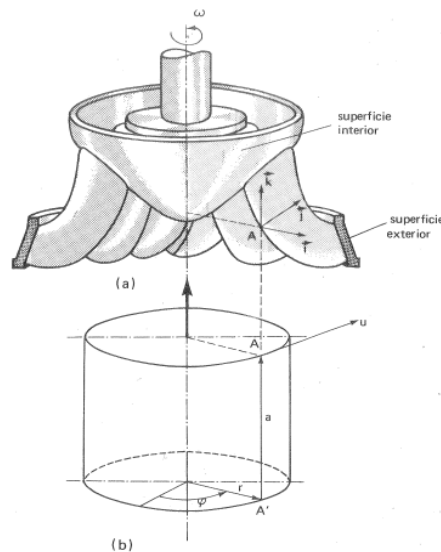


Ilustración 1.5 – arriba: rodete de una turbina Francis; abajo: Coordenadas cilíndricas

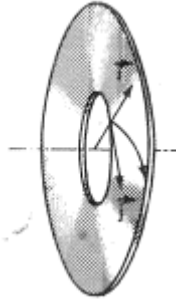


Ilustración 1.6 – Superficie de corriente de una turbomáquina radial

Para el caso de las turbomáquinas axiales el fluido recorre solamente la dirección del eje en un cilindro. Por lo que la velocidad radial no existe, es decir: $\vec{i} = 0$

Entonces tendremos que:

$$\vec{c} = c_u * \vec{j} + c_a * \vec{k}$$

$$\vec{w} = w_u * \vec{j} + w_a * \vec{k} \quad \text{con } c_r = 0 \quad (1.8)$$

Como podemos apreciar en la ilustración 1.7 a continuación

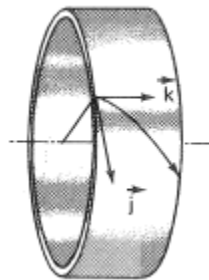


Ilustración 1.7 – Superficie de corriente de una turbomáquina axial

La última clasificación con respecto al tipo de flujo tenemos las máquinas de flujo diagonal, en este caso, las partículas del fluido recorren la superficie de un cono o de una superficie de revolución no desarrollable. La ecuación 1.1 queda de forma más general:

$$\vec{c} = c_r * \vec{i} + c_u * \vec{j} + c_a * \vec{k} \quad (1.9)$$

Podemos ver a continuación

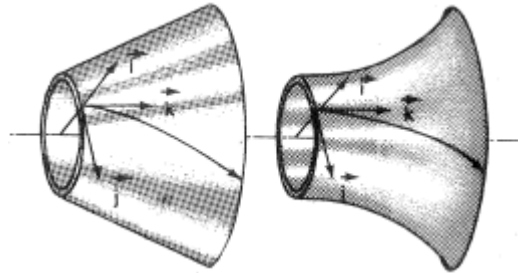


Ilustración 1.8 – Superficie de corriente de una turbomáquina diagonal o de flujo mixto.

En la ilustración 1.9 podemos ver los cortes meridionales de rodetes que producen los distintos tipos de flujos.

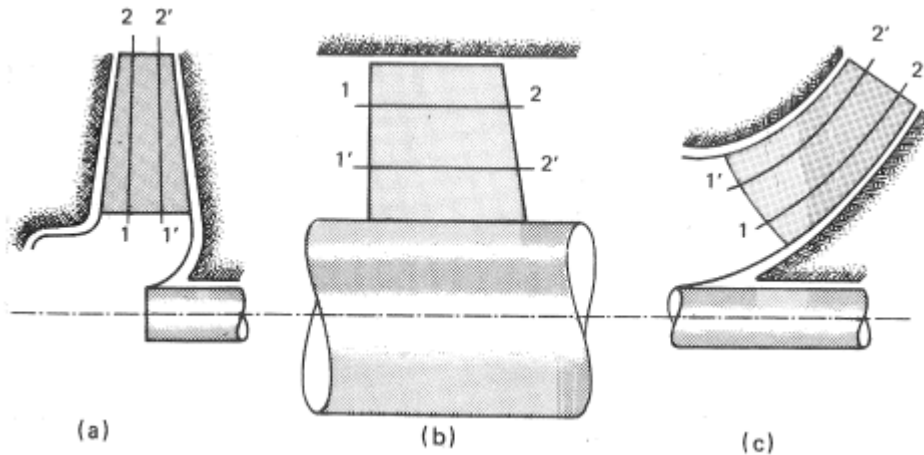


Ilustración 1.9 – Corte meridional del rodete de una turbomáquina a) Radial; b) Axial; c) Diagonal

Teóricamente las paredes que confinan el fluido lo ordenan de tal manera que una familia de curvas inscritas entre las superficies de revolución no permiten que el flujo salga de estas, por lo que una partícula de fluido que entra por 1, debe salir por 2, lo mismo si entra en 1' debe salir por 2'. En la realidad esto es una aproximación, pero constituye un fundamento en el diseño de las turbomáquinas: "Toda partícula en el rodete se mueve de manera que no se sale de una superficie de revolución determinada: plano, cilindro u otra superficie de revolución cualquiera, según los casos (se mueve con dos grados de libertad)"

1.1.3 Planos de representación de las turbomáquinas

Para mejorar la comprensión y análisis de las turbomáquinas se presentan los planos más usados en la ilustración 1.10, estos planos son más representativos de una turbomáquina radial, en la ilustración 1.11 se presenta los planos para una turbomáquina axial.

A continuación describiremos el significado de cada uno de estos cortes o planos.

1) Plano o corte transversal.

En las turbomáquina radiales las líneas de corriente son continuas y por estar en un plano transversal aparecen indeformadas; vemos en las ecuaciones (1.7) que solo hay componentes \vec{i} y \vec{j} .

En las turbomáquinas axiales las líneas de flujo son arcos de círculo como vemos en la ilustración 1.11 b, puesto que son hélices cilíndricas. Como vemos en la ilustración 1.11.c el cilindro es desarrollable, por lo que las líneas de flujo también son indeformadas.

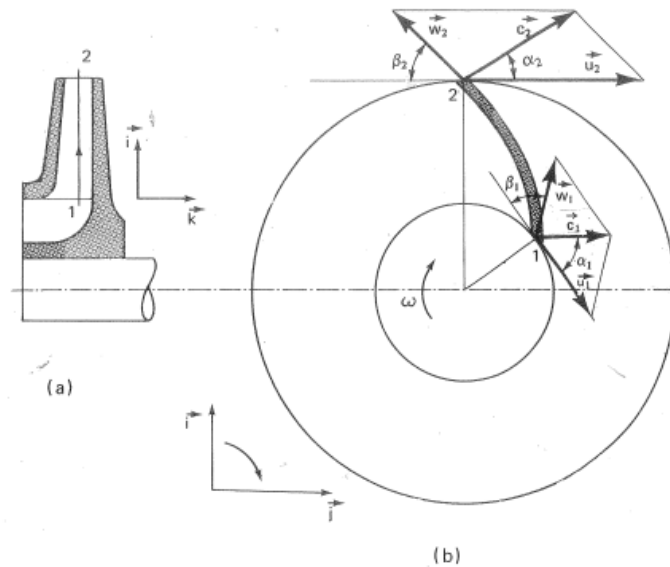


Ilustración 1.10 – Planos de representación: a) Plano meridional (1-2 línea continua proyectada circularmente); b) plano transversal de turbomáquina radial, por lo que el triángulo de velocidades está en el mismo plano.

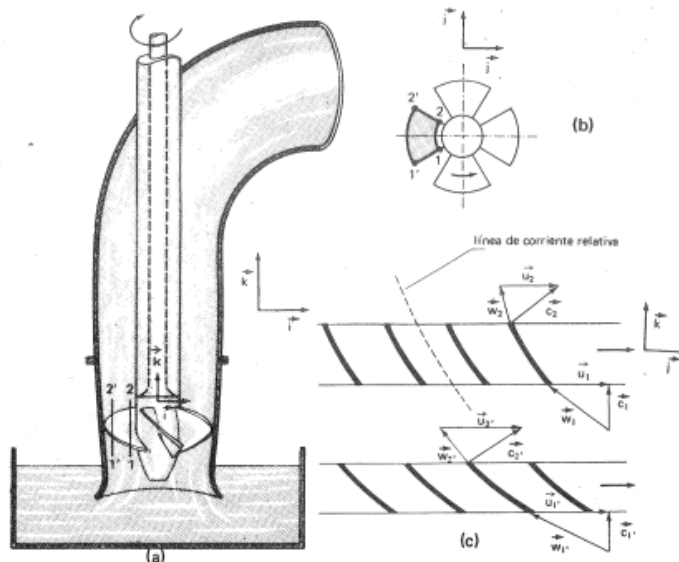


Ilustración 1.11 - Turbomáquina axial; a) corte meridional; b) Corte transversal; c) Desarrollo cilíndrico

2) Corte meridional

En las turbomáquinas radiales vemos que las líneas de flujo están perpendiculares al eje de la máquina, esta es la forma real del rodete. Para el caso de las turbomáquinas axiales vemos que las líneas de flujo (1-2 y 1'-2') están paralelas al eje de la máquina, en las turbomáquinas de flujo mixto, las líneas de flujo son inclinadas conforme a la conicidad de la máquina o forma cualquiera.

Las turbomáquinas de flujo mixto o diagonales sus líneas de flujo y álabes tienen doble curvatura en el espacio, por lo que se necesita más de un corte transversal para poder ver la forma de los mismos.

1.2 Intercambio de energía en el rodete.

Una turbomáquina está compuesta por muchos elementos, el más importante de ellos es el rodete, porque este es el que permite la transferencia de energía desde el fluido o hacia este.

Los demás componentes conducen el fluido principalmente, aunque también modifican alguna propiedad como la presión o velocidad, pero manteniendo (aproximadamente igual) la potencia (es decir sin intercambio energético entre la máquina y su exterior).

Dependiendo si la máquina es generadora o motora, esta ejerce una fuerza sobre el fluido o viceversa respectivamente, y es posible aplicar el principio de cantidad de movimiento para poder calcular esta fuerza, momento e incluso potencia o transferencia de energía.

La ecuación resultante es llamada ecuación de Euler. Esta ecuación es una herramienta eficaz para el análisis de las turbomáquinas, por lo que merece el nombre de ecuación fundamental.

La ecuación de Euler puede ser expresada en varias formas, en términos de altura o presión, cuyas variables son velocidades y componentes de estas. A su vez estas dependen de variables geométricas, como ángulos de entrada y salida de álabes, radio externo e interno, y algunas otras variables no geométricas.

El análisis de la ecuación de Euler permite encontrar una guía teórica para la optimización geométrica de la turbomáquina.

La energía que es transferida en el rodete puede ser energía de presión y energía cinética. La cantidad porcentual de energía que es transferida como presión es un parámetro importante en el diseño y funcionamiento de las turbomáquinas, este parámetro es llamado grado de reacción el cual se estudiará en esta sección junto con la ecuación de Euler.

1.2.1 Ecuación fundamental de las turbomáquinas

La deducción de la ecuación fundamental o ecuación de Euler es aplicable a turbomáquinas ya sea térmicas o hidráulicas, pero nos enfocaremos en turbomáquinas hidráulicas.

Se realizarán algunas hipótesis para simplificar la deducción; las cuales son:

- El fluido está en régimen permanente,
- El fluido es ideal,
- El flujo es irrotacional, y
- Se utilizara el método unidimensional.

La deducción de de la ecuación asume un filamento de fluido en una turbomáquina cualquiera, entra con velocidad absoluta \vec{c}_1 y sale del rodete con velocidad absoluta \vec{c}_2 . A este filamento se le aplicara el principio de cantidad de movimiento. Esto puede verse en la ilustración 1.13

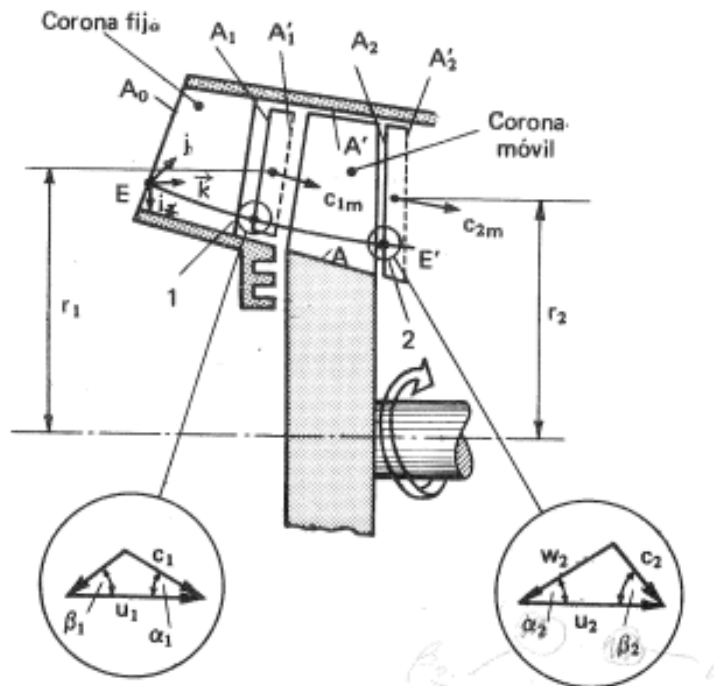


Ilustración 1.13 - Deducción de la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas

Tenemos la ecuación de fuerza aplicada al filamento de fluido que entra en 1 y sale en 2:

$$\int_1^2 d\vec{F} = \rho * dQ * (\vec{c}_2 - \vec{c}_1) \quad (1.10)$$

Esta ecuación se aplica entre dos superficies, en donde el filamento de fluido lo atraviesa transversalmente, esto es en 1 y 2 (ver ilustración 1.13) también el momento se tomarán con respecto al eje de la máquina.

El momento total es únicamente aportado por la velocidad periférica, puesto que las componentes radiales están perpendiculares a la máquina, esto solo esfuerza el eje de la máquina junto con los cojinetes, similar a las componentes axiales por estar paralelas al eje de la máquina. Así el momento total de la máquina será por la componente $c_{2u} = c_2 * \cos \alpha_2$

Entonces como: $dM = df * r$ Sustituyendo 2.1 tenemos:

$$-dM = \rho * dQ * (r_2 * c_{2u} - r_1 * c_{1u}) = dG * (r_2 * c_{2u} - r_1 * c_{1u}) \quad (1.11)$$

Donde: -dM (reacción) - Momento de las fuerzas exteriores que actúan sobre el fluido "aislado".

dM (acción) – Momento de las fuerzas que el fluido “aislado” ejerce sobre el exterior.

r_1, r_2 - Radios y brazos de momento de las componentes periféricas c_{1u} y c_{2u}

dG - Flujo másico a través del filamento

Para todos los hilos de fluido tenemos entonces:

$$M = \int (r_1 * c_{1u} - r_2 * c_{2u}) dG \quad (1.12)$$

Aplicando las limitaciones o hipótesis establecidas anteriormente, tendríamos que como el fluido es ideal y el régimen es irrotacional $r_1 * c_{1u}$ debe ser constante. También el método es unidimensional, por lo que todas las partículas entrarían con igual ángulo. De la misma manera, el ángulo para la salida sería igual para todas las partículas. Entonces al realizar la integración:

$$M = G * (r_1 * c_{1u} - r_2 * c_{2u}) = Q * \rho * (r_1 * c_{1u} - r_2 * c_{2u}) \quad (1.13)$$

Esta ecuación indica el momento ejercido sobre los álabes y sobre el fluido exterior a la entrada y salida del rodete, donde se establecen las superficies de control. En la realidad existen otras fuerzas, como la presión del fluido contiguo, puesto que el momento que ejerce con respecto al eje de la máquina es nulo.

Por otra parte, la potencia mecánica en función del momento es $P = M * \omega$ que es lo mismo:

$$P = G * (\omega * r_1 * c_{1u} - \omega * r_2 * c_{2u}) = G * (u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}) \quad (1.14)$$

En las turbomáquinas motoras la potencia es mayor que cero lo mismo para el momento, y el fluido sale con menos velocidad que la que entra. Caso contrario en las máquinas generadoras, puesto que la potencia es menor que cero lo mismo para el momento, las velocidad con la que sale es mayor que con la que entra. Recuérdese que el M es el momento del fluido sobre el rodete.

También $P = G * Y_u$, donde Y_u indica la energía específica intercambiada en el rodete, por lo que:

$$P = G * (u_1 * C_{1u} - u_2 * C_{2u}) \quad (1.15)$$

Dado que se hicieron las hipótesis o idealizaciones (teoría unidimensional de la corriente guiada perfectamente o número infinito de álabes) se escribirá

$$Y_{u\infty} = u_1 * C_{1u} - u_2 * C_{2u} \quad (1.16)$$

(Primera forma de la ecuación de Euler, régimen permanente, fluido ideal, flujo irrotacional y método unidimensional)

En las turbomáquinas hidráulicas se acostumbra a escribir la ecuación de Euler en términos de alturas o salto energéticos, esto es dividiendo Y_u entre g o aceleración debida a la gravedad.

$$H_{u\infty} = (u_1 * C_{1u} - u_2 * C_{2u}) \frac{1}{g} \quad (1.17)$$

Algunas notas importantes a las ecuaciones 1.16 y 1.17 son las siguientes:

1- Signos de la ecuación:

- a. En las turbomáquinas motoras la máquina absorbe energía del fluido, por lo que el resultado numérico será positivo
- b. En las turbomáquinas generadoras la máquina restituye energía al fluido, entonces el resultado tendrá signo negativo.

2- Las unidades correspondientes (en SI) para energía específica son J/Kg o m^2/s^2 , si se expresa en términos de altura será: m.

3- La ecuación de Euler para ventiladores suele expresarse de manera distinta, en términos de presión, esto se logra multiplicando la ecuación 1.17 por $\rho * g$, quedando la expresión de la siguiente manera:

$$\Delta p_{u\infty} = \rho * (u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}) \quad (1.18)$$

Donde: $\Delta p_{u\infty} = \rho * Y_{u\infty} = \rho * g * H_{u\infty}$

1.2.2 Triángulos de velocidad

La ecuación 1.1 relaciona las velocidades involucradas en la ecuación de Euler, como se mencionó antes, de la ecuación 1.1 se grafican tres vectores

que forman un triangulo, a la entrada existe un triangulo característicos, igual a la salida. Estos triángulos son un instrumento poderoso para el estudio de las turbomáquinas.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.19)$$

A la entrada del álabe se dibuja un triangulo de velocidades igualmente a la salida se tiene otro triangulo, estos se diferencian entre sí por los subíndices 1 y 2 respectivamente. Graficando:

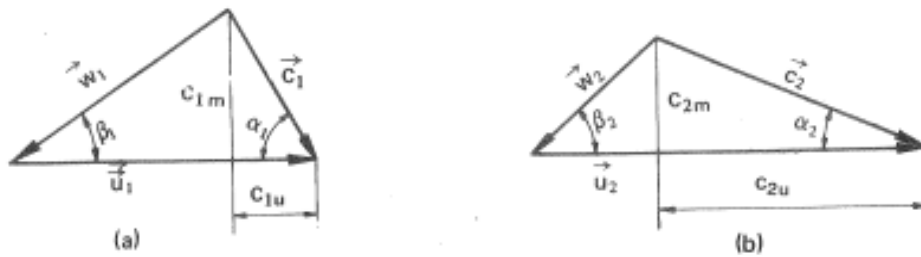


Ilustración 1.14– Notación internacional de los triángulos de velocidades

Donde:

- c - Velocidad absoluta del fluido en un punto del rodete
- u - Velocidad absoluta del rodete en ese punto.
- w - Velocidad relativa del fluido con respecto al álabe.
- α - Ángulo formado por vectores \vec{c} y \vec{u}
- β - Ángulo que forman los vectores \vec{w} y $(-\vec{u})$
- C_u - Componente periférica de la velocidad absoluta
- C_m - Componente meridional de la velocidad absoluta

Los ángulos “α” y “β” son parámetros geométricos importantes en las turbomáquinas hidráulicas. Los ángulos “α” están asociados con la forma del contorno de las toberas directrices u órganos fijos de las maquinas; en particular el ángulo α₁. Es el ángulo de ataque de la corriente. Los ángulos “β” están relacionados con la forma del contorno de los alabes y en general de los rodetes.

Aplicando la ley de los cosenos a cada triangulo obtenemos:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 * u_1 * c_1 * \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2 * u_1 * c_{1u}$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 * u_2 * c_2 * \cos \alpha_2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 * u_2 * c_{2u}$$

Despejando:

$$u_1 * c_{1u} = \frac{1}{2}(u_1^2 + c_1^2 - w_1^2) \quad \text{y} \quad u_2 * c_{2u} = \frac{1}{2}(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2)$$

Y sustituyendo en las ecuaciones (1.16) y (1.17) se escriben las siguientes expresiones alternativas de la ecuación de Euler:

$$Y_u = \pm \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right) \quad (1.20)$$

$$H_u = \pm \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right) \quad (1.21)$$

Donde el signo positivo se usa para turbinas y el negativo para bombas

1.2.3 Grado de reacción

Mataix define el grado de reacción en una turbomáquina como "... la relación entre dos energías de fluido: la cedida a (en una turbomáquina motora) o la comunicada por (en una turbomáquina generadora) el rodete en forma estática ($P/\rho g + z$) y la energía total suministrada a (en una turbomáquina motora) o por (en una turbomáquina generadora) la máquina", existen una distinción de grados de reacción, el grado de reacción teórico y el real.

En el caso de una turbina hidráulica se tiene:

A la entrada en el punto 1 la energía específica:

$$Y_1 = \frac{P_1}{\rho} + z_1 * g + \frac{c_1^2}{2}$$

Y a la salida:

$$Y_2 = \frac{P_2}{\rho} + z_2 * g + \frac{c_2^2}{2}$$

Así la energía suministrada será $Y_1 - Y_2$:

$$Y_1 - Y_2 = \frac{P_1 - P_2}{\rho} + (z_1 - z_2) * g + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (1.22)$$

Como podemos observar en la ecuación el término $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$ es energía cinética, por lo que $\frac{P_1 - P_2}{\rho} + (z_1 - z_2) * g$; indica la energía transmitida por presión, si “Y” es la energía total suministrada a la máquina, entonces el grado de reacción será:

$$\sigma = \frac{\frac{P_1 - P_2}{\rho} + (z_1 - z_2) * g}{Y} = 1 - \frac{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}{Y} \quad (1.23)$$

Es posible también expresarlo en términos de alturas:

$$\sigma = \frac{\frac{P_1 - P_2}{\rho * g} + (z_1 - z_2)}{H} = 1 - \frac{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g}}{H} \quad (1.24)$$

Algunas notas importantes al grado de reacción son las siguientes:

- 1- Es importante advertir que el grado de reacción en cada una de las ecuaciones se refiere únicamente a energía transferida en el rodete, no incluye toda la máquina
- 2- El grado de reacción es un parámetro importante en las turbomáquinas, de él dependen muchas cosas, como si es de admisión parcial o total; así como la geometría de los álabes entre otros. También del grado de reacción depende el rendimiento de la turbomáquina, puesto que si este es bajo, habrá que tomar energía cinética y convertirla en energía de presión, esto se logra con un difusor, el uso de este órgano conlleva pérdidas energéticas relativamente altas.
- 3- Con el grado de reacción podemos también clasificar las turbomáquinas, en turbomáquinas de acción o de grado de reacción cero, y turbomáquinas de reacción o de grado de reacción distinto de cero.
- 4- En la ilustración 1.15 se muestra una turbina Pelton, como podemos ver, luego del inyector, el fluido golpea el álabe a la presión atmosférica y al salir de este igualmente lo hace a la presión atmosférica, por lo que el cambio de presión es cero, por lo tanto el grado de reacción es cero. En cambio, en la ilustración 1.16, podemos ver un molinete de riego, en el cual, la velocidad a la entrada del

rodete y a la salida del rodete es la misma, puesto que en el conducto no hay un cambio de sección, pero a la entrada tiene una presión más alta que la atmosférica y a la salida la presión es atmosférica, solo se transmite energía por presión, por lo que el grado de reacción de la máquina es uno.

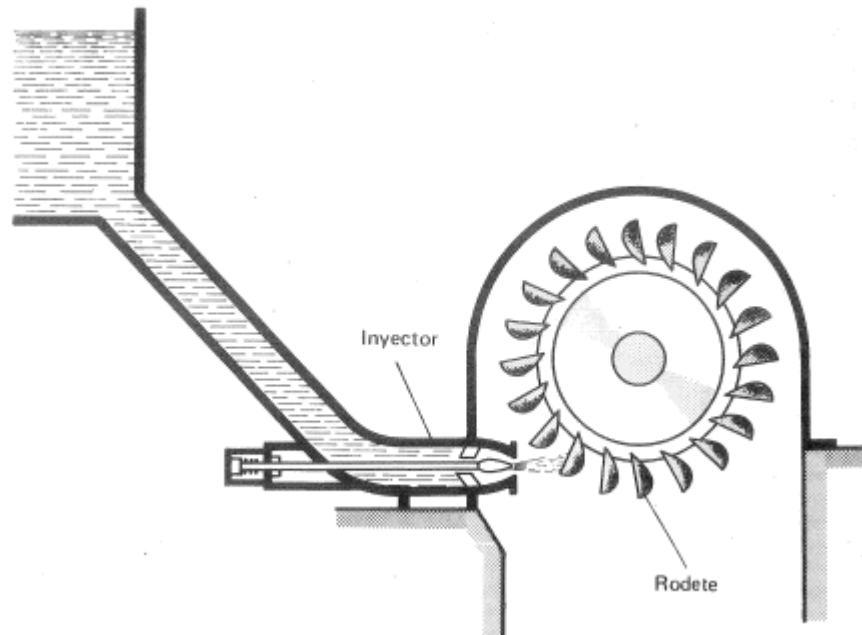


Ilustración 1.15– Turbina Pelton, grado de reacción cero

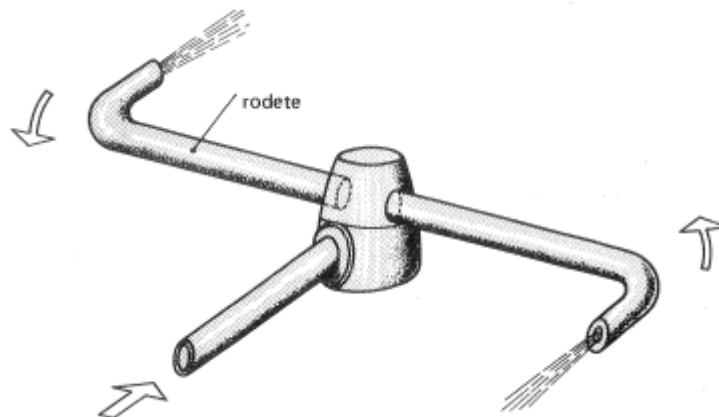


Ilustración 1.16– Molinete de riego, grado de reacción uno.

1.3 Pérdidas, alturas, potencias y rendimientos energéticos en las turbinas hidráulicas.

En el diseño de las turbinas hidráulicas, es necesario cumplir con los requerimientos de dicha máquina, ya sea caudales o alturas. En la realidad existen pérdidas de energía, por lo que en el diseño de una turbina hidráulica (y en las turbomáquinas, en general) es necesario conocer estas pérdidas, es necesario estudiarlas para comprender y poder realizar las correcciones, de modo que se logren las características deseadas de la máquina y también para poder disminuir dichas pérdidas. Existen otras pérdidas como las pérdidas en la red de distribución, pero las pérdidas concernientes a esta sección son las pérdidas entre la entrada (E) y la salida (S) de la turbina.

Si designamos la potencia perdida con P_p ; entonces:

$$P_{absorbida} - P_p = P_{restituida} \quad (1.25)$$

$$\eta_{tot} = \frac{P_{restituida}}{P_{absorbida}} \quad (1.26)$$

Para las turbinas conocemos la potencia mecánica que sería la potencia restituida

$$P_{restituida} = M * \omega \quad (1.27)$$

Como sabemos la potencia absorbida es, en términos hidráulicos:

$$P_{absorbida} = Q * \rho * Y \quad (1.28)$$

Donde "Q" es el caudal suministrado y se mide en la entrada y "Y" es el salto energético o altura.

Existen pérdidas mecánicas, las que se consideran pequeñas, no así las pérdidas hidráulicas y volumétricas, estas tienen lugar entre la entrada y salida de la turbina excluyendo el eje del rodete, puesto que allí es donde suceden las pérdidas mecánicas.

Como antes indicábamos la entrada de la máquina la designamos como "E" y la salida con "S", las pérdidas que se analizan están comprendidas entre estos límites, en la ilustración 1.17 podemos observarlos.

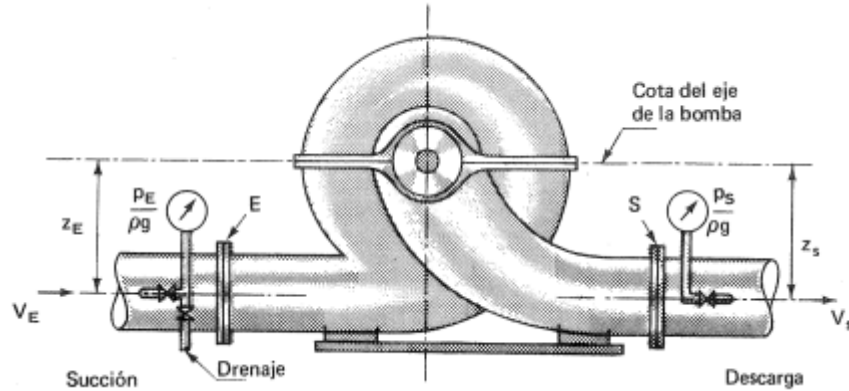


Ilustración 1.17– Definición de límites de análisis: Entrada “E” y salida “S”

En la ilustración 1.18 podemos ver donde se definen la entrada y salida de una turbina Pelton

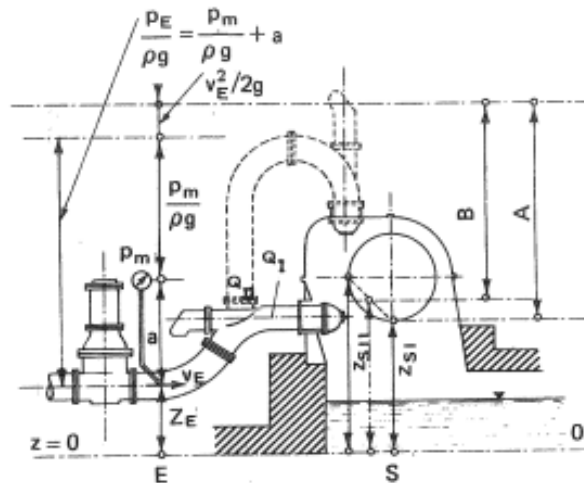


Ilustración 1.18– Límites de entrada y salida en turbina Pelton.

1.3.1 Salto energético en la turbina hidráulica.

Designaremos salto energético con “Y” y “H” como altura entre límites. En una turbina tendremos que $Y = \frac{p_E - p_S}{\rho} + (Z_E - Z_S) * g + \frac{c_E^2 - c_S^2}{2}$; basado en la ecuación de Bernoulli, ver ilustración 1.19
También: $H = Y/g$

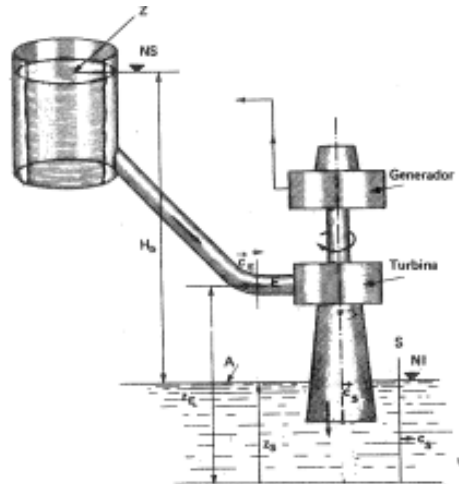


Ilustración 1.19– Esquema de instalación de una turbina hidráulica.

Entonces la ecuación de altura neta será:

$$H = \frac{P_E - P_S}{\rho * g} + (Z_E - Z_S) + \frac{C_E^2 - C_S^2}{2 * g} \quad (1.29)$$

1.3.2 Clasificación de las pérdidas

Las pérdidas energéticas en una turbomáquina se dividen en pérdidas externas e internas, las primeras son pérdidas mecánicas, estas se dan en todas las máquinas, las segundas son pérdidas características de la turbomáquinas. La potencia hidráulica es dependiente de variables como el caudal y la altura neta, por lo que la energía puede disminuir o perderse en forma de caudal (llamadas pérdidas volumétricas) o de altura, o pérdidas globales de potencia (mecánica), estas son producidas por rozamientos de disco. Las turbomáquinas tienen un punto de diseño, fuera del cual su eficiencia disminuye, por lo que se elevan las pérdidas, estas son llamadas pérdidas por choque.

Debido a esta clasificación se presentaran los símbolos que usaremos para distinguir las pérdidas:

- P_h : Pérdidas de potencia por rozamiento hidráulico
- P_q : Pérdidas de potencia por fugas volumétricas
- P_r : Pérdidas por rozamiento de disco y ventilación
- P_m : Pérdidas por rozamiento mecánicos

h_r : Altura perdida por rozamientos hidráulicos
 q_i : Caudal de fugas internas
 q_e : Caudal de fugas externas.

1.3.2.1 Pérdidas internas

a) Pérdidas hidráulicas (P_h)

Estas pérdidas son las más importantes. Los factores por los que se dan, son atribuidos a:

1) Pérdidas por rozamiento de superficie: El fluido pasa por conductos dentro de la turbomáquina cuyas superficies no son perfectas, sino que tienen cierta rugosidad, cuanto más rugosidad tenga la superficie, mayores son las pérdidas.

2) Pérdidas por rozamiento de forma: como sabemos el trayecto por el que se conduce el fluido no es de sección constante y el fluido cambia de dirección constantemente y velocidad lo que produce rozamientos y por ende pérdidas. Debido a esta complejidad, resulta prácticamente imposible deducir una ecuación que describa el comportamiento de estas. Estas pérdidas se determinan experimentalmente y modifican la curva H-Q. En la siguiente ilustración tenemos una curva H-Q para una bomba, donde observamos que si no hubiera pérdidas sería una línea recta.

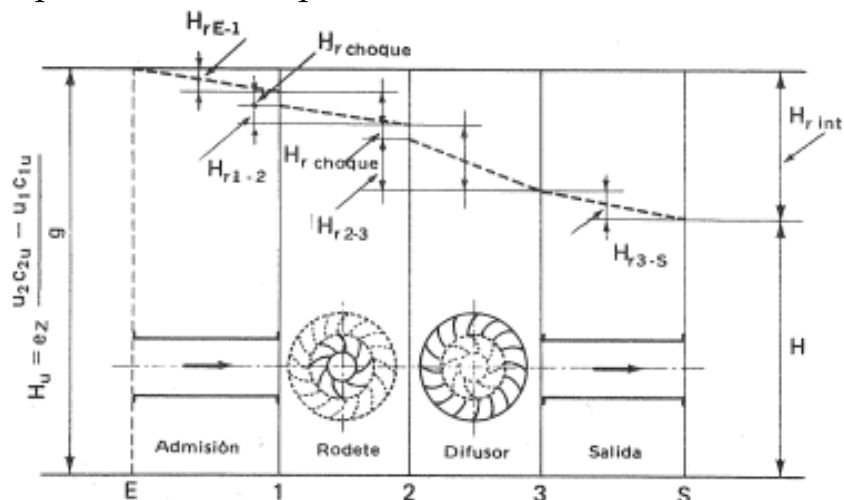


Ilustración 1.20– Distribución de pérdidas internas de una bomba.

b) Pérdidas volumétricas (P_q)

Al medir el caudal en la entrada de la turbomáquina y a la salida existe una diferencia, es decir, caudal perdido. En las turbinas sería el caudal que es

suministrado pero que no cede su energía al rodete. “Una parte q_e del caudal q se pierde por el prensa estopa al exterior de la máquina y otra parte q_i se pierde en el interior”

Este caudal q_i se comprende mejor con una máquina volumétrica de embolo, como la que vemos en la ilustración 1.21

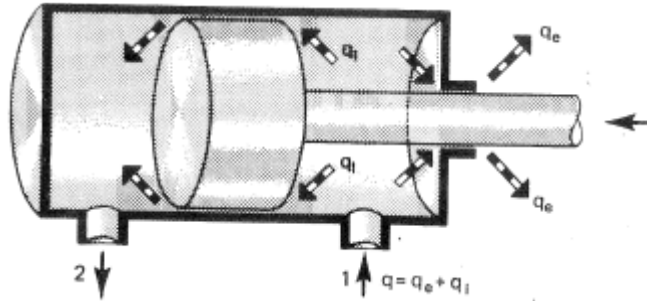


Ilustración 1.21– Pérdidas volumétricas externas e internas

Se introduce fluido a presión por 1 y parte de este fluido escapa al exterior (q_e) por el prensa estopas; Otra parte (q_i) pasa hasta el otro lado del embolo, ninguno de estos caudales produce trabajo.

En una turbina hidráulica sucede algo similar: Entra caudal Q ; y escapa por el prensaestopas q_e ; es rodete es accionado por $Q - q_e - q_i$; q_i circula por el intersticio, entre la carcasa y el rotor para luego unirse con el caudal del rodete, por lo que a la salida tenemos $Q - q_e$ (Vea la ilustración 1.22)

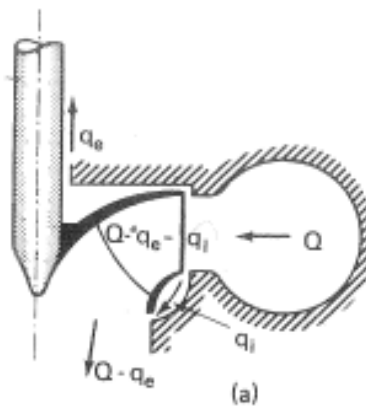


Ilustración 1.22– Pérdidas volumétricas externas q_e y q_i .

Es posible que una máquina no tenga pérdidas externas, pero no indica que no tenga pérdidas internas, y estas pueden ser importantes, restando mucha energía.

Existen diversos cierres que tratan de evitar pérdidas volumétricas, tanto pérdidas de fluido internas como externas, se pueden clasificar como cierres hidráulicos y cierres de contacto.

A continuación detallamos algunos tipos que generalmente se usan en bombas, pero se utilizan también en turbinas hidráulicas y ventiladores.

i) Cierres hidráulicos

Tratan de obstruir el conducto por el que pasa el caudal de fuga haciendo "laberintos" de forma que el conducto quede enredado por lo que aumenta la resistencia al fluido estrangulándolo. Los cierres hidráulicos tienen forma de anillo, se les da el nombre de anillos de desgaste. Se instalan en pares.

Debido al movimiento relativo de estos anillos sucede el desgaste, de modo que es necesario cambiarlos cada cierto tiempo. Las separaciones son muy pequeñas entre estos anillos, por ejemplo, para un diámetro de 150mm, la separación está comprendida entre 0.3 y 0.4mm.

Para evitar que los discos se peguen por el roce de dos anillos, la construcción de estos se hace con distinto material, o materiales con distinta dureza, también para evitar que los anillos se liberen son roscados de forma contraria al giro normal de la máquina, así, si hay un roce entre dos anillos, únicamente aumentara el apriete del anillo con la carcasa donde está roscado o con el rodete. En la ilustración 1.23 vemos algunos tipos de anillos usado en turbina hidráulicas, bombas y ventiladores.

Se sabe que las formas del tipo (k) y (m) son eficaces; pero tienen el inconveniente de su difícil fabricación y rápido desgaste.

Existen 2 tipos de juntas usadas, estas se muestran en la Ilustración 1.24

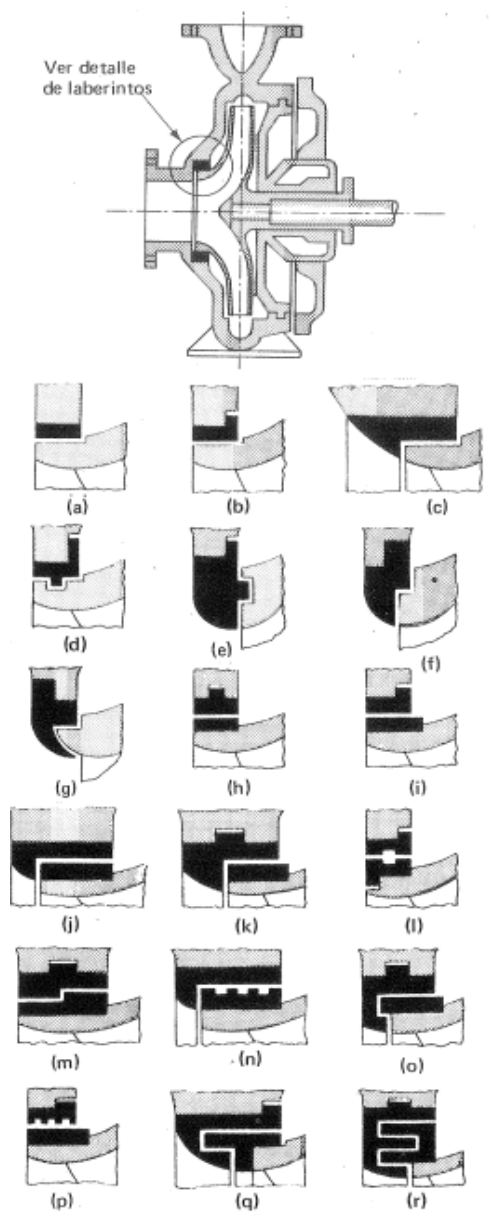


Ilustración 1.23– Diversos tipos de anillos de laberinto usados para reducir pérdidas internas en bombas, turbinas hidráulicas y ventiladores

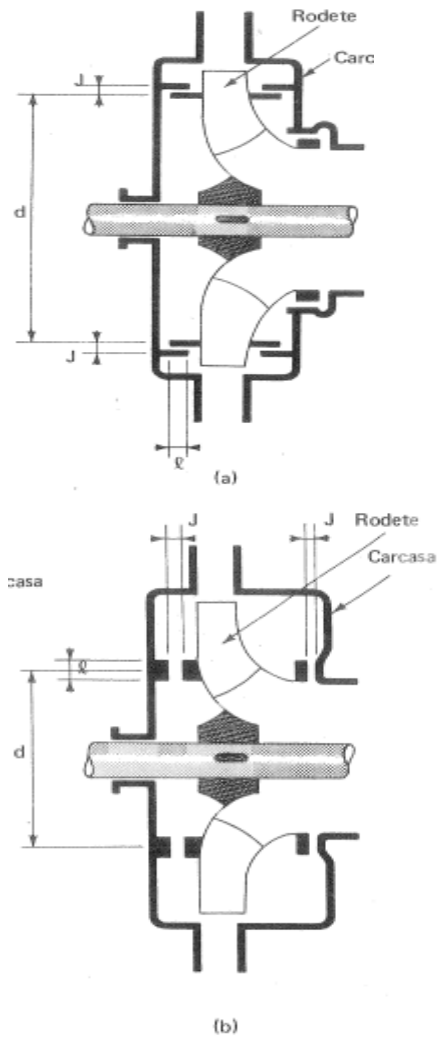


Ilustración 1.24– Cierres laberínticos, a) Cilíndrico; y b) anular

ii) Cierres de contacto

Hay dos tipos de cierres de contacto: Prensaestopas y cierres mecánicos:

Prensaestopas: se utilizan para disminuir el juego entre el eje y la carcasa, por contacto directo entre estos, es construido de un material compresible o

empaquetadura prensada en un espacio reducido. Es necesario que el material evite el escape de fluido pero que no roce de forma excesiva y que también pueda ser reemplazado de forma rápida cuando el desgaste sea alto. En la ilustración 1.25 se muestran los elementos principales de un prensaestopas.

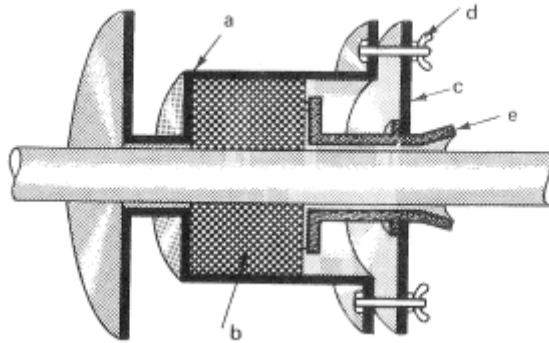


Ilustración 1.25– Elementos principales de un prensa estopas; a) caja de prensaestopas; b) estopa; c) casquete; d) órgano de compresión; e) dispositivo de lubricación.

Debido a que siempre hay roces, es necesario utilizar un buen lubricante para reducirlos al mínimo. Las estopas o empaquetaduras son fabricadas con materiales que estén de acuerdo con su aplicación, generalmente respecto a la temperatura de trabajo, así, se usan estopas de: *"a) cáñamo enebado en forma de borra (pelusa) o trenzado usado para agua fría o caliente; b) algodón en trenzas enebado para agua a baja temperatura; c) borra de amianto para fluidos de temperatura media; d) prensados metálicos tipo Duval, [...] para líquidos muy calientes, de sección cuadrada de 6 a 40mm de lado, hecho de hilo fino de latón; e) Empaquetadura Huhn consta de anillos metálicos (aleaciones diversas de plomo, estaño, antimonio, zinc o cobre) circulares de sección transversal cuadrada fraccionados en dos semicírculos y rellenos de un grafito especial. El anillo es autolubricado gracias al grafito que se deposita entre el eje y los anillos; se puede emplear con todo tipo de fluidos presiones y temperaturas; f) Anillos de grafito, [...] que se prestan muy bien a altas temperaturas"*³

³ Mataix, Cap.4 pág. 205



Ilustración 1.26– Prensado metálico tipo Duval, hecho de hilo de latón

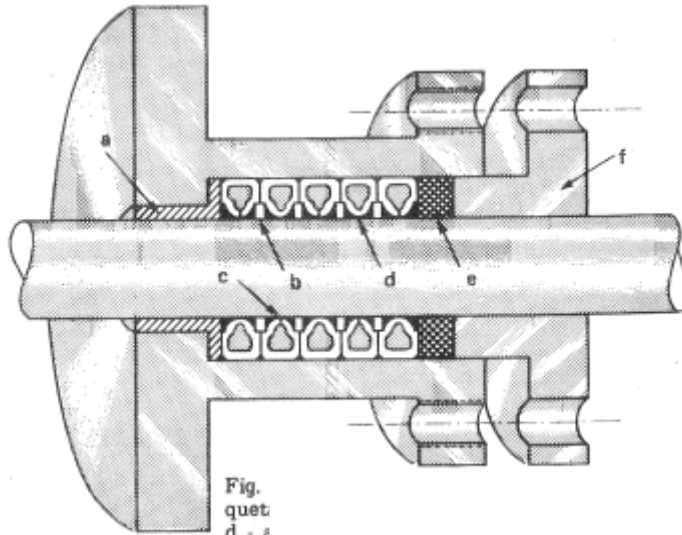


Fig.
quet
d - s
del p

Ilustración 1.27– Empaquetadura Huhn; a- Asiento de empaquetadura; b- Anillo; c- Orificio de salida de grafito; d- Anillos de desgaste; e- Anillo de expansión; f- Caperuza del prensa estopas.

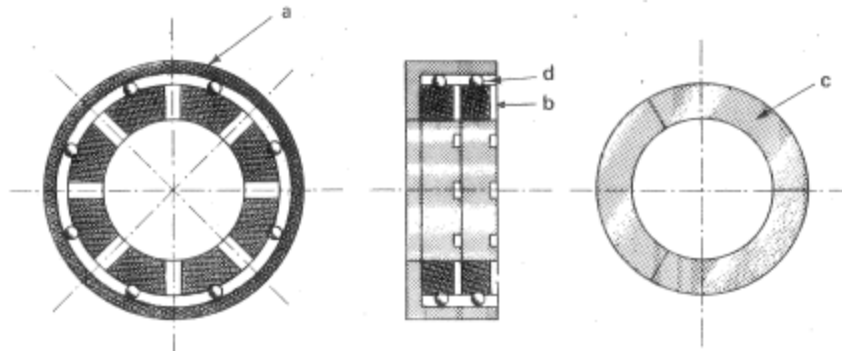


Ilustración 1.28– Empaquetadura de anillos de grafito: a- Cubeta de bronce; b- Anillos; c- Segmentos de fundición; d- Resorte

Cierres mecánicos: Son cierres seguros, reducen a un mínimo las revisiones y ajuste. Se contabiliza que llegan a reducir las fugas hasta a unos cuantos

gramos por miles de horas de funcionamiento. Deben ser construidos con tolerancias muy pequeñas, vemos un cierre mecánico en la Ilustración 1.29, estos son rígidos, pero de montaje flexible. El montaje es así: la cara "a" de cierre descansa sobre un anillo de caucho; apoyándose sobre ella está el anillo de cierre rotatorio "b" que es comprimido por el resorte helicoidal "d". Un fuelle flexible de caucho sintético "c" mantiene el conjunto en rotación hermético a las fugas de líquido. Los dos elementos de este cierre se construyen de fundición y carbón, o de acero y bronce, según el líquido bombeado.

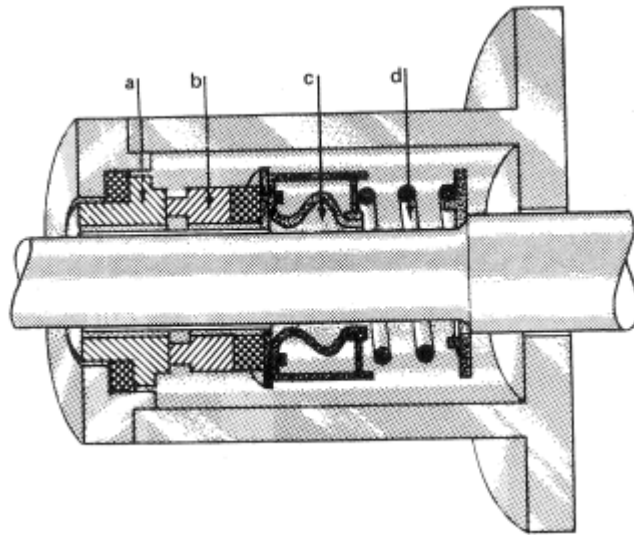


Ilustración 1.29– Cierre mecánico

c) Pérdidas por rozamiento de disco y ventilación (P_r)

Pérdidas por rozamiento de disco: Estas pérdidas se dan por el fluido que queda entre el rodete y la carcasa, este gira con una velocidad angular igual a la mitad de la velocidad del rodete, pero además es lanzado hacia afuera del eje por la fuerza centrífuga y luego retorna al llegar a la pared de la carcasa. La ilustración 1.30 muestra el efecto. Para que no existiera esta pérdida, idealmente el rodete debería girar al vacío, pero todo está sumergido en el fluido de trabajo.

Generalmente se desprecia, pero esta pérdida puede ser importante. Se calcula por medio de una ecuación empírica.

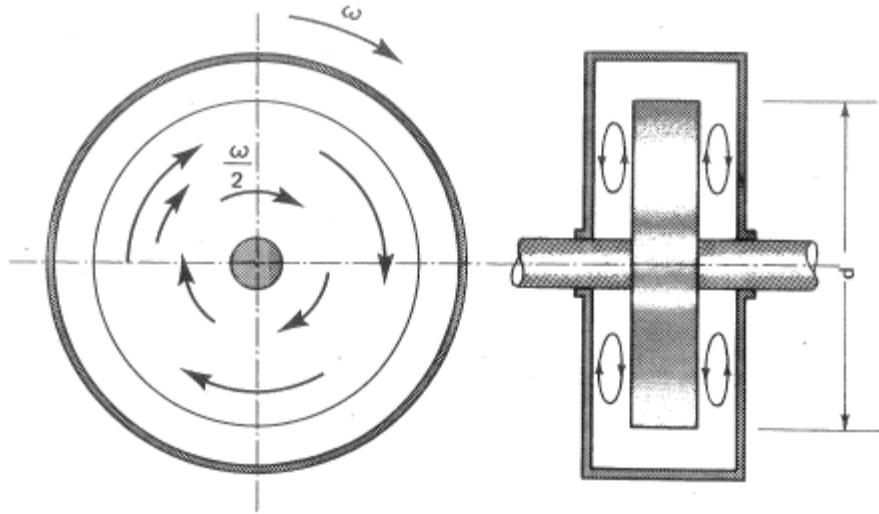


Ilustración 1.30– Rozamiento de disco.

La ecuación fundamental para calcular estas pérdidas es:

$$Pr = C' * \rho * u^3 * d^2 \quad (1.30)$$

Donde c' : es adimensional, y depende del número de Reynolds:

$$C' = 17.7 * 10^{-5} * R^{-0.2} \quad (1.31)$$

“ u ” es la velocidad periférica, “ d ” es el diámetro exterior del rodete, “ ρ ” es la densidad del fluido. Como podemos ver que: “Para una misma velocidad periférica “ u ”, la reducción de las pérdidas por rozamiento de disco se consigue más eficazmente disminuyendo el diámetro del rodete que disminuyendo el número de revoluciones”

Pfleiderer, recomienda una ecuación para el cálculo de estas pérdidas, para turbinas hidráulicas y bombas de agua:

$$Pr = 7.47 * 10^{-4} * u^3 * d^2 \quad (1.32)$$

“ u ” tiene dimensiones en m/s; “ d ” en m; y “ Pr ” en kW.

Esta expresión está dada para pérdidas en ambas caras del rodete, por lo que si se tiene una cara de contacto “ Pr ” será la mitad únicamente, lo mismo si se tuviera un rodete de doble admisión.

Perdidas por ventilación: Estas se dan únicamente en turbomáquinas de admisión parcial, como las turbinas Pelton. Sucede, después que el fluido

sale de la cuchara hacia la carcasa y vuelve a golpear la cuchara o el rodete. Cuando las turbinas son de admisión completa como las turbinas Kaplan o Francis las pérdidas por ventilación son cero. Al igual que las pérdidas por rozamiento de disco, las pérdidas por ventilación son proporcionales a la densidad del fluido, el diámetro, y la velocidad periférica y crecen cuando baja el grado de admisión.

d) Pérdidas por choques

Se dan a la entrada de los álabes móviles cuando la tangente geométrica no coincide con la dirección de la velocidad relativa. Por esto se deforman los triángulos de velocidad y sucede el choque. Podemos decir que este se da en algunas condiciones de "Q" o "n" bien definidos.

Se dice que el choque es positivo cuando el rodete va demasiado lento por lo que tiende a acelerarse; Y se dice que es negativo cuando va muy rápido y tiende a desacelerar el rodete.

Las pérdidas por choques son pérdidas hidráulicas, como las de rozamiento por forma, solo que en este caso, se dan porque la máquina está trabajando fuera de los valores nominales para los cuales se diseñó. Esto se evita en las turbinas de álabes móviles, puesto que al cambiar alguna variable como el caudal, se hace cambiar la dirección de los álabes fijos de modo que coincidan con la tangente de los álabes del rodete.

Las pérdidas por choques "son la causa que la turbomáquinas en general, tengan un rendimiento más bajo, cuando funcionan fuera del punto nominal o punto de diseño, que las máquinas de desplazamiento positivo"⁴.

1.3.2.2 Pérdidas externas o pérdidas mecánicas.

Las pérdidas mecánicas no solo suceden en una turbomáquina, sino que son características de todas las máquinas. Son externas pues no afectan el rendimiento interno de la máquina, se harán cuatro grupos de estas:

- *Pérdidas mecánicas en los prensaestopas y toda clase de cierres de contacto; P_{m1} :*

Debido a que las estopas de los prensaestopas están en contacto con el eje, pero ellos no giran, se produce cierto roce, por lo que hay pérdidas. Existen muchas variables, como la velocidad de rotación del eje, estopa o empaquetadura usada, lubricación, área de contacto con eje y prensa

⁴ Mataix Cap. 4 pág. 209

estopas, entre otros, por lo que sumamente difícil deducir una ecuación que nos permita calcular estas pérdidas.

- *Pérdidas en los cojinetes, P_{m2} :*

Igual que las pérdidas mecánicas en prensaestopas son difíciles de calcular, algunas variables de las que dependen son: tipo de cojinete, método de lubricación, temperatura de trabajo, entre otros, incluso al cambiar el cojinete por uno del mismo tipo, o cambiando la carga. O del tipo de acoplamiento, esto es si imponemos carga axial en un cojinete de bolas

- i. Turbomáquinas de eje horizontal: Generalmente son montados en cojinetes tipo liso, estos se lubrican con aceite a presión lo cual exige una bomba, la energía que esta utiliza se resta o suma a la energía de la turbomáquina, dependiendo si es turbina o bomba respectivamente. Otra forma de lubricar los cojinetes es colocar dos anillos de engrase, por lo que también se añade fricción por estos anillos entre el cojinete y el eje. En algunos casos además deben ser refrigerados, por lo que también se añaden un sistema de refrigeración accionado por una bomba, la energía que esta absorba debe ser incluida en las pérdidas mecánicas como se hizo con la bomba de lubricación. Las pérdidas en estos cojinetes no deben sobrepasar el 0.5% de la potencia en el eje de la turbomáquina.
- ii. Turbomáquinas de eje vertical: El tipo de cojinetes usado es mucho más resistente que cojinetes para las máquinas de eje horizontal, puesto que deben de soportar las cargas axiales de la máquina, el peso del eje y el del rodete. Los valores pueden llegar a ser del orden $20 \cdot 10^6 \text{N}$, por lo que hay mucha fricción y pérdidas mecánicas, esto se reduce a un mínimo usando fricción hidrodinámica, pero siempre es considerable. Como en el caso anterior, si se tiene que refrigerar los cojinetes también será necesario activar el sistema con una bomba, esto se agrega a las pérdidas mecánicas

- *Pérdidas en la transmisión, P_{m3} :*

Se agregan a las pérdidas mecánicas. Por lo que es preferible conectar la turbina o bomba directamente con el generador o motor respectivamente.

- Pérdidas en el accionamiento de órganos auxiliares, P_{m4} :

Son debido a los órganos que se instalan como sistemas de refrigeración, control y medición, la energía que se utiliza en estos se deriva de la máquina.

Debido a que muchas de estas pérdidas no se calculan por métodos matemáticos debido a su complejidad, se calculan por métodos experimentales, donde se pueden aislar y reducir variables, permitiendo el cálculo preciso de estas pérdidas.

En las turbomáquinas hidráulicas, estas pérdidas mecánicas dependen más de la velocidad que de la carga. Puesto que la velocidad debe mantenerse constante, estas pérdidas se mantienen prácticamente constantes a pesar que la carga disminuya. Por ejemplo; una turbina hidráulica de 5000kW las pérdidas mecánicas pueden ser del orden de 30kW (0.6%), pero si la carga fuera reducida, estas pérdidas se mantienen constantes, por lo que aumentaría este porcentaje, haciéndose más significativo.

1.3.3 Rendimientos y potencias en una turbina.

Se resumirá lo estudiado hasta el momento por medio de ecuaciones.

Nomenclatura

Y ecuaciones:

Q: Caudal suministrado a la turbina hidráulica

Y: Salto energético de la máquina

H: Altura neta

P: Potencia absorbida o potencia neta: $P = Q\rho Y = Q\rho gH$

P_a : Potencia restituida, potencia en el eje o potencia al freno:

$$P_a = M\omega$$

η_{tot} : Rendimiento total: $\eta_{tot} = \frac{M\omega}{P}$

Y_u, H_u : Energía intercambiada en el rodete

$$Y_u = u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u} ; H_u = \frac{u_1 C_{1u} - u_2 C_{2u}}{g}$$

Y_r, h_r : Pérdidas hidráulicas

$$\eta_h: \text{Rendimiento hidráulico: } \eta_h = \frac{Y-y_r}{Y} = \frac{Y_u}{Y} = \frac{H-h_r}{H} = \frac{H_u}{H}$$

$$q: \text{Pérdidas volumétricas totales: } q = q_e + q_i$$

$$\eta_q: \text{Rendimiento volumétrico: } \eta_q = \frac{Q-q}{Q}$$

P_{rv} : Potencia perdida por rozamiento de disco y ventilación

P_u : Potencia intercambiada en el rodete:

$$P_u = Q\eta_v\rho Y\eta_h = Q\eta_v\rho gH\eta_h$$

P_i : Potencia interna suministrada por el fluido:

$$P_i = P_u - P_{rv} = Q\eta_v\rho gH\eta_h - P_{rv}$$

$$\eta_i: \text{Rendimiento interno: } \eta_i = P_i/P$$

P_m : Potencia perdida por rozamiento mecánico

$$\eta_m: \text{Rendimiento mecánico: } \eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} = P_a/P_i$$

A continuación se establecen las relaciones entre rendimientos

$$\eta_i = \eta_v * \eta_h - \frac{P_{rv}}{P} = \eta_v * \eta_h - \frac{P_{rv}}{P_i} * \eta_i$$

$$\eta_i = \frac{\eta_v * \eta_h}{1 + \frac{P_{rv}}{P_i}}$$

Rendimiento por rozamiento de disco y ventilación

$$\eta_r = \frac{P_i}{P_i + P_{rv}}$$

$$\text{Entonces: } \eta_i = \eta_v * \eta_h * \eta_r$$

$$\text{Al final: } \eta_{tot} = \eta_v * \eta_h * \eta_r * \eta_m$$

Para finalizar, se conoce que valores representativos de rendimiento hidráulico oscila entre 0.90 a 0.96, dependiendo de factores antes mencionados y según tipos y potencias; el rendimiento volumétrico entre 0.98 y 0.995 y el rendimiento mecánico supera el 0.98.

1.4 Coeficientes característicos y clasificación de las turbinas hidráulicas.

1.4.1 Coeficientes característicos de las turbomáquinas hidráulicas.

En el estudio de las turbinas hidráulicas se comenzaron a utilizar los coeficientes de velocidad que luego se han extendido también a las bombas. El coeficiente de una velocidad cualquiera (absoluta, relativa, periférica, componente meridional de la velocidad absoluta, etc.) se define como la relación adimensional entre la velocidad respectiva y el valor $\sqrt{2gH}$. Los coeficientes de velocidad se designaran con el símbolo k seguido con el símbolo de la velocidad correspondiente como subíndice por ejemplo:

Coeficiente de velocidad absoluta a la entrada del rodete:

$$k_{c_1} = \frac{c_1}{\sqrt{2gH}} \quad (1.33)$$

Coeficiente de velocidad relativa a la entrada del rodete:

$$k_{w_1} = \frac{w_1}{\sqrt{2gH}}$$

Coeficiente de velocidad meridional a la entrada del rodete:

$$k_{c_{1m}} = \frac{c_{1m}}{\sqrt{2gH}}$$

Etc....

Adviértase que:

Los coeficientes de velocidad se definen también en un punto cualquiera del rodete o fuera de él.

La definición es idéntica para las turbo máquinas hidráulicas y las bombas recordando que H en las turbinas es altura neta y en las bombas es altura efectiva.

Conociendo los coeficientes de velocidad de una turbina hidráulica, una velocidad cualquiera se obtiene multiplicando el coeficiente de velocidad respectivo por $\sqrt{2gH}$. Siendo variables las velocidades según el régimen de funcionamiento, los coeficientes de velocidad variaran también. Son particularmente interesantes los coeficientes de velocidad referidos a las condiciones de óptimo rendimiento.

Si dos turbinas hidráulicas tienen los mismos coeficientes de velocidad para condiciones homologas de funcionamiento sus triángulos de velocidad son semejantes y las dos turbinas hidráulicas también, lo primero es evidente, incluso designando (') y (") los valores correspondientes para cada una de las turbinas hidráulicas, la relación de velocidades cualquiera homologa es siempre, por ejemplo: c'_1/c''_1 es siempre $\sqrt{\frac{H'}{H''}} = cte$. Lo segundo es una consecuencia de lo anterior, en efecto al ser los triángulos semejantes los ángulos α y β serán iguales. Ahora bien, la igualdad de los ángulos α implica la semejanza de la parte fija de las turbinas hidráulicas y la de los ángulos β la de la parte móvil (rodetes).

Recíprocamente si dos turbinas hidráulicas son geoméricamente semejantes tienen los mismos coeficientes de velocidad, en efecto supongamos primero el caso de dos turbinas hidráulicas semejantes. Los triángulos de velocidad serán semejantes también (de lo contrario habría choque y el diseño no sería bueno), por tanto se tendrá por ejemplo:

$$\frac{c'_{1u}}{c''_{1u}} = \frac{u'_1}{u''_1} \quad y \quad \frac{k_{c'_{1u}}\sqrt{2gH'}}{k_{c''_{1u}}\sqrt{2gH''}} = \frac{k_{u'_1}\sqrt{2gH'}}{k_{u''_1}\sqrt{2gH''}}$$

Y los coeficientes de velocidad son al menos proporcionales:

$$\frac{k_{c'_{1u}}}{k_{c''_{1u}}} = \frac{k_{u'_1}}{k_{u''_1}} \quad (a)$$

Ahora bien suponiendo el caso normal de la salida sin rotación ($c_{2u} = 0$) se tendrá:

$$\begin{aligned} \eta'_h H' g &= c'_{1u} u'_{1u} = k_{c'_{1u}} * k_{u'_1} * 2gH' \\ \eta''_h H'' g &= k_{c''_{1u}} * k_{u''_1} * 2gH'' \end{aligned}$$

Dividiendo ordenadamente y teniendo en cuenta que $\eta' = \eta''$, se obtiene:

$$k_{c'_{1u}} k_{u'_{1}} = k_{c''_{1u}} k_{u''_{1}} \quad (b)$$

De las ecuaciones (a) y (b) se deduce:

$$\begin{aligned} k_{u'_{1}} &= k_{u''_{1}} \\ k_{c'_{1u}} &= k_{c''_{1u}} \end{aligned}$$

Y siguiendo el mismo camino se obtendría lo mismo para los restantes coeficientes de velocidad; así como razonamiento análogo se demostraría lo mismo para las bombas.

Todas las turbo maquinas geoméricamente semejantes tienen los mismos coeficientes de velocidad.

Los tres coeficientes de velocidad k_{u1} , k_{c1} , k_{w1} forman el triángulo de coeficientes de velocidad a la entrada, que es semejante al triángulo de velocidades siendo $\sqrt{2gH}$ la razón de semejanza.

Ahora, teniendo en cuenta la variación de rendimiento: se considera, en primer lugar una turbina con salida hidráulica sin rotación con lo que se tendrá:

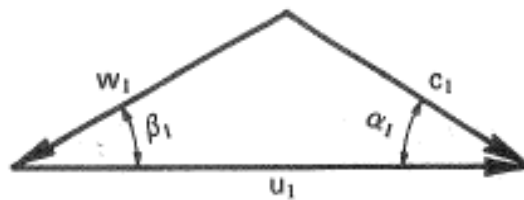


Ilustración 1.12: Triángulo de velocidades a la entrada del rodete

$$\eta_h gH = u_1 c_1 \cos \alpha_1 \quad (c)$$

Del triángulo de velocidades de entrada se deduce:

$$\frac{w_1}{\sin \alpha_1} = \frac{c_1}{\sin \beta_1} = \frac{u_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \quad (d)$$

De donde:

$$c_1 = \frac{u_1 \sin \beta_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \quad (e)$$

Introduciendo ahora esta ecuación en la ecuación (c) se tendrá:

$$2\eta_h gH = \frac{2u_1^2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}$$

De donde:

$$u_1 = \sqrt{\frac{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}{2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}} \sqrt{2\eta_h gH} = k'_{u1} \sqrt{2\eta_h gH} \quad (f)$$

Así mismo se deduce de (d):

$$w_1 \frac{u_1 \sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \quad (g)$$

Sustituyendo en (e) y (g) u_1 por su valor expresado en la ecuación (f):

$$u_1 = \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{2 \cos \alpha_1 \sin(\alpha_1 + \beta_1)}} \sqrt{2\eta_h gH} = k'_{c1} \sqrt{2\eta_h gH} \quad (h)$$

$$w_1 = \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha \sin(\alpha_1 + \beta_1)}{2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1 \sin^2(\alpha_1 + \beta_1)}} \sqrt{2\eta_h gH} = k'_{w1} \sqrt{2\eta_h gH} \quad (i)$$

Las ecuaciones (f), (h) y (i) sirven para definir los coeficientes de velocidad:

$$k'_{u1} = \frac{u_1}{\sqrt{2g\eta_h H}} \quad (1.34)$$

$$k'_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{2g\eta_h H}}$$

$$k'_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{2g\eta_h H}}$$

En estos coeficientes de velocidad interviene ya el rendimiento. Estos nuevos coeficientes de velocidad se pueden definir para las restantes velocidades.

Es inmediata la demostración de que si dos turbinas hidráulicas tienen los mismos coeficientes de velocidad, dichas turbinas son geoméricamente semejantes. El teorema reciproco queda demostrado para los tres coeficientes que se han deducido, en efecto según las ecuaciones (f), (h) y (i):

$$k'_{c1} = \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{2 \cos \alpha_1 \sin(\alpha_1 + \beta_1)}} \sqrt{2\eta_h gH}$$

$$k'_{u1} = \sqrt{\frac{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}{2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}} \sqrt{2\eta_h gH}$$

$$k'_{w1} = \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha \sin(\alpha_1 + \beta_1)}{2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1 \sin^2(\alpha_1 + \beta_1)}} \sqrt{2\eta_h gH}$$

Y siendo los ángulos α_1 y β_1 iguales en todas las turbinas hidráulicas geoméricamente semejantes queda demostrado el teorema. El resultado es extensible a todos los coeficientes de velocidad.

1.4.2 Clasificación de las turbinas hidráulicas.

Las turbinas hidráulicas según el grado de reacción se clasifican en dos grupos: Turbinas de acción y turbinas de Reacción.

Esta clasificación se fundamenta en el concepto de grado de reacción, si el grado de reacción es cero, la turbina se llama de acción. Si el grado de reacción es distinto de cero, la turbina se llama de reacción. El Grado de Reacción de una turbina

Las turbinas de acción son de admisión parcial. La presión del agua no varía en los álabes. El rodete no está inundado. Se encuentra a la presión atmosférica.

Las turbinas de reacción son de admisión total. La presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica. El rodete está inundado.

En una turbina de acción el rodete trabaja a presión constante, luego $P_1 = P_2$. Además esta turbina no tiene tubo de aspiración: la salida del rodete

coincide con la salida de la turbina. Luego $P_1 = P_2 = P_s = P_b$ (P_b =presión barométrica).

En una turbina de reacción. La salida de la tubería se encuentra en el nivel de aguas abajo.

Aunque los nombres de acción y reacción no son correctos, por razones históricas se mantiene esta clasificación:

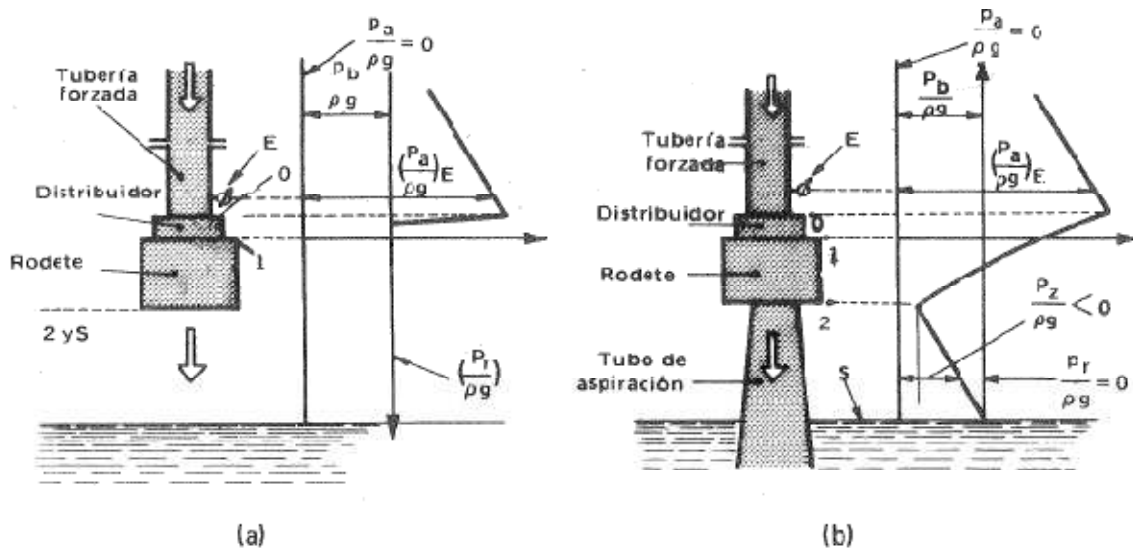


Ilustración 1.32: Esquema de variación de la altura de presión a) En las turbinas de reacción, b) En las turbinas hidráulicas de reacción. En las TH de acción el rodete trabaja a la presión atmosférica (grado de reacción $\sigma=0$), en la TH de reacción la presión a la salida

E - Entrada al rodete.

O - Entrada al distribuidor.

1- entrada al rodete.

2- Entrada al distribuidor.

3- Salida de la turbina.

Además:

P_a - Presión absoluta.

P_b - Presión barométrica.

P_r - Presión relativa.

Turbinas de acción: en las turbinas de acción el distribuidor es un inyector, este transforma la energía de presión en energía cinética de chorro, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica, las secciones 2 y 3

en esta turbina son coincidentes, este tipo de turbina carece de tubo de aspiración.

Turbinas de reacción: en las turbinas de reacción en el distribuidor solo una parte de la energía de presión se transforma en energía cinética, el agua entra al rodete a una presión mucho mayor que la atmosférica, en la salida del rodete gracias al tubo de aspiración la presión es mucho menor a la atmosférica: alcanzando el agua la presión atmosférica a la salida de la turbina.

Es posible pasar gradualmente de un tipo de turbina a otro con pequeñas modificaciones excepto en la discontinuidad existente en el paso de una turbina de acción a una de reacción como puede verse en la siguiente tabla:

Tabla 1.1: Comparación entre turbinas de acción y turbinas de reacción

TURBINA	Acción	Reacción
Distribuidor.	Inyector o tobera con válvula de aguja.	Distribuidor Fink (algunas veces distribuidor fijo).
Rodete.	Cucharas.	Alabes o paletas.
Dispositivo de protección contra el embalamiento y golpe de ariete.	Pantalla defleitora.	Orificio compensador.
Salida del rodete.	Sin tubo de aspiración a la presión atmosférica	Con tubo de aspiración a presión más baja que la atmosférica.

Prácticamente las únicas turbinas de acción que se construyen actualmente son las Turbinas Pelton, llamadas también de chorro libre, aunque existen otros tipos para aplicaciones específicas como la turbina Banki y la turbina Turgo.

En la ilustración 1.33 podemos ver un esquema de una turbina Pelton de la cual se hablara con mayor detalle más adelante.

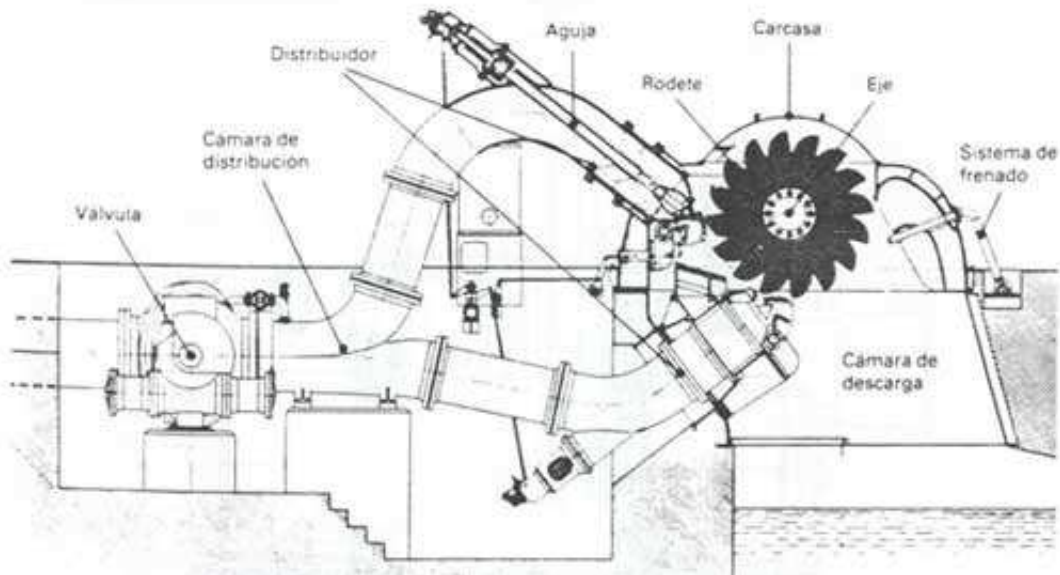


Ilustración 1.33: Esquema de una turbina Pelton

Las turbinas de reacción que actualmente se construyen son las turbinas Francis, turbo hélice, turbina Kaplan como la de la ilustración 1.34.

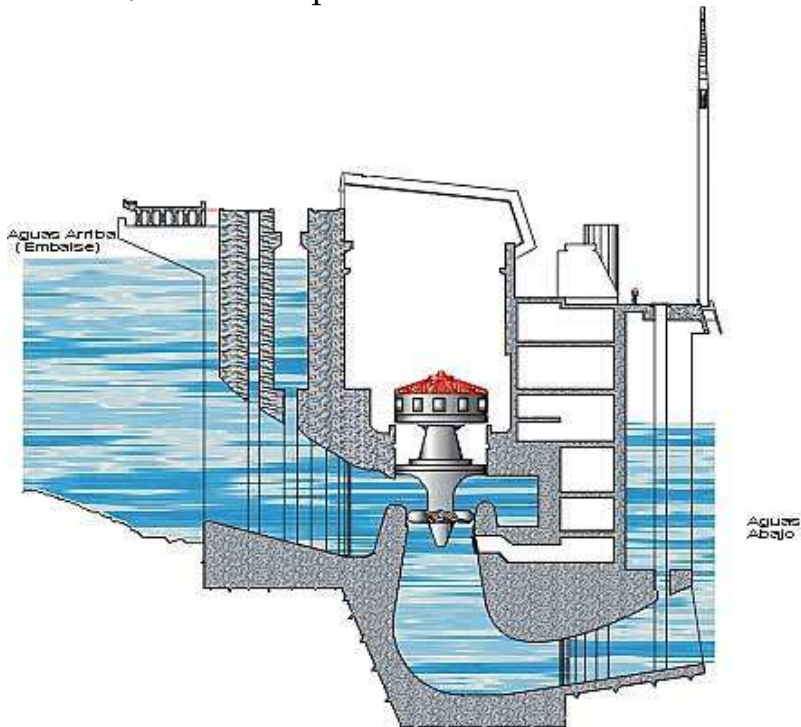


Ilustración 1.3.4. Turbina Kaplan.

1.4.3 Otras clasificaciones de las turbinas hidráulicas.

1) Según la dirección del agua en el rodete las turbinas de reacción se clasifican en turbinas radiales en las cuales el agua fluye centrípetamente (las únicas turbinas actuales que podrían incluirse en este tipo son las turbinas Francis muy lentas); Turbinas semiaxiales, diagonales o de flujo mixto en las cuales el agua fluye también centrípetamente pero desplazándose simultáneamente en la dirección axial y turbinas axiales en las cuales el agua se mueve axialmente en cilindros concéntricos al eje de la maquina sin desplazamiento radial.

Las turbinas de acción no son radiales ni semiaxiales, ni axiales sino que forman una categoría especial, la categoría de tangenciales, el agua se mueve en el rodete esencialmente en un plano tangencial.

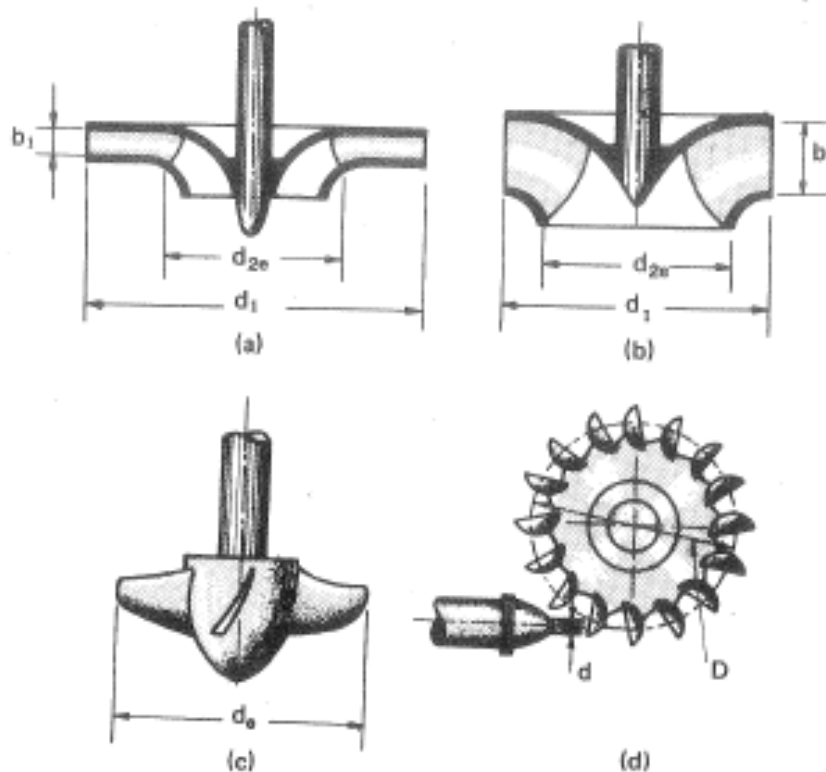


Ilustración 1.35: Tipos de turbinas hidráulicas: a) Radiales (Turbina Francis muy lenta); b) Semiaxiales (Turbinas Francis); c) Axiales (Turbinas Kaplan); d) Tangenciales (Turbinas Pelton).

2) Según la disposición del eje las turbinas pueden ser de eje horizontal, de eje vertical o de eje inclinado (ilustración 1.36); esta última disposición es la menos frecuente, las turbinas se instalan de manera que más sea conveniente según las condiciones del lugar donde se va a instalar.

Aunque el accionamiento directo al generador es lo más frecuente se utiliza a veces en pequeñas turbinas el multiplicador cónico con el fin de reducir el precio del alternador.

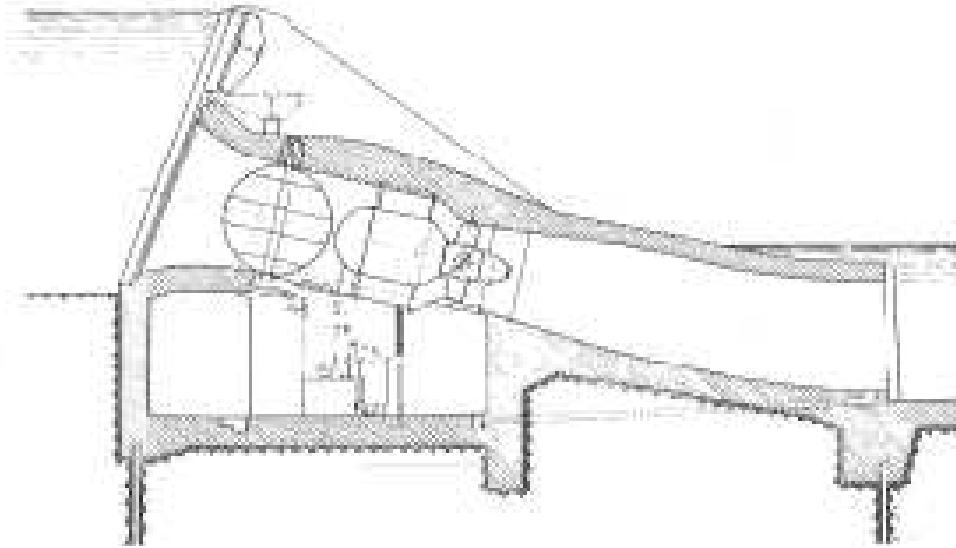


Ilustración 1.3.6. Turbina Kaplan (turbina de bulbo) de eje inclinado.

El número específico de revoluciones permite establecer una clasificación general de las turbinas hidráulicas como las de las otras turbo máquinas hidráulicas, en turbinas lentas, normales, rápidas y expés sin que estos términos reflejen precisamente la velocidad de rotación real de la máquina, además establecer una clasificación numérica de las TH asignando a cada forma geométrica un número n_s , esta clasificación que puede establecerse al menos de 1 en 1, (o aun con una cifra decimal), es de gran interés en el estudio y diseño de las TH.

1.4.4 Número específico de revoluciones.

El número específico de revoluciones es un parámetro pseudoadimensional fundamental en el estudio de las turbomáquinas hidráulicas y que fue derivado mediante métodos de modelado y análisis de semejanza utilizados en la mecánica de fluidos. Tiene dos utilidades fundamentales: permite el análisis y desarrollo de máquinas de grandes potencias mediante el ensayo de modelos a escala reducida y es un método cuantitativo de diferenciar a los distintos tipos de máquinas hidráulicas.

Existe sin embargo un inconveniente. Como se mencionó no es un parámetro verdaderamente adimensional por lo que su valor numérico depende del sistema de unidades en uso y por lo tanto se debe ser cuidadoso en este hecho al utilizar datos de distintas fuentes. Más aun existen varias definiciones de este parámetro, igualmente útiles pero con valores numéricos diferentes, hecho que puede prestarse a confusión.

La primera definición es llamada el número específico de revoluciones en función de la potencia y se calcula para una turbina hidráulica, de la siguiente forma:

$$n_s = n P_a^{-\frac{1}{2}} H^{-\frac{5}{4}} \quad (1.35)$$

Donde n representa el número de revoluciones real de la máquina, H la altura neta, P_a la potencia al freno y n_s el número específico de revoluciones de la máquina.

El hecho de que con esta definición se necesite saber de antemano la potencia al freno de la máquina implica que debe estimarse preliminarmente la eficiencia para calcularlo. Tanto si se desea diseñar una máquina o bien al tener en cuenta que las eficiencias varían necesariamente entre constructores o máquinas distintas esto resulta ser un inconveniente. Para evitarlo se ha propuesto utilizar el número específico de revoluciones en función del caudal, que se define como:

$$n_q = n Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} \quad (1.36)$$

Donde Q es el caudal de la máquina y n_q es el número específico de revoluciones en función del caudal.

Como es lógico los valores numéricos entre ambas definiciones no coinciden y dependiendo del tipo de datos disponibles podría tener que utilizarse una definición o la otra.

Es conveniente disponer también de una expresión alternativa para el número específico de revoluciones en función de la potencia, pero sucede que la potencia de una máquina hidráulica depende de la densidad del fluido que maneja. Por otro lado, en las aplicaciones más importantes y numerosas el fluido en cuestión resulta ser agua, por lo que, usando la

densidad del agua y la definición de potencia al eje para una turbina se tiene que:

$$n_s = 3.65n\sqrt{\eta_{tot}}Q^{\frac{1}{2}}H^{-\frac{3}{4}} \quad (1.37)$$

Hay que reiterar que la expresión anterior es la del número específico de revoluciones en función de la potencia (n_s) escrita en términos de caudal y no es equivalente al número específico de revoluciones en función del caudal (n_q). Por otro lado existe una definición de un número específico de revoluciones adimensional, aunque información que la use es menos frecuente y su definición es la siguiente:

$$n_0 = \frac{\omega Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.38)$$

Donde ω es la velocidad angular de funcionamiento de la maquina en radianes por segundo y g es la aceleración debida a la gravedad. Esta ecuación es válida y resultara en los mismos valores numéricos siempre que se utilice un sistema de unidades coherente.

Adicionalmente hay que mencionar que los valores numéricos encontrados mediante las primeras tres ecuaciones dependen del sistema de unidades usados. Así, en unidades métricas se utilizarían m, m³/s, kW y rpm, y de manera análoga, pies, galones, hp y rpm en el sistema ingles. Sin embargo es común encontrar datos con unidades mixtas, utilizando por ejemplo unidades métricas pero utilizando CV para potencia. Este tipo de datos se utilizara aquí por ser el usado en l bibliografía disponible.

El numero específico de revoluciones es un factor de forma, no de tamaño, hecho que queda evidenciado en que no incluye ninguna dimensión física de la maquina, como por ejemplo el diámetro del rodete, en su definición. Esto significa que todas las turbomáquinas geoméricamente semejantes tienen el mismo número específico de revoluciones bajo el mismo sistema de unidades. Sin embargo, los n_s normalmente citados corresponden al punto óptimo de funcionamiento. Puesto de otra manera: una

turbomáquina hidráulica funciona bajo un rango n_s , no con un solo valor pues la maquina puede variar su número de revoluciones real, puede variar su caudal o su potencia, como producto de las variaciones de carga, o para manejar estos, correspondiendo a cada punto de funcionamiento un n_s diferente. Siempre que no se indique lo contrario, se asume que cuando se hable de números específicos de revoluciones se hace referencia al n_s de óptimo funcionamiento.

Es habitual hablar de turbomáquinas hidráulicas lentas o rápidas. Esta expresión hace referencia al valor de n_s una maquina: con un bajo n_s es lenta y con alto n_s es rapida. Lo fundamental de esto es que en ningun mometo esta terminologia hace referencia al numero real de revoluciones de dicha maquina. De la expresión del n_s puede verse que este crece con el caudal y con las rpm (estas últimas no admiten tanta variación al estar ligadas a las rpm del equipo eléctrico, que a su vez depende de la frecuencia de la red eléctrica y del numero de polos de la maquina eléctrica), y disminuye al aumentar la altura efectiva. Es de esperar por lo tanto que las maquinas de bajo n_s sean de bajo caudal y gran altura y las de alto n_s sean de alto flujo y bajo salto. Esto se verifica en la práctica y el orden de las turbinas comerciales existentes, en función del n_s creciente es Pelton, Francis y Kaplan. Los rangos de buena eficiencia, en términos de n_s según Mataix (usando unidades métricas y CV para la potencia) para estas turbinas son: Pelton: 8-27 (puede extenderse hasta 45 usando inyección múltiple); Francis: 100-420 y Kaplan: >300. Esto es la medida cuantitativa de la evolución de la geometría de las maquinas comenzando por turbinas de gran altura y bajo caudal y llegando a maquinas de pequeño salto y gran caudal que se muestra en la ilustración 1.37. De este modo se determina qué tipo de maquina puede ser más apropiada para determinadas condiciones de flujo.

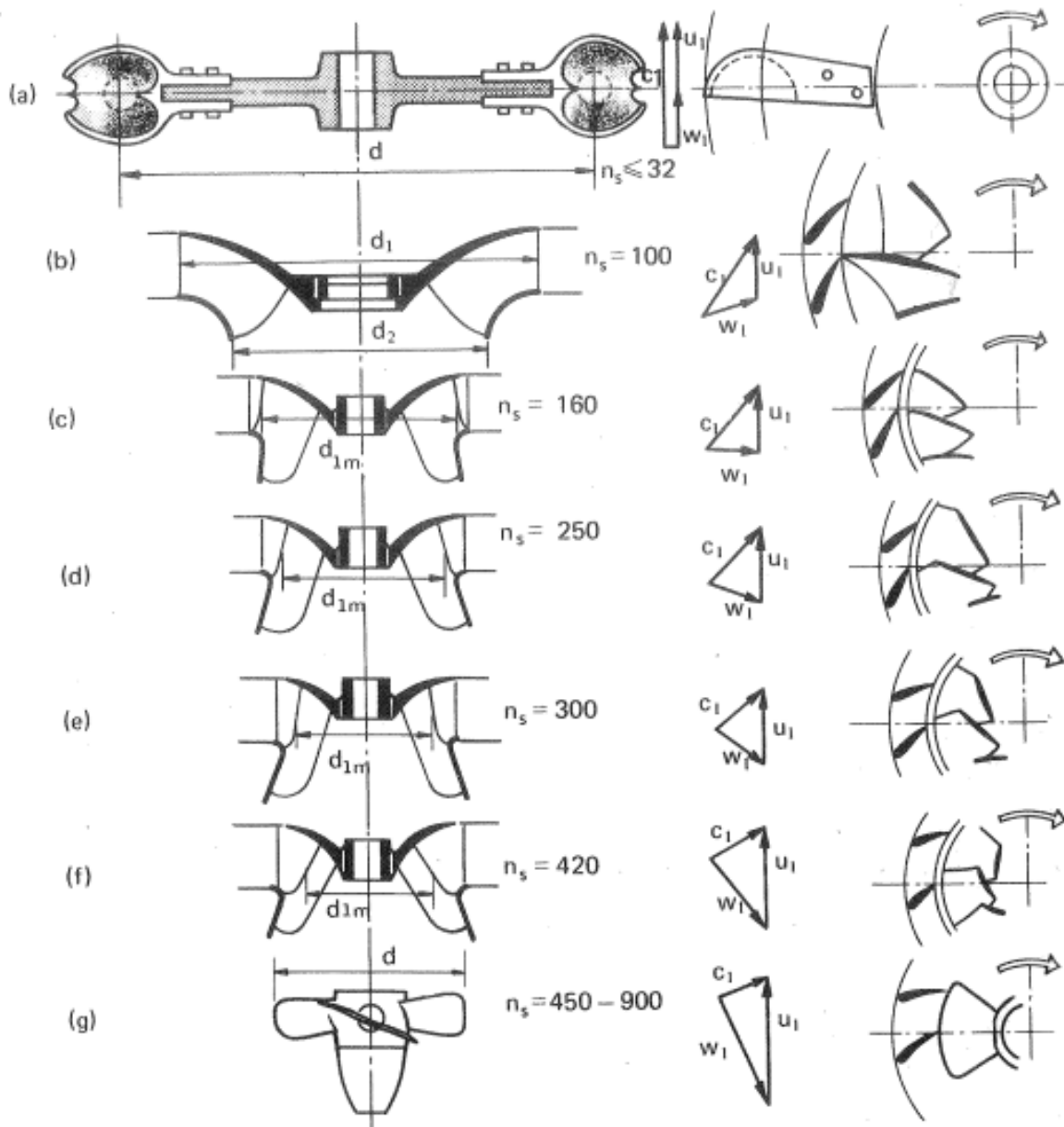


Ilustración 1.37: variación de la geometría del rodete con el número específico de revoluciones

1.5 Elementos constitutivos de las centrales hidroeléctricas.

El objeto de las centrales es alojar convenientemente el equipo hidráulico y eléctrico. En las instalaciones de eje vertical las instalaciones suelen dividirse en tres niveles de abajo a arriba.

- a) Nivel de tubos de aspiración, pozos o galería de desagüe.
- b) Nivel de turbinas y final de tubería forzada.
- c) Nivel de alternadores.

En las instalaciones de eje horizontal naturalmente las zonas b y c están al mismo nivel. La zona junto con la cimentación de la maquinaria la denominamos infraestructura (en las instalaciones de eje vertical, a veces se incluye la zona b en la infraestructura es cuestión de nombre) y las zonas b y c superestructura.

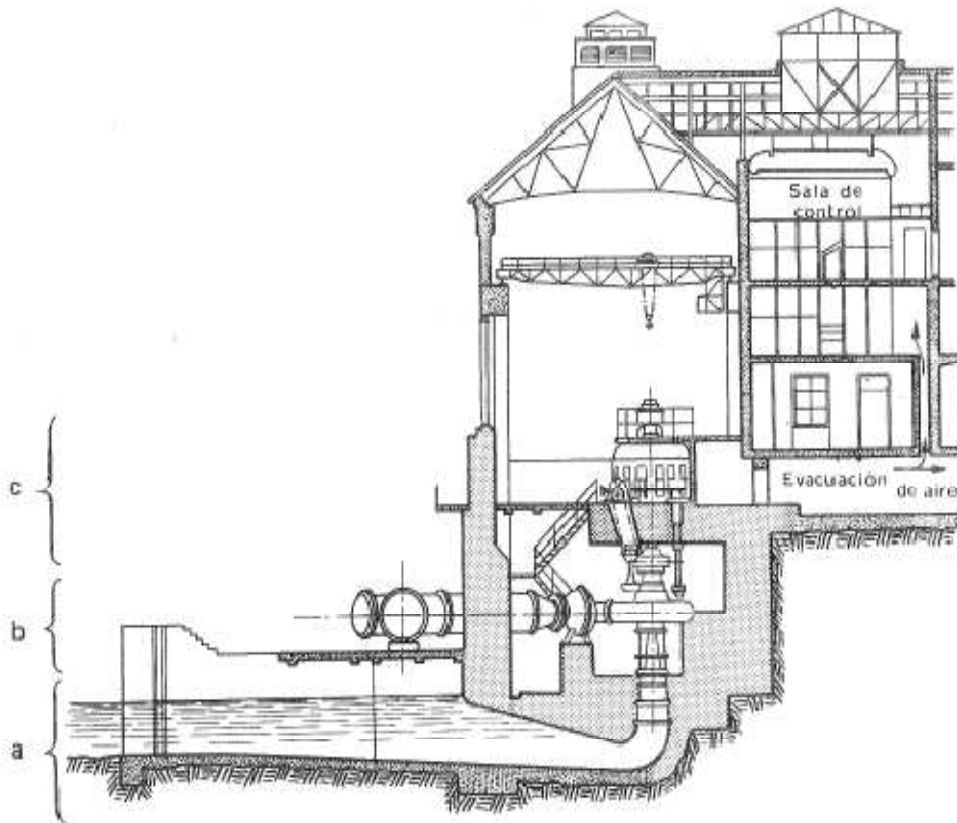


Ilustración 1.38: Proyecto de la central de Cala, equipada con una turbina Francis de eje vertical.

La superestructura consta en primer lugar de la sala de maquinas, de la sala de reparaciones y revisiones y de las restantes instalaciones y oficinas centrales.

Las turbinas Pelton no ofrecen variedad en la admisión, que comúnmente es por tubería forzada y rara vez en la evacuación que suele ir directamente abierta a la atmosfera; salvo en contado numero de turbinas Pelton hidroneumatizadas, en la ilustración 1.39 puede verse el aspecto de la subestructura de una central equipada con turbina Pelton.

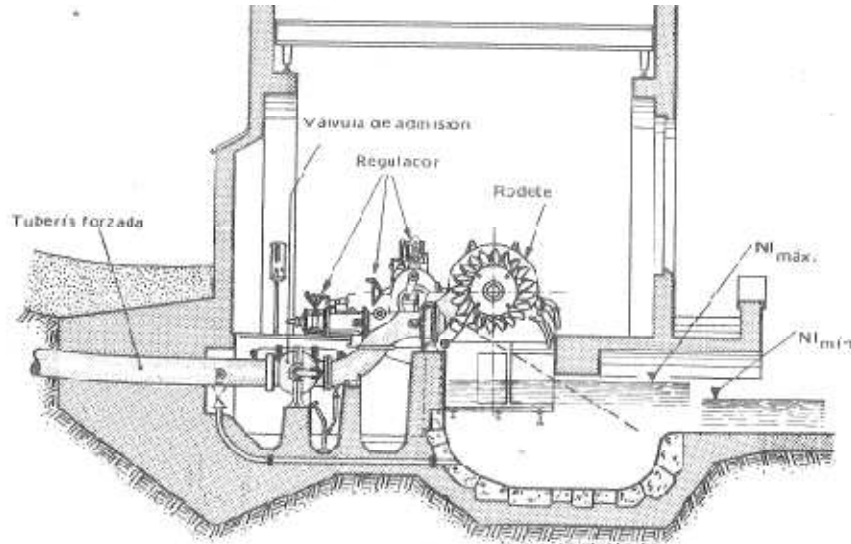


Ilustración 1.39: Central equipada con turbina Pelton.

En las turbinas de reacción existen diversos tipos de admisión como se puede ver en la siguiente ilustración:

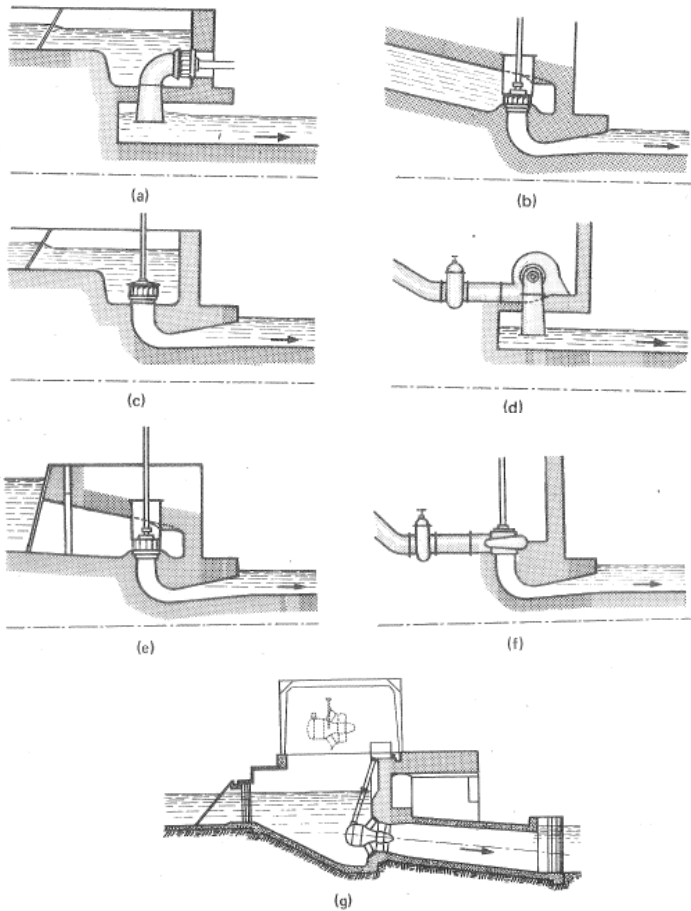


Ilustración 1.40: Diversas instalaciones de las Turbinas Hidráulicas según la admisión: a) Turbina de eje horizontal en cámara de agua abierta, con tubo de aspiración vertical, b) Turbina de eje vertical en cámara de agua cerrada alimentada por galería a presión con tubo de aspiración acodado y horizontal al final, c) Turbina de eje vertical, en cámara de agua abierta, con tubo de aspiración acodado horizontal al final, d) Turbina de eje horizontal, cámara espiral metálica y tubo de aspiración vertical, e) Turbina de eje vertical en cámara de agua cerrada, con tubo de aspiración acodado horizontal al final; f) Turbina de eje vertical, cámara espiral metálica y tubo de aspiración acodado y horizontal al final; g) bulbo asíncrono en túnel

Hay muchos otros tipos de admisiones, no menos importantes que los mostrados, pero menos comunes.

1.5.1 Infraestructura.

La infraestructura viene determinada por el tipo de desagüe, los tipos de desagüe más comunes de las turbinas de reacción se muestran en la ilustración 1.41.

- a) Tubos de aspiración acodados para cada turbina. Frecuente en las turbinas Kaplan y Francis con saltos de pequeña altura.
- b) Un pozo y una galería de desagüe por unidad que se juntan fuera de la central en un túnel o galería de desagüe común.
- c) Galería de desagüe única para todas las turbinas.

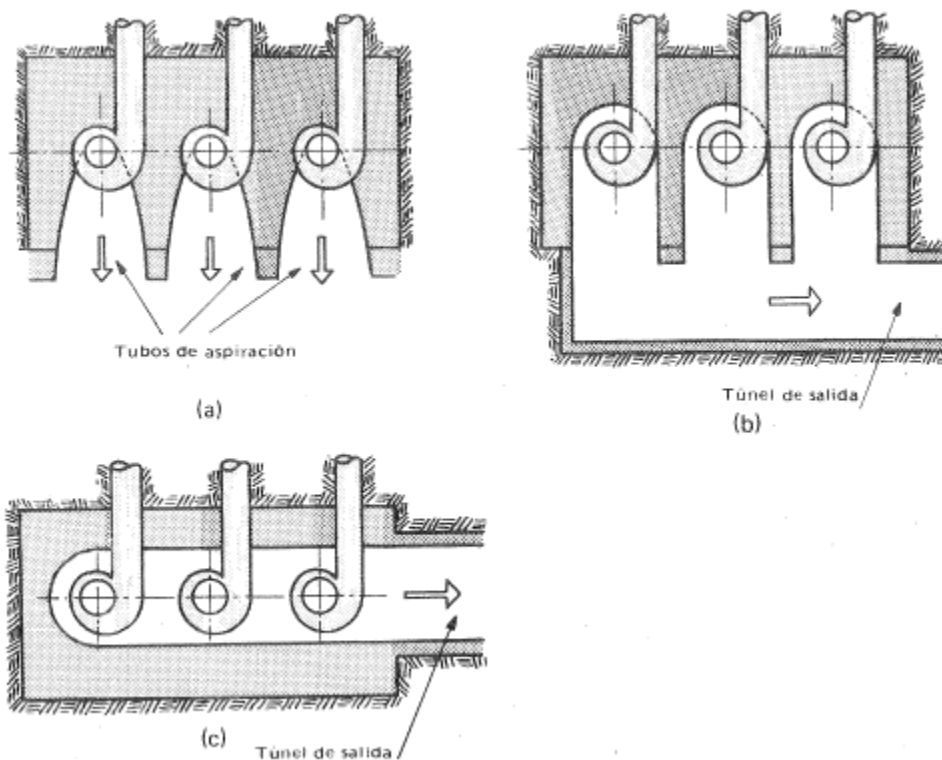


Ilustración 1.41: Tipos de desagües en las turbinas de reacción.

1.5.2 Superestructura.

1.5.2.1 Centrales al pie de la presa.

La ilustración 1.42 es un corte transversal esquemático de la presa de Buendía en el río Tajo que constituye un buen ejemplo de este tipo de centrales $H_{MAX} = 74\text{m}$. Presa, galería de conducción de agua a las turbinas y a la central constituyen un conjunto compacto. En este tipo de centrales a veces el techo de la sala de maquinas constituye en aliviadero tipo esquí.

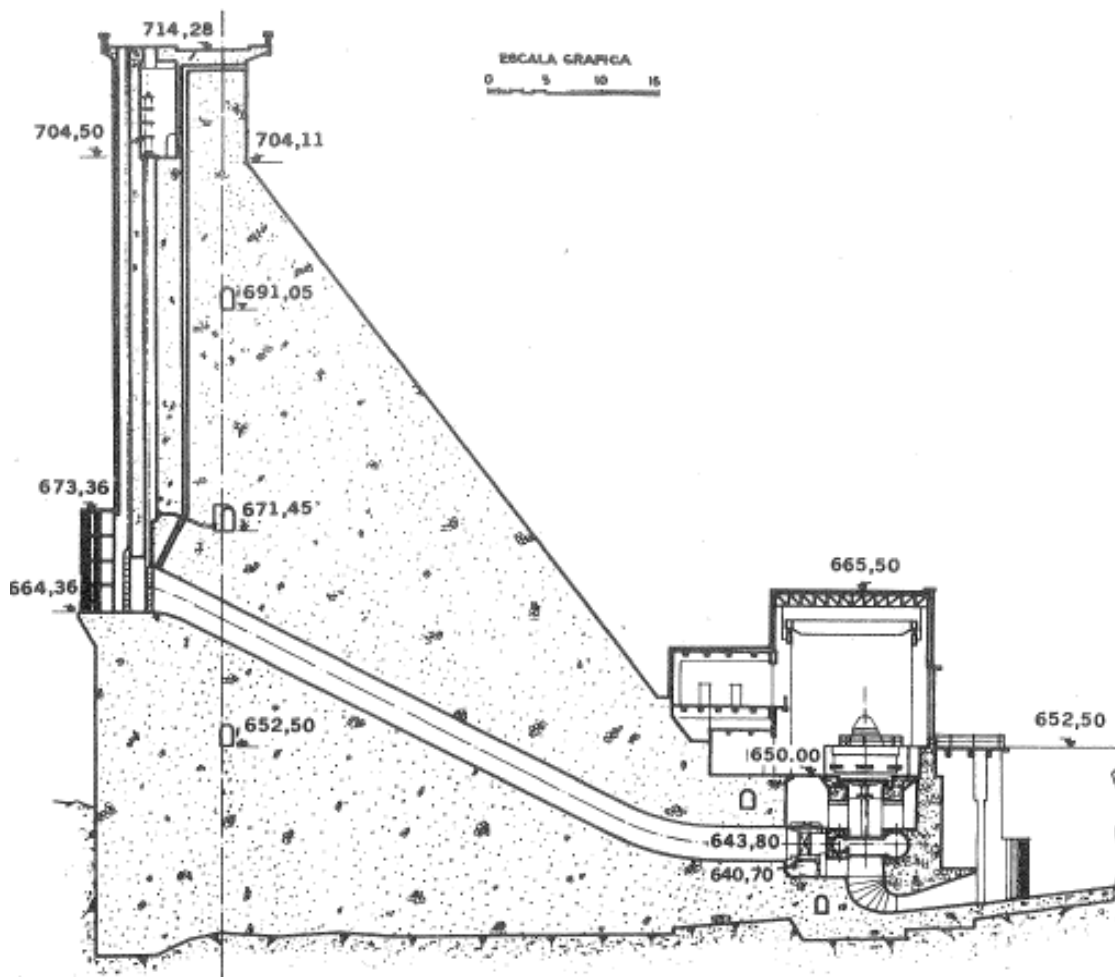


Ilustración 1.42: Presa de Buendía con central al pie

1.5.2.2 Centrales distantes de la presa.

La distancia de la presa a la central muchas veces es, sobre todo en los saltos de gran altura, hasta de varios kilómetros así por ejemplo en la ilustración 1.43, puede verse la central del salto de Pontenovo con las dos tuberías forzadas de 760 m de longitud, que parten de la cámara de carga. El canal que conduce el agua del embalse a la cámara de carga tiene 8km de longitud y está calculado para un caudal máximo de 12 m³/s.



Ilustración 1.4.3: Vista aérea de la central de Pontenovo.

El equipo de una central consta de:

- Material Hidráulico: Turbinas, bombas, válvulas.
- Material eléctrico: Generadores, transformadores, aparatos de control y registro, fuente de alimentación eléctrica de los servicios auxiliares.
- Material Mecánico: Equipo de mantenimiento.

En la ilustración puede verse un ejemplo de distribución de los diversos elementos de la central.

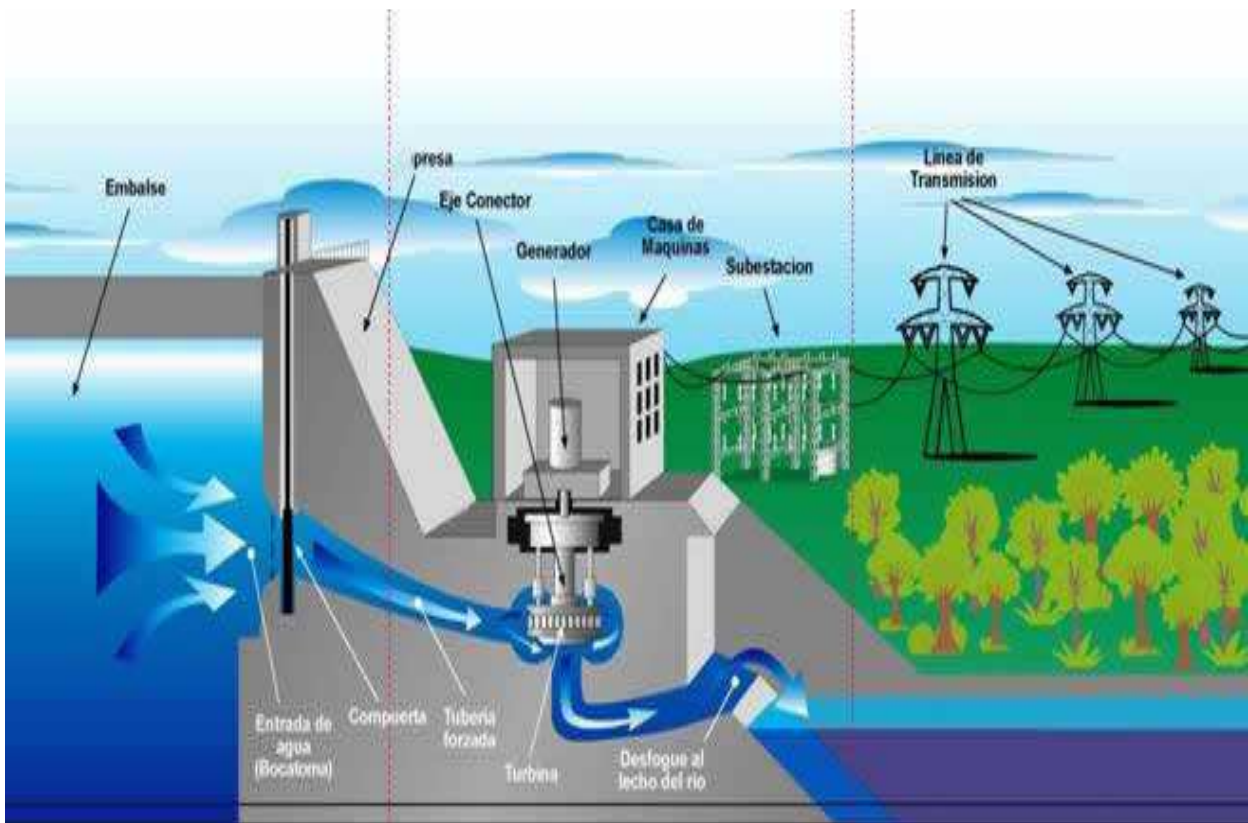


Ilustración 1.44: Esquema de una central hidroeléctrica y sus partes principales.

Además de las superestructuras de las centrales que podríamos llamar normales, existen las centrales semiabiertas o semi-intemperie y en las centrales de intemperie, de intemperie y subterráneas.

En las centrales semi-intemperie, el techo central está construido por encima de las excitatrices, sin espacio libre para el puente grúa, y encima de cada grupo hay una cubierta que se puede remover para el montaje de las máquinas.

En las centrales de intemperie no existe, como en el caso anterior, techo alguno sino que cada grupo va cubierto con una tapa que cuando hay que desmontar las máquinas solo se levanta.

1.5.2.3 Central Subterránea.

Este tipo de central fue desarrollada inicialmente por motivos de protección contra ataques aéreos, pero gracias a ciertas ventajas y a la mejora en

técnicas de construcción de túneles, hoy en día aun se siguen construyendo, la siguiente ilustración es un ejemplo de este tipo de centrales.

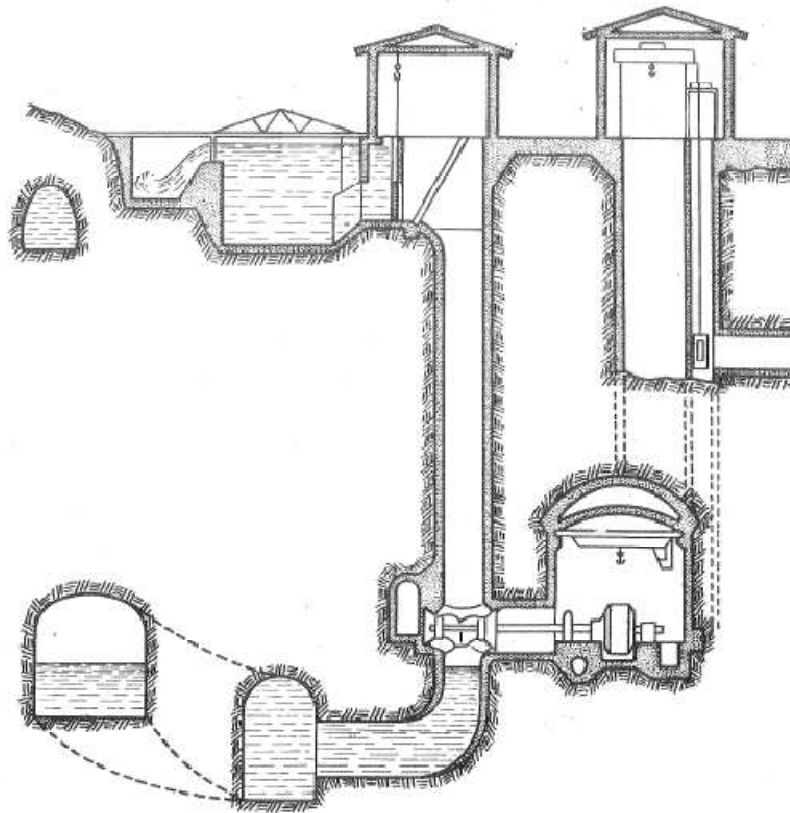


Ilustración 1.45: Esquema de una central subterránea.

Ventajas de las centrales subterráneas:

- Hay topografías de terreno donde resulta muy difícil el emplazamiento de una central abierta;
- El conducto forzado perforado en la roca puede ser más económico.
- Protección contra ataques aéreos.
- La roca extraída de la excavación central puede emplearse en la construcción de la presa.

Tipos de centrales subterráneas:

- Central con galería de desagüe a presión atmosférica.
- Central con galería de desagüe y chimenea de equilibrio; aguas arriba de la central.
- Central con galería de desagüe en carga y dos chimeneas de equilibrio, una, aguas arriba y otra aguas debajo de la central.

1.5.3 Microcentrales.

Las microcentrales $P < 100$ Kw pueden ser de salto pequeño, medio o elevado, la potencia mínima es de 4 a 5 Kw, si el caudal por turbina es menor a 100 l/s, necesariamente ha de ser $H > 100$ m, en el otro extremo con las microcentrales pueden explotarse saltos pequeños de hasta 1 a 1.5 m.

La explotación de saltos con potencia tan reducida solamente es económica si se consigue abaratar la construcción: elementos de hormigón prefabricados construidos en serie e incluso construcción de la totalidad de la central con elementos prefabricados.

Las características de estas microcentrales son:

- Funcionamiento enteramente automático.
- Equipo y recambio estándar.
- Instalación al aire libre.

En general, las micro centrales hidráulicas se componen de obras civiles (cámara de carga, rebose, canal, desarenador, bocatoma, tubería de presión, casa de fuerza), equipo electromecánico y redes eléctricas de transmisión y distribución.

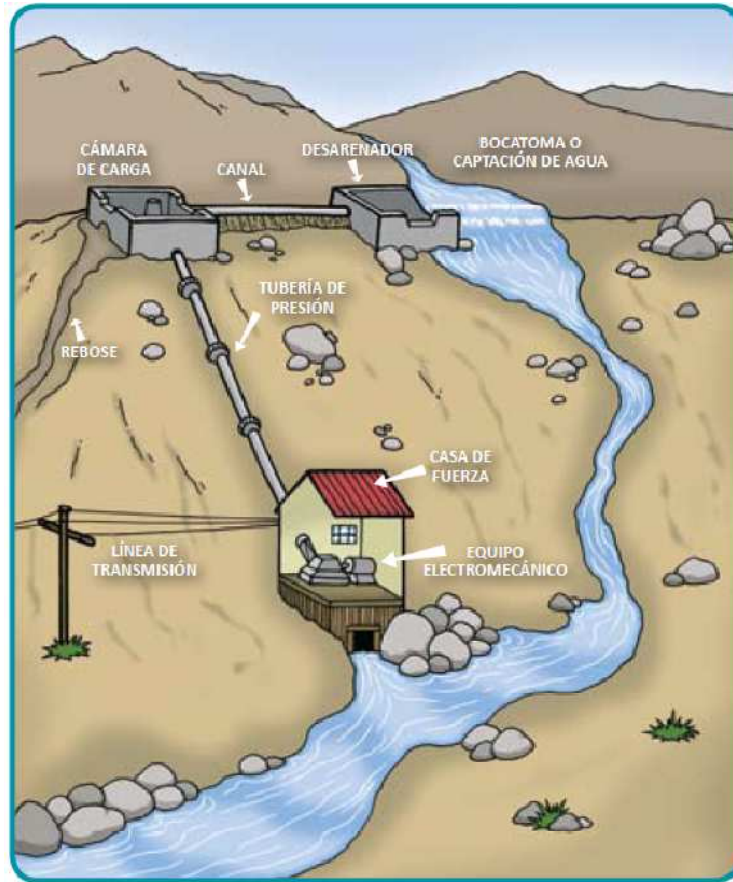


Ilustración 1.46: Esquema de una microcentral hidroeléctrica típica

El reparto de los costes de una central hidroeléctrica varían de una central a otra y de un país a otro en gran manera; una estimación típica sería: 55% la presa, 20% para maquinaria y aparillaje, 15% para el terreno, 10% las estructuras de la central.

1.6 Consideraciones mecánicas en la construcción de las turbomáquinas hidráulicas

La generalidad de los temas relacionados a la construcción de las turbomáquinas no son particulares a las mismas y se desarrollan en los textos sobre diseño de maquinas. Sin embargo existe un rango de temas característicos de las turbomáquinas y que serán desarrollados en las siguientes secciones.

1.6.1 Ejes de las Turbinas Hidráulicas

Los ejes de las turbinas hidráulicas están sometidos a los siguientes esfuerzos:

- **Esfuerzo de torsión:** debido al par motor transmitido al generador. Dicho par puede ser calculado fácilmente conociendo la potencia y la velocidad de rotación de estado estable de la maquina. Dicho par puede aumentar varias veces en magnitud bajo tres condiciones: En el arranque, con el rotor estático y a flujo completo, donde puede alcanzar valores correspondientes al doble del par estable; bajo aceleración o deceleración intensa, donde el par alcanzado depende de los momentos de inercia del grupo generador y del tiempo tomado en la aceleración; y en caso de cortocircuito del alternador, en cuyo caso el valor estable puede verse aumentado en un factor de cinco.
- **Esfuerzos axiales:** debidos al cambio de dirección del flujo, cuyo valor es siempre relativamente pequeño y no suele ser necesario tomarlo en cuenta en el dimensionamiento del eje.
- **Esfuerzos de flexión:** debidos al peso del rotor, debidos a la fuerza centrífuga causada por rotores desequilibrados y a las fuerzas de transmisión.

Para el dimensionamiento de este tipo de ejes el esfuerzo crítico suele ser el de torsión. Normalmente se toma dicho esfuerzo todo lo bajo que resulte económico, pues como se menciona el esfuerzo de torsión varia ampliamente en función de las condiciones de funcionamiento de la maquina y se toma tanto más bajo cuanto más se acerque la velocidad de funcionamiento a la velocidad critica del eje. En términos generales el diámetro del eje crece con la potencia y decrece con la velocidad de rotación.

1.6.2 Vibraciones

Las vibraciones de la turbomáquinas pueden ser de tres tipos: longitudinales, transversales y torsionales. Las vibraciones longitudinales se caracterizan por desplazamientos de masa a lo largo del eje de rotación de la maquina. No suelen ser importantes y no se les dará mayor tratamiento.

Las vibraciones transversales se caracterizan por desplazamientos lineales de masa en ángulos rectos a un plano de referencia llamado plano neutro, orientado longitudinalmente con respecto a la maquina.

Las vibraciones torsionales se caracterizan por desplazamientos angulares de masa alrededor de un eje de referencia, normalmente el eje de rotación de la maquina. Este tipo de vibraciones suele darse en maquinas o grupos de maquinas acoplados de ejes largos o maquinas acopladas mediante transmisiones mecánicas.

Las Vibraciones transversales pueden ser inducidas por alguna de las siguientes causas:

- Perdida de la simetría de la inducción magnética del rotor del generador o motor.
- Rotor de la turbomáquina desequilibrado.
- Admisión asimétrica de flujo.

Estos fenómenos causarán vibraciones siempre que la velocidad de funcionamiento de la maquina o la frecuencia de excitación (es decir del fenómeno en estudio) sea lo suficientemente cercana a una velocidad critica del rotor. Por encima y por debajo de la velocidad critica las vibraciones desaparecen, por lo tanto el control de este tipo de vibraciones se reduce a diseñar para velocidades de funcionamiento lo suficientemente alejadas de las velocidades criticas. Si un rotor se diseña para funcionar debajo de la primera velocidad crítica se dice que es de eje rígido; si se diseña para funcionar sobre la velocidad crítica se dice que es de eje flexible. La velocidad crítica se calcula con la siguiente fórmula:

$$n_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}} \quad (\text{rpm}) \quad (1.39)$$

Donde se ha supuesto que el eje está conformado por una serie de masas puntuales, representadas por las 'm' y las 'y' representan las deflexiones del eje donde se suponen concentradas las masas. Las deflexiones reales son algo mayores porque las deflexiones reales son aumentadas por la fuerza centrifuga, pero el valor de velocidad así obtenido será lo suficientemente preciso, encontrándose el error en un rango del 3 al 10%. Se recomienda que la velocidad de funcionamiento sea por lo menos un 25% mayor o menor que la velocidad critica.

Las vibraciones torsionales consisten en una variación periódica del ángulo de torsión del eje de la maquina. Esto puede causarse por variaciones periódicas en la carga o en maquinas de admisión parcial al pasar el alabe frente al chorro. De forma análoga a las vibraciones transversales el método de controlar este tipo de vibraciones es alejar la velocidad de funcionamiento de la velocidad crítica a la torsión. Se modela el conjunto

rodete-rotor eléctrico como un eje con discos sólidos acoplados en sus extremos, con momentos polares de inercia correspondientes a los encontrados en la maquina lo que resulta en una expresión para la velocidad crítica en torsión:

$$n_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{JG(I_1+I_2)}{I_1I_2l}} \quad (\text{rpm}) \quad (1.40)$$

Donde las 'I' representan momentos de inercia de los discos, J el momento polar de inercia del eje, G el modulo de elasticidad al corte y 'l' la longitud del eje. La velocidad crítica puede aumentarse incrementando el momento polar del eje (su diámetro) o disminuyendo la longitud del mismo. Para la turbomáquinas hidráulicas la velocidad crítica torsional se hace un 15% superior a la velocidad de embalamiento.

1.6.3 Discos en rotación

Cuando un cuerpo se encuentra en rotación, cada una de sus partículas sufre una fuerza centrífuga debida a su masa. Esta fuerza es equilibrada por las acciones internas que mantienen unidas las partículas del mismo. Esto se manifiesta como esfuerzos radiales y tangenciales en el cuerpo. El caso más común de cuerpos en rotación consiste en elementos de máquina de forma aproximadamente de disco, como es el caso de muchos rodets de turbina, por lo que se debe considerar estos esfuerzos en el diseño de las mismas. Las expresiones para calcular dichos esfuerzos son ecuaciones diferenciales que deben ser resueltas para condiciones en la frontera y pueden ser encontradas en libros de diseño de elementos de maquinas o de mecánica de materiales.

1.6.4 Prensaestopas y sellos laberínticos

Los prensaestopas y sellos laberínticos son elementos característicos de la turbomaquinaria. Su misión es evitar que se fugue fluido de trabajo a través de la junta rotatoria entre el eje y su cojinete y evitar que aire atmosférico entre a la maquina por el mismo lugar a la vez de no interferir en el desempeño de la maquina al crear rozamiento excesivo, los primeros a

través de una barrera mecánica y los segundos incrementando la resistencia hidráulica.

Existen diversos tipos, cuya utilización depende fundamentalmente de dos parámetros (asumiendo que el flujo es de agua): la diferencia de presiones y la temperatura. El tema ya se trató en la sección 1.3.3 por lo que se refiere al lector a ella para una descripción más profunda.

1.6.5 Materiales

Los materiales históricamente más utilizados en la construcción de las turbomáquinas hidráulicas han sido el acero (laminado, fundido o forjado), el bronce, y las fundiciones de hierro. Para estas aplicaciones, además de las propiedades de resistencia habituales (fatiga, resistencia última, etc.) se necesitan materiales altamente resistentes a la corrosión, a la abrasión o erosión, a la cavitación y que posean un elevado grado de soldabilidad. La práctica común es ensayar los materiales a la erosión haciendo girar probetas cilíndricas dentro de un recipiente que contiene agua y arena, midiendo la pérdida de masa con el tiempo. Comúnmente los materiales resistentes a la erosión presentan buenas características a la cavitación. Los materiales más comúnmente utilizados son aceros al medio carbono de baja aleación, debido a su gran soldabilidad, lo que permite sobrepasar la dificultad de fundir rodets grandes, pesados y complejos, sustituyéndolos por una construcción soldada. Existen aceros aleados, por ejemplo al alto cromo y ciertas aleaciones de acero inoxidable que poseen excelentes propiedades a la erosión y a la corrosión pero debido a que son igualmente difíciles en la fundición y en la soldadura, se usan poco y para lugares críticos de la máquina. El acero inoxidable es muy popular para recubrimientos sobre sustratos de aceros al medio carbono, para proveer las propiedades superficiales necesarias a la vez que se admite fácil reparación por soldadura de las partes afectadas por cavitación o erosión.

1.7 Análisis del Tipo de turbina a utilizar según las características del recurso en estudio

A continuación se procederá a determinar qué tipo de turbina es el más adecuado para las características del recurso en estudio. Se procederá de la siguiente forma: Se sabe que el principal parámetro de distinción entre cada tipo de turbina hidráulica es el n_s por lo que se usará para tal propósito de la siguiente manera: se sabe⁵ que el caudal disponible es de $Q = 25 \frac{l}{s} = 0.025 \frac{m^3}{s}$ y que la altura neta disponible es de $H = 150 m$ por lo que, sustituyendo en la ecuación 1.37 y asumiendo un valor de eficiencia del 75% se tiene:

$$\begin{aligned} n_s &= 3.65n\sqrt{\eta_{tot}}Q^{\frac{1}{2}}H^{-\frac{3}{4}} = 3.65n\sqrt{0.75}\left(0.025\frac{m^3}{s}\right)^{\frac{1}{2}}(150m)^{-\frac{3}{4}} \\ &= 0.011660711n \\ n &= 85.758n_s \quad (1.41) \end{aligned}$$

Por otro lado, se tienen los siguientes valores de n_s , tomados de Mataix:

Tabla 1. 2: Rangos de número específico de revoluciones para distintos tipos de turbinas hidráulicas

Tipo de Turbina	Rango de n_s de buena eficiencia	Rango de n_s practicable
Pelton	8-27	2.4-35
Francis	100-420	60-450
Kaplan	>300	-----

Evaluando la ecuación del n_s y variando el valor del mismo, se obtienen las rpm reales de la máquina correspondientes. Por otro lado se pueden obtener, del gráfico presentado en la ilustración 1.47; coeficientes importantes como coeficientes de velocidad, $\frac{b_1}{d_2}$ (razón de la anchura del

⁵ Datos tomados de: Óscar Fernando Cideos Nuñez; Alfredo Edgardo Rodríguez Urrutia (2009), Factibilidad de Generación Eléctrica Usando Agua Geotérmica Residual en el Campo Geotérmico de Berlín (Trabajo de graduación para optar al grado de Ingeniero Mecánico- Universidad Centroamericana “José Simeón Cañas”) y comparados con datos obtenidos directamente de laGeo. Se han usado datos conservadores en el cálculo para poder acomodar modificaciones posteriores.

alabe a la admisión a el diámetro del rodete e la salida, parámetro especialmente importante en los rodetes Francis) a partir de los n_s (hay que aclarar que se asume que el coeficiente de velocidad tangencial en la entrada se asume de 0.45 para los rodetes Pelton. Esto es un valor típico. Una característica distintiva de todas las turbinas de acción, sean hidráulicas o térmicas es que dicho parámetro es inferior y muy cercano a 0.5). Usando estos valores y sabiendo que:

$$u_1 = K_1 \sqrt{2gH} \quad (\text{De ec. 1.33}); \text{ Y que} \quad u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60}$$

Entonces:

$$d_1 = \frac{60u_1}{\pi n} = \frac{60K_1 \sqrt{2gH}}{\pi n} = \frac{60K_1 \sqrt{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) (150m)}}{\pi n} = 1035.56 \frac{K_1}{n}$$

$$d_1 = 10355.56 \frac{K_1}{n} \quad (1.42)$$

Se puede calcular d_1 y de forma análoga, y cuando aplique, d_2 (y b_1 a partir de d_2).

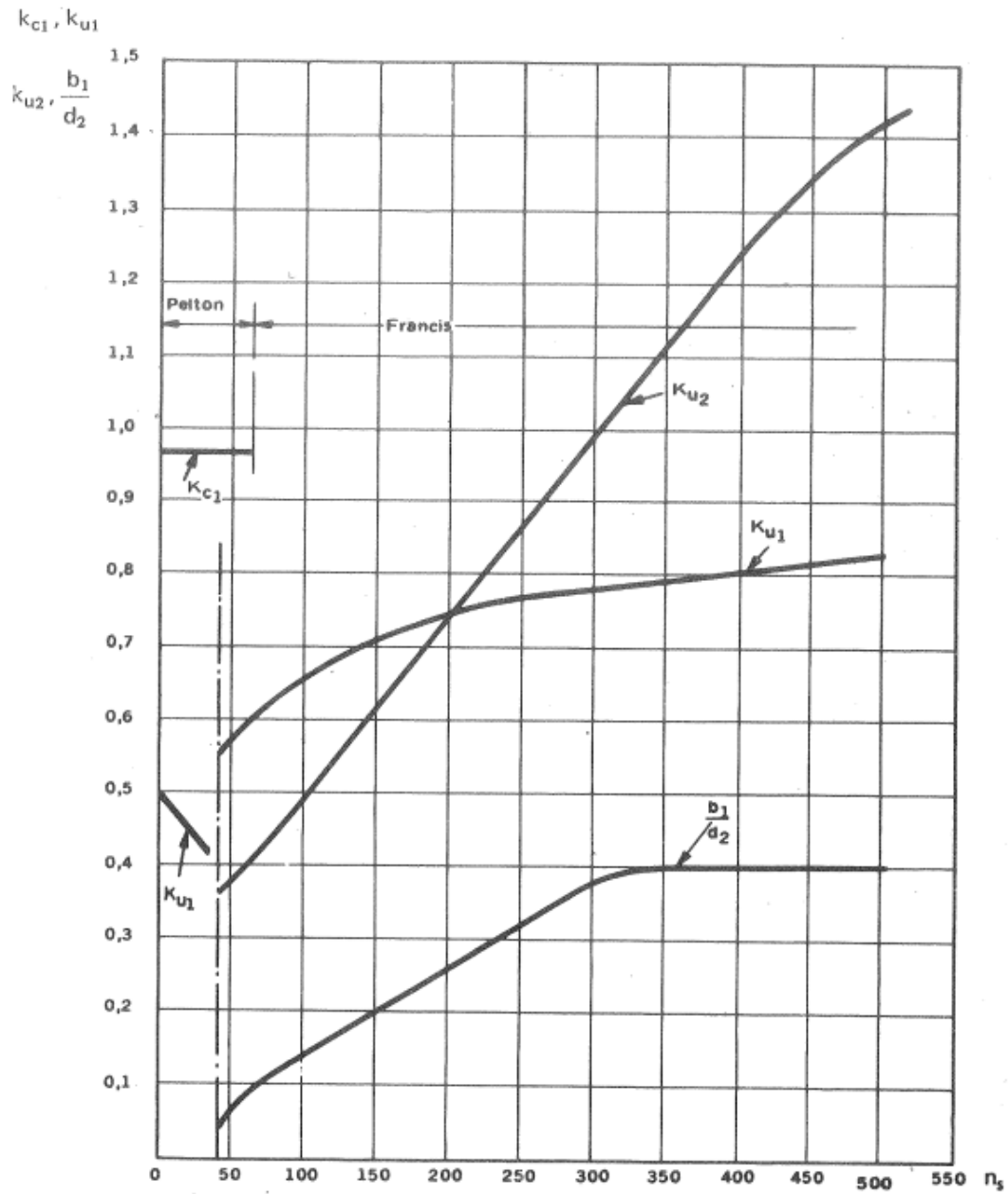


Ilustración 1.47: Diagrama de distintos parámetros característicos de turbinas hidráulicas en función del número específico de revoluciones

Se utilizarán como factores a evaluar tanto las rpm como los diámetros, ya que son parámetros físicos importantes que influyen en el funcionamiento y precio de la máquina. Sabiendo los rangos de n_s de cada máquina se puede calcular los parámetros apropiados para cada tipo. A continuación se presentan los cálculos para incrementos de 5 en el, n_s resumidos en forma tabular:

Tabla 1. 3: Resultados de los cálculos para la determinación del tipo de turbina a utilizar

n_s	n (rpm)	K_u1	K_u2	d_1 (mm)	d_2 (mm)	b_1/d2	b1 (mm)
2	171.516	0.45		2716.96			
5	428.79	0.45		1086.78			
10	857.58	0.45		543.39			
15	1286.37	0.45		362.26			
20	1715.16	0.45		271.70			
25	2143.95	0.45		217.36			
30	2572.74	0.45		181.13			
35	3001.53	0.45		155.25			
40	3430.32	0.55	0.365	166.04	110.19	0.05	5.51
45	3859.11	0.56	0.37	150.27	99.29	0.055	5.46
50	4287.9	0.57	0.38	137.66	91.77	0.06	5.51
55	4716.69	0.58	0.39	127.34	85.63	0.07	5.99
60	5145.48	0.59	0.4	118.74	80.50	0.08	6.44
65	5574.27	0.6	0.41	111.46	76.17	0.09	6.86
70	6003.06	0.605	0.42	104.37	72.45	0.1	7.25
75	6431.85	0.61	0.43	98.21	69.23	0.105	7.27

Primero se consideraran los valores de rpm. Como se sabe, el número de rpm de una maquina eléctrica y la frecuencia de trabajo se relacionan por:

$$n = \frac{120f}{p} \quad (1.43)$$

Donde f es la frecuencia de la red eléctrica y p el numero de polos de la maquina. Como se ve, la velocidad de la maquina es inversamente proporcional al número de polos de la misma. Sabiendo que el mínimo número de polos es de dos y que la frecuencia de la red eléctrica del país es de 60 Hz resulta que la máxima velocidad de rotación de una maquina síncrona conectada a la red eléctrica salvadoreña es de 3600 rpm. Esto implica que, según la tabla, diseñar una turbina con un n_s superior a 40 implica utilizar una transmisión reductora para acoplarla al generador, aumentando la complejidad del sistema.

Por otro lado, los anchos de cara calculados para n_s superiores a 40 son claramente muy pequeños para ser practicables, y aun cuando fuesen construibles, junto con los diámetros calculados, que son relativamente grandes, llevarían al diseño de una maquina de eficiencia muy pobre, por dos motivos: primero, un flujo confinado en dimensiones tan reducidas encontraría una gran resistencia hidráulica , lo que provocaría perdidas por rozamiento de disco y ventilación muy elevadas y segundo, porque anchos de cara de alabe de esas dimensiones ya son comparables a las dimensiones

de las holguras entre carcasa y rodete necesaria para un correcto funcionamiento de la maquina, lo que redundaría en una eficiencia volumétrica muy baja. Por los motivos anteriores y además por la complejidad en la fabricación, se deja de lado la opción de una turbina Francis.

Consecuentemente con lo anterior se eliminan las turbinas Kaplan sin necesidad de hacer cálculos posteriores, ya que su rango de n_s es excesivo, con lo que la opción a elegir sería una turbina Pelton, para la cual todos los cálculos caen dentro de valores practicable y de buena eficiencia.

Por otro lado, existen dos tipos de turbina que son muy utilizados en el sector de las bajas potencias de la energía hidráulica aunque no son tan comunes como los diseños "tradicionales" de turbinas hidráulicas: La turbina Banki y la turbina Turgo, que serán consideradas a continuación.

1.7.1 Turbina Banki.

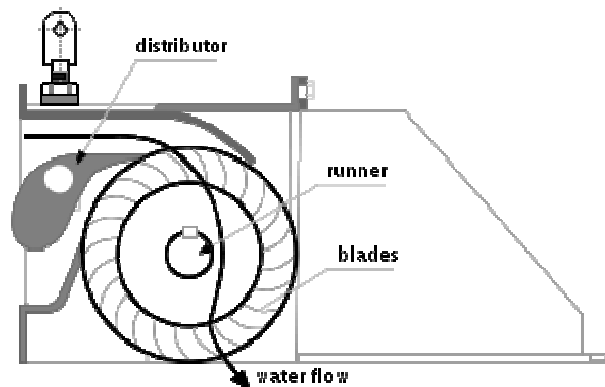


Ilustración 1.48: Diagrama de una turbina Banki.

La turbina Banki es una turbina de acción cuyo rango de n_s la ubica entre las turbinas Pelton y Francis, pudiendo manejar caudales relativamente grandes y alturas moderadas. Su rasgo distintivo es su tipo de flujo, el cual no cae dentro de ninguna de las clasificaciones tradicionales, ya que el fluido no viaja ni axial, ni radial, ni tangencialmente por el rodete; el flujo cruza el rodete, lo que le da otra de sus denominaciones: turbina de flujo cruzado. El chorro atraviesa los alabes dos veces antes de la descarga. La ilustración 1.48 ayuda a aclarar el concepto.

Esta turbina está especialmente adaptada a las grandes variaciones de caudal ya que el ancho del rodete puede ser modificado (y con él el ancho o número de las toberas, de sección rectangular) casi arbitrariamente para

adaptarse a dichos cambios sin perturbar la dinámica del flujo. Normalmente el rodete está dividido a lo ancho en dos secciones a razón de 2 a 1 lo que permite acomodar un tercio, dos tercios y el 100% del flujo a condiciones prácticamente nominales. Esto permite que esta turbina presente curvas de eficiencia muy planas, pudiendo mantener alta eficiencia bajo un amplio rango de condiciones de flujo. Esto unido a su facilidad de construcción hace que sea una turbina muy popular para aplicaciones minihidráulicas en cuencas hidrológicas donde hay una gran variación del recurso según las estaciones del año. Por otro lado la eficiencia máxima alcanzada por este tipo de maquina es apreciablemente inferior a las eficiencias alcanzadas por las maquinas “convencionales” Su rango de numero específico de revoluciones es de 40 a 160 siendo un valor representativo el de 60.

1.7.2 *Turbina Turgo*

La turbina Turgo fue desarrollada alrededor de 1919 por la compañía inglesa Gilkes como una modificación de la turbina Pelton, aunque comparte ciertas similitudes con la turbina Francis, por lo que podría decirse que es un “híbrido” entre ambas. Toma de la turbina Pelton su calidad de turbina de acción, siendo alimentada, como ésta, con un chorro a presión atmosférica por medio de un inyector, aunque dispuesto lateralmente e inclinado hacia el alabe. Los alabes mismos tienen aproximadamente la forma de una cuchara Pelton dividida simétricamente por el centro, siendo admitido el chorro lateralmente y evacuado del lado opuesto. Esa disposición permite que la maquina sea capaz de manejar caudales significativamente mayores que una turbina Pelton del mismo diámetro, por dos motivos: la entrada del chorro y la salida del mismo no interfieren entre si, como es el caso ideal de un turbina Pelton, donde la velocidad relativa se invierte, y en la realidad, donde se reducen los ángulos, se aumenta el ancho de la cuchara y se le rebaja la punta (labio o escote) para reducir al mínimo la interferencia. Además, debido a que la admisión es lateral, el chorro puede cubrir varios álabes a la vez (normalmente tres o cuatro) a diferencia de las turbinas Pelton donde el chorro solo puede incidir en una cuchara (en realidad se diseña para que exista un pequeño traslape, es decir, dos alabes desvían cada uno una fracción del chorro en determinados momentos). Todo esto resulta en una maquina con un n_s ubicado entre las regiones correspondientes a los rodetes Pelton y Francis. Debido a la geometría de los alabes de un rodete Turgo, estos resultan ser

relativamente frágiles, comparados a las cucharas de una turbina Pelton, si se montan en voladizo, por lo que es común utilizar una construcción de “cubo y aro”, característica de los rodetes Francis, siendo este el principal punto común de ambos diseños.

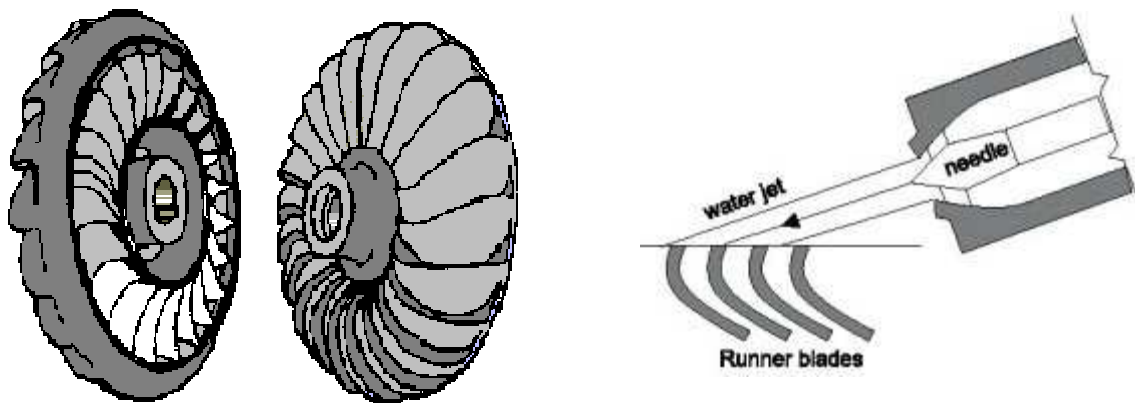


Ilustración 1.49: Rodete de una turbina Turgo y diagrama del principio de funcionamiento

Las turbinas Turgo tienen eficiencias menores que las de las máquinas usualmente encontradas (Pelton y Francis) aunque suele suceder que una comparando dos máquinas, una Pelton y una Turgo de la misma potencia, la turbina Turgo es la más barata ya que es más simple. Para que una turbina Pelton sea capaz de manejar caudales comparables a los de una Turgo necesita ser de inyección múltiple. El n_s de este tipo de turbinas se encuentra en el rango de 60 a 180.

1.7.3 Consideraciones finales y decisión del tipo de máquina a diseñar

A partir del análisis y descripciones anteriores pueden realizarse las siguientes observaciones:

- i. Puede deducirse de las secciones anteriores tanto la turbina Banki como la turbina Turgo fueron diseñadas para llenar la discontinuidad existente entre las turbinas Pelton y Francis, evidente en la tabla 1.2. Eso ya se había logrado parcialmente, con turbinas Pelton múltiples

que alcanzan valores de n_s de alrededor de 60 con séxtuple inyección. Las turbinas anteriormente citadas tienen determinadas ventajas adicionales inherentes a sus diseños: las Banki el aceptar eficientemente gran variabilidad en el caudal y su facilidad de construcción y las Turgo una amplia variabilidad en rango lo cual le permite traslaparse profundamente en el rango de las Francis, sin la dificultad de la estanqueidad (considerando que es una turbina de acción) en la carcasa y tubo de descarga.

- ii. Los parámetros más importantes en la determinación del n_s son el caudal y la altura neta. El n_s crece con una potencia fraccional del caudal y decrece con una potencia fraccional de la altura neta. El n_s también crece con la velocidad de rotación de la máquina pero podría decirse que variar el n_s variando el número de rpm de la máquina es "artificial" y que conlleva a máquinas excesivamente voluminosas y caras si es muy bajo o a máquinas de muy poca eficiencia y baja confiabilidad, si es muy alto.

Todo lo anterior conduce a la adopción de una turbina Pelton de simple inyección para el diseño a proponer, ya que es el tipo de máquina que mejor se adapta a las condiciones de flujo existentes: una altura relativamente grande con un caudal pequeño y prácticamente constante sin importar la época del año, ya que no se depende de las lluvias (lo que permite dejar de lado a las turbinas Banki) y es además el tipo de máquina con el que se obtendría un número de rpm más razonable, ofreciendo a la vez relativa facilidad en la construcción y gran robustez (lo que deja de lado a las turbinas Turgo).

2 Diseño Hidráulico y Mecánico de la Turbina

2.1 Diseño de las Turbinas Pelton: Peculiaridades y Parámetros Característicos.

Las turbinas Pelton, también llamadas de chorro libre, son turbinas de acción, en donde una tobera o toberas, transforman la energía de presión del agua en energía cinética. El agua a alta velocidad incide sobre el rodete, dotado de cucharas en su periferia, las cuales se encargan de absorber la energía del chorro según la ecuación de Euler para turbomáquinas.

Fue patentada por Pelton en 1889 y tenía todos los componentes esenciales usados en las turbinas Pelton actuales. La ilustración 2.1.1.1 muestra dicha turbina primitiva

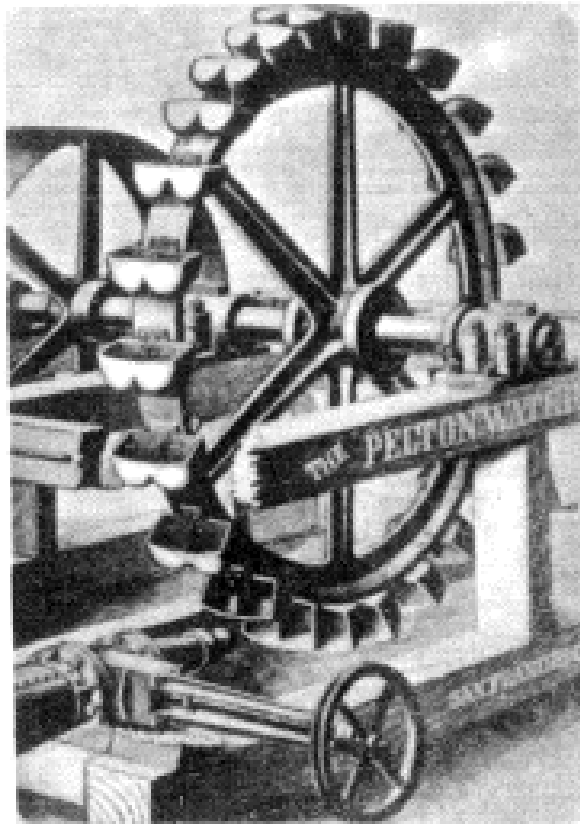


Ilustración 1.7.3.1: Turbina Pelton de diseño temprano.

En la ilustración 2.1.1.2 podemos tener una apreciación de una turbina Pelton actual y posteriormente la descripción de sus componentes.

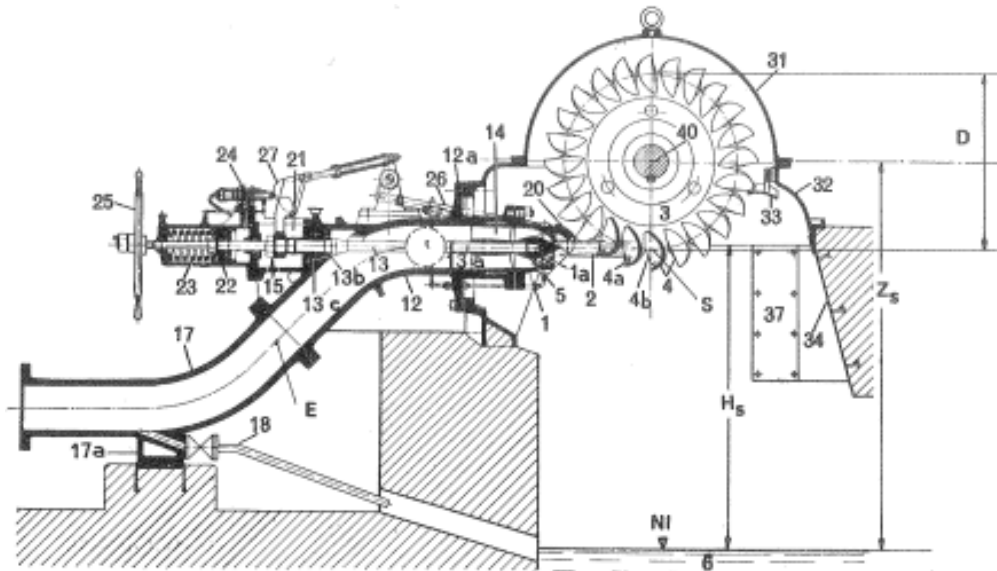


Ilustración 1.7.3.2: Sección transversal de una turbina Pelton con rodete de una pieza.

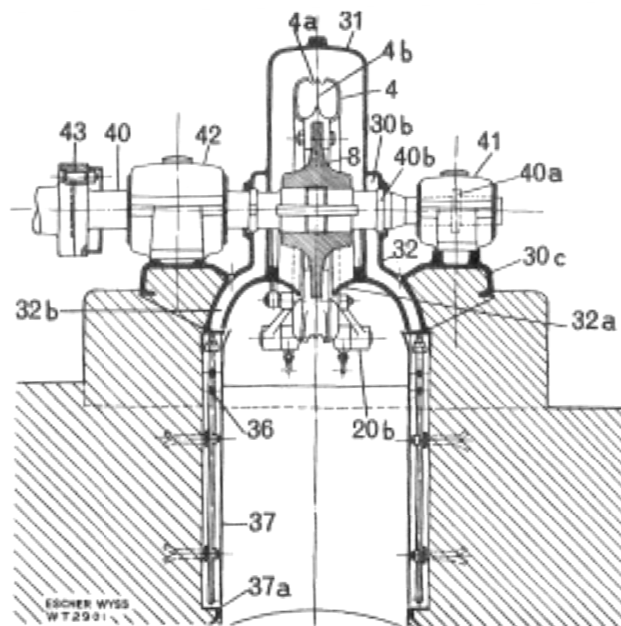


Ilustración 1.7.3.3 : Sección longitudinal de una turbina Pelton con rodete de cucharas atornilladas.

En la figura 2.1.1.3; 1- Tobera; 1a- Pieza intermedia; 1b- Pieza de sujeción; 1c- Barrenados; 1d- Tapas de protección; 2- Chorro de agua; 3- Rodete; 4- álabes; 4a- escotadura de álabes; 4b- Arista divisora; 5- Cabeza de la Aguja; 5a- Punta; 5b- Tornillo calibrado; 5c- Cuña; 5d- Cuerpo de la aguja; 5e y 5f-

Agujeros cilíndricos para espigas; 6- Aguas Abajo; D- Diámetro del rodete; d_0 - Diámetro del chorro; 7- Solapas; 8- Corona del rodete; 8a- Cubo del rodete; 9- Bulones de fijación con tuerca; 9a- y 9b- cabeza de los bulones tensores; 10- Bulones tensores; 11- Cuñas radiales; 12- Codo de entrada; 12a- Brida de sujeción; 13- Vástago de la aguja; 13a- Camisa de bronce; 13b- Pistón de descarga; 13c- Guarnición de cuero; 14- Cruceta de guía; 14a- Nervios de guía; 15b- Envolturas para los anteriores; 15- Consola para el vástago de la aguja; 16- Orificio de limpieza; 17- Codo inferior; 17a- Soporte del anterior; 18- Tubería de desagüe; 19- Válvula de la turbina; 20- Desviador; 20a- Cuchilla del anterior; 20b- Palanca de retorno; 22 Pistón del servo-motor para la regulación de la aguja; 23- Resorte de cierre para la aguja; 24- Válvula de distribución para la aguja; 25- Volante a mano para la regulación de la aguja; 26- Varilla del deflector; 27- Rueda de levas; 30- Caja; 30a- Orificio para el codo de entrada; 30b; departamentos laterales; 30c- Soportes de los cojinetes fundidos en una sola pieza con la caja; 31- Tapa de la caja; 32- Parte inferior de la caja; 32a- paredes de guía; 32b; canales de desagüe para salpicaduras con el eje de la turbina; 33- Colector de salpicaduras; 35- Blindaje; 36 -Serpentín de refrigerante; 37- Recubrimiento para el anterior; 37a; Orificios para el desagüe del agua refrigerante; 40- Eje de la turbina; 40a- Anillo de reborde; 40b- Anillo centrífugo; 41- Cojinete exterior de la turbina; 42- Cojinete interior de la turbina; 43- Acoplamiento del eje; 44- Regulador de velocidad; 45- Volante.

En las turbinas Pelton el distribuidor se denomina inyector, está formado por una tobera y una aguja. En el inyector se transforma prácticamente toda la altura neta en energía cinética. Con el inyector se regula el flujo de agua (u otro fluido), y por ende la potencia. En caso de una disminución o aumento en la carga es necesario regular el caudal, y esta acción debe ser realizada de forma automática, el chorro golpea en los álabes llamados cucharas. Después de ceder la energía cinética al rodete, el fluido sale a velocidad mínima. El inyector y el rodete están contenidos en una carcasa para evitar salpicaduras. En la turbina Pelton existe también otro órgano importante llamado deflector. El deflector sirve para evitar que debido a una disminución en la carga el rodete se acelere y aumente la velocidad hasta valores críticos. Existe un límite en la velocidad de cierre del inyector, establecido por la posibilidad de golpe de ariete.

Se puede hundir el deflector parcialmente el deflector en el chorro o desviarlo por completo, como podemos ver en la Ilustración 2.1.1.4

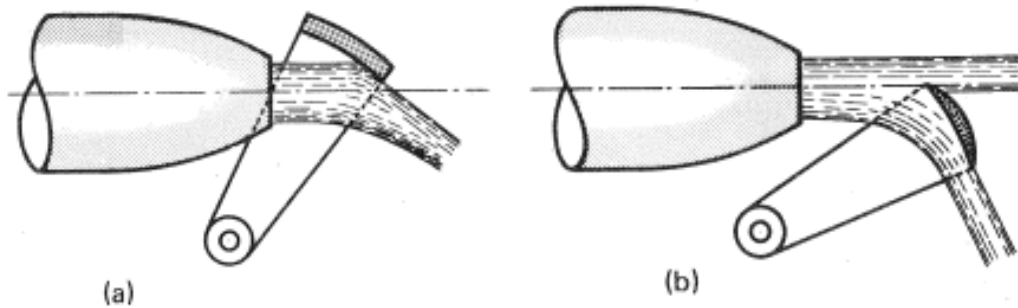


Ilustración 1.7.3.4: Tipos de deflector

La configuración más utilizada es (a); puesto que (b) generalmente se utiliza cuando el inyector no es una válvula de aguja.

Las turbinas Pelton pueden ser de eje horizontal: con 1, 2 ó 3 rodetes y 1 ó 2 chorros por rodete, es sabido que con 3 chorros y eje horizontal el rendimiento es bajo, porque no se evitan los resaltos de agua sobre el rodete. Pueden ser también de eje vertical con 1 rodete y de 1 a 6 chorros, esta configuración es más compacta.

Se han hecho estudios estroboscópicos y fotográficos y los estudios han revelado lo siguiente: El chorro no es un cilindro perfecto, que lo parezca es una ilusión óptica. La superficie se vuelve más irregular e inestable conforme nos alejamos de la tobera; a una distancia lo suficientemente grande el chorro se separa en gotas. Además el chorro es divergente, tanto más cuanto mayor es la altura neta, aumentando su diámetro con la distancia de la tobera. Finalmente el chorro no es homogéneo: Está conformado por un chorro central convergente de sólo agua y otro exterior divergente concéntrico al anterior formado por una emulsión de agua y aire. Por lo tanto, para mantener la calidad del chorro, y con ello la eficiencia de la maquina es necesario instalar el rodete tan cercano a al tobera como sea posible; puesto que la calidad del chorro disminuye con la distancia, y eliminar codos de pequeña curvatura en la tubería de admisión y cuantos obstáculos pueden perturbar el flujo, deteriorando así la calidad del chorro.

2.2Diseño hidráulico del rodete.

2.2.1 Dimensiones del rodete

Se procede a determinar la geometría del rodete basándose en las restricciones hidráulicas apropiadas para un rodete Pelton. Se tienen los siguientes datos de entrada:

$$H_n = 150m, Q = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}; n = 1800 \text{ rpm}$$

(Donde el caudal y la altura neta han sido estimados directamente para el recurso en estudio y se ha considerado conveniente utilizar un generador de 4 polos en acoplamiento directo, según se establece en secciones anteriores)

Se sabe que la potencia disponible en un flujo determinado es igual a:

$$P = \gamma QH \quad (2.1)$$

Usando para peso específico el valor de $\gamma = 9.78 \text{ kN}/\text{m}^3$ (valor utilizado en los datos obtenidos de laGeo) se tiene, para la potencia disponible:

$$P = 9.78 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} * 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 150m = 36.675 \approx 36.7 \text{ kW}$$

Por otro lado, debe estimarse el rendimiento total de la maquina en función de su potencia, según se sugiere en Mataix⁶:

Tabla 2.2.1-1: Variación de la eficiencia con la potencia para turbinas Pelton.

P	75 kW	750 kW	7500 kW	75.000 kW
η_{tot} %	85	88	89	90

Considerando el rango de potencia disponible y la variación de la eficiencia con la potencia en las turbinas Pelton según la tabla se estima que

⁶Turbomáquinas Hidráulicas turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores, Claudio Mataix, ICAI, Madrid, 1975

se obtendrá un rendimiento del 80%. Ahora, para el número específico de revoluciones:

$$P_a = 0.8P = 29.36 \approx 29.4kW = 39.97 \approx 40CV$$

Y, calculando el número específico de revoluciones:

$$n_s = nP_a^{0.5}H^{-1.25} = 1800rpm * (40CV)^{0.5}(150)^{-1.25} = 21.68$$

Valor que se encuentra en el rango de buena eficiencia para las turbinas Pelton de simple inyección ($8 < n_s < 27$). Se elige diseñar una turbina Pelton de ese tipo, con los objetivos de simplificar la regulación y control y mantener los costos bajos.

Ahora se procede a calcular los parámetros del chorro. Para la velocidad de salida:

$$c_1 = k_{c_1}\sqrt{2gH} = 0.98\sqrt{2 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 150\text{m}} = 53.16 \text{ m/s}$$

La cual también es la velocidad absoluta a la entrada de la turbina. Nótese que se asumió un coeficiente de velocidad a la entrada de 0.98, valor representativo.

El caudal disponible y la velocidad de salida del chorro son conocidos, con lo que se puede calcular el diámetro del chorro como sigue:

$$Q = AV; A = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow Q = \frac{\pi d^2 c_1}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_1}} = \sqrt{\frac{4 * \left(0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \left(53.16 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}} = 0.02447\text{m}$$

$$d = 24.47\text{mm} \approx 24.5\text{mm}$$

A partir de la ecuación de Euler se demuestra que el intercambio energético entre flujo y rodete es teóricamente máximo para una turbina Pelton cuando el coeficiente de velocidad para la velocidad tangencial a la entrada (k_{u_1}) es de 0.5 (valor correspondiente, también teóricamente, a la mitad de la velocidad del chorro). En la práctica el valor de k_{u_1} es algo menor, estando el rango típico comprendido entre 0.44 y 0.46, siendo tanto más alto cuanto menor es el n_s (es decir, es más alto para turbinas más lentas). En este caso se utilizara un valor representativo de $k_{u_1}=0.45$. Con esto es posible calcular la velocidad tangencial del rodete a la entrada, para el diámetro Pelton D:

$$u_1 = k_{u_1} \sqrt{2gH} = 0.45 \sqrt{2 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 150\text{m}} = 24.4 \text{ m/s}$$

Con este dato y sabiendo que la velocidad nominal del rodete será de 1800rpm es posible calcular el diámetro Pelton como sigue:

$$V = \frac{\pi D n}{60} \Rightarrow D = \frac{60V}{\pi n} = \frac{60 * 24.4 \text{ m/s}}{\pi * 1800 \text{ rpm}} = 0.2588\text{m} = 258.8\text{mm} \approx 260\text{mm}$$

Con lo que se calcula la relación de diámetros: $\delta = \frac{d}{D} = 0.09423 \approx \frac{1}{10.612}$; y se cumple la relación de buena eficiencia: $\frac{1}{30} < \frac{\delta}{D} < \frac{1}{9}$.

Existen otros diámetros importantes en el cálculo de un rodete Pelton:

D_p : Diámetro en la punta del alabe (esto es, sobre la arista media, en el fondo de la escotadura); $D_p = 317\text{mm}$

D_e : Diámetro externo del rodete; $D_e = 342\text{mm}$

$D + d$: Diametro Pelton mas un diámetro de chorro; $D + d = 284.5\text{mm}$

$D - d$: Diametro pelton menos un diámetro de chorro; $D - d = 235.5\text{mm}$

Los últimos dos son de cálculo inmediato. Para los dos primeros existen relaciones empíricas, de las cuales se usaron las siguientes:

$$D_p = D + 2\frac{1}{3}d \wedge D_e = D_p + d \quad (2.2)$$

En la figura 2.2.1.1 se indican los diámetros relevantes.

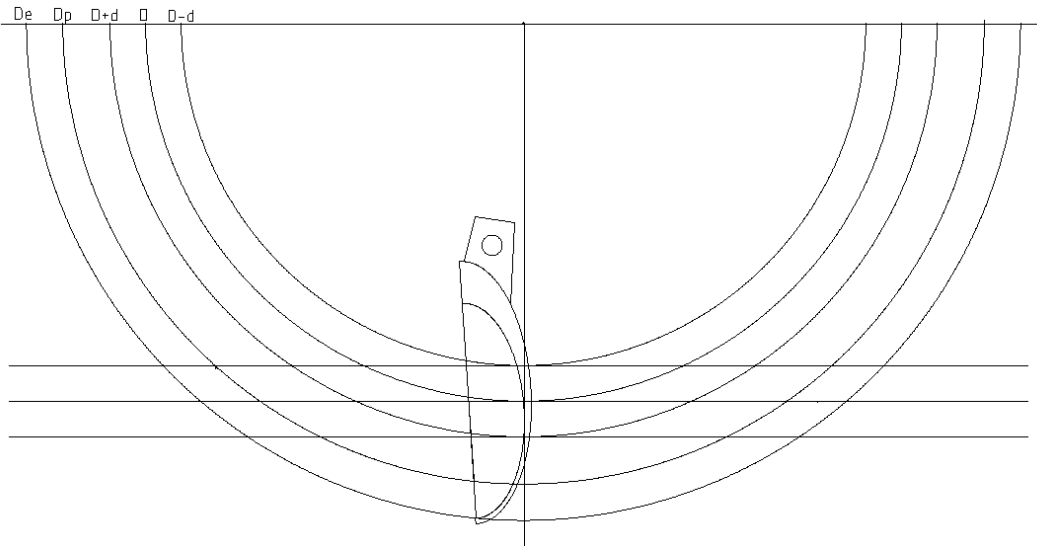
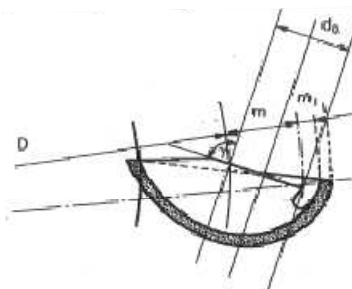


Ilustración 2.2.1.1 : Diámetros notables de un rodete Pelton.

2.2.2 Geometría de las cucharas

Las dimensiones características del alabe se determinan por medio de ecuaciones empíricas en términos del diámetro del chorro⁷, como sigue:



$$m_1 = (0.18 - 0.20)d$$

$$m = (0.95 - 1.05)d$$

$$B = (2.8 - 3.2)d$$

$$L = (2.3 - 2.8)d$$

$$T = (0.6 - 0.9)d$$

$$S = (1.1 - 1.2)d$$

Otras relaciones sugeridas son:

$$L = (2.5 - 2.8)d$$

$$B = (2.8 - 4)d$$

$$T = 0.95d$$

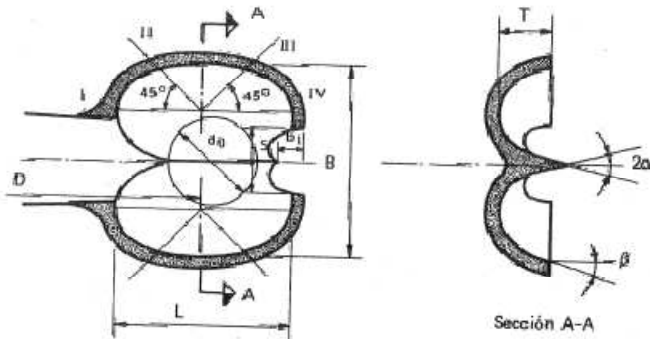


Ilustración 2.2.2.1 : Geometría de una cuchara Pelton

⁷Mataix, cap. 13.

Como se puede notar la geometría del alabe es función exclusivamente del diámetro del chorro, lo que significa que en teoría podría variarse el número específico de revoluciones de la turbina sin cambiar la geometría del alabe, únicamente el número de los mismos. Esto implica que una turbina lenta (bajo número específico de revoluciones) por lo general tiene un precio mayor que una más rápida para la misma potencia, al necesitar de un diámetro mayor y más alabes de la misma geometría que una turbina de mayor n_s . Además el costo de los generadores es proporcional a su número de polos, y la velocidad síncrona de un generador es inversamente proporcional al número de polos, es decir, los generadores más económicos son los más rápidos. Estos dos hechos provocan que un grupo generador sea por lo general más barato entre mayor sea su velocidad síncrona para un salto energético dado. Esto ha sido un factor importante en la forma de la propuesta en estudio.

Las dimensiones del alabe se calculan entonces de la siguiente manera, con $d=24.5\text{mm}$:

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 0.2d = 5 \text{ mm} \\
 m &= 1.02d = 25 \text{ mm} \\
 B &= 3d = 73.5 \approx 74 \text{ mm} \\
 L &= 2.8d = 68.6 \approx 68\text{mm} \\
 T &= 0.9d = 22.05 \approx 22 \text{ mm} \\
 S &= 1.2d = 29.4 \approx 29 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Los valores usados en las ecuaciones empíricas para evaluar las dimensiones características tienden hacia el extremo superior. Esto se escogió así por dos motivos: En primer lugar las cucharas serán de reducidas dimensiones, debido a las condiciones del flujo, lo que implica un maquinado relativamente complicado, por lo que interesa no hacerlas más pequeñas de lo necesario. Por otro lado la turbina será relativamente rápida ($n_s = 21.68$ en un rango de utilización de $8 < n_s < 27$), por consiguiente los alabes serán relativamente grandes con respecto al diámetro del rodete.

En la figura se señalan 2.2.2.1 secciones tomadas a diversos ángulos medidos con respecto al eje longitudinal que pasa por uno de los centroides de los hemisferios del alabe. Se dan los valores de los ángulos β representativos para cada una de las secciones tomadas en la tabla.

Tabla 2.2.2-1 : Rangos de los ángulos de salida para distintas secciones de una cuchara Pelton

Sección	β (grados)
I	30-40
II	20-30
III	10-20
IV	5-10

Los ángulos β son cruciales en el correcto funcionamiento de la turbina. Teóricamente deberían ser lo más pequeños posibles para maximizar el ángulo de desviación del chorro y con ello la transferencia de energía, pero en la práctica esto no puede realizarse porque esto evitaría la correcta evacuación del flujo. Tomando esto en consideración se consideran convenientes los siguientes valores:

Tabla 2.2.2-2 : Ángulos de salida a utilizar en el diseño

Sección	β (grados)
I	35
II	25
A-A	15
III	12
IV	8

Nótese que se ha agregado el ángulo correspondiente a la sección A-A de la figura. El ángulo 2α (ángulo de separación del chorro) se tomara de 16 grados.

2.2.3 *Numero de alabes*

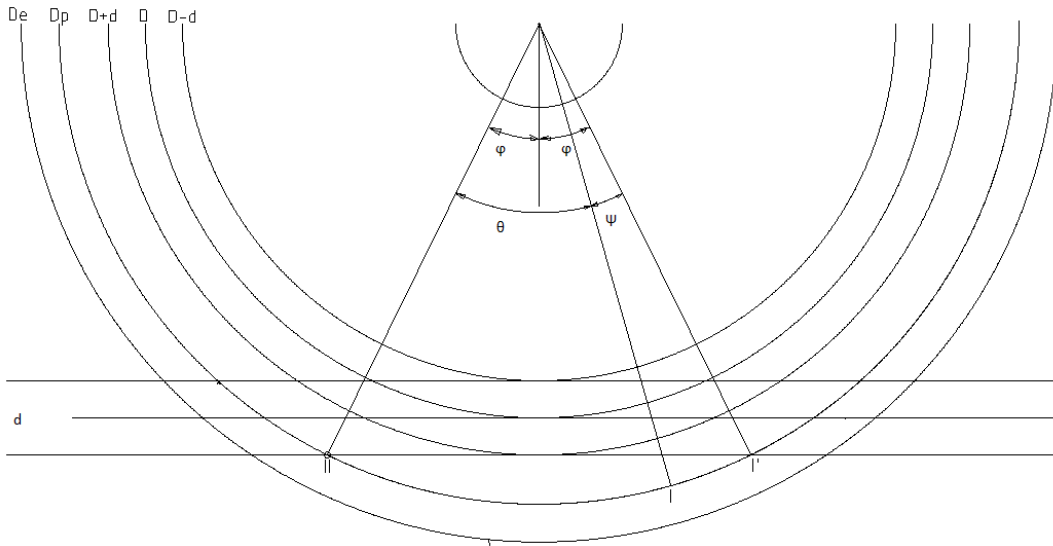


Ilustración 2.2.3.1: Construcción geométrica para la determinación del número de alabes del rodete.

Para calcular el número de alabes necesario se utiliza el razonamiento siguiente, ilustrado en la figura: Son conocidas la trayectoria de la punta del alabe (en el escote) y la trayectoria del chorro (se asume una trayectoria de chorro horizontal, en vez de la trayectoria parabólica real, para simplificar). El ángulo φ es la mitad del ángulo con centro en el eje de giro del rodete que definen las dos intersecciones de la trayectoria de la punta del rodete con el hilo de corriente inferior del chorro (puntos II e I'). Dos alabes consecutivos deben estar separados un ángulo θ tal que la última partícula no interceptada por un alabe (naturalmente esto sucede en el hilo inferior de corriente del chorro) sea desviada justo a tiempo por el alabe precedente. Esta condición implica que el alabe precedente se desplace un ángulo ψ de magnitud tal que el rodete girando a su velocidad angular nominal, necesite un tiempo para recorrerlo equivalente al que necesita la partícula no desviada en recorrer la distancia existente entre los mencionados puntos de intersección viajando a la velocidad del chorro. (Equivalentemente, la punta del alabe debe recorrer el arco $\widehat{II'}$ en el mismo tiempo que utiliza una partícula de chorro en recorrer la distancia comprendida entre II e I') De esto resulta que el ángulo de separación entre los alabes es de:

$$\theta = 2\varphi - \psi \quad (2.3)$$

El ángulo φ puede ser calculado con la siguiente expresión, derivada de la geometría del diagrama anteriormente explicado:

$$\cos\varphi = \frac{1 + \delta}{1 + 2k\delta} \quad (2.4)$$

Donde k se define como

$$k = \frac{D_p - D}{2d} \quad (2.5)$$

Y δ es la relación de diámetros para turbina Pelton según se definió en la sección 2.2.1. El ángulo ψ se calcula con la siguiente expresión, derivada de la geometría y de las condiciones dinámicas (velocidades) del diagrama:

$$\psi = \frac{2k_{u_1}}{k_{c_1}} \sqrt{(1 + 2k\delta)^2 - (1 + \delta)^2} \quad (2.6)$$

Se procede a calcular el número de alabes necesario. Inicialmente se calcula el parámetro k^8 :

$$k = 0.5 \left(\frac{D_p - D}{d} \right) = 0.5 * \frac{317mm - 260mm}{24.5mm} = 1.17$$

Y de allí para φ :

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{1 + \delta}{1 + 2k\delta} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{1 + 0.09423}{1 + 2 * 1.17 * 0.09423} \right) = 26.3^\circ$$

Y para ψ :

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{2k_{u_1}}{k_{c_1}} \sqrt{(1 + 2k\delta)^2 - (1 + \delta)^2} \\ &= \frac{2 * 0.45}{0.98} \sqrt{(1 + 2 * 1.17 * 0.09423)^2 - (1 + 0.09423)^2} \\ &= 0.4965 \text{ rad} = 28.45^\circ \end{aligned}$$

Con lo que el paso angular máximo es de:

$$\theta = 2(26.3^\circ) - 28.45^\circ = 24.15^\circ = 0.4215 \text{ rad}$$

⁸Mataix, cap. 13

Y el numero teórico de alabes es de

$$z' = \frac{2\pi}{\theta'} = \frac{2\pi}{0.4215} = 14.9 \approx 15 \text{ alabes}$$

El procedimiento anteriormente descrito tiene algunos inconvenientes: primero, como se menciona, depende de la velocidad a la que gira el rodete para calcular los desplazamientos angulares, es decir, es realmente valido únicamente para la velocidad nominal de la maquina. Segundo, se apoya en la precisión geométrica del rodete, es decir, únicamente se puede asegurar el cumplimiento las posiciones angulares calculadas si el rodete es geoméricamente preciso. Como ambas condiciones son idealizaciones es necesario aumentar el número de alabes para asegurar que se aproveche la totalidad del chorro. La cantidad en la que se aumenta el número de alabes (o equivalentemente, se disminuye el paso angular) depende del número específico de revoluciones de la turbina. En las turbinas lentas la disminución del paso angular es sustancial y suele tomarse entre un 65% y un 85% del paso angular teórico. En el caso de las turbinas rápidas la disminución es ligera. En este caso, considerando que la turbina será relativamente rápida se considera razonable tomar el 87.5% del paso angular calculado (es decir un factor de corrección de 0.875). Con esto se tiene:

$$z = \frac{2\pi}{0.875 * \theta'} = \frac{2\pi}{0.875 * 0.4215} = 17.03 \approx 17 \text{ alabes}$$

Existe también una relación empírica sugerida para el cálculo del número de alabes:

$$z = 15 + \frac{D}{2d} \quad (2.7)$$

Usándola, sugiere un valor de z de:

$$z = 15 + \frac{D}{2d} = 15 + \frac{260}{2 * 24.5} = 20.3 \approx 21 \text{ alabes}$$

Se establece entonces, como un compromiso entre las perdidas por rozamiento (que aumentan con la superficie, es decir, con el numero de alabes), la dificultad de sujección y los costos, que $z=18$, con lo que $\theta=20$ grados.

2.2.4 Orientación de los alabes

La orientación óptima de los alabes únicamente puede ser determinada experimentalmente, variándola en un banco de pruebas hasta que se encuentra la máxima eficiencia para la condición de flujo dada. Sin embargo el ángulo óptimo de los alabes suele ser cercano al ángulo definido geoméricamente en la figura y puede utilizarse dicho ángulo cuando no es posible llevar a cabo pruebas de laboratorio. A continuación se describe el procedimiento necesario para determinar el ángulo, basándose en la ilustración, que representa a escala las dimensiones del rodete calculadas hasta el momento

El ángulo de inclinación se elige de modo que cumpla con dos condiciones: primero, cuando el alabe se encuentra un paso angular después del inicio de chorro completo, el centro de gravedad de la porción de chorro correspondiente a dicho alabe alcance el fondo del mismo. (El inicio de chorro completo se da cuando la punta del alabe, en la escotadura se encuentra justo en el hilo de corriente inferior del chorro; punto I'. La posición correspondiente al mismo alabe, cuando ha recorrido un paso angular después de chorro completo es I''; la porción de chorro correspondiente al alabe en cuestión se representa por el paralelogramo comprendido entre H e I', cuyo centro de gravedad es G), y segundo, que dicho alabe tenga una orientación tal que la arista media de la cuchara sea normal a la dirección de la velocidad relativa del chorro en esa posición del alabe.

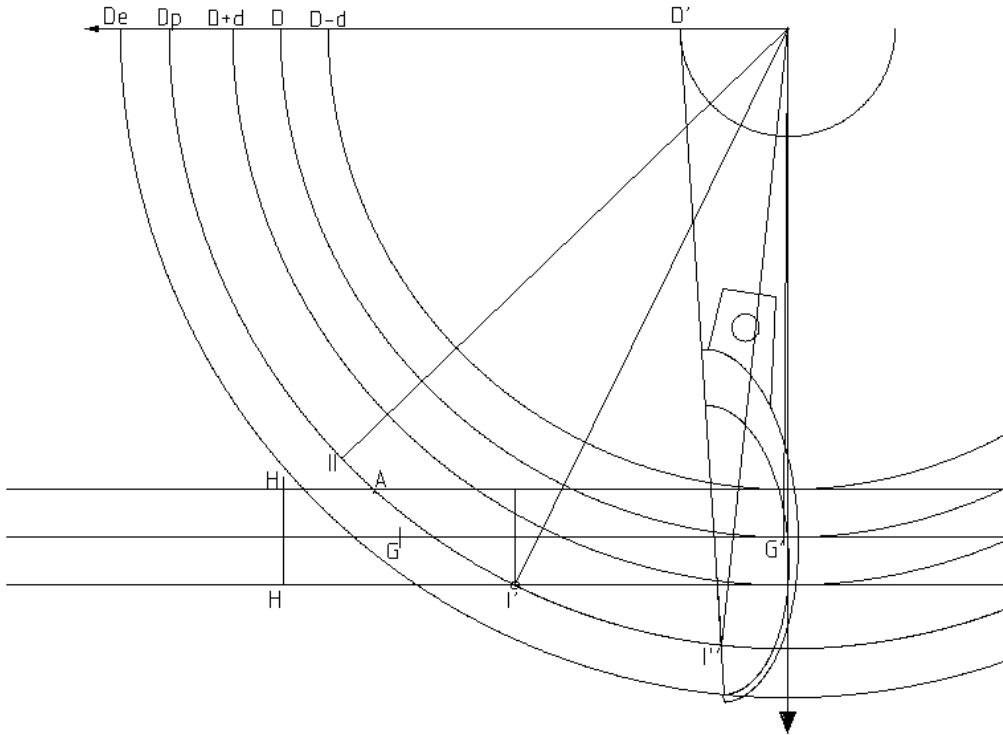


Ilustración 2.2.4.1: Construcción geométrica para la determinación de la orientación de los alabes.

El ángulo se caracteriza definiendo un diámetro en el rodete tal que la arista media del alabe coincida con una tangente a la circunferencia definida por ese diámetro, como puede observarse en la figura. Dicho diámetro se denomina diámetro primitivo y se representa por D' . El diámetro D' se encuentra por construcción geométrica como sigue: primero se dibujan las circunferencias características del rodete y el chorro mismo, asumiendo que su trayectoria es horizontal. Se dibujan las posiciones de tres alabes consecutivos sobre D_p , de tal modo que el alabe del centro se encuentre interceptando el hilo inferior de corriente del chorro. Esto significa que se conoce el número de alabes que tendrá el rodete y que las posiciones angulares de las puntas de alabe están fijas y se variara el ángulo de orientación con respecto a ellas. Se calcula la posición de un punto H , sobre la línea de corriente superior del chorro tal que ese sea el punto con el que se encuentre la punta de la tercera cuchara (punto II) al interceptar la línea de corriente superior del chorro (es decir un razonamiento y un cálculo análogo al de la sección 2.2.3). El rectángulo definido por los puntos H e I' sobre el chorro se considera la porción de chorro correspondiente al alabe central, y se determina su centro de gravedad G (esto no es realmente así, la porción de chorro correspondiente es un paralelogramo curvilíneo en sus

extremos pero se acepta la aproximación debido a que ambas secciones de chorro tienen el mismo centro de gravedad). Luego se calcula la distancia que recorrerá G , siendo esta la distancia que recorrerá dicha partícula, desplazándose a velocidad de chorro, durante el intervalo de tiempo que le toma al rodete en girar un paso angular a la velocidad de rotación nominal. Ese será el punto G' y deberá estar localizado lo más cerca posible del fondo del alabe. Para cumplir la segunda condición se dibujan a escala u_1 y c_1 sobre G' (no mostrado para la claridad del dibujo) y se realiza la suma vectorial para encontrar w_1 en magnitud y dirección. Entonces se traza una perpendicular a la dirección de w_1 que pase por la punta del primer alabe. La arista media coincidirá con dicha línea. Finalmente la línea de la arista se extiende hasta interceptar el diámetro de referencia, definiendo el radio $D'/2$, con lo que D' puede ser medido directamente de la construcción, con lo que resulta de 12 grados con respecto a una línea radial.

2.2.5 Resumen de la geometría del rodete

A continuación se presenta un resumen de los parámetros y dimensiones geométricas más relevantes de forma tabular:

Tabla 2.2.5-1: Parámetros geométricos del rodete.

Parámetro	Descripción	Valor
n_s	Numero específico de revoluciones [CV, m, m ³ /s]	21.68
D	Diámetro del chorro [mm]	24.5
D	Diámetro Pelton [mm]	260
D_p	Diámetro en la punta (escotadura) [mm]	317
D_e	Diámetro exterior del rodete [mm]	342
D'	Diámetro primitivo del rodete [mm]	55
Δ	Relación de diámetros (d/D)	1/10.612
B	Ancho de la cuchara [mm]	74
L	Longitud de la cuchara [mm]	68
T	Profundidad de la cuchara [mm]	22
S	Ancho de la escotadura [mm]	29
2α	Angulo de separación del chorro [grados]	16
β_{medio}	Angulo de salida del chorro [grados]	15
Z	Numero de cucharas	18

Además, para mayor claridad se presentan representaciones acotadas de las cucharas, junto con un renderizado de la misma:

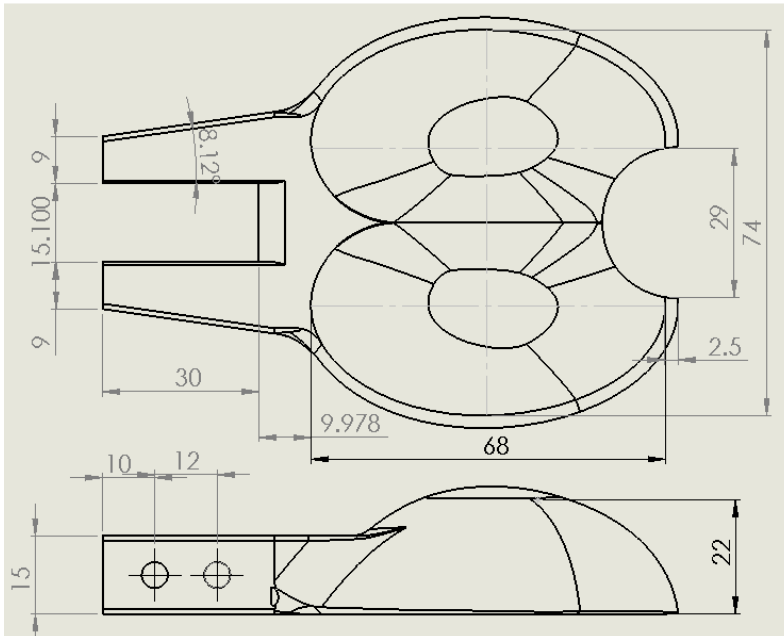


Ilustración 2.2.5.1: Dimensiones del alabe.

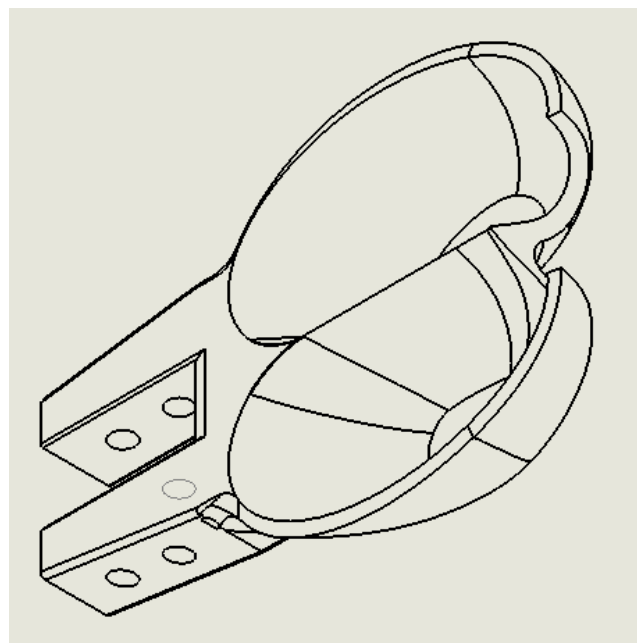


Ilustración 2.2.5.2: Otra vista de la cuchara

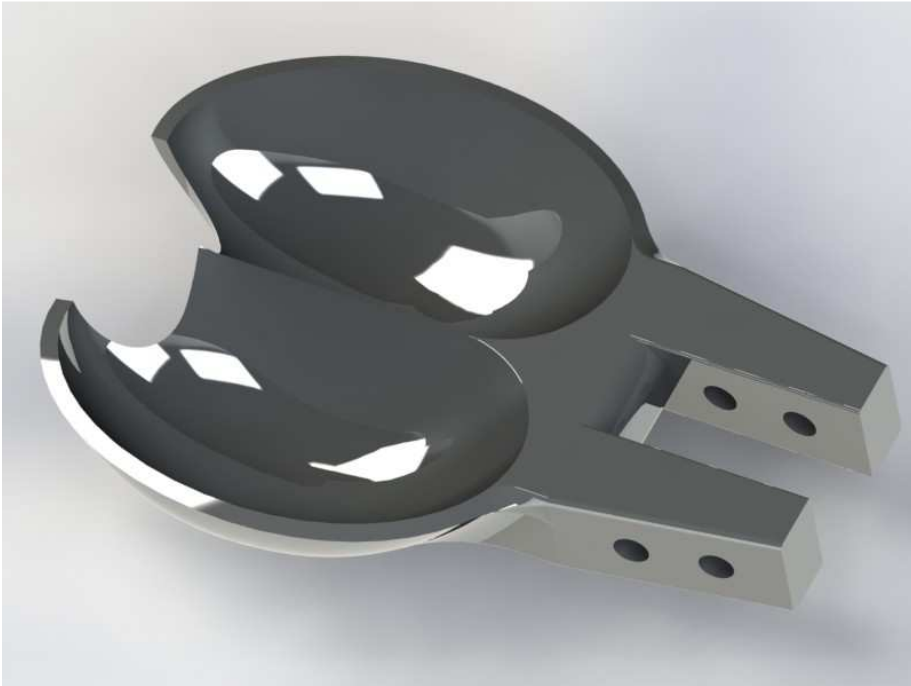


Ilustración 2.2.5.3: Renderizado del alabe.

2.3 Diseño mecánico del rodete

2.3.1 Análisis de fatiga en las cucharas.

Para determinar el material de las cucharas se necesita tomar en cuenta tanto el estado de esfuerzos que soportará como las consideraciones de desgaste y corrosión a las que será sometida. Inicialmente se realizara un análisis de carga variable convencional, recordando que la geometría de la cuchara es compleja y que será necesario realizar simplificaciones para poder atacar el problema. Dicho análisis luego se contrastara con un análisis por elementos finitos realizado con el programa SolidWorks para poder tomar una decisión fundamentada.

Para comenzar con el análisis de fatiga es necesario calcular la fuerza del chorro sobre el alabe:

$$F_h = \rho * Q * [c_1 \cos \alpha - c_1 \cos(180 - \beta)] \quad (2.8)$$

Donde:

$$\alpha = 8^\circ$$
$$\beta = 15^\circ$$

Entonces:

$$F_h = 1000 * 0.025 * [53.14 \cos 8^\circ - 53.14 \cos(180^\circ - 15^\circ)]$$

$$F_h = 2598.75 \text{ N}$$

El lugar donde se producirá el mayor esfuerzo, es la sección de menor área transversal en todo el alabe, esta sección es la que se encuentra perforada debido a los pernos de sujeción, esta parte tiene las siguientes dimensiones en mm:

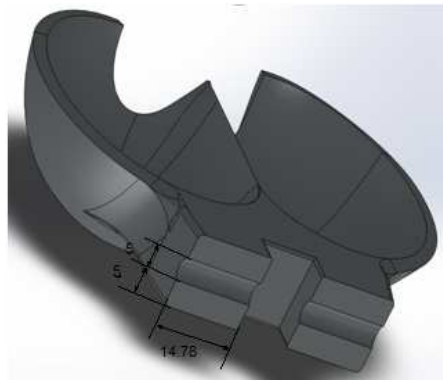


Ilustración 2.3.1.1: Vista de la sección del alabe en estudio.

$$A = bh$$

$$A = 14.78mm * 5mm$$

$$A = 73.9 mm^2$$

Entonces el momento de inercia es:

$$I = \sum \left[\frac{b * h^3}{12} + Ad^2 \right] \quad (2.9)$$

$$I = 4 \left[\frac{14.78 mm * (5mm)^3}{12} \right] + 2[73.9mm^2 * (2.5 mm)^2]$$

$$+ 2[73.9mm^2 * (12.5 mm)^2]$$

$$I = 2.463 * 10^{-8}m^4$$

El momento flector máximo en este punto es:

$$M = F_h * L \quad (2.10)$$

Donde L es la distancia desde el punto donde se incide la fuerza del chorro (estimado) en el alabe hasta el centro del hueco de los pernos:

$$M = 2598.75 N * 0.0375m$$

$$M = 96.54 N.m$$

Entonces el esfuerzo de flexión será:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.11)$$

$$\sigma = \frac{96.54 N.m * 0.0075}{2.46 * 10^{-8}}$$

$$\sigma = 29461869.722Pa$$

$$\sigma = 29.46 MPa$$

El esfuerzo alternante varía entre este valor y cero, entonces:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - 0}{2} \quad (2.13)$$

$$\sigma_a = \frac{29.46 \text{ MPa} - 0}{2}$$

$$\sigma_a = 14.7309 \text{ MPa}$$

Y el esfuerzo medio es igual a:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + 0}{2} \quad (2.14)$$

$$\sigma_m = 14.7309 \text{ MPa}$$

Tenemos dos esfuerzos medios, uno proviene de la fuerza alternante del chorro sobre la cuchara y el otro, proviene de la fuerza centrífuga.

Para la fuerza centrífuga tenemos la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{m * u^2}{R_p} \quad (2.15)$$

Donde m es la masa de cada alabe y Rp es el radio hasta la punta del alabe.

$$D_p = 317 \text{ mm}$$

$$R_p = 158.5 \text{ mm}$$

$$F_c = \frac{0.3031 \text{ Kg} * \left(24.94 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{158.5 \text{ mm}}$$

$$1189.46 \text{ N}$$

El esfuerzo medio seria la fuerza centrífuga entre el área total:

$$\sigma_m = \frac{1.1894 \text{ KN}}{4 * 73.9 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_m = 4023881.09 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = 4.024 \text{ MPa}$$

Entonces tenemos:

$$\sigma_{1m} = 14.73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2m} = 4.024 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1a} = 14.73 \text{ MPa}$$

Aplicando el círculo de Mohr:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (2.16)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad (2.17)$$

Esfuerzo medio de Von Mises:

$$\sigma'_m = \sqrt{(14.73MPa)^2 - (14.73MPa)(4.024MPa) + (4.024MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 13.2538 MPa$$

Esfuerzo alternante de Von Mises:

$$\sigma'_a = \sqrt{(14.73MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 14.73 MPa$$

Para el límite de fatiga tenemos:

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad (2.18)$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.19)$$

Donde: k_a = factor de superficie, k_b = factor de tamaño, k_c = factor de carga, k_d = factor de temperatura, k_e = factor de confiabilidad, k_f = factor de efectos diversos⁹.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Tenemos que $a = 4.51$ y $b = -0.265$ ¹⁰.

$$k_a = 4.51S_{ut}^{-0.265}$$

⁹ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición , Capitulo 6

¹⁰ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición, Tabla 6-2

Para k_b encontramos un diámetro equivalente:

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

$$d_e = 0.808(29.56 \text{ mm} * 10 \text{ mm})^{\frac{1}{2}}$$

$$d_e = 13 \text{ mm}$$

$$K_b = 1.24d^{-0.107} \quad 2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24(13 \text{ mm})^{-0.107}$$

$$k_b = 0.9423$$

Para flexión tenemos que $k_c = 1$

Ya que la turbina estará parcialmente sumergida en el agua se asume que la temperatura será inferior a 250 ° c, entonces de la tabla 6-4¹¹ se tiene que $k_d \cong 1$

De la tabla 6-5¹² para un 99 % de confiabilidad tenemos que $k_e = 0.814$

Para este caso se tomara el factor de efectos diversos igual a 1, entonces $k_f = 1$.

De 2.18 y 2.19 tenemos:

$$S_e = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{ut}}{2}$$

Sustituyendo todos los factores nos queda:

$$S_e = \frac{(4.51 S_{ut}^{-0.265}) * 0.9423 * 1 * 1 * 0.814 * 1 * S_{ut}}{2}$$

$$S_e = 1.72966 * S_{ut}^{0.735}$$

Según la ecuación de Goodman modificada:

¹¹ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Tabla 6-4

¹² Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Tabla 6-5

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2.21)$$

Entonces tenemos que:

$$\frac{14.7309 \text{ MPa}}{1.72966 * S_{ut}^{0.735}} + \frac{13.2538 \text{ MPa}}{S_{ut}} = 1$$

$$S_{ut} = 35.124 \text{ MPa}$$

Se puede decir que es una cantidad bastante baja considerando que los aceros más débiles soportan esfuerzos mucho mayores que eso.

2.3.1.1 Condiciones de simulación de esfuerzos y deformaciones en cuchara Pelton.

Después de distintas simulaciones el diseño original fue cambiado solo manteniendo intactas las dimensiones de la superficie donde golpea el chorro.

La sujeción se hizo por medio de los agujeros, se representan por medio de flechas de color verde, y la fuerza se aplicó en el fondo, esta fue de 2700N, la cual se divide en 2, en las imágenes de la simulación se ven flechas de color morado o anaranjado cobre representando las fuerzas. Existe un esfuerzo centrífugo, el cual añade una fuerza 9.23N, la cual se considera despreciable para el análisis.

La geometría de la cavidad fue diseñada en función del diámetro del chorro, las patas de la cuchara se sujetarán en el disco por medio de dos pernos, y se diseñarán geométricamente de modo que no se generen concentradores de esfuerzos. La figura q se muestra a continuación presenta la geometría de la cuchara y las patas, el espesor (profundidad de las patas no vista en la figura) es de mínimo 15 mm en el extremo.

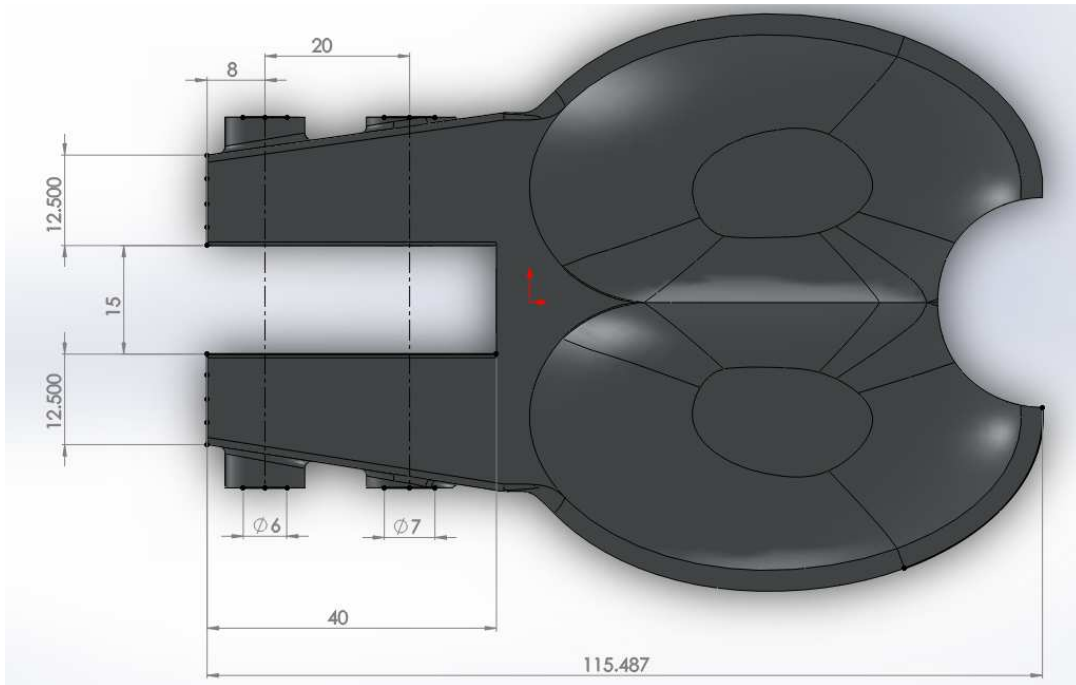


Ilustración 2.3.1.2: Dimensiones del alabe.

La simulación se realizó inicialmente con acero AISI 1020; pero no fue suficiente, porque en la unión de las 2 elipses (punto rojo) se presentan los esfuerzos más altos y sobrepasan el límite de elasticidad o fluencia del AISI1020 que es de 357.57MPa; las demás secciones de la cuchara están a un buen límite. El espesor de las paredes del álabe era de 2mm, por lo que se aumentó hasta a 3mm, entonces los resultados fueron satisfactorios incluso con un AISI 1020, pero la cuchara estará sometida también a un ambiente corrosivo, por lo que el material debe tener propiedades anticorrosivas. Se propone usar el acero austenítico AISI 304 como material de construcción por sus excelentes propiedades mecánicas y anticorrosivas. Los resultados de la simulación con este material fueron los siguientes para “condiciones de arranque”:

Resultado del análisis estático: Esfuerzos.

Nombre de modelo: Cuchara - V2
Nombre de estudio: Análisis Estático de Alabe
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1

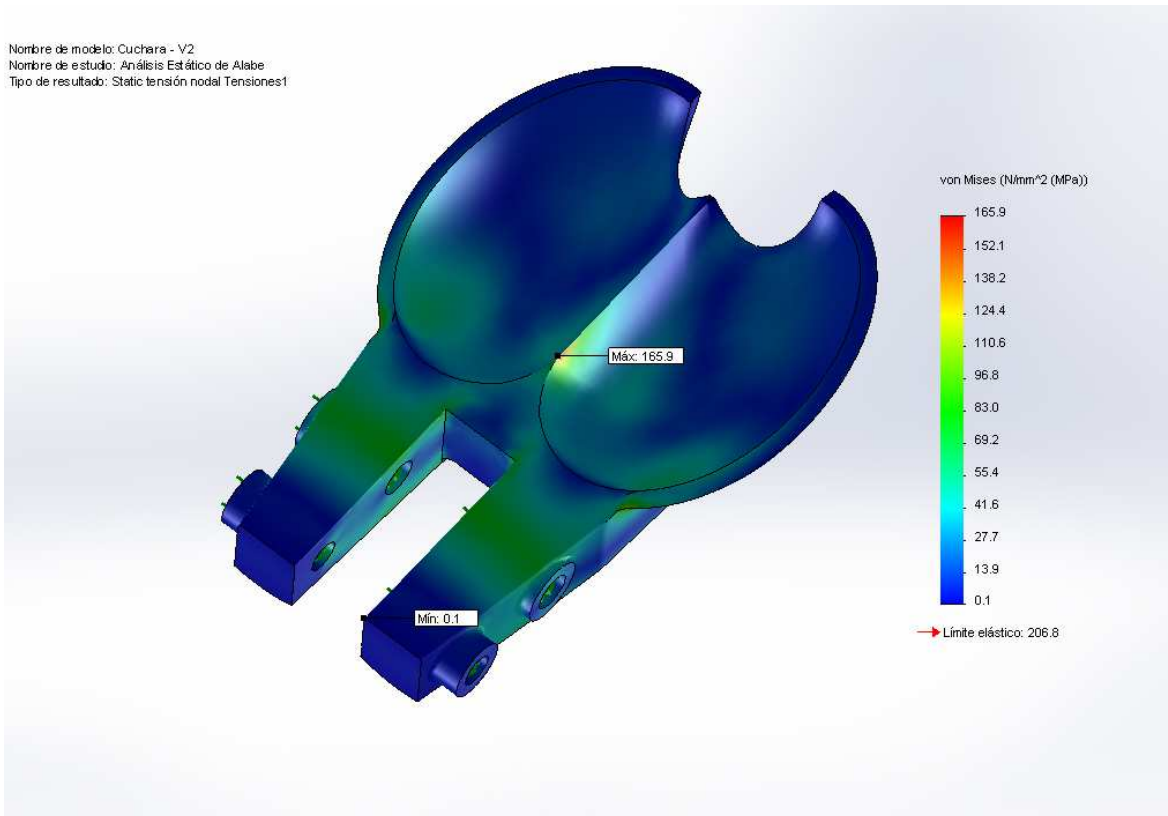


Ilustración 2.3.1.3: Análisis de elementos finitos: Esfuerzos.

Resultado del análisis estático: Deformaciones Unitarias.

Nombre de modelo: Cuchara - V2
Nombre de estudio: Análisis Estático de Alabe
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 72.0334

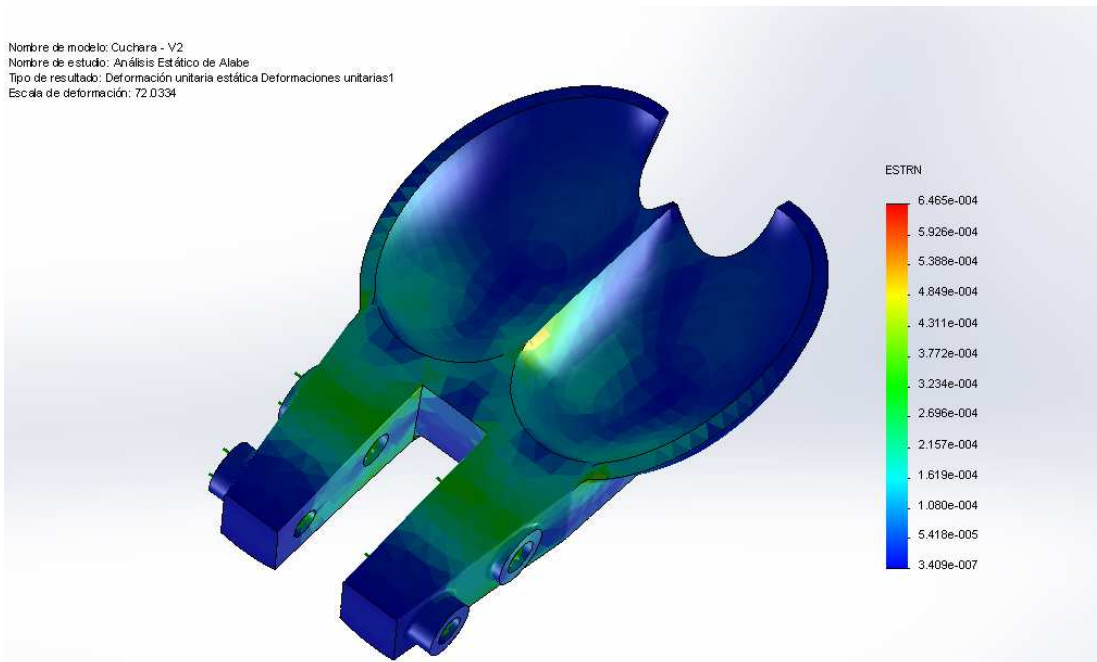


Ilustración 2.3.1.4: Análisis de elementos finitos: Deformaciones unitarias.

Resultado del análisis estático: Desplazamientos.

Nombre de modelo: Cuchara - V2
Nombre de estudio: Análisis Estático de Alabe
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 72.0334

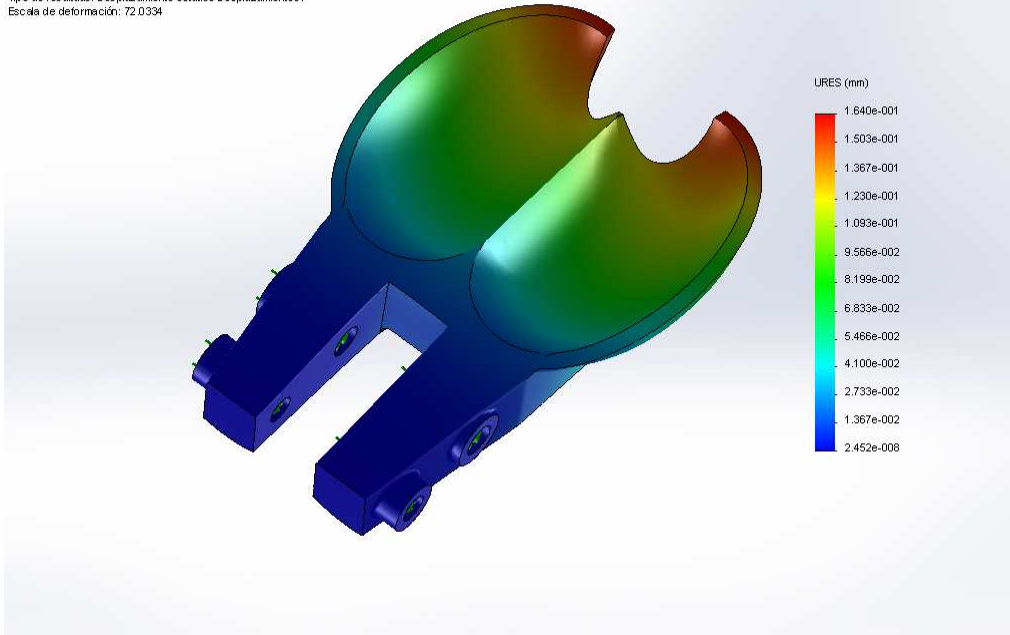


Ilustración 2.3.1.5: Análisis de elementos finitos: Deflexiones estáticas.

Resultado del análisis estático: Factor de seguridad.

Nombre de modelo: Cuchara - V2
Nombre de estudio: Análisis Estático de Alabe
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones v on Mses máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.2

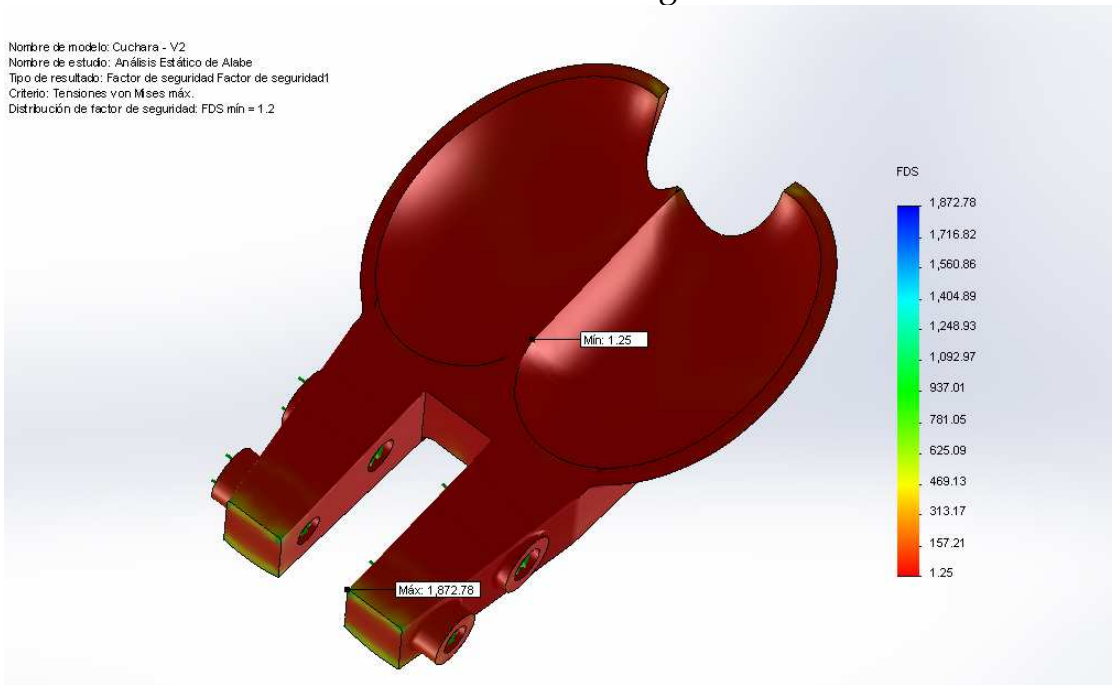


Ilustración 2.3.1.6: Análisis de elementos finitos: Factor de seguridad.

Podemos observar que el esfuerzo máximo que soporta es de 165.9Mpa, es inferior al límite de fluencia del material, por otra parte, este material presenta pequeños desplazamientos, de tan solo 0.164 mm en el extremo, por lo que es aceptable, siendo este material recomendable para la construcción de la cuchara, por ser inoxidable, tener poco desplazamiento y soportar el esfuerzo que produce el chorro. El factor de seguridad es de 1.25, cabe aclarar que el esfuerzo de fluencia del material propuesto es el mínimo encontrado en tablas; los valores utilizados normalmente varían desde 230MPa a 310MPa con lo que tendríamos factores de seguridad de 1.4 y 1.87 respectivamente.

El álabe también se simuló bajo condiciones de carga dinámica. Puesto que al funcionar la turbina en estado estable hay nada más un momento en el cual el chorro golpea los álabes, después de eso quedan libres de esfuerzos. Un millón de ciclos es representativo de vida infinita y para este caso se simulo; cabe destacar que la fuerza que golpe los álabes en forma dinámica es la mitad que en forma estática, es decir: 1350N; en el análisis se utiliza también el esfuerzo último del material, cuyos valores oscilan entre 540 y 750MPa; debido a la geometría y acabado superficial del álabe el esfuerzo de vida infinita se ve disminuido en aproximadamente 7%; Recordemos que este es un material austenítico por lo que la curva S-N del material así fue modelada y en base a las propiedades mecánicas del material; los resultados fueron los siguientes:

Resultado del análisis dinámico: Factor de carga o factor de seguridad.

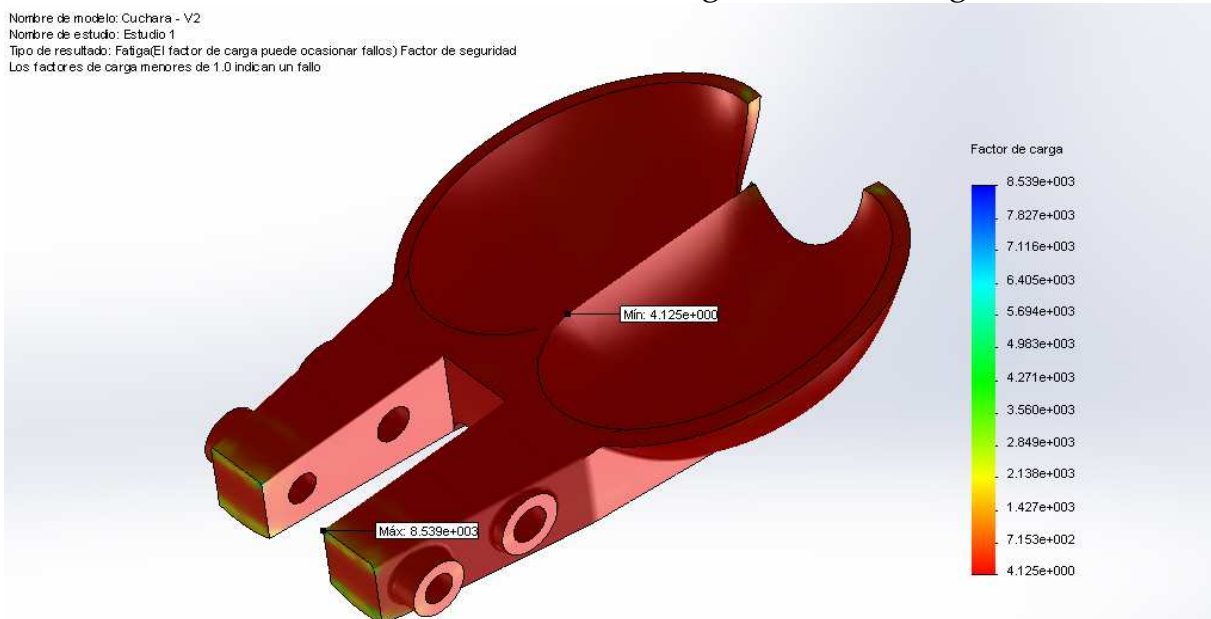


Ilustración 2.3.1.7: Análisis de elementos finitos: Carga variable, factor de seguridad

Resultado del análisis dinámico: Vida.

Nombre de modelo: Cuchara - V2
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Fatiga(Vida) Vida (En ciclos)

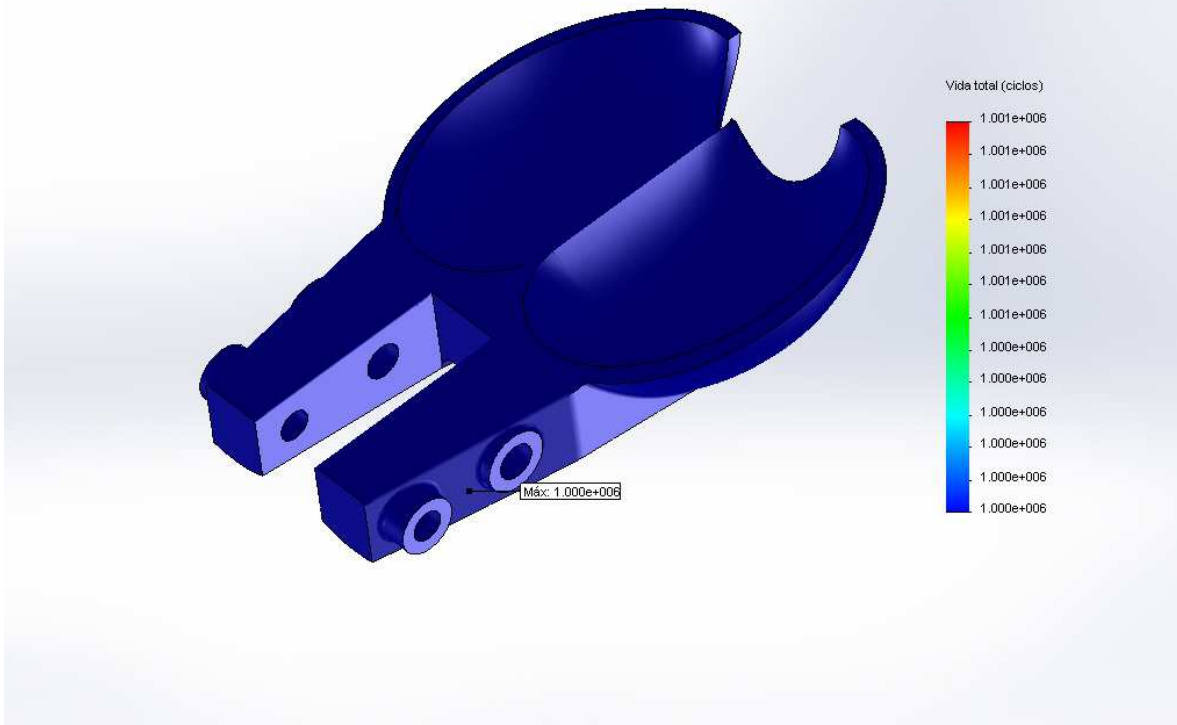


Ilustración 2.3.1.8: Análisis de elementos finitos: Carga variable, Vida.

En los resultados observamos que el factor de seguridad mínimo es de 4.125 (lo cual es alto) y la vida es de un millón de ciclos de forma tal que no se observan daños. Se simuló igualmente hasta para 10 millones de ciclos y no se presentaron daños significativos.

Se recomienda entonces un AISI 304 para la fabricación de los álabes.

2.3.2 Análisis de los pernos de sujeción de los alabes.



Ilustración 2.3.2.1: Diagrama de cuerpo libre en el alabe.

$$F_{chorro} = 2598.75 \text{ N}$$

En el alabe tenemos 2 fuerzas actuando, la fuerza centrífuga y la fuerza del chorro, determinamos primero el esfuerzo cortante en los pernos debido a la fuerza del chorro:

La fuerza primaria cortante en los pernos es la fuerza resultante entre el número de pernos:

$$F' = \frac{V}{2} \quad (2.22)$$

$$F' = \frac{2.598 \text{ kN}}{2}$$

$$F' = 1.299 \text{ kN}$$

El momento sería la distancia desde donde está la fuerza del chorro hasta el punto central entre los 2 pernos:

$$M = 2598.75 \text{ N} * 0.05657 \text{ m}$$

$$M = 147.011 \text{ N.m}$$

La fuerza cortante secundaria seria:

$$F'' = \frac{M}{2r} \quad (2.23)$$

Donde r es la distancia de cada perno al centro entre ellos donde esta aplicado el momento.

$$F'' = \frac{147.011 \text{ N.m}}{2 * 0.01\text{m}}$$

$$F'' = 7.35 \text{ kN}$$

La fuerza cortante mayor será la que esta aplicada sobre el perno más cercano al impacto del chorro, que es una fuerza resultante de la suma vectorial de la fuerza cortante primaria y secundaria:

$$P = 7.35 \text{ KN} + 1.299 \text{ KN}$$

$$P = 8.65 \text{ KN}$$

Ya que la cuchara fue modificada, es necesario el cálculo de una nueva fuerza centrifuga ya que la masa se modificó, la nueva masa de la cuchara es de aproximadamente 0.4235 kg.

$$F_C = \frac{mu^2}{R_p}$$

$$F_C = \frac{(0.4235 \text{ kg}) * (24.94 \text{ m/s})^2}{158.5 \text{ mm}}$$

$$F_C = 1.66 \text{ KN}$$

De las fuerza del chorro, tenemos una fuerza alternante y una fuerza media:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}, F_{min} = 0$$

$$F_a = \frac{8.65 \text{ KN}}{2} = 4.325 \text{ KN}$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}, F_{min} = 0$$

$$F_m = \frac{7.46 \text{ KN}}{2} = 4.325 \text{ KN}$$

La fuerza centrífuga es también una fuerza media, es entonces necesario hacer una suma vectorial de estas dos fuerzas.

La fuerza media por el chorro es:

$$F_{m_{chorro}} = 4.325i$$

Y por la fuerza centrífuga:

$$F_{m_c} = 1.661j$$

La fuerza media total es:

$$F_m = 4.325i + 1.661j$$

$$F_m = 4.63 \text{ KN}$$

Ahora al encontrar todos los esfuerzos cortantes:

$$\tau_a = \frac{4.325 \text{ KN}}{\frac{\pi}{4} (7 \text{ mm})^2} = 112.38 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{4.63 \text{ KN}}{\frac{\pi}{4} (7 \text{ mm})^2} = 120.31 \text{ MPa}$$

Ahora con la introducción del círculo de Mohr de ya que solo existen esfuerzos cortantes tenemos:

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3\tau_{xya}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(120.31 \text{ MPa})^2} = 208.38 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3(112.38 \text{ MPa})^2} = 194.65 \text{ MPa}$$

Hacemos un análisis convencional con la ecuación de Goodman modificada:

$$\frac{S_a}{S_n} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Encontrando los factores de concentración:

Para el límite de fatiga tenemos:

$$S'_n = 0.5S_{ut}$$

$$S_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Donde: k_a = factor de superficie, k_b = factor de tamaño, k_c = factor de carga, k_d = factor de temperatura, k_e = factor de confiabilidad, k_f = factor de efectos diversos.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Tenemos que $a = 4.51$ y $b = -0.265$.

$$k_a = 4.51S_{ut}^{-0.265}$$

Para k_b :

$$K_b = 1.24d^{-0.107} \quad 2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}^{13}$$

$$K_b = 1.24(7 \text{ mm})^{-0.107} = 1.023$$

El perno esta a cortante pero la carga es por flexión entonces tenemos que $k_c = 1$

¹³ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición, Ecuación 6-20

Ya que la turbina estará parcialmente sumergida en el agua se asume que la temperatura será inferior a 250 ° c, entonces de la tabla 6-4 se tiene que $k_d \cong 1$

De la tabla 6-5 para un 99 % de confiabilidad tenemos que $k_e = 0.814$

Para este caso se tomara el factor de efectos diversos igual a 1, entonces $k_f = 1$.

Tenemos:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{ut}}{2}$$

Entonces:

$$S_n = \frac{4.51 S_{ut}^{-0.265} * 1.023 * 1 * 1 * 0.814 * 1 * S_{ut}}{2}$$

$$S_n = 1.877 S_{ut}^{0.735}$$

Entonces tenemos que:

$$\frac{194.65 MPa}{1.877 S_{ut}^{0.735}} + \frac{208.38 MPa}{S_{ut}} = 1$$

$$S_{ut} = 822.58 MPa$$

Esto implica la necesidad del uso de pernos M7 de clase 9.8 o 10.9, de preferencia 10.9 que soportan 1040 MPa.

2.3.3 Diseño del disco del rodete

Geometría del disco

El disco sujetara las cucharas de forma segura, esto se hará con pernos. También debe tener el tamaño necesario para cumplir con todos los requisitos de diseño. A continuación se muestra una figura con los diámetros de diseño del rodete en general y de la cual se parte para diseñar el disco.

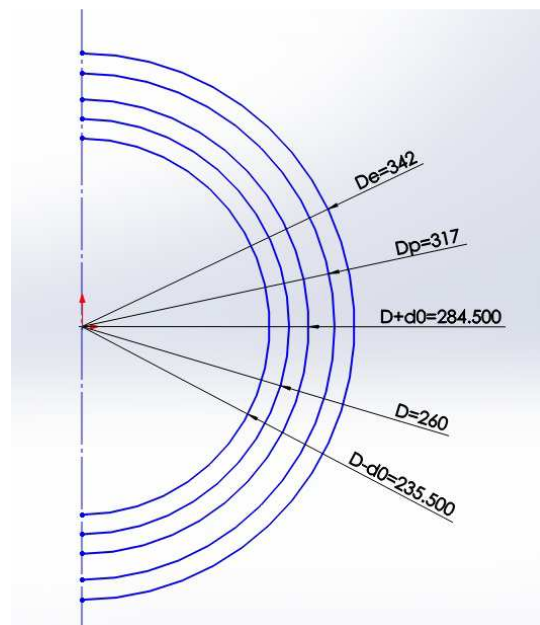


Ilustración 2.3.3.1: Dimensiones generales del rodete.

Como es conocido de las dimensiones de la cuchara, la distancia desde el extremo de la cuchara hasta el centro del agujero que se encuentra radialmente mas externo para sujeción son 87.49mm. Llamemos a esta medida L1. Entonces la distancia desde el centro del disco al centro del agujero antes mencionado L2.

$$L2 = \frac{De}{2} - L1 = \frac{342mm}{2} - 87.49 = 83.51mm$$

Debido a que se determino que la orientación de las cucharas será de 12° de la línea radial con respecto a las patas y por ende la arista media de las cucharas, será necesario sumar la distancia de este efecto a la distancia L2 (es decir, tomando como pivote el agujero antes citado y como punto de

referencia la cuchara en dirección radial y girando la cuchara el ángulo calculado, el diámetro externo disminuirá en cierta cantidad. Para compensar esta disminución es necesario calcular la cantidad de disminución en el diámetro y agregarla a la distancia L2). Esta distancia será Lc.

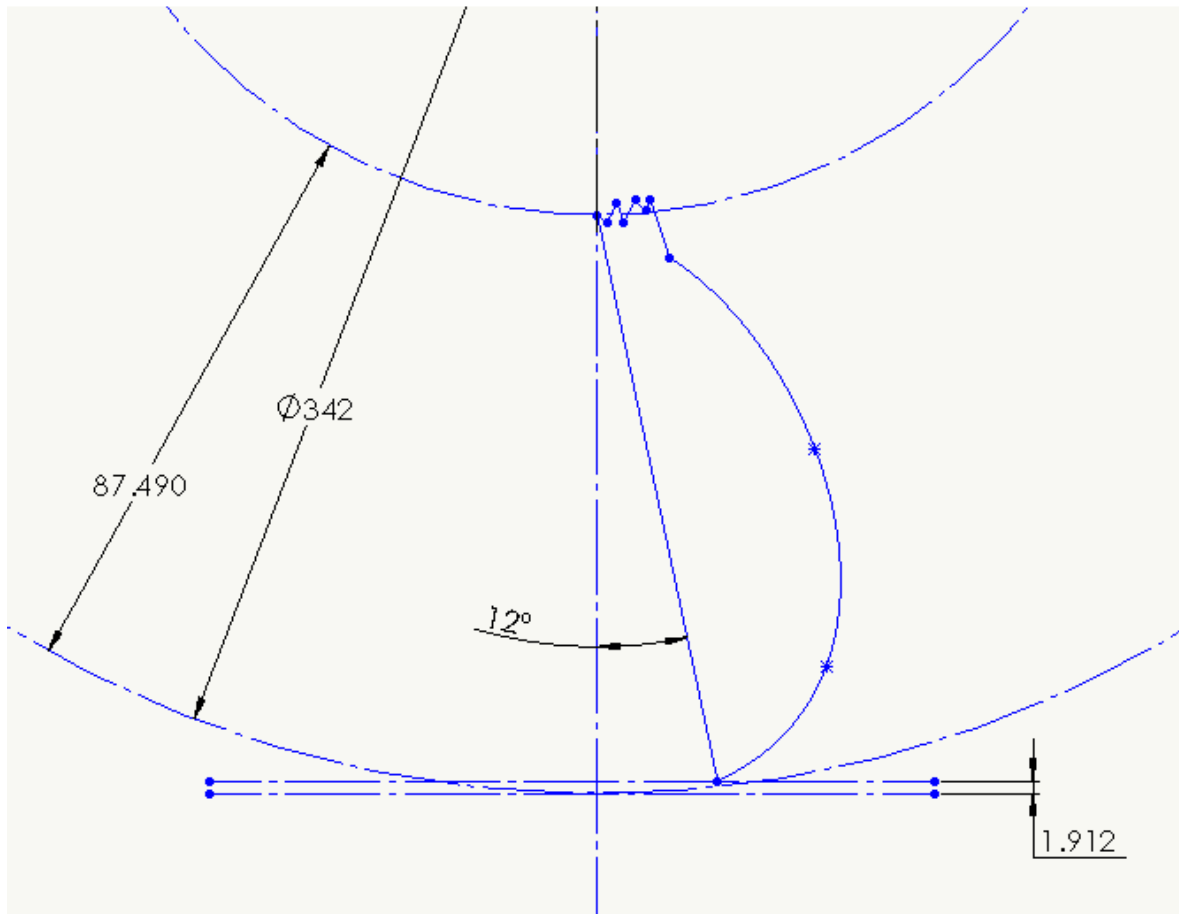


Ilustración 2.3.3.2: Modificación en las dimensiones del disco según la inclinación del alabe.

Entonces:

$$\cos 12^\circ = \frac{x}{L1} \rightarrow x = L1 * \cos 12^\circ = 87.49 \text{ mm} * \cos 12^\circ = 85.5781 \text{ mm}$$

Y:

$$Lc = L1 - x = 87.49 \text{ mm} - 85.5781 \text{ mm} = 1.912 \text{ mm}$$

Por lo que

$$La = L2 + Lc = 83.51 \text{ mm} + 1.912 \text{ mm} = 85.422 \text{ mm}$$

Es necesario que luego del agujero exista material extra para soportar la fuerza centrífuga. Por la geometría de la cuchara es permitido un máximo de 12mm desde el centro del agujero hasta el extremo, pero de esta manera la cuchara quedaría en una dirección radial, por lo que se dejará esta

distancia como 11 mm, para permitir el posicionamiento angular. Sumando a "La" nos el resultado es el radio externo del disco

$$R_{ed} = 85.422mm + 11 mm = 96.422mm$$

Entonces el diámetro externo del disco será:

$$D_{ed} = 192.844mm$$

Utilizaremos el valor práctico para D_{ed} , como:

$$D_{ed} = 192.5mm$$

Además, la cuchara se sujetara en total por 2 agujeros, y el otro agujero está a 20mm del anterior; este agujero debe dar la dirección de 12° . Es de recordar que este ángulo de orientación es teórico y que el ángulo optimo de orientación solo puede ser determinado experimentalmente, por lo que este segundo agujero tendrá un pequeño juego, que permitirá aumentar o disminuir este ángulo en 3° .

El disco se fijará al eje por medio de una chaveta. El ancho del cubo es de 80mm, el eje, en la parte donde se montara el disco tiene una longitud igual (80mm), esto es para hacer una mejor distribución del peso. El espesor del cubo debe ser igual a la mitad del diámetro del eje, por lo que este será de 25mm.

El espesor del disco como tal, se definió en 15mm, para determinar material por medio de un análisis de esfuerzos. El espesor del disco va de acuerdo con el ancho de la cuchara, puesto que si se aumenta será necesario separar las patas de la cuchara, la otra opción es reducir el ancho de las patas, pero esto aumentaría los esfuerzos en las patas, y si se separan las patas aun mas, la cuchara sería más ancha, posiblemente fuera del parámetro "B" correspondiente. Si el disco es muy delgado, probablemente se produciría un efecto ondulante en el sentido tangencial al disco debido a irregularidades en el chorro, en otras palabras, si no se tiene e espesor adecuado no sería estable.

Las medidas propuestas para el disco junto con esquemas de representación se presentan a continuación:

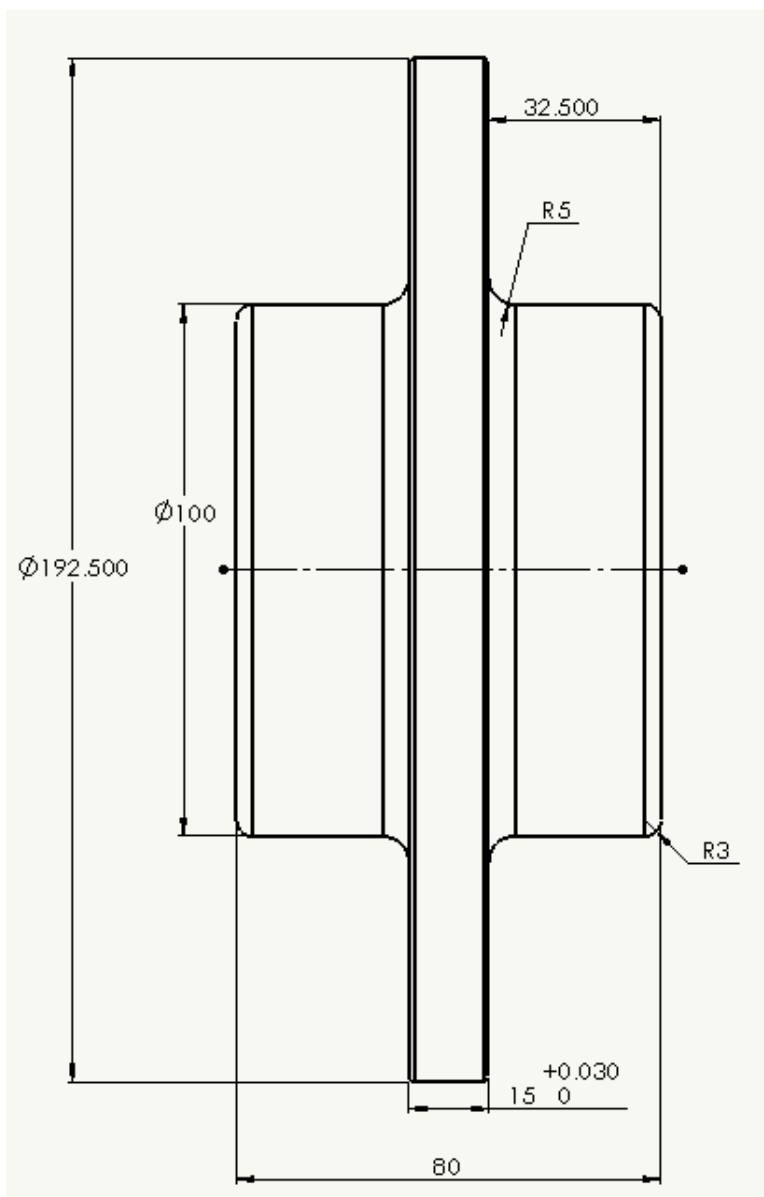


Ilustración 2.3.3.3: Vista longitudinal del rodete

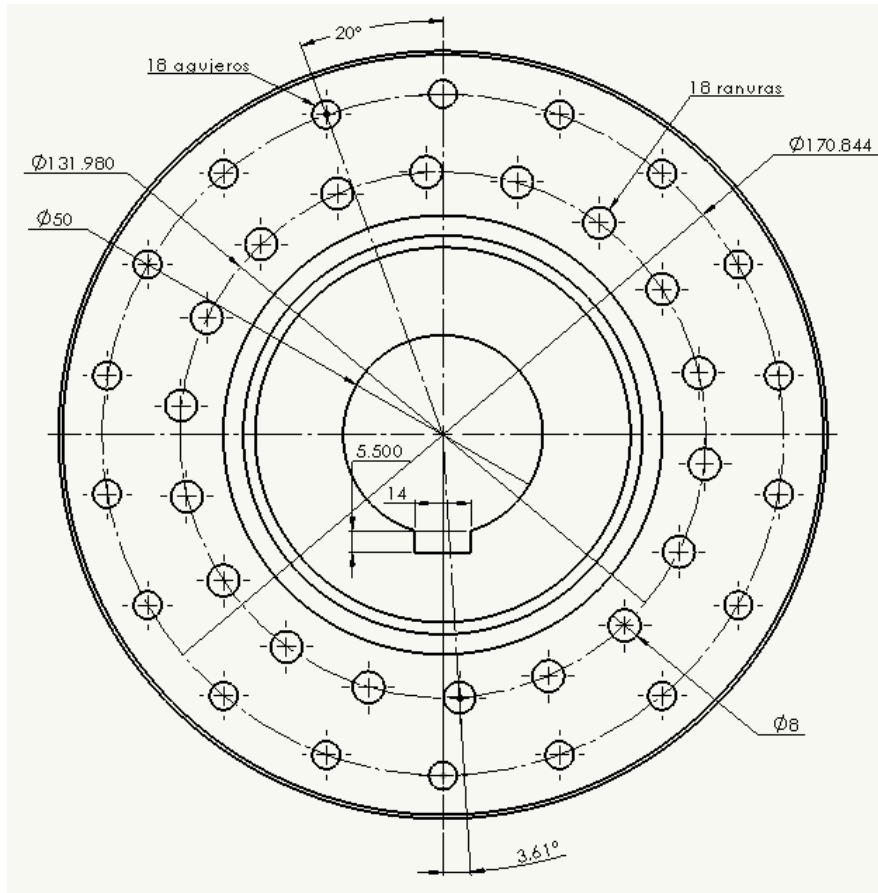


Ilustración 2.3.3.4: Vista meridional del rodete.

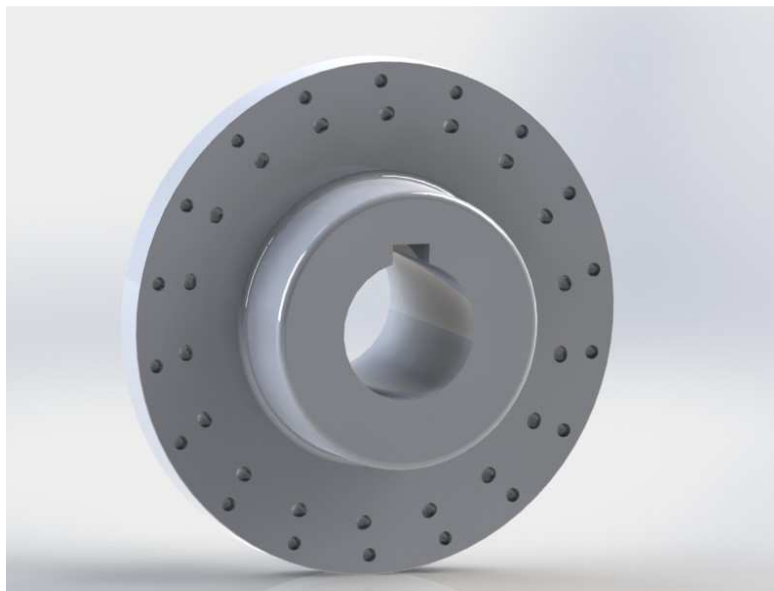


Ilustración 2.3.3.5: Renderizado del rodete.

2.3.3.1 *Análisis de esfuerzos en el disco*

La geometría del disco presenta algunas dificultades para el análisis. En primer lugar se tiene un cubo de grandes dimensiones comparado con el espesor del disco, se tienen concentradores de esfuerzos debido a los agujeros, y más significativamente, estos agujeros no son colineales en la dirección radial, por lo que habrá un momento debido a efectos centrífugos. Se tiene también la fuerza de las cucharas por efecto centrífugo. Debido a estas complejidades se decidió realizar una simulación por elementos finitos mediante software.

El análisis fue hecho para tres condiciones:

- En arranque
- En funcionamiento y,
- En embalamiento

Primero asumimos que el momento de torsión que produce el efecto centrífugo por la orientación de las cucharas es despreciable, puesto que:

$$M = F * d * \text{sen}(12^\circ) \quad (2.24)$$

Donde "M" es el momento resultante

"F" es la fuerza, que sería la producida por la masa debido a la velocidad angular.

"d" es la distancia entre los agujeros; d=20mm

La fuerza producida por efecto centrífugo será:

$$F = m * r * \omega^2 \quad (2.25)$$

m; es la masa de la cuchara, de datos generados por el software de modelado la masa es de 0.4164Kg.

ω ; Es la velocidad angular en rad/s; se diseñará en base a velocidad de embalamiento; es decir; 3600RPM=17rad/s.

r; es la distancia desde el centro del disco hasta el centro de gravedad de la cuchara. Aproximadamente 111.58mm.

Sustituyendo:

$$M = \left(0.4164kg * 0.11158m * \left(17 \left(\frac{rad}{s} \right) \right)^2 \right) * 0.02m * \text{sen}(12^\circ)$$

$M = 0.0558N * m$; Como podemos ver, el efecto es despreciable.

Para simplificar un poco más; colocaremos la fuerza centrífuga debido a las cucharas en la parte externa del disco.

Los resultados que se muestran a continuación fueron simulados con un acero inoxidable DIN 1.4113; es posible utilizar un material que sea un poco inferior a este mecánicamente hablando; pero es necesario que sea inoxidable.

Análisis en arranque.

En este caso el efecto que se considera es la torsión producida por el chorro al golpear las cucharas. La fuerza del chorro es de $2700N * m$; esta aplicado a la mitad del diámetro Pelton.

El torque aplicado es de $T = 2700N * 0.13m = 351N * m$

Resultados de análisis en arranque: Esfuerzos

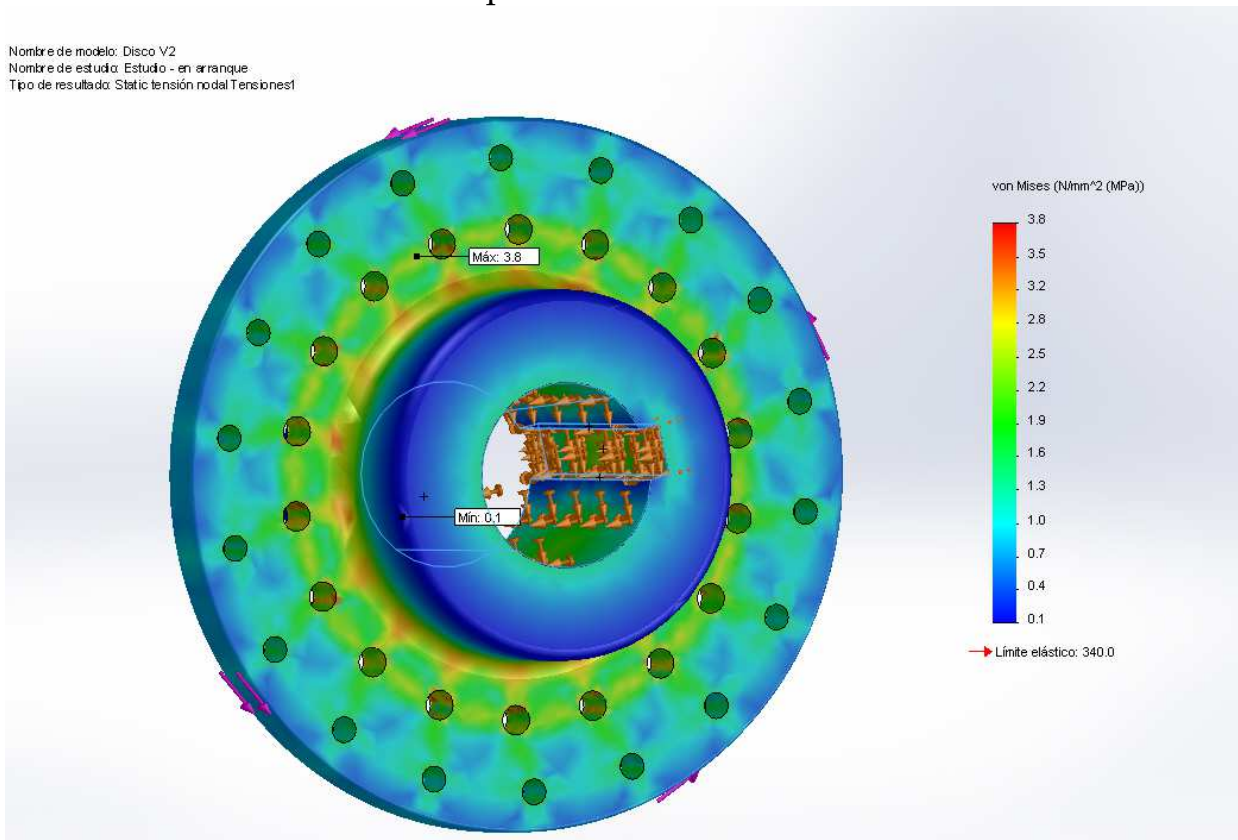


Ilustración 2.3.3.6: Análisis tensorial: Esfuerzos.

El análisis tensorial muestra que el elemento está sometido a poco esfuerzo durante el arranque, en este momento el torque es máximo.

Las zonas de colores más “cálidos” muestran mayores esfuerzos

Las flechas tangentes al disco (de color morado), indican el torque aplicado

Las flechas en el agujero del disco indican la sujeción; para este caso sujeción fija.

El esfuerzo máximo es 3.8Mpa; situado cerca de la primera fila de agujeros (vista desde el centro del disco).

Resultados de análisis en arranque: Desplazamientos

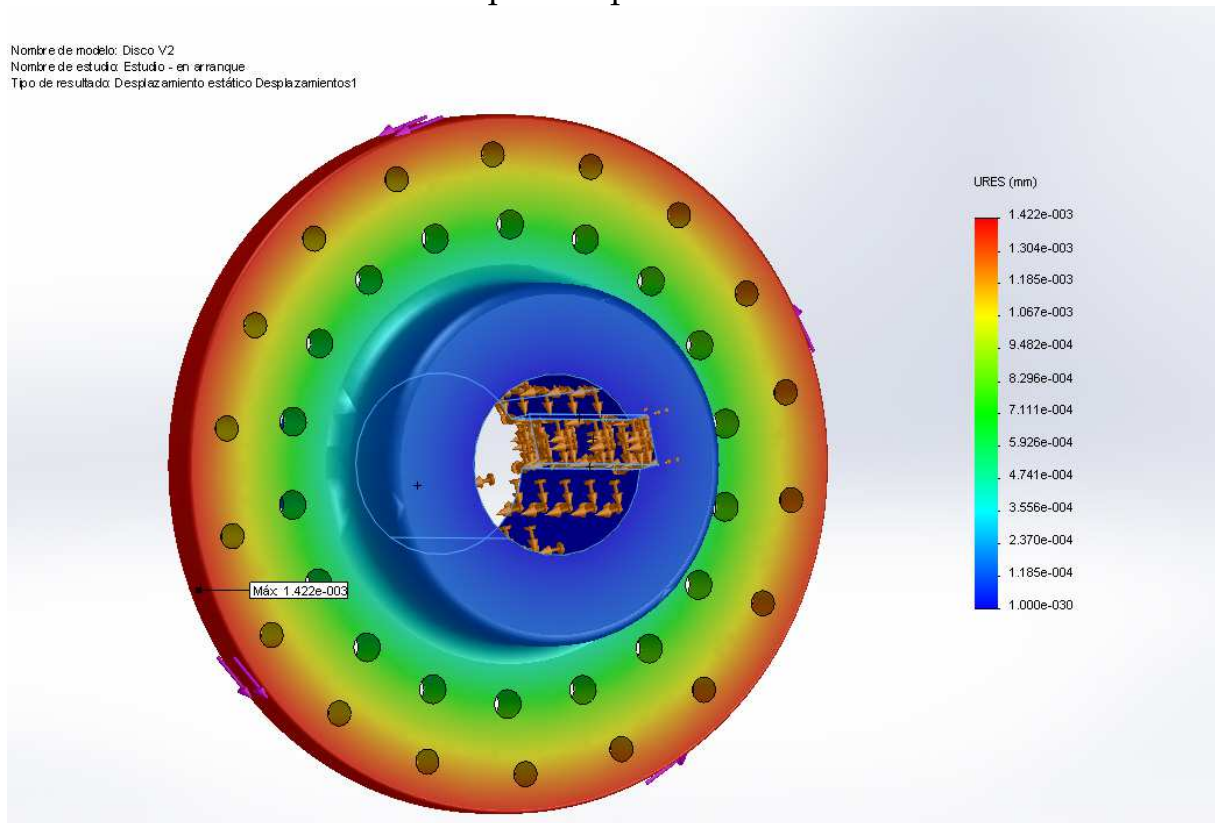


Ilustración 2.3.3.7: Análisis tensorial: Esfuerzos.

El análisis de desplazamientos muestra la deformación debida al esfuerzo de torsión. Para este caso el máximo desplazamiento situado en el extremo del disco (por eso el color rojo) es de 0.001422mm; que es un valor pequeño y despreciable.

2.3.3.2 *Análisis en funcionamiento estable.*

Ahora consideramos el efecto de torsión producida por el chorro al golpear las cucharas, el peso de las cucharas y la fuerza que estas ejercen debido al efecto centrífugo y el esfuerzo por el efecto centrífugo en el disco por su propio peso

Analizaremos este último aparte para luego sumar los resultados, por limitaciones del software.

La fuerza del chorro se reduce a la mitad entonces tendríamos: $1350N \cdot m$; esta aplicado a la mitad del diámetro Pelton

El torque aplicado es de $T = 1350N \cdot 0.13m = 175.5N \cdot m$

Usando datos de masa, velocidad angular y brazo de torsión, determinamos que la fuerza de las 18 cucharas por efecto centrífugo es:

En funcionamiento estable la velocidad angular es: 1800rpm ó 8.5 rad/s

$$F_{est} = m \cdot d \cdot \omega^2 \cdot N_{\acute{a}l} \quad (2.26)$$

$$F_{est} = \left(0.4164kg \cdot 0.11158m \cdot \left(8.5 \left(\frac{rad}{s} \right) \right)^2 \right) \cdot 18 = 60.42N$$

A esto hay que sumarle el peso de los 18 álabes:

$$W_{tot} = m \cdot g \cdot N_{\acute{a}l} \quad (2.27)$$

$$W = 0.4146kg \cdot \frac{9.81m}{s^2} \cdot 18 = 73.21N$$

En total tenemos: $F_{tot} = 60.42N + 73.21N = 133.4$

Los resultados son los siguientes:

Resultados de análisis en funcionamiento estable: Esfuerzos

Nombre de modelo: Disco V2
Nombre de estudio: Estudio - en funcionamiento (fuerza y torque)
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensionest
Escala de deformación: 27207.2

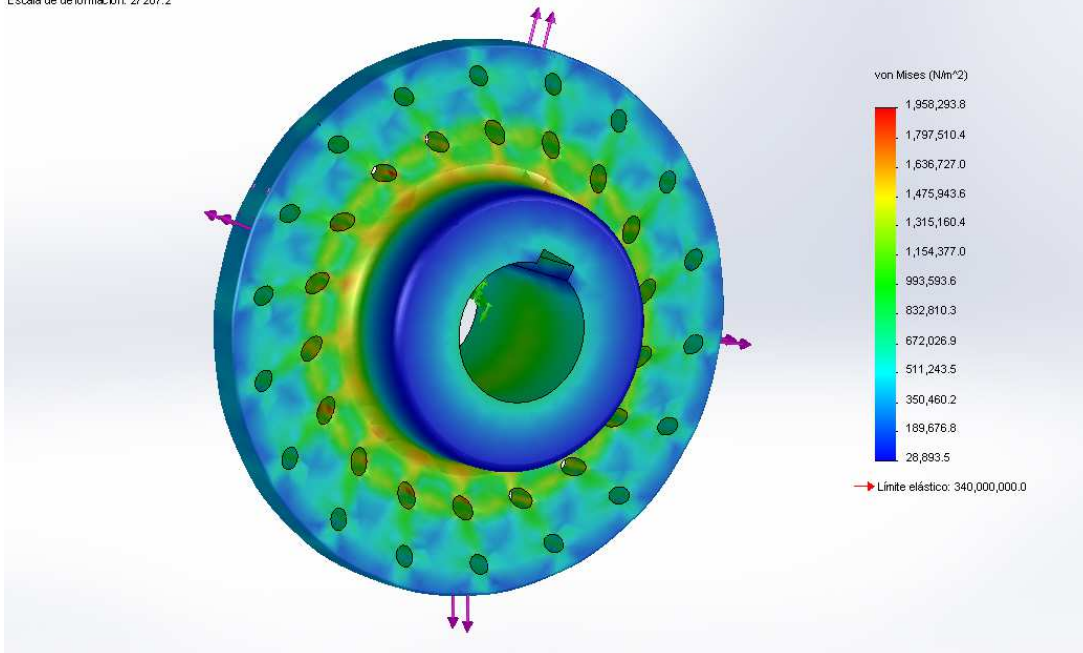


Ilustración 2.3.3.8: Análisis tensorial: Esfuerzos en funcionamiento estable.

Nombre de modelo: Disco V2
Nombre de estudio: Estudio - en funcionamiento (fuerza y torque)
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensionest
Escala de deformación: 366.554

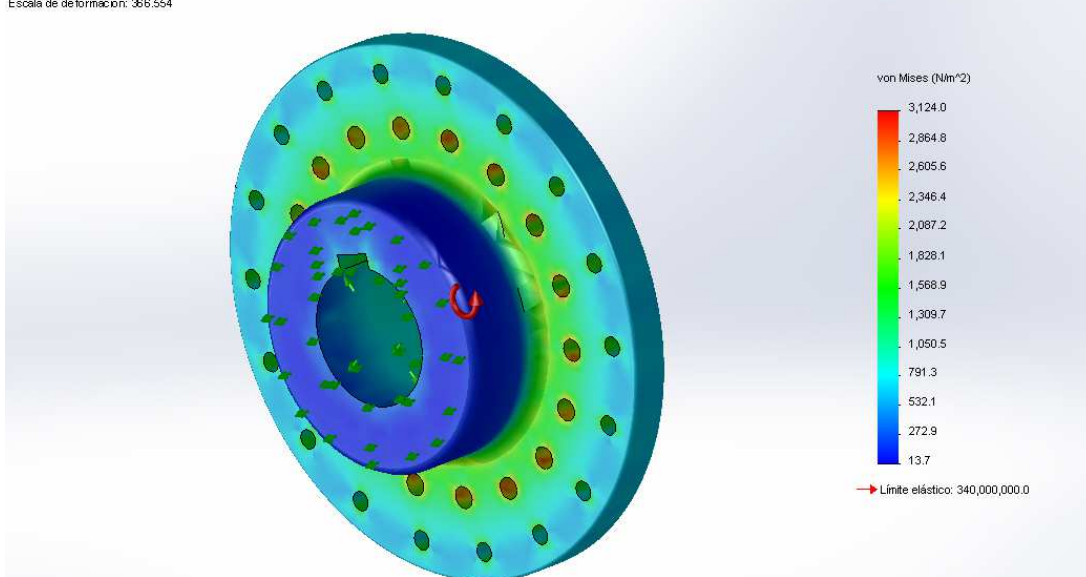


Ilustración 2.3.3.9: Análisis tensorial: Esfuerzos en funcionamiento estable.

En la primera imagen 2.3.3.8 vemos el efecto producido por las fuerzas el máximo esfuerzo es de 1.96Mpa; en el segundo caso en la imagen 2.3.3.9

vemos el esfuerzo por el efecto centrífugo este es de 3.1Kpa; por lo que el esfuerzo en conjunto es de: 1.9631Mpa lo cual es muy pequeño considerando que el esfuerzo de fluencia del material que es de 340Mpa
 Resultados de análisis en funcionamiento estable: deformaciones

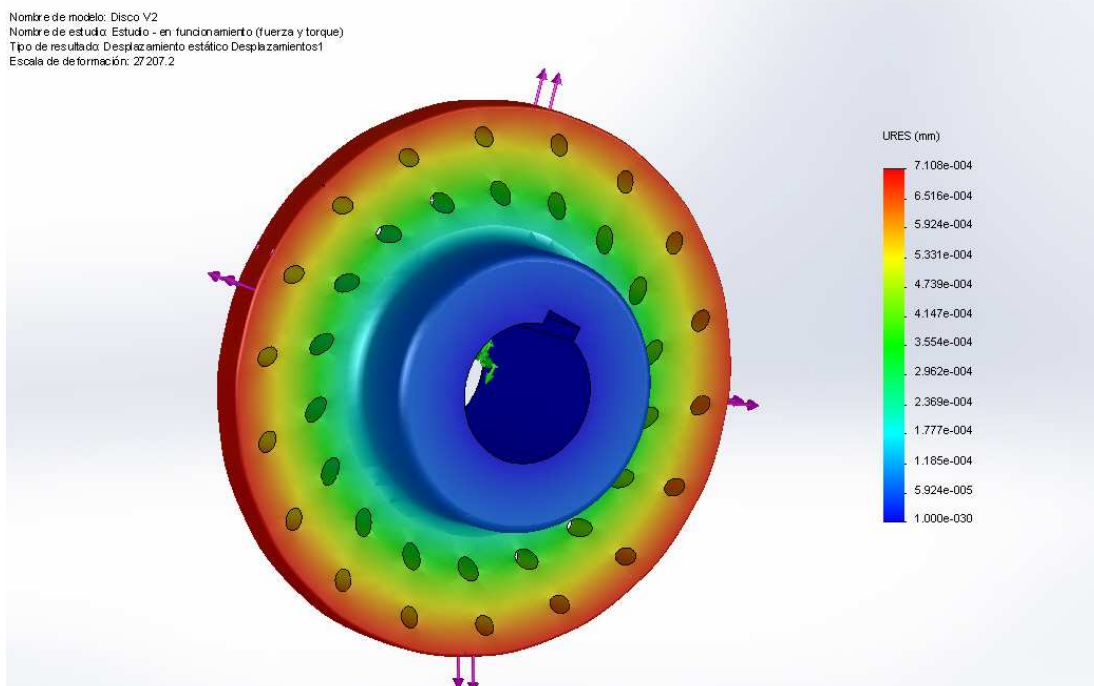


Ilustración 2.3.3.10: Análisis en funcionamiento estable: Deformaciones

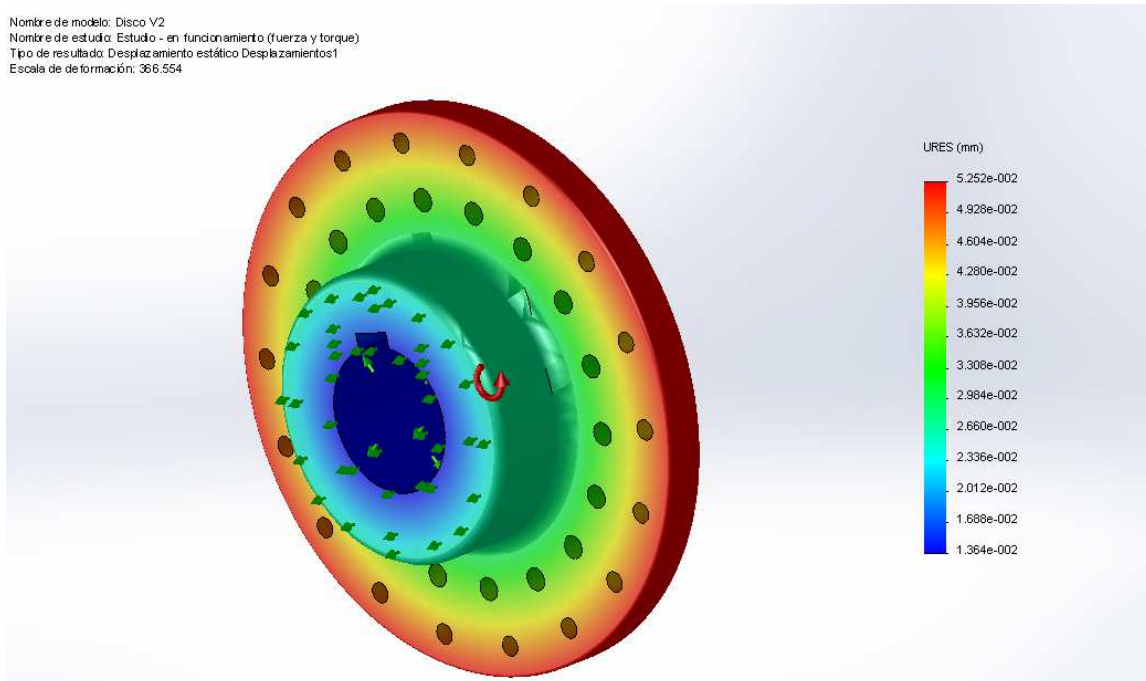


Ilustración 2.3.3.11: Análisis en funcionamiento estable: Deformaciones.

En la primera imagen 2.3.3.10 vemos el efecto producido por las fuerzas en términos de desplazamientos. El máximo desplazamiento es de 0.000711mm; en el segundo caso en la imagen 2.3.3.11 tenemos un desplazamiento máximo de 0.05252mm.

Al sumar estos desplazamientos máximos obtenemos: 0.053231mm lo cual es aceptable.

2.3.3.3 *Análisis en embalamiento.*

Esta condición se da cuando no hay carga, por lo que el torque es despreciable.

Hay que considerar el peso de las cucharas y la fuerza que estas ejercen debido al efecto centrífugo, y el esfuerzo por el efecto centrífugo en el disco por su propio peso.

Ahora utilizaremos la velocidad de embalamiento para el análisis.

Usando datos de masa, velocidad angular y brazo de torsión, determinamos que la fuerza de las 18 cucharas por efecto centrífugo es:

En embalamiento la velocidad angular es: 3600rpm ó 17 rad/s

$$F_{est} = m * d * \omega^2 * N_{\acute{a}l}$$

$$F_{est} = \left(0.4164kg * 0.11158m * \left(17 \left(\frac{rad}{s} \right) \right)^2 \right) * 18 = 241.7N$$

A esto hay que sumarle el peso de los 18 álabes:

$$W_{tot} = m * g * N_{\acute{a}l}$$

$$W = 0.4146kg * \frac{9.81m}{s^2} * 18 = 73.21N$$

En total tenemos: $F_{tot} = 241.7N + 73.21N = 314.91N$

Los resultados de dicho análisis se representan en la ilustración 2.3.3.12. En este caso, la velocidad es crítica; y el material es sometido a un esfuerzo máximo de 0.11Mpa, muy bajo considerando que el límite elástico es de 340Mpa

Nombre de modelo: Disco V2
 Nombre de estudio: Estudio - en embalamiento
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 20.4797

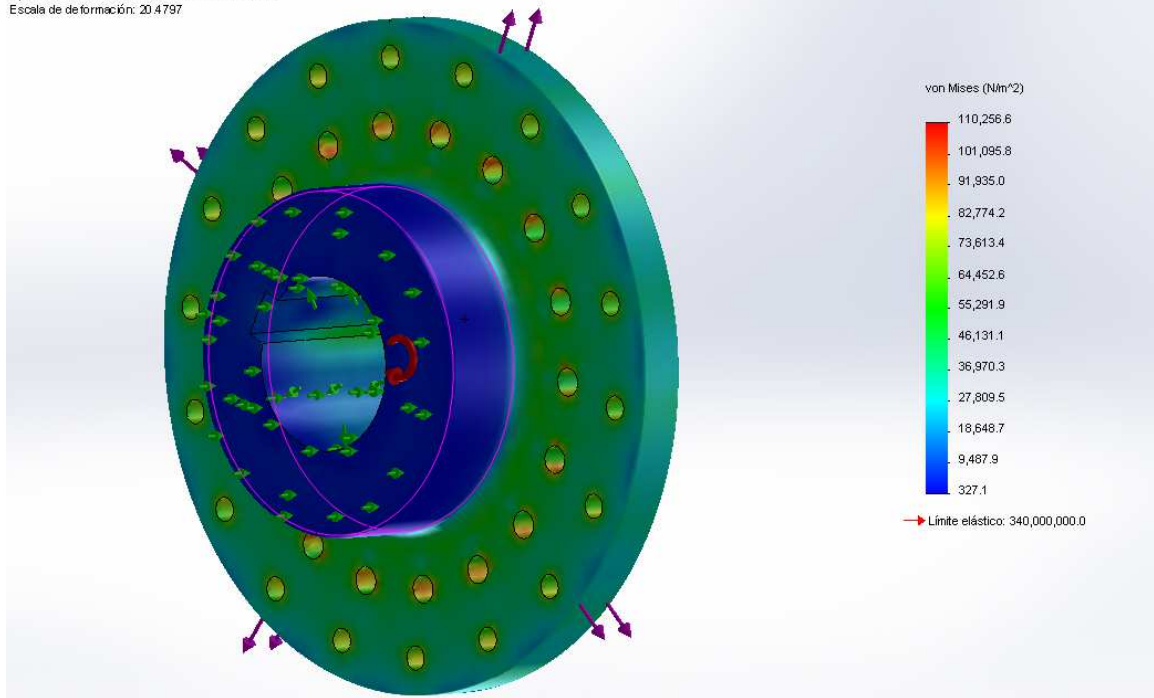


Ilustración 2.3.3.12: Análisis en embalamiento: Esfuerzos

Resultados de análisis en embalamiento: Desplazamientos

Nombre de modelo: Disco V2
 Nombre de estudio: Estudio - en embalamiento
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 20.4797

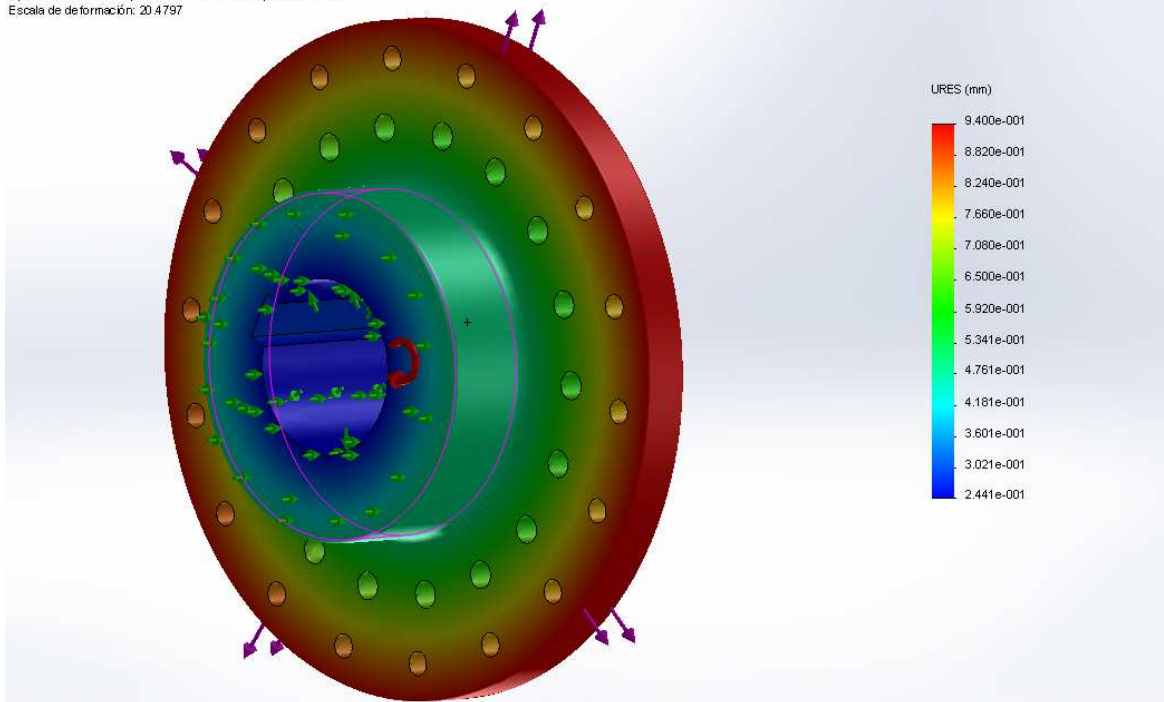


Ilustración 2.3.3.13: Análisis en embalamiento: Desplazamientos.

En este caso se obtienen los desplazamientos más grandes que en los otros análisis; el desplazamiento es de 0.94mm. Lo cual sigue siendo aceptable.

En conclusión es posible usar prácticamente cualquier acero pero es necesario que este tenga muy buenas propiedades anticorrosivas.

Es posible comparar otros aceros con respecto al usado (DIN 1.4113) conociendo el límite de fluencia o límite elástico.

2.4 Diseño del Inyector

2.4.1 Geometría del inyector¹⁴:

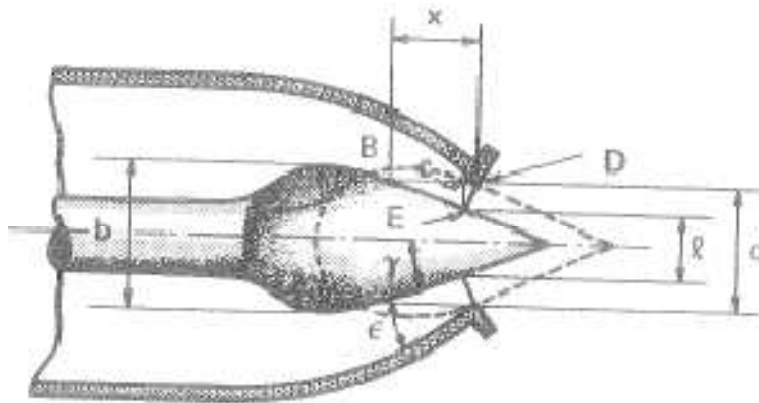


Ilustración 2.4.1.1: Parámetros del inyector.

$$d_0 = 24.5 \text{ mm}$$

Tomamos como diámetro de chorro 25 mm

Diámetro de salida de la tobera:

$$d = (1.15 - 1.25)d_0 \quad (2.27)$$

$$d = 1.25 * 0.025 \text{ m}$$

$$d = 0.03125 \text{ m o } 31.25 \text{ mm}$$

Radio de curvatura del bulbo:

¹⁴ Mataix Cap 13

$$b = 1.25 * d \quad (2.28)$$

$$b = 1.25 * 0.03125 \text{ m}$$

$$b = 39 \text{ mm}$$

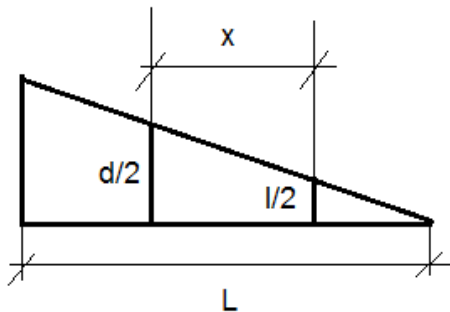
Para ι :

$$\iota = d/2 = 0.03125/2$$

$$\iota = 0.015625 = 15.625 \text{ mm}$$

$$20^\circ \leq \gamma \leq 25^\circ; \quad \gamma = 25^\circ$$

Determinando x :



$$L = \frac{15.625}{\sin 25} * \cos 25 = 33.508 \text{ mm}$$

Por triángulos semejantes encontramos x que da un valor de 16.754, por una posible demanda de mayor potencia se toma como 18 mm.

Fuerza necesaria para mover la aguja:

$$F_h = \rho * g * H_b * \frac{\pi}{4} * (d^2 - c^2) \quad (2.29)$$

$$F_h = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 150 \text{ m} * \frac{\pi}{4} * [(0.025 \text{ m})^2 - (0.03 \text{ m})^2]$$

$$F_h = 317.5 \text{ N}$$

Otras medidas del inyector:

$$\alpha_0 \cong 40^\circ - 60^\circ = 50^\circ$$

$$\alpha_1 \cong 60^\circ - 90^\circ = 70^\circ$$

$$d_v = 0.58d = 0.0145 \text{ m}$$

$$L = 6d = 0.15 \text{ m}$$

$$d_1 = 2.5d = 0.0625 \text{ m}$$

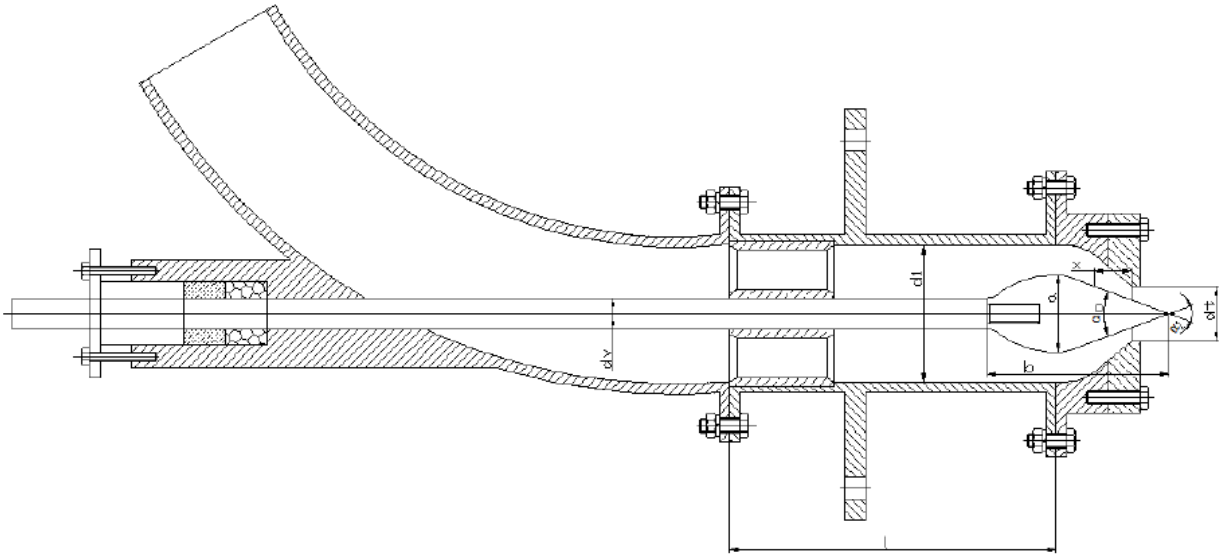


Ilustración 2.4.1.2: Diagrama de un inyector completo.

2.4.2 Análisis de esfuerzos en el inyector:

Espesor del inyector:

$$e_{min} = \frac{P_i * d_2}{2 * (S_d * E_0 - 0.6P_i)} \quad (2.30)$$

Donde:

e_{min} = espesor mínimo de la pared del inyector.

P_i = presión interna a la que está sometido el inyector

d_2 = diámetro interno en la entrada del inyector

S_d = esfuerzo máximo del material

Utilizamos acero A36 cuyo esfuerzo de fluencia es $S_y = 253,636.871 \frac{kg}{m^2}$, entonces tenemos que:

$$S_d = 0.66S_y \quad (2.31)$$

$$S_d = 1670 \frac{kg}{cm^2}$$

Asumimos que el valor de d_2 es igual a $4.5d_0$ entonces este valor es igual a 0.1125.

La presión máxima a la que está sometido el inyector será:

$$P_i = H * \gamma \quad (2.32)$$

$$P_i = 150 m * 9806 \frac{N}{m^3}$$

$$P_i = 14.99 \frac{kg}{cm^2}$$

Entonces:

$$e_{min} = \frac{P_i * d_2}{2 * (1670 * 0.7 - 0.6 * 13.99)}$$

$$e_{min} = \frac{14.99 \frac{Kg}{cm^2} * 0.1125 m}{2 * \left(1670 \frac{Kg}{cm^2} * 0.7 - 0.6 * 14.99 \frac{Kg}{cm^2} \right)}$$

$$e_{min} = 0.7226 mm$$

Esfuerzo máximo al que estará sometida la aguja:

La aguja estará sometida constantemente a tracción debido a que el diámetro del vástago es menor que el diámetro de salida del inyector:

$$d_v < d_t$$

Esto hace innecesario considerar cargas de pandeo. Entonces el esfuerzo máximo en la aguja es:

$$S_a = \frac{\rho * H * (d_t^2 - d_v^2)}{d_v^2} \quad (2.33)$$

$$S_a = \frac{1000 * 150 * (0.03125^2 - 0.0145^2)}{0.0145^2}$$

$$S_a = 5.467 \text{ MPa}$$

Este esfuerzo tiene que ser menor que el 66% del esfuerzo de fluencia del material a utilizar; se recomienda además un acero inoxidable debido a que la aguja está sumergida todo el tiempo, entonces se utilizara AISI 403 (acero martensítico $S_y = 276 \text{ MPa}$), cuyo esfuerzo de fluencia es mucho mayor; pero se selecciona debido a sus propiedades y tratamiento térmico.

La fuerza máxima que debe aplicarse al momento de regular el caudal a la entrada de la turbina será:

$$F_a = \pi * d_v^2 * \frac{S_a}{4} \quad (2.34)$$

$$F_a = \pi * (0.0145 \text{ m})^2 * \frac{5.467 \text{ MPa}}{4}$$

$$F_a = 902.766 \text{ N}$$

2.4.3 *Análisis de las juntas atornilladas*

A continuación se muestra un renderizado del ensamble del inyector en el que puede verse que utiliza 3 juntas atornilladas iguales.



Ilustración 2.4.3.1: Renderizado del inyector mostrando las juntas atornilladas.

Se utilizara un empaque de caucho de 2 mm de espesor para cada junta. Se inicia el análisis asumiendo la utilización de un tornillo M8 grado 9.8, de 8 mm de diámetro nominal. El inyector será diseñado para soportar una presión interna máxima de 1470.9 KPa. Se tomara un 90% de confiabilidad. Se considera que 5 mm de espesor es una dimensión apropiada para la brida. La brida tendrá las siguientes dimensiones:

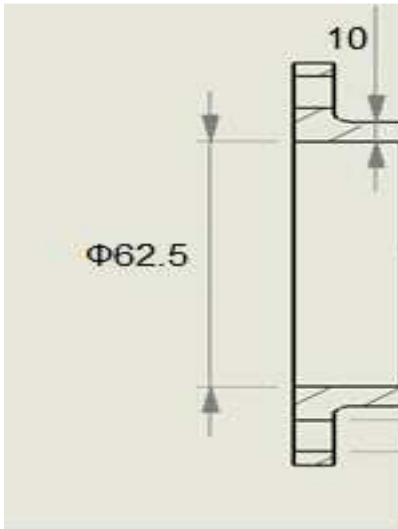


Ilustración 2.4.3.2: Dimensiones de la brida.

La rigidez del perno está dada por la siguiente ecuación:

$$K_b = \frac{AE}{l} \quad (2.35)$$

Donde E = 207 GPa.

El agarre efectivo del tornillo es:

$$l = 10 + 2 + 10 = 22 \text{ mm}$$

Entonces la rigidez del tornillo es:

$$K_b = \frac{\pi * (8\text{mm})^2 * 207 \text{ GPa}}{4(22 \text{ mm})}$$

$$K_b = 472952 \text{ KN/m}$$

Para el empaque tenemos un modulo de elasticidad de 69 MPa:

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[\frac{5(l + 0.5d)}{l + 2.5d} \right]} \quad (2.36)$$

$$K_m = \frac{\pi * 69 \text{ MPa} * 8 \text{ mm}}{2 \ln \left[\frac{5(2 \text{ mm} + 0.5(8 \text{ mm}))}{2 \text{ mm} + 2.5(8 \text{ mm})} \right]}$$

$$K_m = 2795.63 \text{ KN/m}$$

Entonces la relación de rigidez entre los 2 materiales:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (2.37)$$

$$C = \frac{472952}{472952 + 2795.63}$$

$$C = 0.994$$

La fuerza de separación sería:

$$F = AP$$

$$F = \frac{\pi}{4} * 0.0625^2 * 1470.9 \text{ KPa}$$

$$F = 4.51 \text{ KN}$$

Pero es necesario añadir la fuerza por el golpe de ariete que se encontrara en el capítulo 3, este golpe de ariete considerando la situación más crítica es de 11260.28 KPa:

$$F = \frac{\pi}{4} (0.0625 \text{ m})^2 (1470.9 \text{ KPa} + 11260.28 \text{ KPa})$$

$$F = 39.058 \text{ KN}$$

Para roscas finas para un diámetro de 8 mm¹⁵:

$$A_t = 39.2 \text{ mm}^2$$

$$S_e'' = 19.2 * 6.89 + 0.314 * S_{ut} \quad (2.38)$$

De tabla 8-11¹⁶ para pernos de 8 mm clase 12.9:

$$S_{ut} = 1220 \text{ MPa}$$

$$S_p = 970 \text{ MPa}$$

$$S_e'' = 19.2 * 6.89 + 0.314 * 1220 \text{ MPa}$$

$$S_e'' = 515.368 \text{ MPa}$$

$$S_e = K_c K_e S_e'' \quad (2.39)$$

Tenemos que $K_c = 0.897$ por el 90 % de confiabilidad, y el $K_e = 0.333$ de la tabla 8-6 de Shigley para roscas laminadas; entonces:

$$S_e = 0.897 * 0.333 * 515.37 \text{ MPa}$$

$$S_e = 153.94 \text{ MPa}$$

$$F_i = A_t * S_{ut} - \frac{CnP}{2N} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \quad (2.40)$$

Donde n es el factor de seguridad que se tomara de 1.25, y N el número de pernos:

Entonces:

$$F_i = 0.75 A_t S_p \quad (2.41)$$

$$F_i = 0.75 * 0.970 * 39.2 = 28.5 \text{ MPa}$$

¹⁵ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición, Tabla 8-1

¹⁶ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición, Tabla 8-11

Entonces:

$$19.11 = 39.2 \text{ mm}^2 * 0.9 - \frac{0.996 * 1.5 * 39.058 \text{ KN}}{2N} \left(\frac{900}{0.124} + 1 \right)$$

$$N = 15 \text{ pernos}$$

A fin de obtener una distribución razonable los sujetadores no deben espaciar a más de 10 diámetros de tornillos, además es necesario que la cantidad de pernos sea par, se usaran 16 pernos, lo que deja un margen ajustado, pero las probabilidades de que se dé un golpe de ariete tan alto son bajas.

Para 12 pernos $F_i = 29.74 \text{ KN}$; entonces:

La fuerza necesaria para el apriete será:

$$F_m = P(1 - C) - F_i \quad (2.43)$$

$$F_m = 39.058 \text{ KN} * (1 - 0.996) - 29.74 \text{ KN}$$

$$F_m = -29.58 \text{ KN}$$

Esta sería la carga mínima que se le debe aplicar a los pernos para el apriete.

2.4.4 Diseño del prensaestopas del inyector.

El prensaestopas va conectado en la parte del codo de la tubería del inyector en el cual existe un agujero que sobrepasa apenas la dimensión del vástago de la aguja, dicho vástago tiene 14.5 mm de diámetro y el agujero tiene 15 mm de diámetro como se observa en la figura.



Ilustración 2.4.4.1 Detalle del codo del inyector

Debido a este a este agujero existe una gran caída de presión, gracias a la cual no es necesario un prensaestopas muy largo, dicho prensaestopas puede observarse en la imagen siguiente:



Ilustración 2.4.4. 2 Prensaestopas del inyector.

Como se puede observar existe un segundo agujero que produce una nueva caída de presión, al final la presión que soportara será bastante poca, siendo el único objetivo de este no dejar escapar el agua; la longitud total de dicho prensaestopas será de 6 cm, y debido a que las temperaturas no son altas se utilizara algodón trenzado.

2.4.5 Diagramas del Inyector

A continuación se presentan las dimensiones correspondientes a los componentes del inyector en sus respectivos diagramas.

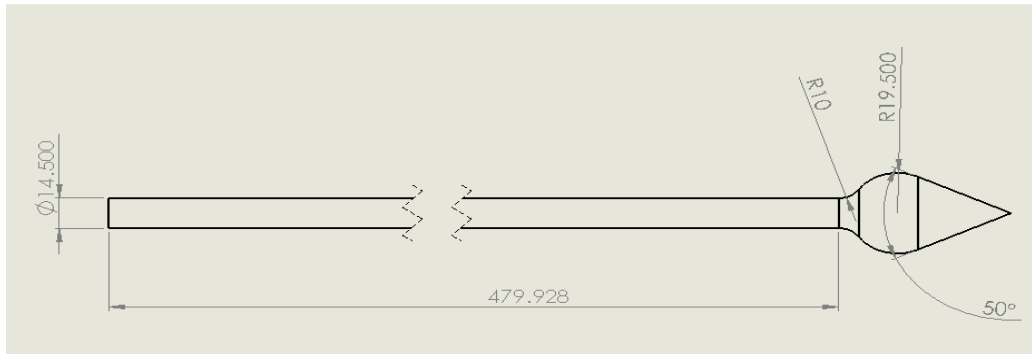


Ilustración 2.4.5.1: Dimensiones de la aguja.

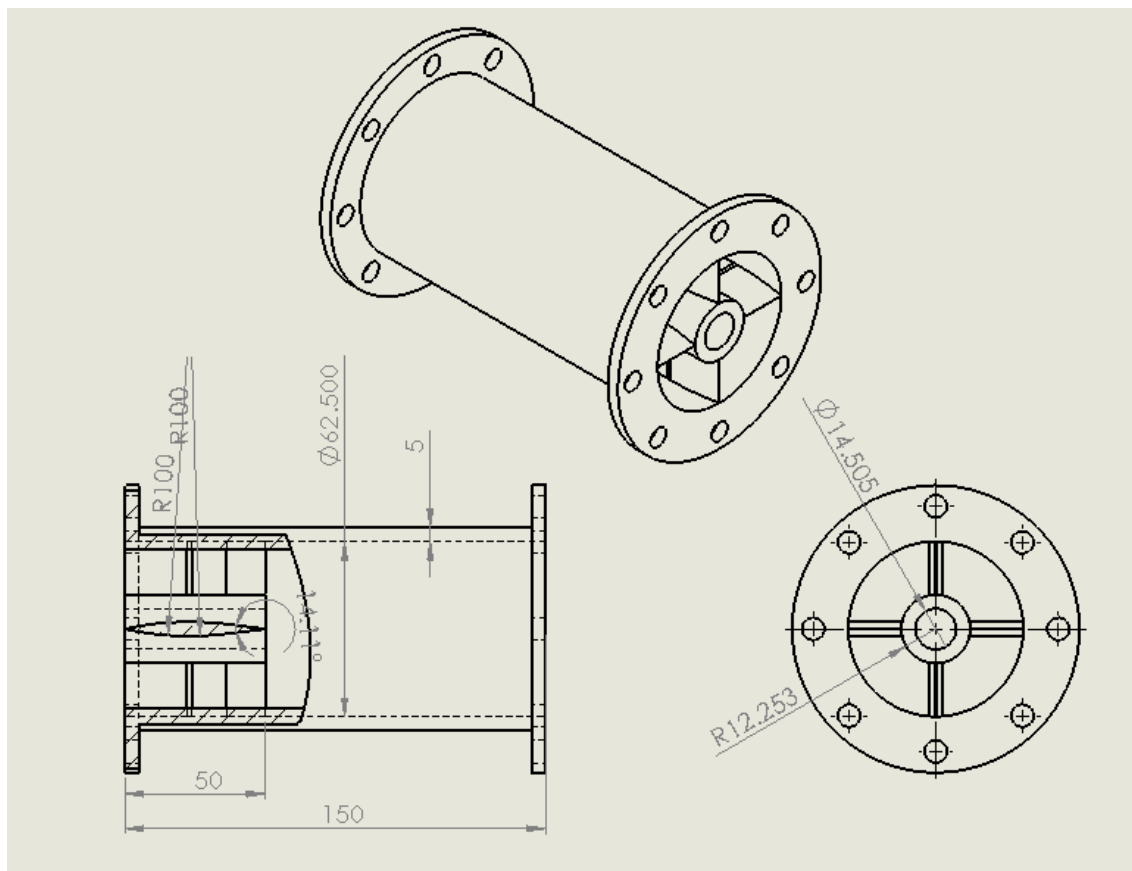


Ilustración 2.4.5.2: Camisa del inyector, mostrando cojinete de aguja.

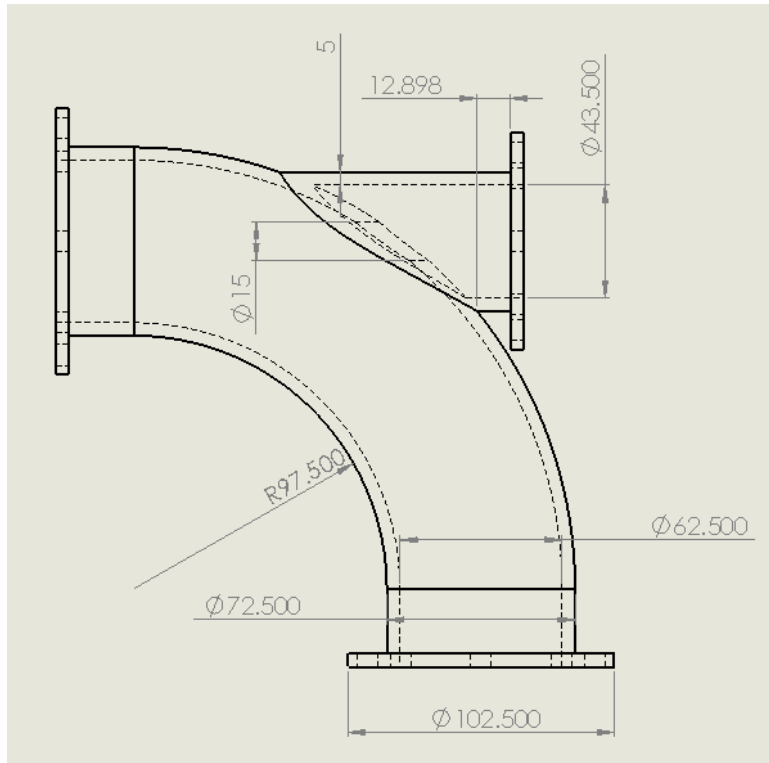


Ilustración 2.4.5.3: Codo del inyector.

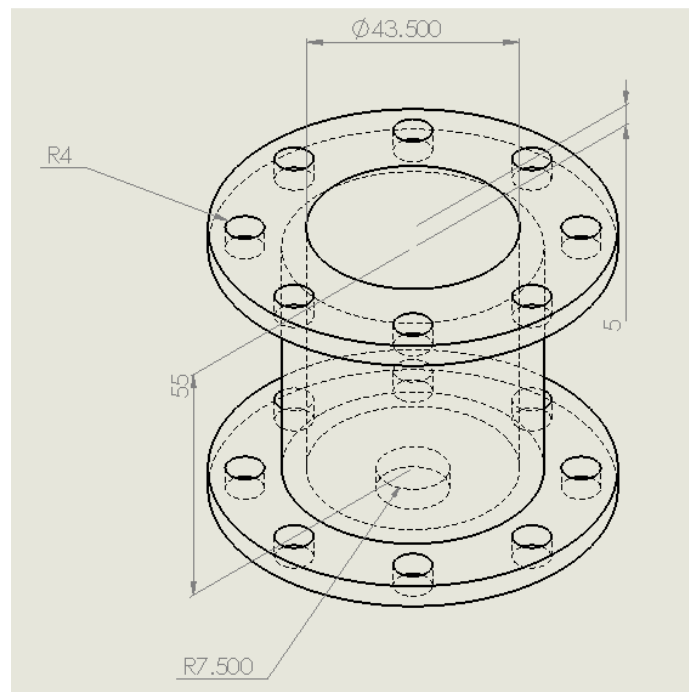


Ilustración 2.4.5.4: Caja del prensaestopas de inyector.

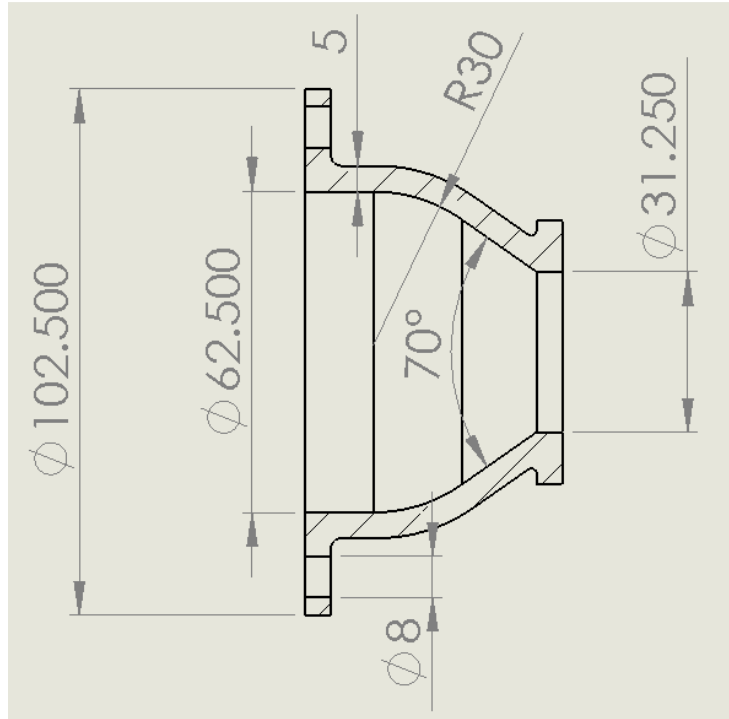


Ilustración 2.4.5.5: Tobera del inyector.



Ilustración 2.4.5.6: Renderizado del inyector ensamblado.

2.5 Diseño de la carcasa

2.5.1 *Cuerpo de la carcasa*

El diseño de la carcasa comprende en su mayoría el diseño geométrico y luego el análisis de esfuerzos, este último no es crítico, puesto que la carcasa no es un componente utilizado directamente con la generación de energía y que esté sometido a esfuerzos durante su funcionamiento normal, sino más bien de seguridad. La carcasa donde se aloja el rodete se fabricará con acero laminado. Se construirá en 2 partes, la parte superior se retira para realizar revisiones en el rodete y eje principal. Las consideraciones a tomar son, sobre el ancho de este, debe ser de 4 a 5 veces el ancho de la cuchara. Se optó por 4 veces el ancho de la cuchara.

En la parte de arriba, la separación entre el rodete y la carcasa no es necesario que sea excesiva, por lo que se considero que 20mm sería adecuado, aproximadamente el 8.5% del radio externo del rodete. El espesor de la lámina de la carcasa debe resistir la incidencia directa del chorro.

La parte inferior de la carcasa es la que recibiría el impacto del chorro en caso accidental.

Debido a cierta complejidad en la geometría de la carcasa (parte inferior), se tomo como base un espesor de 2mm y se realizo una simulación del efecto que produciría la incidencia directa del chorro sobre la carcasa. Los parámetros a considerar fueron:

El chorro impacta con una fuerza $F=2.67\text{kN}$.

El área de impacto es de

$$A = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (0.025\text{m})^2 = 0.0004908738521\text{m}^2$$

Por lo que la presión será: $P=F/A=5439,2793\text{kPa}$

La sujeción está en la parte superior, donde se une con la parte superior de la carcasa.

Los resultados se presentan en las ilustraciones de las páginas siguientes

Las flechas verdes indican el área de donde se sujeta la carcasa, y el círculo de flechas el área donde incide el chorro.

Se presentan dos análisis. El primero es el análisis de tensiones, en la parte derecha de la imagen encontramos los esfuerzos a los que está sometida la carcasa, podemos ver que no sobrepasa el límite elástico. El máximo mostrado en la escala, es el máximo soportado por el material.

El segundo análisis es el de deformaciones, donde en la derecha tenemos la escala de deformaciones, al igual que en el caso anterior, el máximo mostrado es la deformación máxima soportada por la carcasa, es de notar

que la deformación máxima es de $8.466 \times 10^{-2}mm$, la deformación está afectada por una “escala de deformación” de 609.477 para que sea visible. En las ilustraciones 5 a 6 podemos ver las dimensiones básicas de la carcasa.

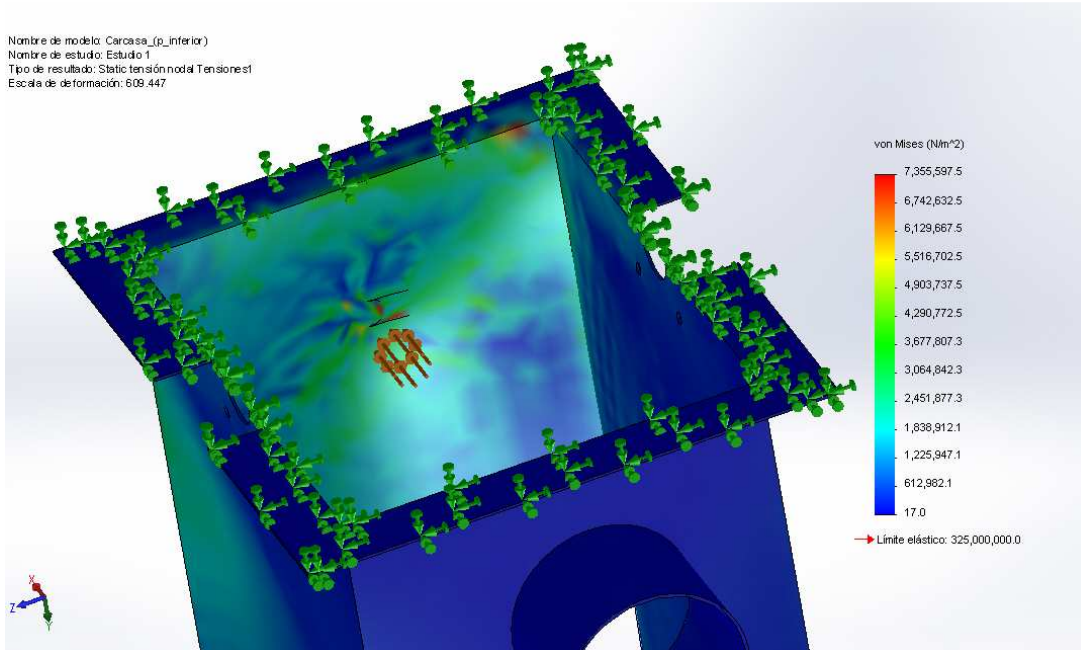


Ilustración 2.5.1.1: Esfuerzos en la carcasa, vista 1.

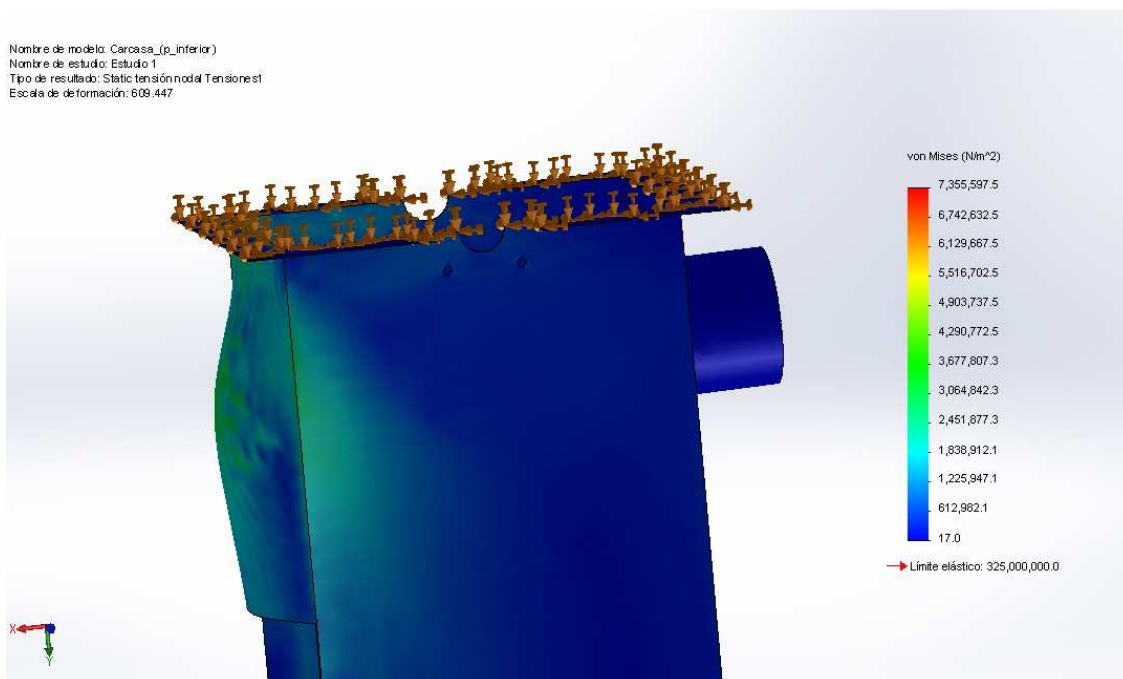


Ilustración 2.5.1.2: Esfuerzos en la carcasa, vista 2.

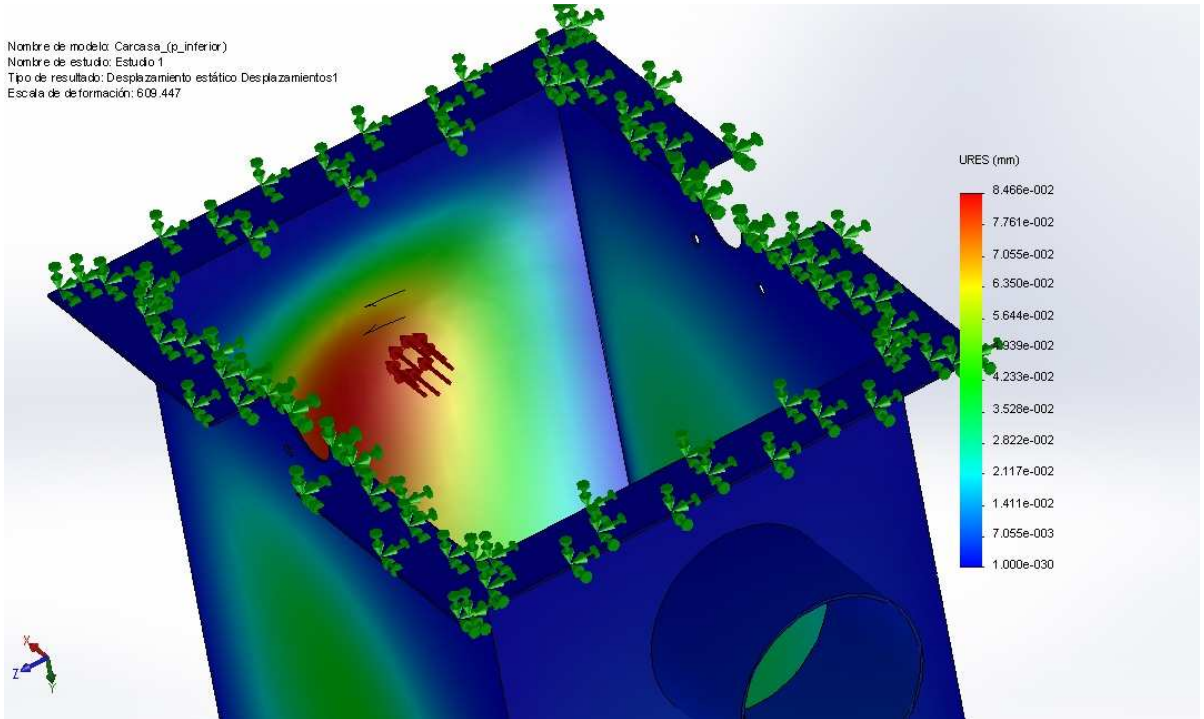


Ilustración 2.5.1.3: Deformaciones en la carcasa, vista 1.

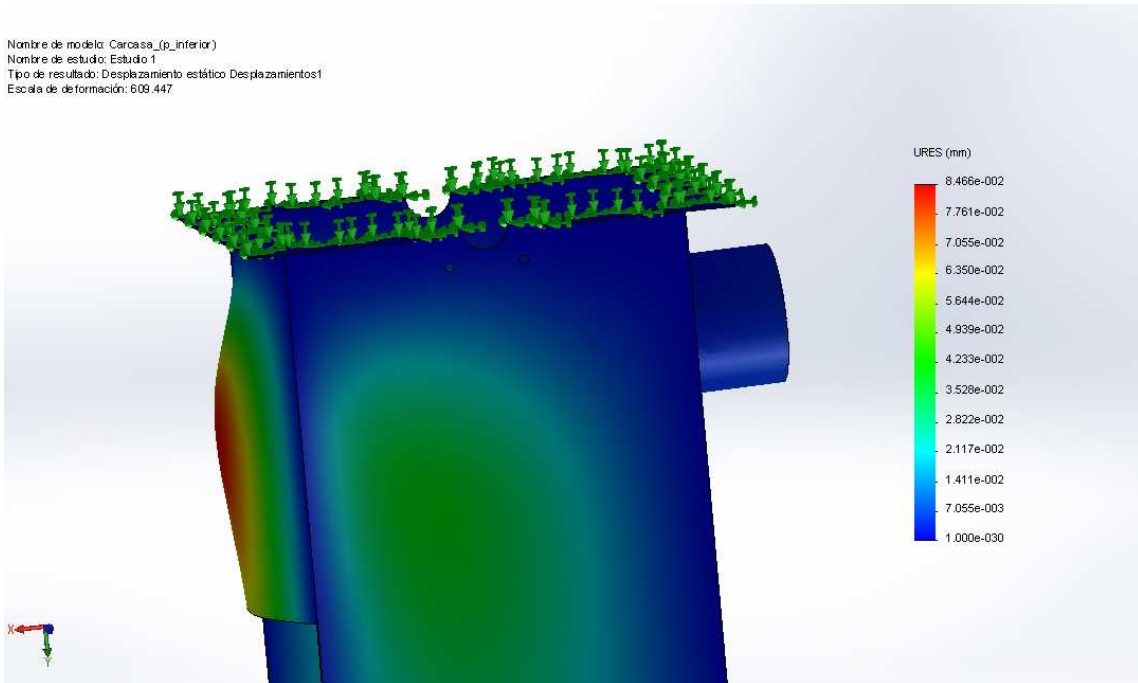


Ilustración 2.5.1.4: Deformaciones en la carcasa, vista2.

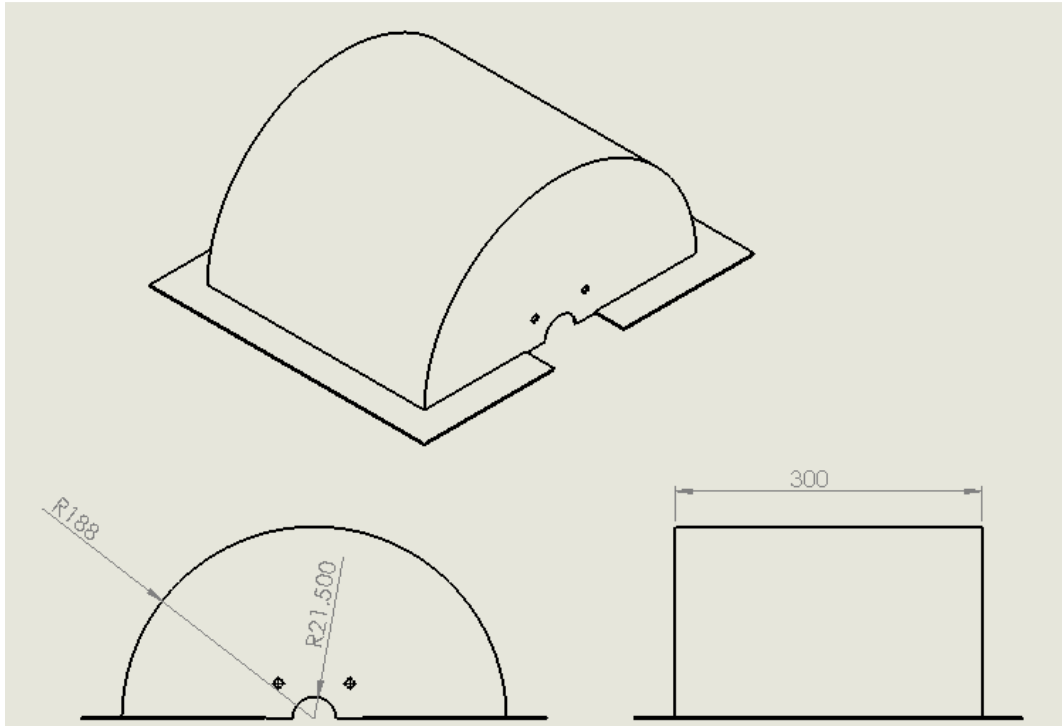


Ilustración 2.5.1.5: Dimensiones de la tapadera de carcasa.

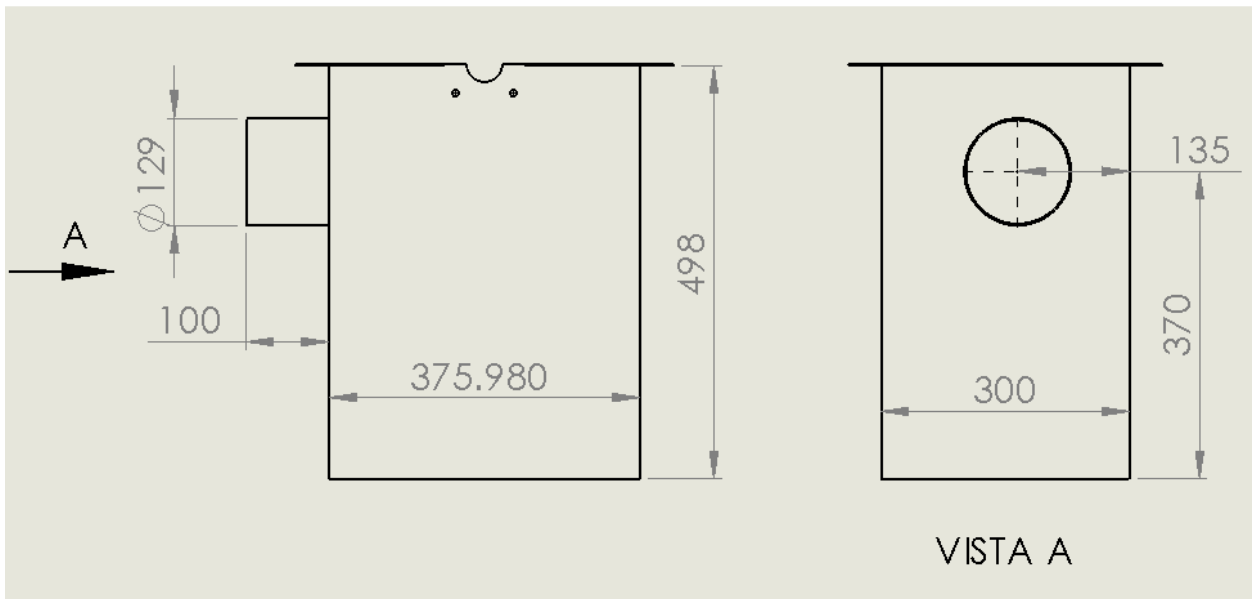


Ilustración 2.5.1.6: Dimensiones de la base de la carcasa.

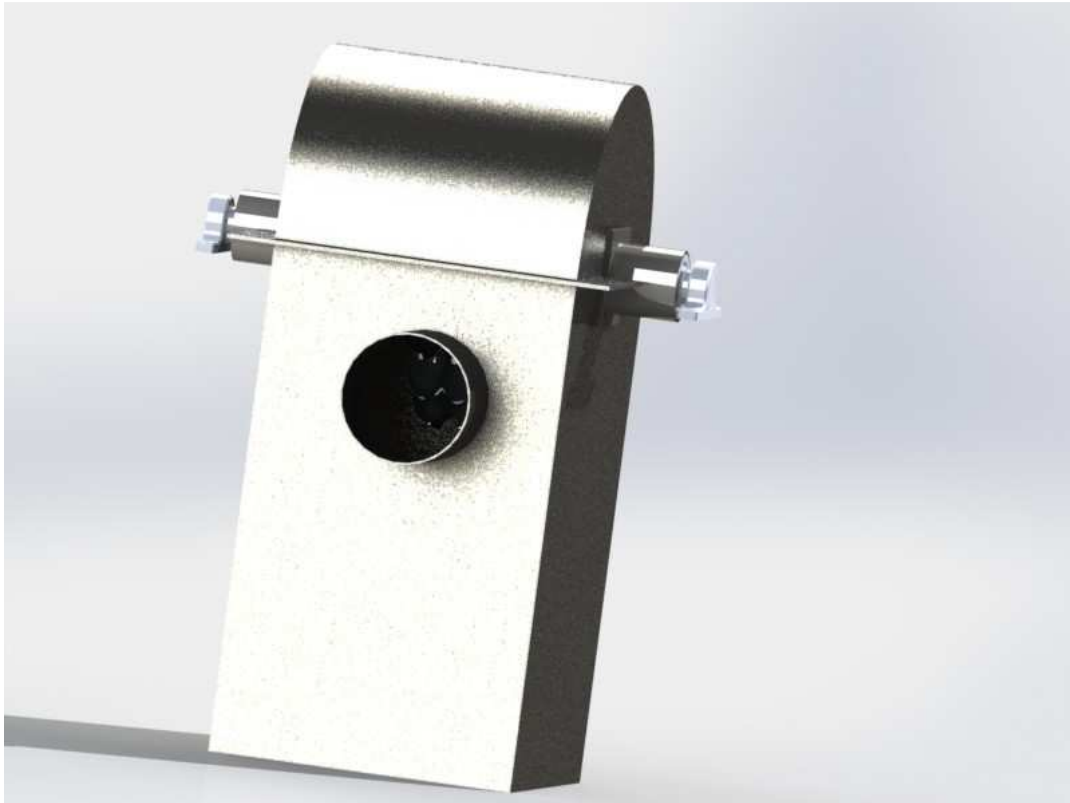


Ilustración 2.5.1.7: Renderizado frontal de la carcasa.

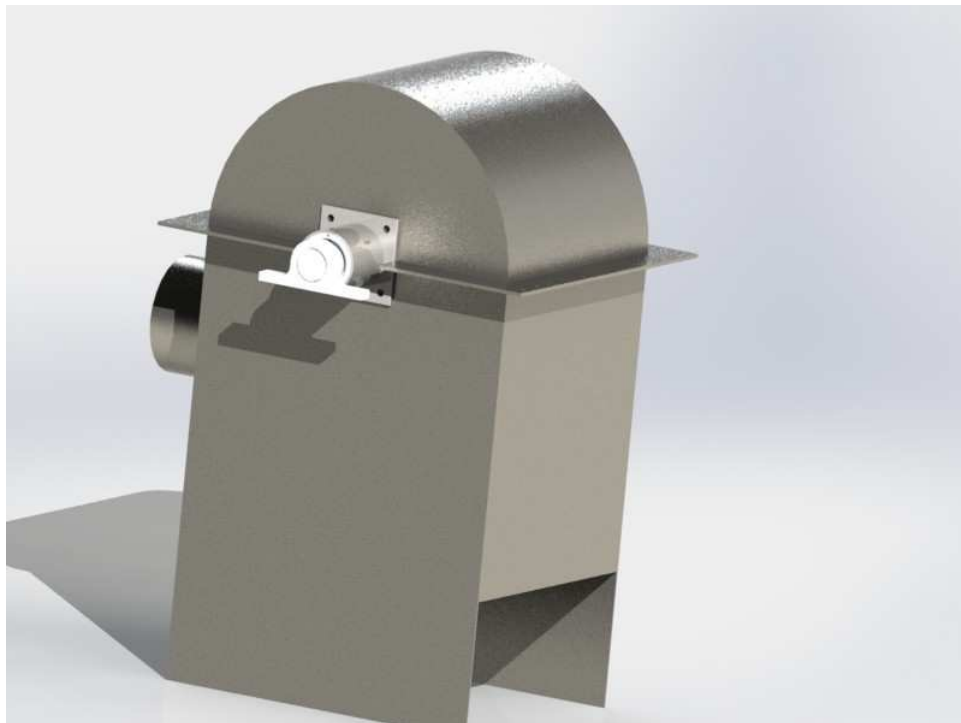


Ilustración 2.5.1.8: Renderizado lateral de la carcasa.

2.5.2 2.5.2. Prensaestopas de carcasa

El prensaestopas tiene como función evitar las pérdidas hidráulicas externas. En la ilustración 1 se muestra un prensaestopas estándar. El prensaestopas se diseña en base a la diferencia de presión a la que está sometido el interior respecto al exterior de la máquina y en base a las características del fluido de la máquina principalmente. Si la diferencia de presión es muy elevada, será necesario que el prensaestopas, sea lo suficientemente grande (axialmente) como para evitar la fuga de fluido, pero también evitando roces excesivos, por otra parte, si el fluido tiene alta temperatura, es necesario un tipo especial de estopa o empaquetadura para resistir la temperatura del fluido, a veces incluso es necesario un sistema de refrigeración.

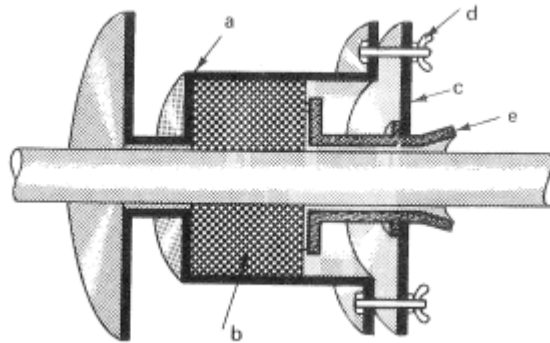


Ilustración 2.5.2.1: – Prensaestopas. a) Caja; b) Empaquetadura o estopa; c) Casquete; d) Órgano de compresión; e) Dispositivo de lubricación

Para el caso de una turbina Pelton, la diferencia de presión entre el interior de la carcasa y el exterior es teóricamente cero. Por lo que la función del prensaestopas sería evitar la fuga de fluido al exterior debido a las salpicaduras producidas por el choque del agua con los álabes.

El líquido es agua a temperatura ambiente, por lo que no es necesario un tipo especial de empaquetadura o estopa, para este tipo de aplicaciones suele utilizarse algodón trenzado, y es el recomendado para este proyecto

El análisis se reduce al diseño geométrico del prensaestopas, considerando que el eje debe ser corto para evitar deformaciones por el peso del rodete y por ende desbalance, pero con la suficiente longitud como para atravesar la carcasa, en los extremos los cojinetes y entre la carcasa y el cojinete deben estar los prensaestopas, y debe haber el suficiente espacio para introducir llaves para presionar la estopa; Se considero razonable una longitud de 50mm.

Debido al poco espacio para colocar pernos con tuercas de mariposa, se opto por un órgano de compresión a contra rosca, para esto, es necesario que la caja del prensaestopas tenga un roscado interno para colocar una rosca en el interior para presionar la estopa y luego otra rosca para evitar que la primera se afloje. En las siguientes figuras se presenta una propuesta para este prensaestopas.

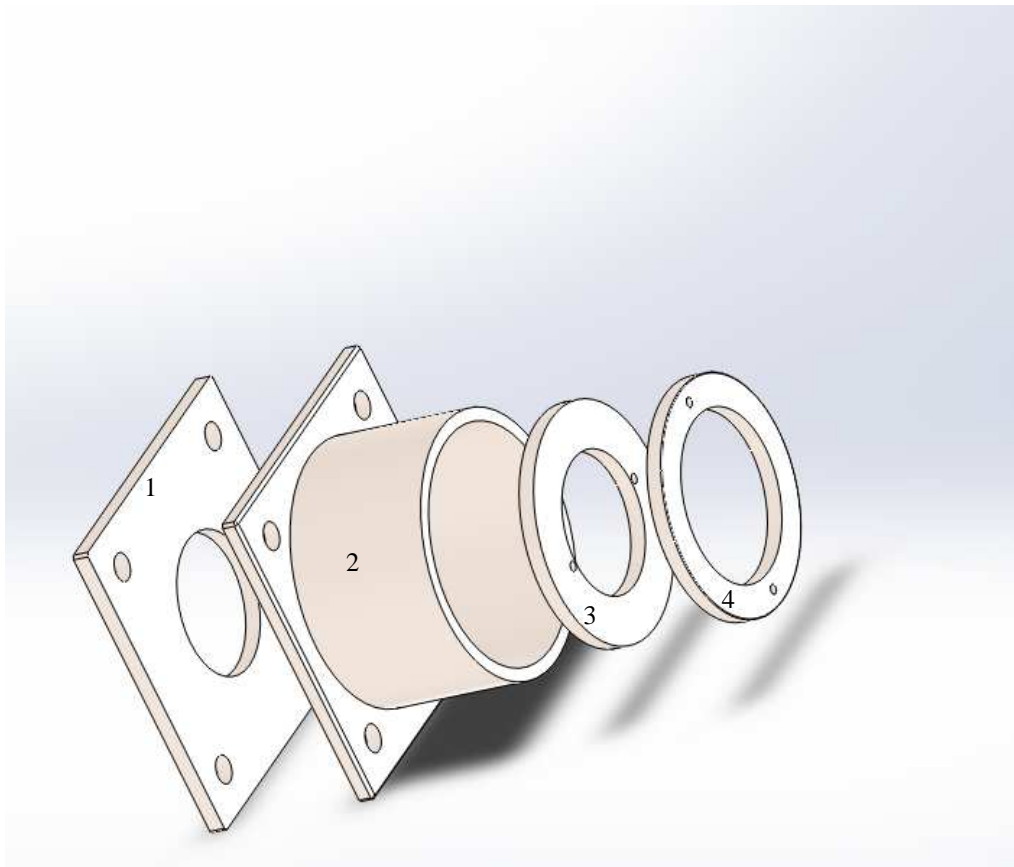


Ilustración 2.5.2.2: Diagrama del prensaestopas a utilizar.

El elemento 1 es una placa para evitar que el prensaestopas esté soportado solamente por la carcasa los agujeros de la placa son roscados.

El elemento 2 es la caja, donde se estará la estopa, en su interior se roscará "3" y "4"

El elemento 3 es la rosca que presionara la estopa la que a su vez se presionara contra el eje para evitar fugas.

El elemento 4 es la rosca para evitar que "3" se salga de la posición correspondiente, funcionando como contratuerca.

Se utilizaran llaves tipo "y" de fabricación especial para ajustar los prensaestopas.

Debido a que el prensaestopas estará sometido a un mínimo de esfuerzos es posible usar cualquier tipo de acero comercial.
 Las medidas propuestas para el prensaestopas se presentan en las ilustraciones siguientes:

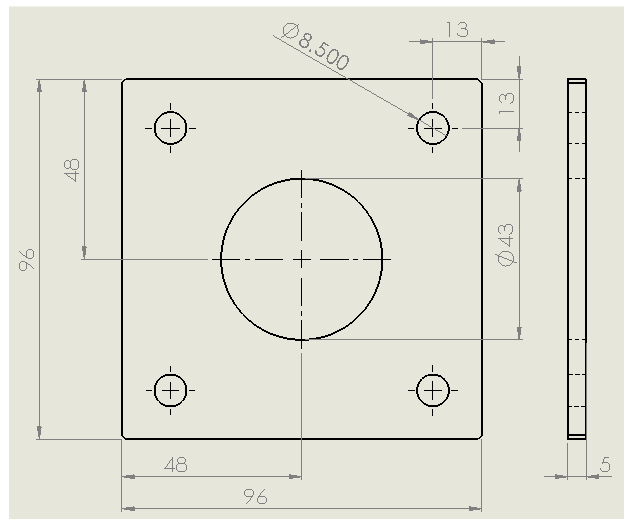


Ilustración 2.5.2.3 - Medidas de placa (cotas en mm)

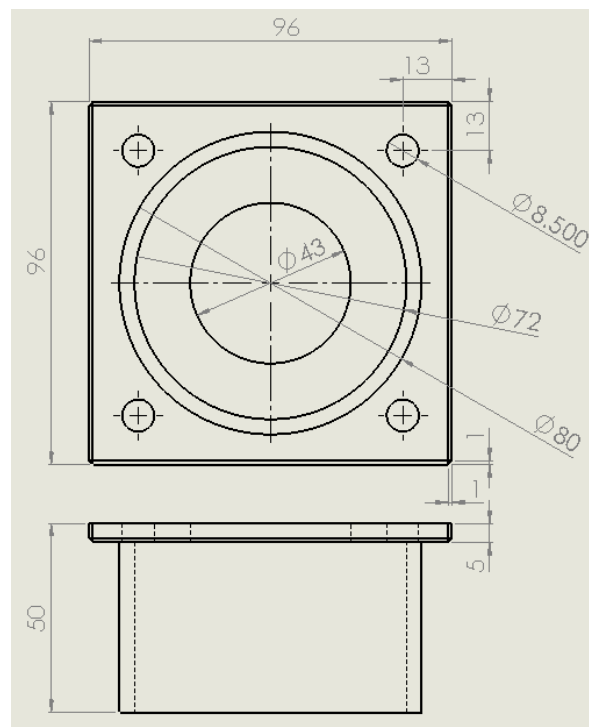


Ilustración 2.5.2.4: Medidas de caja prensaestopas (cotas en mm)

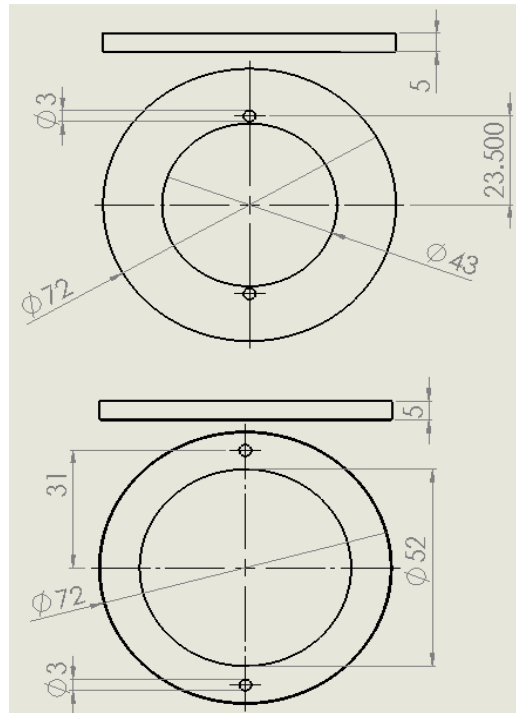


Ilustración 2.5.2.5: Tuercas para presionar estopa (cotas en mm).

Por otra parte la caja tendrá un roscado interno, se recomienda que sea fino, con un paso de 1mm, y la profundidad de la rosca sea de 35mm

2.6 Análisis de componentes complementarios

2.6.1 Eje de la turbina

Se inicia determinando las cargas a las que será sometido el eje de la turbina. Las únicas cargas externas existentes son la provocada por el chorro y la debida al peso del rotor. Se ha diseñado para acoplamiento directo con el generador, lo que implica que no hay fuerzas de transmisión (provocadas por engranes, bandas o cadenas), es decir el par se transmite directamente desde el eje de la turbina al de el generador.

La fuerza provocada por el chorro se calcula mediante la ecuación de la cantidad de movimiento para fluidos (segunda ley de Newton) Que establece que:

$$\sum \vec{F} = \rho Q(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) \quad (2.43)$$

La condición de funcionamiento que genera cargas más altas es el arranque a chorro completo, siendo la fuerza del chorro teóricamente el doble de la fuerza en condiciones nominales. Al ser esta la condición mas critica será la utilizada para el diseño del eje. Se asumirá además que no hay perdidas por fricción al recorrer el alabe (es decir, la velocidad se mantiene constante en modulo) y que el chorro se desvía un ángulo de 180 grados. Todo esto maximiza la fuerza, es decir la fuerza real es algo menor. Finalmente, debido a la simetría del alabe, no hay fuerza axial en el rodete, y debido a la disposición del inyector no hay fuerza radial, es decir la única componente de fuerza provocada es tangencial. Con las condiciones anteriores se tiene:

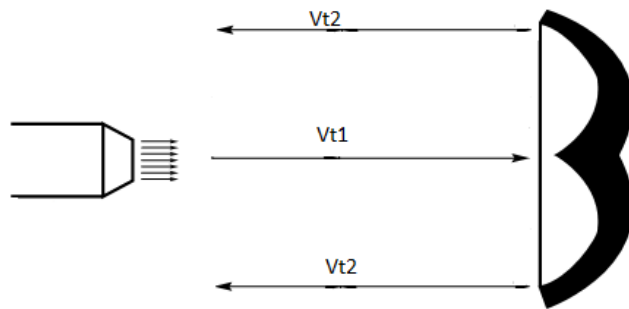


Ilustración 2.6.1.1: Comportamiento del chorro al impactar al rotor en reposo.

$$F_t = \rho Q(V_{t2} - V_{t1}) = 1000 \frac{kg}{m^3} * 0.025 \frac{m^3}{s} * (-53.16 - 53.16) \frac{m}{s} = -2.67kN$$

Que es la fuerza del alabe sobre el chorro; la fuerza del chorro sobre el alabe es igual y opuesta. En el caso de las condiciones nominales de funcionamiento se utilizan las velocidades relativas del chorro con respecto al alabe, (las demás suposiciones permanecen sin cambio) con lo que se tiene:

$$\overline{V}_{t1} = \overline{c}_1 - \overline{u}_1 = 53.16 - 24.4 = 28.76 \frac{m}{s}$$

Y

$$F_t = \rho Q (V_{t2} - V_{t1}) = 1000 \frac{kg}{m^3} * 0.025 \frac{m^3}{s} * (-28.76 - 28.76) \frac{m}{s} = -1.44 kN$$

Lo que confirma que la condición de rotor en reposo es la más crítica. El peso del rodete se estima como el correspondiente a un disco solido de diámetro igual al diámetro Pelton y espesor igual a 74mm (ancho de cuchara):

$$W = Vol * \rho * g = \frac{\pi}{4} * (0.26m)^2 * (0.074m) * 7800 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 0.3kN$$

Esto necesariamente sobreestima el peso real del rodete. Ambas fuerzas están aplicadas sobre el mismo plano, por lo que se calcula su resultante y se considera como una sola fuerza en el diseño:

$$P = \sqrt{W^2 + F_t^2} = 2.7kN$$

El eje transmite un par nominal dado por

$$T_n = \frac{F_n D}{2} = \frac{(1.44 kN) * (0.26m)}{2} = 187.2 N - m$$

Sin embargo, durante el arranque el par se duplica, y según Mataix, en el evento de un cortocircuito del generador, el par puede llegar a quintuplicarse. Esta última condición será utilizada como condición de diseño. El torque de diseño transmitido por el eje es entonces:

$$T = 5 * T_n = 5 * (187.2 N - m) = 936 N - m$$

Mataix proporciona la siguiente estimación inicial para el diámetro del eje:

$$d_e = 112 \left(\frac{P_a}{n} \right)^{\frac{1}{3}} = 112 \left(\frac{29.4kW}{1800rpm} \right)^{\frac{1}{3}} = 28.4mm$$

Considerando el ancho necesario de la carcasa de la turbina, como se determino en la sección 2.5, y las restricciones necesarias que debe proveer el eje para el montaje de los componentes asociados se considera apropiada la configuración de eje mostrada en la figura, junto con los diagramas de carga, cortante y momento correspondientes. Además en la figura se señalan los puntos de interés en el análisis de esfuerzos. Todos los puntos, a excepción del numero 3 (que es una concentración de esfuerzo debida a un chavetero) representan concentraciones de esfuerzo debidas a cambios de sección. Dichos cambios de sección se caracterizaran con una razón de diámetro mayor a diámetro menor (D/d) de 1.2, un valor comúnmente encontrado en el diseño de ejes. Los hombros de los extremos serán puntos de montaje para cojinetes, el diámetro central servirá para facilitar el montaje a presión del disco y el pequeño resalto sirve para localizar axialmente al mismo.

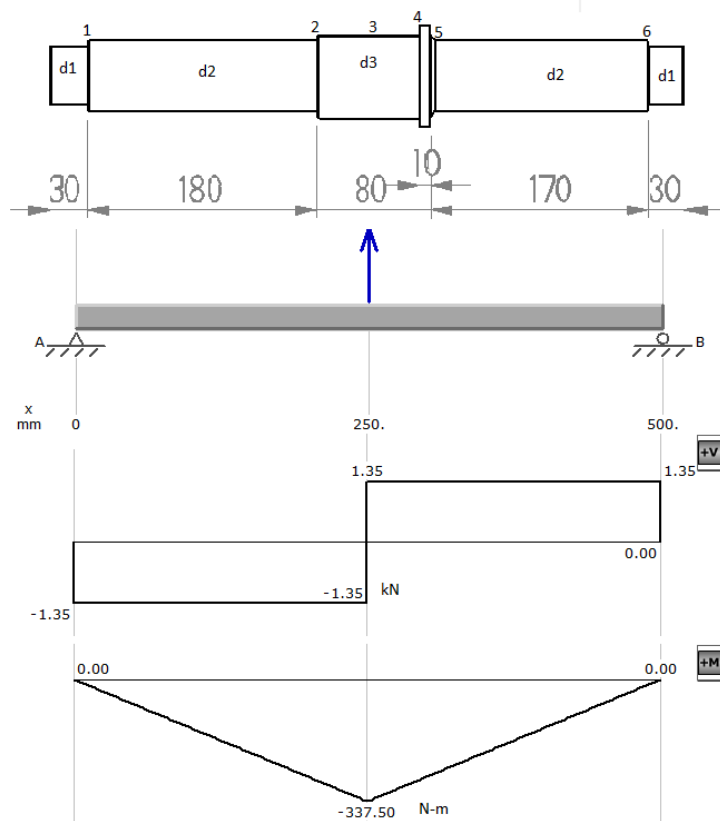


Ilustración 2.6.1.2: Longitudes del eje y diagramas de carga, cortante y momento.

Los aceros de baja aleación al níquel-cromo son materiales sugeridos para ejes de turbomáquinas, por su alta resistencia a la corrosión y al desgaste. Según Mataix "Los ejes se suelen forjar de aceros de aproximadamente 0.40 C con

aditivos a veces hasta del 1% de Ni y Cr. He aquí las proporciones de algunos aceros empleados para los ejes: C, 0.37-0.45; Mn 0.50-0.80; Cr≤0.3; Ni 0.8-1.2; P≤0.04 y S≤0.04". Por otro lado es conveniente seleccionar una aleación comúnmente disponible, por lo que se decide diseñar para un acero SAE 4340, el cual excede los requerimientos de composición química citados. El esfuerzo último correspondiente a dicho material es de 745 MPa para la condición de recocido. La resistencia a la fatiga para vida infinita correspondiente a las condiciones existentes en el caso en estudio para el material citado se calcula como sigue:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S_n'}{k_f}$$

Donde S_n es la resistencia a la fatiga para vida infinita del elemento en estudio, S_n' es la resistencia a la fatiga nominal del material en cuestión y los multiplicandos "k" son factores de corrección para la resistencia a la fatiga, y representan alfabéticamente al factor por acabado superficial, al factor de tamaño, al factor de carga, al factor de temperatura, al factor de efectos diversos y al factor por concentración de esfuerzos. La resistencia a la fatiga nominal para materiales cuyo esfuerzo último a la tensión es menor a 1400Mpa (como es el caso) es de la mitad de dicho esfuerzo, por lo que para un acero 4340 es de 372.5 MPa.

El factor de acabado superficial se calcula como sigue:

$$k_a = 1.58S_u^{-0.085} = 1.58(745[Mpa])^{-0.085} = 0.9$$

Como se señaló, este factor es función de la calidad superficial y del material en estudio, por lo que tiene el mismo valor para toda la extensión del eje. El factor de tamaño se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$k_b = 1.51d^{-0.157}$$

El diámetro varía a lo largo del eje, por lo que es necesario calcular este factor para cada cambio de sección. El detalle de estos valores se da en la tabla 2.6.1-1. Se utilizó para calcularlos una estimación del diámetro del eje de 30mm en la sección mayor y 25mm en la menor. El coeficiente de carga k_c es de 1 para cargas a la flexión. No existen efectos de temperatura ni otro tipo de condiciones especiales, por lo que tanto k_d como k_e toman el valor de 1. El coeficiente de concentración de esfuerzos depende de la geometría local del elemento en estudio, (y se determina por medio de tablas de

concentración de esfuerzo), por lo que será calculado para cada punto, (utilizando radios de curvatura de 1mm) detallándose también en la tabla. La única carga variable existente es la provocada por la flexión y la única carga constante es la provocada por el par transmitido, por lo que puede escribirse, para cada sección:

$$\sigma_{em} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \wedge \quad \sigma_{ea} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

En las ecuaciones anteriores varían el diámetro, la carga o ambos a lo largo del eje, por lo que se aplican para cada sección, de nuevo detallándose en la tabla 2.6.1-1. Se utilizara una sola incógnita, que será el diámetro de sujeción del cubo del rodete (designado por d'), el cual se introducirá directamente cuando el punto en estudio lo tenga como sección transversal. Cuando el diámetro del punto en estudio sea distinto, se expresara en función del diámetro incógnita utilizando la relación de diámetros para cambio de sección anteriormente citada (D/d=1.2) Utilizando la información anterior se procede a resolver la ecuación de la línea de Goodman ($\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$) con un factor de seguridad de 2 para cada sección, determinando los diámetros d', correspondientes a cada condición. Los resultados se presentan resumidos en forma tabular como sigue:

Tabla 2.6.1-1: Análisis de fatiga para el eje.

Pto.	M [n-m]	d	σ_{ea}	σ_{em}	k_b	k_f	S_n	d'[mm]
2	283.5	d'/1.2	4990/d ³	8237/d ³	0.874	1.912	16	44.36
3	337.5	d'	3438/d ³	4767/d ³	0.86	1.76	164	38.08
4	283.5	d'	2888/d ³	4767/d ³	0.86	1.912	150	37.16
5	270	d'/1.2	4752/d ³	8237/d ³	0.874	1.4	209	40.73

Las secciones 1 y 6 no se analizaron pues se reconoce que las cargas allí soportadas son muy pequeñas comparadas a las existentes en las secciones analizadas. Resulta entonces que la sección mas critica es la 2, la cual sugiere un diámetro bajo el cubo del rodete de 45mm, lo que implica que la primera reducción seria a un diámetro de 37.5 mm y la reducción para cojinetes tendría un diámetro de 31.25 mm. Los diámetros internos en los cojinetes están normalizados y se escoge el inmediatamente superior, es decir 35mm y se recalculan los demás diámetros a partir de él, utilizando la relación de

diámetros de 1.2, resultando las nuevas secciones de 42 mm y de 50.4≈50mm. Se presenta entonces un esquema con las dimensiones del eje:

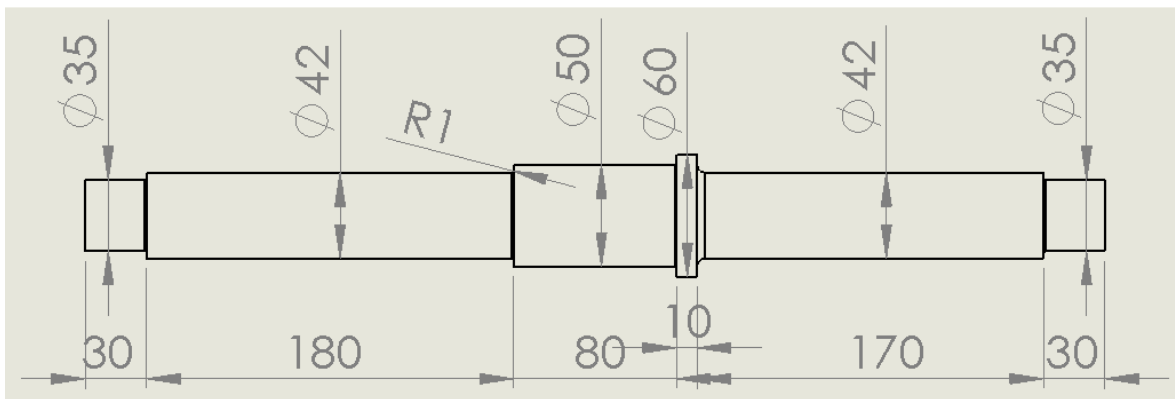


Ilustración 2.6.1.3: Dimensiones del eje.

2.6.2 Selección de cojinetes

Se seleccionaran cojinetes a bolas por su disponibilidad, bajos requerimientos de mantenimiento y la economía que ofrecen. Los cojinetes estarán sujetos únicamente a cargas radiales, no existen cargas axiales ya que no existen transmisiones mecánicas y el flujo en la cuchara es simétrico, eliminando cualquier empuje. Se procede como sigue:

La carga equivalente de diseño para cargas radiales se calcula por:

$$P = VR \quad (2.44)$$

Donde P es la carga de diseño, R la carga radial y V el factor de rotación, que toma el valor de 1 si la pista interna es la que gira como es el caso. Las reacciones en los cojinetes son iguales y toman el valor de 1.35 kN como puede leerse en los diagramas del eje.

Entonces:

$$P = 1350 \text{ N}$$

Se asume que la condición de servicio para la turbina será la de una maquina en servicio continuo las 24 horas, lo que según Shigley requiere de un servicio de un mínimo de 100000 horas, entonces:

$$L_{10} = 100000 \text{ h}$$

Se calcula entonces el número de ciclos de carga:

$$L_d = L_{10} * n * 60 = 100000 h * 1800 rpm * 60 = 1.08 * 10^8 \text{ ciclos}$$

Y la carga dinámica en el cojinete es entonces:

$$C = P \left[\frac{L_d}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 1350 N \left[\frac{1.08 * 10^8}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 6429 N$$

Se busca entonces un cojinete que cumpla tanto con las restricciones dinámicas como con las geométricas, es decir, 35 mm de diámetro interno y que soporte una carga dinámica mayor a 6429N. El cojinete 307K serie media de Timken cumple sobradamente con los requerimientos mencionados, resistiendo una carga dinámica de 37700 N, por lo que son seleccionados. Se anexa una página del catálogo de donde se seleccionó.

2.6.3 Selección de acople

El acople a seleccionar se instalara entre el eje del generador y el eje de la turbina. Preferiblemente debe ser flexible para absorber posibles vibraciones y desalineamientos. Los parámetros para la selección son los siguientes:

Velocidad: Velocidad de embalamiento; 3600 RPM

Torque: 2 veces el torque nominal; $2 * 187. N * m = 374.4 N * m$

Diámetro de eje de generador: 60mm

Diámetro de eje de turbina: 35mm.

Realizando una investigación se encontraron los siguientes acoples universales



Ilustración 2.6.2. 1 – Acople Bowex

El único inconveniente es que no flexible. En los anexos se encuentra el catálogo de selección; El seleccionado es el tamaño M-65; Existe otro acople elástico mostrado en la siguiente imagen:



Ilustración 2.6.2. 2 – Acople Rotex.

El indicado para la aplicación es:

Rotex-75

Material: GG-25

Pieza 1a con diámetro de: 35mm

Pieza 1 con diámetro de: 60mm

3 Análisis de tuberías

La microcentral será instalada sobre un sistema de tuberías actualmente en funcionamiento, diseñado para soportar las condiciones de la corriente con la que trabaja, por lo que aquí únicamente se hará un análisis de los cambios en las condiciones de funcionamiento del sistema de tuberías debidos a la instalación de la turbina. Como el funcionamiento en estado estable permanece prácticamente inalterado, ya que la presiones y caudales no cambiaran en la práctica totalidad de la tubería, y en los lugares en los que habrá cambios será a la baja en las condiciones de esfuerzos (la presión de funcionamiento decaerá aguas debajo de la turbina), no se considera necesario realizar un análisis de esfuerzos en tuberías del sistema completo. Los efectos adversos que pueden resultar se darán en transitorios; mas puntualmente, se aumentara la propensión del sistema a sufrir golpes de ariete. Además se realizaran algunas observaciones concernientes a la química del agua y a otro fenómeno hidráulico, la cavitación.

3.1 Análisis de golpe de ariete.

El golpe de ariete se origina debido a que el fluido es ligeramente elástico (aunque en diversas situaciones se puede considerar como un fluido no compresible). En consecuencia, cuando se cierra bruscamente una válvula o un grifo instalado en el extremo de una tubería de cierta longitud, las partículas de fluido que se han detenido son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás y que siguen aún en movimiento. Esto origina una sobrepresión que se desplaza por la tubería a una velocidad que puede superar la velocidad del sonido en el fluido. Esta sobrepresión tiene dos efectos: comprime ligeramente el fluido, reduciendo su volumen, y dilata ligeramente la tubería. Cuando todo el fluido que circulaba en la tubería se ha detenido, cesa el impulso que la comprimía y, por tanto, ésta tiende a expandirse. Por otro lado, la tubería que se había ensanchado ligeramente tiende a retomar su dimensión normal. Conjuntamente, estos efectos provocan otra onda de presión en el sentido contrario. El fluido se desplaza en dirección contraria pero, al estar la válvula cerrada, se produce una depresión con respecto a la presión normal de la tubería. Al reducirse la presión, el fluido puede pasar a estado gaseoso formando una burbuja mientras que la tubería se contrae. Al

alcanzar el otro extremo de la tubería, si la onda no se ve disipada, por ejemplo, en un depósito a presión atmosférica, se reflejará siendo mitigada progresivamente por la propia resistencia a la compresión del fluido y la dilatación de la tubería.

Es necesario realizar un análisis de golpe de ariete en el sistema de tuberías en estudio debido a la necesidad de variar bruscamente y hasta de interrumpir el flujo que existe en toda central hidráulica, debida ya sea a variaciones en la carga, a malfuncionamientos, a accidentes o paradas de emergencia.

Existen dos situaciones para las cuales se analiza el golpe de ariete; en la primera se analiza el golpe para un corte de flujo en tiempo instantáneo, lo cual es físicamente imposible, pero dada que es una condición bastante crítica es válido tomarla en cuenta; en la segunda se toma un determinado tiempo finito durante el cual se da un cierre uniforme de la válvula de control en la tubería.

3.1.1 Golpe de ariete cuando el tiempo tiende a cero

La fórmula para la sobrepresión debida al golpe de ariete para un tiempo instantáneo es la siguiente:

$$\Delta P = \rho cv \quad (3.1)$$

Donde:

ΔP = Sobrepresión causada por el golpe de ariete.

ρ = Densidad del fluido que viaja por la tubería.

c = Celeridad onda elástica del fluido que viaja por la tubería.

v = Velocidad a la que viaja el fluido por la tubería.

Para el cálculo de la celeridad ocupamos la siguiente fórmula:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}} \quad (3.2)$$

Donde:

E_0 = Modulo de elasticidad del volumen del fluido.

D = Diámetro de la tubería.

E = Modulo de elasticidad del material de la tubería.

δ = Espesor de la tubería.

Para el acero y para el agua tenemos los siguientes datos:

$$E_0 = 2.03 * 10^5 \text{ N/cm}^2$$

$$E = 2 * 10^7 \text{ N/cm}^2$$

Para la tubería que es de acero ASTM A53:

$$D = 8 \text{ in} = 0.2032 \text{ m}$$

$$\delta = 0.322 \text{ in} = 0.00817 \text{ m}$$

$$c = \frac{\sqrt{\frac{2.03 * 10^5}{1000}}}{\sqrt{1 + \frac{2.03 * 10^5 * 0.2032}{2 * 10^7 * 0.00817}}}$$

$$c = 1.273 \text{ m/s}$$

Para encontrar la velocidad a la que viaja el fluido en la tubería tenemos:

$$Q = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$v = \frac{0.025 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} * 0.2032^2}$$

$$v = 0.771 \text{ m/s}$$

Entonces la sobrepresión será igual a:

$$\Delta P = 1000 * 1.273 \text{ m/s} * 0.771 \text{ m/s}$$

$$\Delta P = 981.483 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 142.352 \text{ psi}$$

Ahora la presión en la tubería debida a la altura en explotación es igual a 213.336 psi; estas presiones sumadas dan una cantidad total de 355.688 psi; para una tubería cuyo límite máximo a la tensión es igual a 60000 psi; estos valores de presión resultan muy pequeños.

Ahora es necesario analizar el fenómeno en el inyector donde es más crítico debido a que la velocidad será mayor y el diámetro es mucho menor; entonces tenemos para la entrada del inyector:

$$D = 0.0625 \text{ m}$$

$$\delta = 0.01 \text{ m}$$

Calculando la celeridad tenemos que:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{2.03 * 10^5}{1000}}}{\sqrt{1 + \frac{2.03 * 10^5 * 0.0625}{2 * 10^7 * 0.01}}}$$

$$c = 1381.63 \text{ m/s}$$

Ahora encontrando la velocidad en este punto:

$$v = \frac{0.025 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} * (0.0625 \text{ m})^2}$$

$$v = 8.15 \text{ m/s}$$

Entonces la sobrepresión será:

$$\Delta P = 1000 \text{ Kg/m}^3 * 1381.63 \text{ m/s} * 8.15 \text{ m/s}$$

$$\Delta P = 11260284.5 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 1633.17 \text{ psi}$$

$$\Delta P = 114.823 \text{ kg/cm}^2$$

Este valor sumado junto con la presión máxima por altura es igual a 129.823 kg/cm^2

Es notable que la sobrepresión es bastante mayor en esta parte; ahora recalculando nuevamente el espesor de la tubería en esta área:

$$e_{min} = \frac{129.823 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * 0.1125 \text{ m}}{2 * \left(1670 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * 0.7 - 0.6 * (129.823) \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right)}$$

$$e_{min} = 6.69 \text{ mm}$$

Esto es menor que el valor de 10 mm que se ha predispuesto de espesor de la tubería del inyector; mas pero no deja un alto margen de seguridad; sin embargo hay que recordar que este golpe de ariete es ficticio y casi imposible; y solo se daría en situaciones muy extremas.

Entonces es válido decir que el material soporta con el espesor de 10 mm la sobrepresión que ocasionaría este golpe de ariete relativamente ficticio.

Analizando ahora la parte de la boquilla de la tobera:

Tomando en cuenta que la boquilla de la tobera tiene un diámetro de 31.25 mm, y utilizando un espesor de tubería en esta parte de 10 mm calculamos un nuevo golpe de ariete en esta parte:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{2.03 * 10^5}{1000}}}{\sqrt{1 + \frac{2.03 * 10^5 * 0.03125}{2 * 10^7 * 0.005}}}$$

$$c = 1402.71 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{0.025 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} * (0.03125 \text{ m})^2}$$

$$v = 32.595 \text{ m/s}$$

$$\Delta P = 1000 * 13816 * 32.595$$

$$\Delta P = 45721181.14 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 6631.3 \text{ psi}$$

$$\Delta P = 466.226 \text{ kg/cm}^2$$

$$P = 466.226 + 15 = 481.226 \text{ kg/cm}^2$$

Esta sobrepresión es sorprendentemente alta; se deduce que el espesor de la tubería en la salida de la tobera tendrá que cambiar.

Ahora calculando un nuevo espesor de tubería y utilizando el valor total del límite de fluencia del acero ASTM A36

$$e_{min} = \frac{(481.226) \text{ kg/cm}^2 * 0.1125m}{2 * (2530.3 \text{ kg/cm}^2 * 0.7 - 0.6 * (481.226) \text{ kg/cm}^2)}$$

$$e_{min} = 18.26 \text{ mm}$$

Si no existe una disminución de la tubería por fuera entonces el espesor exactamente en la boquilla queda de 20.625 mm; para una situación de mayor seguridad se puede aumentar un poco el espesor en la salida haciéndolo llegar a 21 mm; esto da un pequeño margen de seguridad pero siempre tomando en cuenta que esta situación es prácticamente imposible que se produzca; además de ello, se recomienda mejor utilizar acero ASTM A53

3.1.2 Golpe de ariete para intervalo de tiempo finito

A continuación se utilizaran condiciones más cercanas al funcionamiento real. Se analizara el golpe de ariete utilizando el tiempo estimado que requerirá el inyector para cerrarse completamente sin provocar una sobrepresión excesiva. Un intervalo de tiempo razonable es de 20 segundos como se mostrara más adelante. Considerando que las mayores sobrepresiones para $t=0$ fueron encontradas en el inyector y la salida de la tobera, solo se tomaran en cuenta estos puntos. La ecuación del golpe de ariete para tiempo finito es:

$$\Delta P = k \frac{\rho L v}{t_c} \quad (3.3)$$

Donde:

k : Coeficiente comprendido entre 1 y 2 (normalmente inferior a 1.5) para tener en cuenta la elasticidad de la tubería.

L : Longitud total de la tubería.

t_c : Tiempo en que se cierra la válvula.

Tomando la longitud total de la tubería como 1600 m (dato proporcionado por laGeo) ya que ese es el valor estimado que se tiene desde la salida del tanque de condensado, hasta el pozo de reinyección, y una velocidad en el inyector de 8.15 m/s.

$$\Delta P = (1.5) \frac{1000 \text{ kg/cm}^2 * 1600 \text{ m} * 8.15 \text{ m/s}}{20 \text{ s}}$$

$$\Delta P = 978000 \text{ Pa.}$$

$$\Delta P = 14.184 \text{ psi}$$

$$\Delta P = 9.98 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Esta es una cantidad bastante menor a la calculada en $t = 0$ segundos, ahora calculando para la salida de la tobera donde se tiene una velocidad de 32.595 m/s tenemos:

$$\Delta P = (1.5) \frac{1000 * 1600 * 32.595}{20}$$

$$\Delta P = 3911400 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 567.3 \text{ psi}$$

$$\Delta P = 39.91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Se cumple de igual manera la tendencia vista en el apartado anterior, donde el punto más crítico es la salida de la tobera; pero con sobrepresiones mucho menores que para el caso de tiempo instantáneo.

Siendo esta parte la más crítica, sumamos la presión por altura que es de 15 kg/cm²; nos da una presión de 54.91 kg/cm²; si tomamos en cuenta que se utilizara tubería A53; de la cual para un diámetro de 25 mm y 4.55 mm de espesor soporta una presión de prueba de 60 kg/cm².

Este es un margen de seguridad bastante pequeño; es recomendable entonces mantener la tubería con diámetro constante por fuera o aumentar

el espesor en la salida, y que la reducción de la tobera solo se dé en el interior; de esta manera se mostró en el apartado anterior que la tobera soporta el golpe de ariete para un tiempo instantáneo; de otra manera se tendría que recurrir a la utilización de aceros más resistentes, en este caso serían aceros inoxidable; lo cual aumenta el costo. Aun así es válido decir que la tubería de acero ASTM A53 soporta el golpe de ariete; sin embargo, siempre es recomendable en tuberías dejar factores de seguridad altos.

Para saber cuánto es este factor de seguridad se calculará una presión máxima a partir del espesor, asumiendo que el diámetro exterior de la tobera se ha dejado constante:

El espesor en este caso en la salida de la tobera es de 20.695 mm como lo muestra la siguiente figura:

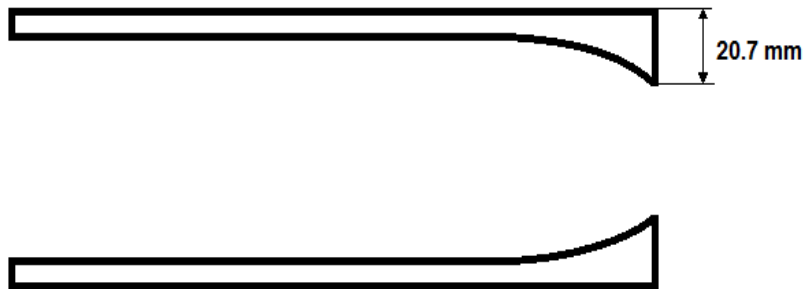


Ilustración 3.1.4: Diagrama de la boquilla del inyector

Entonces calculando para el acero ASTM A36 una presión máxima tenemos:

$$20.695 = \frac{(P_i) * 0.1125}{2 * (2530.3 * 0.7 - 0.6 * (474.523))}$$

$$P_i = 546.898 \text{ kg/cm}^2$$

El factor de seguridad sería entonces:

$$F.S. = \frac{546.898}{(39.91 + 15)}$$

$$F.S. = 9.95 \approx 10$$

Es un factor de seguridad bastante alto, pero se recomienda mantenerlo debido a la vitalidad del inyector en el sistema y como provisión para

manejar alguna falla que provoque un golpe de ariete más brusco del esperado, aun por consecuencia el diámetro exterior de la tobera se puede hacer un poco menor sobre todo si se utiliza ASTM A53

3.2 Consideraciones de incrustaciones en la tubería

3.2.1 Incrustaciones en tuberías.

El agua, recurso utilizado prácticamente en toda actividad humana, contiene naturalmente carbonatos de calcio, magnesio (compuestos iónicos) y otras sales, así como microorganismos y elementos varios en solución.

Las sales presentes en el fluido de un circuito se adhieren a sus paredes interiores debido a las cargas eléctricas naturales de sus moléculas y a las propiedades de sus estructuras cristalinas. Bajo determinadas condiciones de temperatura y presión estas incrustaciones se ven incrementadas causando el crecimiento en espesor de una capa calcárea/magnésica acarreando consecuencias económicas y de producción.

Las sales incrustadas conllevan al deterioro progresivo e irreversible de las paredes metálicas sobre las cuales se incrustan. Acción comúnmente conocida como corrosión, se trata de una reacción electroquímica (espontánea) destructiva que, como es sabido, ataca a la mayoría de los metales utilizados comúnmente en cualquier industria y actividad productiva.

La formación de incrustaciones calcáreas ocurre sin un correcto tratamiento del agua, y afecta a circuitos y maquinarias de varias maneras:

- Disminución del caudal hasta llegar a su parálisis, debido al crecimiento del espesor de una capa calcárea.
- Corrosión irreversible de toda superficie metálica presente en el circuito, hasta su deterioro total.
- Necesidad de recambio de tramos completos de tubería de circuitos de agua.
- Recambio de piezas y partes de maquinarias afectadas por la corrosión e incrustación.
- Pérdida de entre un 40% y 90% de la efectividad de sistemas de transferencia de calor (destiladores, intercambiadores, torres de refrigeración, condensadores, calderas) debido a la aislación térmica provocada por las incrustaciones.

Cuando se estudian las incrustaciones en tuberías; se estudia el total de sólidos disueltos; (TDS), lo que analíticamente se define como residuo filtrable total.



Ilustración 3.5.1: Rangos de clasificación del agua según su contenido de sales disueltas.

En soluciones acuosas la conductividad es directamente proporcional a la concentración de sólidos disueltos, por lo tanto cuanto mayor sea dicha concentración, mayor será la conductividad. Normalmente en la determinación de los TDS en mg/l se utiliza un factor de correlación de 0.5 respecto del valor de la conductividad en $\mu\text{S}/\text{cm}$. Aunque no es exacto, se acepta este valor con el que la concentración de TDS es casi equivalente a la concentración del cloruro de sodio en aguas naturales. Sin embargo en la mayoría de las aguas naturales el NaCl no es la única sal disuelta en la solución, teniendo cantidades sustanciales de iones Ca, Mg, Na, Si, Cl, HCO_3 , CO_3 cuya combinación nos da un factor más cercano a 0.64 que a 0.5. Por consiguiente en nuestro caso consideramos el factor 0,64, obteniéndose un valor de TDS de 200 mg/l.

La medición de TDS en el agua se puede realizar de manera gravimétrica; evaporando la muestra de agua y pesando el contenido restante de minerales que quedan; también existen dispositivos que miden este valor en el agua fría sin necesidad de evaporarla aunque los resultados son distintos; en todo caso las dos mediciones son correctas, solo hay que especificar el método utilizado.

3.2.2 Tratamiento del agua para la turbina Pelton.

Es posible considerar un tratamiento de agua en la tubería de condensado en un punto antes de ingresar a la turbina Pelton ya que como es bien sabido debido al origen del vapor este podría arrastrar grandes cantidades de sales minerales desde el fondo del pozo; además de las enormes cantidades de azufre; pero este vapor es tratado antes de ingresar a las turbo

maquinas de vapor, gracias a ello el condensado que viaja por la tubería en la que se piensa instalar la turbina es de muy buena calidad; según los datos obtenidos de laGeo, el condensado se encuentra dentro del rango de las especificaciones técnicas para el agua potable. Por lo tanto, la posibilidad de necesitar de tratamientos para reducir la dureza del agua se descarta.

4 Sistema de Control

Uno de los datos de diseño utilizados en el proceso seguido hasta este punto ha sido la velocidad de rotación de la turbina, de $n=1800$ rpm, correspondiente a un generador síncrono de 4 polos. Es la tarea del sistema de control mantener ese valor estable, con el objetivo de mantener la frecuencia del voltaje generado lo suficientemente cercana a los 60 Hz para que la inyección a red sea factible (esto generalmente implica una variación no superior al 0.2 % de la velocidad nominal, lo que en el caso permite una tolerancia de ± 3.6 rpm). Por otro lado el sistema de control debe ser capaz de ejecutar las secuencias de arranque y parada correctamente y monitorear constantemente en búsqueda de cualquier anomalía en el funcionamiento, ejecutando medidas correctivas antes de que el sistema falle, evitando de ese modo que el personal, el equipo o las instalaciones sufran daños.

Para un generador síncrono específico, la frecuencia es función de la velocidad de rotación, y el voltaje generado por la maquina es función de la corriente de excitación. Pueden haber casos en los que debido a la construcción y especificaciones de la maquina sea necesario controlar tanto frecuencia como voltaje para cumplir con los requisitos de generación. Para el generador a instalar (un generador WEG gta201aihv de 38,8 kVA 4 polos a 110/220 V con grado de protección ip23), la función de regulación de voltaje es ofrecida por el generador mismo, ya que posee las características de autoexcitación y autorregulación de voltaje, por lo que únicamente será necesario controlar la frecuencia del voltaje generado.

4.1Regulación de turbinas hidráulicas

En una turbina hidráulica el problema de mantener constante la velocidad de rotación de la maquina (y con ella la frecuencia del voltaje generado) corresponde a mantener el par neto (la diferencia entre el par motor de la turbina y el par resistivo del generador) igual a cero, es decir, el par motor suministrado por la maquina debe en todo momento ser igual al par

resistivo impuesto sobre la misma durante el funcionamiento en estado estable, según la segunda ecuación de newton para sistemas en rotación:

$$\sum \vec{T} = I\vec{\alpha} = I \frac{d\vec{\omega}}{dt} = T_m - T_r$$

De donde se ve que la suma de pares debe ser nula para que no exista cambio en la velocidad. Hay que hacer notar, por otro lado, que esto no significa que el par motor no debe variar, sino que debe hacerlo en la cantidad justa para suplir las variaciones en la carga. El par resistivo depende de la demanda de la red, sobre la cual no se tiene control alguno; el par motor es la variable a manipular. Como puede notarse, todo lo anterior equivale a decir que la turbina debe variar la potencia que suministra de acuerdo a las variaciones en la carga que maneja, con la condición de hacerlo a velocidad de rotación constante. Así, si se recuerda que la potencia al eje es el producto de la velocidad angular y el par suministrado ($P_m = T\omega$), y la velocidad angular ha de mantenerse constante, la potencia varía en proporción directa con el par motor.

La potencia de una turbina viene dada por la expresión: $P = \gamma Qh$. El peso específico es constante para una turbina hidráulica (el del agua), y la altura es una característica del recurso en explotación que no puede ser variada, por lo que la regulación de potencia y con ello el control de frecuencia de un grupo generador hidráulico se realiza variando el caudal. Para el caso de una turbina Pelton, el dispositivo regulador de caudal es el inyector, el cual es una forma especializada de válvula de aguja, junto con dispositivos auxiliares, como un deflector de chorro e inyectores de frenado, los cuales atacan al alabe en la espalda.

En todo sistema de tuberías en el que haya variaciones bruscas de caudal existe el riesgo de golpe de ariete, y como se señaló anteriormente, el sistema de control de una turbina necesita variar el caudal para realizar su función. Por otro lado, al existir variaciones bruscas de la carga (por ejemplo, en el evento de pérdida de carga repentina), se necesita variar el caudal rápidamente para acomodarlas; por este motivo las centrales hidráulicas son propensas a sufrir golpes de ariete. En el caso de las turbinas Pelton el método principal para disminuir la incidencia de los golpes de ariete es la inclusión del deflector, el cual desvía el chorro (o una porción del mismo, según la configuración), de modo que únicamente modifica el caudal que ataca a los alabes y no el caudal que atraviesa el inyector, evitando de esa forma las variaciones bruscas de caudal en la tubería y con ello el riesgo de golpe de ariete. El chorro a la espalda

únicamente funciona como un freno, para evitar embalamientos y para facilitar las paradas de emergencia.

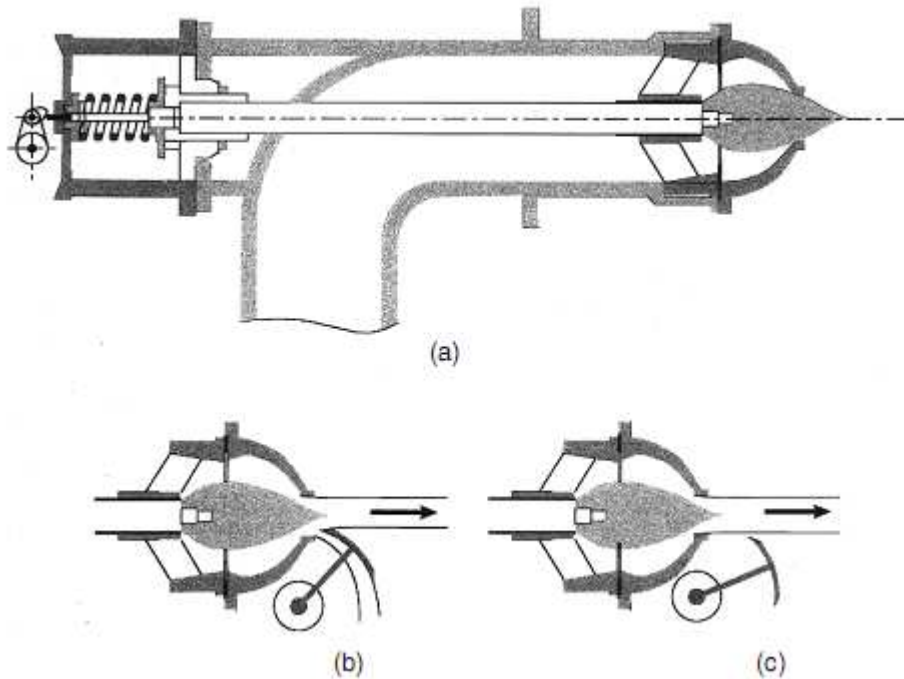


Ilustración 4.1.1: Detalle del inyector y deflector de una turbina Pelton

4.2 Controles PID

En la teoría de control se estudian dos tipos básicos de sistemas de control: sistemas de control en lazo abierto y sistemas de control realimentados o de lazo cerrado. En el caso de los sistemas de control de lazo abierto únicamente se dispone de una señal de referencia como entrada al sistema, el cual reacciona según sus características con una respuesta que es función de la entrada ingresada. Es decir la respuesta del sistema no influye en manera alguna a la entrada del mismo. En este tipo de sistemas de control se necesita conocer una relación matemática precisa entre la entrada y la respuesta del sistema (función de transferencia). Por otro lado presupone que no existe ningún tipo de perturbación que altere el estado o las características del sistema. Esto conlleva a un sistema naturalmente estable pero que se vuelve difícilmente predecible ante perturbaciones o condiciones de funcionamiento diferentes a las previstas.

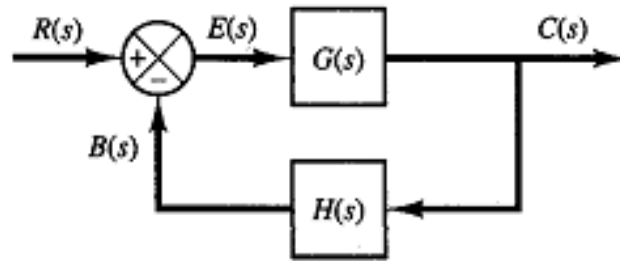


Ilustración 4.2.1: Diagrama de bloques de un sistema de control realimentado

Los sistemas de control realimentados tienen por señal de entrada a la función de error del sistema, la cual resulta al comparar la señal de entrada con la respuesta al sistema; es decir, los sistemas de control realimentados tienen la capacidad de pensar la respuesta del sistema, comparándola con el punto de referencia establecido y determinando en cada instante la entrada apropiada del sistema, la señal de error. Esto resulta en un sistema de control considerablemente insensible a perturbaciones externas y que no necesita conocer con toda precisión la función de transferencia del sistema, a costa de mayor inestabilidad en la respuesta en comparación con los controles de lazo abierto.

Como puede notarse, para sistemas de cierta complejidad, en los que la función de transferencia es difícil de determinar y que además se espera que estén sometidos a perturbaciones externas (como es el caso, ya que existen varias etapas de transformación de energía en el sistema, como son el inyector, los alabes, el generador eléctrico; creando un sistema relativamente complejo; además la carga no es perfectamente estable lo que da lugar a perturbaciones) se vuelve imperiosa la utilización de un sistema de control realimentado.

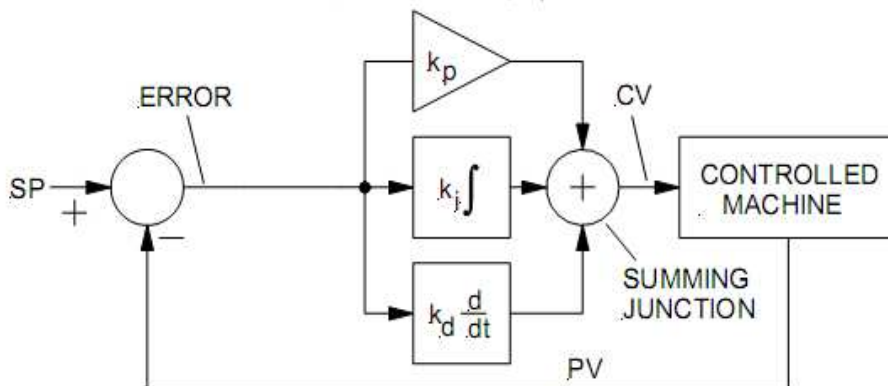


Ilustración 4.2.2: Diagrama de bloques de un sistema de control PID

Los sistemas de control PID son un tipo particular de sistema realimentado, en los cuales la entrada al sistema controlado tiene tres componentes, una directamente proporcional a la señal de error, otra directamente proporcional a la integral de la señal de error y otra directamente proporcional a la derivada de la señal de error; de allí las siglas PID (Por proporcional, integral y derivativo). El propósito de estas manipulaciones matemáticas a la señal de error es mejorar las características dinámicas del sistema. Cada una de estas es caracterizada por una constante: K_p , K_i , y K_d de forma respectiva. A continuación se presenta como cada una de las constantes afecta la respuesta del sistema:

- Ganancia Proporcional (K_p): Esta constante tiene el efecto de reducir hasta cierto punto, y luego aumentar debido a oscilaciones el tiempo de respuesta del sistema (Esto es, el tiempo que el sistema tarda en alcanzar su estado de funcionamiento desde el instante de arranque), hasta llegar a la oscilación errática (puede llegarse a oscilaciones prácticamente sinusoidales). Dichas oscilaciones son debidas a “sobrerrespuestas y sobrecompensaciones” debidas a un valor de (K_p) excesivo. También tiene el efecto de disminuir notablemente el error de estado estable del sistema (es decir la diferencia entre la señal de referencia y la respuesta de estado estable del sistema) si no se llega a la condición de inestabilidad y oscilación. Suele ser la constante más grande de las tres.

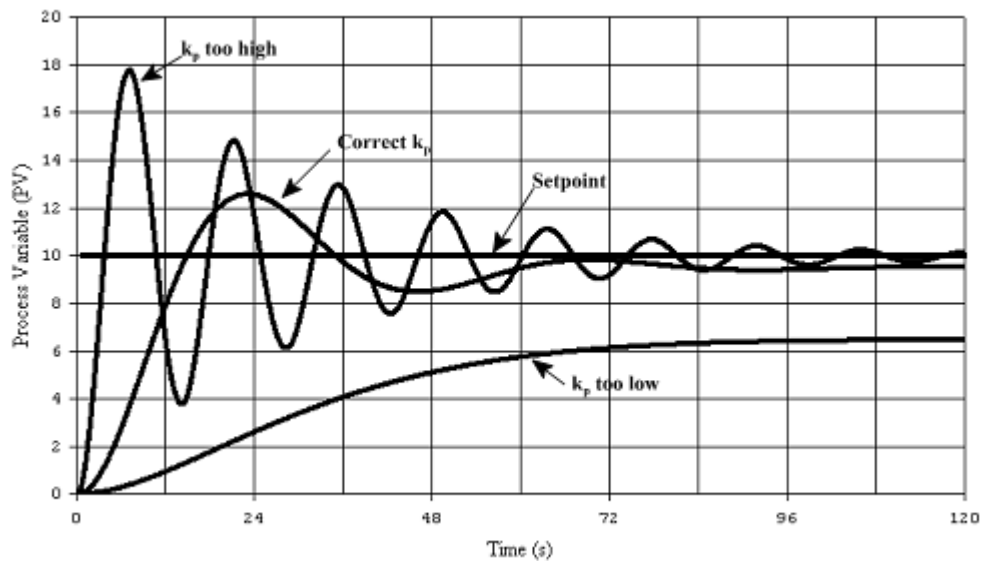


Ilustración 4.2.3: Respuesta de un sistema con control PID para distintos valores de K_p .

- Ganancia Integral (K_i): Esta constante tiene el efecto de prácticamente eliminar el error de estado estable. Puede aumentar moderadamente el tiempo de respuesta del sistema y si su valor es excesivo puede hacer aparecer oscilaciones indeseables alrededor del valor de referencia. Suele ser la menor de las tres constantes.

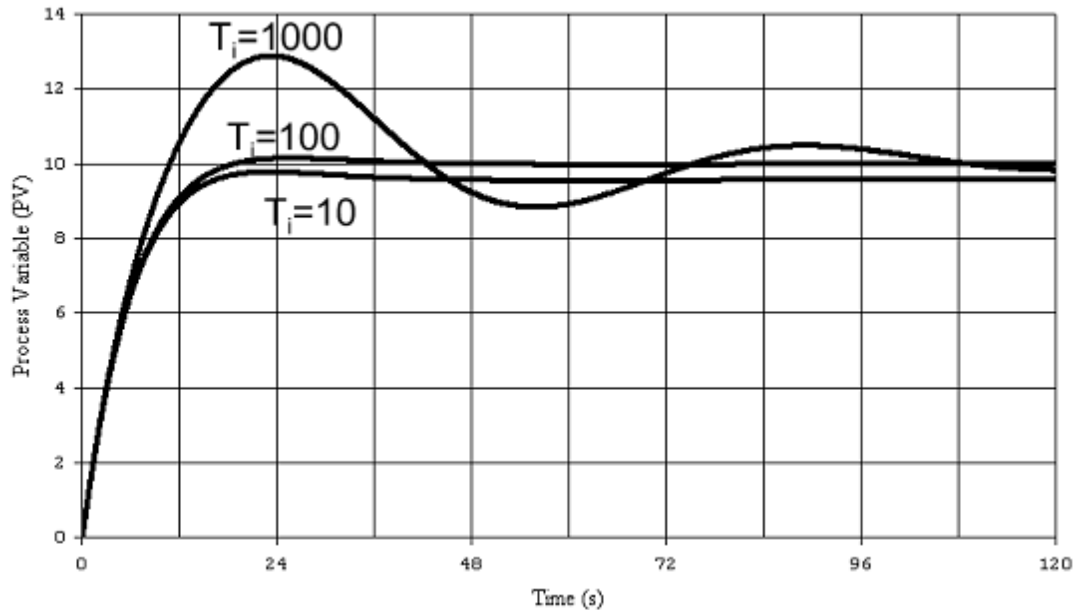


Ilustración 4.2.4 Respuesta del mismo sistema ante variaciones de la ganancia integral K_i (T_i)

- Ganancia Derivativa (K_d): Esta constante tiene el efecto de disminuir considerablemente el tiempo de respuesta y las oscilaciones. Puede aumentar apreciablemente el error de estado estable si su valor es excesivo.

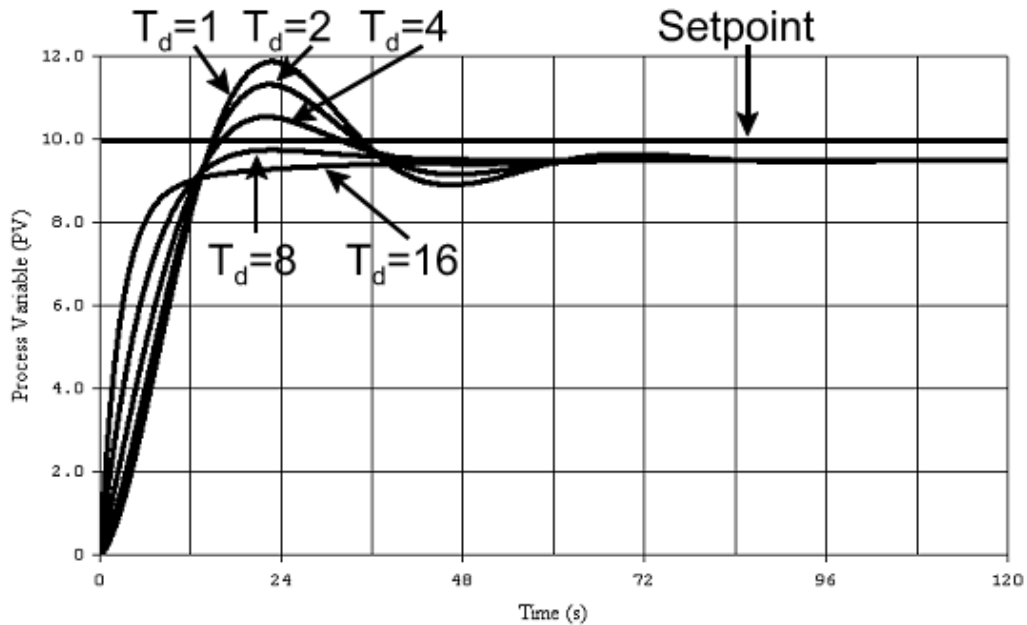


Ilustración 4.2.5: Respuesta del sistema ante variaciones de la ganancia derivativa K_d (T_d)

La más fundamental de las ganancias es la proporcional, existiendo controles únicamente proporcionales o con alguna de las ganancias restantes iguales a cero, pero esto depende primordialmente de los requerimientos de la respuesta del sistema en cuanto a estabilidad, precisión (error de estado estable) y tiempo de respuesta. Hay que hacer notar que las tres respuestas no son realmente independientes entre sí y que modificar una puede requerir compensaciones en las otras.

Teóricamente podrían calcularse los valores de las tres ganancias de manera matemática, pero esto requeriría conocer la función de transferencia con buena precisión. Como en la generalidad de las ocasiones esto no es factible, el valor verdadero de las constantes se determina experimentalmente en un procedimiento iterativo de prueba y error llamado sintonización, hasta llevar al comportamiento dinámico del sistema físico real a condiciones dentro de las tolerancias especificadas.

4.2.1 Sintonización de controles PID

Existe una variedad de algoritmos específicamente diseñados para realizar la sintonización de un PID en un tiempo razonable pero siempre se requiere de ensayos físicos con el sistema real. Entre los más populares se encuentran el método de observación y ajuste, el método de Ziegler-Nichols de la oscilación y el método de Ziegler-Nichols de lazo abierto. Como no se

realizara una sintonización real del sistema, únicamente se describirá el segundo método a modo de ejemplo, como sigue:

- 1) Inicializar todas las ganancias en cero. Encender la maquina y el sistema de control
- 2) Aumentar la ganancia proporcional hasta el valor mínimo que provoque oscilación estable en el sistema. Podría ser necesario modificar el valor de referencia para conseguir oscilación estable.
- 3) Tomar nota del valor K_p para esas condiciones. Dicho valor corresponde a la ganancia ultima K_u
- 4) Medir el periodo de la oscilación, Este valor corresponde al periodo ultimo T_u
- 5) Apagar el sistema y reiniciarlo con las siguientes constantes: $K_p = 0.6K_u$; $T_i = 0.5T_u$ y $T_d = 0.125T_u$
- 6) Los valores así encontrados no son óptimos aunque con equipos no críticos el sistema puede funcionar con ellos, pero realmente el método esta ideado como un buen punto de partida para una sintonización más fina.

4.3 Consideraciones practicas para el sistema de control de la Turbina Pelton

Los sistemas de control pueden ser implementados de diversas maneras, pero las dos más populares son mediante microcontroladores y mediante PLC's. En el presente caso se propone tomar la vía de los PLC's debido a una mayor familiaridad con dichos dispositivos y a una mayor simplicidad de la implementación, además de bajo mantenimiento (debido a estar diseñados para entornos industriales, lo que les confiere buena resistencia a condiciones ambientales desfavorables) y flexibilidad en la modificación. Se ha tomado como base de diseño a la familia S7-200 de PLC's fabricados por Siemens.

Hasta el momento se han descrito sistemas de control con entradas y respuestas únicas. Si recordamos que el sistema de control de una turbina Pelton debe manipular la posición de la aguja del inyector principal, la posición del deflector y el paso de agua por el inyector a la espalda, se ve que se necesita un sistema de control con múltiples variables manipuladas. Si se tiene en cuenta que el control del chorro a la espalda del alabe (el cual maneja un caudal de 20% del caudal máximo de la turbina) se comportaría de manera análoga (pero invertida) a un presostato (Esto es, se activará al sobrepasar un valor de rpm y se desactivaría al bajar de otro valor, menor al anterior, ambos limites convenientemente especificados),

puede observarse que el sistema de control necesita manipular dos variables.

Por otro lado, como se señaló anteriormente, los controles realimentados tienen la característica de poder adaptarse a perturbaciones externas. Se propone entonces utilizar dos lazos de control realimentados, en paralelo e independientes entre sí, con la condición de que la realimentación es la misma en ambos casos, es decir, las rpm de la maquina. Aclarando; los efectos de cada uno de los lazos de control serian vistos por el otro lazo como perturbaciones externas, de la misma naturaleza de las variaciones de carga que están diseñados para acomodar. El hecho de utilizar PLC's implica que el sistema de control será implementado a nivel de software, lo que facilita usar la misma realimentación para ambos lazos independientes. El lazo de control del inyector principal incluirá la condición de que la velocidad de desplazamiento de la aguja será lo suficientemente baja para minimizar el riesgo de golpe de ariete. Como ha sido calculado anteriormente, la velocidad de la aguja será de 1mm/s. El lazo de control del deflector, por otro lado, necesita cumplir con la condición de la respuesta más rápida posible. Esto se puede conseguir mediante dos acercamientos: La sintonización apropiada para lograr la respuesta apropiada de cada uno de los lazos individuales y el comportamiento en conjunto, y la frecuencia de ejecución de cada uno de los lazos, es decir, podría ejecutarse el lazo de respuesta rápida a una mayor frecuencia, permitiendo una respuesta más rápida.

Como es lógico, se necesitan transmisiones mecánicas para conectar los actuadores, en este caso los motores paso a paso, a los elementos de regulación: la aguja del inyector y el deflector, tanto para aumentar el par disponible, y no requerir de motores excesivamente grandes, como para tener un control razonablemente fino de la posición de ambos elementos. Además, en el caso del inyector se necesita también transformar los desplazamientos angulares del motor en desplazamientos lineales de la aguja. Todo esto se logra con dos transmisiones de tornillo sinfín y corona y un tornillo de potencia, organizados de la siguiente manera: Primero se tallará una rosca DIN TR 14x2 RH en el extremo del vástago de la aguja. Se eligió esta dimensión por ser la rosca más aproximada y menor al diámetro del vástago (14.5 mm). Cabe la inquietud de la resistencia de esta rosca, considerablemente esbelta, pero como se recordará, la aguja esta siempre bajo tensión, lo cual previene de pandeos y otras inestabilidades de los elementos cargados axialmente en compresión. Se impedirá la rotación de la aguja mediante algún tipo de acoplamiento prismático en el cojinete deslizante posterior de la aguja (se recomienda una chaveta con ajuste

deslizante, para facilidad de construcción), de modo que sea la tuerca la que rote, para evitar daños y desgaste prematuro en la interfaz del bulbo de la aguja y la tobera del inyector. La tuerca estará acoplada directa y coaxialmente a la rueda dentada de la transmisión de engrane sinfín. De hecho se recomienda que ambas sean un solo elemento integral. Como se recordará la aguja será de acero inoxidable endurecido; la tuerca se ha diseñado para ser de bronce SAE 65, lo cual forma un buen par para resistencia mecánica y al desgaste. La rueda dentada será del mismo material, que es también un buen material para engranajes de sinfín. Ésta tendrá 30 dientes y acoplara con un tornillo sinfín de una entrada, dando una reducción de 30 a 1. El tornillo sinfín será de acero endurecido. Así el motor de pasos tendrá que realizar 15 rotaciones completas para provocar un avance de 1 mm de la aguja.

La transmisión del deflector es más simple, comprendiendo únicamente una única transmisión de engranaje sinfín, con relación de transmisión de 30:1, realizada en los mismos materiales. La transmisión de sinfín del inyector tendrá una distancia entre centros de 2 pulgadas, la transmisión del deflector tendrá una distancia entre centros de 3 pulgadas. La transmisión del deflector tendrá una capacidad de par de 40 N-m, la del deflector podrá transmitir 131 N-m, para pares requeridos esperados de 1.5 y 15 N-m respectivamente. Los detalles constructivos de estas transmisiones serán especificadas en los planos de construcción.

Finalmente, como ha sido mencionado, la única forma de calcular los valores reales de las constantes K_p , K_i , y K_d es mediante los algoritmos de sintonización iterativos in situ, es decir, con el sistema físico a controlar. Como no se dispone de la turbina, no es posible sintonizar el sistema de control del conjunto generador, por lo que el sistema de control a proponer será un sistema de muestra, generalizado y para el que habrá que determinar todos los parámetros de control cuando la maquina sea construida e instalada.

4.4 Sistema de control propuesto

4.4.1 Descripción de funcionamiento del sistema

El sistema de control posibilita la correcta regulación del comportamiento de la turbina. En términos físicos el sistema se compone de un sensor (tacogenerador acoplado directamente al eje de la turbina), siete pulsadores, dos actuadores (motores paso a paso) con sus correspondientes finales de

carrera y una electroválvula de una vía y dos posiciones, permitiendo las siguientes funciones:

- a) **Arranque (Start automático):** lleva desde cero la velocidad de la turbina hasta 1800rpm con la carga conectada, si existe una perturbación externa el sistema de control automático la corrige, volviendo a la velocidad predefinida; en caso de que la turbina tienda a embalsarse actuará el chorro de frenado (esta velocidad a la que operara el chorro de frenado es programable, 2000rpm es el valor predefinido)
- b) **Parada (Stop Automático):** lleva la máquina de un estado en movimiento hasta su detención de forma segura. Si la máquina realiza una corrección entonces abortará de forma decelerada el movimiento y luego comenzara a realizar la secuencia de parado, inicia cerrando el inyector, y el deflector desvía el chorro y se activa el chorro de frenado, cuando el inyector se cierra por completo el deflector vuelve a su posición de no interferencia; el chorro de frenado dejara de funcionar hasta que la velocidad de la máquina llegue a cero. Hasta que la máquina se detenga, entonces se podrá iniciar una secuencia de arranque con el botón de **Arranque (Start automático)**.
- c) **Control manual:** Es posible controlar de forma manual la máquina, esto es controlando de forma manual la aguja del inyector, el deflector y el chorro; el modo manual se activa solo si la maquina está detenida, luego de una secuencia de Stop. No es posible usar el modo manual al llevarse a cabo el funcionamiento automático y durante la secuencia de Stop, pero si es posible activar el modo automático cuando se esté usando el modo manual sin llevar al inyector a la posición de cerrado y el deflector a la posición de no interferencia del chorro.
 - *Control manual de aguja:* Se realiza seleccionando la acción (abrir o cerrar) y pulsando el botón de **ACTIVAR** (para el inyector); al seleccionar una dirección y presionar el botón **ACTIVAR** la aguja se moverá en la dirección seleccionada hasta encontrar un final de carrera (inyector completamente cerrado o completamente abierto) o hasta que el botón activar se suelte. La velocidad a la que se moverá la aguja en este modo está configurada para que sea menor (0.5mm/s) a la velocidad en modo automático (1mm/s).
 - *Control manual de deflector:* Es necesario seleccionar si se desea bloquear o desbloquear el chorro, luego se oprime el botón **ACTIVAR** (para el deflector) para iniciar el movimiento. El deflector se detendrá al encontrar un final de carrera (chorro

completamente bloqueado o chorro libre) o al soltar el botón activar. La velocidad a la que se moverá el deflector en este modo está configurada para que sea a $\frac{1}{4}$ de la velocidad en modo automático; por lo que la interrupción completa del chorro se llevara a cabo en aproximadamente 5.33 segundos.

- Control manual del chorro de frenado: El chorro de frenado tiene solo tiene 2 estados, cerrado y abierto, de manera que el estado por defecto es cerrado; se activa pulsando el botón de **Chorro de frenado**. Este botón se puede presionar en cualquier momento, no tiene restricción alguna.

4.4.2 Descripción de variables de entrada y salida del programa de control

Entradas:

- **AIW0** - Entrada analógica del tacogenerador, está configurada mediante el DIP del modulo de expansión EM235 para una resolución de 5mV y un rango total de 10v; por lo que por cada RPM registrada se obtiene un cambio o lectura. 1800 es la referencia y el valor que debería dictar el resultado de IAWO, si no se cumple, entonces se realiza la corrección automática.
- **I0.0** - Start Pulsador de inicio: Activa el control de la máquina, de manera que la máquina gira a 1800rpm aproximadamente, si existen perturbaciones realiza las respectivas correcciones automáticamente
- **I0.1** - Stop - Pulsador que lleva a la máquina a su detención cerrando el inyector y colocando el deflector en posición de 0° (no interfiere con el chorro); y el chorro de frenado en "apagado"
- **I0.2** - Final de carrera del deflector - Esta activado cuando el deflector tiene 0°
- **I0.3** - Final de carrera del deflector - Está activado cuando el deflector interfiere completamente con el chorro (60°)
- **I0.4** - Final de carrera de la aguja del inyector - está activado cuando la aguja mantiene al inyector en posición de cerrado
- **I0.5** - Final de carrera de la aguja del inyector - está activado cuando la aguja mantiene al inyector en posición de abierto completamente.
- **I0.6** - Determina la dirección de movimiento de la aguja del inyector al activar el modo manual; Al estar activado o pulsado la dirección es tal que abre el inyector.

- **I0.7** - Start/Stop (Modo manual).Inicia el movimiento del motor de la aguja del inyector en la dirección determinada por I0.6; el modo manual puede utilizarse solo cuando la turbina no está funcionando es decir se ha presionado el botón de Stop
- **I1.0** - Determina la dirección de movimiento del deflector al activar el modo manual; Al estar desactivado o pulsado; el deflector interfiere con el chorro.
- **I1.0** - Start/Stop (Modo manual).Inicia el movimiento de motor del deflector en la dirección determinada por I1.0; el modo manual puede utilizarse solo cuando la turbina no está funcionando es decir se ha presionado el botón de STOP
- **I1.2** - Activa (si está pulsado) o desactiva el chorro de frenado; este pulsador no tiene restricciones funcionamiento.

Salidas

- **Q0.0** - Salida de pulsos predispuesta para conectar al controlador del motor paso a paso de la aguja del inyector
- **Q0.1**- Salida de pulsos predispuesta para conectar al controlador del motor paso a paso del deflector
- **Q1.0** - Salida que determina la dirección de giro del motor paso a paso de la aguja del inyector, esta va conectada a la placa de control de dicho motor
- **Q1.1** - Salida que determina la dirección de giro del motor paso a paso del deflector, esta va conectada a la placa de control de dicho motor.
- **Q1.2** - Salida que activa o desactiva el chorro de frenado.

4.4.3 Componentes y descripción de componentes del sistema de control.

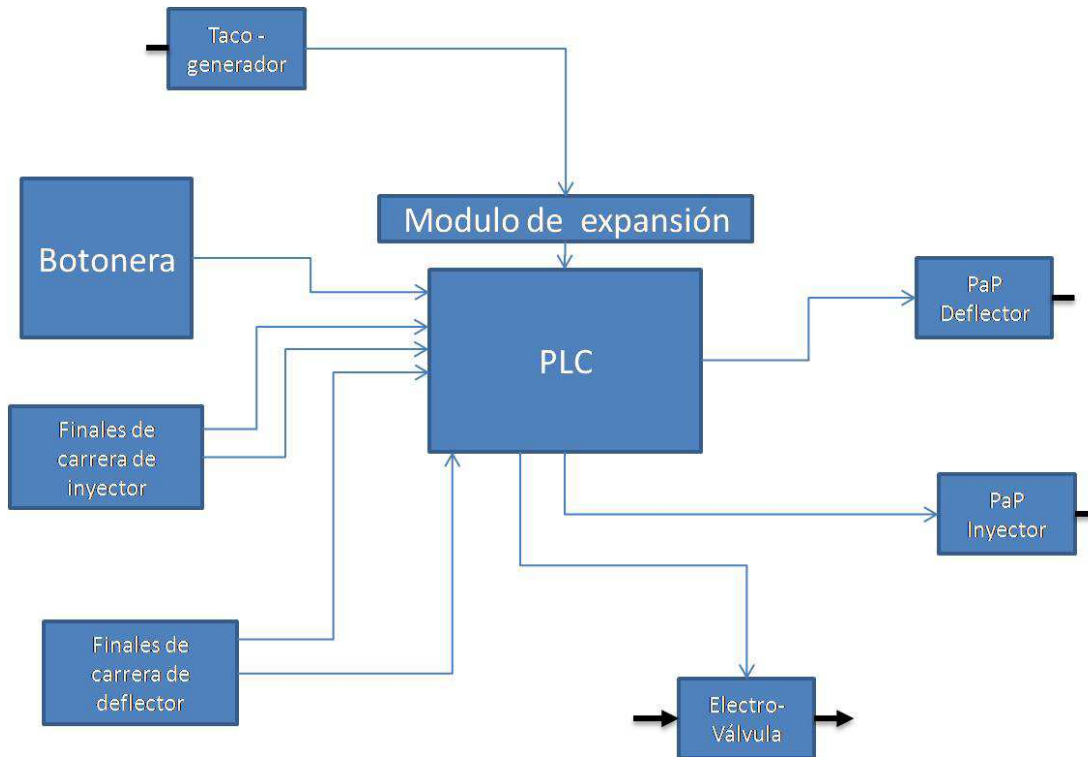


Ilustración 4.5.1: Diagrama de bloques del funcionamiento del control.

Tacogenerador

Es un transductor conectado al eje principal que censa la velocidad angular y la transforma en señal eléctrica de forma proporcional y prácticamente lineal.

Es el componente principal de control.

Módulo de expansión

Es un dispositivo que permite captar una señal analógica y convertirla en señal digital también conocido como CAD (Conversor Análogo - Digital); La calidad de procesamiento analógico a digital depende de los *niveles de cuantización*.

El módulo propuesto tiene hasta 400 niveles de cuantización.

Botonera

Es un panel de control en el que están los pulsadores para puesta en marcha y parada del rodete de la turbina, más específicamente se controlan de

forma manual y automática el inyector; el deflector y el chorro de frenado. Tiene un botón de arranque o START, un botón de RESET/STOP; Un botón de accionamiento manual de chorro de frenado; Dos botones de modo manual para inyector, uno para definir la dirección de movimiento de la aguja y otro para ejecutar la acción; Dos botones para modo manual del deflector, uno para definir la acción de “no interferencia” e “interferencia” con el chorro y otro para ejecutar la acción de movimiento

Finales de carrera (de inyector y deflector)

Son sensores que permiten el control del desplazamiento de la aguja y el deflector de manera que se mantenga en niveles seguro y evitar choques. Tienen solamente 2 estados: abierto y cerrado.

Electroválvula

Es una válvula actuada eléctricamente, esta admite el paso de agua para frenar el rodete. Es parte del sistema de chorro de frenado. Está programada para activarse cuando la velocidad en el rodete exceda las 2000rpm, pero puede programarse a cualquier otra velocidad

PaP inyector y deflector (motor paso a paso de inyector y deflector)

Son los actuadores que se utilizarán para mover el inyector y el deflector. Estos permiten un movimiento angular con gran precisión (1.8°), son controlados por pulsos y tienen gran par de torsión a bajas velocidades.

PLC (controlador lógico programable)

Es el que efectúa la acción de control ya sea de forma manual y automática dependiendo de las instrucciones emitidas por el panel de control o botonera. En forma automática el PLC de acuerdo a su programación permite el paso o interrupción del chorro, así como también la deceleración del rodete por medio del chorro de frenado de manera que el rodete se mantenga girando a una velocidad constante predeterminada (1800 rpm). Se controla automáticamente por el método PID.

4.4.4 Descripción del funcionamiento del programa de control

Es necesario que todas las posiciones de los actuadores estén en modo Roset lo cual sería:

Para el Inyector: la aguja impidiendo el paso de agua y actuando el final de carrera correspondiente.

Para el deflector: El deflector no interfiriendo con el chorro principal y actuando el final de carrera correspondiente.

-En modo automático: Se presiona el botón de Arranque (Start) y el tacogenerador censa la velocidad, al inicio no habrá señal puesto que el rodete no está en movimiento, entonces el PLC ejecuta el programa y emite un tren de pulsos para actuar el motor paso a paso del inyector y admitir el paso de agua; luego ejecuta la misma operación al finalizar la anterior para verificar si la velocidad es la correcta. Esta operación se repite constantemente. Si por algún motivo la velocidad se excede de forma abrupta entra en funcionamiento el deflector y el chorro de frenado.

Al presionar el botón de Stop, entonces el inyector comienza a cerrarse, el deflector interfiere con el paso del chorro desviándolo para que no golpee los álabes y el chorro de frenado se activa.

Cuando el inyector termina de cerrarse el deflector cambia hasta la posición de "no interferencia" pero el chorro de frenado continua hasta que el rodete se detiene o su velocidad es muy baja (depende de su programación).

En modo manual es posible activar independientemente los actuadores (deflector, inyector y chorro de frenado)

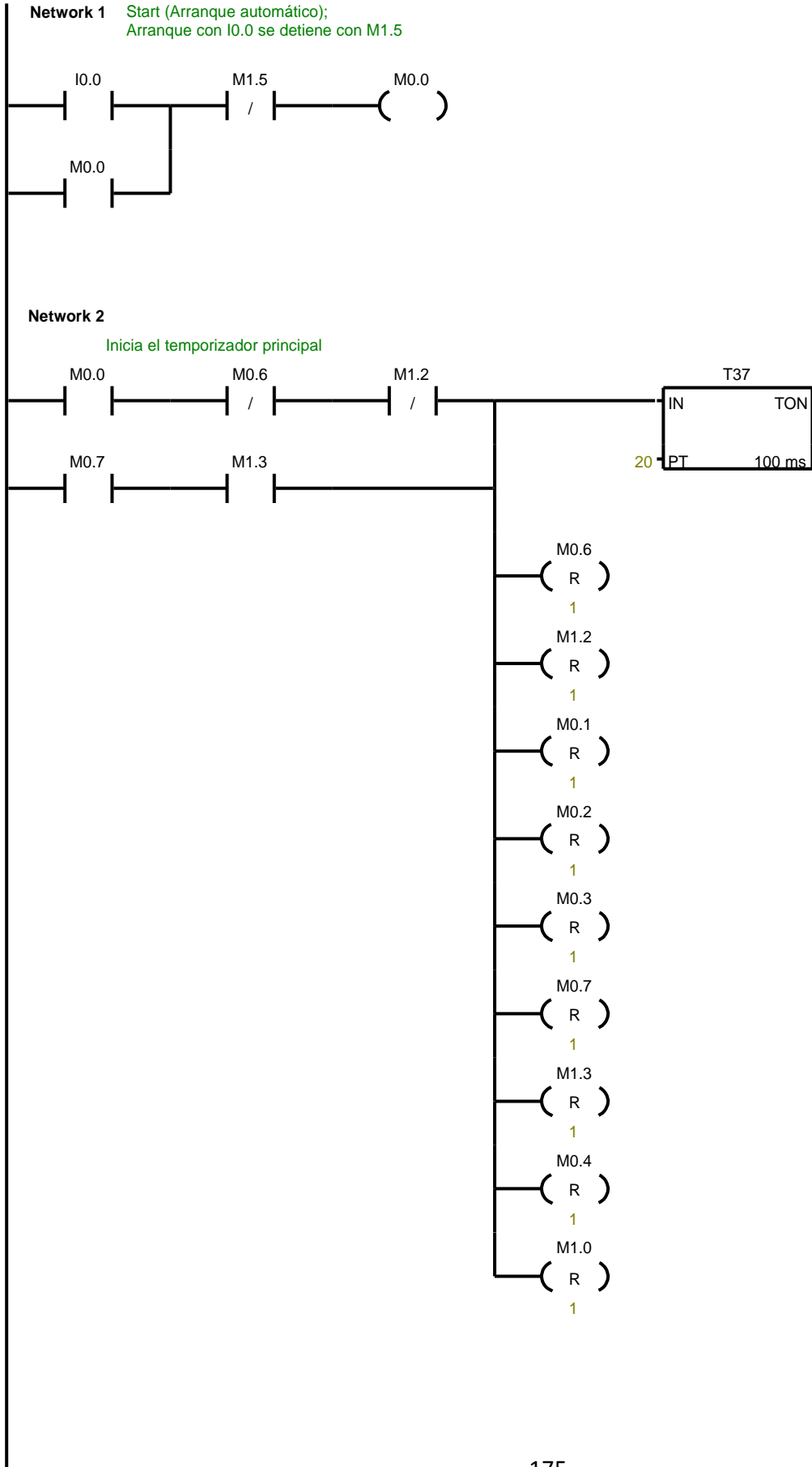
Es importante recalcar que siempre que se utilice el modo manual es necesario que se haya presionado el botón de Reset; Es decir que si se está trabajando en modo automático no es posible pasar a trabajar a modo manual directamente; Pero si es posible pasar a trabajar directamente a modo automático cuando estamos efectuando la operación de control en modo manual.

Es recomendado utilizar solamente la operación de control en modo automático y utilizar la operación manual para verificar el correcto funcionamiento de los actuadores y detección de fallas o mala operación.

4.4.5 Programa de control

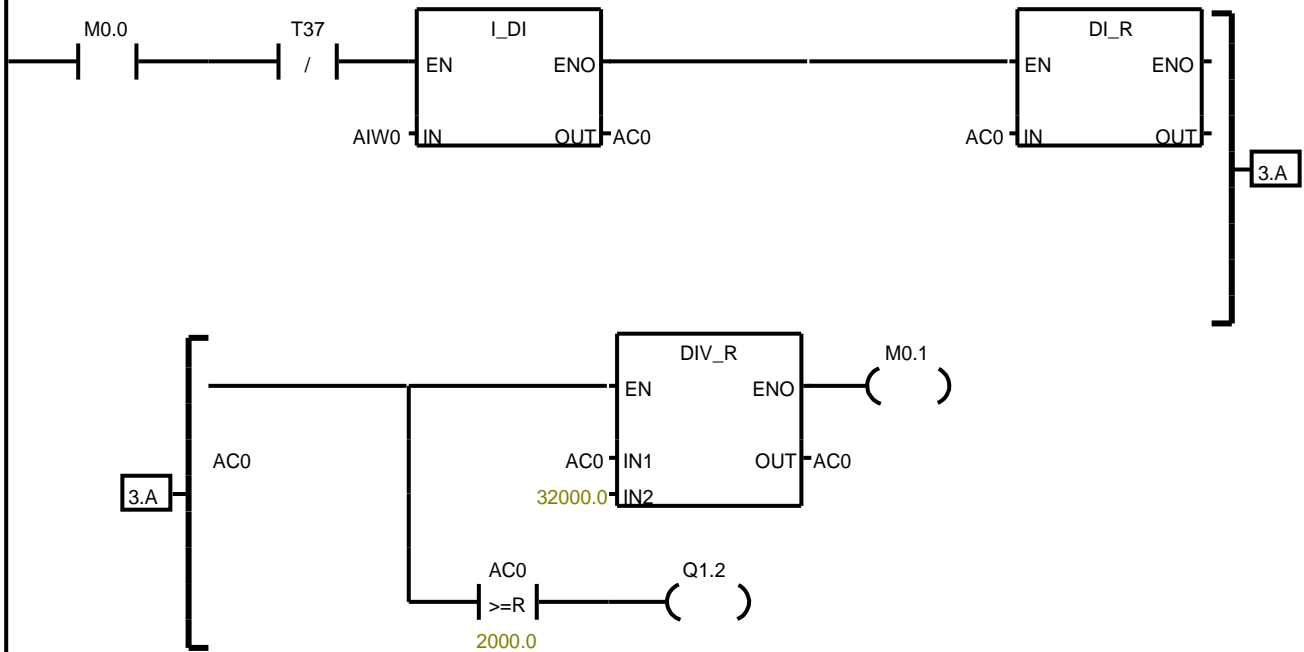
A continuación se presenta el diagrama de escalera del programa:

SISTEMA DE CONTROL PELTON



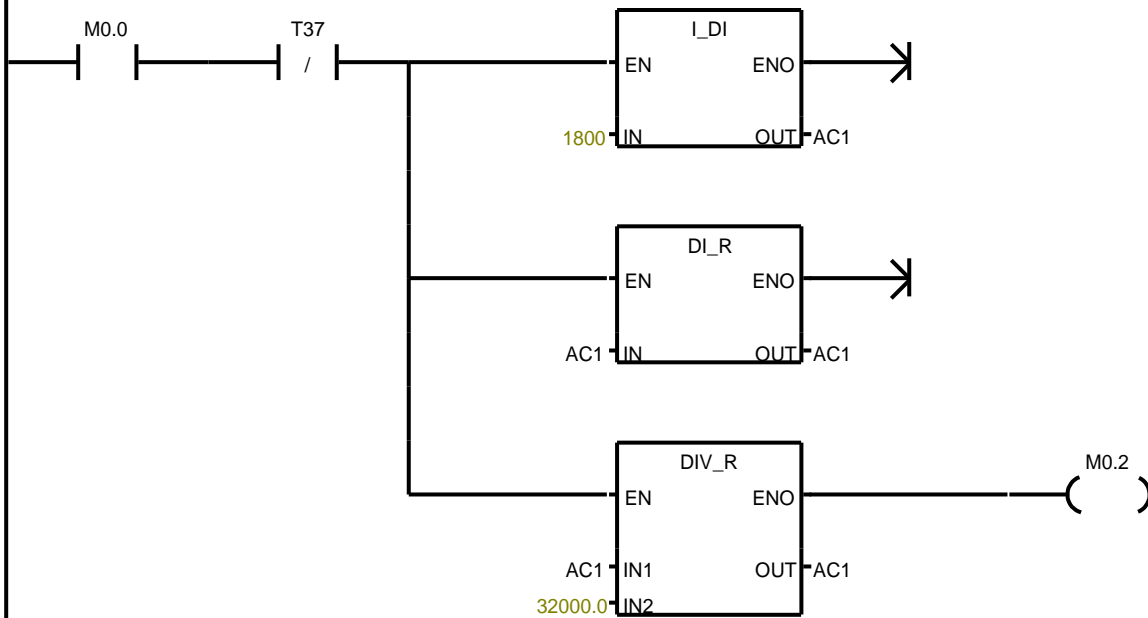
Network 3

Conversión de Variable del proceso y control de chorro en la espalda, se activa si AC0 es mayor o igual a 2000 (equivalente a 2000rpm)



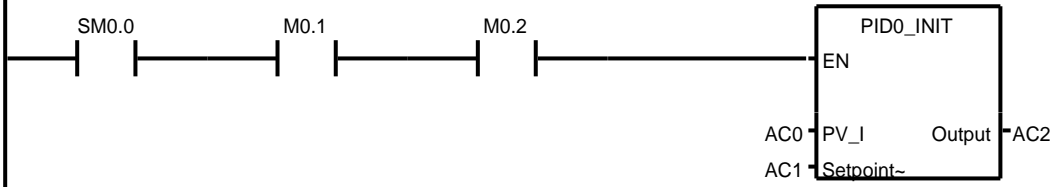
Network 4

Conversión de Consigna o setpoint



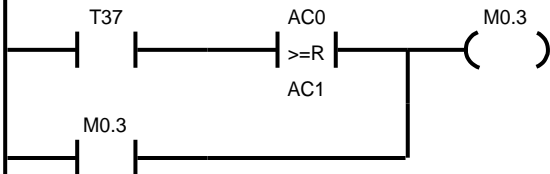
Network 5

Introducción de datos al PID para inyector



Network 6

Verificación de la dirección de giro del motor - Se activa M0.3 para hacer que la dirección de giro del motor sea tal que cierre el inyector o el deflector interfiera con el chorro.



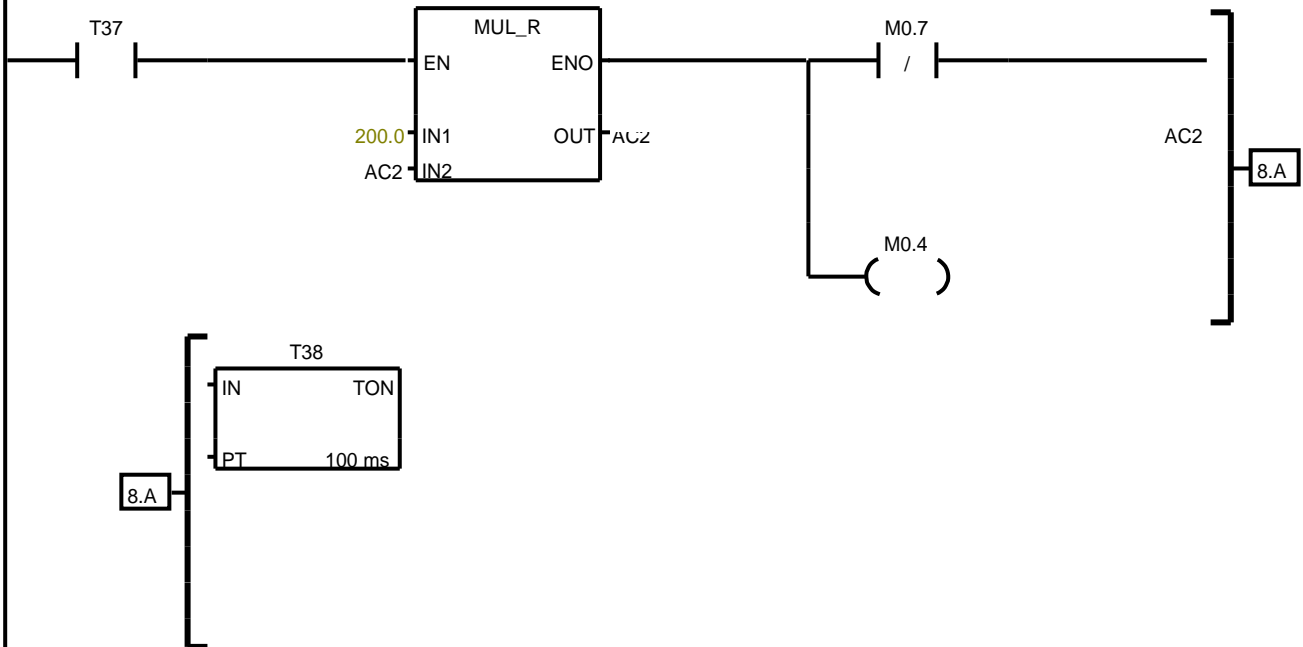
Network 7

Enviar "dirección" a salida digital



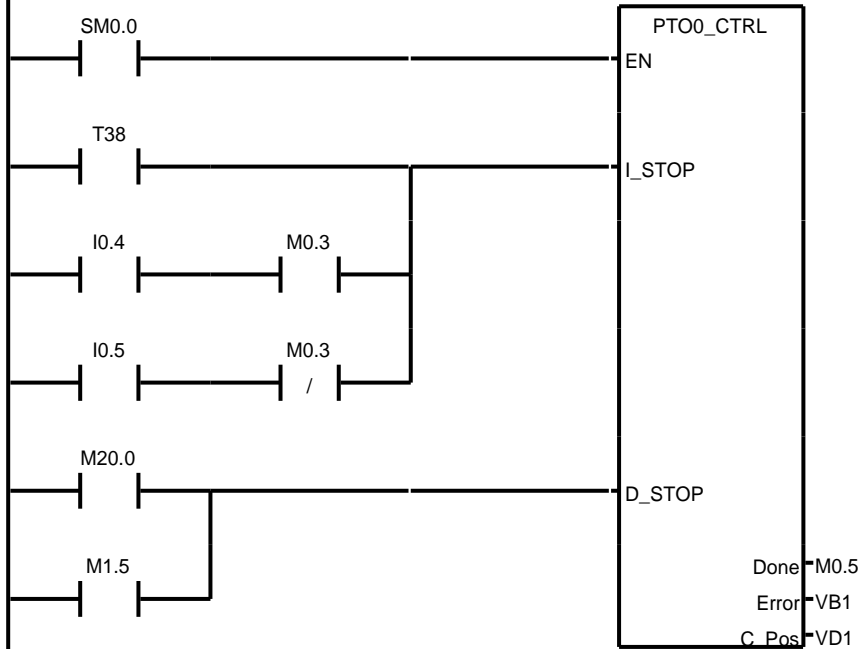
Network 8

Cálculo de tiempo de funcionamiento del motor



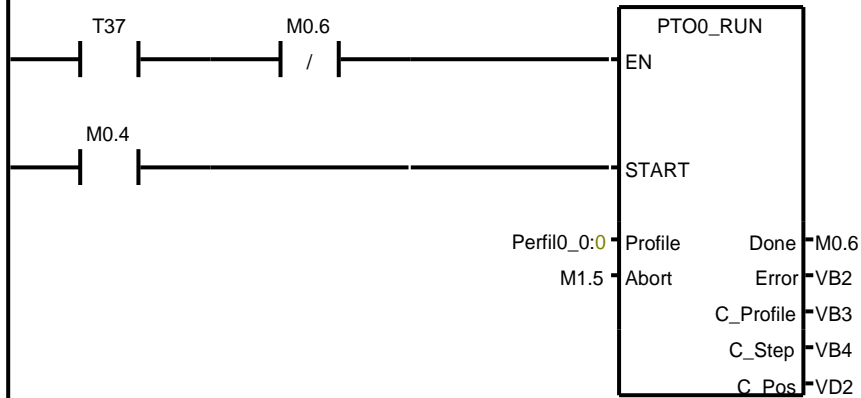
Network 9

Ejecución de movimiento del Motor con tiempo de t38



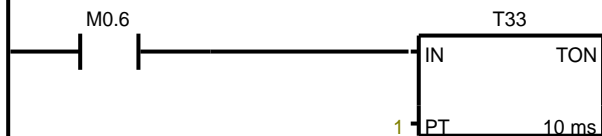
Network 10

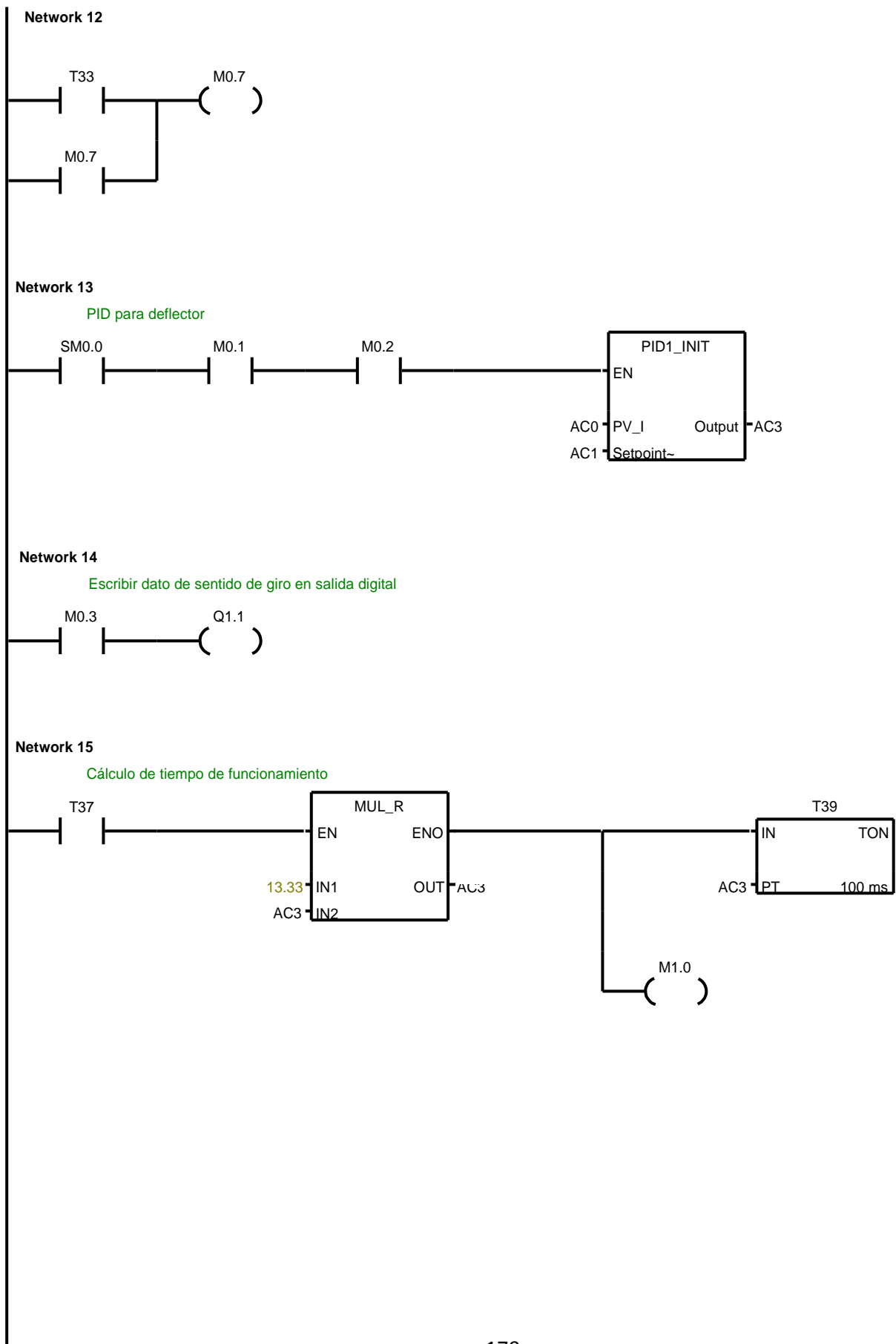
Ejecución de perfil de movimiento: perfil0_0 - movimiento constante a 3000pulsos/segundo



Network 11

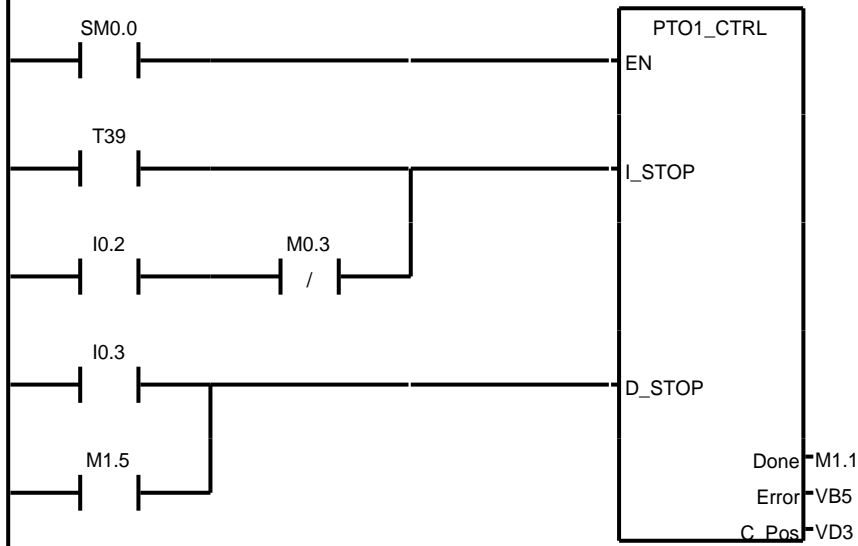
Iniciar ciclo nuevamente; si iniciará solo si también el deflector ha terminado de hacer las correcciones





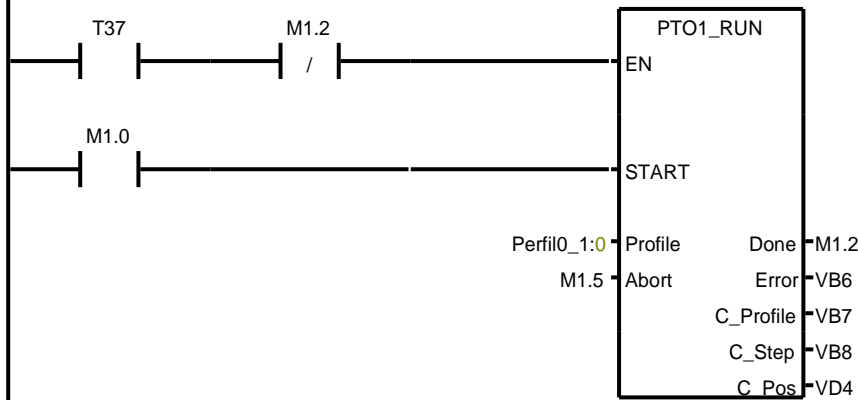
Network 16

Ejecución de movimiento del Motor con tiempo de t39

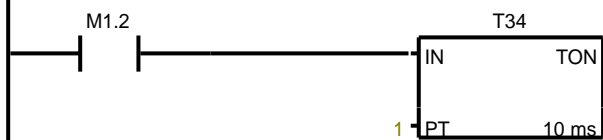


Network 17

Ejecución de perfil de movimiento: perfil0_1 - movimiento constante a 1000pulsos/segundo

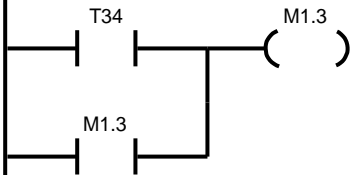


Network 18



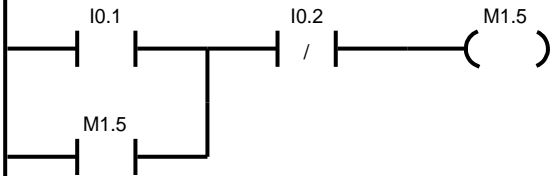
Network 19

Reinicia contador principal, iniciará solo si también el inyector ha terminado de hacer las correcciones



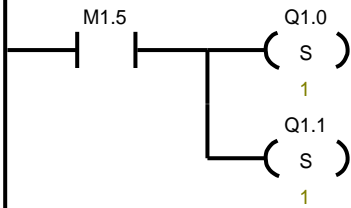
Network 20

SECUENCIA DE STOP



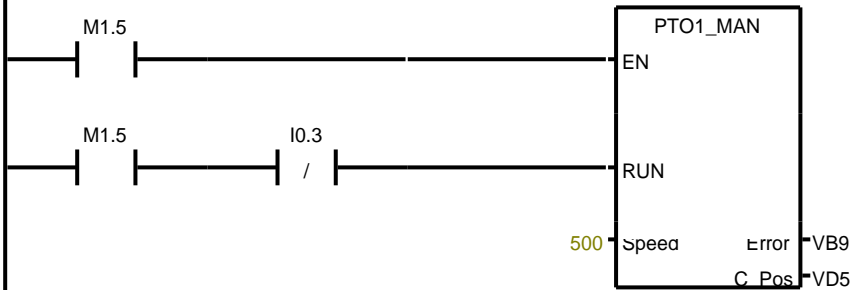
Network 21

Dirección de giro



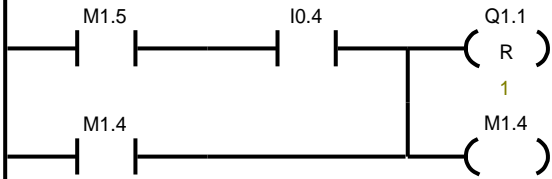
Network 22

SECUENCIA DE STOP - DEFLECTOR - Primero desvía el chorro por completo y se detiene hasta tocar el final de carrera



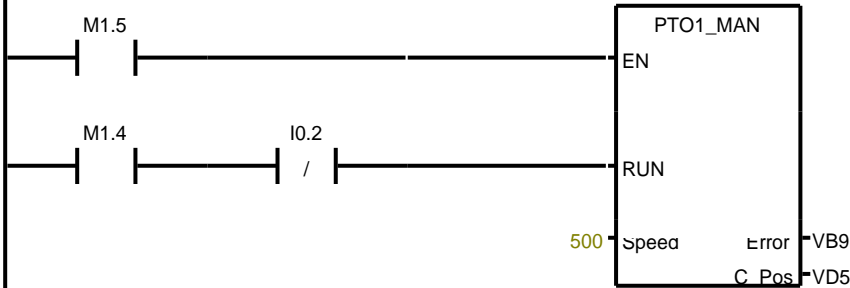
Network 23

Se cambia la dirección de giro, de manera que ahora vuelva a la posición de "no desviación" del chorro



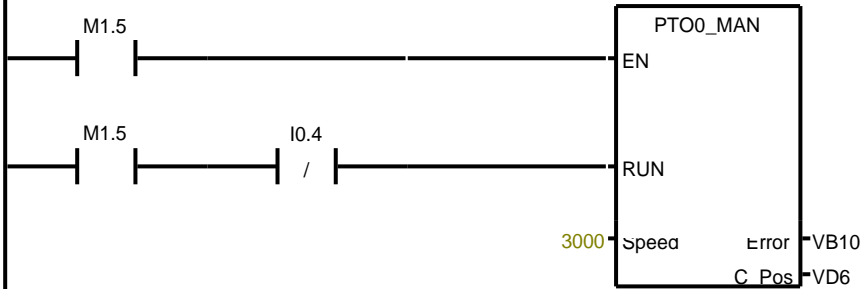
Network 24

Ejecuta el movimiento hasta llegar a su posición de "no desviación" del chorro



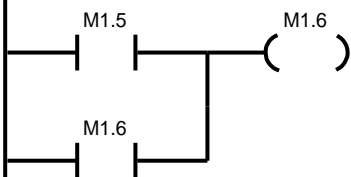
Network 25

SECUENCIA DE STOP - INYECTOR



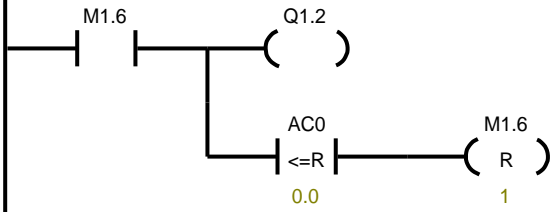
Network 26

ACTIVANDO Y DESACTIVANDO CHRRO PARA STOP



Network 27

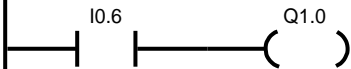
ACTIVANDO Y DESACTIVANDO CHORRO PARA STOP



Network 28

ACTIVADO INDEPENDIENTE DE AGUJA DE INYECTOR

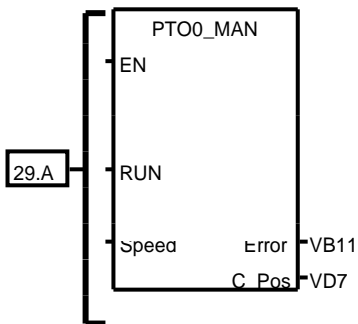
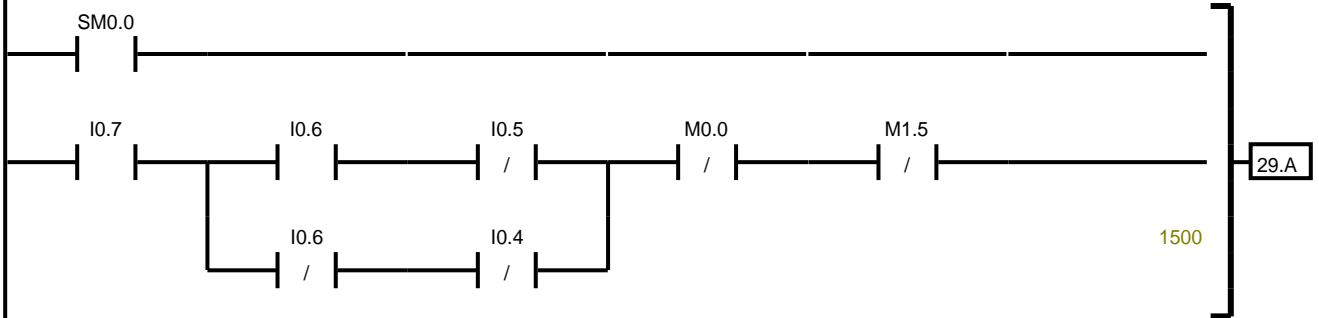
I0.6 - Pulsador externo determina la dirección de giro - activado abre el inyector; sino, lo cierra



Network 29

EJECUTA EL MOVIMIENTO DEL MOTOR

I0.7 - inicia el movimiento del motor de la aguja



Network 30

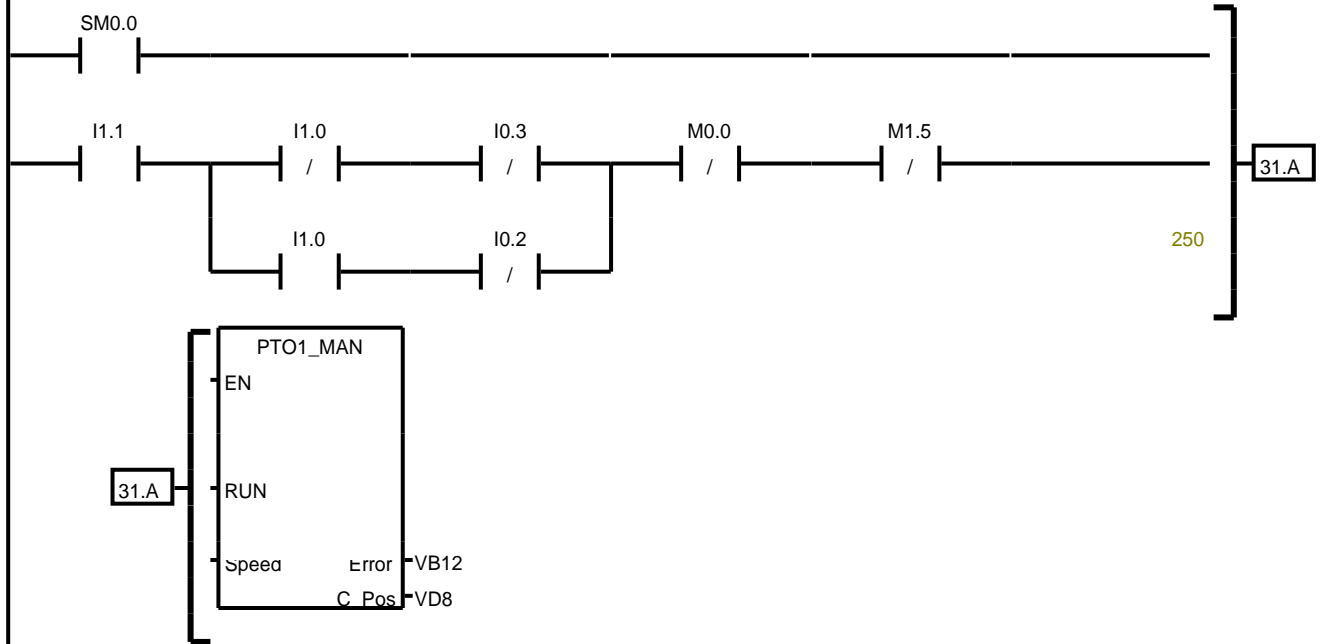
DEFLECTOR

I1.0 pulsador externo determina la dirección de giro - desactivado coloca el deflector de manera que desvíe el chorro



Network 31

EJECUTA EL MOVIMIENTO DEL MOTOR
I1.1 inicia el movimiento del motor del deflector



Network 32

ACTIVACIÓN Y DESACTIVACIÓN DEL CHORRO EN LA ESPALDA DE LA CUCHARA Este se activa con I1.2,
NOTA: el chorro siempre se puede activar



NOTA: Para activar cada motor se configuraron las salidas correspondientes por medio del asistente de control de posición el cual crea subrutinas, las cuales son utilizadas luego para llevar a cabo la acción; así mismo se crearon subrutinas por medio del asistente de operaciones-PID para llevar a cabo la acción de control principal.

4.5 Especificaciones físicas de los componentes del sistema de control

Motor Paso a Paso (aguja de inyector)	
Paso	1.8°/pulso
Velocidad de respuesta	4000puls/s (se utiliza hasta 3000p/s)
Torque	1.4N*m
Voltaje de trabajo de controlador	220v (preferiblemente)
Carcasa	NEMA 34
Nota: Las dimensiones de la carcasa no están claramente relacionadas con los valores de par y potencia, es decir, pueden haber grandes diferencias en los valores de par y potencia para dos motores con el mismo tipo de carcasa, por lo que las designaciones de carcasa son tentativas.	

Motor Paso a Paso (aguja de deflector)	
Paso	1.8°/pulso
Velocidad de respuesta	2000puls/s (se utiliza hasta 1000p/s)
Torque	1.4N*m
Voltaje de trabajo de controlador	220v (preferiblemente)
Carcasa	NEMA 34

Electroválvula (aguja de deflector)	
Tipo	Hidráulico, dos puertos, dos posiciones
Presión de trabajo mínima	213 psi
Caudal de trabajo mínimo	0.005 m ³ /s
Accionamiento	Eléctrico (Solenoides) o electrohidráulico (autopilotado) con retorno por resorte
Estado de reposo	Normalmente cerrada
Nota: no existe una norma que estandarice las dimensiones físicas de las válvulas de control, por lo que las dimensiones de montaje serán determinadas en la selección del componente real.	

Tacómetro	
Rango de operaciones	0-4000rpm
Rango de voltaje	0V-10V DC (preferiblemente)
Resolución	2.5mV (determinado por el encoder)
Nota: Si el valor máximo del rango de voltaje es de más de 10V se tendrá que manipular la señal, de manera que al módulo de expansión (EM 235) del PLC llegue como máximo 10V.	

En los anexos se muestran las dimensiones de las carcasas NEMA y una hoja de datos de electroválvulas adecuadas a la aplicación.

5 Evaluación económica

Para realizar la evaluación económica es necesario estimar la inversión inicial a realizar para poner en marcha el proyecto, los costos de operación y mantenimiento del proyecto y los ingresos que el proyecto generará durante su tiempo de vida. La inversión inicial está compuesta por los costos de construcción de la máquina, en materiales y mano de obra; el costo de la obra civil, el costo del

sistema de control de la maquina y del equipo eléctrico de la microcentral y finalmente el costo de la instalación de todos los equipos de la misma.

Para estimar el costo de construcción se recibió el apoyo de laGeo, que contactó a una empresa con la que ha trabajado anteriormente y que realizó una cotización de los costos de mano de obra a partir de los planos constructivos. El costo de materiales se calculó listando cada perfil y cantidad de los materiales utilizados en los planos, considerando la sobredimensión y sobrantes necesarios para el maquinado. Dichos materiales incluyen perfiles varios de acero al bajo y medio carbono, aceros inoxidable, aceros aleados y bronce. Conociendo la cantidad y tipo de perfiles utilizados, se realizó la cotización con los distribuidores de materiales para la fabricación mecánica en el país. Se cotizaron también los elementos que componen el sistema de control propuesto (PLC, módulo de expansión, motores PaP, tacogenerador, electroválvula, finales de carrera, pulsadores, etc.) y el equipo eléctrico necesario (generador, transformador, cableado eléctrico, protecciones, etc.).

En general, la obra civil para una central hidroeléctrica está compuesta por obras de captación, de canalización y conducción, desarenadores, casa de máquinas y sistemas de descarga. La mayoría de estos elementos no serán considerados en este caso. Debido a la naturaleza del recurso en estudio, no es necesaria ninguna obra de captación y conducción (represas, bocatomas, canales, tubería forzadas y desarenadores) ya que, por una parte el recurso no es el salto hidráulico de un río si no el agua de reinyección de una central geotérmica; y por otra parte porque la microcentral sería insertada en el sistema de reinyección de dicha central, el cual realizara al función del sistema de captación y conducción. Considerando esto, la obra civil está constituida, en este caso, únicamente por la casa de maquinas.

El tamaño de la casa de maquinas de una central hidroeléctrica está directamente relacionado con la potencia instalada de la central, así es de esperarse una casa de maquinas pequeña para la microcentral en estudio. La "Guía de Diseño de Obras Civiles de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas" de OLADE ofrece un nomograma que da el área de la casa de maquinas en función de la altura y el caudal. Basándose en dicho nomograma se calcula que para el caso la casa de maquinas debe tener un área de aproximadamente 30m². A partir de ese dato se calcula la cantidad de materiales de construcción necesarios para la casa de maquinas y a partir del costo de materiales se estimó el costo total de la obra civil. Los costos de montaje e instalación de los equipos se estimaron basándose en los

costos de los equipos en el tiempo y cantidad de personal necesario para realizar el trabajo

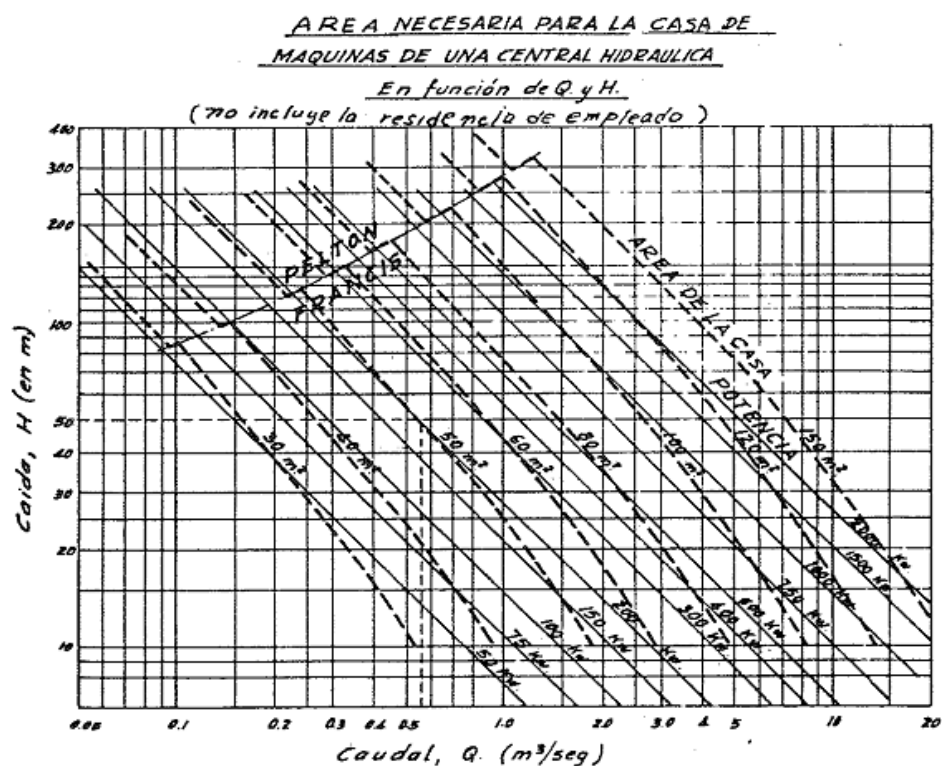


Ilustración 5.1: Superficie de la casa de máquinas en función de las características del recurso.

A continuación se presenta de forma tabular el detalle de los costos de capital y la inversión inicial total estimada:

Rubro	Costo (USD)
Construcción de la máquina	6500.00
Materiales de la máquina	5250.00
Equipo para el sistema de control de la máquina	2750.00
Equipo eléctrico para la microcentral	8200.00
Obra civil	4000.00
Costos de instalación de equipo eléctrico, mecánico y de control	5000.00
Sub-total	31700.00
Gastos no previstos (+5%)	1585.00
Total	33285.00

STANDARD DE LA CASA DE MAQUINA PARA 60KW ~ 200KW

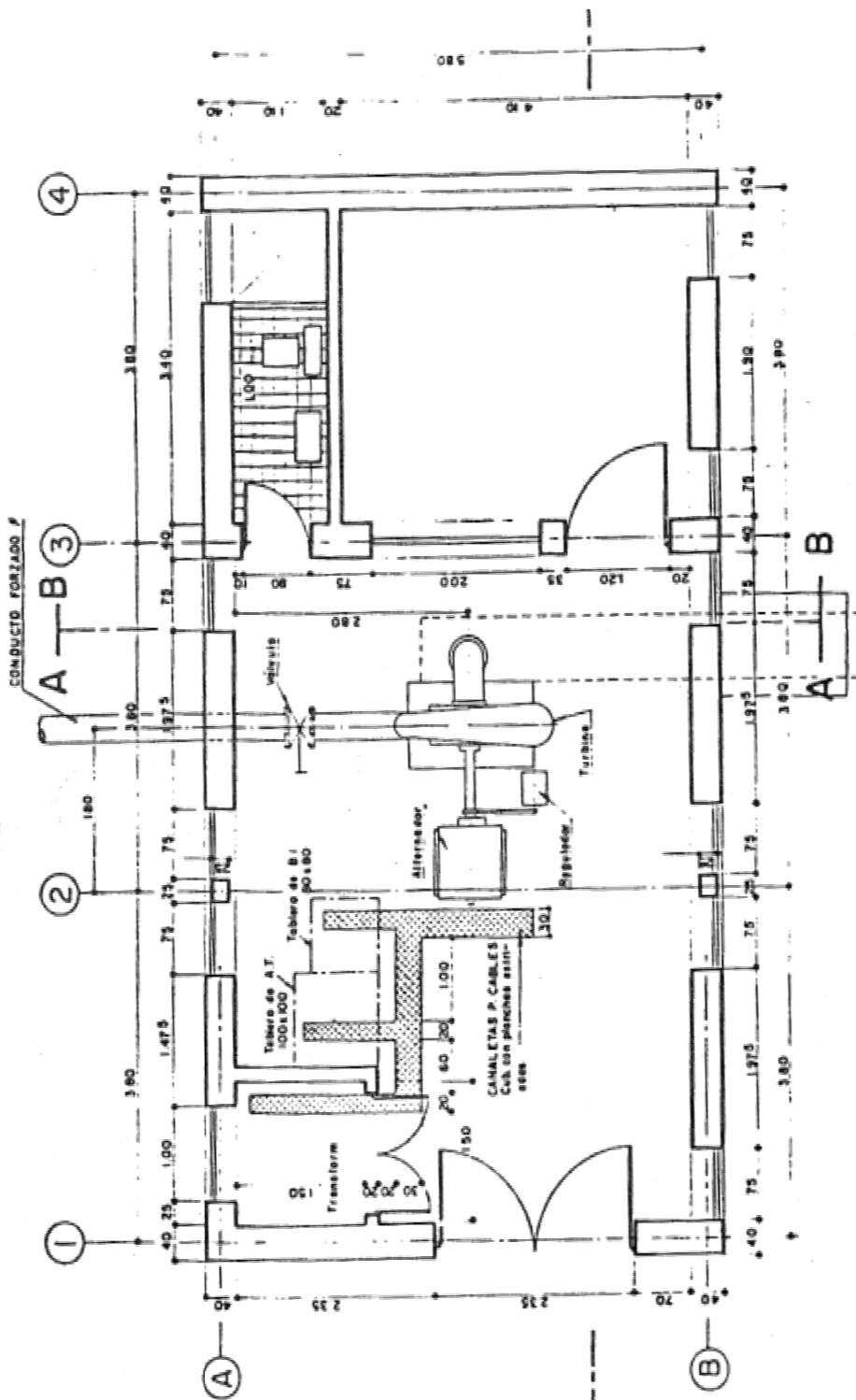


Ilustración 5.2: Ejemplo de vista de planta de una casa de maquinas para una pequeña central hidráulica.

Considerando que la turbina Pelton no es de origen comercial y que cualquier falla o contingencia debe ser resuelta fabricando el elemento dañado, y que además, al ser un prototipo hace falta la experiencia de funcionamiento para tener datos de fiabilidad, es necesario prever una cantidad considerable de dinero como costos de operación. Asumiendo que la microcentral tendrá un operador de planta fijo y que se gastará una cantidad anual comparable al costo de construcción de la maquina en concepto de mantenimiento, se estima que la microcentral tendrá un costo de operación anual de \$18000.

Para calcular el dinero aportado anualmente por la microcentral se realizan las siguientes suposiciones: Primero, dada la pequeña potencia de la microplanta puede inyectarse a red constantemente a potencia nominal sin perturbar sus condiciones, es decir, sin considerar picos y valles de demanda y demás situaciones de variación en la red y segundo, que dada la situación anterior, se pretende mantener la microplanta inyectando a red el mayor tiempo posible apuntando a un factor de planta de 0.8. Con esas consideraciones se calcula la energía inyectada a red anualmente:

$$E_{anual} = Pot * t = \gamma QH\eta * t$$

$$Pot = 9780 \frac{N}{m^3} * 0.025 \frac{m^3}{s} * 150m * 0.75 = 27506W = 27.5kW$$

$$t = 365 \frac{dias}{año} * 24 \frac{horas}{dia} * 0.8 = 7008 \frac{horas}{año}$$

$$E_{anual} = 27.5kW * 7008 \frac{horas}{año} = 192720 \frac{kWh}{año}$$

Para determinar el valor monetario de esa energía se necesita saber el precio de la energía en el mercado salvadoreño. Según datos obtenidos de SIGET:

Año	Precio por kWh (USD)
2008	0.0946
2009	0.1452
2010	0.1211
2011	0.1906
2012	0.184

Se puede observar que aunque, como es de esperar, existe una tendencia general al alza, el comportamiento puntual es difícilmente predecible, variando grandes cantidades abruptamente y a veces reduciendo el precio o manteniéndose con variaciones mínimas. Se tomará entonces el precio actual como referencia, manteniéndolo sin variación durante el tiempo de vida de la microplanta, que se asume será de cinco años. Así, los ingresos anuales para la microplanta serán:

$$I_{anual} = E_{anual} * Precio_{kWh} = 192720 \frac{kWh}{año} * 0.184 \frac{USD}{kWh} = 35460.5 \frac{USD}{año}$$

La microplanta será un apéndice de una planta mas grande, por lo cual se hace la suposición de que no provocara gastos administrativos por si misma si no que será administrada en conjunto con la planta de Berlín, de modo que los únicos gastos de la planta serán los de operación y mantenimiento, anteriormente calculados. Siendo así se calculan los ingresos netos anuales de la planta:

$$I_{neto} = I_{anual} - G_{o+m} = 35460.5 - 18000 = 17460.5 \frac{USD}{año}$$

Se tiene así la inversión inicial necesaria para el proyecto, y los ingresos netos anuales, por lo que solo hacen falta las tasas de interés para realizar la evaluación económica propiamente dicha. La tasa de interés que se utiliza se denomina tasa mínima atractiva de rendimiento, abreviada TMAR. Esta está compuesta por la suma de la inflación más un premio al riesgo y se calculan tres: la del inversionista, la del financista y la mixta. Según "The World Factbook" publicado por la CIA, la tasa de inflación salvadoreña fue de 5.1% para el año 2011. Por otro lado según la carta de tarifas de la Superintendencia del Sistema Financiero, la tasa pasiva mínima para plazos superiores a 1 año ofrecida por las instituciones crediticias en El Salvador es de 12.4% , siendo un valor representativo el de %15, tomándose este ultimo como referencia. La tasa pasiva máxima ofrecida por estas instituciones es de 2.5% usando estos datos pueden calcularse las siguientes tasas:

$$TMAR_{inv} = 7.6\%$$

$$TMAR_{fin} = 20.1\%$$

$$TMAR_{mixta} = 13.85\%$$

Qué tasa se utilice en realidad depende del origen de los fondos que financian el proyecto. La tasa del inversionista implica que una persona u organización particular proveerá los fondos del proyecto, la del financista que el proyecto será ejecutado con financiamiento particular de una institución bancaria o financiera establecida, y como es lógico la tasa mixta es un promedio ponderado en la misma proporción que el origen de los fondos. En este caso, para calcular la tasa mixta se utilizó inversión y financiación a partes iguales. Se calcula entonces el valor actual neto del proyecto para cada una de las tasas con la ecuación siguiente:

$$VAN = -P + \sum_{n=1}^n \frac{FNE_n}{(1+i)^n}$$

Donde VAN es el valor actual neto, P la inversión inicial, FNE_n el flujo neto de efectivo del año n, i la tasa de interés y n el tiempo de vida del proyecto en años. Se tiene entonces:

$$VAN_{inv} = 37168.9 \text{ USD}$$

$$VAN_{fin} = 18816.4 \text{ USD}$$

$$VAN_{mixta} = 26873.3 \text{ USD}$$

Resulta entonces que el proyecto es rentable para las tres tasas, y como es de esperar el mayor beneficio se encuentra cuando los fondos son proveídos por un inversionista (en este caso LaGeo). Se procede a calcular entonces otro parámetro importante para la evaluación económica, la tasa interna de retorno, que es aquella tasa que vuelve cero el valor actual neto. Para que el proyecto sea rentable $TIR > TMAR$. Usando la ecuación el valor actual neto se tiene que:

$$0 = -33285 + \sum_{n=1}^5 \frac{17460.5}{(1+i)^n}$$

$$i = TIR = .4398 = 43.98\%$$

Con lo que se cumple la condición de rentabilidad y el proyecto puede ser aprobado.

6 Operación y mantenimiento

6.1 Operación de la turbina

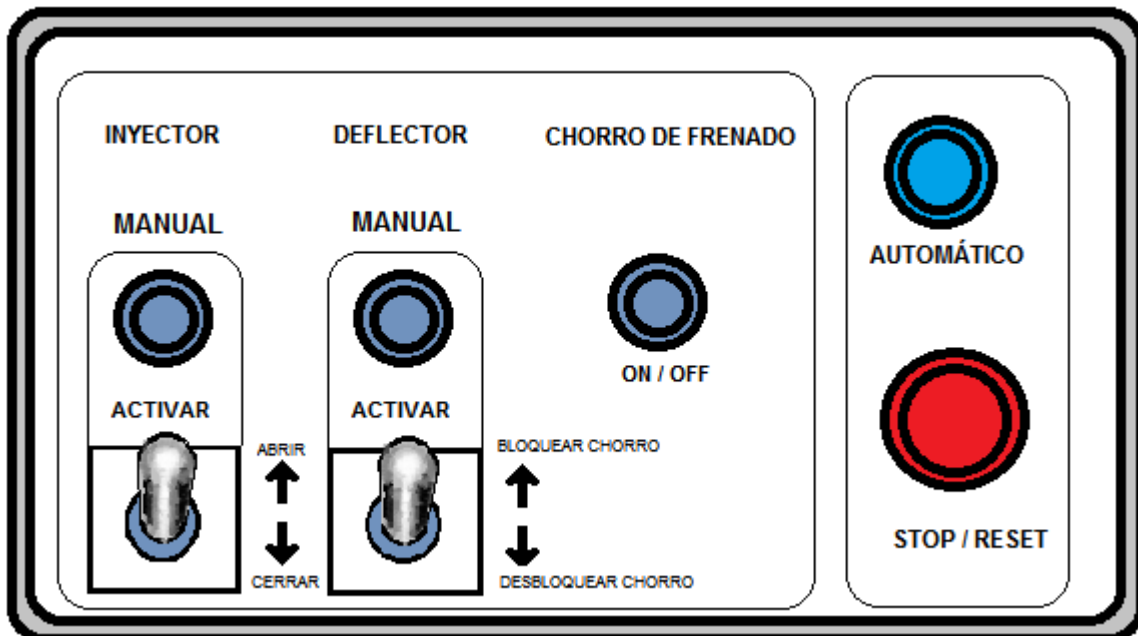
El siguiente es un manual modelo, en el cual se asume un diseño del panel de control del sistema.

Ya que en la microcentral existen 3 sistemas principales que necesitan control: inyector, deflector y sistema de frenado (que en este caso es un chorro que impacta directamente en la parte trasera de los alabes); la botonera constará de 3 botones principales que activan el modo automático de cada uno de estos sistemas, todos estos pulsadores.

Para condiciones en las cuales la demanda de caudal sea mayor, o se necesite reducir dicho caudal, o sea necesario que la maquina sea frenada de modo manual, la botonera contará con un conjunto de botones para el control manual de cada uno de los sistemas, que para el caso del chorro de frenado solo existen dos condiciones; apagado y encendido.

Por último tendremos un solo botón de parada de emergencia, y que a la vez hace regresar todos los sistemas a su configuración inicial.

El panel de control tendrá un aspecto parecido al siguiente:



La función de cada botón se describe a continuación:



AUTOMÁTICO

El botón automático activa todos los controles de manera que se auto regulen automáticamente, Este es el botón de arranque para la turbina, y puede ser presionado si la turbina está parada, o si se está operando de modo manual.



STOP / RESET

Este es el botón de parada, cuando este se pulsa, cierra el inyector, sube el deflector y enciende el chorro de frenado, cuando la turbina se detiene completamente regresa todo a su configuración por defecto, además es necesario que sea presionado antes de pasar a operar la turbina de manera manual; de otro modo presionar los botones de control manual no tiene ningún efecto sobre la turbina.

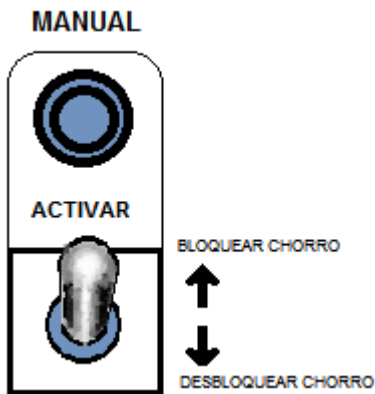
CHORRO DE FRENADO



ON / OFF

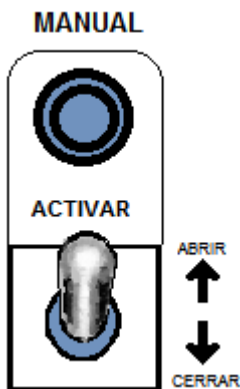
Este botón enciende o apaga el chorro de frenado de manera manual, este puede funcionar aunque la turbina este funcionando de manera automática.

DEFLECTOR:



Estos botones sirven para controlar el deflector de manera manual, ninguno de estos botones funcionará si antes no se ha presionado el botón stop/reset. Luego de haber presionado el botón stop/reset y se haya frenado completamente la turbina para mover el deflector de manera manual, si se desea bloquear el chorro, colocar la palanca en la posición “BLOQUEAR CHORRO” y luego presionar el botón activar, si se desea hacer lo contrario; poner la palanca en la posición “DESBLOQUEAR CHORRO”, y presionar el botón activar.

INYECTOR:



Estos botones sirven para controlar el inyector de manera manual, ninguno de estos botones funcionará si antes no se ha presionado el botón stop/reset. Luego de haber presionado el botón stop/reset y se haya frenado completamente la turbina para mover la aguja del inyector de manera manual, si se desea abrir el inyector, colocar la palanca en la posición

“ABRIR” y luego presionar el botón activar, si se desea hacer lo contrario; poner la palanca en la posición “CERRAR”, y presionar el botón activar.

6.2 Instrucciones de mantenimiento.

- Ya que las transmisiones son sinfín-corona, se recomienda el uso de lubricante ISO 460, o ISO 680, este puede ser Mobil 600 W Cylinder Oils o la línea Esso Cyclesstic, o los nuevos lubricantes sintéticos Mobil Glygoyle 460 y 680, especial para este tipo de transmisiones.
- Para los rodamientos se recomienda de preferencia Mobilgrease CM Series, ya que es una excelente grasa para temperaturas variables y resistente al agua.
- Se recomienda el cambio de aceite para transmisiones cada año durante la revisión general, tanto en la transmisión del control del inyector, como en la del control del deflector.
- Los rodamientos se deben engrasar cada año de preferencia cada vez que se detenga la máquina para revisión general.
- En la parte de atrás del prensaestopas del inyector, revisar mensualmente si no está goteando, de ser así significa el agua se está filtrando y es necesario reapretar el prensaestopas, en este caso se tiene también que ajustar los finales de carrera del inyector; la misma distancia que se desplazo la brida que presiona el prensaestopas, tienen que ser desplazados los finales de carrera, para que los recorridos de la aguja no se modifiquen.
- Limpieza periódica de la casa de maquinas, por lo menos mensualmente, recomendablemente cada dos semanas.
- Limpieza exterior de la maquinaria, a manera de retirar el polvo acumulado en esta, por lo menos mensualmente, recomendable cada dos semanas.
- La revisión general se debe realizar anualmente, en la que se debe parar la máquina para poder quitar la carcasa y revisar el estado de los alabes y de ser posible destapar el inyector para revisar el estado de la aguja, durante la revisión general se deben realizar los cambios de aceite, y engrases de los rodamientos.

6.2.1 Calendarización de actividades de mantenimiento

Actividad	Equipos.	Periodicidad.	Ejecutor.	Recursos/herramientas.
Revisión de la cantidad de aceite en las transmisiones.	Sistemas de control de aguja, y deflector	Mensual	Técnico Encargado	Aceitador
Cambio de aceite en las transmisiones	Sistemas de control de aguja, y deflector	Cada seis meses	Técnico Encargado	Juego de llaves, y destornilladores, Aceitador
Engrasado de los rodamientos	Rodamientos en eje	Cada seis meses	Técnico Encargado	Aceitador
Revisión de goteo	Parte de atrás del prensaestopas de inyector	Mensual	Técnico Encargado.	
Limpieza General.	Casa de máquinas	Semanal	Persona encargada de la limpieza.	Escoba, trapeador, escobillas, etc.
Limpieza superficial de la Maquinaria	Equipo general en	Diario	Persona encargada de la limpieza.	Trapos húmedos, escobillas, etc.
Revisión general	Equipo general en	Cada seis meses	Técnico encargado	Juegos de llaves, destornilladores, etc.

6.3 Diagnostico de fallas.

FALLA.	CAUSA.	REMEDIO.
La turbina no arranca.	Agua insuficiente.	Revisar el distribuidor de agua
	El deflector podría estar obstruyendo el paso de agua	Podría ser una falla del sistema de control donde el deflector no está regresando a su posición inicial, podría ser necesario mover el deflector de manera manual.
	La aguja del inyector no abre.	Revisar la salida de agua, en el canal de salida, si esta no está fluyendo, o si esta fluyendo una pequeña cantidad, entonces podría ser un problema del sistema de control, podría ser necesario mover la aguja de manera manual, si no es así entonces podría necesitar reparación.
La turbina arranca pero no alcanza la velocidad nominal.	Agua insuficiente	Revisar y ajustar la aguja manualmente si es necesario.
	Sistema de control está desajustado	Ajustar si es necesario (La manera de ajustarlo sería moviendo los finales de carrera que se encuentran atrás del inyector).
	El tacómetro lee de manera incorrecta	Probar con otro medidor.
La turbina arranca pero opera a mayor velocidad.	El sistema de control esta defectuoso.	Reparar.
	El tacómetro lee de manera incorrecta.	Probar con otro medidor.
	Se corto el paso de agua desde antes de llegar al inyector y al distribuidor del chorro de frenado.	Tratar de reanudar el paso de agua de alguna manera ya que está situación podría dar paso a que la turbina alcance la velocidad de embalamiento lo que podría ser desastroso.
La turbina arranca pero después cae la velocidad.	Agua insuficiente.	Revisar en incrementar de manera manual si es necesario.
	Sistema de control defectuoso	Reparar
La turbina opera por un corto tiempo, y luego cae la velocidad y se detiene.	Podría ser que el canal de salida de agua este sucio o bloqueado, esto provocaría una inundación del rodete lo que ocasionaría que baje la velocidad o se detenga.	Revisar y limpiar el canal de salida.
Ruido adentro de la turbina	Pueden ser pequeñas piedras traídas por el agua.	No es un mayor problema si el agua las trae.

	Algo por dentro se ha roto.	Parar la turbina y revisar si es necesario.
Ruido en los rodamientos.	Los rodamientos han alcanzado su vida útil	Reemplazar.
	Algo se ha roto adentro de ellos.	Revisar y reparar
Sobrecalentamiento en los rodamientos	Exceso de grasa.	Reducir y revisar.
	Falta de grasa.	Aumentar y revisar.

Conclusiones:

- Con el presente proyecto propuesto es posible aprovechar con una eficiencia muy alta el recurso energético aportado por la tubería de reinyección, a pesar de ser apenas un prototipo, se garantiza una alta eficiencia ya que es un tipo de turbo máquina que cuenta con años de investigación y desarrollo a lo largo de la historia, además este prototipo tiene la posibilidad de variar distintos parámetros con el objetivo de alcanzar el máximo rendimiento.
- Hubo un riguroso criterio de selección del tipo de turbina, y se determinó que la turbina Pelton era la opción óptima, ya que se adapta bastante bien a las características del recurso.
- La ubicación de la turbina a lo largo de la tubería no fue especificado debido a la dificultad para acceder a la zona donde esta se encuentra, sin embargo ya había sido determinada en un anterior estudio, de manera que se pueda aprovechar al máximo la altura y que a la vez no exista una presión negativa a la entrada del pozo de reinyección.
- Los planos técnicos especifican por completo todos los detalles constructivos de la turbina Pelton, sin embargo ya que la turbina es un prototipo, existe siempre la posibilidad de mejoras y posterior desarrollo, aun más si el prototipo es construido y usado como base para futuras investigaciones.
- Las simulaciones realizadas en el software sobre la resistencia de los materiales de los elementos que la componen garantizan una larga durabilidad de la turbina hasta el punto de considerarse que necesitara un bajo coste de mantenimiento, sin embargo se toma en cuenta el hecho que aun es un prototipo que seguirá en fase de desarrollo, y esto aumenta considerablemente los costes de mantenimiento, aun así se considera un proyecto altamente viable.

Recomendaciones:

- Se recomienda darle continuidad al proyecto y construir la turbina, no solo por el hecho de generar potencia, sino también porque podría servir de base para el desarrollo de futuros proyectos de generación de energía microhidráulica con fines académicos, de investigación y desarrollo, y proyectos productivos para diversos recursos aún disponibles en el país.
- Se recomienda que luego de ser instalada la turbina se verifiquen las presiones de entrada en el pozo de reinyección para evitar perturbaciones en el funcionamiento de la planta.
- El sistema de control necesita llevarse a fase experimental para asegurar la correcta sintonización del control PID, ya que solo en fase de diseño esto no es posible.
- Es importante recalcar el hecho de que la turbina sea construida de manera fiel a los planos técnicos proporcionados no solo por el hecho de garantizar una buena eficiencia, sino porque además se debe asegurar su durabilidad y fiabilidad.
- Debe ser seguido también de manera rigurosa el plan de mantenimiento, porque aunque sus piezas han sido diseñadas para vida infinita, al ser un prototipo la fiabilidad de la maquina no ha sido probada.

Apendice A: Glosario

Adimensional (magnitud)	Todas aquellas que no tienen unidades, o cuyas unidades pueden expresarse como relaciones matemáticas puras.
Central Microhidráulica	Es una instalación generadora de energía hidráulica de potencia menor a 100KW. Es considerada ambientalmente beneficiosa
Centroide	Es un punto que define el centro geométrico de un objeto en todas sus dimensiones. En el caso especial en que un cuerpo tiene su masa uniformemente distribuida, el centroide coincide con el centro de masa, que es un punto donde toda la masa actúa como si estuviera concentrada. Dicho de otra manera, es el punto en donde podríamos balancear el objeto
Diagrama de escalera	Es un lenguaje de programación gráfico popular dentro de los aparatos programables (PLC en nuestro caso) debido a que está basado en los esquemas eléctricos de control clásicos.
DIP	(Dual In-line Package): un conjunto de interruptores eléctricos que se presenta en un formato encapsulado. Los interruptores DIP son siempre interruptores de tipo palanca, en los cuales los centrales tienen dos posiciones posibles "ON" o "OFF"
Embalamiento	Es un incremento hasta valores críticos de velocidad en el rotor producidos por una caída abrupta de carga.
Flujo Irrotacional	Es caracterizado porque dentro de una porción de flujo el vector de rotación es igual a cero para cualquier punto e instante, es decir, no hay momento angular del fluido respecto de cualquier punto. En el flujo irrotacional se exceptúa la presencia de singularidades vorticosas, las cuales son causadas por los efectos de viscosidad del fluido en movimiento.
Flujo Semiaxial	Se refiere a la forma en cómo el fluido atraviesa el rodete en una turbomáquina, esta es en forma diagonal, es decir con

desplazamiento radial y al mismo tiempo axial.

**Generador
síncrono**

Es una máquina eléctrica rotativa capaz de transformar energía mecánica (en forma de rotación) en energía eléctrica. La razón por la que se llama generador síncrono es la igualdad entre la frecuencia eléctrica como la frecuencia angular, es decir el rotor gira a la velocidad del campo magnético a esta igualdad de frecuencias se le denomina sincronismo.

**Máquina
Rotodinámica**

Es una máquina que consta un rotor o rodete el cual imparte velocidad al fluido generando presión ó, por el contrario, el fluido le imparte velocidad debido a una altura transformado esa altura en energía mecánica. Su principio de funcionamiento está basado en el intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido, es analizable hidráulicamente con la ecuación de Euler.

**Máquina
Rotoestática**

Es una máquina de desplazamiento positivo, pero dotada de movimiento rotativo. Aunque tienen movimiento rotativo su principio de funcionamiento y forma de análisis hidráulico es el mismo que para una bomba de émbolo.

Microcontrolador

Es un circuito integrado o chip que incluye en su interior las tres unidades funcionales de una computadora: unidad central de procesamiento, memoria y unidades de E/S (entrada/salida); es diseñado para monitorear y controlar la operación de una máquina, parte de un equipo o un proceso.

Motor paso a paso

Es un dispositivo electromecánico que convierte una serie de impulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos, lo que significa es que es capaz de avanzar una serie de grados (paso) dependiendo de sus entradas de control.

**Niveles de
cuantización:**

Es un parámetro característico de un CAD (Convertor Analógico Digital o Encoder) el cual define el número de divisiones que se puede hacer en un rango de una cantidad física (para el caso se tienen 4000 niveles de cuantización en un rango de 10V)

PLC

(Programmable Logic Controller ó controlador lógico programable): Es una computadora utilizada en la ingeniería automática o automatización industrial, para automatizar

procesos electromecánicos, tales como el control de la maquinaria de la fábrica en líneas de montaje o atracciones mecánicas

Sintonización de un PID

Es determinar metódica y experimentalmente el valor de los parámetros proporcional, integral y derivativo, de manera tal que el sistema controlado proporcione una respuesta satisfactoria, es decir, dentro de los límites aceptables, con respecto al tiempo de respuesta, al grado de precisión relativo a la variable de consigna y a las oscilaciones, evitando sobre compensaciones y sobre respuestas.

Subrutina

Es un segmento de código separado del bloque principal y que puede ser invocado en cualquier momento desde este o desde otra subrutina

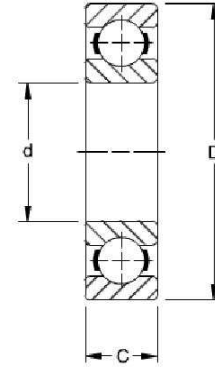
Apendice B: Selección del catálogo de cojinetes Timken



BALL BEARINGS

MEDIUM 300K SERIES

- A heavier cross section than the 200 Series.
- Capable of carrying considerably heavier radial, thrust and combined loads for a given bore size.
- Capable of withstanding heavy shock loads. A ball bearing of heavier cross section is rarely required.
- Uses Conrad-type bearing that is well-balanced, with deep races and uninterrupted race shoulders.
- Electric motor quality where quietness is a requirement.



DIMENSIONS – TOLERANCES

Bearing Number	Bore d		tolerance		Outside Diameter D		tolerance		Width C		tolerance		Fillet Radius ⁽¹⁾		Wt.		Static Load Rating C ₀		Extended Dynamic Load Rating C _e ⁽²⁾	
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
300K	10	0.3937	0.008	0.0003	35	1.3780	0.011	0.00043	11	0.433	0.12	0.005	0.6	0.024	0.054	0.12	3480	780	9200	2080
301K	12	0.4724	0.008	0.0003	37	1.4567	0.011	0.00043	12	0.472	0.12	0.005	1.0	0.039	0.064	0.14	3620	815	9400	2120
302K	15	0.5906	0.008	0.0003	42	1.6535	0.011	0.00043	13	0.512	0.12	0.005	1.0	0.039	0.082	0.18	5240	1180	13300	3000
303K	17	0.6693	0.008	0.0003	47	1.8504	0.011	0.00043	14	0.551	0.12	0.005	1.0	0.039	0.109	0.24	6550	1460	15300	3450
304K	20	0.7874	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	15	0.591	0.12	0.005	1.0	0.039	0.141	0.31	7800	1760	17900	4050
305K	25	0.9843	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	17	0.669	0.12	0.005	1.0	0.039	0.236	0.52	12200	2750	26600	6000
306K	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	19	0.748	0.12	0.005	1.0	0.039	0.354	0.78	15600	3550	33900	7650
307K	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	21	0.827	0.12	0.005	1.5	0.059	0.472	1.04	18400	4150	37700	8500
308K	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	23	0.906	0.12	0.005	1.5	0.059	0.644	1.42	25900	5850	50600	11400
309K	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	25	0.984	0.12	0.005	1.5	0.059	0.862	1.90	31500	7100	59500	13400
310K	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	27	1.063	0.12	0.005	2.0	0.079	1.125	2.48	37700	8500	69300	15600
311K	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	29	1.142	0.15	0.006	2.0	0.079	1.424	3.14	44400	10000	81200	18300
312K	60	2.3622	0.015	0.0006	130	5.1181	0.018	0.0007	31	1.220	0.15	0.006	2.0	0.079	1.765	3.89	51500	11600	92300	20800
313K	65	2.5591	0.015	0.0006	140	5.5118	0.018	0.0007	33	1.299	0.15	0.006	2.0	0.079	2.168	4.78	59500	13400	104000	23600
314K	70	2.7559	0.015	0.0006	150	5.9055	0.025	0.0010	35	1.378	0.15	0.006	2.0	0.079	2.617	5.77	67900	15300	116000	26000
315K	75	2.9528	0.015	0.0006	160	6.2992	0.018	0.0007	37	1.457	0.15	0.006	2.0	0.079	3.175	7.00	76800	17300	128000	29000
316K	80	3.1496	0.015	0.0006	170	6.6929	0.025	0.0010	39	1.535	0.15	0.006	2.0	0.079	3.756	8.28	85700	19300	139000	31500
317K	85	3.3465	0.020	0.0008	180	7.0866	0.025	0.0010	41	1.614	0.20	0.008	2.5	0.098	5.008	11.04	95900	21600	151000	34000
318K	90	3.5433	0.020	0.0008	190	7.4803	0.030	0.0012	43	1.693	0.20	0.008	2.5	0.098	5.121	11.29	106000	24000	162000	36500
320K	100	3.9370	0.020	0.0008	215	8.4646	0.030	0.0012	47	1.850	0.20	0.008	2.5	0.098	7.085	15.62	139000	31500	195000	41500
321K	105	4.1339	0.020	0.0008	225	8.8583	0.030	0.0012	49	1.929	0.20	0.008	2.5	0.098	10.21	22.52	163000	36500	126000	48000
322K	110	4.3307	0.020	0.0008	240	9.4488	0.030	0.0012	50	1.989	0.20	0.008	2.5	0.098	12.17	26.82	166000	37500	220000	49000
326K	130	5.1181	0.020	0.0010	280	11.0236	0.035	0.0014	58	2.323	0.25	0.010	2.5	0.098	18.90	41.60	240000	54000	280000	63000
330K	150	5.9055	0.025	0.0010	320	12.5984	0.040	0.0016	65	2.559	0.25	0.010	2.5	0.098	27.10	59.70	310000	69500	335000	75000
332K	160	6.2992	0.025	0.0010	340	13.3858	0.040	0.0016	68	2.677	0.25	0.010	2.5	0.098	31.51	69.40	310000	69500	335000	75000
334K	170	6.6929	0.025	0.0010	360	14.1732	0.040	0.0016	72	2.835	0.25	0.010	2.5	0.098	36.82	81.10	355000	80000	360000	81500
336K	180	7.0866	0.025	0.0010	380	14.9606	0.040	0.0016	75	2.953	0.25	0.010	2.5	0.098	42.04	92.60	390000	88000	390000	88000
338K	190	7.4803	0.030	0.0012	400	15.7480	0.040	0.0016	78	3.071	0.30	0.012	4.0	0.16	47.6	105.0	440000	98000	425000	95000
340K	200	7.8740	0.030	0.0012	420	16.5354	0.045	0.0018	80	3.150	0.30	0.012	4.0	0.16	56.1	123.6	465000	104000	425000	95000
342K	210	8.2677	0.030	0.0012	440	17.3228	0.045	0.0018	84	3.307	0.30	0.012	4.0	0.16	58.1	128.2	570000	129000	510000	114000
344K	220	8.6614	0.030	0.0012	460	18.1102	0.045	0.0018	88	3.465	0.30	0.012	4.0	0.16	69.8	154.0	610000	137000	520000	116000
348K	240	9.4488	0.030	0.0012	500	19.6950	0.045	0.0018	95	3.740	0.30	0.012	4.0	0.16	81.1	178.9	735000	163000	600000	134000
352K	260	10.2362	0.035	0.0014	540	21.2598	0.050	0.0020	102	4.016	0.35	0.014	4.0	0.16	98.4	217.0	850000	190000	670000	150000
356K	280	11.0236	0.035	0.0014	580	22.8346	0.050	0.0020	108	4.252	0.35	0.014	4.0	0.16	142.8	315.0	780000	176000	585000	134000

⁽¹⁾ Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.

⁽²⁾ Based on 10⁶ revolutions of calculated fatigue life.

Apendice C: Selección del catálogo de cojinetes de indarbelt

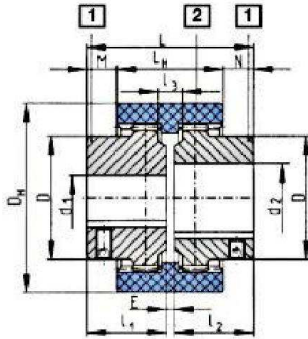


C/ Doctores Carmelo y Gil 12
48012 Bilbao, España.
Tfno: +34 94 470 18 62
Fax: +34 94 470 08 61

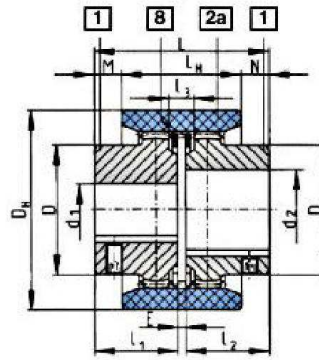
BoWex® Acoplamiento de dientes abombados®



- Acoplamiento de doble efecto cardan.
- De aplicación en las áreas de fabricación de maquinaria en general e hidráulica.
- Libre de mantenimiento (combinación poliamida/acero).
- Absorción de desalineaciones, axial-radial y angular de los ejes a unir.
- Sencillo montaje axial.
- Para temperaturas de hasta -25°C hasta 100°C.



Tipo M



Tipo I

www.indarbelt.es

Tamaño	Pares T _K (Nm)		Dimensiones (mm)											Desalineaciones			R.P.M. máx. (1/min.)
	T _{kn}	T _{Kmax}	Pretaladro		d ₁ ; d ₂	L ₁ ; L ₂	E	L	L _H	M; N	D	D _H	Mangón largo L ₁ ; L ₂	Axial máx. (mm)	Radial (mm)	Angular (α°)	
			Ciego	Pretaladro													
M-14	10	20	x	-	15	23	4	50	37	6,5	25	40	40		±0,3		14000
M-19	16	32	x	-	20	25	4	54	37	8,5	32	48	40				11800
M-24	20	40	x	-	24	26	4	56	41	7,5	36	52	50				10600
M-28	45	90	x	-	28	40	4	84	46	19	44	66	55				8500
M-32	60	120	x	-	32	40	4	84	48	18	50	76	55				7500
M-38	80	160	x	-	38	40	4	84	48	18	58	83	60	±1	±0,4	±1°	6700
M-42	100	200	x	-	42	42	4	88	50	19	68	92	60			por mangón	6000
M-48	140	280	x	-	48	50	4	104	50	27	68	96	60				5600
M-65	380	760	x	27	65	55	4	114	68	23	96	132	70		±0,6		4000
I-80	700	1400	-	25	80	90	6	186	93	46,5	124	175	-		±0,7		3150
I-100	1200	2400	-	35	100	110	8	228	102	63	152	210	-		±0,8		3000
I-125	2500	5000	-	45	125	140	10	290	134	78	192	270	-		±1,1		2120

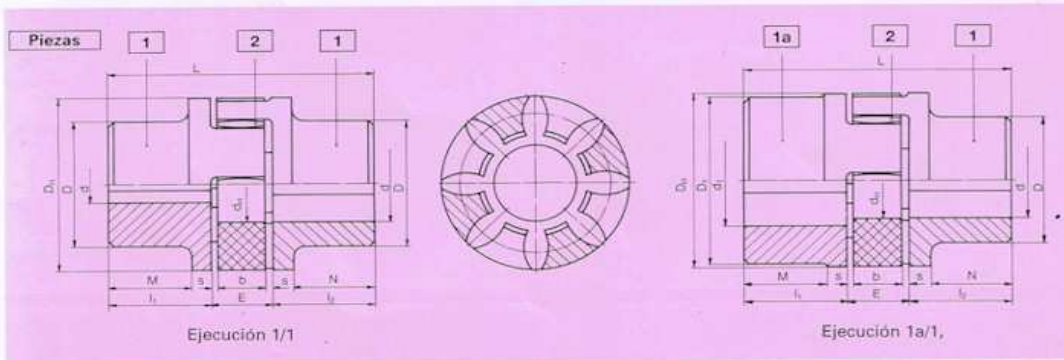
<http://www.indarbelt.es> e-mail: indarbelt@indarbelt.es

Apendice D: Selección del catálogo de acoples Rotex

ROTEX® Acoplamiento elásticos

Gama básica

Acoplamiento serie Nr. 001



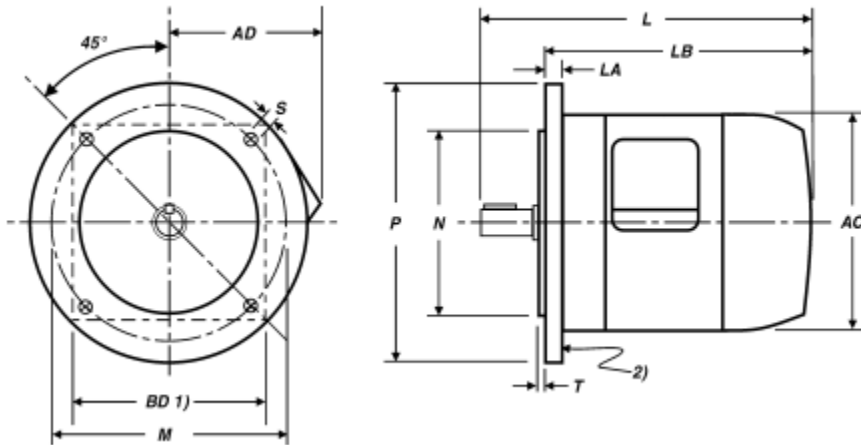
Tamaño	Tipo de mangón	Pieza	Materiales										Dimensiones													
			Al-D			GG-25			GGG-40			ACERO				E	s	b	L	M, N	DH	dH				
			Pre-taladro d	d 3) min-máx	D/ D1	Pre-taladro d	d 3) min-máx	D/ D1	Pre-taladro d	d min-máx	D/ D1	Ciego d min-máx	D/ D1	M; N	1/12											
14	Mangón Grande	1a	-	6-16	30														11	13	1.5	10	35		30	10
AI-H	M. Gr. alargado	1b																	18,5				50			
19	Mangón Standar	1	-	8-19	32														25	16	2	12	66	20	40	18
19/24	Mangón Grande	1a	18	19-24	41																					
19/24	M. Gr. alargado	1b												6-25°	40				37				90		(41)°	
24	Mangón Standar	1	-	9-24	40														30	18	2	14	78	24	55	27
24/28	Mangón Grande	1a	20	22-28	56														8-35°	55			118		(56)°	
24/28	M. Gr. alargado	1b																								
28	Mangón Standar	1	-	10-28	48														35	20	2.5	15	90	28	65	30
28/38	Mangón Grande	1a	23	28-38	67														10-40°	65			140		(67)°	
28/38	M. Gr. alargado	1b																								
38	Mangón Standar	1	-	12-38	66		12-38	66					12-48	70	27				45	24	3	18	114	37	80	38
38/45	Mangón Grande	1a	36	38-45	77		38-45	78					38-48	80					70				164	62		
38/45	M. Gr. alargado	1b																								
42	Mangón Standar	1	-	28-42	75		14-42	75					14-55	85	28				50	28	3	20	126	40	95	46
42/55	Mangón Grande	1a	25	42-55	94								42-55	95					75				176	66		
42/55	M. Gr. alargado	1b																								
48	Mangón Standar	1	-	28-48	85		15-48	85					15-82	95	32				56	28	3.5	21	140	45	105	51
48/60	Mangón Grande	1a	25	48-60	102		48-60	104					48-62	105					80				188	69		
48/60	M. Gr. alargado	1b																								
55	Mangón Standar	1	-				20-55	98					20-74	110	37				65	30	4	22	160	52	120	60
55/70	Mangón Grande	1a				18	55-70	118					55-74	120									210			
55/70	M. Gr. alargado	1b																	90							
65	Mangón Standar	1	-				22-65	115					22-80	115	47	75				35	4.5	26	185	61	135	68
65/75	M. Gr. alargado	1b											65-82	135		100							235			
75	Mangón Standar	1	-				30-75	135					30-95	135	53	85							210	69	160	80
75/90	M. Gr. alargado	1b											75-98	160		110				40	5	30	260			
90	Mangón Standar	1	-				40-90	160					40-110	180	62	100				45	5.5	34	245	81	200	100
90/100	M. Gr. alargado	1b				38							90-120	200		125							295			
100	Mangón Standar	1	-							45	50-115	180				110	50	6	38	270	89	225	89	225	113	
110	Mangón Standar	1	-							58	60-125	200					120	55	6.5	42	295	96	255	127		
125	Mangón Standar	1	-							58	60-145	230					140	60	7	46	340	112	290	147		
140	Mangón Standar	1	-							56	60-160	255					155	65	7.5	50	375	124	320	165		
160	Mangón Standar	1	-							78	80-185	290					175	75	9	57	425	140	370	190		
180	Mangón Standar	1	-							80	85-200	325					195	85	10.5	64	475	156	420	220		

1) Cota M, N para material acero ver columna aparte
 2) Para Al-D mangones sobredimensionados e DH
 3) Mecanizados (ver programa KTR, h. 19)

Ejemplo:

ROTEX®-38	Al-D	92	1	Ø 38	1	Ø 25
Tamaño del acoplamiento	Material	Dureza-elast. [Shore A]	Pieza	Mecanizado	Pieza	Mecanizado

Apendice E: Dimensiones de las carcasas NEMA



Flange number	Inches	N			P Maximum	BD ^c	Number of holes	S Free holes (for D flange)			Tapped holes (for C flange) thread	T	
		Nominal	Tolerance					Nominal	Tolerance			Maximum	Minimum
			Inches	Inches					Inches	Inches			
		Inches	Inches	Inches				Inches	Inches	Inches		Inches	Inches
17	1.725 ^a	0.8661	0	-0.0020	2.36	1.7	4	0.150	+0.010	-0.010	4-40	0.09	0.03
23	2.625	1.5000	0	-0.0020	3.21	2.3	4	0.205	+0.010	-0.010	8-32	0.13	0.06
34	3.675	2.6750	0	-0.0020	3.56	3.4	4	0.220	+0.010	-0.010	10-32	0.13	0.06
42	4.950	2.1875	0	-0.0020	6.19	4.2	4	0.280	+0.010	-0.010	0.250-20	0.13	0.06
48	3.750	3.0000	0	-0.0030	5.63	—	4	0.280	+0.010	-0.010	0.250-20	0.16	0.10
56	5.875	4.5000	0	-0.0030	8.00 ^b	—	4	0.400	+0.010	-0.010	0.375-16	0.16	0.10

^a 1.725 applies to C flange (threaded holes). For D flange (free holes), dimension is 2.000.

^b The standard nominal P dimension is 6.50 inches for flange number 56.

^c BD dimensions shown (for non-circular flanges) are approximate values for reference only. An a dual BD value is determined by the manufacturer. For square flanges, the BD value chosen by the manufacturer may require rounding of the square flange corners to fit within the P maximum diameter values shown.

Apendice F: Hoja de datos de electroválvulas aplicables



Pilot Operated
General Service Solenoid Valves
 Brass or Stainless Steel Bodies
 3/8" to 2 1/2" NPT

**2/2
 SERIES
 8210**

2-WAY

Features

- Wide range of pressure ratings, sizes, and resilient materials provide long service life and low internal leakage
- High Flow Valves for liquid, corrosive, and air/inert gas service
- Industrial applications include:
 - Car wash
 - Laundry equipment
 - Air compressors
 - Industrial water control
 - Pumps

Construction

Valve Parts in Contact with Fluids		
Body	Brass	304 Stainless Steel
Seals and Discs	NBR or PTFE	
Disc-Holder	PA	
Core Tube	305 Stainless Steel	
Core and Plugnut	430F Stainless Steel	
Springs	302 Stainless Steel	
Shading Coil	Copper	Silver

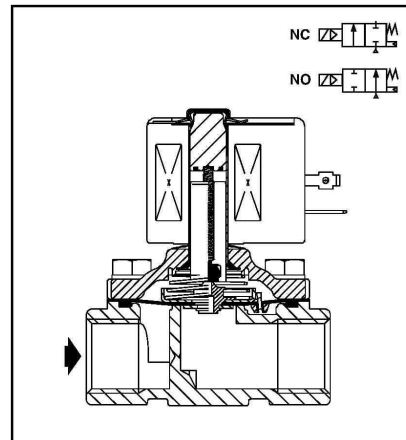
Electrical

Standard Coil and Class of Insulation	Watt Rating and Power Consumption				Spare Coil Part Number			
	DC Watts	AC			General Purpose		Explosionproof	
		Watts	VA Holding	VA Inrush	AC	DC	AC	DC
F	-	6.1	16	40	238210	-	238214	-
F	11.6	10.1	25	70	238610	238710	238614	238714
F	16.8	16.1	35	180	272610	97617	272614	97617
F	-	17.1	40	93	238610	-	238614	-
F	-	20	43	240	99257	-	99257	-
F	-	20.1	48	240	272610	-	272614	-
H	30.6	-	-	-	-	74073	-	74073
H	40.6	-	-	-	-	238910	-	238914

Standard Voltages: 24, 120, 240, 480 volts AC, 60 Hz (or 110, 220 volts AC, 50 Hz). 6, 12, 24, 120, 240 volts DC. Must be specified when ordering.
 Other voltages available when required.

Solenoid Enclosures

Standard: RedHat II - Watertight, Types 1, 2, 3, 3S, 4, and 4X; RedHat - Type I.
Optional: RedHat II - Explosionproof and Watertight, Types 3, 3S, 4, 4X, 6, 6P, 7, and 9; Red-Hat - Explosionproof and Watertight, Types 3, 4, 4X, 7, and 9.
 (To order, add prefix "EF" to catalog number, except Catalog Numbers 8210B057, 8210B058, and 8210B059, which are not available with Explosionproof enclosures.)
 See *Optional Features Section* for other available options.



Nominal Ambient Temp. Ranges

RedHat II/
 RedHat AC: 32°F to 125°F (0°C to 52°C)
 RedHat II DC: 32°F to 104°F (0°C to 40°C)
 RedHat DC: 32°F to 77°F (0°C to 25°C)
 (104°F/40°C occasionally)
 8210G227 AC: 32°F to 130°F (0°C to 54°C)
 DC: 32°F to 90°F (0°C to 32°C)

Refer to *Engineering Section* for details.

Approvals

UL listed as indicated. CSA certified.
 RedHat II meets applicable CE directives.
 Refer to *Engineering Section* for details.

**2/2
SERIES
8210**



Specifications (English units)

Pipe Size (ins.)	Orifice Size (ins.)	Cv Flow Factor	Operating Pressure Differential (psi)							Max. Fluid Temp. °F		Brass Body			Stainless Steel Body			Watt Rating/Class of Coil Insulation ②	
			Max. AC			Max. DC				AC	DC	Catalog Number	Const. Ref. ④	UL ⑤	Catalog Number	Const. Ref. ④	UL ⑤	AC	DC
			Min.	Air-Inert Gas	Water	Light Oil @ 300 SSU	Air-Inert Gas	Water	Light Oil @ 300 SSU										
NORMALLY CLOSED (Closed when de-energized), NBR or PTFE ② Sealing																			
3/8	3/8	1.5	①	150	125	-	40	40	-	180	150	8210G073 ③	1P	●	8210G036 ⑥	1P	●	6.1/F	11.6/F
3/8	5/8	3	0	150	150	-	40	40	-	180	150	8210G093	5D	○	-	-	-	10.1/F	11.6/F
3/8	5/8	3	5	200	150	135	125	100	100	180	150	8210G001	6D	○	-	-	-	6.1/F	11.6/F
3/8	5/8	3	5	300	300	300	-	-	-	175	-	8210G006	5D	○	-	-	-	17.1/F	-
1/2	7/16	2.2	①	150	125	-	40	40	-	180	150	8210G015 ③	2P	●	8210G037 ⑥	2P	●	6.1/F	11.6/F
1/2	5/8	4	0	150	150	-	40	40	-	180	150	8210G094	5D	○	-	-	-	10.1/F	11.6/F
1/2	5/8	4	0	150	150	125	40	40	-	175	150	-	-	-	8210G087	7D	●	17.1/F	11.6/F
1/2	5/8	4	5	200	150	135	125	100	100	180	150	8210G002	6D	○	-	-	-	6.1/F	11.6/F
1/2	5/8	4	5	300	300	300	-	-	-	175	-	8210G007	5D	○	-	-	-	17.1/F	-
1/2	3/4	4	5	-	300	-	-	300	-	130	90	8210G227	5D	○ †	-	-	-	17.1/F	40.6/H
3/4	5/8	4.5	0	150	150	125	40	40	-	175	150	-	-	-	8210G088	7D	●	17.1/F	11.6/F
3/4	3/4	5	5	125	125	125	100	90	75	180	150	8210G009	9D	○	-	-	-	6.1/F	11.6/F
3/4	3/4	5	0	150	150	-	40	40	-	180	150	8210G095	8D	○	-	-	-	10.1/F	11.6/F
3/4	3/4	6.5	5	250	150	100	125	125	125	180	150	8210G003	11D	○	-	-	-	6.1/F	11.6/F
3/4	3/4	6	0	-	-	-	200	180	180	-	77	8210B026 ② †	10P	-	-	-	-	-	30.6/H
3/4	3/4	6	0	350	300	200	-	-	-	200	-	8210G026 ② †	40P	●	-	-	-	16.1F	-
1	1	13	0	-	-	-	100	100	80	-	77	8210B054 †	31D	-	8210D089	15D	-	-	30.6/H
1	1	13	0	150	125	125	-	-	-	180	-	8210G054	41D	●	8210G089	45D	●	16.1/F	-
1	1	13	5	150	150	100	125	125	125	180	150	8210G004	12D	○	-	-	-	6.1/F	11.6/F
1	1	13.5	0	300	225	115	-	-	-	200	-	8210G027 †	42P	●	-	-	-	20.1/F	-
1	1	13.5	10	300	300	300	-	-	-	175	-	8210G078 ②	13P	-	-	-	-	17.1/F	-
1 1/4	1 1/8	15	0	-	-	-	100	100	80	-	77	8210B055 †	32D	-	-	-	-	-	30.6/H
1 1/4	1 1/8	15	0	150	125	125	-	-	-	180	-	8210G055	43D	●	-	-	-	16.1/F	-
1 1/4	1 1/8	15	5	150	150	100	125	125	125	180	150	8210G008	16D	○	-	-	-	6.1/F	11.6/F
1 1/2	1 1/4	22.5	0	-	-	-	100	100	80	-	77	8210B056 †	33D	-	-	-	-	-	30.6/H
1 1/2	1 1/4	22.5	0	150	125	125	-	-	-	180	-	8210G056	44D	●	-	-	-	16.1/F	-
1 1/2	1 1/4	22.5	5	150	150	100	125	125	125	180	150	8210G022	18D	●	-	-	-	6.1/F	11.6/F
2	1 3/4	43	5	150	125	90	50	50	50	180	150	8210G100	20P	●	-	-	-	6.1/F	11.6/F
2 1/2	1 3/4	45	5	150	125	90	50	50	50	180	150	8210G101	21P	●	-	-	-	6.1/F	11.6/F
NORMALLY OPEN (Open when de-energized), NBR Seating (PA Disc-Holder, except as noted)																			
3/8	5/8	3	0	150	150	125	125	125	80	180	150	8210G033	23D	●	-	-	-	10.1/F	11.6/F
3/8	5/8	3	5	250	200	200	250	200	200	180	180	8210G011 ⑥ ⑦	39D	●	-	-	-	10.1/F	11.6/F
1/2	5/8	4	0	150	150	125	125	125	80	180	150	8210G034	23D	●	-	-	-	10.1/F	11.6/F
1/2	5/8	3	0	150	150	100	125	125	80	180	150	-	-	-	8210G030	37D	●	10.1/F	11.6/F
1/2	5/8	4	5	250	200	200	250	200	200	180	180	8210G012 ⑥ ⑦	39D	●	-	-	-	10.1/F	11.6/F
3/4	3/4	5.5	0	150	150	125	125	125	80	180	150	8210G035	25D	●	-	-	-	10.1/F	11.6/F
3/4	5/8	3	0	150	150	100	125	125	80	180	150	-	-	-	8210G038	38D	●	10.1/F	11.6/F
3/4	3/4	6.5	5	-	-	-	250	200	200	-	180	8210C013	24D	●	-	-	-	-	16.8/F
3/4	3/4	6.5	5	250	200	200	-	-	-	180	-	8210G013	46D	●	-	-	-	16.1/F	-
1	1	13	0	125	125	125	-	-	-	180	-	8210B057 ⑥ ⑦	34D	●	-	-	-	20/F	-
1	1	13	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210D014	26D	●	-	-	-	-	16.8/F
1	1	13	5	150	150	125	-	-	-	180	-	8210G014	47D	●	-	-	-	16.1/F	-
1 1/4	1 1/8	15	0	125	125	125	-	-	-	180	-	8210B058 ⑥ ⑦	35D	●	-	-	-	20/F	-
1 1/4	1 1/8	15	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210D018	28D	●	-	-	-	-	16.8/F
1 1/4	1 1/8	15	5	150	150	125	-	-	-	180	-	8210G018	48D	●	-	-	-	16.1/F	-
1 1/2	1 1/4	22.5	0	125	125	125	-	-	-	180	-	8210B059 ⑥ ⑦	36D	●	-	-	-	20/F	-
1 1/2	1 1/4	22.5	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210D032	29D	●	-	-	-	-	16.8/F
1 1/2	1 1/4	22.5	5	150	150	125	-	-	-	180	-	8210G032	49D	●	-	-	-	16.1/F	-
2	1 3/4	43	5	-	-	-	125	125	125	-	150	8210 103	30P	●	-	-	-	-	16.8/F
2	1 3/4	43	5	125	125	125	-	-	-	180	-	8210G103	50P	●	-	-	-	16.1/F	-
2 1/2	1 3/4	45	5	-	-	-	125	125	125	-	150	8210 104	27P	●	-	-	-	-	16.8/F
2 1/2	1 3/4	45	5	125	125	125	-	-	-	180	-	8210G104	51P	●	-	-	-	16.1/F	-

① 5 psi on Air; 1 psi on Water.

② Valve provided with PTFE main disc.

③ Valve includes Ultem (G.E. trademark) piston.

④ Letter "D" denotes diaphragm construction; "P" denotes piston construction.

⑤ ○ Safety Shutoff Valve; ● General Purpose Valve.

Refer to Engineering Section (Approvals) for details.

⑥ Valves not available with Explosionproof enclosures.

⑦ On 50 hertz service, the watt rating for the 6.1/F solenoid is 8.1 watts.

⑧ AC construction also has PA seating.

⑨ No disc-holder.

⑩ Stainless steel disc-holder.

† Must have solenoid mounted vertical and upright.

‡ UL listed for fire protection systems per UL429A.

**2/2
SERIES
8210**

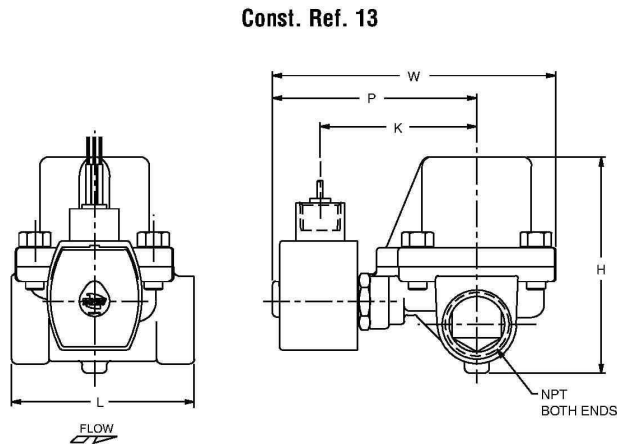
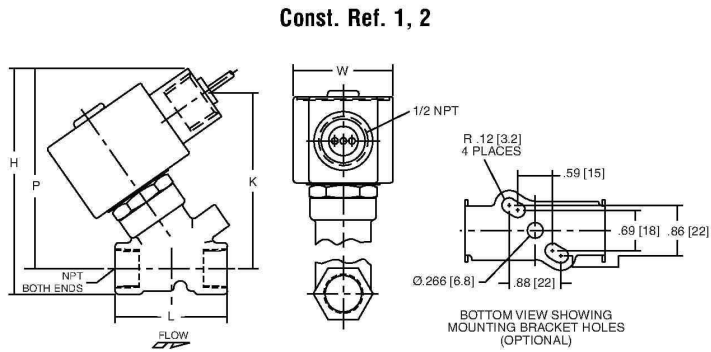
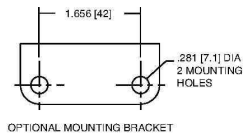


Dimensions: inches (mm)

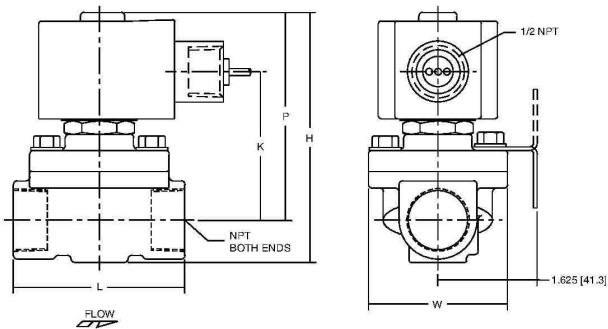
Const. Ref.		H	K	L	P	W
1*	ins.	3.85	3.00	1.91	3.41	1.69
	mm	98	76	49	87	43
2*	ins.	4.17	3.25	2.28	3.63	1.69
	mm	106	83	58	92	43
5	ins.	3.84	2.31	2.75	3.28	2.28
	mm	98	59	70	83	58
6*	ins.	3.38	1.94	2.75	2.80	2.28
	mm	86	49	70	71	58
7	ins.	4.19	2.50	2.81	3.47	2.39
	mm	106	64	71	88	61
8	ins.	4.13	2.47	2.81	3.44	2.29
	mm	105	63	71	87	58
9*	ins.	3.66	2.10	2.81	2.96	2.28
	mm	93	53	71	75	58
10*	ins.	5.25	X	2.81	4.59	2.31
	mm	133	X	71	117	59
11*	ins.	4.16	2.66	3.84	3.52	2.75
	mm	106	68	98	89	70
12	ins.	5.64	3.15	3.75	4.01	3.36
	mm	143	80	95	102	85
13	ins.	4.44	3.22	3.75	4.19	5.81
	mm	113	82	95	106	147
15*	ins.	5.34	X	3.75	4.47	3.84
	mm	136	X	95	114	98
16	ins.	5.64	3.15	3.66	4.01	3.56
	mm	143	80	93	102	90
18	ins.	6.11	3.30	4.38	4.16	3.92
	mm	155	84	111	106	100
20*	ins.	7.33	3.71	5.06	4.57	4.87
	mm	186	94	129	116	124
21*	ins.	7.33	3.71	5.50	4.57	4.87
	mm	186	94	140	116	124
23	ins.	4.35	2.65	2.75	3.79	2.28
	mm	110	67	70	96	58
24	ins.	5.06	X	3.78	4.44	2.75
	mm	129	X	96	113	70
25	ins.	4.64	2.81	2.81	3.94	2.28
	mm	118	71	71	100	58
26	ins.	6.53	X	3.75	4.91	3.19
	mm	166	X	95	125	81
27	ins.	8.22	X	5.50	5.47	4.87
	mm	209	X	140	139	124
28	ins.	6.53	X	3.66	4.91	3.19
	mm	166	X	93	125	81
29	ins.	7.03	X	4.38	5.06	4.40
	mm	179	X	111	129	112

* DC dimensions slightly larger.

IMPORTANT: Valves may be mounted in any position, except as noted in specifications table.



Const. Ref. 5-9, 11, 20, 21, 23, 25, 37,38



Apendice G: Programa de Control en AWL (Líneas de código)

```

ORGANIZATION_BLOCK PRINCIPAL:OB1          // Conversión de Variable del
TITLE=COMENTARIOS DEL PROGRAMA           proceso y
BEGIN                                     // control de chorro en la
Network 1 // Título de segmento          espalda, se activa si AC0 es
// Arranque con I0.0 se detiene         mayor o igual a 2000
con M1.5
LD      I0.0
O       M0.0
AN      M1.5
=       M0.0
Network 2
// Inicia el temporizador
principal
LD      M0.0
AN      M0.6
AN      M1.2
LD      M0.7
A       M1.3
OLD
TON     T37, 20
R       M0.6, 1
R       M1.2, 1
R       M0.1, 1
R       M0.2, 1
R       M0.3, 1
R       M0.7, 1
R       M1.3, 1
R       M0.4, 1
R       M1.0, 1
Network 3
LD      M0.0
O       M0.0
AN      T37
ITD     AIW0, AC0
AENO
DTR     AC0, AC0
AENO
LPS
/R      32000.0, AC0
AENO
=       M0.1
LPP
AR>=   AC0, 2000.0
=       Q1.2
Network 4
// Conversión de Consigna o
setpoint
LD      M0.0
AN      T37
ITD     1800, AC1
DTR     AC1, AC1
/R      32000.0, AC1

```

```

AENO
=      M0.2
Network 5
// Introducción de datos al PID
para inyector
LD      SM0.0
A      M0.1
A      M0.2
CALL   SBR2, AC0, AC1, AC2
Network 6
// Verificación de la dirección
de giro del motor - Se activa
M0.3 para hacer que la dirección
de giro del motor sea tal que
cierre el inyector o el deflector
interfiera con el chorro.
LD      T37
AR>=   AC0, AC1
O      M0.3
=      M0.3
Network 7
// Enviar "dirección" a salida
digital
LD      M0.3
=      Q1.0
Network 8
// Calculo de tiempo de
funcionamiento del motor
LD      T37
*R      200.0, AC2
AENO
LPS
AN      M0.7
TON     T38, AC2
LPP
=      M0.4
Network 9
// Ejecución de movimiento del
Motor con tiempo de t38
LD      SM0.0
=      L60.0
LD      T38
LD      I0.4
A      M0.3
OLD
LD      I0.5
AN      M0.3
OLD
=      L63.7
LD      M20.0
O      M1.5
=      L63.6
LD      L60.0
CALL   SBR3, L63.7, L63.6, M0.5,
VB1, VD1
Network 10
// ejecución de perfil de
movimiento:      perfil0_0      -
movimiento      constante      a
3000pulsos/segundo
LD      T37
AN      M0.6
=      L60.0
LD      M0.4
=      L63.7

```

```

LD      L60.0

CALL    SBR4, L63.7, 0, M1.5,
M0.6, VB2, VB3, VB4, VD2

Network 11

// iniciar ciclo nuevamente; si
// iniciará solo si también el
// deflector ha terminado de hacer
// las correcciones

LD      M0.6

TON     T33, 1

Network 12

LD      T33

O       M0.7

=       M0.7

Network 13

// PID para deflector

LD      SM0.0

A       M0.1

A       M0.2

CALL    SBR6, AC0, AC1, AC3

Network 14

// escribir dato de sentido de
// giro en salida digital

LD      M0.3

=       Q1.1

Network 15

// Calculo de tiempo de
// funcionamiento del motor

LD      T37

*R      13.33, AC3

AENO

TON     T39, AC3

=       M1.0

```

```

Network 16

// Ejecución de movimiento del
// Motor con tiempo de t39

LD      SM0.0

=       L60.0

LD      T39

LD      I0.2

AN      M0.3

OLD

=       L63.7

LD      I0.3

O       M1.5

=       L63.6

LD      L60.0

CALL    SBR7, L63.7, L63.6, M1.1,
VB5, VD3

Network 17

// ejecución de perfil de
// movimiento: perfil0_1 -
// movimiento constante a
// 1000pulsos/segundo

LD      T37

AN      M1.2

=       L60.0

LD      M1.0

=       L63.7

LD      L60.0

CALL    SBR8, L63.7, 0, M1.5,
M1.2, VB6, VB7, VB8, VD4

Network 18

LD      M1.2

TON     T34, 1

Network 19

```

```
// reinicia contador principal,  
si iniciará solo si también el  
inyector ha terminado de hacer  
las correcciones
```

```
LD    T34  
O     M1.3  
=     M1.3
```

```
Network 20
```

```
// SECUENCIA DE STOP
```

```
LD    I0.1  
O     M1.5  
AN    I0.2  
=     M1.5
```

```
Network 21
```

```
// dirección de giro
```

```
LD    M1.5  
S     Q1.0, 1  
S     Q1.1, 1
```

```
Network 22
```

```
// SECUENCIA DE STOP - DEFLECTOR  
- primero desvía e chorro por  
completo y se detiene hasta tocar  
el final de carrera superior
```

```
LD    M1.5  
=     L60.0  
LD    M1.5  
AN    I0.3  
=     L63.7  
LD    L60.0
```

```
CALL  SBR9, L63.7, 500, VB9, VD5
```

```
Network 23
```

```
// se cambia la dirección de  
giro, de manera que ahora vuelva  
a la posición de cero desviación  
del chorro
```

```
LD    M1.5  
A     I0.4  
O     M1.4  
R     Q1.1, 1  
=     M1.4
```

```
Network 24
```

```
// ejecuta el movimiento hasta  
llegar a su posición de cero  
desviación del chorro
```

```
LD    M1.5  
=     L60.0  
LD    M1.4  
AN    I0.2  
=     L63.7
```

```
LD    L60.0
```

```
CALL  SBR9, L63.7, 500, VB9, VD5
```

```
Network 25
```

```
// SECUENCIA DE STOP - INYECTOR
```

```
LD    M1.5  
=     L60.0  
LD    M1.5  
AN    I0.4  
=     L63.7  
LD    L60.0
```

```
CALL  SBR5, L63.7, 3000, VB10,  
VD6
```

```
Network 26
```

```
// ACTIVANDO Y DESACTIVANDO CHRRO  
PARA STOP
```

```
LD    M1.5  
O     M1.6  
=     M1.6
```

```

Network 27
// ACTIVANDO Y DESACTIVANDO CHRRO
PARA STOP
LD      M1.6
=       Q1.2
AR<=   AC0, 0.0
R       M1.6, 1
Network 28
// ACTIVADO INDEPENDIENTE DE
COMPONENTES
// AGUJA DE INYECTOR
// I0.6 pulsador externo
determina la dirección de giro -
activado abre el inyector, sino
lo cierra
LD      I0.6
=       Q1.0
Network 29
// EJECUTA EL MOVIMIENTO DEL
MOTOR
// I0.7 inicia el
movimiento del motor de la aguja
LD      SM0.0
=       L60.0
LD      I0.7
LD      I0.6
AN      I0.5
LDN     I0.6
AN      I0.4
OLD
ALD
AN      M0.0
AN      M1.5
=       L63.7
ALD
AN      M0.0
AN      M1.5
=       L63.7
Network 30
// EFLECTOR
// I1.0 pulsador externo
determina la dirección de giro -
desactivado coloca el deflector
de manera que desvíe
// el chorro
LD      I1.0
=       Q1.1
Network 31
// EJECUTA EL MOVIMIENTO DEL
MOTOR
// I1.1 inicia el
movimiento del motor del
deflector
LD      SM0.0
=       L60.0
LD      I1.1
LDN     I1.0
AN      I0.3
LD      I1.0
AN      I0.2
OLD
ALD
AN      M0.0
AN      M1.5
=       L63.7
LD      L60.0
CALL    SBR9, L63.7, 250, VB12,
VD8
Network 32

```

```
// ACTIVACIÓN Y DESACTIVACIÓN
DEL CHORRO EN LA ESPALDA DE LA
CUCHARA
```

```
// Este se activa con
I1.2,
```

```
// NOTA: el chorro
siempre se puede activar
```

```
LD I1.2
```

```
= Q1.2
```

```
END_ORGANIZATION_BLOCK
```

```
SUBROUTINE_BLOCK SBR_0:SBR0
```

```
TITLE=COMENTARIOS DE LA SUBROUTINA
```

```
BEGIN
```

```
Network 1 // Título de segmento
```

```
// Comentario de segmento
```

```
END_SUBROUTINE_BLOCK
```

```
SUBROUTINE_BLOCK SBR_1:SBR1
```

```
TITLE=COMENTARIOS DE LA SUBROUTINA
```

```
BEGIN
```

```
Network 1 // Título de segmento
```

```
// Comentario de segmento
```

```
END_SUBROUTINE_BLOCK
```

```
SUBROUTINE_BLOCK PID0_INIT:SBR2
```

```
TITLE=Esta unidad de organización
del programa (UOP) fue creada con
la función PID del asistente de
operaciones S7-200.
```

```
// Para habilitar esta
configuración, utilice SM0.0 con
objeto de llamar a esta subrutina
en cada ciclo desde el programa
PRINCIPAL. Este código configura
a PID 0. Consulte el DB1 para
visualizar la tabla de variables
del lazo PID que comienza en
VB120. Esta subrutina inicializa
las variables que utiliza la
lógica de control PID e inicia la
rutina de interrupción PID
```

"PID_EXE". Conforme al tiempo de muestro PID se llama cíclicamente a la rutina de interrupción PID. La operación PID se describe detalladamente en el Manual del sistema S7-200. Nota: Si el PID está en modo manual, la salida se deberá regular escribiendo un valor normalizado (comprendido entre 0.00 y 1.00) en el parámetro de salida manual, en vez de cambiar la salida directamente. Así se evitan choques en la transición cuando el PID vuelva a cambiar a modo automático.

```
VAR_INPUT
```

```
PV_I:INT; // Entrada de la
variable del proceso: rango 0 a
32000
```

```
Setpoint_R:REAL; // Entrada de la
consigna: rango 0.0 a 100.0
```

```
END_VAR
```

```
VAR_OUTPUT
```

```
Output:INT; // Salida PID: rango 0
a 32000
```

```
END_VAR
```

```
VAR
```

```
Tmp_DI:DWORD;
```

```
Tmp_R:REAL;
```

```
END_VAR
```

```
BEGIN
```

```
Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.
```

```
END_SUBROUTINE_BLOCK
```

```
SUBROUTINE_BLOCK PTO0_CTRL:SBR3
```

```
TITLE=Esta operación se ha creado
con el asistente PTO/PWM para
utilizarla con la salida Q0.0.
```



```

VAR_INPUT

I_STOP:BOOL; // Parar
movimiento actual de inmediato

D_STOP:BOOL; // Parar
movimiento actual desacelerando

END_VAR

VAR_OUTPUT

Done:BOOL; // ON cuando la
operación PTO finaliza el comando

Error:BYTE; // 0=Sin error. Para
más información sobre los errores
adicionales, consulte el
comentario UOP.

C_Pos:DINT; // Número de segmentos
en curso

END_VAR

BEGIN

Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.

END_SUBROUTINE_BLOCK

SUBROUTINE_BLOCK PTO0_RUN:SBR4

TITLE=Esta operación se ha creado
con el asistente PTO/PWM para
utilizarla con la salida Q0.0. La
operación PTOx_RUN (Ejecutar
perfil) sirve para ordenar a la
función PTO lineal que ejecute el
perfil de movimiento indicado en
la configuración del asistente.
Los siguientes perfiles de
movimiento se han definido para
esta función:

// -----
// -----

// El perfil 'Perfil0_0' define
un movimiento de velocidad única
a 3000 impulsos/seg

//

```

```

VAR_INPUT

START:BOOL; // Enviar comando a
PTO si no está activo

Profile:BYTE; // N° de perfil
de movimiento a ejecutar

Abort:BOOL; // Cancelar el comando
RUN

END_VAR

VAR_OUTPUT

Done:BOOL; // ON cuando la
operación PTO finaliza el comando

Error:BYTE; // 0=Sin error. Para
más información sobre los errores
adicionales, consulte el
comentario UOP.

C_Profile:BYTE; // Perfil actual

C_Step:BYTE; // Paso actual
del perfil

C_Pos:DINT; // Posición actual

END_VAR

BEGIN

Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.

END_SUBROUTINE_BLOCK

SUBROUTINE_BLOCK PTO0_MAN:SBR5

TITLE=Esta operación se ha creado
con el asistente PTO/PWM para
utilizarla con la salida Q0.0. La
operación PTOx_MAN (Modo manual)
sirve para controlar la función
PTO lineal en modo manual.
Gracias a ello, la función PTO se
puede controlar a diferentes
velocidades. Mientras está
habilitada la operación PTOx_MAN,
sólo se permite la operación
PTOx_CTRL.

VAR_INPUT

```

```
RUN:BOOL; // RUN/STOP para
acelerar a la velocidad objetivo
y desplazarse hasta la posición
de destino
```

```
Speed:DINT; // Velocidad objetivo
```

```
END_VAR
```

```
VAR_OUTPUT
```

```
Error:BYTE; // 0=Sin error. Para
más información sobre los errores
adicionales, consulte el
comentario UOP.
```

```
C_Pos:DINT; // Posición actual
```

```
END_VAR
```

```
BEGIN
```

```
Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.
```

```
END_SUBROUTINE_BLOCK
```

```
SUBROUTINE_BLOCK PID1_INIT:SBR6
```

```
TITLE=Esta unidad de organización
del programa (UOP) fue creada con
la función PID del asistente de
operaciones S7-200.
```

```
// Para habilitar esta
configuración, utilice SM0.0 con
objeto de llamar a esta subrutina
en cada ciclo desde el programa
PRINCIPAL. Este código configura
a PID 1. Consulte el DB1 para
visualizar la tabla de variables
del lazo PID que comienza en
VB360. Esta subrutina inicializa
las variables que utiliza la
lógica de control PID e inicia la
rutina de interrupción PID
"PID_EXE". Conforme al tiempo de
muestro PID se llama cíclicamente
a la rutina de interrupción PID.
La operación PID se describe
detalladamente en el Manual del
sistema S7-200. Nota: Si el PID
está en modo manual, la salida se
deberá regular escribiendo un
```

```
valor normalizado(comprendido
entre 0.00 y 1.00) en el
parámetro de salida manual, en
vez de cambiar la salida
directamente. Así se evitan
choques en la transición cuando
el PID vuelva a cambiar a modo
automático.
```

```
VAR_INPUT
```

```
PV_I:INT; // Entrada de la
variable del proceso: rango 0 a
32000
```

```
Setpoint_R:REAL; // Entrada de la
consigna: rango 0.0 a 100.0
```

```
END_VAR
```

```
VAR_OUTPUT
```

```
Output:INT; // Salida PID: rango 0
a 32000
```

```
END_VAR
```

```
VAR
```

```
Tmp_DI:DWORD;
```

```
Tmp_R:REAL;
```

```
END_VAR
```

```
BEGIN
```

```
Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.
```

```
END_SUBROUTINE_BLOCK
```

```
SUBROUTINE_BLOCK PTO1_CTRL:SBR7
```

```
TITLE=Esta operación se ha creado
con el asistente PTO/PWM para
utilizarla con la salida Q0.1.
```

```
VAR_INPUT
```

```
I_STOP:BOOL; // Parar
movimiento actual de inmediato
```

```
D_STOP:BOOL; // Parar
movimiento actual desacelerando
```

```

END_VAR

VAR_OUTPUT

Done:BOOL; // ON cuando la
operación PTO finaliza el comando

Error:BYTE; // 0=Sin error. Para
más información sobre los errores
adicionales, consulte el
comentario UOP.

C_Pos:DINT; // Número de segmentos
en curso

END_VAR

BEGIN

Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.

END_SUBROUTINE_BLOCK

SUBROUTINE_BLOCK PTO1_RUN:SBR8

TITLE=Esta operación se ha creado
con el asistente PTO/PWM para
utilizarla con la salida Q0.1. La
operación PTOx_RUN (Ejecutar
perfil) sirve para ordenar a la
función PTO lineal que ejecute el
perfil de movimiento indicado en
la configuración del asistente.
Los siguientes perfiles de
movimiento se han definido para
esta función:

// -----
// -----

// El perfil 'Perfil0_1' define
un movimiento de velocidad única
a 1000 impulsos/seg

//

VAR_INPUT

START:BOOL; // Enviar comando a
PTO si no está activo

Profile:BYTE; // N° de perfil
de movimiento a ejecutar

```

```

Abort:BOOL; // Cancelar el comando
RUN

END_VAR

VAR_OUTPUT

Done:BOOL; // ON cuando la
operación PTO finaliza el comando

Error:BYTE; // 0=Sin error. Para
más información sobre los errores
adicionales, consulte el
comentario UOP.

C_Profile:BYTE; // Perfil actual

C_Step:BYTE; // Paso actual
del perfil

C_Pos:DINT; // Posición actual

END_VAR

BEGIN

Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.

END_SUBROUTINE_BLOCK

SUBROUTINE_BLOCK PTO1_MAN:SBR9

TITLE=Esta operación se ha creado
con el asistente PTO/PWM para
utilizarla con la salida Q0.1. La
operación PTOx_MAN (Modo manual)
sirve para controlar la función
PTO lineal en modo manual.
Gracias a ello, la función PTO se
puede controlar a diferentes
velocidades. Mientras está
habilitada la operación PTOx_MAN,
sólo se permite la operación
PTOx_CTRL.

VAR_INPUT

RUN:BOOL; // RUN/STOP para
acelerar a la velocidad objetivo
y desplazarse hasta la posición
de destino

Speed:DINT; // Velocidad objetivo

```

```

END_VAR

VAR_OUTPUT

Error:BYTE; // 0=Sin error. Para
más información sobre los errores
adicionales, consulte el
comentario UOP.

C_Pos:DINT; // Posición actual

END_VAR

BEGIN

Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.

END_SUBROUTINE_BLOCK

INTERRUPT_BLOCK INT_0:INT0

TITLE=COMENTARIOS DE LA RUTINA DE
INTERRUPCIÓN

BEGIN

Network 1 // Título de segmento

// Comentario de segmento

END_INTERRUPT_BLOCK

INTERRUPT_BLOCK PID_EXE:INT1

```

```

TITLE=Esta unidad de organización
del programa (UOP) fue creada con
la función PID del asistente de
operaciones S7-200.

```

```

// Esta rutina de interrupción
implementa Interrupción
temporizada para la ejecución de
PID. Esta rutina de interrupción
se asoció en la subrutina
"PID1_INIT".

```

```

BEGIN

Network 1 // Para poder modificar
o visualizar esta UOP deberá
introducir la contraseña
correcta.

```

```

END_INTERRUPT_BLOCK

```

Bibliografía

- Turbomáquinas hidráulicas: Turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores; Claudio Mataix ; Segunda Edición; ICAI; Madrid; 2009
- Diseño en ingeniería mecánica de Shigley; Budynas, Richard; Nisbett, Keith; Octava Edición; McGraw-Hill; 2008
- Apuntes para un manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas; Volumen II; Olade; Ecuador
- Machinery's Handbook; Obert, Erick et al; 28th Ed.; Industrial Press; New York; 2008.
- Turbomachinery Design and Theory; Gorla, Rama S. R.; Marcel Dekker; New York; 2003.
- Turbomachinery; Arasu, Valan; Vikas Publishing House Pvt Ltd; Mumbai; 2001.
- Incompressible Flow Turbomachines Design, Selection, Applications, and Theory; Round, George F.; Gulf Professional Publishing; 2004.
- Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas; Segunda Edición; Mataix, Claudio; Ediciones Del Castillo; Madrid; 1986.
- Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica; 5^o Edición; Juvinall, Robert C.; Limusa; 2002

- Programmable Logic Controllers: Programming Methods and Applications; Hackworth, John R.; Hackworth, Frederick D.; Pearson/Prentice Hall; 2004
- Mecatrónica: Sistemas de control electrónico en la ingeniería mecánica y eléctrica; Segunda Edición; Bolton, W.; Alfaomega
- Siemens Simatic S7-200 Programmable Controller System Manual; Siemens AG; 2008
- Generadores Síncronos Línea G-Plus Manual de Instalación, Operación y Mantenimiento; Revisión 03; WEG Equipamientos Eléctricos S.A.; Octubre 2010
- Micro-Hydro Design Manual A guide to small-scale power schemes; Harvey, Adam; ITGD; Great Britain; 1993 Reprint 2005.
- Guía de Diseño de Obras Civiles de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas; OLADE; Bucaramanga, Colombia; 1985.

Sitios Web:

- ✓ www.plc-mall.com/siemens-s7-200/
- ✓ uk.rs-online.com/web/c/automation-control-gear/industrial-switches/limit-switches/
- ✓ <http://www.kelinginc.net/SMotorstock.html>
- ✓ <http://www.digikey.com/scripts/DkSearch/dksus.dll?keywords=23KM-K044-00V&cur=USD>
- ✓ <http://www.valve-store.com/general-valves.php?ptype=8223>
- ✓ <https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/fields/2092.html>
- ✓ <http://www.abansa.org.sv/>
- ✓ <http://www.bcr.gob.sv/bcrsite/?x21=52&lang=es>

- ✓ <http://www.siget.gob.sv/>
- ✓ <http://www.ssf.gob.sv/>

Anexo: Planos Constructivos de la Turbina Pelton