

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

REDISEÑO DE LA TURBINA, EJE Y LABERINTO DE LA MÁQUINA HIDRÁULICA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA DE 500[KW] Y LA SIMULACIÓN PARA LA CENTRAL "PENÍNSULA" EN AMBATO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Castillo Vásconez Marco Vinicio

marcovini68@hotmail.com

DIRECTOR: ING. Luis Ricardo Soto Aymar M.Sc

ricardo.soto@epn.edu.ec

CO-DIRECTOR: ING. Jorge Ismael Escobar Ortiz

jescobar_ortiz@hotmail.com

Quito, Diciembre 2015

DECLARACIÓN

Yo, Marco Vinicio Castillo Vásconez, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Marco Vinicio Castillo Vásconez

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el Señor Marco Vinicio Castillo Vásquez, bajo mi supervisión.

Ing. Luis Ricardo Soto Aymar M.Sc
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Jorge Ismael Escobar Ortiz
CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A Dios y a mis padres que estuvieron siempre conmigo en los buenos y malos momentos por la confianza, apoyo y aliento en este largo camino para cumplir mis sueños.

A la Empresa Eléctrica Ambato Regional Centro Norte en especial a todo el personal de generación por las facilidades, colaboración, apoyo y atención prestada para la ejecución de este trabajo.

A Ricardo Soto y Jorge Escobar por la atención, colaboración y guía acertada para la culminación de este trabajo. También a la Facultad de Ingeniería Mecánica y a los docentes por compartir sus conocimientos entre el transcurso de nuestra formación.

DEDICATORIA

A mis padres, abuelitos y hermanos por brindarme su apoyo, cariño, sus consejos, palabras de aliento y por la confianza, fueron las fuentes de esperanza, motivación para alcanzar otro objetivo.

A mis amigos y amigas por sus buenos deseos, su sincera amistad y que gracias a esa unión superamos momentos difíciles y así como también compartimos momentos agradables.

RESUMEN

Debido a la necesidad de mantener a los grupos de generación hidráulica operativos en la Empresa Eléctrica Ambato S.A nace la idea de hacer un mantenimiento correctivo a las turbinas Francis ya que ciertos elementos mecánicos han cumplido su vida útil como rodete, laberinto y eje, es indispensable hacer el reemplazo de dichas piezas por otras nuevas que respeten las especificaciones técnicas requeridas buscando de esta forma conservar la eficiencia de la máquina, optimizar el consumo del recurso hídrico que en la zona es escaso y de igual manera evitando el deterioro prematuro de dichos repuestos.

Este trabajo se fundamenta en los principios generales que gobiernan a las turbomáquinas hidráulicas con especial interés puesto a las turbinas Francis, la inspección de los elementos mecánicos que se encuentran en mal estado nos permite conocer el tipo, geometría, dimensiones y material de dichas piezas.

Para realizar el rediseño de cada pieza se utiliza el software Autodesk Inventor Professional 2014, luego se debe conocer el material y el acabado superficial. En donde el material de fabricación se considera una parte esencial para un buen diseño por ello se debe considerar las condiciones a las cuales van a trabajar dichas piezas, las mismas que van estar expuestas a condiciones muy desfavorables por el contacto directo con el agua, en el caso del rodete se presenta las condiciones más severas como la cavitación, golpes, etc. Por ello es necesario escoger un material que cumpla con las características apropiadas para cada sollicitación mecánica de acuerdo a su incidencia, de esta forma se pretende alcanzar una vida útil favorable desde el punto de vista técnico y económico.

El análisis económico conlleva la subasta, inversión, ingresos, egresos, balance, TIR y VAN con lo cual se determinó la factibilidad del proyecto.

ABSTRACT

Due the need of the maintenance of hydroelectric generation groups operating in the Ambato Electrical Enterprise S.A, the idea of a corrective maintenance for the Francis turbines is generated since certain mechanical elements have fulfilled their lifespan as the labyrinth, impeller and shaft. It is necessary to make the replacement of these parts with new ones which respect the required technical specifications to improve the machine's efficiency to optimize the consumption of water supply which is scarce in this area as well as preventing the premature deterioration of such spare parts.

This work is based on general principles governing hydraulic turbomachines with focus on Francis turbines; inspection of the mechanical parts that are in poor condition allows us to know the type, geometry, dimensions and material of such parts.

For the redesign of each piece, the software Autodesk Inventor Professional 2014, is used then the material and surface finish must be determined. The manufacturing material is considered essential for a good design part so working conditions should be considered. The material will be exposed to high unfavourable conditions because of the direct contact with the water; for the impeller, there are the most severe conditions such as cavitation, bumps, etc. It is necessary to choose a material that complies with the appropriate features for each mechanical solicitation according to its incidence in order to achieve a favorable lifespan from a technical and economic point of view.

The economic analysis involves the analysis of the auction, investment, revenue, expenses, balance, IRR and NPV to determine the project's feasibility.

CONTENIDO

DECLARACIÓN	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
RESUMEN	VI
ABSTRACT	VII
CONTENIDO	VIII
CAPÍTULO I	1
1.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA ELÉCTRICA AMBATO S.A.....	1
1.1.1 RESEÑA HISTORICA	1
1.1.2 INFRAESTRUCTURA	1
1.1.3 UBICACIÓN.....	2
1.1.4 MISIÓN Y VISIÓN	2
1.1.5 SISTEMA DE GESTIÓN DE CALIDAD	3
1.1.6 MAPA DE PROCESOS	4
1.1.7 ORGANIGRAMA DE LA EEASA	5
1.1.8 DEPARTAMENTOS DE LA EEASA	5
1.1.9 HISTORIA DE LA PLANTA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA LA PENÍNSULA	8
1.2 MARCO TEÓRICO.....	10
1.2.1 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS: GENERALIDADES.....	10
1.2.1.1 Definición de máquina Hidráulica.....	10
1.2.1.2 Clasificación de las máquinas Hidráulicas	10
1.2.1.2.1 Máquinas Generadoras	11
1.2.1.2.2 Máquinas Desplazamiento Positivo.....	12
1.2.1.2.3 Máquinas Motoras.....	12
1.3 PRINCIPIOS GENERALES DE LAS TURBOMÁQUINAS	13
1.3.1 VELOCIDADES	13

1.3.2	ECUACIÓN DE EULER.....	15
1.3.3	GRADO DE REACCIÓN.....	16
1.3.4	LEYES DE FUNCIONAMIENTO EN LAS TURBOMÁQUINAS	17
1.3.4.1	Semejanza Física.....	17
1.3.4.2	Semejanza cinemática	17
1.3.4.3	Semejanza Dinámica	18
1.3.5	LEYES DE SEMEJANZA DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS	18
1.3.6	VELOCIDAD ESPECÍFICA.....	20
1.3.7	CARGA TEÓRICA INFINITA, TEÓRICA Y REAL.....	21
1.3.7.1	Carga teórica infinita	21
1.3.7.2	Carga teórica.....	21
1.3.7.3	Carga real	22
1.3.8	RENDIMIENTOS Y POTENCIAS	22
1.3.8.1	Rendimiento Hidráulico	22
1.3.8.2	Rendimiento Volumétrico	23
1.3.8.3	Rendimiento Mecánico.....	23
1.3.8.4	Rendimiento global o rendimiento total	24
1.3.9	CAUSAS DE PÉRDIDA DE ENERGÍA EN LAS TURBOMÁQUINAS	24
1.3.10	Velocidad Sincrónica	25
1.3.11	VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO.....	25
CAPÍTULO II		27
2.1	TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS: TURBINAS.....	27
2.1.1	DEFINICIÓN	27
2.1.2	ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.....	27
2.1.3	CLASIFICACIÓN DE TURBINAS	29
2.1.3.1	Turbinas de Acción	29
2.1.3.2	Turbinas de Reacción	30
2.1.4	TURBINA DE ACCIÓN: PELTON	30
2.1.4.1	Características del Rodete Pelton.....	31
2.1.4.2	Material del Rodete	31
2.1.4.3	Forma y dimensiones de los Álabes	31
2.1.4.4	Triángulos de Velocidades teóricos	32
2.1.5	TURBINA DE REACCIÓN: FRANCIS	33
2.1.5.1	Funcionamiento.....	34
2.1.5.2	Clasificación según el rodete	34
2.1.5.2.1	Rodetes lentos	35

2.1.5.2.2 Rodetes normales	35
2.1.5.2.3 Rodetes rápidos	35
2.1.5.3 Grado de reacción.....	35
2.1.5.4 El tubo de aspiración.....	36
2.1.5.5 Cavitación	36
2.1.5.6 Triángulos de velocidades	39
2.1.5.7 Materiales utilizados en la fabricación de las Turbinas Hidráulicas.....	42
CAPÍTULO III.....	45
3.1 REDISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS.....	46
3.1.1 REDISEÑO DEL RODETE	46
3.1.1.1 Selección de material.....	47
3.1.2 REDISEÑO DEL LABERINTO (SELLO HIDRÁULICO).....	51
3.1.2.1 Selección del material	52
3.1.3 REDISEÑO DEL EJE	55
3.1.3.1 Diagrama de cuerpo libre del eje	56
3.1.3.2 Diagrama de Par de torsión, Fuerza Cortante (V), Momento Flector (M).....	60
3.1.3.3 Cálculo de Diámetro Mínimo	64
3.1.3.4 Selección de Material para el eje	65
3.1.3.5 Geometría del Eje	72
3.2 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	74
3.2.1 RODETE.....	74
3.2.2 LABERINTO	77
3.2.3 EJE.....	79
CAPÍTULO IV.....	83
4.1 ANÁLISIS ECONÓMICO.....	83
4.1.1 SUBASTAS	83
4.1.2 INGRESOS Y EGRESOS DE C. LA PENÍNSULA (EEASA)	92
4.1.3 CÁLCULO DE LA TIR Y VAN	93
CAPÍTULO V.....	94
5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	94
5.1.1 CONCLUSIONES	94

5.1.2	RECOMENDACIONES.....	95
CAPÍTULO VI.....		97
6.1	BIBLIOGRAFÍA	97
	ANEXOS	99
	ANEXO 1 – Características y propiedades del Acero Inoxidable martensítico ASTM CA-6NM	100
	ANEXO 2 – Características y propiedades del Cast iron high silicon BS grade Si 10.....	102
	ANEXO 3 – Características y propiedades Acero inoxidable austenítico AISI 316	104
	ANEXO 4 – Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.....	106
	ANEXO 5 – Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	107
	ANEXO 6 – Factores de confiabilidad k_e	108
	ANEXO 7 – Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo k_t	109
	ANEXO 8 – Sensibilidad a la muesca q y $q_{cortante}$	110
	ANEXO 9 – Descripción de los elementos de costo del bien o servicio.....	111
	PLANOS	112

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1. 1. Mapa de Procesos	4
Figura 1. 2. Organigrama Estructural de la EEASA.....	5
Figura 1. 3. Central La Península.....	9
Figura 1. 4. Esquema de Clasificación de las Máquinas Hidráulicas	11
Figura 1. 5. Bomba Centrífuga	12
Figura 1. 6. Componentes de Velocidad	13
Figura 1. 7. Triángulo de Velocidades.....	14
Figura 1. 8. Flujo Radial hacia Adentro	14
Figura 1. 9. Flujo Radial hacia Afuera	15
Figura 1. 10. Flujo Axial.....	15
Figura 1. 11. Rendimiento Vs $Q/Q_{\text{diseño}}$	19

CAPÍTULO II

Figura 2. 1. Central de Entrepeñas de la Unión Eléctrica Madrileña	28
Figura 2. 2. Turbina Pelton.....	29
Figura 2. 3. Ataque de chorro al álabe	32
Figura 2. 4. Diagrama de velocidades ideales a la entrada y a la salida del rodete	33
Figura 2. 5. Turbina Francis	34
Figura 2. 6. Ábaco de cavitación de Thoma	39
Figura 2. 7. Triángulos de velocidades.....	40
Figura 2. 8. Relaciones adimensionales, η^* en función ns	42

CAPÍTULO III

Figura 3. 1. Condición actual del rodete.....	46
Figura 3. 2. Medidas del rodete.....	47
Figura 3. 3. Criterios de Selección	48
Figura 3. 4. Materiales seleccionados bajo los criterios selección	49
Figura 3. 5. Resistencia a la tracción [MPa] vs. Precio [\$/ kg].....	50

Figura 3. 6. Estado actual del Laberinto	51
Figura 3. 7. Medidas del Laberinto	52
Figura 3. 8. Criterios de Selección	53
Figura 3. 9. Materiales seleccionados bajo los criterios selección	53
Figura 3. 10. Resistencia a la tracción [MPa] vs. Precio [\$/ kg].....	54
Figura 3. 11. Estado actual del Eje.....	55
Figura 3. 12. Medidas del Eje.....	56
Figura 3. 13. D.C.L. del Eje	56
Figura 3. 14. Par de Torsión.....	60
Figura 3. 15. Diagrama del cuerpo libre del Eje	60
Figura 3. 16. Diagrama de la Fuerza Cortante (V)	61
Figura 3. 17. Diagrama del Momento Flector (M).....	61
Figura 3. 18. Fuerza de Corte (V).....	62
Figura 3. 19. Momento Flector (M)	63
Figura 3. 20. Criterios de Selección	66
Figura 3. 21. Materiales seleccionados bajo los criterios selección	66
Figura 3. 22. Resistencia a la tracción [MPa] vs. Precio [\$/ kg].....	67
Figura 3. 23. Geometría del Eje	72
Figura 3. 24. Esquema del Rodete	75
Figura 3. 25. Simulación del Rodete & Convergencia	76
Figura 3. 26. Esquema del Laberinto	77
Figura 3. 27. Simulación del Laberinto & Convergencia.....	78
Figura 3. 28. Simulación del Eje & Convergencia	80
Figura 3. 29. Desplazamiento del Eje.....	81
Figura 3. 30. Factor de seguridad del Eje	82

LISTA DE TABLAS

CAPÍTULO I

Tabla 1. 1. Coeficientes de deslizamiento μ para $\beta_2=30^\circ$ y $D1/D2=0.5$	22
---	----

CAPÍTULO II

Tabla 2. 1. Clasificación de turbinas.....	30
--	----

CAPÍTULO III

Tabla 3. 1. Propiedades del Acero Martensítico ASTM CA-6NM	50
Tabla 3. 2. Propiedades del Hierro Gris	55
Tabla 3. 3. Propiedades del Acero austenítico AISI 316	68
Tabla 3. 4. Cálculo de Límite de Resistencia a la Fatiga	73
Tabla 3. 5. Cálculo del diámetro de la secciones	73

CAPÍTULO IV

Tabla 4. 1. Componentes de los bienes ofertados	84
Tabla 4. 2. Oferta económica inicial	84
Tabla 4. 3. Valor agregado ecuatoriano de la oferta	85
Tabla 4. 4. Componentes de los bienes ofertados	86
Tabla 4. 5. Oferta económica inicial	86
Tabla 4. 6. Valor agregado ecuatoriano de la oferta	87
Tabla 4. 7. Componentes de los bienes ofertados	88
Tabla 4. 8. Oferta económica inicial	89
Tabla 4. 9. Valor agregado ecuatoriano de la oferta	90
Tabla 4. 10. Inversión.....	91
Tabla 4. 11. Egresos de C. La Península (EEASA).....	92
Tabla 4. 12. Ingresos menos Egresos de la C. La Península.....	92
Tabla 4. 13. TIR & VAN	93

CAPÍTULO I

1.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA ELÉCTRICA AMBATO S.A.

1.1.1 RESEÑA HISTORICA

La Empresa Eléctrica Ambato S.A luego de llegar a un convenio deja de llamarse Empresa Municipal y se constituye con dicho nombre como una empresa privada y con objetivos tanto sociales como públicos.

La empresa contribuyó enormemente al progreso de la provincia de Tungurahua prestando su servicio en labores como la generación, transmisión, distribución inicialmente a nivel urbano y posterior mente a nivel rural y la comercialización de la energía.

La empresa en un inicio contaba con un capital de noventa y siete millones de sucres los cuales pertenecían al ilustre municipio de Ambato y a la Ex Honorable Junta de Reconstrucción de Tungurahua, de esta manera la empresa se constituyó como una institución autónoma.

Gracias al esfuerzo diario y al mejoramiento continuo de la empresa eléctrica por alcanzar y brindar un servicio de calidad a sus clientes adquirió la certificación internacional ISO 9001:2008.

1.1.2 INFRAESTRUCTURA

Debido a la escasez energética del aquel entonces en la cual se contaba con una central hidroeléctrica en operación denominada Miraflores se vio la necesidad de un nuevo proyecto hidroeléctrico el mismo que fue concebido como central Península, frente al crecimiento de la demanda del servicio se emprendió dos nuevos proyectos térmicos que se los denominó como el Batán y la central de combustión interna Lligua las mismas que ayudaron a solventar de alguna manera la escasez de energía eléctrica.

La EEASA se ganó un reconocimiento a nivel nacional por brindar el servicio de energía a gran parte de la zona rural.

Debido a la creciente demanda de energía y la imposibilidad ya sea climática o por otros factores no se podía satisfacer la demanda de energía o también se podía aportar a otras centrales, se vio la necesidad de que la empresa forme parte del Sistema Nacional Interconectado. Más adelante junto con varias empresas eléctricas se desarrolla un proyecto con la Subtransmisión en fases A y B.¹

1.1.3 UBICACIÓN

La matriz o edificio central está localizado en la ciudad de Ambato entre la Avenida 12 de Noviembre y la Av. Espejo. También cuenta con sus más grandes sucursales en la ciudad del Tena y otra en el Puyo.

1.1.4 MISIÓN Y VISIÓN

Misión

“Suministrar Energía Eléctrica, con las mejores condiciones de calidad y continuidad, para satisfacer las necesidades de los clientes en su área de concesión, a precios razonables y contribuir al desarrollo económico y social”.

Visión

"Constituirse en empresa líder en el suministro de energía eléctrica en el país".²

¹ Empresa eléctrica Ambato regional centro norte s.a. (©2013)[citado 20 Abril 2015]. Empresa Eléctrica Ambato. Obtenido de <http://www.eeasa.com.ec/index.php?id=2&id1=6>

² Empresa eléctrica Ambato regional centro norte s.a. (©2013) [citado 20 Abril 2015]. Empresa Eléctrica Ambato. Obtenido de <http://www.eeasa.com.ec/index.php?id=2&id1=2>

1.1.5 SISTEMA DE GESTIÓN DE CALIDAD

Certificación ISO 9001: 2008

En base al sacrificio diario de la empresa por brindar un servicio de calidad y comprometiéndose con el mejoramiento consiguió dicha certificación.

Política de Calidad

Suministrar a los usuarios de EEASA, el servicio de energía eléctrica continua y confiable, cumpliendo sus requerimiento, las disposiciones del ente regulador y el marco legal vigente, utilizando eficientemente los recursos disponibles buscando de esta manera la eficacia del Sistema de Gestión de la Calidad mediante la mejora continua de los procesos y la gestión empresarial, para el cumplimiento de los objetivos propuestos, fortaleciendo las competencias de sus colaboradores, encaminadas a la satisfacción del cliente.

Objetivos de Calidad

- Alcanzar una excelente Calidad del Servicio.
- Promover la calidad del Servicio Técnico.
- Calidad del Servicio Comercial.
- Mejorar las Aptitudes del Personal.³

³ Empresa eléctrica Ambato regional centro norte s.a. (©2013) [citado 20 Abril 2015]. Empresa Eléctrica Ambato. Obtenido de <http://www.eeasa.com.ec/index.php?id=2&id1=2>

1.1.6 MAPA DE PROCESOS

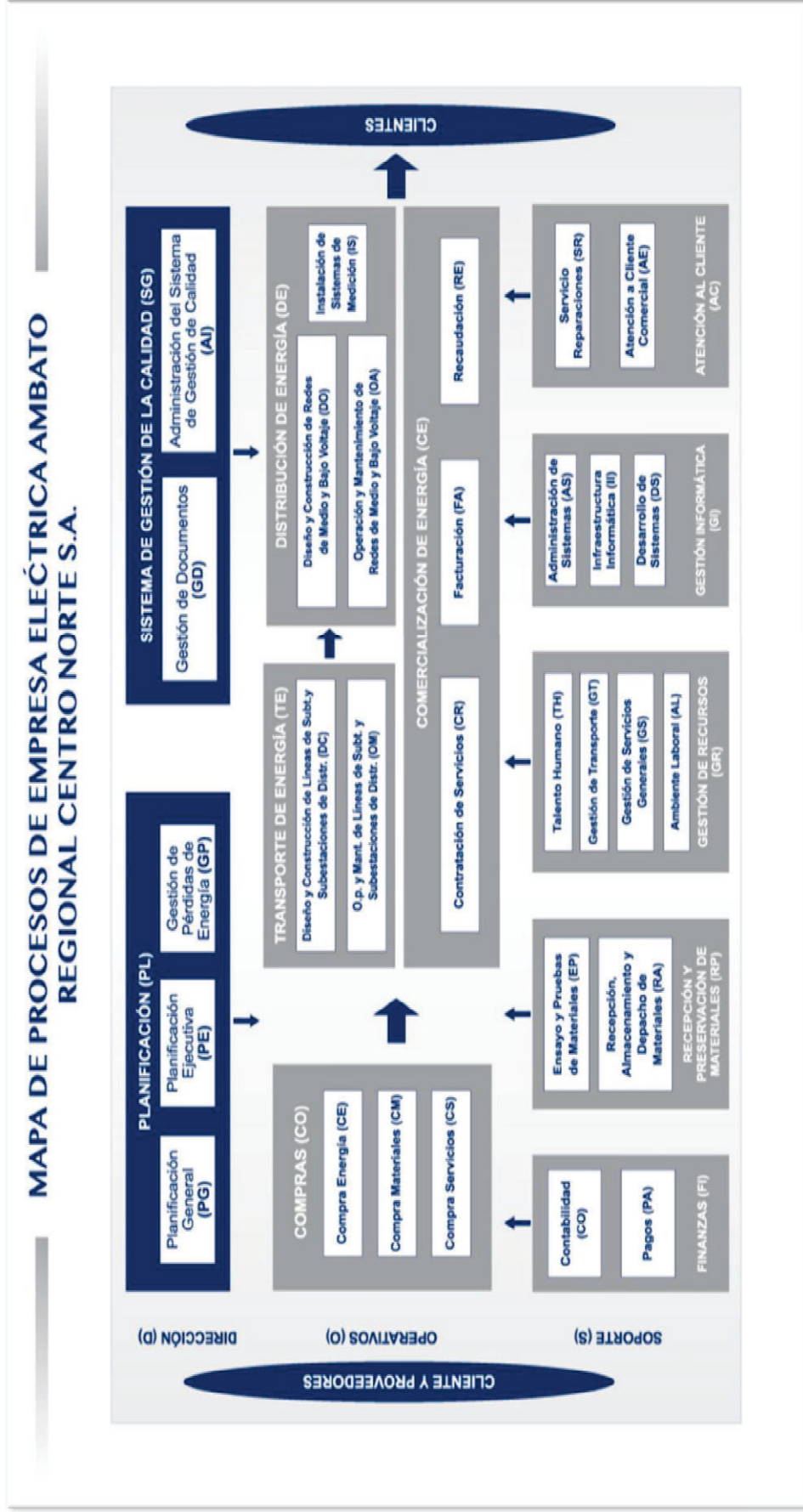


Figura 1. 1. Mapa de Procesos⁴

⁴Empresa eléctrica Ambato regional centro norte s.a. (©2013) [citado 20 Abril 2015]. Empresa Eléctrica Ambato. Obtenido de http://www.eeasa.com.ec/archivos/fck_archivos/image/paginas/eeasa/mapa_procesos1.jpg

1.1.7 ORGANIGRAMA DE LA EEASA

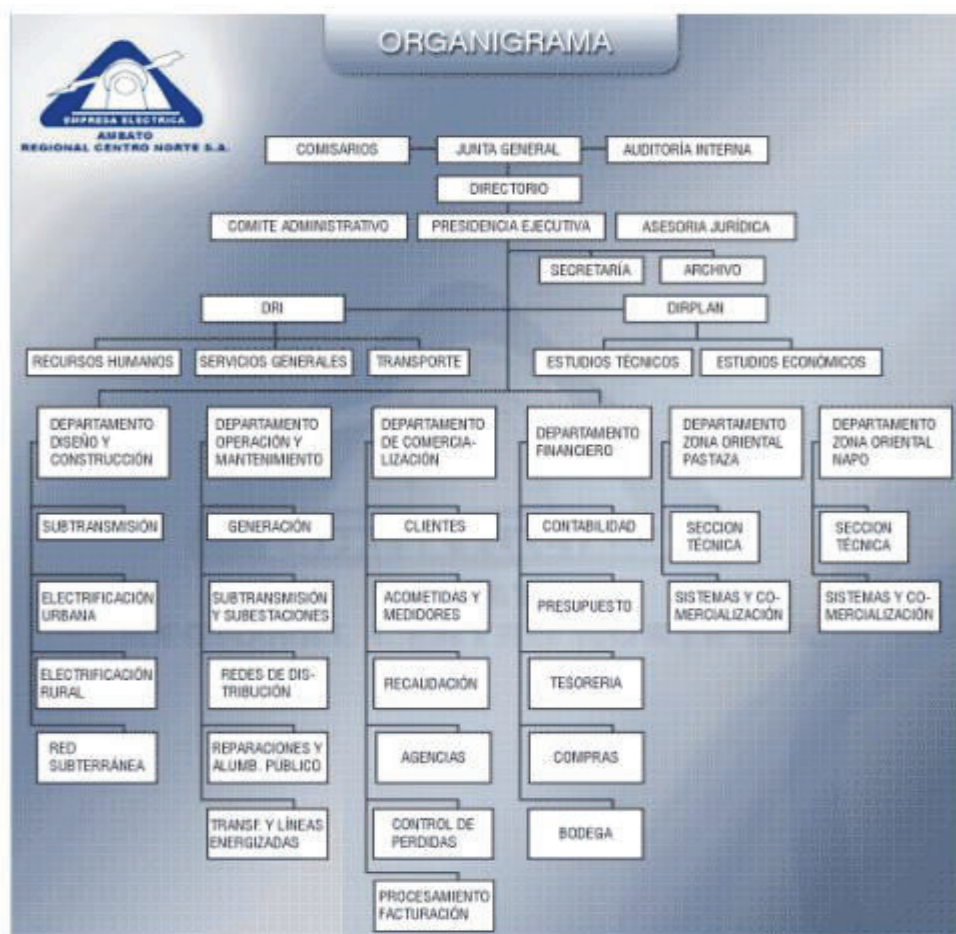


Figura 1. 2. Organigrama Estructural de la EEASA
(Bautista & Solís, 2013, pág. 6)

1.1.8 DEPARTAMENTOS DE LA EEASA

Presidencia Ejecutiva

Es la unidad encargada de administrar la Empresa con eficiencia, eficacia y efectividad. El Presidente Ejecutivo como titular de dicho departamento es representante legal de la Compañía y el responsable por el manejo técnico, económico y administrativo. Sus funciones, deberes y atribuciones están señalados en el Estatuto.

Departamento Comercial

Es el organismo operacional encargado de relacionar a la Empresa con los consumidores, promoviendo la concesión de los servicios prestados o modificación de los existentes, facturando verazmente y asegurando la recaudación oportuna de los valores correspondientes. También es de su responsabilidad, controlar y reducir las pérdidas comerciales.

Departamento de Planificación

Es el órgano de apoyo administrativo encargado de realizar y/o controlar los programas globales de expansión de la Empresa.

Departamento de Operación y Mantenimiento

Contempla las actividades que tienen que ver con la generación de energía eléctrica, transporte y su distribución, tratando de brindar un servicio con las mejores prestaciones posibles de entorno a la calidad y tratando siempre de proveer de manera continua el servicio para los usuarios y los mayores rendimientos técnico-económicos para la Empresa, en su área de concesión.

Departamento de Diseño y Construcción

Es el organismo operacional encargado de ejecutar las obras contempladas en el plan de inversiones de la EEASA para cubrir la demanda de potencia del sistema eléctrico, buscando la mayor eficiencia técnico-económica.

Departamento Financiero

Es el organismo operacional encargado de planificar, dirigir, coordinar y controlar las actividades económicas y financieras de la Empresa.

Relaciones Industriales

Es el organismo encargado de administrar los subsistemas de recursos humanos, los servicios generales y el transporte de la EEASA.

Departamento Zona Oriental Pastaza (DZOP)

Creado el primero de Octubre de 1.989, sirve a la Provincias de Pastaza y Morona Santiago (Cantones: Palora, Pablo Sexto y Huamboya).

En este Departamento, a través de las Secciones: Sistemas - Comercialización y Técnica se ejecutan acciones similares a las encomendadas a los Departamentos de Diseño y Construcción, Operación y Mantenimiento, Comercial y, Financiero de la Matriz en la ciudad de Ambato.

Departamento Zona Oriental Napo

Es un organismo descentralizado de la EEASA, encargado de cumplir las actividades de diseño, construcción, operación y mantenimiento su labor es distribuir y comercializar la energía en la zona designada.

EEASA, a través del Departamento Zona Oriental Napo, desde el año 2004, ha venido realizando un sin número de obras que han marcaron el inicio de nuevos bríos en materia de electrificación, en la actualidad se puede decir que cerca del 94% de la provincia cuenta con el servicio de energía eléctrica, inclusive comunidades distantes.

Departamento de Auditoria Interna

Es la unidad encargada de asesorar a los directivos, ejecutivos de la Empresa y de controlar las actividades administrativas, financieras y técnicas.⁵

⁵ Empresa eléctrica Ambato regional centro norte s.a. (©2013) [citado 20 Abril 2015]. Empresa Eléctrica Ambato. Obtenido de <http://www.eeasa.com.ec/index.php?id=8>

1.1.9 HISTORIA DE LA PLANTA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA LA PENÍNSULA

En el año de 1945 los trabajos en el proyecto de la Planta de la Península el contratista Smith finalizó gran parte de los trabajos y comenzó la construcción de la pista de tubería y los cimientos de la casa de máquinas, el mismo que abandono los trabajos por lo que el municipio tuvo que continuar con el proyecto se compró tres turbinas con sus respectivos generadores de la marca Harold T. Smith las mismas que no se encontraban en buen estado, por lo tanto no parece justificado ni desde el punto de vista económico ni técnico afrontar los gastos de reparación de las máquinas.

El contratista Smith no terminó con la construcción de la Planta Eléctrica pero sin embargo se le encargo la elaboración de un estudio acerca de la aplicación de la planta.

Las máquinas necesarias para el proyecto Smith tiene una capacidad conjunta de 8375 HP las mismas que consumen un caudal de 6,3 [m³/s], según el contratista era necesario la construcción de un represa pero como se la planteo fue rechazado y se planteó una de menor tamaño.

Smith también sugirió la instalación de tres generadores nuevos de 4160 [V] y en la línea principal trabajar con una tensión de 33000 [V].

Como el proyecto quedó inconcluso nació una nueva propuesta por parte de SICO la misma que aporto con una mejor solución en la cual se contempló la instalación de tres turbinas grandes con el fin de aprovechar toda la caída de 125 [m].

Tomando en cuenta la parte económica se decide aprovechar el edificio que se encuentra casi finalizado, sin cambios significativos se pueden colocar tres máquinas de 2140 [HP] cada una. Con una tensión nominal de 44000 [V] en la línea de transmisión hacia la ciudad de Ambato.

Cada turbina consume a plena carga 1,8 [m³/s] y tomando en consideración las mediciones de Smith faltaría en las horas pique la cantidad necesaria para una máquina pero solo una vez al año. Los estudios posteriores que se realizaron

muestran un déficit notablemente inferior al de Smith y de igual manera la necesidad de una represa con un 1/7 de volumen sugerido anteriormente.

Después de cumplir con todos los reglamentos y requisitos legales en 1945 se dispuso la implementación de la Planta, luego de unos años gracias a un estudio extenso sobre el caudal del río se toma la decisión de adquirir una máquina para generar 1.5 [MW].



Figura 1. 3. Central La Península
(Fuente propia)

La central Hidráulica La Península cuenta con cuatro máquinas de generación eléctrica, tres grupos pequeños de 500 [KW] y un grupo de 1,5 [KW].⁶

⁶ Cañar, A.H. (2009) [citado 22 Abril 2015]. Diseño e implementación de un sistema SCADA para la central hidroeléctrica la Península. Tesis de ingeniería. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/259/6/T-ESPE-026846.pdf>

1.2 MARCO TEÓRICO

1.2.1 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS: GENERALIDADES⁷

1.2.1.1 Definición de máquina Hidráulica

Se las denomina con este nombre a las máquinas que aprovechan la energía cinética y potencial de un fluido incompresible como el agua y la transforma en trabajo también se las conoce como (intercambiadores de energía).⁸

1.2.1.2 Clasificación de las máquinas Hidráulicas

Se considera el elemento principal de la máquina donde se realiza el intercambio de energía del fluido incompresible en energía mecánica. Las mismas que se pueden clasificar en dos grandes grupos.

- Turbomáquinas: su característica es que un rotor cumple la función de intercambiador de energía.
- Máquinas de desplazamiento positivo: el intercambio de energía acontece en un cilindro mediante la actuación de un émbolo.

Las turbomáquinas se clasifican en dos grupos Máquina Generadora y Motora, la primera se diferencia de la segunda ya que el intercambio de energía sede del rodete al fluido mientras que en las motoras es lo contrario.

⁷ Torio, H. (2014) [citado 5 Mayo 2015]. Máquinas hidráulicas. Tesis de ingeniería. Obtenido de <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/35220/1/toriogarciahumberto.pdf>

⁸ Berrondo, A., Mongelos, J., Pellejero, M., & Idoria. (2007) [citado 22 Abril 2015]. Apuntes de máquinas hidráulicas Volumen 1. Escuela Universitaria Politécnica Donostia- San Sebastián, Universidad del País Vasco.

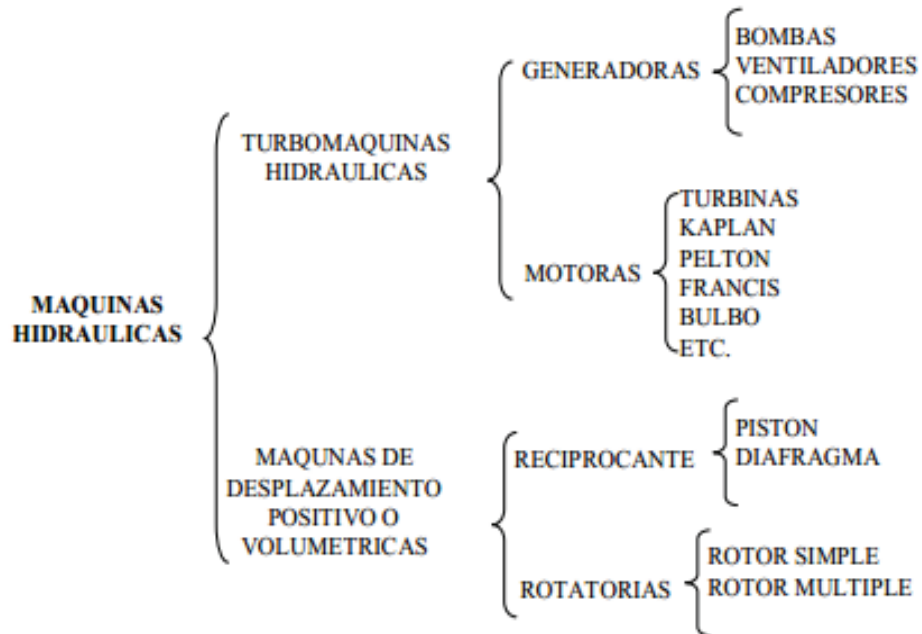


Figura 1. 4. Esquema de Clasificación de las Máquinas Hidráulicas
(Torio, 2014, pág. 10)

1.2.1.2.1 Máquinas Generadoras

Como ya se mencionó anteriormente se las denomina así porque la transmisión de energía al fluido se hace mediante un elemento mecánico llamado rodete o impelente el mismo que convierte la energía mecánica en energía cinética en el fluido aumentando su velocidad y presión. Dentro de máquinas tenemos las centrífugas, axiales entre las más conocidas y utilizadas.

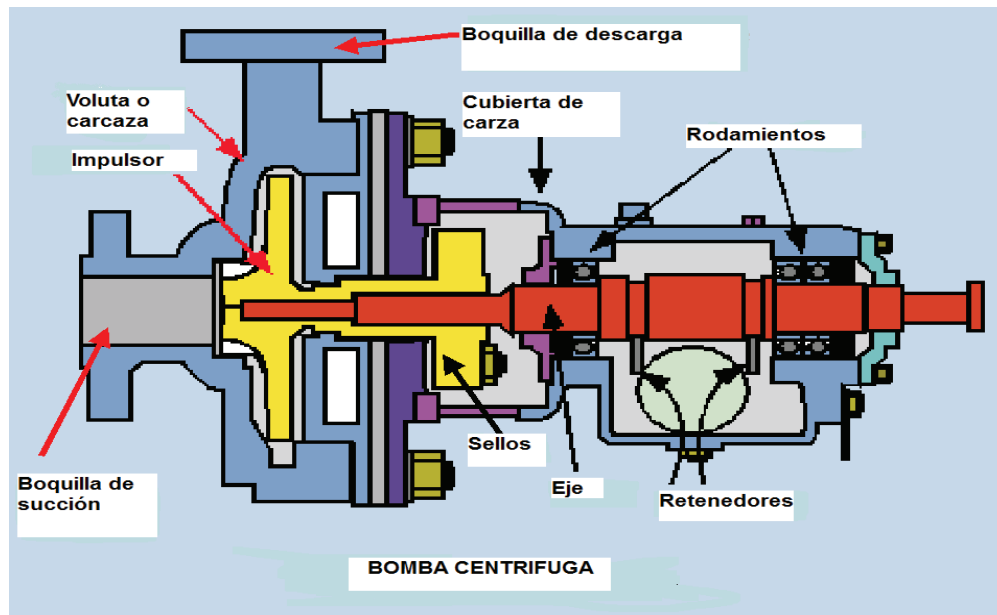


Figura 1. 5. Bomba Centrífuga
Fuente: (Bohorquez Ariza, 2011)

1.2.1.2.2 Máquinas Desplazamiento Positivo

También conocidas como máquinas volumétricas, las mismas que generan mediante la variación del volumen de la cámara en el cual se encuentra el fluido incompresible el aumento de la presión le obliga a circular por los conductos de salida.

1.2.1.2.3 Máquinas Motoras

Las conocidas turbinas hidráulicas forma parte de este grupo, al circular el fluido por el interior de estas máquinas sede la energía tanto potencial como la cinética al elemento conocido como rodete el cual tiene la misión de transformar estas energías en trabajo de rotación.

Las turbinas de impulso o también conocidas como de acción tiene la singularidad que aprovechan únicamente la energía cinética del fluido. Mientras que las turbinas denominadas de reacción además de aprovechar la energía cinética también utiliza la energía potencial del fluido.

1.3 PRINCIPIOS GENERALES DE LAS TURBOMÁQUINAS⁹

1.3.1 VELOCIDADES

Las líneas de corriente se supone que se encuentran sobre una superficie de revolución simétrica, para hacer el análisis más simple se toma una disposición general de las turbinas, la complicación radica en conocer la geometría de dicha superficie y las líneas de corriente que atraviesa por la turbomáquina.

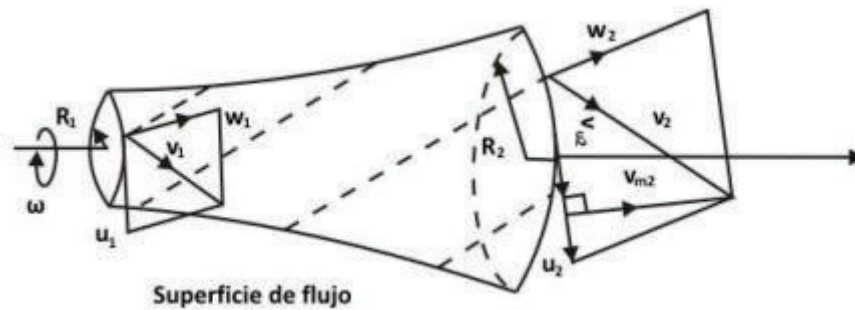


Figura 1. 6. Componentes de Velocidad
(Torio, 2014, pág. 21)

En las turbomáquinas se debe considerar tres vectores los cuales son los componentes de velocidad y por los cuáles una turbomáquina puede funcionar estas son u , v y w , como se puede observar en la figura 1.6, estos vectores se pueden sumar el mismo que define un triángulo denominado de velocidades.

$$v = u + w \quad (1.1)$$

Donde u es la velocidad tangencial del álabe, v es la velocidad absoluta del fluido, w es la velocidad relativa del fluido respecto al álabe, β es el ángulo del álabe.

⁹ Torio, H. (2014) [citado 5 Mayo 2015]. Máquinas hidráulicas. Tesis de ingeniería. Obtenido de <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/35220/1/toriogarciahumberto.pdf>

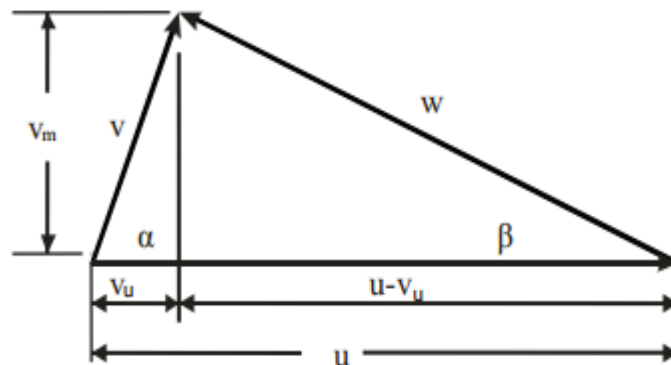


Figura 1. 7. Triángulo de Velocidades
(Torio, 2014, pág. 22)

En las turbomáquinas según la dirección del flujo a la entrada y la salida del rotor se tienen: Flujo radial hacia adentro (turbinas) figura 1.8, con flujo radial hacia fuera (bombas) figura 1.9 y flujo axial figura 1.10.

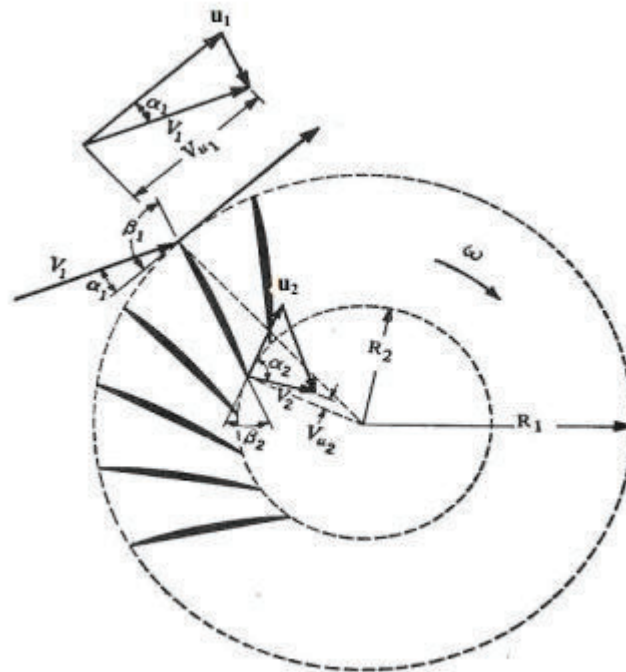


Figura 1. 8. Flujo Radial hacia Adentro
(Torio, 2014, pág. 23)

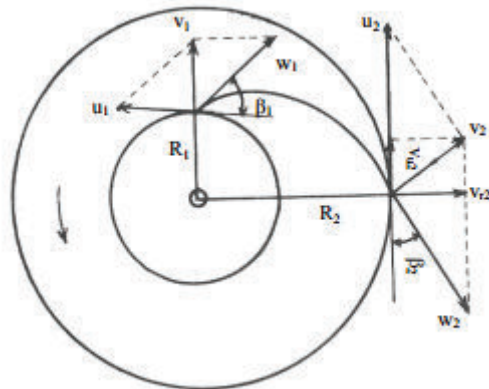


Figura 1. 9. Flujo Radial hacia Afuera
(Torio, 2014, pág. 23)

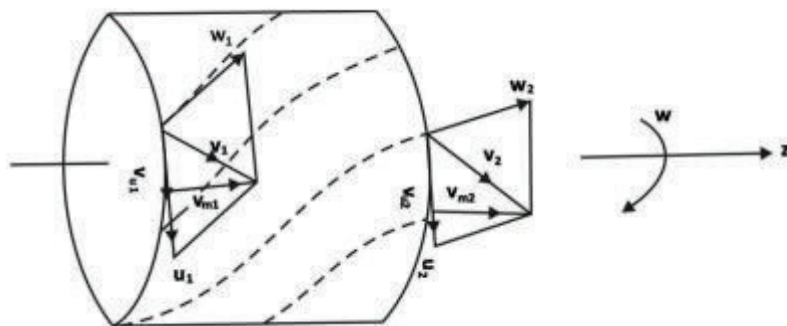


Figura 1. 10. Flujo Axial
(Torio, 2014, pág. 24)

1.3.2 ECUACIÓN DE EULER

Es una expresión que cuantifica la energía que se transfiere entre el rotor y el fluido. Es importante tomar en cuenta lo siguiente:

- Esta ecuación es la fundamental en el estudio de las turbomáquinas.
- La ecuación fue desarrollada por Leonardo Euler (1754) y en su honor lleva su nombre.
- Con esta ecuación se puede calcular la carga teórica en condiciones ideales.
- En la ecuación de Euler la carga teórica para un número infinito de alabes se representa con $H_{t\infty}$, y a la carga teórica para un número finito de alabes se lo

conoce como H_t . En el caso de las turbinas hidráulicas estas cargas son iguales.

$$H_{t\infty} = \frac{(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1})}{g} \quad (\text{Bombas}) \quad (1.2)$$

$$H_{t\infty} = H_t = \frac{(u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2})}{g} \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.3)$$

Ecuación de Euler en componentes energéticos

La ecuación de Euler se la puede representar también en función de los componentes energéticos involucrados.

$$H_{t\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (\text{para bombas}) \quad (1.4)$$

$$H_{t\infty} = H_t = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.5)$$

1.3.3 GRADO DE REACCIÓN

Se refiere al modo como trabaja el rodete, es decir, la relación entre la carga estática o altura y la carga total transferida determinada por la ecuación de Euler:

$$G_R = \frac{H(\text{estática})}{H(\text{total})} = \frac{\frac{u_2^2 + u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}}{\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}} \quad (1.6)$$

O bien simplificando se obtiene

$$G_R = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{v_2^2 - v_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2} \quad (1.7)$$

El grado de reacción en las turbomáquinas tiene comúnmente valores comprendidos entre cero y uno, para otros casos estos valores pueden ser diferentes.

1.3.4 LEYES DE FUNCIONAMIENTO EN LAS TURBOMÁQUINAS

Existen criterios de semejanza que permiten prever el comportamiento de una máquina cuando modifican sus parámetros de explotación o geométricos.

1.3.4.1 Semejanza Física

Determina la existencia de un coeficiente de semejanza geométrica definido por las dimensiones de una máquina y modelo, donde también los ángulos deben necesariamente mantenerse iguales.

Utilizaremos los subíndices m y p a los parámetros del modelo y prototipo respectivamente:

$$\frac{D_{2p}}{D_{2m}} = \frac{b_{2p}}{b_{2m}} = \frac{D_{1p}}{D_{2m}} \dots \dots \frac{L_p}{L_m} = \delta_L = \text{constante} \quad (1.8)$$

1.3.4.2 Semejanza cinemática

Determina la relación entre las velocidades en puntos iguales relativamente en máquinas geoméricamente semejantes, además se debe considerar la igualdad entre los ángulos.

$$\frac{u_{1p}}{u_{1m}} = \frac{w_{1p}}{w_{1m}} = \frac{V_{1p}}{V_{2m}} = \frac{u_{2p}}{u_{2m}} \dots \dots \frac{v_p}{v_m} = \delta_c = \text{constante} \quad 1.9$$

1.3.4.3 Semejanza Dinámica

Necesariamente para cumplir esta condición en máquinas tanto geométricas como cinéticamente análogos debe existir una relación constante entre fuerzas del mismo tipo y en puntos igualmente relativos.

$$\frac{F_{1p}}{F_{1m}} = \frac{F_{2p}}{F_{2m}} = \dots \dots \frac{F_p}{F_m} = \delta_F = \text{constante} \quad (1.10)$$

La relación constante se representa por δ_F llamado también coeficiente de semejanza dinámica. Las fuerzas F_1 y F_2 son tomadas en dos puntos diferentes tanto para el modelo como para el prototipo.

1.3.5 LEYES DE SEMEJANZA DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Se debe tener en cuenta que para emplear los resultados determinados en la Teoría de Modelos de turbinas hidráulicas a prototipos es indispensable disponer de una semejanza casi perfecta.

El coeficiente de rozamiento tanto en el modelo como en el prototipo influye en los rendimientos tal es el caso que estos serán iguales si sus coeficientes también los son.

Considerando las semejanzas mencionadas anteriormente en dos turbinas se puede determinar las relaciones de semejanza.

Se supone que ambas turbinas tienen un rendimiento hidráulico igual y se considera para:

El modelo: Potencia P' [w], salto neto H' , numero de rpm N' , Diámetro D' [m] y caudal Q' [m^3/s], y para el prototipo se considera P'' , D'' , H'' , N'' , Q'' .

- Ambas turbinas hidráulicas poseen igual admisión.
- La misma cantidad de unidades (rodetes) para cada turbina, un rodetes para cada máquina.
- En la zona de funcionamiento de las máquinas el rendimiento usualmente permanece uniforme, Figura 1.11.

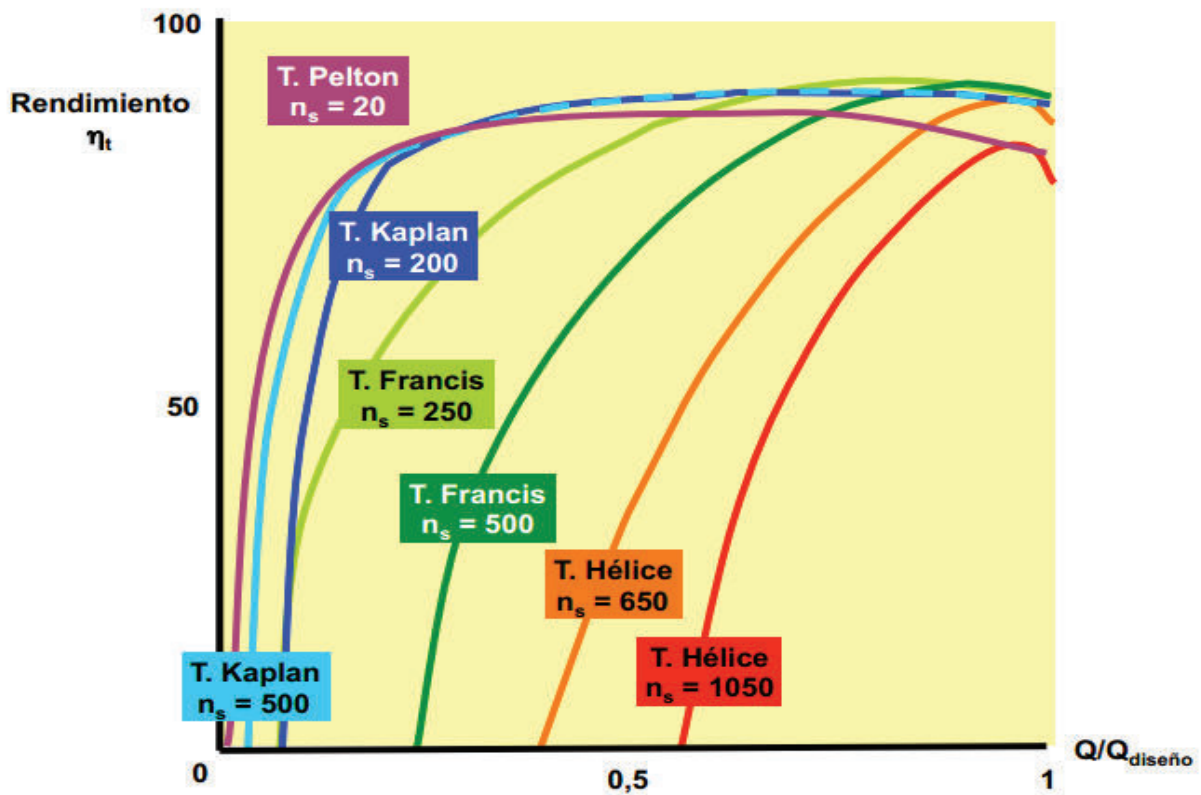


Figura 1. 11. Rendimiento Vs $Q/Q_{diseño}$
(Pérez Remesal & Renedo Estébanez)

A continuación se expresan tres leyes de semejanza donde $D' = D'' = 1$, se trata de la misma turbina y expresan el cambio en las características de una turbina o de turbinas iguales al variar la altura neta.

a) 1ra Ley

$$\frac{N'}{N''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad (1.11)$$

b) 2da. Ley

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad (1.12)$$

c) 3ra. Ley

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{H'}{H''} \right)^{3/2} \quad (1.13)$$

Por último las siguientes tres leyes de semejanza consideran que 2 turbinas son geoméricamente semejantes pero con un diámetro (D) diferente y expresan la variación de las características de las turbinas considerando que la altura neta no cambia.

d) 4ta. Ley

$$\frac{N'}{N''} = \frac{D''}{D'} \quad (1.14)$$

e) 5ta. Ley

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad (1.15)$$

f) 6ta. Ley

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad (1.16)$$

1.3.6 VELOCIDAD ESPECÍFICA

Es una cantidad igual en módulo a la velocidad giratoria de un modelo teórico de una turbomáquina que debe funcionar bajo entornos de valores unitarios de carga y capacidad, este término se utiliza para clasificar rodetes.

Se expresa por las ecuaciones no adimensionales:

$$n_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{CV})^{1/2}}{(\text{m})^{5/4}} \quad (\text{para turbinas con unidades del sistema métrico}) \quad (1.17)$$

$$n_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{HP})^{1/2}}{(\text{pies})^{5/4}} \quad (\text{para turbinas en el sistema inglés}) \quad (1.18)$$

1.3.7 CARGA TEÓRICA INFINITA, TEÓRICA Y REAL

1.3.7.1 Carga teórica infinita

Suponiendo condiciones ideales en la cual el rodete aprovecha toda la energía del fluido al atravesar por la turbina, para las bombas ocurre lo contrario donde el rodete transfiere toda su energía al fluido.

1.3.7.2 Carga teórica

Se representa como (H_t), por lo analizado anteriormente, la carga teórica es casi igual a la carga teórica infinita en las turbinas hidráulicas, en el caso de las bombas este valor es menor.

$$H_t = \mu_d H_{t\infty} \quad (1.19)$$

Donde μ_d es un factor de deslizamiento, z número de álabes.

$$\mu_d = 1 - \frac{(\pi/z) \sin \beta_2}{1 - (v_{m2}/u_2) \cot \beta_2} \quad (1.20)$$

Ejemplo de relación entre el número de álabes y el factor de deslizamiento.

Tabla 1. 1. Coeficientes de deslizamiento u para $\beta_2=30^\circ$ y $D1/D2=0.5$

Z	4	6	8	10	12	16	24
u_d	0.624	0.714	0.768	0.806	0.834	0.87	0.908

Fuente: Torio (2014).

1.3.7.3 Carga real

También llamada carga neta representada por H , las bombas se conocen como altura manométrica por H_m .

La variación de energía del fluido que ocurre entre la salida de la bomba con la entrada se conoce como carga neta. La carga real es menor que la carga teórica que se transfiere al fluido por las pérdidas en el interior de la bomba.

La pérdida de energía que ocurre en el fluido entre la entrada de la turbina y la salida es la energía cedida al rodete de la turbina, en términos de altura se conoce como carga neta.

Las siguientes ecuaciones representan la carga neta:

$$H = H_t - H_p \quad (\text{Bombas}) \quad (1.21)$$

$$H = H_t + H_p \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.22)$$

1.3.8 RENDIMIENTOS Y POTENCIAS

1.3.8.1 Rendimiento Hidráulico

Cuantifica el intercambio de energía entre el fluido y la turbomáquina, y se define como:

$$n_h = \frac{H_t}{H} \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.23)$$

$$n_h = \frac{H}{H_t} \quad (\text{Bombas}) \quad (1.24)$$

1.3.8.2 Rendimiento Volumétrico

Relaciona el caudal que transfiere su energía al rodete con el caudal que ingresa realmente a la turbina. En el caso de las bombas las fugas de fluido que ocurren internamente ocasionan pérdidas.

$$n_v = \frac{Q - q}{Q} \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.25)$$

Donde Q es el caudal entregado, Q – q es el caudal útil y q son las pérdidas volumétricas.

1.3.8.3 Rendimiento Mecánico

El rendimiento mecánico se ve afectado por las pérdidas generadas por el rozamiento de disco, en empaques, cojinetes, etc.

Y se define por las siguientes ecuaciones:

$$n_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.26)$$

La potencia interna es igual a $P_i = P_a + P_{mr}$, donde:

P_a es la Potencia útil.

P_i es potencia suministrada a la turbina más la potencia debido al rozamiento mecánico.

P_{mr} es la potencia debido al rozamiento mecánico.

P es la potencia neta o potencia absorbida.

1.3.8.4 Rendimiento global o rendimiento total

En las turbinas se define como la relación entre la potencia en el eje y la potencia cedida por el fluido.

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P_a} \quad (\text{Bombas}) \quad (1.27)$$

$$\eta = \frac{P_a}{\rho g Q H} \quad (\text{Turbinas}) \quad (1.28)$$

El rendimiento global es igual a:

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (1.29)$$

1.3.9 CAUSAS DE PÉRDIDA DE ENERGÍA EN LAS TURBOMÁQUINAS

- Pérdidas por rozamiento. Es causada por el rozamiento del fluido y la superficie del rodete.
- Pérdidas por turbulencia o choque. Se produce por la separación que se da lugar entre el fluido con el contorno de los álabes o también por choques contra estos.

- Pérdidas por recirculación.
- Pérdidas por fugas. Es útil tolerar una leve fuga para conservar húmedos los sellos y no permitir su deterioro prematuro, sino también con el fin de mejorar el deslizamiento y las condiciones de funcionamiento.

1.3.10 Velocidad Sincrónica

La velocidad del alternador conjuntamente con el número de pares de polos, genera una frecuencia en el caso nuestro de 60 ciclos por segundo. La ecuación que relaciona estos parámetros es:

$$f = \frac{ZN}{60} \quad (1.30)$$

Se debe cumplir que $f = 60$ ciclos por segundo: $ZN = 3600$ para llamarse velocidades sincrónicas.

$Z = 1, N = 3600$ rpm;

$Z = 2, N = 1800$ rpm;

$Z = 3, N = 1200$ rpm;

$Z = 4, N = 900$ rpm

1.3.11 VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Se genera cuando desaparece la carga, es decir, cuando el alternador deja de funcionar y la turbina continúa funcionando a total potencia hidráulica.

Esta velocidad fluctúa entre 1.8 a 2.2 veces la velocidad de régimen tomando en consideración al tipo de turbina, la altura de salto y también el ángulo de apertura del distribuidor.

Los valores máximos de la velocidad de embalamiento son:

$N_{\text{máx}} < 1.8$ N Pelton.

$N_{\text{máx}} < 2$ N Francis.

$N_{\text{máx}} < 2.2$ N Kaplan.

CAPÍTULO II

2.1 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS: TURBINAS

2.1.1 DEFINICIÓN

Como ya se expuso anteriormente, una turbina hidráulica se conoce como una turbomáquina motora, la cual intercambia la energía del fluido en energía mecánica al rodete. En teoría, una turbina también puede funcionar como bomba si se invierte el flujo.¹⁰

2.1.2 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS¹¹

Para turbina y bombas los elementos son semejantes. Pero su disposición y funcionamiento es opuesto. Conforme se ve en la Figura 2.1.

- **Canal de llegada o tubería forzada (1)**

Es la tubería donde se encuentra el agua a presión y que transporta la misma desde una represa o desde un canal hasta la entrada de la turbina.

- **Caja espiral**

Es el lugar donde la presión se convierte en velocidad en las turbinas y lo contrario en una bomba donde la velocidad del fluido se convierte en presión.

- **Distribuidor**

Transforma presión en velocidad en las turbinas y velocidad en presión en las bombas, el distribuidor actúa como tobera y difusor respectivamente.

¹⁰ Mataix, C. (1986). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas (p. 460). España: Ediciones del Castillo, S. A.

¹¹ Mataix, C. (1986). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas (p. 460, 461). España: Ediciones del Castillo, S. A.

- **Rodete (2)**

Es un elemento móvil que se encuentra dentro de una turbomáquina y es el encargado de la transferencia de energía del fluido hacia rodete o viceversa.

- **Tubo de aspiración (3)**

Es la tubería por donde absorbe el fluido o se realiza el desagüe para el caso de las bombas y turbinas respectivamente. En las turbinas este tubo de aspiración cumple con otras funciones como generar una depresión a la salida del rodete.¹²

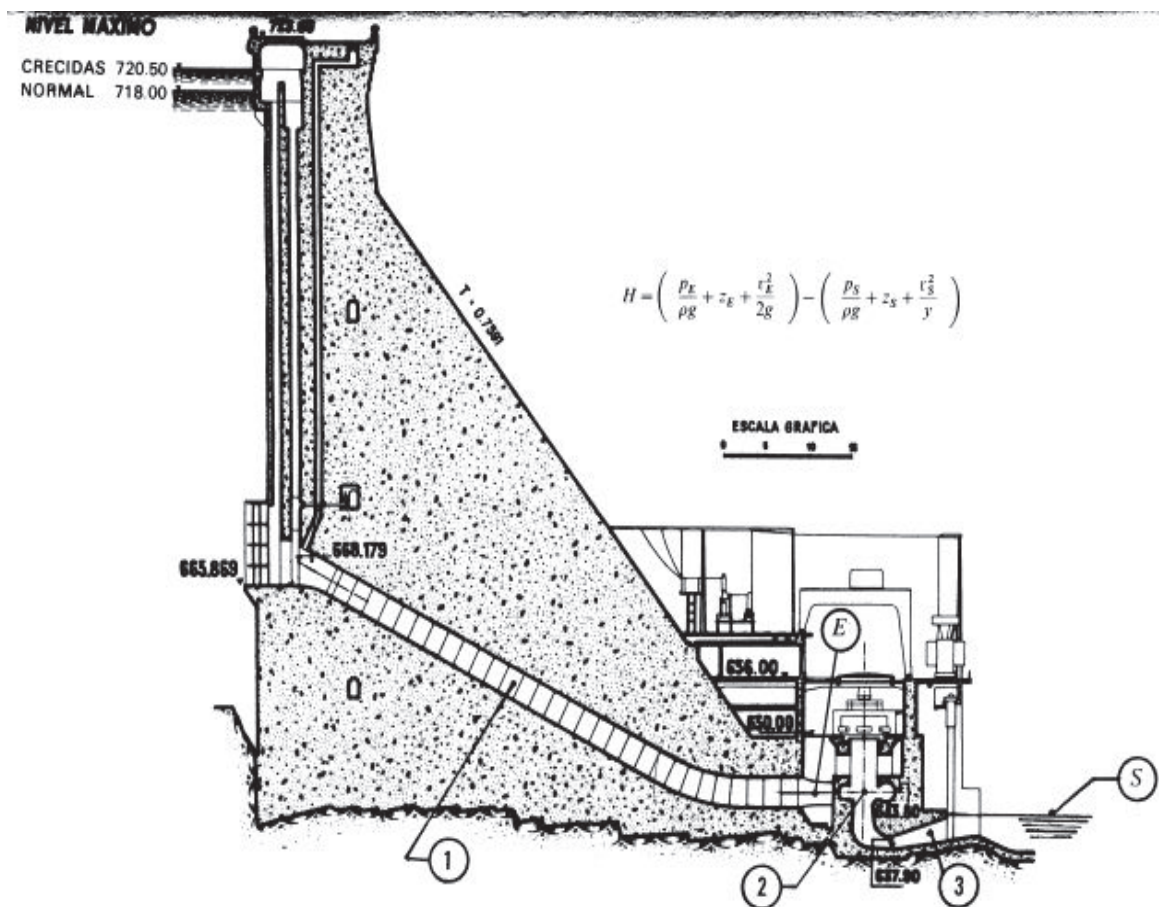


Figura 2. 1. Central de Entrepeñas de la Unión Eléctrica Madrileña
(Mataix, 1986, pág. 459)

¹²Mataix, C. (1986). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas (p. 460, 461). España: Ediciones del Castillo, S.A.

2.1.3 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS ¹³

Existen en la actualidad dos grandes tipos de turbinas hidráulicas, las de acción y las de reacción.

2.1.3.1 Turbinas de Acción

También son conocidas como de vena libre, son aquellas en las que el agua mueve el rodete exclusivamente con energía cinética. En este grupo se encuentran las turbinas Pelton.

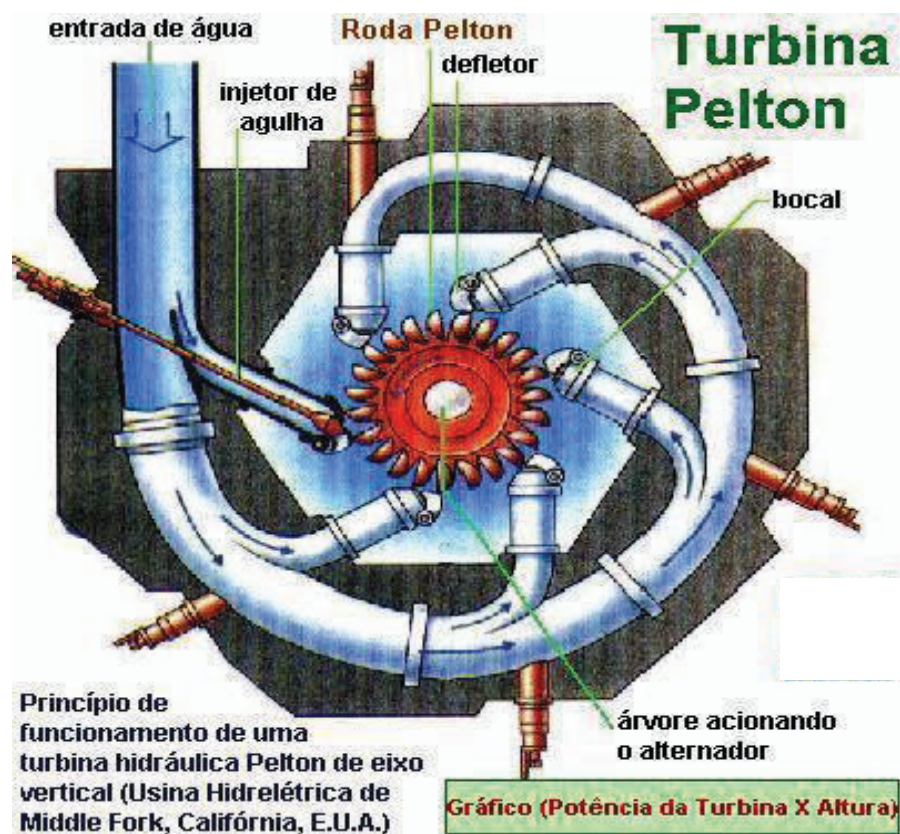


Figura 2. 2. Turbina Pelton

Fuente: <http://www.cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo2B/Turbinas/pelton.jpg>

¹³ Berrondo, A., Mongelos, J., Pellejero, M., & Idoria. (2007). Apuntes de máquinas hidráulicas Volumen 1. Escuela Universitaria Politécnica Donostia- San Sebastián, Universidad del País Vasco.

2.1.3.2 Turbinas de Reacción

Se las denomina también como de vena forzada a las que utilizan energía cinética y de presión para mover el rodete. Dentro de las turbinas de reacción se tiene la siguiente clasificación: Francis, Hélice, Kaplan, Deriaz, Bulbo y Straflo.

Tabla 2. 1. Clasificación de turbinas

DIFERENCIAS FUNDAMENTALES ENTRE TURBINAS		
	Turbinas de Acción	Turbinas de Reacción
Tipos	Pelton	Francis, Hélice, Kaplan, Deriaz, Bulbo, Straflo
Admisión	Por Puntos	total
Elementos	Inyector Rodete	Cámara espiral, Antedistribuidor, Distribuidor, Rodete, Tubo difusor
Energía Aportada	Cinética: $c^2/2g$	Cinética de presión: $c^2/2g + P/\gamma$
Campo de trabajo: Q/H	Pequeña	Media y Grande
Número de Camerer	5 – 36	50 – 1300
Tipo de Central	Cabecera de los ríos	Cause medio y terminal del río, y en las desembocaduras de los ríos.

Fuente: Berrondo, Mongelos, Pellejero, & Idoia (2007).

2.1.4 TURBINA DE ACCIÓN: PELTON ¹⁴

Se caracteriza esencialmente por utilizar únicamente la energía cinética del fluido, la presión del fluido es la misma al ingreso y a la salida de la máquina por lo que el gradiente de la presión es cero.

El sistema de alimentación de estas turbinas está constituido por una tubería de presión o forzada, una o más toberas en las cuáles existe una aguja que tiene la función de regular el caudal.

¹⁴ Universidad de Chile. (s.f.) [citado 8 de Mayo 2015]. Turbinas de impulso. Obtenido de <http://www.cec.uchile.cl/~jfiguero/pelton.html>

2.1.4.1 Características del Rodete Pelton

Este tipo de rodete está compuesto de dos partes un disco de acero fundido o forjado y por álabes en forma de doble cuchara los cuales pueden ser fundidos en una sola pieza al disco o también se los puede ensamblarse al disco utilizando bulones.

2.1.4.2 Material del Rodete

Los álabes del rodete son los elementos que están expuestos a condiciones más severas como fatiga, corrosión y erosión. Si la incidencia de los factores anteriores es moderada, la fundición de grafito laminar será suficiente. Para situaciones severas de funcionamiento se emplea el acero al Carbono y aleado con Ni (0.7 entre 0.1) y Mo (0.3%). Los aceros con 13% de Cr y los aceros austenoferríticos (Cr 20, Ni 8, Mo 3) tienen excelentes propiedades mecánicas como resistencia a la cavitación y la abrasión. Mientras que para el disco, debido a sus condiciones de trabajo no tan severas, el acero fundido o forjado sería una solución óptima.

2.1.4.3 Forma y dimensiones de los Álabes

Su forma es de doble cuchara que tiene una arista media en la cual ocurre la incidencia del chorro de agua. Las medidas del álabe son proporcionales al diámetro del chorro, este es f (diámetro de la rueda, velocidad específica) y tiene una magnitud que está de (5% a 12%) aproximadamente del diámetro del rodete.

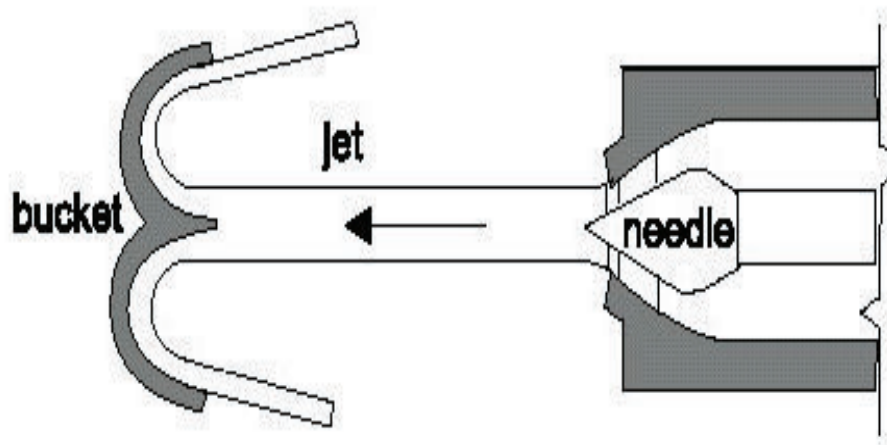


Figura 2. 3. Ataque de chorro al álabe

Fuente: <http://www.cec.uchile.cl/~jfiguero/pelton.html>

El ángulo entre las caras interiores del álabe es de 20° según lo recomiendan los fabricantes debido a que si se toman ángulos más pequeño se afectaría a la arista media por la acción directa del chorro y también por los efectos de la erosión y corrosión.

El ángulo de salida del álabe debe encontrarse comprendido de 8° a 12° y también en la parte media del álabe.

2.1.4.4 Triángulos de Velocidades teóricos

En la turbina Pelton, el chorro con velocidad absoluta c_1 golpea simétricamente a la arista mediana de la cazoleta, dividiéndose en dos partes iguales y deslizándose sobre las dos mitades de la misma, saliendo desviados con una velocidad relativa $\omega_2 = \psi \omega_1$, y ángulo de salida $\beta_2 = 180^\circ$.

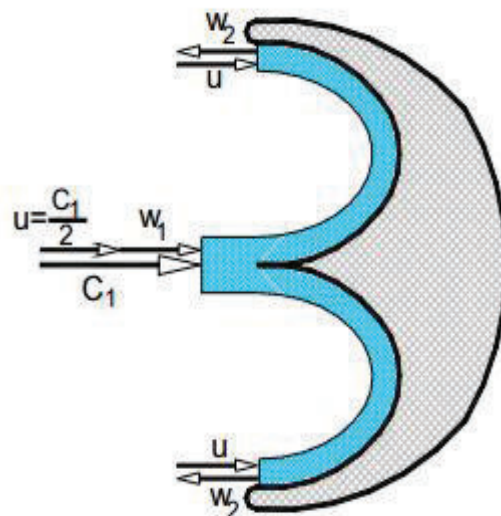


Figura 2. 4. Diagrama de velocidades ideales a la entrada y a la salida del rodete
(Berrondo, Mongelos, Pellejero, & Idoia, 2007, pág. 127)

En la práctica, el ángulo a la entrada del rodete $\beta_1 = 0^\circ$, aunque se desprecie la componente de choque motivada por tal circunstancia; los diámetros de la rueda a la salida son iguales, por lo que las velocidades \vec{u}_1 y \vec{u}_2 también lo serán.¹⁵

2.1.5 TURBINA DE REACCIÓN: FRANCIS¹⁶

Debe su nombre al Ingeniero James Bichano Francis (1815-1892), que utilizando turbinas centrípetas patentadas por Samuel Dowd, realizó cambios esenciales a estas turbinas. Es de tipo radial, el fluido tiene admisión centrípeta y cuenta con tubo de aspiración.

¹⁵ Fernández, P. (s.f.) [10 de Mayo 2015]. Turbinas Pelton. Obtenido de <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/03Turb.Hidr.pdf>

¹⁶ Torio, H. (2014) [12 de Mayo 2015]. Máquinas hidráulicas. Tesis de ingeniería. Obtenido de <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/35220/1/toriogarciahumberto.pdf>

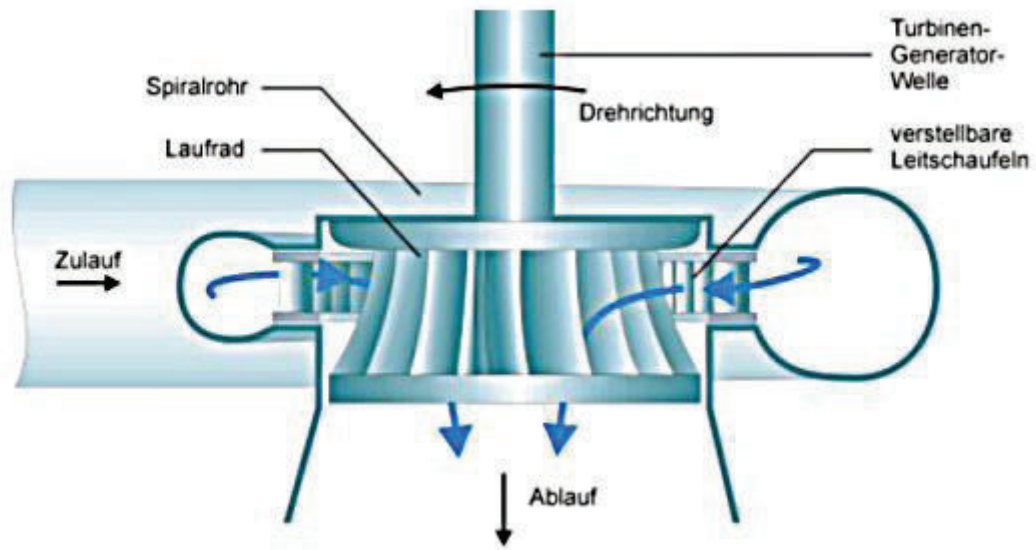


Figura 2. 5. Turbina Francis

Fuente: http://www.blue-water-power.ch/fileadmin/user_upload/images/pict_3_FrancisTechnologie.jpg

2.1.5.1 Funcionamiento

El fluido que ingresa a la cámara espiral llega por un conducto llamado tubo de alimentación, la cámara tiene la misión de enviar apropiadamente el fluido al distribuidor, quién dirige el fluido a los álabes de rodete y donde se regula el caudal de ingreso permitiendo de esta manera tener un control sobre la potencia de la máquina.

Luego el agua atraviesa el rodete donde se produce el intercambio de energía para finalmente salir por el tubo de desfogue.

2.1.5.2 Clasificación según el rodete

Existen 3 tipos de rodetes en los cuáles el ángulo β_1 incide directamente sobre velocidad tangencial. Se debe considerar que el rendimiento hidráulico oscila de 0,85 a 0,95.

2.1.5.2.1 Rodetes lentos

Son empleados para grandes saltos, revoluciones y velocidades tangenciales bajas, al ingreso el ángulo $\beta_1 < 90^\circ$ y el ángulo debe ser $\alpha_1 < 15^\circ$, las rpm están entre 50 y 100.

2.1.5.2.2 Rodetes normales

En este tipo de rodetes el fluido ingresa radialmente y sale axialmente. El ángulo β_1 es de 90° y el ángulo alfa esta entre $(15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ)$, este tipo de rodetes son más rápidos donde el n_s tiene un rango de 125 a 200 rpm.

$$u_1 = v_1 \cos \alpha_1 \quad ; \quad u_1^2 = \eta_h g H_n \quad (2.1)$$

2.1.5.2.3 Rodetes rápidos

Alcanzan velocidades de giro altas (n_s) de 225 a 500 rpm. En este tipo de rodetes el ángulo de ingreso tiene que ser $\beta_1 > 90^\circ$ y alfa el valor de $\alpha_1 < 45^\circ$ estas condiciones permiten subir las rpm.

2.1.5.3 Grado de reacción

Es la relación entre la carga estática y la carga efectiva, en las turbinas Francis esta relación toma valores de 0 a 1 por lo general tiende a un valor medio que depende específicamente de la velocidad específica y se define por la siguiente ecuación.

$$G_R = \frac{H(\text{estática})}{H(\text{efectiva})} = \frac{u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{v_1^2 - v_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2} \quad (2.2)$$

2.1.5.4 El tubo de aspiración

Crea una depresión a la salida del rodete, permite devolver gran parte de la energía cinética al fluido a su salida del rodete $v_2^2/2g$, aumenta el salto y esta distancia está comprendida desde el rodete hasta el nivel del canal de desagüe representado por la letra H_s .

Para evitar problemas en el funcionamiento correcto de la máquina y controlar la cavitación en las turbinas Francis lentas y normales, la óptima altura de presión H_s debe considerarse arriba de los 2 m.c.a.

El salto recuperado se representa por la siguiente ecuación:

$$H_s = \frac{P_{atm}}{\gamma} - 2 - \frac{v_2^2}{2g} \eta_d \quad (2.3)$$

En el difusor ocurren pérdidas cuantificadas por:

$$h_s = (1 - \eta_d) \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.4)$$

2.1.5.5 Cavitación

Radica en la formación de cavidades en los líquidos, de ahí su nombre, es decir llenas de vapor de líquido y de gases disueltos en él. Estas cavidades o burbujas se forman cuando en algún punto se alcanza una presión equivalente a la tensión de vapor, momento en el que el líquido se vaporiza.

El fenómeno de la cavitación es muy complejo, todavía no totalmente conocido, que en principio tiene dos orígenes, uno químico y otro físico.

El agua expulsa el aire por la superficie que lo perimetra y, cuando tiene posibilidad de hacerlo, en las burbujas que se forman en su interior.

El aire expulsado al encontrarse en contacto con paredes metálicas las oxida. Posteriormente agua, al discurrir a una cierta velocidad, erosiona las paredes arrastrando el óxido formado, dejando la pared con posibilidad de una nueva oxidación. Es decir, se produce un ciclo repetitivo de corrosión seguida de erosión.

Con todo lo dicho, se deduce que el fenómeno descrito tendrá consecuencias a largo plazo, no siendo la causa de las funestas consecuencias que tiene la cavitación. El principal motivo no es debido, por tanto, a causas químicas, sino a orígenes físicos como a continuación se explica.

Cuando el líquido pasa por posiciones de presión igual o menor a la de su presión de vapor, el líquido se vaporiza, formándose burbujas en mayor o menor cantidad, con un volumen unitario del orden de décimas de milímetro cúbico. Es precisamente en dichas burbujas donde se depositan los gases en exceso que posee el líquido al descender su solubilidad. A continuación, debido al flujo y a la turbulencia de éste, dichas burbujas pasan a ocupar puntos de mayor presión, volviéndose a licuar, pero haciéndolo de forma violenta.

Esto es debido a que el vapor ocupa un volumen enormemente mayor que su equivalente en líquido, del orden de 1800 veces más; cuando se licúa sucede lo contrario produciéndose un vacío que ha de llenar el agua que lo rodea, generándose repentinas implosiones que ocasionan presiones puntuales potentísimas, de más de 1000 bares.

Cuando se producen estas implosiones junto a las paredes del rodete se originan numerosos esfuerzos que hacen trabajar, además, al material a fatiga. Como consecuencia se producen fisuras, aprovechando los poros de aquél, el material se desgarrar y se originan arranques del mismo, produciendo una pérdida de peso apreciable.

El alemán D. Thoma realizó estudios experimentales más profundos en los que tuvo en cuenta además la presión atmosférica local y la altura del tubo difusor, es decir, la diferencia de cotas entre la salida del rodete y la lámina superior del comienzo del canal de desagüe.

El coeficiente o parámetro de cavitación se designa por el signo σ y se lo define:

$$\sigma = \frac{H_a - H_s}{H_n} \quad (2.5)$$

Dónde H_a es la presión atmosférica local expresada en metros de columna de agua, definida por la expresión:

$$H_a = 10.33 - \frac{A}{900} \quad (2.6)$$

En la que A es la altitud del punto donde se encuentre la turbina, expresada en m; H_s es la altura del tubo difusor expresada en m y H_n la altura neta expresada igualmente en m.

En su estudio Thoma calculó dicho parámetro para una serie de turbinas en funcionamiento, y lo relacionó con la velocidad específica, llegando a deducir que existe una frontera más o menos nítida que delimita la cavitación.

La expresión analítica de la línea superior, que nos permitirá calcular el factor de Thoma límite en función de la velocidad específica dimensional es la siguiente:¹⁷

$$\sigma > 2,1 \cdot 10^{-6} n_s^2 + 1,2 \cdot 10^{-4} n_s + 0,01 \quad (2.7)$$

¹⁷ Berrondo, A., Mongelos, J., Pellejero, M., & Idoria. (2007). Apuntes de máquinas hidráulicas Volumen 1. Escuela Universitaria Politécnica Donostia- San Sebastián, Universidad del País Vasco.

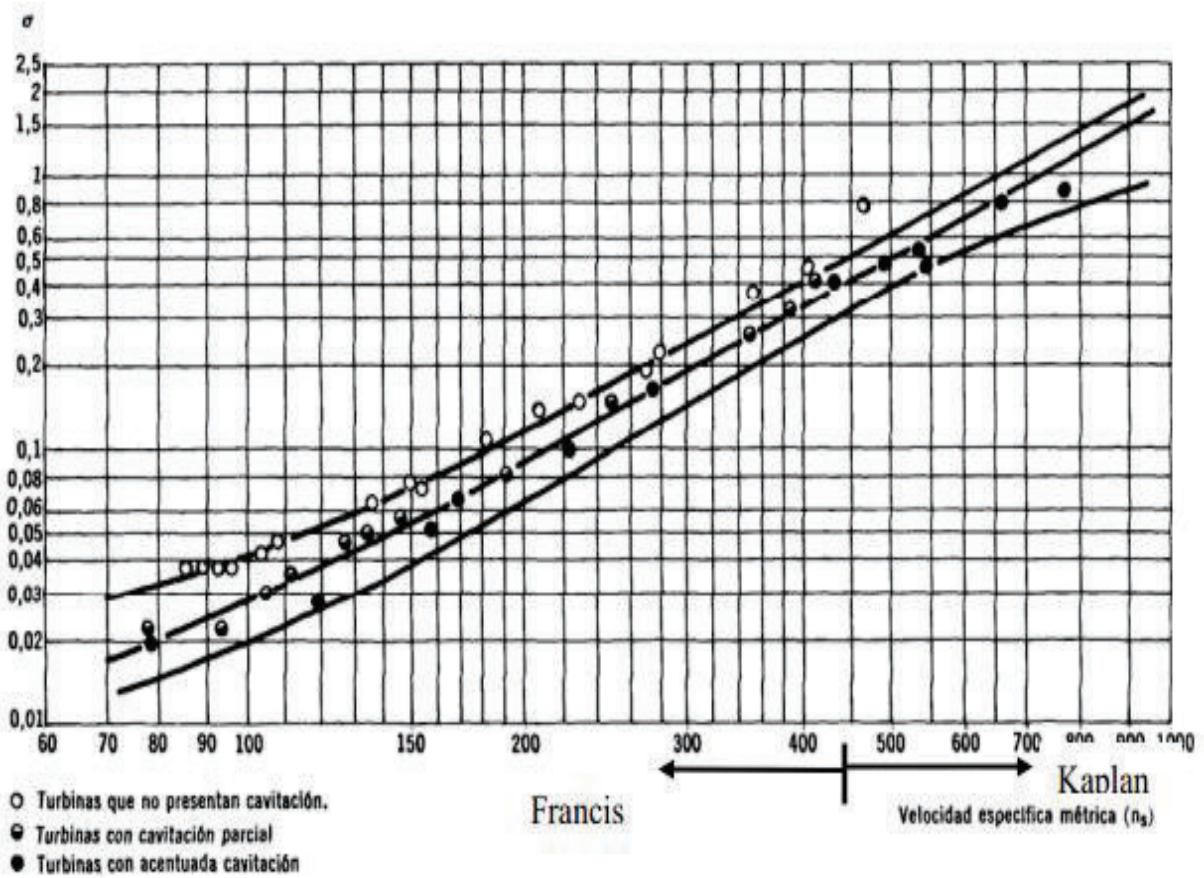


Figura 2. 6. Ábaco de cavitación de Thoma
(Berrondo, Mongelos, Pellejero, & Idoia, 2007, pág. 152)

2.1.5.6 Triángulos de velocidades¹⁸

En la Figura 2.7 se muestran dos secciones de álabes una de alta y otra de baja.

¹⁸ Agüera Soriano, J. (2012) [citado 15 de Mayo 2015]. *Centrales hidroeléctricas*. Obtenido de Pdf: http://www.uco.es/termodinamica/ppt_Oct2012/pdf/fluidos%2013.pdf

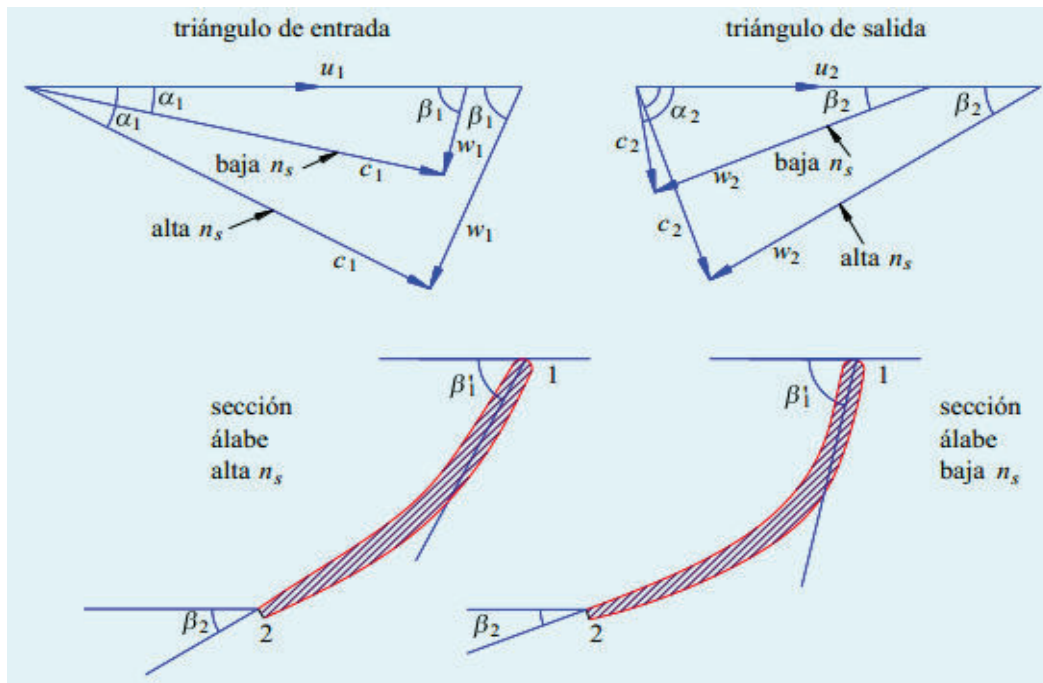


Figura 2. 7. Triángulos de velocidades
(Agüera Soriano, 2012, pág. 100)

Factor de velocidad absoluta C_1

$$C_1 = \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \quad (2.8)$$

En las turbinas Francis, para todos los valores de n_s , $C_1 \approx 0,66$

Factor de velocidad tangencial U_1 :

$$U_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} \quad (2.9)$$

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{\sqrt{2gH}} \quad (2.10)$$

El factor de velocidad tangencial U_1^* varía en las turbinas Francis entre $U_1^* = 0,68$ para $n_s = 50$ y $U_1^* = 0,82$ para $n_s = 450$.

El ángulo α_1 fluctúa entre 15° para $n_s = 50$, y 40° para $n_s = 450$ para caudal máximo.

Velocidad relativa w_1

Conociendo α_1, c_1 y u_1 , quedan definidos w_1 y β_1 .

Triángulo de salida

Velocidad tangencial u_2

La relación D_2/D_1 varía entre 0,3 para $n_s = 50$ y 1 para $n_s = 450$ y lógicamente, u_2/u_1 variará en la misma proporción.

Velocidad relativa w_2

De la energía de presión entregada al rodete:

$$E_p = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (2.11)$$

Velocidad de salida c_2

El agua debe salir perpendicular al rodete $\alpha_2 \approx 90^\circ$, para que no entre rotando en el tubo de descarga. En la realidad, α_2 varía entre 85° para n_s bajas y 75° para n_s altas.

Rendimiento hidráulico de diseño η_h^*

$$\eta_h^* = 2U_1^* C_1 \cos \alpha_1^* \quad (2.12)$$

Que mejora con pequeños valores de $\alpha_1^* = 10^\circ$ a 28°

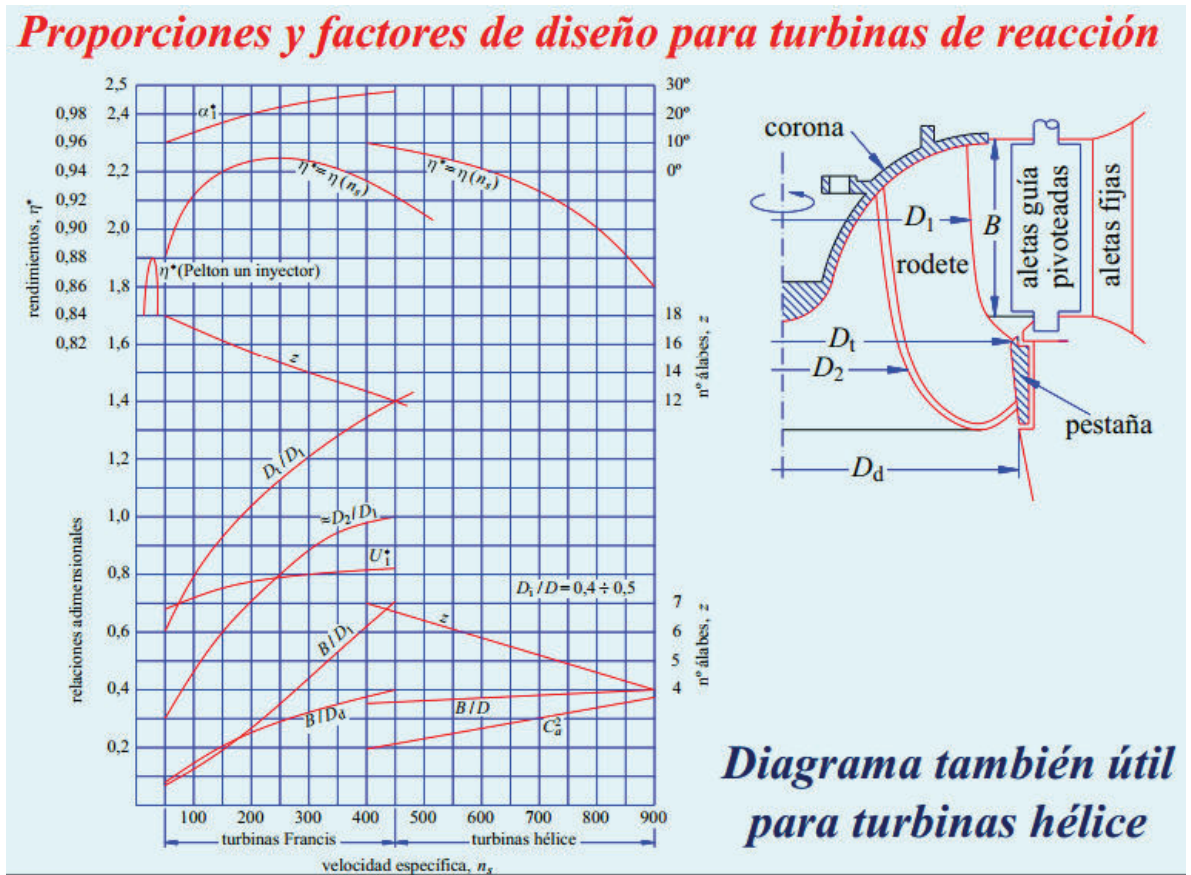


Figura 2. 8. Relaciones adimensionales, η^* en función n_s
(Agüera Soriano, 2012, pág. 113)

Potencia normal P_e^* aproximada

$$P_e^* = \rho \cdot g \cdot Q^* \cdot H \cdot \eta^* \tag{2.13}$$

Número n de revoluciones y velocidad específica n_s

$$n_s = \frac{n P_e^{*1/2}}{H^{5/4}} \tag{2.14}$$

2.1.5.7 Materiales utilizados en la fabricación de las Turbinas Hidráulicas

El elemento que está sometido a condiciones y esfuerzos más desfavorables es el rodete. El material, con el que se construya debe tener las siguientes cualidades:

- Buena resistencia a la corrosión.
- Resistencia a la abrasión
- Resistencia a la erosión
- Gran resistencia mecánica
- Resistencia a la fatiga
- Resistencia a los golpes
- Facilidad de mecanizado
- Durabilidad del mecanizado
- Fácil colabilidad
- Fácil soldabilidad

La elección del material a emplear es una cuestión de compromiso, puesto que no existe ninguno que posea todas las cualidades anteriores en forma óptima. Por ello hay que dar prioridad a unas, sacrificando otras.

La fabricación es por moldeo, con mecanizado posterior.

La resistencia a la corrosión se consigue añadiendo al acero, cromo, manganeso o níquel, constituyendo los llamados aceros inoxidable. Estos metales mejoran igualmente la templabilidad y la facilidad de soldadura.

La buena colabilidad se obtiene con un acero cuyo intervalo de solidificación sea pequeño.

Los aceros con bajo porcentaje de carbono, menor del 0,3 se sueldan fácilmente. Sin embargo la resistencia mecánica, se halla en aceros con elevado porcentaje de carbono.

La adición de manganeso mejora la resistencia a la erosión, sobre todo cuando su trabajo normal recibe frecuentes golpes.

Normalmente se utilizan aceros especiales con adicción de gran tanto por ciento de otros materiales.

Debido a que el rodete trabaja sumergido en agua, es necesario que tenga resistencia a la corrosión, empleándose aceros del 12 % de cromo, es decir inoxidable.

También se utilizan los bronce de aluminio (89% de cobre y 11 % de aluminio), que tienen una excelente resistencia mecánica y a la corrosión, buena colabilidad, pero un difícil mecanizado y soldado.

El punzón de las turbinas Pelton y los álabes del distribuidor de las turbinas Francis y de sus derivadas se construyen con materiales muy seleccionados, ya que están sometidos también a condiciones muy desfavorables.

La cámara espiral de la turbina Francis y derivadas se hacen de fundición para pequeñas potencias y de palastro de acero envuelto en hormigón armado para las grandes.

Las carcasas de las turbinas se fabrican normalmente con fundición gris, con algunos aditivos para mejorar sus características.¹⁹

¹⁹ Agüera Soriano, J. (2012) [15 de Mayo 2015]. Centrales hidroeléctricas. Obtenido de Pdf: http://www.uco.es/termodinamica/ppt_Oct2012/pdf/fluidos%2013.pdf

CAPÍTULO III

En este capítulo se llevará a cabo el rediseño de los elementos requeridos de la turbina los mismos que se encuentran al final de su vida útil y necesitan ser reemplazados, entre estos tenemos el rodete, eje y laberinto o (sello hidráulico), también existen partes que se encuentran en buen estado los cuales no se tomarán en cuenta debido a que la empresa considera un tiempo corto más de funcionamiento de la Central Península y dichos elementos tienen una vida útil de mucho más tiempo por lo que resultaría innecesario desde el punto de vista económico.

Para una selección adecuada del material utilizamos el software CES EduPack 2009 (Anexos 1, 2 y 3), el cual cuenta con una gran base de datos de todo tipo de materiales y permite elegir los materiales adecuados dependiendo las condiciones de trabajo y los parámetros conocidos como: propiedades mecánicas, eléctricas, térmicas, durabilidad (corrosión), etc.

Una vez que se ha determinado los materiales en base a todas las propiedades conocidas, se puede seguir clasificando el o los materiales óptimos si se conoce también los procesos de fabricación como: fundición, soldadura, conformado, mecanizado, etc.

Por último si ya se ingresa toda la información conocida, el programa permite realizar gráficas entre variables y conocer las ventajas de los materiales seleccionados en el caso de haber más de uno.

En nuestro caso nos interesa escoger el material tomando en cuenta la resistencia a la tracción [MPa] vs el costo [\$/Kg].

3.1 REDISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

3.1.1 REDISEÑO DEL RODETE

Con la inspección realizada a este elemento principal de la turbina se determinó que el mismo se encuentra en pésimas condiciones y necesita ser reemplazado ya que se ve afectado el rendimiento total de la máquina.



Figura 3. 1. Condición actual del rodete
(Fuente propia)

Luego de la inspección es necesario tomar todas las medidas de la geometría del cuerpo considerando también cuidadosamente las tolerancias de cada zona.



Figura 3. 2. Medidas del rodete
(Fuente propia)

Al considerar que es una pieza compleja, además de que se conoce todas sus geometrías no se ve la necesidad de realizar cálculos para determinar el tamaño, la forma y tipo de rodete.

Por consiguiente utilizaremos el software Autodesk Inventor Professional 2014 en cual se llevará a cabo el diseño y posteriormente después de haber elegido un material apropiado realizaremos la simulación del mismo con la ayuda del mismo programa.

3.1.1.1 Selección de material

Se procede a ingresar la información conocida en el software CES EduPack 2009:

La tensión máxima de Von Mises se obtuvo previamente sin la necesidad de conocer el material, simulando al rodete bajo las cargas conocidas para conocer los esfuerzos a los que está sometido.

Límite elástico mínimo: 478,4 [MPa] (simulación)

Excelente resistencia al agua dulce, salada, ácidos débiles tomando en cuenta que el agua de la zona es muy contaminada.

Precio: 3 a 6 [\$ /kg]

Proceso de fabricación: fundición

Tratamiento térmico: templado y revenido

	Minimum	Maximum	
Density			kg/m ³
Price	3	8	USD/kg
Porosity (closed)			%
Porosity (open)			%

Figura 3. 3. Criterios de Selección
(Fuente propia)

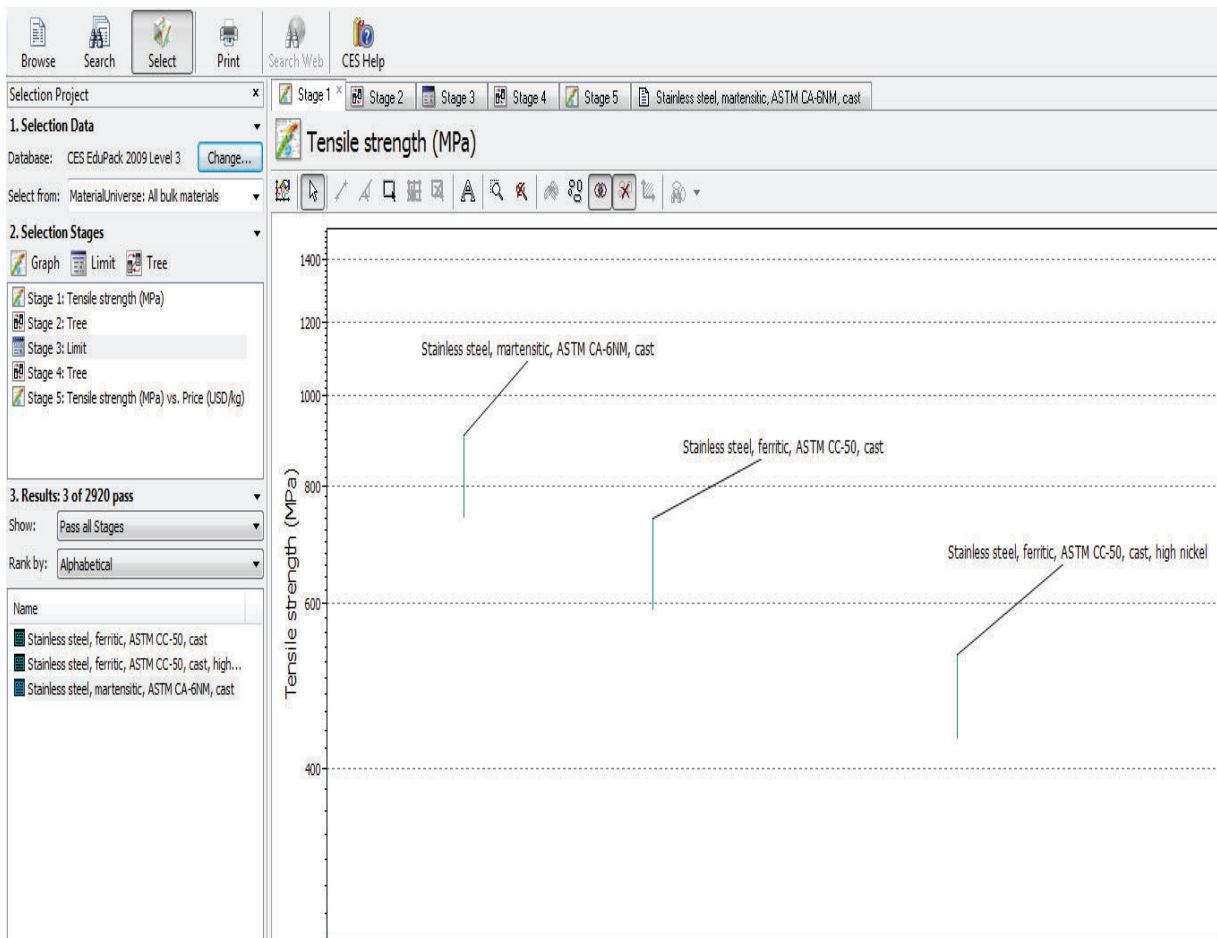


Figura 3. 4. Materiales seleccionados bajo los criterios selección
(Fuente propia)

En la Figura 3.4 se observan los materiales que fueron seleccionados en base a los criterios ingresados, en la gráfica únicamente se muestra la gamma de materiales en función de la resistencia a la tracción.

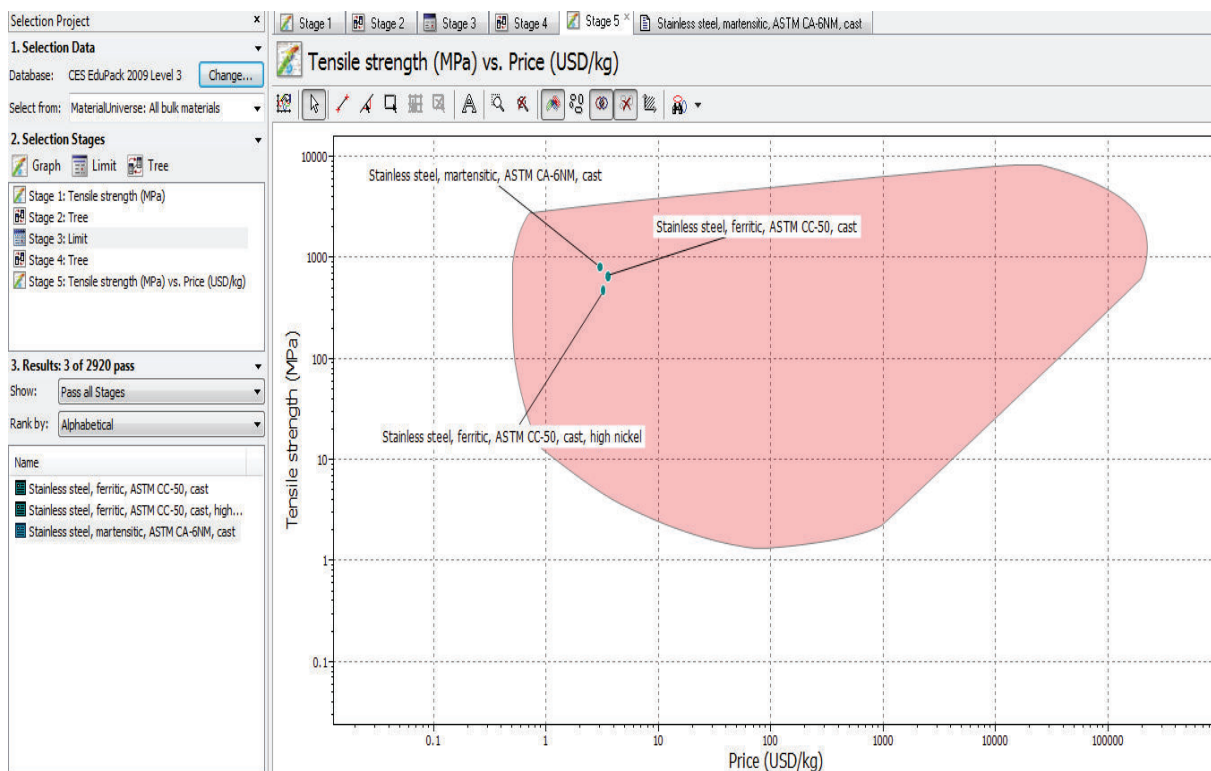


Figura 3. 5. Resistencia a la tracción [MPa] vs. Precio [\$/ kg]
(Fuente propia)

De acuerdo a las gráficas obtenidas luego de ingresar la información conocida se obtienen las tres graficas en las cuales se puede observar que tres materiales cumplen con las solicitaciones especificadas anteriormente, pero al analizar la Figura 3.5 se determina que el acero inoxidable martensítico ASTM CA-6NM tiene más resistencia a la tracción además es el más barato por lo tanto se determina que este material es el adecuado.

Las características y propiedades generales de este material se encuentran en el anexo 1.

Tabla 3. 1. Propiedades del Acero Martensítico ASTM CA-6NM

	Sy [Mpa]	Sut [Mpa]
Acero Martensítico ASTM CA-6NM	740	910

Fuente: Propia

3.1.2 REDISEÑO DEL LABERINTO (SELLO HIDRÁULICO)

El laberinto es un elemento que cumple la función de sellar el paso excesivo del fluido, permitiendo a la máquina trabajar de manera óptima ya que sin este el fluido escapa de turbina con caudal y presión elevada constituyéndose un problema para la chumacera número uno de la máquina.

De igual manera es una pieza de análisis complejo, se utilizará el software para determinar las características de dicho elemento por lo tanto realizaremos lo siguiente:

Empezamos con la inspección general para determinar el estado de la pieza y proceder o no al reemplazo de la misma. Después de lo cual se observó la necesidad de cambio ya que la misma se encuentra deteriorada.



Figura 3. 6. Estado actual del Laberinto
(Fuente propia)

Tomar medidas generales de la geometría de la pieza que debe ser reemplazada, y estimar en base a estas las dimensiones originales para no afectar la funcionalidad de la misma y el rendimiento de la máquina.

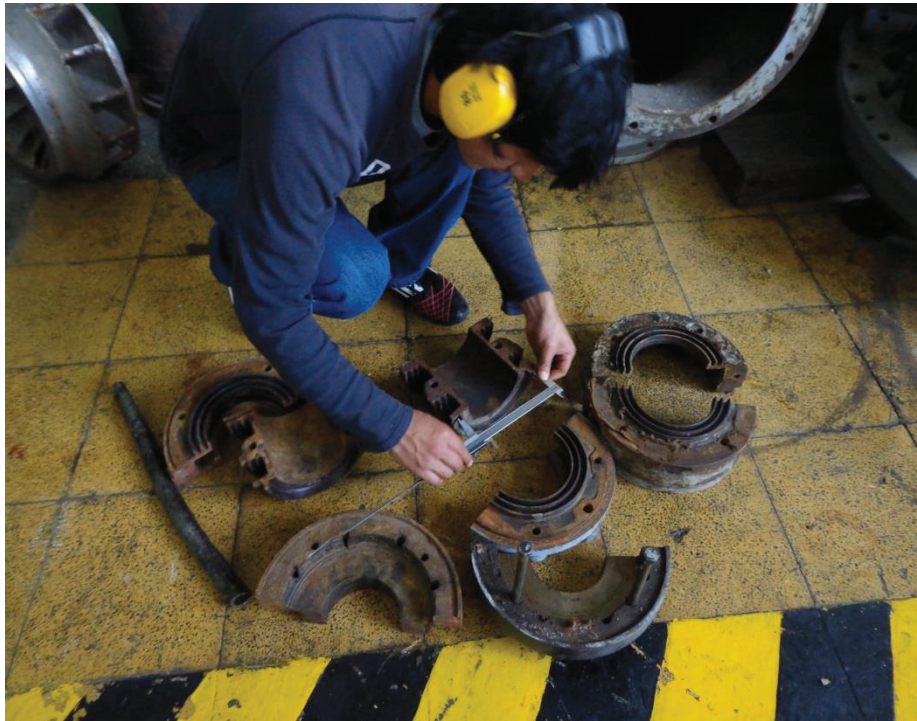


Figura 3. 7. Medidas del Laberinto
(Fuente propia)

Al ser un elemento ensamblado se procede a realizar el diseño de cada una de sus partes en el software Autodesk Inventor Professional 2014 para luego unirlos, seleccionar el material y por último realizar su respectiva simulación.

3.1.2.1 Selección del material

Se procede a ingresar la información conocida en el software CES EduPack 2009:

La tensión máxima de Von Mises se obtuvo previamente sin la necesidad de conocer el material, simulando al laberinto bajo las cargas conocidas para conocer los esfuerzos a los que está sometido.

Límite elástico mínimo: 11,14 [MPa] (simulación)

Excelente resistencia al agua dulce, salada, ácidos débiles tomando en cuenta que el agua de la zona es muy contaminada.

Precio máximo: 3 [\$/kg]

Proceso de fabricación: fundición

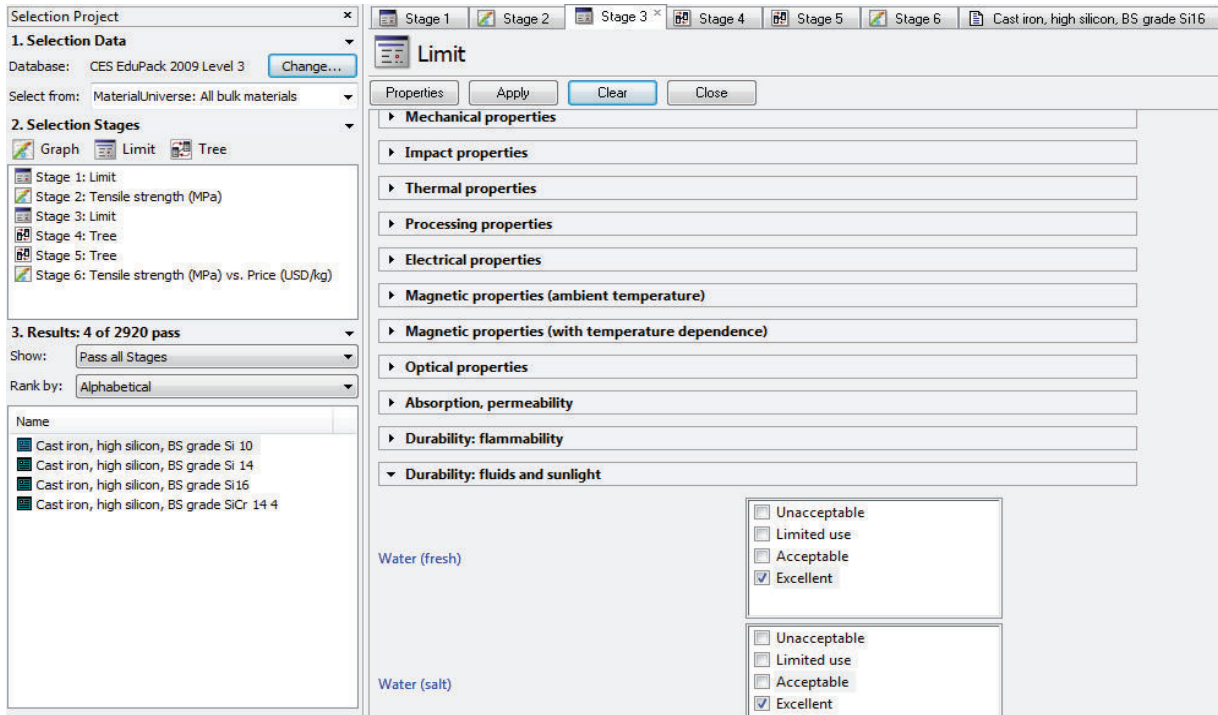


Figura 3. 8. Criterios de Selección
(Fuente propia)

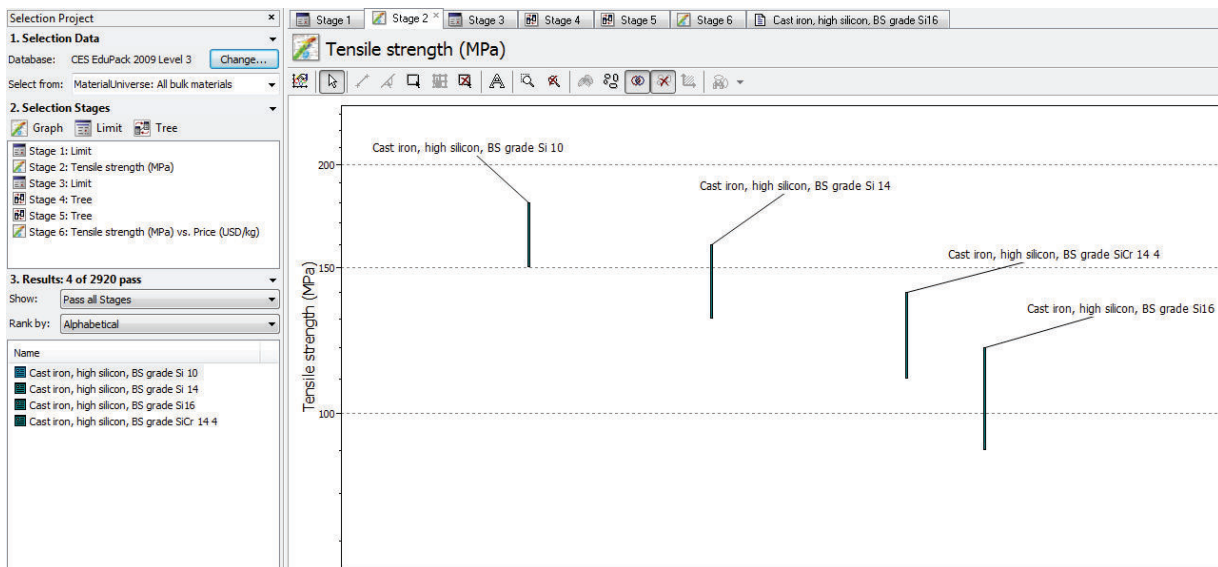


Figura 3. 9. Materiales seleccionados bajo los criterios selección
(Fuente propia)

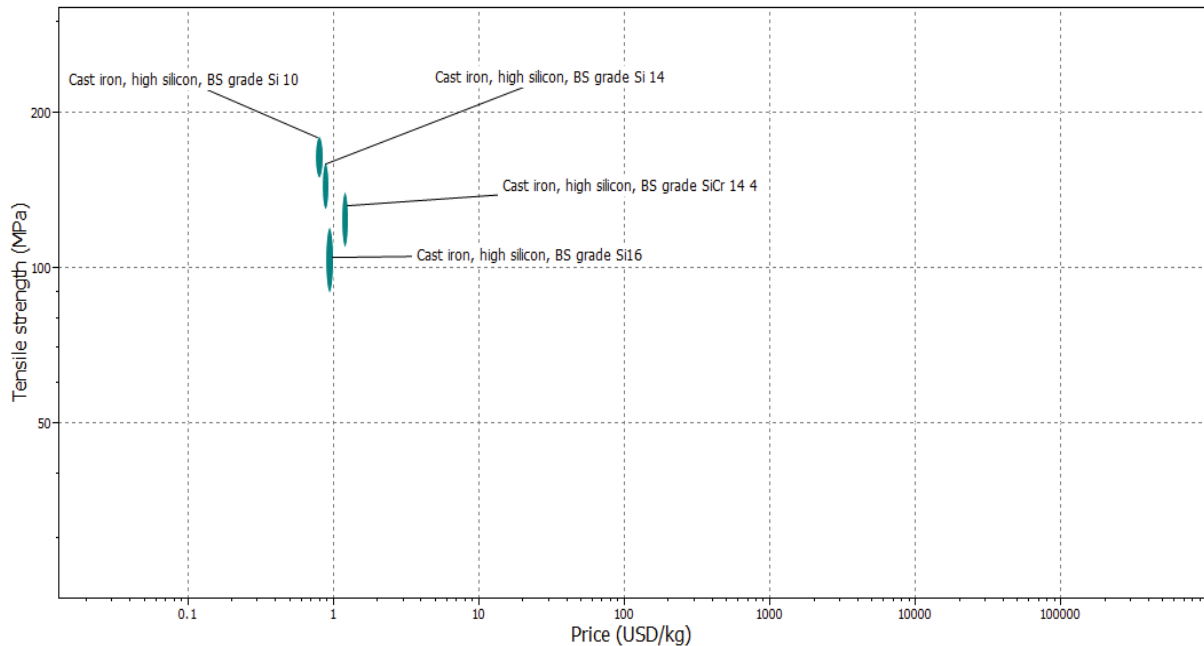


Figura 3. 10. Resistencia a la tracción [MPa] vs. Precio [\$/ kg]
(Fuente propia)

En las Figuras 3.8, 3.9 y 3.10 se muestran el procedimiento para la selección del material adecuado, primero se debe ingresar la información conocida, en la segunda grafica se muestra los materiales seleccionados en base a la información ingresada y en la última grafica se observan los materiales seleccionados en función del precio. Analizando las tres figuras anteriores se decide que el material que se ajusta mejor a las condiciones de trabajo y a lo económico es Cast iron, high silicon, BS grade Si 10.

El Hierro gris comúnmente conocido como hierro fundido. Es relativamente barato y fácil de producir y sus aplicaciones en ingeniería donde la fuerza y la tenacidad no son la principal preocupación. Las características de este material se encuentran en el Anexo 2.

Tabla 3. 2. Propiedades del Hierro Gris

	Sy [MPa]	Sut [MPa]
Cast iron, high silicon, BS grade Si 10	150	180

Fuente: Propia

3.1.3 REDISEÑO DEL EJE

El eje es el encargado de transmitir la potencia generada por la turbina, se encuentra sometido a torsión y así como también puede estar sometido a otros esfuerzos.

Al realizar la inspección del elemento se determina la necesidad de reemplazarlo ya que ha cumplido su vida útil.



Figura 3. 11. Estado actual del Eje
(Fuente propia)

Para realizar el cálculo analítico, se comenzará por conocer las cargas que actúan sobre eje y las medidas de la geometría del mismo.



Figura 3. 12. Medidas del Eje
(Fuente propia)

3.1.3.1 Diagrama de cuerpo libre del eje

Según el análisis se determinó la existencia de las siguientes cargas sobre el eje:

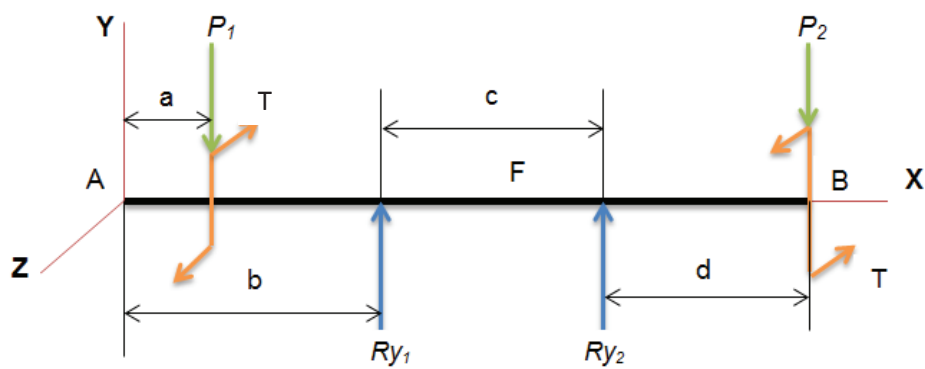


Figura 3. 13. D.C.L. del Eje
(Fuente propia)

Dónde:

$$a = 60 \text{ [mm]}$$

$$b = 614 \text{ [mm]}$$

$$c = 338,5 \text{ [mm]}$$

$$d = 622,5 \text{ [mm]}$$

a) Carga generada por el par del rodete

Esta carga aparece por la rotación del rodete el cual transmite un par al eje denominado para efectos del cálculo como F esta fuerza es la sumatoria de todas las fuerzas generadas en el rodete.

$$P = F * v \quad (3.1)$$

Donde la potencia (P) de la maquina es 500 [Kw].

$$v = w * r \quad (3.2)$$

La revolución del rodete es:

$$w = 1200 \frac{rev}{min} \quad (3.3)$$

El radio (r) del rodete es:

$$r = 0,2 \text{ [m]}$$

Reemplazando el valor del radio y la ecuación (3.2) en (3.1).

Considerando:

$$1 \text{ [w]} = 1 \text{ [N*m/s]}$$

$$F = 19894,16 [N]$$

A partir de la sumatoria de momentos en el eje X se determina el par de torsión en el rodete y el volante de inercia.

$$\sum M_x = 0 \quad (3.4)$$

$$R * F - T = 0$$

$$T = 0,2 [m] * 19894,16 [N]$$

$$T = 3978,83 [Nm]$$

Dónde:

R: radio de rodete

F: fuerza total aplicada al rodete

T: par de torsión

b) Carga concebida por la masa del volante de inercia

$$P = m_v * g \quad (3.5)$$

Dónde:

$m_v = 292,451 [Kg]$

$g = 9.8 [m/s^2]$

P_2 : peso del volante

$$P_2 = 2866,02 [N]$$

c) Carga generada por el peso del rodete

Utilizando la ecuación 3.5 encontramos P_1

Dónde:

$$m_r = 90,145 \text{ [Kg]}$$

$$g = 9.8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$P_1 = 883,421 \text{ [N]}$$

d) Reacciones en los apoyos

Realizando la sumatoria de fuerzas en Y, y la sumatoria de momentos en A se determina el valor de las reacciones.

$$\sum F_y = 0 \quad (3.6)$$

$$Ry_1 + Ry_2 - 883,421[N] - 2866,02[N] = 0$$

$$Ry_1 = 3749,441 - Ry_2 \quad (3.7)$$

$$\sum M_{Az} = 0 \quad (3.8)$$

$$a * P_1 + (b + c + d) * P_2 - b * Ry_1 - (b + c) * Ry_2 = 0 \quad (3.9)$$

Al reemplazar la ecuación 3.7 en 3.9 despejamos Ry_2

$$Ry_2 = 6690,783 \text{ [N]}$$

Para obtener el valor de Ry_1 reemplazamos el resultado anterior en la ecuación 3.7.

$$Ry_1 = -2941,34 \text{ [N]}$$

Debido a que la turbina recibe la energía del agua y el rodete es el encargado de transferir esta energía al eje, en el eje se genera un par denominado M .

3.1.3.2 Diagrama de Par de torsión, Fuerza Cortante (V), Momento Flector (M)

El par de torsión se determinó en el eje entre el rodete y la rueda de inercia.

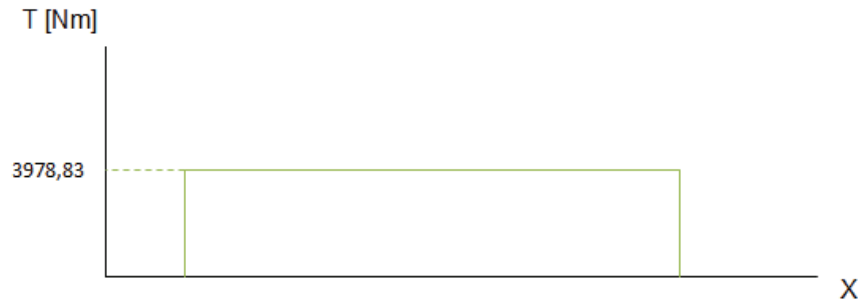


Figura 3. 14. Par de Torsión
(Fuente Propia)

Por facilidad para determinar los valores de la fuerza cortante y momento flector a lo largo de todo el eje, el software Autodesk Inventor Professional 2014 facilita el diseño del eje para lo cual se utiliza la ventana llamada Design Accelerator.

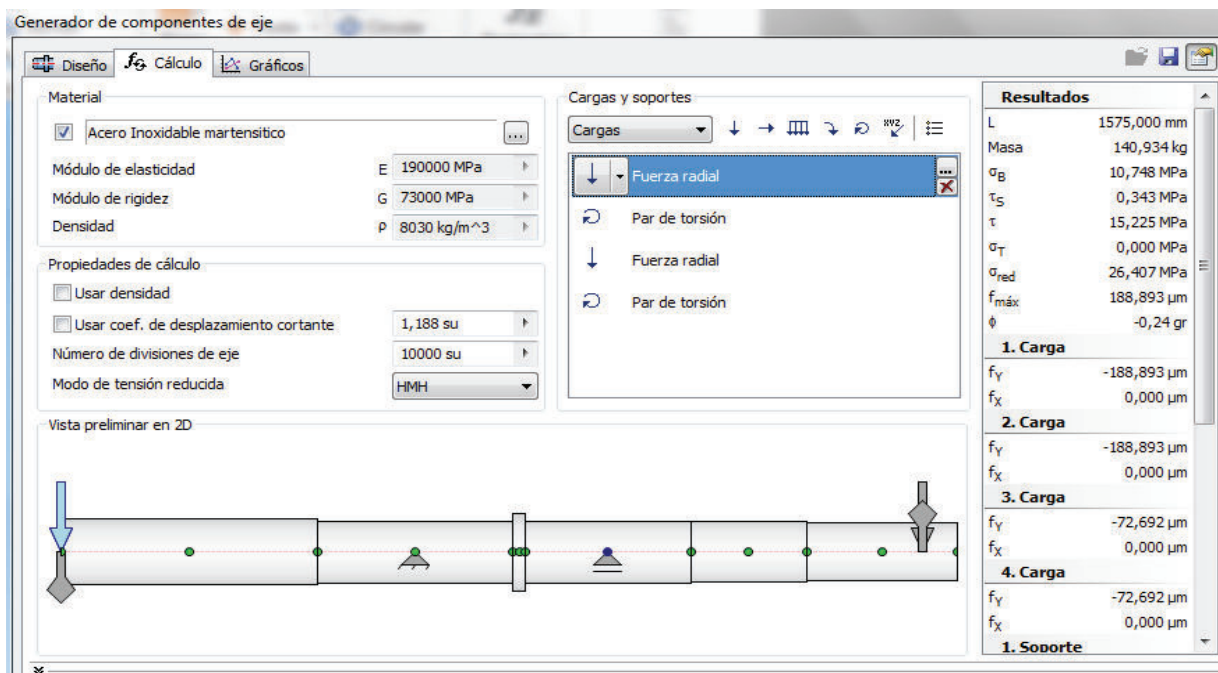


Figura 3. 15. Diagrama del cuerpo libre del Eje
(Fuente Propia)

Cálculo analítico de la Fuerza Cortante (V) y Momento Flector

Utilizando la Figura 3.13 realizamos el diagrama de fuerza cortante (V) con las cargas P_1 , P_2 , R_{y1} y R_{y2} .

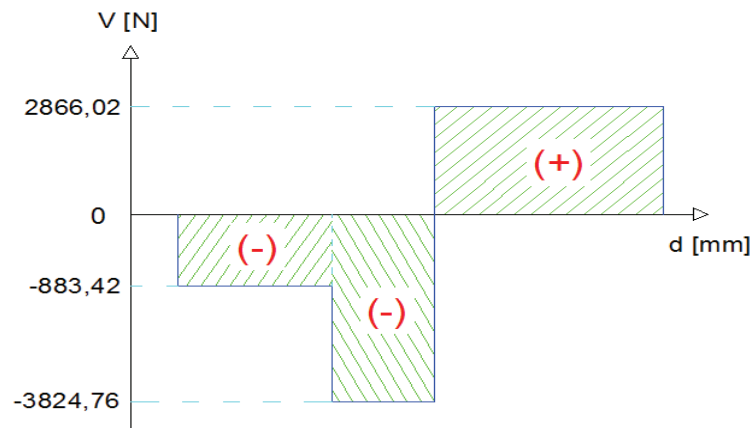


Figura 3. 16. Diagrama de la Fuerza Cortante (V)
(Fuente Propia)

Para obtener el diagrama del momento flector se utiliza el método de las áreas en el diagrama de la fuerza cortante (V).

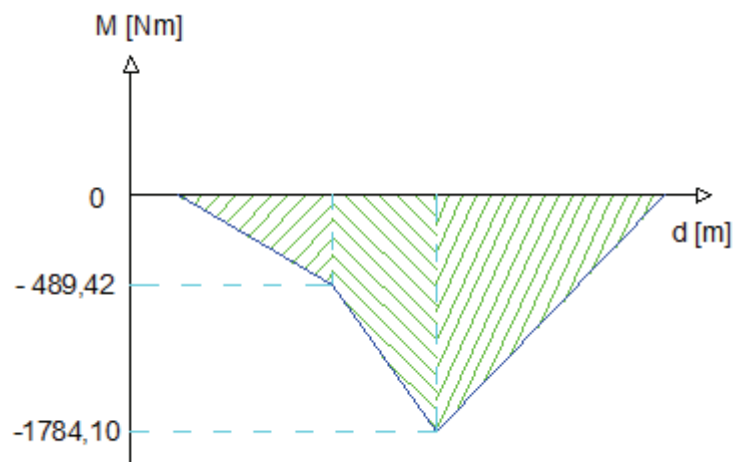


Figura 3. 17. Diagrama del Momento Flector (M)
(Fuente Propia)

El momento flector máximo en el eje es:

$$M_{max} = 1784,10 \text{ [Nm]}.$$

Diagramas obtenidos utilizando el software

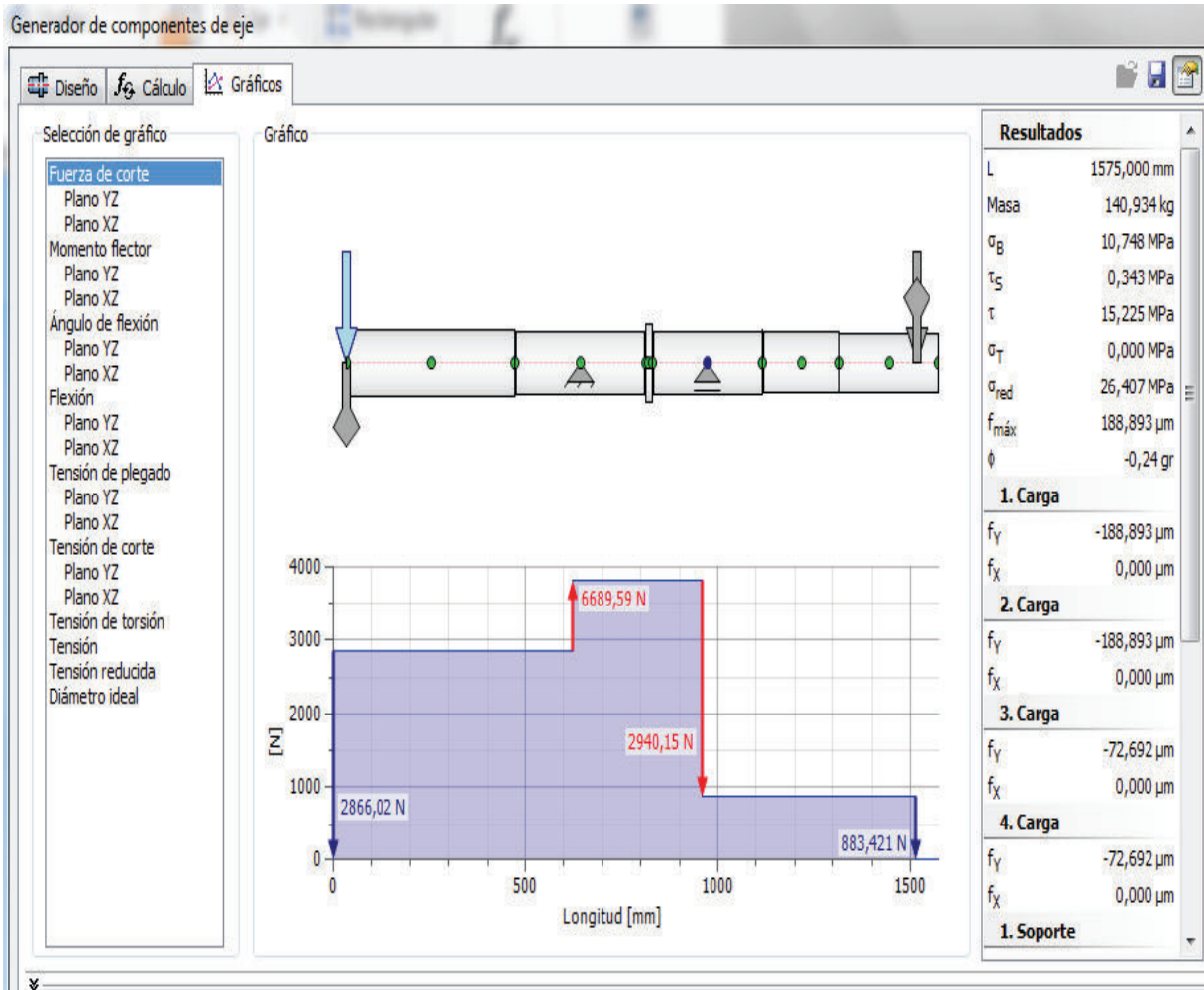


Figura 3. 18. Fuerza de Corte (V)
(Fuente Propia)

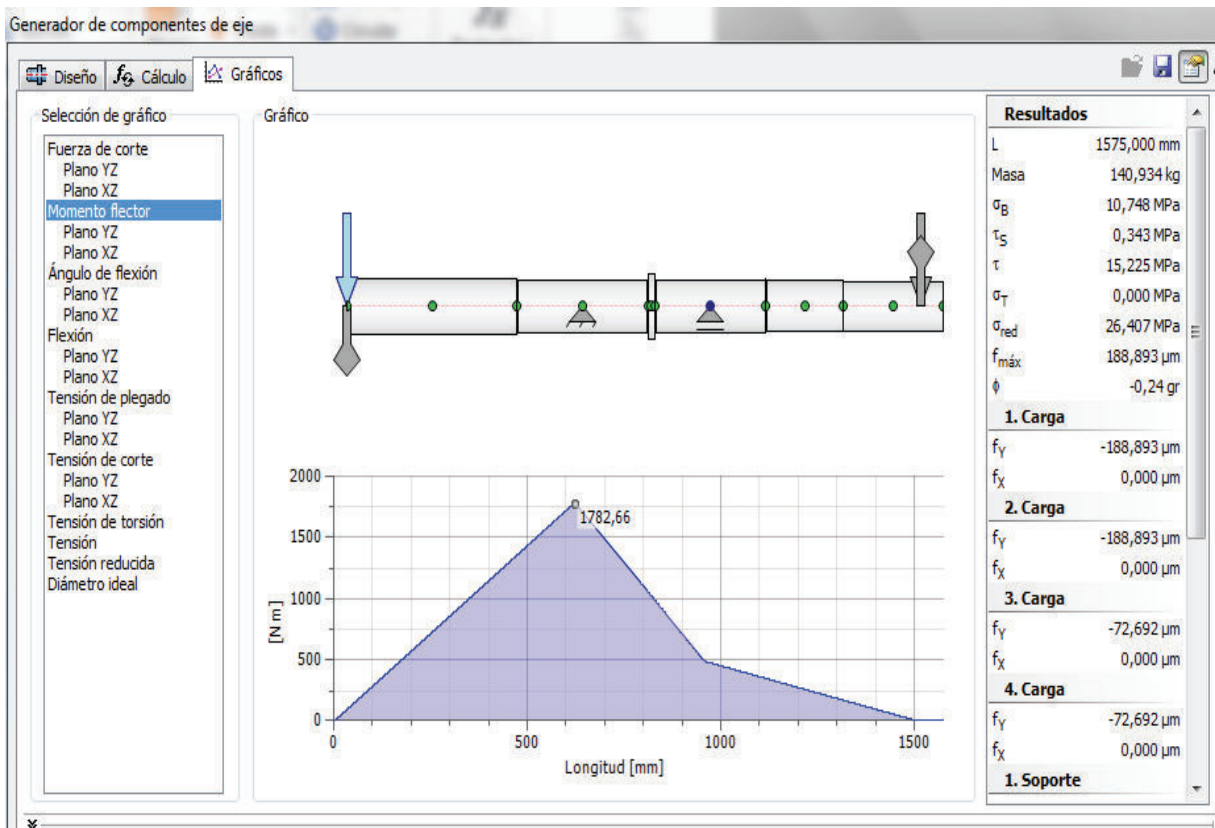


Figura 3. 19. Momento Flector (M)
(Fuente Propia)

Al observar la figura del momento Flector se determina que su valor máximo es:

$$M_{max} = 1782,66 \text{ [Nm]}$$

Este valor es parecido al que se determinó de manera analítica por lo que se lo acepta.

La selección del material del eje nos ayudará a determinar el diámetro mínimo que deben tener cada una de sus secciones.

3.1.3.3 Cálculo de Diámetro Mínimo

Utilizando el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman y reemplazando los esfuerzos que cumplen con la teoría de falla por energía de distorsión se obtiene la ecuación 3.10.²⁰

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (3.10)$$

Según Richard & Nisbett (2008) “Para propósitos de diseño, también es deseable resolver la ecuación para el diámetro” (p. 356).

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.11)$$

Richard & Nisbett (2008) dieron a conocer que un eje giratorio está sometido a los efectos de Flexión y Torsión constantes razones por las cuales se debe considerar a M_m y T_a igual a cero, entonces la ecuación anterior nos queda:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.12)$$

Se recomienda usar el criterio de ED-Goodman para determinar un valor aproximado del diámetro del eje y quedaría determinada por la ecuación anterior.

Se debe considerar que existen factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga y se puede evaluar con ecuación de Marin:²¹

²⁰ Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 356.

²¹ Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 279 – 288.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f S'_e \quad (3.13)$$

Dónde:

- K_a —→ f. modifica la condición superficial
- K_b —→ f. modifica el tamaño
- K_c —→ f. modifica la carga
- K_d —→ f. modifica la temperatura
- K_e —→ f. de confiabilidad
- K_f —→ f. modificación de varios efectos
- S'_e —→ límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e —→ límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina.

3.1.3.4 Selección de Material para el eje

De igual manera se ingresa la información conocida en el software CES EduPack 2009:

La tensión máxima de Von Mises se obtuvo previamente sin la necesidad de conocer el material, simulando al eje bajo las cargas conocidas para conocer los esfuerzos a los que está sujeto.

Límite elástico mínimo: 74,98 [MPa] (simulación)

Excelente resistencia al agua dulce, salada, ácidos débiles tomando en cuenta que el agua de la zona es muy contaminada.

Precio máximo: 5 - 7 [\$/kg] se estimó en base a la oferta inicial

Proceso de fabricación: fundición, laminado en caliente y lamido en frío.

Factor de seguridad mínimo requerido fue $n=4$

Resistencia a la tracción = $4 \cdot \text{limite elástico} = 299.92$ [MPa]

1. Selection Data
 Database: CES EduPack 2009 Level 3 Change...
 Select from: MaterialUniverse: All bulk materials

2. Selection Stages
 Graph Limit Tree
 Stage 1: Limit
 Stage 2: Tree
 Stage 3: Tree
 Stage 4: Tensile strength (MPa)
 Stage 5: Limit
 Stage 6: Tree
 Stage 7: Tree
 Stage 8: Tensile strength (MPa) vs. Price (USD/kg)

3. Results: 18 of 2920 pass
 Show: Pass all Stages
 Rank by: Alphabetical

Name
 Stainless steel, austenitic, 316Ti, wrought
 Stainless steel, austenitic, AISI 309, wrought, ...
 Stainless steel, austenitic, AISI 310, wrought, ...
 Stainless steel, austenitic, AISI 314, wrought, ...
 Stainless steel, austenitic, AISI 316, wrought, ...
 Stainless steel, austenitic, AISI 316L, wrought
 Stainless steel, austenitic, AISI 316LN, wrought
 Stainless steel, austenitic, AISI 317, wrought, ...
 Stainless steel, austenitic, AISI 317L, wrought
 Stainless steel, austenitic, ASTM CE-30, cast, a...
 Stainless steel, austenitic, ASTM CF-12M, cast
 Stainless steel, austenitic, ASTM CF-16F, cast
 Stainless steel, austenitic, ASTM CF-3M, cast
 Stainless steel, austenitic, ASTM CF-3MA, cast

Limit
 Properties Apply Clear Close
 Density Minimum Maximum kg/m³
 Price 5 7 USD/kg
 Porosity (closed) %
 Porosity (open) %
 Click for definition

- Composition overview
- Composition detail
- Foam properties
- Tool steels (hardening & tempering characteristics)
- Tool steels (fabrication & service characteristics)
- Mechanical properties
- Impact properties
- Thermal properties
- Processing properties
- Electrical properties
- Magnetic properties (ambient temperature)
- Magnetic properties (with temperature dependence)
- Optical properties

Figura 3. 20. Criterios de Selección
(Fuente propia)

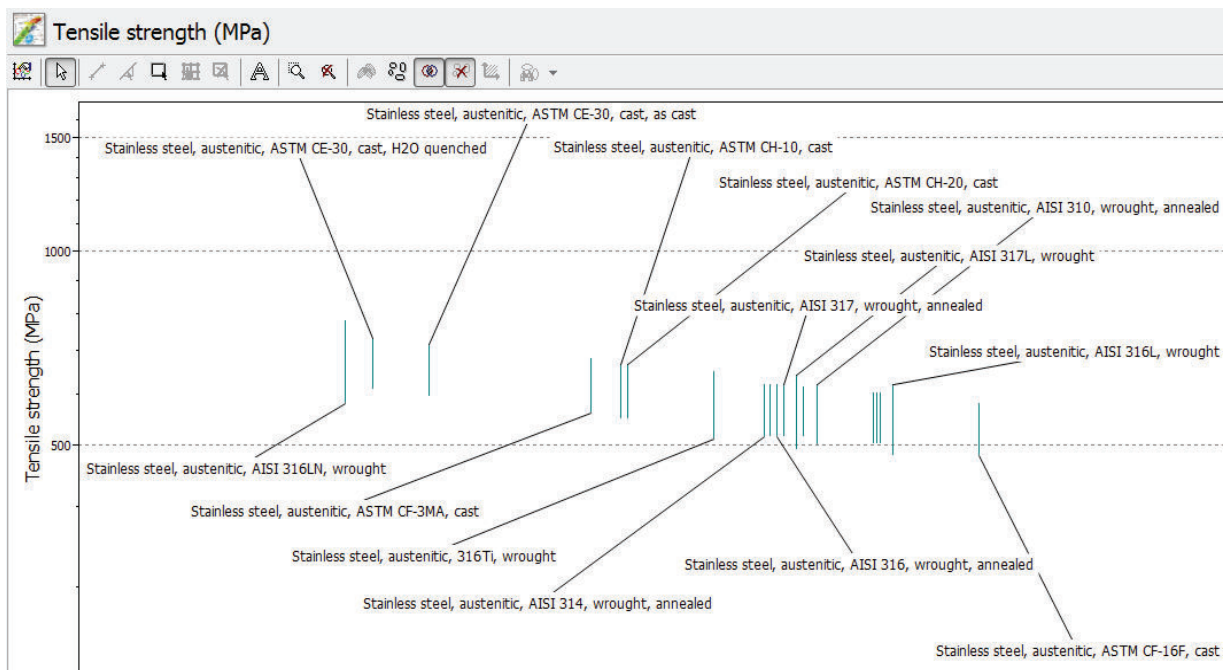


Figura 3. 21. Materiales seleccionados bajo los criterios selección
(Fuente propia)

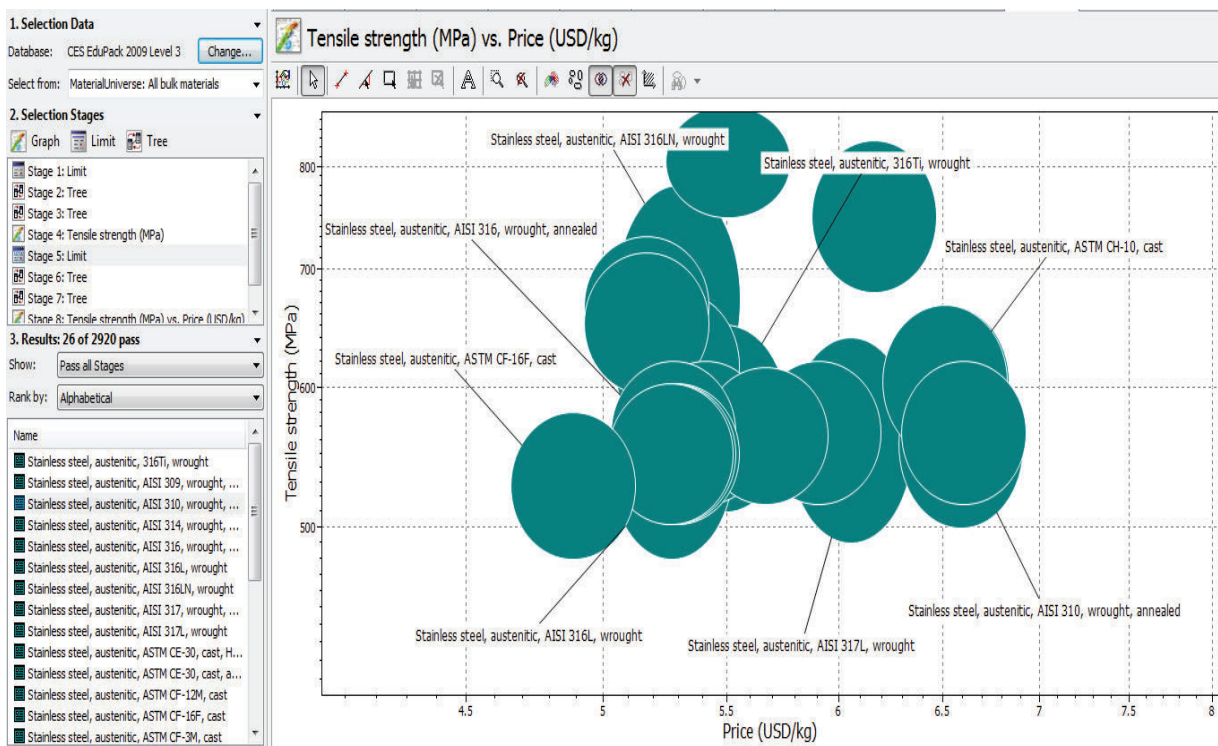


Figura 3. 22. Resistencia a la tracción [MPa] vs. Precio [\$/ kg]
(Fuente propia)

Según las Figuras 3.20, 3.21 y 3.22 luego de introducir los datos conocidos podemos observar los materiales seleccionados por el software, estos son elegidos de acuerdo a las condiciones a las que va trabajar el eje. En la figura 3.22 se puede elegir al material más óptimo considerando también el precio de la materia prima, de acuerdo a esto se decidió escoger al material Stainless austenitic AISI 316 por que cumple con los todos los criterios de selección además de tener un precio promedio de todo el grupo.

El acero AISI 316 también es un material recomendado para la fabricación de ejes y rodetes, este presenta buenos resultados ante pruebas de resistencia a la corrosión, erosión y cavitación las propiedades y características del material se encuentra en el Anexo 3.²²

²² Agudelo, S., Chica, E., Obando, F., Sierra, N., Velásquez, L., & Enríquez, W. (16 de Abril de 2013)[citado 12 Octubre 2015]. *ingeniería y competitividad*. Obtenido de Diseño, simulación,

Tabla 3. 3. Propiedades del Acero austenítico AISI 316

	Sy [Mpa]	Sut [Mpa]
Acero AISI 316	205	620

Fuente: Propia

El factor de superficie k_a está definido por:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3.14)$$

Dónde:

Los valores de a y b se los obtiene de la tabla que se encuentra en el Anexo 4.

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad (3.15)$$

$$S'_e = 0,5 * 620 [Mpa] = 310 [Mpa] \quad (Anexo 5)$$

Reemplazado S_{ut} en la ecuación (3.14).

$$k_a = 0,82$$

El factor de modificación de tamaño se lo obtiene de la siguiente ecuación:

$$k_b = 0,91 d^{-0,157} \quad 2 < d < 10 \text{ pulg.} \quad (3.16)$$

Se escoge esta expresión debido a que se estima que el eje no tendrá más de 10 pulgadas de diámetro.

Se considera un diámetro de 2 pulgadas.

$$k_b = 0,816$$

Para calcular el factor de modificación de carga k_c se utiliza:

$$k_c = 1 \quad (3.17)$$

Se considera el valor de 1 cuando la torsión esta combinada con otros esfuerzos.

Para determinar el factor de temperatura k_d se considera:

Temperatura de operación $T = 20$ [°C]

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (3.18)$$

Al considerar la temperatura ambiente de 20 [°C] a la cual opera la máquina, la tabla que se encuentra en el Anexo 5 se puede conocer el valor de k_d .

$$k_d = 1$$

El factor de confiabilidad se obtiene de la tabla que se encuentra en el Anexo 6.

$$k_e = 1 - 0,08 z_a \quad (3.19)$$

Para un cálculo previo se considera una confiabilidad de 50 % por lo tanto se tiene que k_e es:

$$k_e = 1$$

Para realizar la determinación del factor de modificación de varios efectos se estima los valores de k_t y k_{ts} de las tablas que se encuentran en el Anexo 7.

$$k_t = 2,7$$

$$k_{ts} = 2,2$$

Se supone además para un primer cálculo que:

$$k_f = k_t$$

$$k_{fs} = k_{ts}$$

El límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina (S_e), utilizando la ecuación (3.13) es:

$$S_e = 0,82 * 0,82 * 1 * 1 * 1 * 1 * 310 [Mpa]$$

$$S_e = 208,44 [Mpa]$$

Para determinar el diámetro del eje en punto crítico se debe observar donde existe el momento flector máximo.

Según el resultado del programa y el analítico se determina que el momento máximo ocurre en la reacción R_{y2} .

Se tiene en cuenta también los concentradores de esfuerzos por lo que el análisis se realiza en esta sección.

En el punto F (figura DCL):

$$M_a = 1788,66 [Nm]$$

$$T_m = 3978,83 [Nm]$$

$$n = 4 \quad (\text{factor de seguridad})$$

El factor de seguridad es 2,3 respecto al límite elástico y un valor de 4,5 en relación a la resistencia a la rotura por tracción.²³

Para efectos de cálculo tomaremos un valor recomendado para diseño $n = 4$.

Reemplazando estos valores en la ecuación (3.12) se tiene:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{64}{\pi} \left\{ \frac{1}{208,44 [MPa]} \left[4(2,7 * 1788,66)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{620 [MPa]} \left[3(2,2 * 3978,83)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,1074 [m] = 4,23 \text{ pulg.}$$

Con el primer valor del diámetro se puede conocer los valores de los factores que dependen del mismo, cuando $d = 4,23$ pulg.

$$k_b = 0,789$$

Los K_t y K_{ts} se obtienen de la tabla que se encuentra en el Anexo 7.

$$k_t = 2,7$$

$$k_{ts} = 2,2$$

Para determinar los valores de K_f y K_{fs} se tiene:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.20)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (3.21)$$

²³ Odetto, A. (s.f.) [citado 25 Mayo 2015]. Mecanica Elctrica Industrial. Obtenido de http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_elctrica/arb0l.pdf

Para determinar los valores de q y q_{cortante} se utiliza un radio de muesca $r = 0,052$ pulg y la tabla del Anexo 8.

$$K_f = 2,23$$

$$K_{fs} = 1,54$$

Con estos valores obtenidos se vuelve a calcular el diámetro del eje.

$$d = \left(\frac{64}{\pi} \left\{ \frac{1}{208,44[\text{MPa}]} [4(2,23 * 523,92)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{620[\text{MPa}]} [3(1,54 * 3978,83)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,100063 [m] = 100,063 [mm]$$

3.1.3.5 Geometría del Eje

Después de reconocer cada una de las secciones, se debe determinar el diámetro de cada una haciendo uso de la ecuación (3.12). Como se puede observar S1 y S2 son los soportes y donde el eje se apoya conocido en la empresa como chumacera 1.

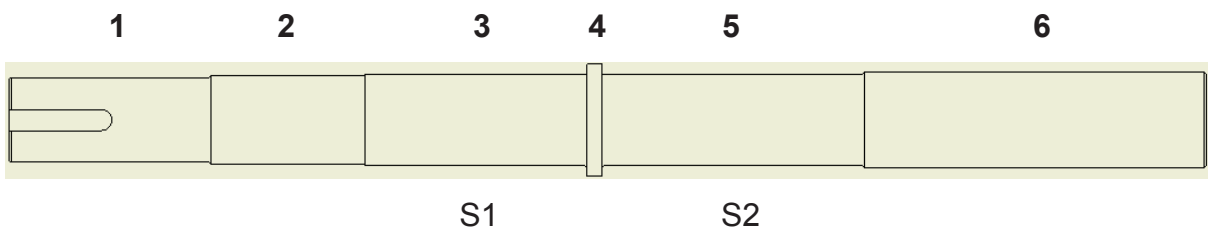


Figura 3. 23. Geometría del Eje
(Fuente propia)

Para determinar los diámetros de las secciones, se considera un factor de seguridad de 4 el cual es un valor superior al recomendado, pero debido a que la máquina tiene que ajustarse a las medidas del eje anterior únicamente comprobaremos que los diámetros están dentro de un factor de seguridad óptimo.

Tabla 3. 4. Cálculo de límite de Resistencia a la Fatiga

kc	kd	ke	kf	S'e[Pa]	Se[Pa]
1	1	0,814	2,3	3,10E+08	1,56E+08
1	1	0,868	2,3	3,10E+08	1,65E+08
1	1	0,814	2,3	3,10E+08	1,52E+08
1	1	0,814	2,3	3,10E+08	1,52E+08
1	1	0,868	2,7	3,10E+08	1,60E+08
1	1	0,814	2,3	3,10E+08	1,51E+08

Fuente: Propia

Tabla 3. 5. Cálculo del diámetro de la secciones

kfs	n	T [Nm]	M [Nm]	d [m]	Sut [Pa]	d [pulg]
1,54	4	3978,83	170,86	0,07671549	6,20E+08	3,02028883
1,54	4	3978,83	365,94	0,082236363	6,20E+08	3,23764563
1,54	4	3978,83	948,12	0,097723823	6,20E+08	3,8473869
1,54	4	3978,83	1078,2	0,100473938	6,20E+08	3,95565894
2,2	4	3978,83	1782,66	0,119950813	6,20E+08	4,72246352
1,54	4	3978,83	1417,39	0,107097483	6,20E+08	4,2164279

Fuente: Propia

Después de realizar el cálculo de los diámetros específicos para cada sección debemos comparar estos resultados con las dimensiones del eje que debe ser reemplazado.

Una vez tomadas las dimensiones de los diámetros se compara con los cálculos que realizamos anteriormente y que se encuentran en la Tabla 3.5, y se determina que los diámetros del eje cumplen con un factor de seguridad mayor a 4 y que debe mantenerse sus medidas originales, por lo que el análisis se realiza bajo estas condiciones.

3.2 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

En el campo de la ingeniería, siempre es necesario evaluar los efectos que provocan las cargas, temperaturas, el comportamiento de fluidos, radiación electromagnética etc.

Con el fin de tener resultados de gran precisión y de manera rápida se hace necesario el uso del Análisis de Elementos Finitos, en donde se divide un objeto en elementos o partes muy pequeñas conocidas también como nodos, en cada uno de estos se evalúa los efectos ocasionados por las condiciones a las cuales está expuesto el material, este método utiliza un sistema computacional y después realiza un post-procesamiento en donde se lleva a cabo la generación de los gráficos.²⁴

3.2.1 RODETE

Es el elemento más importante de una turbina donde se realiza la transferencia de energía potencial y cinética en energía mecánica.

Las medidas generales para el rediseño fueron tomadas de un rodete que ya cumplió su vida útil, es necesario reconstruir dicha pieza respetando su geometría original, considerando que existen zonas con desgaste considerable las dimensiones y tolerancias deben cumplir con la funcionalidad solicitada evitando de modo fallas o perdidas del rendimiento neto.

²⁴ Martínez Cartas, L. G. (©2010) [citado 3 Junio 2015]. *Análisis de esfuerzos*. Obtenido de Campus Monterrey: http://www.mty.itesm.mx/dia/deptos/im/m95-831-2/Piezas/Inventor/11_Analisis_de_Esfuerzos.pdf

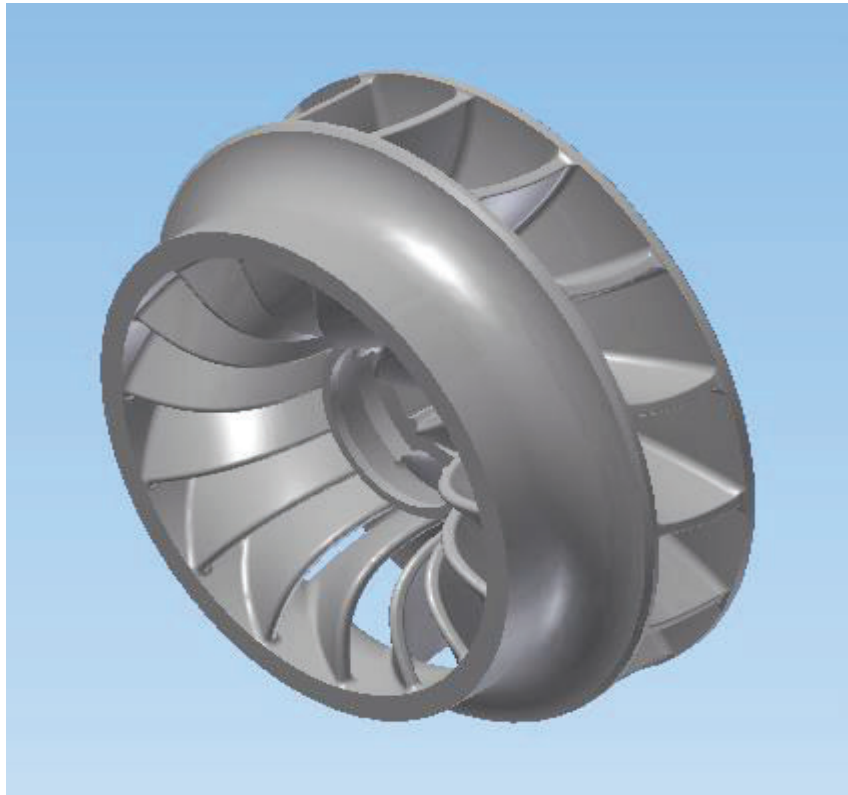


Figura 3. 24. Esquema del Rodete
(Fuente propia)

Para el análisis por elementos finitos en el software Autodesk Inventor Professional 2014 se debe determinar las cargas que actúan, este elemento entonces soporta una presión evaluada por:

$$P = \rho g H \quad (3.4)$$

Dónde:

ρ : Es el peso específico del agua = 1000 [kg/m³]

g : gravedad = 9,8 [m/s²]

H : es la altura neta = 80 [m]

$$P = 784000 [Pa]$$

Una vez calculada la presión realizamos la simulación en el programa y su resultado se muestra en la Figura 3.25.

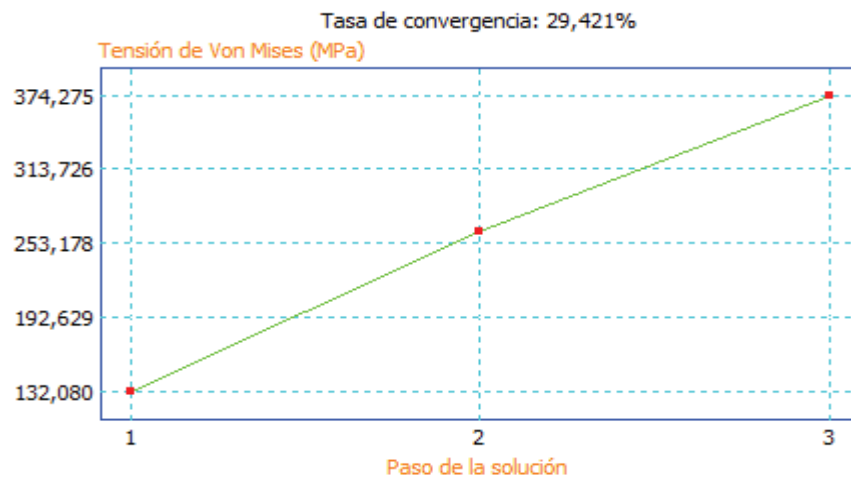
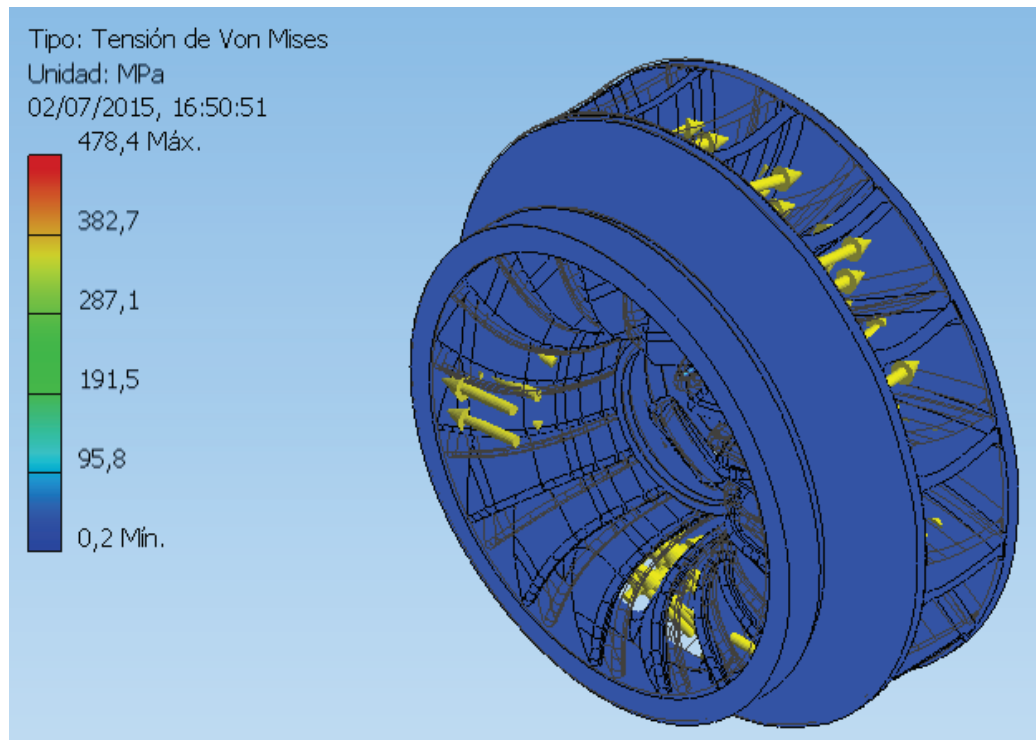


Figura 3. 25. Simulación del Rodete & Convergencia
 (Fuente Propia)

El resultado de la simulación muestra que el valor máximo de los esfuerzos combinados o también llamado tensión de Von Mises es 478,4 [MPa], dicho esfuerzo es aceptable ya que está dentro de lo permisible por lo tanto la pieza bajo esta carga responde de muy buena forma.

Como se puede observar la tasa de convergencia (es la diferencia entre dos valores expresada en %) es 29,421% que es significativa pero los valores convergen más del 70% y se determina que es un resultado aceptable, para obtener mejores estimaciones se debe reducir el tamaño de malla.

El factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_y} = \frac{740 \text{ [MPa]}}{478,4 \text{ [MPa]}} = 1,55$$

El factor de seguridad es mayor a 1, por lo tanto es un valor aceptable.

3.2.2 LABERINTO

Como se dijo anteriormente es un elemento conocido como sello hidráulico que soporta la misma presión que rodete, su función es reducir la presión del agua a la salida y evitar una fuga excesiva.



Figura 3. 26. Esquema del Laberinto
(Fuente Propia)

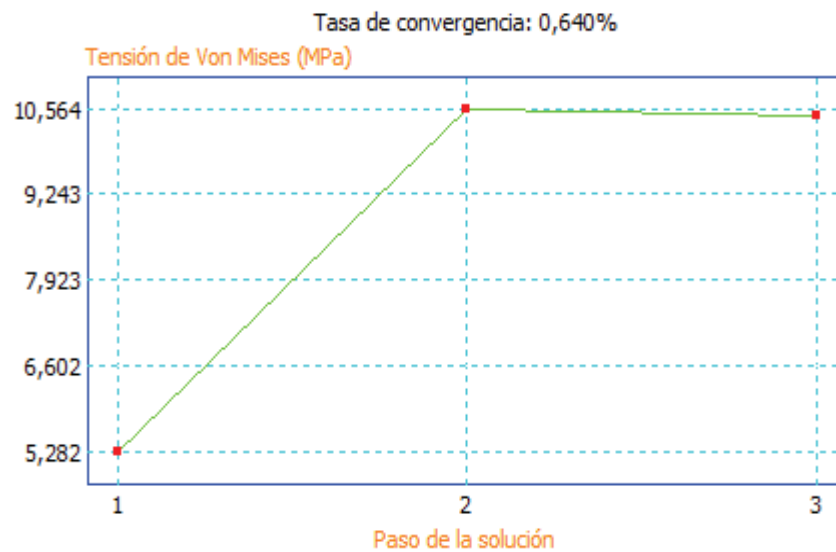
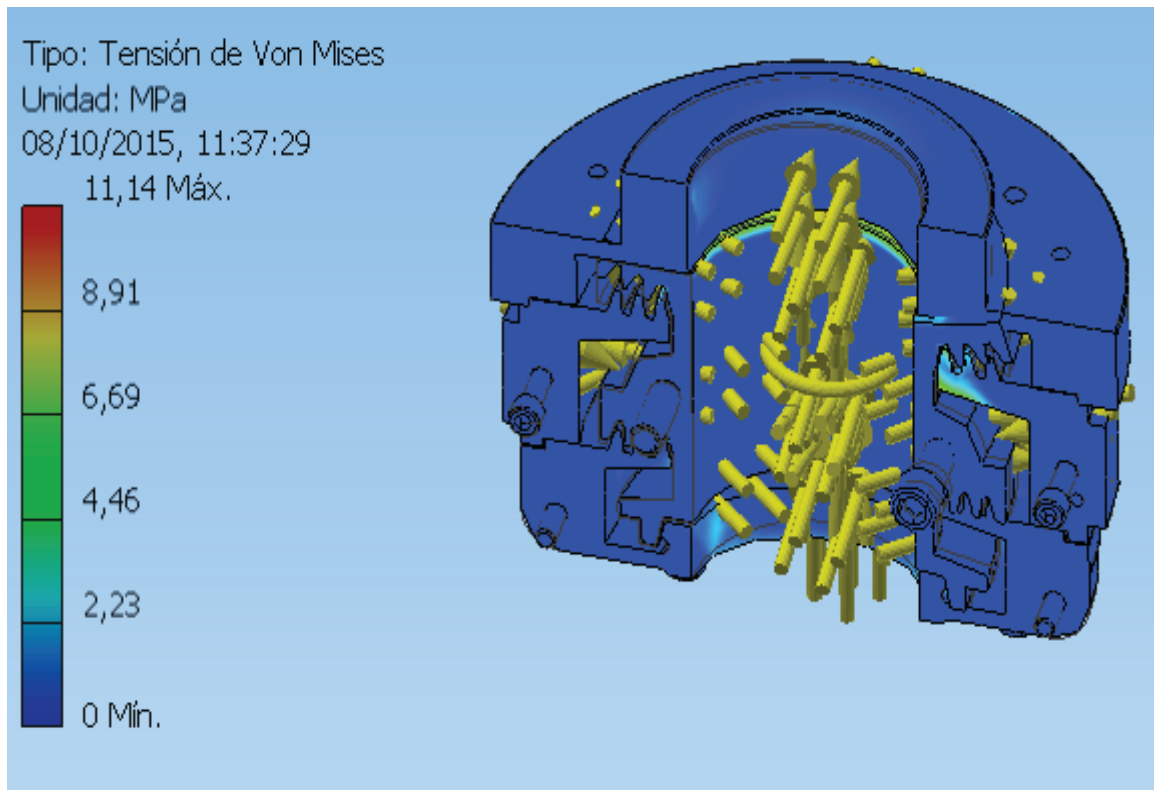


Figura 3. 27. Simulación del Laberinto & Convergencia
 (Fuente propia)

Como se puede observar a la entrada del fluido en el sello hidráulico existe una zona crítica donde se genera una tensión combinada máxima de 11,14 [MPa] ya que el

fluido tiene gran presión a la entrada y el pasaje del mismo por el incremento de la sección por donde pasa permite que la presión a la salida baje notablemente. El análisis por elementos finitos nos indica que la tensión de Von Mises no es muy considerable y está dentro de lo permisible razón por la cual la el laberinto funcionará perfectamente.

La tasa convergencia es de 0,640%, por lo tanto los resultados obtenidos son satisfactorios tomando en cuenta que la variación porcentual es muy baja.

El factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_y} = \frac{150 [MPa]}{11,14 [MPa]} = 13,46$$

Como se puede observar el F.S. es excelente, por tanto el laberinto funcionará sin problema alguno.

3.2.3 EJE

El eje está sometido a varias cargas entre estas se tiene el peso del rodete, del volante de inercia, el par de torsión y el peso propio del eje.

Utilizando el paquete de análisis por elementos finitos del software Autodesk Inventor Professional 2014 se podrá observar el comportamiento del eje bajos estas condiciones de carga.

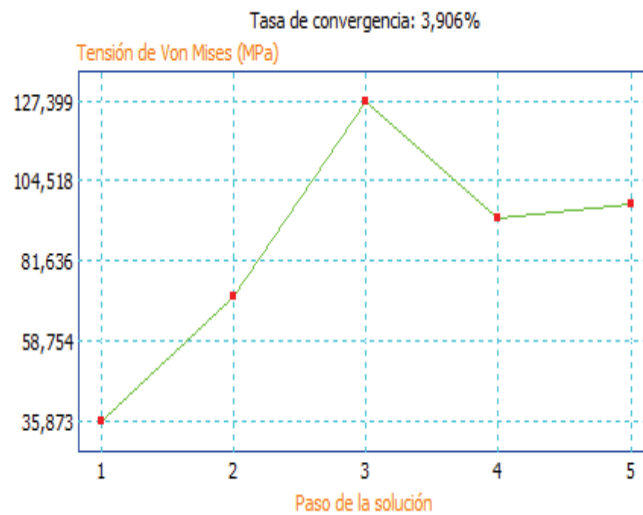
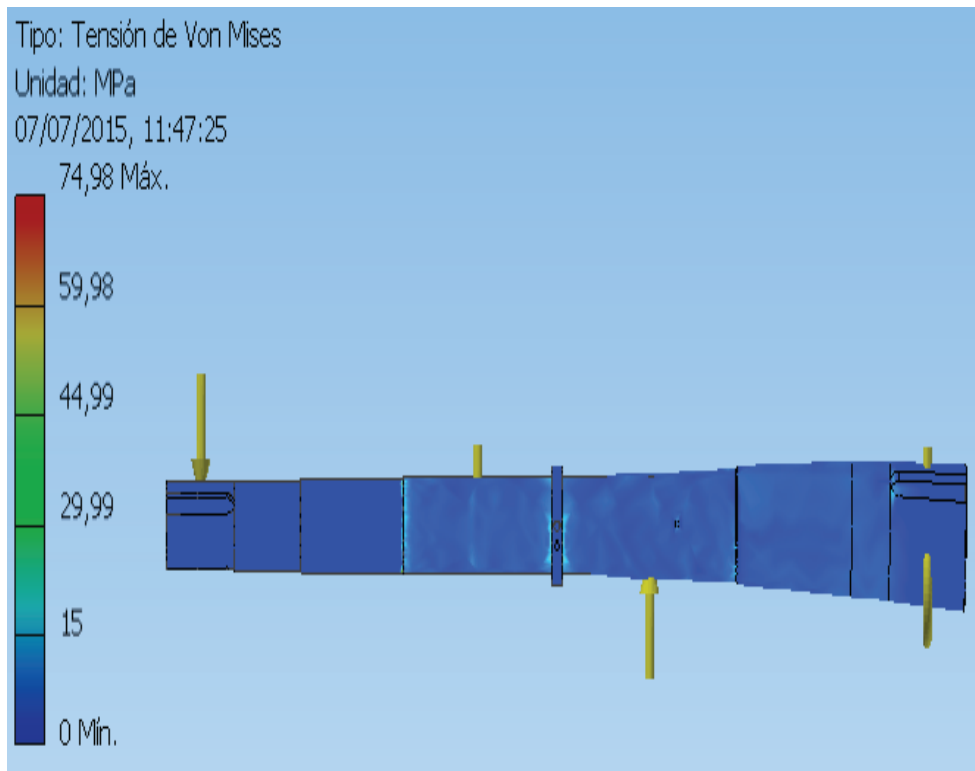


Figura 3. 28. Simulación del Eje & Convergencia
 (Fuente propia)

En la Figura 3.28 de esfuerzos combinados o Tensión de Von Mises en el eje son valores relativamente bajos, se muestra un valor máximo de 74,98 [Mpa] el mismo que se genera por el cambio de sección y la carga que está soportando en el

extremo derecho del eje, este valor de esfuerzo está dentro de lo permisible por lo tanto el funcionamiento del elemento será óptimo. A continuación se observa cómo afecta las cargas al desplazamiento del eje en la Figura 3.29.

La tasa de convergencia tiene una variación insignificante de 3,906% por lo tanto los resultados obtenidos tiene una excelente estimación.

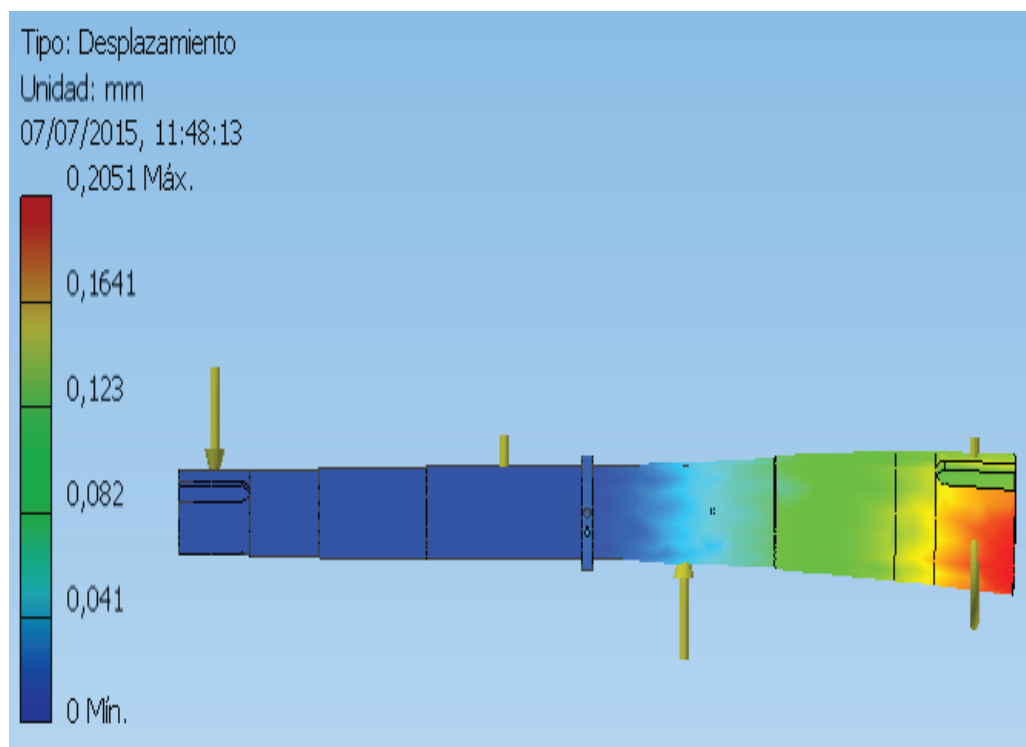


Figura 3. 29. Desplazamiento del Eje
(Fuente propia)

Se genera un desplazamiento máximo de 0,2051 [mm] en el extremo derecho del eje donde se encuentra una zona crítica debido a las altas cargas que se ejerce en ese lugar, se considera que es un valor bajo y aceptable que no originará vibraciones perjudiciales. Es importante considerar para un buen diseño hacer un cálculo analítico y comprobarlo con la ayuda de software el factor de seguridad como se muestra en la Figura 3.30.

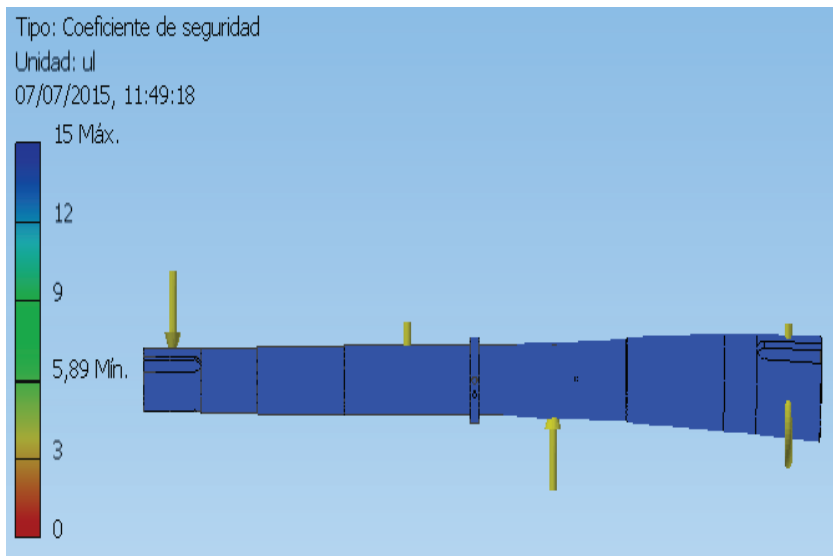


Figura 3. 30. Factor de seguridad del Eje
(Fuente propia)

Como se muestra en la Figura anterior el factor de seguridad mínimo es de 5,89 y se genera en zonas críticas como cambios de sección y donde el momento flector es alto debido a las condiciones de trabajo del eje sin embargo el factor de seguridad es admisible y superior a lo recomendado $n=4$. El eje fue sobredimensionado a causa de la deflexión excesiva, razón por la cual se tiene un F.S. alto.

CAPÍTULO IV

4.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

4.1.1 SUBASTAS

Debido a la complejidad de fabricación de los elementos mecánicos y al no contar con los equipos, herramientas, materia prima y personal experimentado en este campo la EEASA se ve obligada a contratar una empresa que realice estos trabajos, al contar con el presupuesto necesario la empresa comienza por realizar los pliegos. En este documento se detallan las especificaciones técnicas y demás requisitos que debe cumplir el oferente para responder a los requerimientos. Para los cuales la empresa tomara como referencia este trabajo.

Para un proyecto similar, anteriormente la empresa recibió tres ofertas las cuales se analizaron y se tomó la decisión de acuerdo al que mejor se ajuste a lo especificado en los pliegos, para el estudio del presente proyecto supondremos a los mismos oferentes y por lo tanto se realizó cotizaciones sobre el precio unitarios de los repuestos a cada uno, en base a la información presentada anteriormente de los oferentes se procede a realizar una estimación a llenar los requisitos en los pliegos.

Entre los requisitos mencionados se debe presentar datos sobre componentes de los bienes ofertados, oferta económica inicial, experiencia del oferente, personal técnico mínimo requerido, equipo mínimo requerido, cálculo del porcentaje de valor agregado ecuatoriano respecto del costo de producción, compromiso del proveedor, entre otras.

Existen varios requisitos sin embargo para estudio de este capítulo únicamente utilizaremos los necesarios como se muestra a continuación.

Oferente 1:**Tabla 4. 1.** Componentes de los bienes ofertados

ITEN	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD
1	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRAULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	C/U	1

Fuente: Propia

Tabla 4. 2. Oferta económica inicial

Código CPC	Descripción del bien o servicio	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total (Oferta Económica Inicial)
893100311	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRAULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	GL	1	64201,32	64201,32
oferta económica inicial					64201,32

Fuente: Propia

Tabla 4.3. Valor agregado ecuatoriano de la oferta

Item	CP	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio total	Peso relativo (%) (P _{ti} /Σ P _{ti})	A*(USD)	A*(%)	B*(USD)	B*(%)	C*(USD)	C*(%)	D*(USD)	D*(%)	E*(USD)	E*(%)	ΣA: E*(%)	VAEO	
1	8931	REPUESTOS PARA TURBIN A	1	TG	64201,32	64201,32	100	37236,77	58%	10914,22	17%	2568,05	4%	1926,04	3%	642,01	1%	83%	53287,10	
1	0031	HIDRAULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	1	TG	64201,32	64201,32	100	37236,77	58%	10914,22	17%	2568,05	4%	1926,04	3%	642,01	1%	83%	53287,10	
TOTAL							Σ=	100%												

Fuente: Propia

Donde la descripción de A, B, C, D y E se encuentra en el Anexo 9.

Oferente 2:

Tabla 4. 4. Componentes de los bienes ofertados

Item	Cant	Uni	Descripción	Parámetro Solicitado	Parámetro Ofertado
				Especificaciones Técnicas	Especificaciones Técnicas
				Empresa Eléctrica Ambato Regional Centro Norte S.A.	
1	1	U	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRAULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	Según lo requerido en el proceso SIE-EEASA-037B-2014 numeral 2.3 y respuestas a preguntas realizadas en el proceso	Se dará cumplimiento a lo requerido en el proceso SIE-EEASA-037B-2014 numeral 2.3 y respuestas a preguntas realizadas en el proceso

Fuente: Propia

Tabla 4. 5. Oferta económica inicial

Código CPC	Descripción del bien o servicio	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total (Oferta Económica Inicial)
893100311	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRAULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	GL	1	64201,32	64201,32
oferta económica inicial					64201,32

Fuente: Propia

Tabla 4. 6. Valor agregado ecuatoriano de la oferta

Item	CPC	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio total	Peso relativo (%) (Pti/ΣPti)	A*(U SD)	A*(U SD)	A*(U SD)	B*(U SD)	B*(U SD)	C*(US D)	C*(%)	D*(USD)	D*(%)	E*(USD)	E*(%)	ΣA:E*(%)	VAFO
1	893100311	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRAULIC A 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	1	GL	64201,32	64201,32	100	8988,18	14%	8731,37952	13,6%	8795,58	13,7%	6741,13	11%	64,20	0,1%	51,9%	33320,49	
TOTAL							Σ= 100%													

Fuente: Propia

Oferente 3:**Tabla 4. 7.** Componentes de los bienes ofertados

	Especificación Técnica Requerida	Especificación Técnica Ofertada
Cantidad:	1	1
Norma:	DIN 17445	DIN 17445
Material:	Acero inox según la norma DIN 17445	Acero inox según la norma DIN 17445
Tipo de rodete:	Fundido Francis	Fundido Francis
Eje:	Horizontal	Horizontal
Caudal nominal:	1000 Lts/seg	1000 Lts/seg
Potencia nominal:	500 KW	500 KW
Número de revoluciones:	1200/1830 RPM	1200/1830 RPM
Diámetro externo del rodete:	486,93 mm	486,93 mm
Diámetro interior del rodete:	183,80 mm	183,80 mm
Ancho del rodete:	227,69 mm	227,69 mm
Peso aproximado del rodete:	88,92376 lbs	88,92376 lbs
Número de aletas difusoras:	15	15
Perforación para el eje:	54,80 mm	54,80 mm
Altura neta:	80 m	80 m
Nivel del eje:	2400 msnm.	2400 msnm.

Fuente: Propia

Tabla 4. 8. Oferta económica inicial

Código CPC	Descripción del bien o servicio	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total (Oferta Económica Inicial)
893100311	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRÁULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	G	1	74960,37	74960,37
oferta económica inicial					74960,37

Fuente: Propia

Tabla 4. 9. Valor agregado ecuatoriano de la oferta

Item	CP C	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio total	Peso relativo (%) (P _{ti} /ΣP _{ti})	A*(U SD)	A*(%)	B*(U SD)	B*(%)	C*(U SD)	C*(%)	D*(U SD)	D*(%)	E*(U SD)	E*(%)	ΣA:E*(%)	V AE O
1	893100311	REPUESTOS PARA TURBINA HIDRAULICA 500 KW (1 rodete, 1 laberintos y 1 eje)	1	G	74960,37	74960,37	100	3748,02	5%	3748,01	5%	3748,01	5%	11244,05	15%	7496,03	10%	40%	29984,15
TOTAL (USDS)						74960,37	Σ = 100%												

Fuente: Propia

En este trabajo únicamente se detallan los pasos a seguir en un proceso de contratación pública tomando como referencia contratos anteriores, por tanto se debe aclarar que únicamente es un proyecto que la empresa puede o no considerarlo pero para el estudio se consideró que si se realizó todo el proceso de contratación.

Tomando en cuenta lo anterior se analiza las tres ofertas antes mencionadas y se escoge a la o las empresa contratista que cumple con todos los requerimientos, especificaciones técnicas y demás requisitos solicitados por la EEASA en los pliegos. Los puntos que más se califica es el índice de solvencia y endeudamiento.

La empresa que más se ajusta a lo solicitado en los pliegos es el oferente 2 que cumple con los requisitos esperados para la ejecución del proyecto. El precio total expuesto no incluye IVA y es necesario considerarlo al realizar un contrato pero la cantidad correspondiente por este concepto se reemplaza por la prestación de servicios (Tabla 4.6. letra D) en este caso el rediseño que no es solicitado y que tiene un valor aproximado al correspondiente por el IVA.

Para lo cual el oferente Ganador presento:

Índice de solvencia ≥ 1

Índice de Endeudamiento ≤ 1

Además que acredita mejor experiencia, hornos de inducción y por garantías técnicas. Además el propósito del proyecto es adquirir los repuestos para todos los grupos y lo analizado anteriormente solo está considerado para una turbina hidráulica, tomando en cuenta que la empresa tiene cuatro grupos de generación se debe multiplicar por este número a la inversión inicial calculada.

Tabla 4. 10. Inversión

Número de máquinas	4
Inversión C/U turbinas hidráulicas	64201,32
Inversión total	-256805,28

Fuente propia

4.1.2 INGRESOS Y EGRESOS DE C. LA PENÍNSULA (EEASA)

Tabla 4. 11. Egresos de C. La Península (EEASA)

DATOS CONFIDENCIALES

Fuente propia

Tabla 4. 12. Ingresos menos Egresos de la C. La Península

DATOS CONFIDENCIALES

Fuente propia

4.1.3 CÁLCULO DE LA TIR Y VAN

Para tomar la decisión de ejecutar o no el proyecto se recurre a estos indicadores económicos que son los más utilizados y recomendados por sus buenos resultados a la hora de llevar a cabo un proyecto rentable o viable.

Para tener una idea de cuál va hacer el flujo de efectivo de cada año se toma una referencia de años anteriores, al contar con los datos del año 2009 el balance del área de generación o (flujo de efectivo), pero el proyecto se estima que tiene 4 años de vida por lo cual para los 3 años restantes el balance tiene unas pequeñas variaciones de entre (2 a 5%) ya que no se cuenta con la información de esos años, la estimación de la variación fue corroborada por el personal de la empresa tomando en cuenta que la generación es casi similar cada año. El VAN se calcula con una tasa de descuento del 6,5 % muy común para empresas públicas.

Tabla 4. 13. TIR & VAN

CÁLCULO DE LOS INDICADORES ECONÓMICOS	
INVERSIÓN TOTAL (\$)	-256805,28
Ingreso 2009	XXXXX
Ingreso 2010	XXXXX
Ingreso 2011	XXXXX
Ingreso 2012	XXXXX
TIR (%)	17,37%
VAN	\$ 65.792,73

Fuente propia

CAPÍTULO V

5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1.1 CONCLUSIONES

- Se cumplió satisfactoriamente con la finalidad de este trabajo generando una solución óptima al problema presentado para la empresa, el rediseño y simulación de los elementos solicitados cumplen con todos los parámetros originales basados en las muestras entregadas, el objetivo es mantener la eficiencia neta de la máquina sin aumentar el consumo del recurso hídrico que es escaso en la zona.
- La elección del material es una decisión determinante para asegurar un buen funcionamiento y una vida útil aceptable donde se debe tomar en cuenta todas las sollicitaciones mecánicas que actúan sobre los elementos, además para los procesos de fabricación los materiales seleccionados deben ser de fácil maquinado y soldado cuando sean necesarios realizarlos. Para asegurar una adecuada selección se utilizó el programa CES EduPack2009 para cada condición de trabajo de los elementos.
- El rodete es la parte más crítica de una turbina donde suceden una serie de eventos que provocan daños al mismo uno de los fenómenos más devastadores es la cavitación, es por ello que el estudio para la elección del material es minucioso tomando en cuenta que no hay un material que cumpla con todas las propiedades al 100%, entonces se debe priorizar unas sacrificando otras. Para el caso del rodete se escogió un acero martensítico ASTM CA-6NM en base a los resultados del programa CES EduPack2009 detallados en el Capítulo II, este acero presenta una elevada resistencia al impacto, a la erosión, corrosión y cavitación, además es fácil de mecanizar y

soldar estas propiedades son necesarias para condiciones de trabajo del rodete.

- El análisis del factor de seguridad en los elementos mecánicos es necesario e indispensable ya que se requiere ofrecer confiabilidad en base a recomendaciones, el procedimiento conlleva una comparación entre el resultado analítico y el obtenido por el software Autodesk Inventor Professional 2014 mediante el método de Elementos Finitos, de esta manera nos permiten comprobar y asegurar que los datos analíticos estén bien calculados. Existe una pequeña tasa de discrepancia entre los valores pero se considera despreciable, además considerando que los resultados del software son mucho más reales y confiables el F.S de los repuestos es ideal.
- Es necesario hacer un análisis económico con el fin de determinar la fiabilidad y rentabilidad del proyecto, haciendo uso de indicadores económicos como el VAN y la TIR se obtuvo \$ 65792,73 y 17,37% respectivamente, considerando que los indicadores son positivos y generan ganancias el proyecto debe ponerse en ejecución.

5.1.2 RECOMENDACIONES

- Existe un desgaste rápido de los elementos mecánicos críticos ya que el fluido que ingresa a la turbina es muy contaminada, en especial cuando es invierno el sistema de desarena es menos eficiente y se evidencia en el color del fluido café oscuro que sale de las máquinas por lo tanto se sugiere la construcción de un sistema eficiente de desarenado del fluido para disminuir los efectos que causan las partículas abrasivas, de este modo evitaremos un desgaste excesivo del material ya sea tanto en las turbinas como también en la tubería a presión, válvulas, etc. Con el fin de prolongar la vida útil de los repuestos.

- Realizar un plan de mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo para observar la situación real de los equipos tratando de esta manera disminuir las pérdidas y mantener constante la eficiencia neta de las máquinas.
- Utilizar software o libros de selección de materiales teniendo en cuenta las condiciones reales de trabajo a las cuales están expuestas los elementos mecánicos y en base a ello elegir los materiales seleccionados o recomendados por fabricantes para cada elemento que necesita ser reemplazado. Además se debe siempre considerar que el precio no sea una desventaja a la hora de elegir.
- Para futuros proyectos se debe desarrollar de igual manera un análisis económico de la Planta de Generación con el fin de establecer si la inversión en este proyecto es factible y rentable, debido a que existe la posibilidad que el proyecto no sea factible ni rentable ocasionando grandes pérdidas para la empresa.
- Realizar procesos regulares de capacitación a los operadores para que puedan percibir, apreciar fallas y ejecutar paradas de emergencia de los grupos de esta manera evitar daños graves en las máquinas y que generan grandes pérdidas para la empresa. Tratando de esta manera no afectar los ingresos y gastos de mantenimiento imprevistos.

CAPÍTULO VI

6.1 BIBLIOGRAFÍA

- Agudelo, S., Chica, E., Obando, F., Sierra, N., Velásquez, L., & Enríquez, W. (16 de Abril de 2013)[citado 12 octubre 2015]. *ingeniería y competitividad*. Obtenido de Diseño, simulación, fabricación y caracterización de una turbina tipo Pelton de 5 kW: <http://www.scielo.org.co/pdf/inco/v15n1/v15n1a17.pdf>
- Agüera Soriano, J. (2012)[citado 15 mayo 2015]. *Centrales hidroeléctricas*. Obtenido de Pdf: http://www.uco.es/termodinamica/ppt_Oct2012/pdf/fluidos%2013.pdf
- Bautista, J., & Solís, V. (16 de Mayo de 2013)[citado 21 Abril 2015]. Desarrollo del mantenimiento predictivo mediante la técnica de la termografía para evaluar el correcto funcionamiento de la subestación Oriente y alimentador Totoras de la empresa eléctrica Amabto s.a. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3073/1/25T00207.pdf>
- Berrondo, A., Mongelos, J., Pellejero, M., & Idoia. (2007)[citado 22 Abril 2015]. Apuntes de máquinas hidráulicas. País Vasco. Obtenido de ftp://ftp.ehu.es/cidirb/profs/inppei/MH_EUP_donosti_07-08.pdf
- Blue water power AG. (2015)[citado 10 de Mayo]. Obtenido de http://www.blue-water-power.ch/fileadmin/user_upload/images/pict_3_FrancisTechnologie.jpg
- Bohorquez Ariza, H. (Agosto de 2011)[citado 26 Abril 2015]. *UNAD*. Obtenido de Maquinaria y equipos de alimentos: http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211618/EXELARNING/leccin_22_bombas_centrifugas.html
- Cañar, A. (2009)[citado 22 Abril 2015]. Diseño e implementación de un sistema SCADA para la central hidroeléctrica la Península . Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/259/6/T-ESPE-026846.pdf>
- CES EduPack 2009. (2009). Características del Acero inoxidable ASTM CA-6NM. *Materials selection in mechanical Desing*.
- CES EduPack 2009. (2009). Características del cast iron high silicon BS grade Si 10. *Materials selection in mechanical Desing*.

CES EduPack 2009. (2009). Características del acero inoxidable austenítico AISI 316. *Materials selection in mechanical Desing*.

Empresa Eléctrica Ambato Regional Centro Norte s.a. (2013)[citado 20 Abril 2015]. *Empresa Eléctrica Ambato*. Obtenido de <http://www.eeasa.com.ec/index.php?id=2>

Fernández, P. (s.f.)[citado 10 de Mayo 2015]. *Turbinas pelton*. Obtenido de <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/03Turb.Hidr.pdf>

Larburu, N. (1989). Máquinas prontuario técnicas, máquinas, herramientas. Madrid: Paraninfo S.A.

Martínez Cartas, L. G. (2010)[citado 3 Junio 2015]. *Análisis de esfuerzos*. Obtenido de Campus Monterrey: http://www.mty.itesm.mx/dia/deptos/im/m95-831-2/Piezas/Inventor/11_Analisis_de_Esfuerzos.pdf

Mataix, C. (1986). *Máquinas de fluidos y máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo, S.A.

Mojica Pico, R. H. (26 de Mayo de 2015). Obtenido de <http://www.cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo2B/Turbinas/pelton.jpg>

Odetto, A. (s.f.)[citado 25 de Mayo 2015]. *Mecanica Electrica Industrial*. Obtenido de http://www.fro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/arb.pdf

Pérez Remesal, S., & Renedo Estébanez, C. (s.f.)[citado 2 Mayo 2015]. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Obtenido de http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/mecanica-de-fluidos-y-maquinas-hidraulicas/materiales/T09_2.pdf

Richard, B., & Nisbett, J. K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México D. F.: McGraw - Hill.

Torio, H. (2014)[citado 5 Mayo 2015]. Máquinas hidráulicas. Xalapa. Obtenido de <http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/35220/1/toriogarciahumberto.pdf>

Univeridad de Chile. (s.f.)[citado 8 de Mayo 2015]. *Turbinas de impulso*. Obtenido de <http://www.cec.uchile.cl/~jfiguero/pelton.html>

ANEXOS

ANEXO 1 – Características y propiedades del Acero Inoxidable martensítico ASTM CA-6NM²⁵

General properties

Designation

S-Steel: ASTM A487, CA-6NM: 12Cr-4Ni-0.7Mo

UNS number	J91540		
Density	7.65e3	- 7.75e3	kg/m ³
Price	* 2.86	- 3.14	USD/kg

Composition overview

Composition (summary)

Fe/<.06C/11.5-14.0Cr/3.5-4.5Ni/4-1.0Mo/<1.0Mn/<1.0Si/<.04P/<.04S

Base Fe (Iron)

Composition detail

C (carbon)	0	- 0.06	%
Cr (chromium)	11.5	- 14	%
Fe (iron)	78.4	- 84.6	%
Mn (manganese)	0	- 1	%
Mo (molybdenum)	0.4	- 1	%
Ni (nickel)	3.5	- 4.5	%
P (phosphorus)	0	- 0.04	%
S (sulfur)	0	- 0.04	%
Si (silicon)	0	- 1	%

Mechanical properties

Young's modulus	195	- 205	GPa
Shear modulus	75	- 81	GPa
Bulk modulus	144	- 159	GPa
Poisson's ratio	0.275	- 0.285	
Shape factor	35		
Yield strength (elastic limit)	655	- 725	MPa
Tensile strength	740	- 910	MPa
Compressive strength	655	- 725	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	655	- 725	MPa
Elongation	20	- 28	%
Hardness - Vickers	263	- 285	HV
Hardness - Rockwell C	* 24	- 28	
Hardness - Brinell	* 246	- 272	MPa
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	* 346	- 401	MPa
Fatigue strength model (stress range)	* 215	- 299	MPa
<i>Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7</i>			
Fracture toughness	* 38	- 55	MPa.m ^{1/2}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 5.1e-4	- 6.1e-4	



Thermal properties

Melting point	1.49e3	- 1.53e3	°C
Maximum service temperature	* 700	- 750	°C
Minimum service temperature	* -73	- -43	°C
Thermal conductivity	23	- 26	W/m.K
Specific heat capacity	450	- 470	J/kg.K
Thermal expansion coefficient	10	- 11	µstrain/°C
Latent heat of fusion	* 260	- 285	kJ/kg

Electrical properties

Electrical resistivity	73	- 83	µhm.cm
------------------------	----	------	--------

²⁵ CES EduPack 2009. (2009). Características del Acero inoxidable ASTM CA-6NM. *Materials selection in mechanical Design*.

Optical properties

Transparency Opaque

Durability: flammability

Flammability Non-flammable

Durability: fluids and sunlight

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Acceptable
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Limited use
Organic solvents	Excellent
UV radiation (sunlight)	Excellent
Oxidation at 500C	Excellent

Primary material production: energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	77.2	-	85.3	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	4.85	-	5.36	kg/kg
Water usage	112	-	337	l/kg

Material processing: energy

Casting energy	* 4.09	-	4.52	MJ/kg
Forging, rolling energy	* 3.02	-	3.33	MJ/kg
Metal powder forming energy	* 13.6	-	15.1	MJ/kg
Vaporization energy	* 25.2	-	27.9	MJ/kg
Conventional machining energy (per unit wt removed)	* 8.59	-	9.5	MJ/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 47.3	-	52.2	MJ/kg

Material processing: CO2 footprint

Casting CO2	* 0.245	-	0.271	kg/kg
Forging, rolling CO2	* 0.242	-	0.266	kg/kg
Metal powder forming CO2	* 1.09	-	1.21	kg/kg
Vaporization CO2	* 2.02	-	2.23	kg/kg
Conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.687	-	0.76	kg/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 3.78	-	4.18	kg/kg

Material recycling: energy, CO2 and recycle fraction

Recycle	✓			
Embodied energy, recycling	* 21.6	-	23.9	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 1.36	-	1.5	kg/kg
Recycle fraction in current supply	35.5	-	39.3	%
Downcycle	✓			
Combust for energy recovery	✗			
Landfill	✓			
Biodegrade	✗			
A renewable resource?	✗			

Notes

Typical uses

Major use in large hydraulic turbine runners in power plant; Castings; Compressor impellers; Diaphragms; Diffusers; Impulse wheels; Propellers; Pump impellers; Valves; Chemicals; Marine; Petroleum; Pollution control;

ANEXO 2 – Características y propiedades del Cast iron high silicon BS grade Si 10²⁶

CES 2009 EDUPACK		Cast iron, high silicon, BS grade Si 10		
General properties				
Designation				
High silicon CI: BS grade Si 10				
Density	6.9e3	-	7.1e3	kg/m ³
Price	* 0.755	-	0.83	USD/kg
Composition overview				
Composition (summary)				
Fe<1.2C/10-12Si<.5Mn<.25P<.1S				
Base	Fe (Iron)			
Composition detail				
C (carbon)	0	-	1.2	%
Fe (iron)	86	-	90	%
Mn (manganese)	0	-	0.5	%
P (phosphorus)	0	-	0.25	%
S (sulfur)	0	-	0.1	%
Si (silicon)	10	-	12	%
Mechanical properties				
Young's modulus	120	-	128	GPa
Shear modulus	46	-	51	GPa
Bulk modulus	86	-	97	GPa
Poisson's ratio	0.27	-	0.28	
Shape factor	24			
Yield strength (elastic limit)	* 150	-	180	MPa
Tensile strength	* 150	-	180	MPa
Compressive strength	580	-	800	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 170	-	210	MPa
Elongation	0			%
Hardness - Vickers	480	-	520	HV
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	* 65	-	80	MPa
Fatigue strength model (stress range)	* 42.4	-	58	MPa
Parameters Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7				
Fracture toughness	* 9	-	15	MPa.m ^{1/2}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0.0035	-	0.005	
Thermal properties				
Melting point	1.24e3	-	1.44e3	°C
Maximum service temperature	350	-	400	°C
Minimum service temperature	* -15	-	15	°C
Thermal conductivity	* 37	-	40	W/m.K
Specific heat capacity	* 420	-	500	J/kg.K
Thermal expansion coefficient	12.4	-	13.1	µstrain/°C
Latent heat of fusion	* 265	-	280	kJ/kg
Electrical properties				
Electrical resistivity	45	-	55	µhm.cm
Optical properties				
Transparency	Opaque			
Durability: flammability				
Flammability	Non-flammable			

²⁶ CES EduPack 2009. (2009). Características del cast iron high silicon BS grade Si 10. *Materials selection in mechanical Desing.*

Durability: fluids and sunlight

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Acceptable
Weak alkalis	Limited use
Strong alkalis	Unacceptable
Organic solvents	Excellent
UV radiation (sunlight)	Excellent
Oxidation at 500C	Acceptable

Primary material production: energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 26.7	- 29.5	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 1.68	- 1.86	kg/kg
Water usage	* 176	- 195	l/kg

Material processing: energy

Casting energy	* 3.62	- 4	MJ/kg
Forging, rolling energy	* 1.88	- 2.08	MJ/kg
Metal powder forming energy	* 12.1	- 13.3	MJ/kg
Vaporization energy	* 22.6	- 25	MJ/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 42.4	- 46.8	MJ/kg

Material processing: CO2 footprint

Casting CO2	* 0.217	- 0.24	kg/kg
Forging, rolling CO2	* 0.15	- 0.166	kg/kg
Metal powder forming CO2	* 0.968	- 1.06	kg/kg
Vaporization CO2	* 1.81	- 2	kg/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 3.39	- 3.74	kg/kg

Material recycling: energy, CO2 and recycle fraction

Recycle	✓		
Embodied energy, recycling	* 8	- 8.84	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 0.504	- 0.557	kg/kg
Recycle fraction in current supply	0.1		%
Downcycle	✓		
Combust for energy recovery	✗		
Landfill	✓		
Biodegrade	✗		
A renewable resource?	✗		

Notes**Typical uses**

Corrosion resisting castings in chemical engineering plant, in applications where strength isn't needed;

Warning

Extremely brittle - comparable with ceramics. Very low resistance to thermal or mechanical shock. So hard as to be unmachinable - finish by grinding, if needed

Other notes

High silicon content makes the material very hard but very brittle. Hence, hardness:yield stress ratios are unusually high.

Reference sources

Data compiled from multiple sources. See links to the References table.

Standards with similar compositions

None

ANEXO 3 – Características y propiedades Acero inoxidable austenítico AISI 316²⁷



Stainless steel, austenitic, AISI 316, wrought, annealed

General properties

Designation

S-Steel: AISI 316, annealed

UNS number

S31600

Density

7.87e3 - 8.07e3 kg/m³

Price

* 5.03 - 5.54 USD/kg

Tradenames

ARGESTE 4435 LA, Stahlwerk Ergste Westig GmbH (GERMANY); SPARTAN REDHEUGH 320S33, Spartan Redheugh Ltd (UK); SPARTAN REDHEUGH 316S13, Spartan Redheugh Ltd (UK); SPARTAN REDHEUGH 316S33, Spartan Redheugh Ltd (UK); ARGESTE 4436 PA, Stahlwerk Ergste Westig GmbH (GERMANY); ACX 300, Acerinox, S.A. (SPAIN); EASTERN STAINLESS TYPE 316, Eastern Stainless Corp. (USA); PROJECT 70 STAINLESS TYPE 316, Carpenter Technology Corp. (USA); SPARTAN REDHEUGH 320S31, Spartan Redheugh Ltd (UK); PROJECT 7000 STAINLESS TYPE 316, Carpenter Technology Corp. (USA); ALLEGHENY LUDLUM TYPE 316, Allegheny Ludlum Steel (USA); EASTERN STAINLESS TYPE 316L, Eastern Stainless Corp. (USA); PROJECT 70 STAINLESS TYPE 316L, Carpenter Technology Corp. (USA); ARGESTE 4404 LA/SB/VC, Stahlwerk Ergste Westig GmbH (GERMANY); SPARTAN REDHEUGH 316S11, Spartan Redheugh Ltd (UK); PROJECT 7000 STAINLESS TYPE 316L, Carpenter Technology Corp. (USA); ALLEGHENY LUDLUM TYPE 316L, Allegheny Ludlum Steel (USA); ARGESTE 4571 TB/SA/TA, Stahlwerk Ergste Westig GmbH (GERMANY); ARGESTE 4401 PA/LA/PC/SB/VC, Stahlwerk Ergste Westig GmbH (GERMANY); SPARTAN REDHEUGH 316S31, Spartan Redheugh Ltd (UK); ALLEGHENY LUDLUM TYPE 321, Allegheny Ludlum Steel (USA); EMPIRE TYPE 316EZ, Empire Specialty Steel Inc. (USA); ACX 290, Acerinox, S.A. (SPAIN); ACX 260, Acerinox, S.A. (SPAIN); RDN 280, Roldan S.A. (SPAIN); ACX 280, Acerinox, S.A. (SPAIN); RDN 255, Roldan S.A. (SPAIN); RDN 270, Roldan S.A. (SPAIN); ACX 250, Acerinox, S.A. (SPAIN); ALZ 316, TradeARBED Inc. (USA); ACX 270, Acerinox, S.A. (SPAIN); SANDVIK SANMAC 316L, Sandvik Steel Co. (USA); RDN 250, Roldan S.A. (SPAIN); APMZ, Acciaierie Valbruna SpA (ITALY);

Composition overview

Composition (summary)

Fe<.08C/16-18.5Cr/10-14Ni/2-3Mo/<2Mn/<1Si/<.045P/<.03S

Base

Fe (Iron)


Composition detail

C (carbon)	0	- 0.08	%
Cr (chromium)	16	- 18.5	%
Fe (iron)	61.3	- 72	%
Mn (manganese)	0	- 2	%
Mo (molybdenum)	2	- 3	%
Ni (nickel)	10	- 14	%
P (phosphorus)	0	- 0.045	%
S (sulfur)	0	- 0.03	%
Si (silicon)	0	- 1	%

Mechanical properties

Young's modulus	189	- 205	GPa
Shear modulus	74	- 82	GPa
Bulk modulus	134	- 152	GPa
Poisson's ratio	0.265	- 0.275	
Shape factor	62		
Yield strength (elastic limit)	205	- 310	MPa
Tensile strength	515	- 620	MPa
Compressive strength	205	- 310	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	205	- 310	MPa
Elongation	30	- 50	%
Hardness - Vickers	190	- 220	HV
Hardness - Rockwell B	79	- 95	
Hardness - Rockwell C	* 8	- 16	
Hardness - Brinell	149	- 197	MPa

²⁷ CES EduPack 2009. (2009). Características del acero inoxidable austenítico AISI 316. *Materials selection in mechanical Design*.

Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	228	- 252	MPa	
Fatigue strength model (stress range)	* 142	- 196	MPa	
Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7				
Fracture toughness	55	- 75	MPa.m ^{1/2}	
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 9.5e-4	- 0.0013		
Thermal properties				
Melting point	1.38e3	- 1.4e3	°C	
Maximum service temperature	750	- 925	°C	
Minimum service temperature	-273		°C	
Thermal conductivity	13	- 17	W/m.K	
Specific heat capacity	490	- 530	J/kg.K	
Thermal expansion coefficient	15	- 18	µstrain/°C	
Latent heat of fusion	* 260	- 285	kJ/kg	
Electrical properties				
Electrical resistivity	69	- 81	µohm.cm	
Optical properties				
Transparency			Opaque	
Durability: flammability				
Flammability			Non-flammable	
Durability: fluids and sunlight				
Water (fresh)			Excellent	
Water (salt)			Excellent	
Weak acids			Excellent	
Strong acids			Acceptable	
Weak alkalis			Excellent	
Strong alkalis			Excellent	
Organic solvents			Excellent	
UV radiation (sunlight)			Excellent	
Oxidation at 500C			Excellent	
Primary material production: energy, CO2 and water				
Embodied energy, primary production	77.2	- 85.3	MJ/kg	
CO2 footprint, primary production	4.85	- 5.36	kg/kg	
Water usage	112	- 337	l/kg	
Material processing: energy				
Casting energy	* 3.95	- 4.36	MJ/kg	
Forging, rolling energy	* 2.31	- 2.55	MJ/kg	
Metal powder forming energy	* 13.2	- 14.5	MJ/kg	
Vaporization energy	* 24.5	- 27.1	MJ/kg	
Conventional machining energy (per unit wt removed)	* 9.02	- 9.97	MJ/kg	
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 46	- 50.9	MJ/kg	
Material processing: CO2 footprint				
Casting CO2	* 0.237	- 0.262	kg/kg	
Forging, rolling CO2	* 0.185	- 0.204	kg/kg	
Metal powder forming CO2	* 1.06	- 1.16	kg/kg	
Vaporization CO2	* 1.96	- 2.17	kg/kg	
Conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 0.722	- 0.798	kg/kg	
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)				

ANEXO 4 – Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin²⁸

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_{utr}</i> kpsi	<i>S_{utr}</i> MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Harger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

²⁸ ²⁸ Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008) [citado 20 de Mayo 2015]. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 280.

ANEXO 5 – Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero²⁹

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. *
(S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \bar{\sigma} \leq 0.110$)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

*Fuente de datos: figura 2-9.

²⁹ Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008) [citado 21 de Mayo 2015]. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 283.

ANEXO 6 – Factores de confiabilidad k_e ³⁰

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

³⁰ Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008) [citado 22 de Mayo 2015]. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 285.

ANEXO 7 – Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo k_t ³¹

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t .

Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	–
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	–	–
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

³¹ Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008)[citado 23 de Mayo 2015]. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 361.

ANEXO 8 – Sensibilidad a la muesca q y q_{cortante} ³²

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

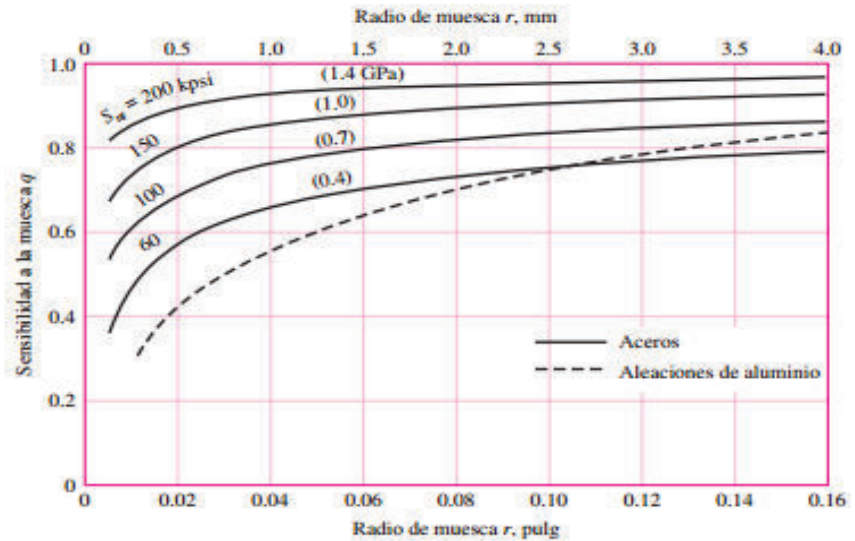
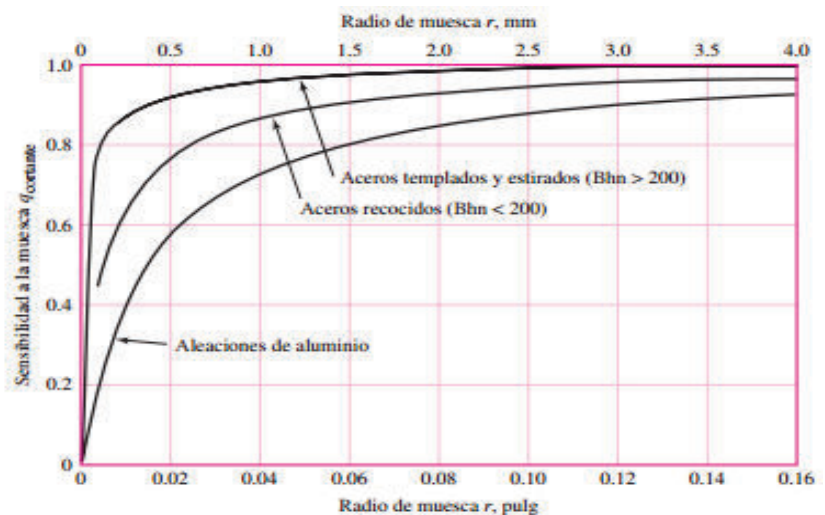


Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



³² Richard, B., & Nisbett, J.K. (2008)[citado 23 de Mayo 2015]. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F.: McGraw – Hill; Octava edición; pág. 287 - 288.

ANEXO 9 – Descripción de los elementos de costo del bien o servicio

ELEMENTO	DESCRIPCION
A	Valor de materia prima, materiales e insumos de origen ecuatoriano de aplicación directa al bien o servicio.
B	Valor de mano de obra utilizada en el país para la fabricación del bien o prestación del servicio.
C	Valor de la tecnología de origen nacional aplicada en la elaboración del bien o prestación del servicio: Gastos de investigación, desarrollo y Propiedad Intelectual. <i>(El valor proporcional utilizado para este cálculo será el resultante de aplicar el valor de amortización anual directamente en el período de fabricación del bien o prestación del servicio desarrollado, objeto de la oferta, de acuerdo a la Ley de Régimen Tributario Interno y su reglamento)</i>
D	Valor de servicios, incluidos los profesionales, prestados por personas naturales y jurídicas nacionales para la fabricación del bien o prestación del servicio.
E	Valor de depreciación de equipos instalados en las plantas industriales en Ecuador empleados para la fabricación del bien, o prestación del servicio, de acuerdo a los siguientes criterios: - Para la fabricación de bienes o prestación de servicios, la depreciación no podrá ser realizada en un tiempo menor de diez (10) años para herramientas, maquinarias, equipos e instalación. - El valor de depreciación será el valor histórico en libros. En caso que no exista valor de depreciación, este concepto se lo realizará según avalúo de activos. - El valor proporcional utilizado para este cálculo, será el resultante de aplicar el valor de depreciación anual obtenido de la maquinaria, equipos o instalaciones en el período realmente utilizado directamente en la fabricación del bien o prestación del servicio objeto de la oferta.
TOTAL AGREGADO ECUATORIANO	

PLANOS