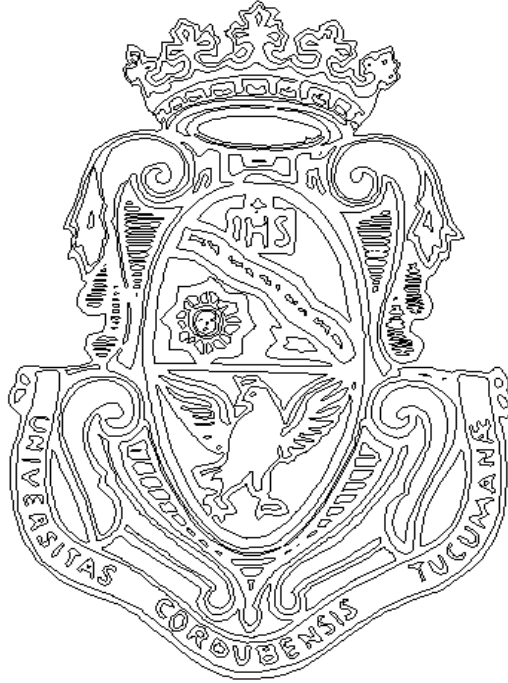


UNIVERSIDAD NACIONAL DE CORDOBA
Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales



TRABAJO FINAL INTEGRADOR
-ESPECIALIZACIÓN EN HIDRÁULICA-

DISEÑO DE MICROTURBINA TURGO

Alumna: Irazusta, María Belén

Directora: Reyna, Teresa María

-Año 2018-

Resumen

Actualmente, el uso de las energías renovables se encuentra muy difundido y buscado por la sociedad. Es por ello que los profesionales de hoy nos vemos obligados a acompañar a la sociedad en su implementación. Las micro centrales hidroeléctricas pueden utilizarse en cualquier lugar donde se cuente con un curso de agua disponible, con cierto caudal y altura. Las condiciones ambientales de dicho lugar definirán el tipo de máquina hidráulica a utilizar para el óptimo aprovechamiento del recurso. Este tipo de aprovechamientos generan un mínimo impacto en el ambiente aprovechando al máximo el recurso disponible. Se tratan de máquinas sencillas y muy útiles para los sectores donde no se precisen valores importantes de energía y no se tenga acceso a la red. Las principales razones que explican la falta de aplicación de estas máquinas son la falta de acceso a tecnologías confiables y de bajo costo, la inexistente capacidad local para la evaluación, planificación, diseño e implementación de sistemas de generación, la poca confianza sobre la sostenibilidad de los pequeños sistemas en zonas aisladas, así como también la falta de políticas y estrategias nacionales o regionales que permitan su adecuada promoción, implementación y manejo.

La mini-hidráulica es un término con el que se denomina a las centrales hidroeléctricas de potencia inferior a 10MW. Para acelerar la aplicación de sistemas alternativos en las zonas rurales, y hacer de esta una práctica habitual, se necesitan desarrollar equipos adecuados y adaptarlos para su producción progresiva en las industrias locales. En este contexto, desde el año 2010 se vienen desarrollando micro-turbinas de potencias entre 10 y 1 kW, en la Universidad Nacional de Córdoba, con el subsidio de la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la UNC. Cada una de ellas puede adaptarse a diversas condiciones ambientales que pueden presentarse en el país y así satisfacer la demanda de la población que al día de hoy no tienen acceso a la electricidad. El objetivo de estos proyectos es establecer la factibilidad de construcción de las turbomáquinas con tecnología local, así como adaptar los diseños convencionales del exterior a las condiciones locales, mejorando su eficiencia.

En este trabajo se desarrolló la ingeniería de una micro-turbina Turgo, una turbomáquina motora de acción, a chorro libre, turbina que permitirá trabajar en cauces que poseen saltos intermedios pero con bajos caudales, entre las turbinas Francis y Pelton, la cual podrá producir una potencia de 1,5 kW. El rodete de una Turgo es más barato de fabricar que el de una Pelton, no necesita una carcasa hermética como la Francis, dispone de una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo diámetro que una turbina Pelton.

Uno de los principales problemas que se presentan a la hora de transferir los conocimientos de turbomáquinas a los alumnos es la dificultad que tienen para visualizar tema, resultando el mismo abstracto al encontrarse los alumnos muy lejanos a las máquinas. Así, se trabajó en la materialización sencilla de la turbina para poder trasladarla a las aulas de clase. Se optó por construir un banco de prueba tal que los alumnos pudieran tener contacto directo con la turbina y ver su funcionamiento. Se desarrolló la modelación de la turbina en el software SolidWorks y se materializó en un plotter 3D. El trabajo siguió la siguiente metodología: revisión bibliográfica de las máquinas del tipo elegido existentes y sus simplificaciones, cálculo numérico, transferencia a softwares gráficos tipo SolidWorks, materialización por impresión 3D.

Palabras clave: Energías renovables – Microturbinas – Turgo – Enseñanza.

Abstract

Currently, the use of renewable energy is widespread and sought by society. That is why professionals today are forced to accompany society in its implementation. The micro hydroelectric plants can be used in any place where there is available a watercourse, a certain flow and jump. The environmental conditions of those places will define the type of hydraulic machine to be used for the optimum use of the resource. This type of exploitation generates a minimum impact on the environment. The turbines are simple and very useful machines for the places where there are not required important energy values and the network is not accessible. The main reasons that explain the lack of access to these machines are the lack of access to reliable and low-cost technologies, the nonexistent local capacity for evaluation, planning, design and implementation of generation systems, little confidence in the sustainability of small systems in isolated areas, as well as the lack of national or regional policies and strategies that allow their proper promotion, implementation and management.

Mini-hydraulics is a term used to describe hydroelectric power plants with a power of less than 10MW. To accelerate the application of this alternative systems in rural areas and to make them a normal practice, it is necessary to develop adequate equipment and adapt them for its progressive production in local industries. In this context, since 2010, micro-turbines with powers between 10 and 1 kW have been developed at the National University of Córdoba, with the subsidy of the Secretariat of Science and Technology of the UNC. Each one of them can adapt to diverse environmental conditions that can appear in the country and thus satisfy the demand of the population that today does not have access to electricity. The objective of these projects is to establish the feasibility of construction of the turbomachinery with local technology, as well as to adapt the conventional designs that come from other countries to the local conditions, improving their efficiency.

In this work the engineering of a Turgo micro-turbine was developed, a motor active turbine, with free jet. A turbine that works in channels that have intermediate jumps but with low flow, between the Francis and Pelton turbines, which can produce a power of 1.5 kW. The impeller is cheaper to manufacture than a Pelton one, it does not need a hermetic casing like the Francis one, it has a higher specific speed and can handle a greater flow for the same diameter as a Pelton turbine.

One of the main problems that arise when transferring knowledge of turbomachinery to students is the difficulty that they have to visualize the subject. Thus, we have been working on a simple materialization of the turbine to be able to transfer it to classrooms. It was decided to build a test bench so that the students could have direct contact with the turbine and see how it works. The modeling of the turbine was developed in the SolidWorks software and materialized in a 3D plotter. The work followed the following methodology: review of bibliography of the machines of the existing chosen type of turbine and its simplifications, numerical calculation, design in a graphic software, SolidWorks, and materialization by 3D printing.

Keywords: Renewable energy – Microturbine – Turgo – Teaching.

Agradecimientos

A mi familia, por el apoyo incondicional en cada uno de los nuevos desafíos. Mis padres, mis hermanas, y mi novio.

A los ingenieros Agustín Fragueiro y Cesar Riha por su disponibilidad y sus generosos aportes en este trabajo.

A mi directora, la Dra. Teresa M. Reyna, por su entusiasmo y dedicación, su disponibilidad y generosidad, así como su buen ejemplo como persona, profesora e ingeniera.

A mi co-director, el Dr. Ing. Sergio Elaskar, por su disponibilidad y generosidad con el Laboratorio de Aeronáutica de la FCEFyN.

Al estudio CEAS S.A., por su disponibilidad y generosidad.

A la comisión evaluadora de este trabajo, Dr. Ing. Santiago Reyna, Mgter. Ing. María Lábaque y Dr. Ing. Marcelo García por sus observaciones y aportes.

A la Comisión Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) junto con la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Nacional de Córdoba (SECyT) por la beca otorgada.

A la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Nacional de Córdoba (SECYT) por apoyar y financiar el desarrollo de estos proyectos.

Al director del colegio secundario Instituto Técnico Cristo Obrero de Carlos Paz por apoyar el desafío de construir máquinas hidráulicas en su colegio y permitir acercar las energías renovables a los niveles de enseñanza media.

Índice General

1. Introducción	9
2. Antecedentes	15
3. Desarrollo	18
3.1. Introducción	18
3.2. Metodología	20
3.3. Generalidades de la Turbina Turgo	21
3.4. Diseño hidráulico de la turbina	31
3.5. Verificación mecánica de la turbina	55
3.6. Diseño en Solidworks-modelación.....	62
3.7. Materialización e impresión 3D	70
4. Conclusiones	73
5. Lista de Símbolos.....	75
6. Referencias Bibliográficas	76

Índice de Figuras

Figura 1. Energía eólica	11
Figura 2. Micro producción eólica.....	11
Figura 3. Energía solar	11
Figura 4. Micro producción solar	11
Figura 5. Energía hidráulica.....	12
Figura 6. Energía de biomasa	12
Figura 7. Energía geotérmica	13
Figura 8. Energía mareomotriz.....	13
Figura 9. Simulación y turbina construida. Turbina Michel Banki.....	15
Figura 10. Simulación y turbina construida. Turbina axial.....	16
Figura 11. Micro central hidráulica	19
Figura 12. Micro-Central Vernis.....	19
Figura 13. Rango de aplicación de distintos tipos de turbinas.	20
Figura 14. Turbina Turgo.....	21
Figura 15. Banco de pruebas micro turbina Turgo.	21
Figura 16. Turbina Turgo.....	21

Figura 17. Diseño en SolidWorks del rodete de la turbina Turgo y detalle de su álabe ..	22
Figura 18. Turbina Turgo eje vertical	22
Figura 19. Turbina Turgo eje horizontal.....	22
Figura 20. Diagrama de velocidades	24
Figura 21. Triángulos de velocidades Pelton.....	25
Figura 22. Impacto del chorro sobre turbina Turgo.....	26
Figura 23. Comparación impacto Pelton y Turgo.....	26
Figura 24. Triángulo de velocidades en el punto de mayor eficiencia.....	26
Figura 25. Resultados de la Universidad de California, variaciones de eficiencia.	28
Figura 26. Parámetros de forma del álabe.....	29
Figura 27. Resultado de medición de eficiencia según inclinación del chorro y ángulo de álabes.	29
Figura 28. Resultado de medición de eficiencia según inclinación del chorro y ángulo de álabes.	30
Figura 29. Triángulo de velocidades de entrada.....	32
Figura 30. Triángulo de velocidades de salida	33
Figura 31. Detalle del inyector para una turbina Pelton o Turgo.	34
Figura 32. Dimensiones del inyector.....	35
Figura 33. Diseño álabe turbina Turgo.....	36
Figura 34. Esquema del diámetro del rodete.....	37
Figura 35. Diseño final álabes turbina Turgo según dimensiones calculadas.	40
Figura 36. Chavetas según norma DIN 6885/1 – 6886 - 6887.	41
Figura 37. Ruleman de rodillos cilíndricos. Catálogo comercial SKF.....	42
Figura 38. Ruleman axial a bolas Catálogo comercial SKF.	42
Figura 39. Gráficos de secciones de correas comerciales y sus referencias.	44
Figura 40. Número comercial de la correa en función de la longitud antes calculada... ..	45
Figura 41. Factor de corrección de longitud de correa.....	46
Figura 42. Factor de corrección de arco de contacto.	46
Figura 43. Prestación adicional por relación de transmisión.....	47
Figura 44. Poleas comerciales según fabricante.	48
Figura 45. Geometría de poleas comerciales según fabricante.....	49
Figura 46. Alternador comercial según fabricante.....	49
Figura 47. Planta General: inyector, rodete y generador.	50
Figura 48. Corte vertical de la caja contenedora.	51
Figura 49. Corte vertical de la caja contenedora.	52

Figura 50.	Detalle del inyector	53
Figura 51.	Detalles álabes en planta y corte.	54
Figura 52.	Sección crítica de los álabes.	57
Figura 53.	Sección considerada para el cálculo de los momentos de inercia.	57
Figura 54.	Distancia al punto de aplicación de la carga.	58
Figura 55.	Cambio de geometría de los álabes.	59
Figura 56.	Tamaño de la sección y distancia al punto de aplicación de la carga	59
Figura 57.	Sección considerada del álabe	60
Figura 58.	Rotor completo con cargas aplicadas y eje.	60
Figura 59.	Diagrama de momento del eje.	61
Figura 60.	SolidWorks	62
Figura 61.	Perfil 1 par de cucharas. Álabe turbina Turgo.	63
Figura 62.	Perfil 3 par de cucharas. Álabe turbina Turgo.	63
Figura 63.	Perfil 2 par de cucharas. Álabe turbina Turgo.	64
Figura 64.	Disco del rodete	64
Figura 65.	Rodete completo. Disco + álabes	65
Figura 66.	Inyector simplificado	65
Figura 67.	Inyector simplificado	65
Figura 68.	Ensamblaje rodete e inyector.	66
Figura 69.	Caja final del conjunto rodete-inyector	66
Figura 70.	Mesa de apoyo del sistema turbina-bomba-alternador	67
Figura 71.	Conjunto turbina-bomba-mesa.	67
Figura 72.	Conjunto turbina-bomba-mesa.	68
Figura 73.	Cambio de vectores de velocidad en representación de SolidWorks de turbina Turgo.	68
Figura 74.	Video de movimiento de turbina Turgo.	69
Figura 75.	Video de movimiento de turbina Turgo.	69
Figura 76.	Cambio de los álabes para la impresión 3D	70
Figura 77.	Rodete impreso en plotter 3D.	71
Figura 78.	Caja del banco de prueba con turbomáquina terminada	71
Figura 79.	Caja del banco de prueba con turbomáquina terminada	72

Índice de Tablas

Tabla 1.	Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia.....	18
Tabla 2.	Potencia requerida por diversos artefactos del hogar.....	18
Tabla 3.	Componentes de velocidad.....	33
Tabla 4.	Dimensiones del inyector.....	35
Tabla 5.	Rendimiento en función de número adimensional δ	37
Tabla 6.	Dimensiones de la cuchara.	40
Tabla 7.	Dimensiones de chaveteros y chavetas elegidas según Normas DIN 6885/1 – 6886 - 6887.	41
Tabla 8.	Ruleman de rodillos cilíndricos. Catálogo comercial SKF.....	43
Tabla 9.	Ruleman axial a bolas. Catálogo comercial SKF.	43
Tabla 10.	Material para aguja del inyector	56
Tabla 11.	Material para aguja del inyector	56

1. Introducción

A medida que la sociedad crece y se desarrolla va aumentando su demanda energética. Así, para abastecer esa gran demanda, debe crecer la oferta, con lo que se consumen más y más los recursos necesarios para su generación. Estos recursos pueden ser renovables o no renovables, es decir agotarse con el tiempo o no. En la actualidad, las energías renovables complementan a las no renovables, que han predominado en el mercado energético durante varios años. Sin embargo, la sociedad es cada día más consciente de la importancia de generar un cambio en la matriz energética, resulta preocupante el agotamiento de los recursos no renovables y el impacto que tiene sobre el ambiente el uso de éstos. Así, el desarrollo de las energías renovables es la consecuencia previsible de una mirada al tema energético desde la perspectiva de la sustentabilidad. (Reyna y otros, 2012).

Las sociedades modernas, que sustentan su crecimiento en un sistema energético basado principalmente en la obtención de energía a través de combustibles fósiles, se inclinan cada vez más hacia la adopción de medidas que protejan nuestro planeta. Esto se refleja en las actuales políticas nacionales y los acuerdos y tratados internacionales que incluyen como objetivo prioritario un desarrollo sostenible que no comprometa los recursos naturales de las generaciones futuras. Dentro de este paradigma, los investigadores y los responsables de energía y medioambiente tienen un papel fundamental generando su difusión y acercando la tecnología a la población.

En nuestro país, la producción de energía por medio de recursos renovables es costosa en relación al costo de su producción con combustibles fósiles y nucleares. Sin embargo, al transcurrir los años, estos costos van disminuyendo y las energías renovables comienzan a ser más competitivas al considerarse los costos de los daños al medio ambiente. Así, aprovechando las fuentes disponibles de recursos renovables, se disminuye el costo de la importación de combustibles fósiles, los daños al medio ambiente y se busca transformar el gasto público en inversiones.

En la Provincia de Córdoba, hace ya unos años, la potencia disponible en el mercado eléctrico es menor a la demanda eléctrica pico. A su vez, la población rural es el 11,3 % de la población de la Provincia y el 6% se encuentra en zonas aisladas. El 30% de la población rural se considera que no se encuentra conectado al sistema de distribución eléctrica. (Fuente: Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, año 2001). Es por ello que, en particular, resultan de interés el desarrollo y estudio de ciertas energías, en principio con potencial alto en la provincia: la mini y micro hidroelectricidad, la energía eólica, la energía solar, la energía de la biomasa y el hidrógeno como vector energético, asociado inherentemente al uso de recursos renovables.

i. Tipos de energías renovables

Para evaluar el papel que pueden jugar las energías renovables en reducir las emisiones de gases de efecto invernadero hay que analizar cómo cambia la matriz energética según ciertos escenarios. Todos ellos varían según la organización internacional que las plantee, sin embargo, el factor común entre ellas es que se busca el mayor crecimiento posible de la presencia de energías renovables en la matriz energética. Para adaptarse a un aumento tan importante del papel de las renovables, especialmente en el sector eléctrico, los sistemas energéticos deberán evolucionar considerablemente. A largo plazo los esfuerzos de integración podrían incluir la inversión en infraestructuras, modificación de marcos institucionales y planificación y capacidad

de previsión del crecimiento de estas fuentes de energía. El desarrollo de los vehículos eléctricos, el aumento de la refrigeración y calefacción eléctrica, la flexibilidad en la demanda (contadores inteligentes), el almacenamiento de la energía, entre otros fenómenos, pueden asociarse a esta tendencia.

Como se sabe, la energía en general y la térmica en particular, se transforma con un grado de eficiencia muy pobre (con muchas pérdidas especialmente en calor). Una central eléctrica térmica (carbón o petróleo) tiene una eficiencia del 30%. Además, las líneas de transmisión y distribución eléctrica pierden cerca del 10%. Las pérdidas sucesivas de la cadena de transporte y conversión hacen que el uso de energía generada en un lugar y transportada a otro sea muy ineficiente. Lo mejor es generarla en el lugar en que se consume (generar para el consumo propio).

La promoción de las tecnologías de energías renovables ofrece una doble ventaja: *diversificación energética* y la esperanza de *desarrollo para muchas comunidades pobres y aisladas* que no están conectadas a las grillas de transporte y distribución eléctrica. El suministro de energía a las comunidades aisladas se concibe como soporte a las actividades productivas, domésticas y comerciales de éstas. En consecuencia, es considerado como un componente estratégico dentro de un marco de trabajo para el desarrollo. Las energías renovables tienen importancia porque permiten disminuir la dependencia de los combustibles fósiles en franco agotamiento y por su capacidad de generar una matriz energética más diversa y por ende menos vulnerable.

Entre las energías renovables podemos mencionar:

- Energía eólica: obtenida del viento. En nuestro país, se aprovecha especialmente el recurso eólico en la zona de la Patagonia. Las principales variables a tener en cuenta para el correcto funcionamiento de este tipo de energía son la dirección, constancia y velocidad del viento.

Las ventajas de este tipo de energía son: no produce emisiones atmosféricas ni residuos contaminantes; no requiere combustión (produce dióxido de carbono) por lo que no contribuye al incremento del efecto invernadero ni al cambio climático; puede instalarse en zonas desérticas o zonas costeras, laderas muy empinadas o áridas (lugares no aptos para otras actividades); puede convivir con otros usos de suelo; se pueden construir parques eólicos en el mar donde el viento es más fuerte, constante, y el impacto social más reducido.

Las principales desventajas son: la producción de energía depende de la corriente de viento, si es demasiado fuerte o días sin viento, no se puede producir electricidad; no se puede predecir con exactitud la cantidad de viento y su velocidad; los grandes aerogeneradores no se pueden instalar cerca de las ciudades ni de los grandes centros de consumo, por lo que implican grandes inversiones en redes de transmisión y distribución de la energía.

Este tipo de energía puede ser generada también para consumo propio, es decir, auto generar la propia electricidad. Esto se da por medio de micro generadores eólicos (al igual que en la micro hidro generación).



Figura 1. Energía eólica
(Fuente: meteored.com.ar)



Figura 2. Micro producción eólica
(Fuente: erenovable.com)

- Energía solar: obtenida del sol. Esta se aprovecha de dos formas: fotovoltaica (aprovechando la luz del sol) y térmica (aprovechando el calor del sol). En el primer caso, el aprovechamiento de la energía consiste en convertir los rayos solares en electricidad utilizando paneles a base de silicio con propiedades fotoquímicas. Mientras que los aprovechamientos térmicos concentran los rayos del sol mediante una gran cantidad de espejos y así calientan un fluido que transfiere calor al agua y genera vapor.

Desde el punto de vista ambiental, la energía solar es inagotable, no genera gases que producen el efecto invernadero, es renovable y de libre disponibilidad, permite la generación local. Sin embargo, la eficiencia en la producción de electricidad es muy baja, menos del 15%, y además requiere de acumuladores energéticos cuyo costo ambiental y económico es elevado. (Fuente: <http://energiasdemipais.educ.ar/energia-solar/>). A nivel mundial se encuentra en gran desarrollo. En Argentina, estos aprovechamientos son aún puntuales y en especial en zonas aisladas de baja densidad demográfica.



Figura 3. Energía solar
(Fuente: energiasrenovables.com.ar)



Figura 4. Micro producción solar
(Fuente: epre.gov.ar)

- Energía hidráulica o hidroeléctrica: obtenida de ríos o corrientes de agua dulce. Históricamente se aprovechaba la energía directamente de la corriente de los ríos, sin embargo, hoy es muy usual retener el agua en embalses y aprovechar su energía potencial. En Argentina, contamos con 31 represas hidroeléctricas, entre las que se destacan Yaciretá (3.200 MW), Salto Grande (1.890 MW), Piedra del Águila (1.400 MW) y el Chocón (12.200 MW). (Fuente: <http://energiasdemipais.educ.ar/energia-hidraulica/>).

Desde el punto de vista ambiental las grandes represas con embalsamiento generan impactos ambientales importantes. Por este motivo, se busca el desarrollo de micro aprovechamiento sin represamiento que evitan dicho impacto.



Figura 5. Energía hidráulica
(Fuente: energiasdemipais.com.ar)

- Biomasa y biogás: de la materia orgánica.
En nuestro país, según el Comité de Biomasa de la Cámara Argentina de Energías Renovables (Cader), se encuentran entre 60 y 80 plantas de biomasa, de las cuales 20 son grandes instalaciones. Estas plantas son tratamientos de residuos sólidos urbanos o componentes orgánicos, así como mini-biodigestores o mini lagunas cubiertas para consumo domiciliario. Las mismas se sitúan mayoritariamente al norte de la provincia de Buenos Aires y en la región Litoral. Este tipo de energía todavía no se encuentra correctamente legislado, y su financiamiento todavía no se encuentra asegurado, pero los proyectos para la producción de biomasa siguen en crecimiento. (Fuente: <https://www.enel.com.ar/es/Historias/a201802-biomasa-en-argentina-con-80-plantas.html>).



Figura 6. Energía de biomasa
(Fuente: energiaestrategica.com)

- Energía geotérmica: contenida en el interior de la Tierra. Puede aprovecharse como calefacción o para generar electricidad.
En Argentina existen más de 300 puntos de interés geotérmico, pero solo 4 con potencial para la generación eléctrica. En Neuquén se encuentra la central piloto

más desarrollada. Según diversos estudios, el potencial geotérmico del país es de más de 2.000 MW. (Fuente: <http://energiasdemipais.educ.ar/fuentes-de-energia-potencial/mapa-de-potencial-geotermico/>)

Las dificultades más grandes que enfrenta el país para aprovechar este tipo de energía es el elevado costo de explotación y la lejanía de los puntos de interés con los centros de población.



Figura 7. Energía geotérmica
(Fuente: construar.com.ar)

- Energía mareomotriz: obtenida de las mareas. Aprovecha los ciclos de subidas y bajadas del nivel del agua.

La Patagonia Argentina es, junto a la costa del norte de Australia y la del Mar Amarillo de Corea, una de las regiones más aptas para generar energía mareomotriz. El potencial energético se estima de hasta 40.000MW. (Fuente: <https://twenergy.com/ar/a/el-potencial-de-argentina-en-energia-mareomotriz-845>)

La principal de las ventajas de este tipo de energía es que se encuentra siempre disponible y es muy predecible.

El Centro Nacional Patagónico y el Y-Tec (empresa de YPF y CONICET) investigan desde el 2014 el potencial energético del Mar Argentino en las costas del sur de la provincia de Santa Cruz y de Tierra del Fuego.



Figura 8. Energía mareomotriz
(Fuente: cronista.com)

Las principales ventajas de este tipo de energías son:

- Competitividad: Sus costos se van reduciendo a medida que se desarrollan y crece su eficiencia, también al considerar el reducido o nulo impacto que tienen sobre el medio ambiente. Así, las principales tecnologías renovables como la eólica y la solar van aumentando su competitividad.

- No emiten gases de efecto invernadero en los procesos de generación de energía al no tener combustión en su proceso de generación de energía, esto las hace más viables frente a la degradación medioambiental.
- Son ilimitadas: cuentan con la misma disponibilidad que el sol donde tienen su origen y se adaptan a los ciclos naturales (por eso las denominamos renovables) y no generan problemas para las generaciones futuras. Además, están disponibles universalmente y pueden cubrir las necesidades de cualquiera de los sectores poblacionales: urbanos y rurales (incluidos sectores aislados). En cualquier parte del planeta hay algún tipo de recurso renovable –viento, sol, agua, materia orgánica- susceptible de aprovecharlo para producir energía de forma sostenible.
- Reducen la dependencia energética: la energía puede generarse in situ, de manera autóctona y sin depender de las grandes redes de distribución.

Actualmente las energías renovables han dejado de ser tecnologías caras y minoritarias para ser plenamente competitivas y eficaces de cara a cubrir las necesidades de la demanda. Dentro de estas energías renovables se encuentra la energía hidroeléctrica, energía madura y limpia, y en caso de la energía hidroeléctrica a pequeña escala, autóctona.

En mini hidroelectricidad se busca, para la máquina, sencillez en su construcción y mantenimiento, lo que reduce costos y da competitividad al tipo de generador. A su vez, se busca disminuir las exigencias del material utilizado para la construcción de la turbina con el mismo fin que su sencillez.

Conociendo la problemática actual, este trabajo busca generar conciencia entre los estudiantes para el cuidado del medio ambiente y fomentar el desarrollo de las energías renovables. Con un enfoque didáctico, destinado a mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje a nivel universitario de grado en la asignatura Obras Hidráulicas, busca implementar técnicas modernas y adaptarse a los nuevos métodos. Desde la hidráulica, focalizamos nuestro estudio en la profundización y consolidación del conocimiento sobre las turbomáquinas, en especial aquellas utilizadas en las micro-centrales hidroeléctricas.

Así, este trabajo se encuentra enmarcado en un proyecto más ambicioso que se viene desarrollando desde hace algunos años y abre las puertas al estudio y desarrollo de diferentes máquinas hidráulicas que permitan el desarrollo de energías renovables en pequeñas escalas y sectores de la sociedad marginados para su inserción en el sistema de producción de electricidad a nivel país.

2. Antecedentes

Durante los últimos años, se han desarrollado en la Universidad Nacional de Córdoba diferentes proyectos destinados a diseñar micro-turbinas con el objetivo de establecer la factibilidad de construcción y desarrollo con tecnología local.

Durante el año 2010-2012 se trabajó en el desarrollo de una primera máquina, la turbina **Michael Banki**. La misma se diseñó y se construyó completamente en talleres de Córdoba en escala 1:1. Contó con el financiamiento de la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Nacional de Córdoba (SECyT). Esta máquina se encuentra actualmente instalada en el Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales de la Universidad Nacional de Córdoba y ha propiciado el interés de numerosos profesionales y alumnos que por primera vez tienen contacto con una micro-turbina (Reyna y otros, 2012). El desarrollo del proyecto de la turbina Michell Banki generó un impulso importante en la temática del uso de energías renovables en nuestra Ciudad y ha fomentado el desarrollo de grupos de investigación local vinculados para mejorar el desarrollo tecnológico de esta área de generación de energía.

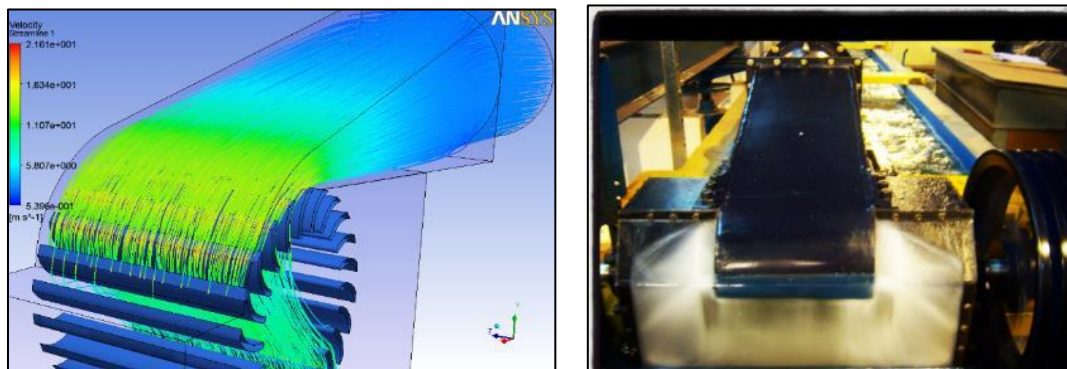


Figura 9. Simulación y turbina construida. Turbina Michel Banki
(Fuente: Góngora, 2012)

Durante el período 2014-2015 se trabajó en un segundo proyecto que también contó con financiamiento de la SECyT, donde se desarrolló la ingeniería de una **turbina de hélice** (tipo Kaplan). Como siguiente paso de difusión se generó un vínculo con el Instituto Técnico Cristo Obrero de Carlos Paz para su construcción. De esta manera se incorpora el tema en el nivel educativo medio. La misma fue terminada a mediados del año 2018. Además, se ha firmado un acta acuerdo entre la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales de colaboración con dicho colegio para continuar trabajando en forma conjunta.



Figura 10. Simulación y turbina construida. Turbina axial.

(Fuente: Reyna et al, 2018. Microturbinas hidráulicas. Diseño, adaptaciones para enseñanza de microgeneración)

Con el objetivo de seguir estudiando otras máquinas, se desarrolló este Trabajo Final Integrador de la carrera Especialización en Hidráulica a partir del diseño de una **microturbina Turgo** iniciado por el alumno Martin Gabriel Mohaeded, en el contexto de práctica supervisada. Así, se actualizó la ingeniería de la turbina según bibliografía, se digitalizó en el software SolidWorks y se materializó dicha máquina hidráulica por medio de plotters 3D. Luego se confeccionó el prototipo completo de la turbina, apto para llevar a las aulas de clase, para que los alumnos observaran el comportamiento de la máquina.

Además, se está avanzando en la materialización de todas las máquinas hidráulicas por medio de estos **plotters 3D**. Dichas máquinas se encuentran al alcance de los docentes que las utilizarán como herramienta de enseñanza de grado.

En el año 2017 se presentó un artículo en el Congreso Nacional del Agua, que se llevó a cabo en la Ciudad de Córdoba, Argentina. El nombre del artículo fue “Diseño de microturbinas Kaplan y Turgo para sistemas de microgeneración. Desafíos y adaptaciones”. Sus autores fueron: “Teresa Reyna, Santiago Reyna, María Lábaque, César Riha, Belén Irazusta, Agustín Fragueiro”. Como indica su nombre, se presentó el diseño completo de la turbina axial así como el inicio del diseño hidráulico de la turbina Turgo. El mismo, será publicado en diciembre de 2018 por la editorial Modern Environmental Science and Engineering con el nombre “Design of microturbines Kaplan and Turgo for microgeneration systems. Challenges and adaptations”.

También, en octubre del año 2017, se presentó un artículo en las Jornadas de Ingeniería de Agua, que se llevó a cabo en la Coruña, España. El nombre del artículo fue “Energía mini y micro hidráulica: aporte contra el Cambio Climático”. Sus autores fueron Teresa Reyna, María Lábaque, Santiago Reyna, César Riha, Belén Irazusta.

En el año 2018 se presentó un artículo en el Congreso Latinoamericano de Hidráulica en la Ciudad de Buenos Aires, Argentina. El título del artículo fue “Microturbinas hidráulicas. Diseño, adaptaciones para enseñanza de microgeneración” y sus autores: Teresa Reyna, María Lábaque, Belén Irazusta, Santiago Reyna y Cesar Riha. En este congreso se presentó la turbina axial completa, el diseño de la Turgo también completo junto con su impresión 3D y una turbina Pelton también recién materializada en plotters 3D.

Todo esto indica que este trabajo viene dado en un proyecto marco mucho mayor, que incluye diversos tipos de microturbinas.

3. Desarrollo

3.1. Introducción

Los **sistemas mini-hidráulicos** pueden utilizarse en todos los casos en los que haga falta un suministro de energía y esté disponible un curso de agua, aunque sea pequeño, con un salto incluso de pocos metros. En esos casos, la introducción de sistemas energéticos que utilicen las aguas tiene un impacto reducido ya que no se modifica el uso mayoritario del curso de agua, que puede ser vital para el suministro de zonas aisladas.

Diferentes organizaciones clasifican a las centrales hidroeléctricas según su potencia (Tabla 1), la misma se define según las características estimadas de salto y caudal.

Región	Institución	Micro Central	Mini Central	Pequeña Central
Mundial	ONU ¹	< 100 kW	101-2000 kW	2000-10000 kW
Latinoamérica	OLADE ²	< 50 kW	51-500 kW	500-5000 kW

Tabla 1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia.

1 Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial. 2 Organización Latinoamericana de Energía.

Las mini o micro centrales hidroeléctricas, generalmente, se ubican a la orilla del río y son centrales de *derivación*, es decir, sin acumulación o embalsamiento del recurso hídrico. Esto les da la gran ventaja de tener un impacto muy reducido en el medio ambiente, pero no permite el control del caudal o el almacenamiento de la energía.

Según la Asociación Argentina en Energía Eólica, una casa requiere en promedio entre 1 y 1,5 kW de potencia, dependiendo de las instalaciones que posea. Así, en la Tabla 2 dan como ejemplo la potencia requerida por diferentes artefactos:

Artefacto	Potencia	Uso Promedio	Energía Mensual
Iluminación	(Watts)	Diario (h)	Consumida (kWh)
10 Lámparas Incandescentes de 60 W	600	8	144
10 Lámparas Fluorescente Compacta de 20 W	200	8	48
Grandes artefactos			
Heladera c/Freezer (360 l)	200	24	64,8
Horno Microondas	800	1	19,2
Lavavajillas Automático Carga 5 kg. con calentamiento de agua	2500	1	26,25
Climatización			
Aire Acondicionado de 2200 frigorías (2200 kcal/h)	1350	2	60,75
Ventilador Portátil	90	2	5,4
Ventilador de Techo	60	6	10,8
Turbo calefactor (2000 kcal/h)	2400	4	288
Pequeños artefactos			
Lustradora/Aspiradora	800	1	21,6
Cafetera	900	1	21,6
Plancha	1000	1	30
Equipos electrónicos			
Computadora Personal	150	4	18
Impresora	50	0,5	0,75
Impresora Láser	400	0,5	6
Monitor	250	4	30
Televisor Color	100	4	12
Equipo de Audio	80	2	4,8

Tabla 2. Potencia requerida por diversos artefactos del hogar.

(Fuente: <https://argentinaeolica.org.ar/estudios-y-estadisticas/cat/informacion-general>)

En el caso de micro-sistemas, existen modelos que se aplican a las condiciones del lugar o a las posibilidades que existan para su instalación. A su vez, dentro de las energías renovables,

las micro centrales permiten entregar energía eléctrica de *buena confiabilidad* en lugares aislados, con muy *bajo impacto ambiental* e indirectamente *generan conciencia* sobre la utilización eficiente de la energía.

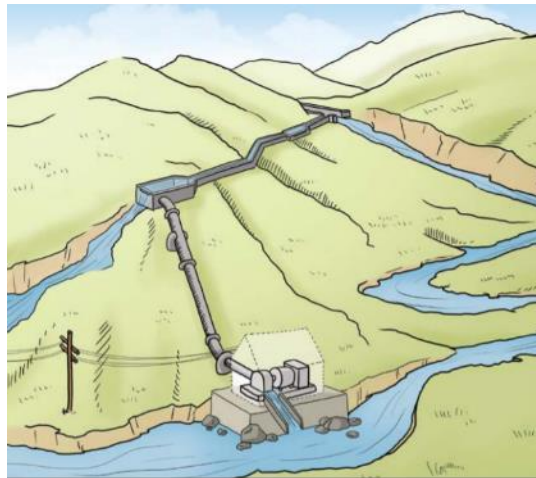


Figura 11. Micro central hidráulica

(Fuente: Fundación Solar, 2012. Centrales hidroeléctricas de pequeña escala, la experiencia de la Fundación Solar en Guatemala).



Figura 12. Micro-Central Vernis.

(Fuente: Escuín, 2011. Energía hidráulica producida en casa).

Dichas micro centrales transforman la energía del agua a través de **diferentes tipos de turbinas**. Las más conocidas para las grandes centrales eléctricas son: *Francis, Kaplan y Pelton*.

Las diferencias entre las máquinas vienen vinculadas al mejor aprovechamiento que se le puede dar al potencial energético del agua para generar energía eléctrica. Cada tipo de turbina solo puede trabajar con caudales comprendidos entre el nominal (para el que el rendimiento es máximo) y el mínimo técnico por debajo del cual no es estable.

La elección de un tipo de turbinas dependerá de las características estimadas de salto y caudal de la zona de emplazamiento y de la potencia que se necesite. En la Figura 13 se muestra un diagrama que presenta las regiones recomendables para los diferentes tipos de turbinas hidráulicas en función de estas características físicas de los cursos de agua.

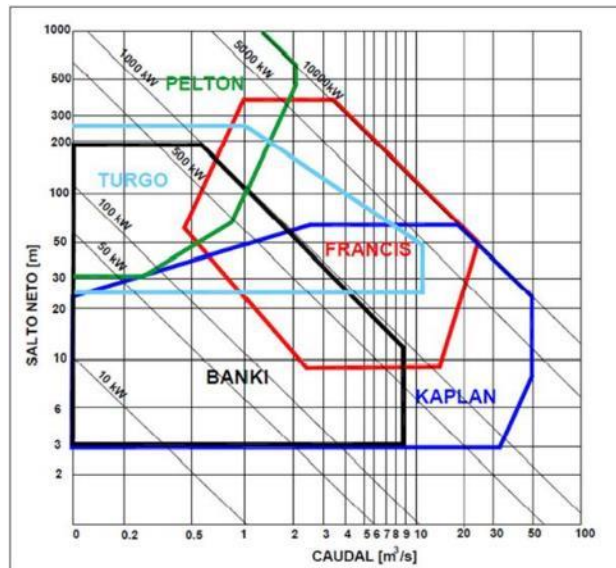


Figura 13. Rango de aplicación de distintos tipos de turbinas.
(Fuente: Fernández Mosconi et al., 2003).

3.2. Metodología

Este trabajo sigue la siguiente metodología:

1. Revisión de *investigaciones previas* y bibliografía disponible para la correcta comprensión y estudio de las turbomáquinas, en especial las turbinas Turgo. Descripción y caracterización de la misma.
2. *Diseño* de la microturbina Turgo conforme a las condiciones ambientales propuestas. Adaptación de bibliografía en el diseño de la máquina deseada.
3. Confección de planos y de un modelo 3D en el programa SolidWorks.
4. Materialización de la turbina e instalación de un prototipo con fines didácticos. Construcción de la turbina por plotters 3D y luego de un banco de prueba.
5. Con la máquina impresa y con diferentes renders y animaciones, se traslada este proyecto a las aulas para visualizar de mejor manera el funcionamiento de las turbomáquinas.

3.3. Generalidades de la Turbina Turgo

3.3.1. Descripción

La **turbina Turgo** fue desarrollada por la compañía Gilkes Energy en el año 1919. Es una turbina de chorro libre y de acción (grado de reacción = 0). La totalidad de la energía potencial será convertida en energía cinética antes de entrar al rodete (el cambio de energía estática al interior del rodete es nulo). Su campo de aplicación se encuentra entre las turbinas Francis y Pelton y sus principales componentes son el rodete y el inyector, muy similar a la turbina Pelton salvo por la forma de sus álabes (la mitad de los álabes Pelton).

El chorro incide en los álabes (generalmente con un ángulo de 20° respecto al plano diametral del rodete), entrando por un lado del disco diametral y saliendo por el otro (este ángulo permite la salida del agua lo más eficiente posible). A diferencia de la Pelton, el diseño de una turbina Turgo permite que el chorro de agua impacte en varias cucharas simultáneamente.



Figura 14. Turbina Turgo.
(Fuente: A. Robinson and J. Scott, 2018.
Development of the Turgo turbine).



Figura 15. Banco de pruebas micro turbina Turgo.

El inyector de la turbina es del tipo Pelton (consta esencialmente de una tobera y de una válvula de aguja) que proyecta un chorro de agua inclinado respecto al eje del Rodete. El ángulo varía de 15 a $22,5^\circ$ para garantizar la eficiencia en el caso de las grandes turbinas.

En esta turbina la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de una tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el caudal, constituyendo el conjunto el órgano de alimentación y de regulación de la turbina. Como la energía cinética del agua del chorro decrece con la distancia al orificio de salida, conviene colocar los inyectores lo más cerca posible del rodete.



Figura 16. Turbina Turgo.
(Fuente: Mohaded, 2018. Turbina hidráulica para generación de energía).

El rodete de la Turbina Turgo se asemeja al de la Pelton, como si al rodete de la Pelton se lo dividiera mediante un plano que pasa por las aristas de las cucharas y sea perpendicular al eje. De modo tal que, para una misma potencia, el rodete Turgo tiene la mitad del diámetro que el de un rodete Pelton y dobla la velocidad específica. El agua ataca a las cucharas en forma tangencial. La dimensión de las cucharas es proporcional al diámetro del chorro, que es función del diámetro de la rueda y a la velocidad específica.

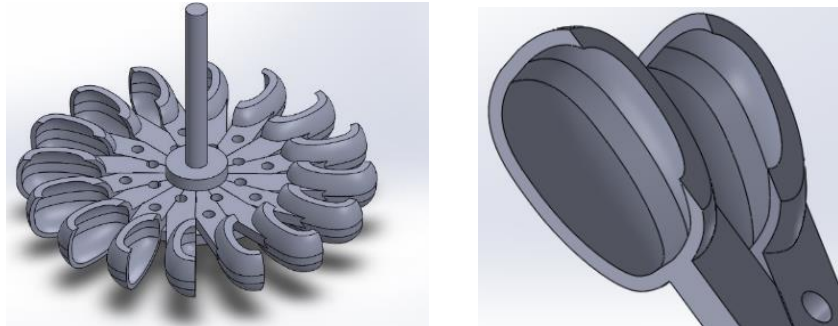


Figura 17. Diseño en SolidWorks del rodete de la turbina Turgo y detalle de su álabe

La Turbina Turgo puede manejar un mayor flujo de agua que el Pelton debido a que el agua que sale no interfiere con las cucharas adyacentes.

La turbina Turgo, al igual que la Pelton, puede disponerse con su eje horizontal o su eje vertical. En el primero de los casos el número de chorros se reduce a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección, sin embargo, la rueda queda más accesible para su inspección, al igual que los inyectoros (su reparación es más sencilla). Con la disposición de eje vertical se facilita la colocación de un mayor número de chorros (4 a 6), incrementando el caudal y la potencia. Además, se acorta la longitud del eje turbina-generator, aunque las máquinas resultan menos accesibles.

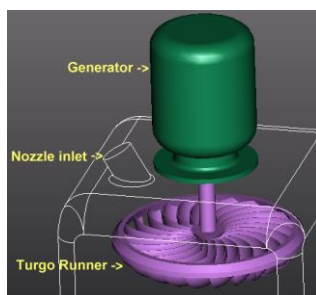


Figura 18. Turbina Turgo eje vertical
(Fuente:

http://en.wikipedia.org/wiki/Turgo_turbine.)

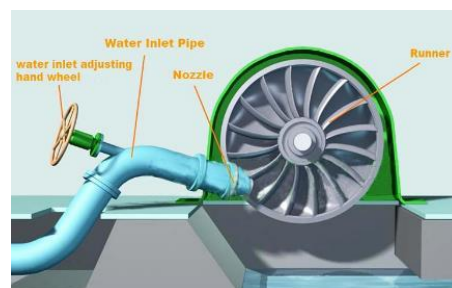


Figura 19. Turbina Turgo eje horizontal

(Fuente: Eternoo Machinery CO).

Tiene varias **ventajas** sobre la turbina Francis y la Pelton en determinadas aplicaciones. El rodete es más barato de fabricar que el de una Pelton y su mantenimiento más sencillo, a su vez, no necesita una carcasa hermética como la Francis ni corre riesgos de cavitación. Dispone de una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo diámetro que una turbina Pelton, lo que conduce a un menor costo en el generador y en la instalación. Si bien lo normal es que el rendimiento en turbinas Turgo sea un poco más bajo que en turbinas Pelton, la literatura señala que el rendimiento de la turbina Turgo es menos sensible a variaciones de caudal (curva de eficiencia más chata).

A diferencia de las turbinas Pelton, el diseño de una turbina Turgo permite que el chorro de agua impacte varias cucharas simultáneamente y a una mayor velocidad. Esto se debe a que la interferencia entre el chorro de salida y el de entrada es menor que en las turbinas Pelton, si se comparan turbinas de igual diámetro de rodete. En las turbinas Pelton las cucharas no remueven el agua de manera rápida, por lo tanto, dicha agua interfiere con el chorro de agua entrante y reduce la eficiencia de la turbina. La turbina Turgo admite un caudal de diseño cercano al doble del de una turbina Pelton, por lo tanto, la potencia en el eje es también cercana al doble. Además, siendo la velocidad de giro mayor, es más factible conectar directamente el eje de la turbina con el generador (sin sistemas de transmisión).

El material de las cucharas o álabes, el diámetro del rodete, el diámetro del inyector y la carga definen la efectividad y la eficiencia general de la turbina. En pruebas de laboratorio, esta turbina, puede alcanzar una eficiencia del 90% pero en plantas hidroeléctricas de 87%. Esta eficiencia generalmente es menor a la de la Pelton (debido a sus álabes menos robustos), pero la turbina Turgo brinda una relación costo-beneficio mejor para cargas medianas o pequeñas. La turbina Turgo se puede instalar en cualquier sitio donde sea aplicable la turbina Pelton, pero no a la inversa. (Ambo Lliví, Chango Merino, 2017)

La construcción de las turbinas Turgo es simple y robusta, lo que hace que la misma necesite un mantenimiento mínimo. Además, estas turbinas son confiables y operan eficientemente en un amplio rango de caudales. Así, las turbinas Turgo son ampliamente utilizadas en micro centrales.

3.3.2. *Funcionamiento*

Para conocer el funcionamiento de una turbomáquina, siempre resulta importante identificar el triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rotor.

Considerando nuestro caso particular de estudio, la Turbina Turgo, se ha superpuesto el diagrama de velocidades del chorro de agua a la entrada y a la salida. En la Figura 20 se observa:

- a. El vector Velocidad Absoluta \mathbf{V} , tangente a la trayectoria del agua a la salida del inyector. La misma posee diversas componentes:
 - i. Una tangente al plano del rodete o componente giratoria \mathbf{V}_u . Califica la Transferencia energética.
 - ii. Una Componente meridional \mathbf{V}_m (normalmente es la velocidad axial, paralela al eje, o radial, perpendicular al mismo). Condiciona el caudal.
- b. En la zona de acción del rotor aparece la velocidad tangencial de los álabes, velocidad de arrastre o velocidad base que se expresa por \mathbf{U} , cuyo vector tiene una dirección tangente al plano del rodete.

- c. La velocidad relativa V_r del fluido respecto al álabe. La misma se puede definir por medio de la ecuación vectorial que liga la velocidad absoluta del fluido V con la velocidad base U , según los principios de la Dinámica, así:

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{V}_r$$

Para las condiciones de diseño los contornos del álabe son líneas de corriente, siendo la velocidad relativa del fluido tangente al álabe. El ángulo que forma esta velocidad relativa (V_r) con la dirección de la velocidad de arrastre del álabe (U), se llama ángulo del álabe y se representa generalmente por la letra griega β .

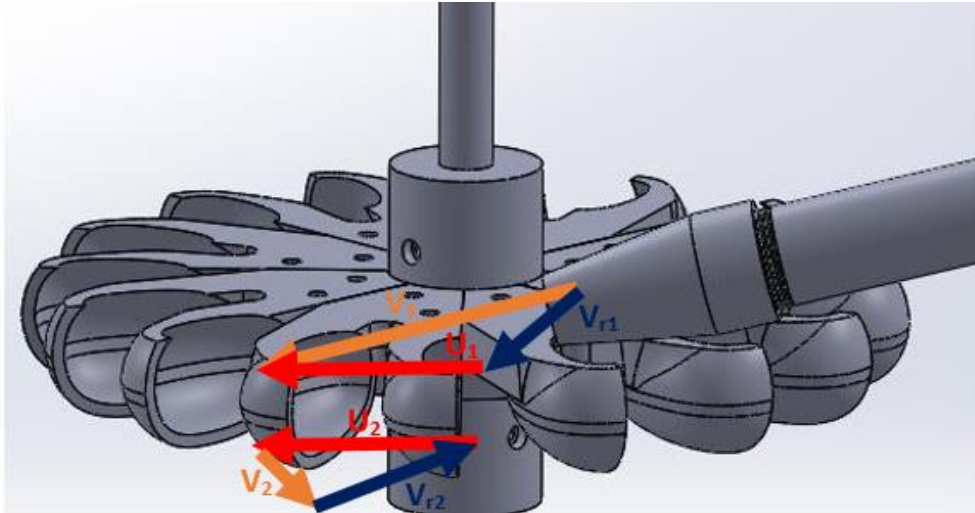


Figura 20. Diagrama de velocidades

Además, es necesario recordar las ecuaciones fundamentales de las turbomáquinas, las ecuaciones de Euler:

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g}$$

$$E = \frac{1}{g}(V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2)$$

La cual es conocida como la **ECUACIÓN DE EULER** para maquinas motrices

En nuestro caso, una Turbina donde $V_{u1} U_1 > V_{u2} U_2$, E expresa la energía o trabajo, por unidad de masa, que se tiene en la flecha como consecuencia de la cesión energética hecha por el fluido.

Donde:

- $\frac{1}{2g}(V_1^2 - V_2^2)$: Representa el cambio de energía cinética transferido por unidad de gasto de masa, por lo que esta componente se la denomina también **carga dinámica**.
- $\frac{1}{2g}[(U_1^2 - U_2^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)]$: Ambos términos representan el cambio en **energía estática o carga estática** perdida por el fluido como consecuencia de su paso por el rotor. En las maquinas que emplean un fluido incompresible

como el agua, la carga estática es solo de presión y posición, fundamentalmente de presión. En este caso, en el que tratamos de una máquina de acción, este término no es representativo.

3.3.3. Óptimo rendimiento

Debido a la poca información disponible en la literatura de las turbinas Turgo, para encontrar su rendimiento óptimo se parte de las condiciones ya conocidas de la turbina Pelton. Así, se considera que la cuchara es atacada constantemente en forma perpendicular por el chorro total (esto no es real ya que las cucharas reciben sólo una fracción del chorro total pero, como $\alpha_1 \sim 0$, la componente de choque es despreciable).

Analizando la turbina Pelton, la velocidad del chorro de agua que impacta en los álabes se descompone en dos partes: velocidad tangencial del rodete (en función de la velocidad angular con la que va a girar el mismo) y velocidad relativa del agua con respecto a dicho movimiento del rodete, ambas en la misma dirección.

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \rightarrow V_1 = U_1 + V_{r1}$$

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2}$$

$$V_{u2} = U - V_{r2} * \cos\beta_2$$

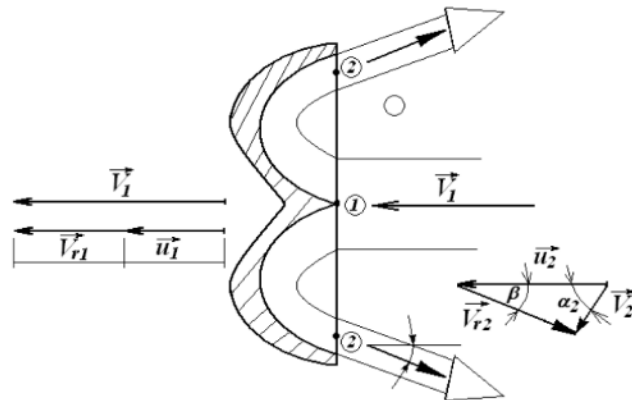


Figura 21. Triángulos de velocidades Pelton.

(Fuente: Ferrada Sepúlveda, 2012. Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para microgeneración).

Una de las principales diferencias en el funcionamiento de la turbina Turgo, en función del de la Pelton, es que se busca que el chorro impacte en varias cucharas simultáneamente. Así, se inclina el inyector alrededor de 20° , haciendo ese ángulo $\alpha_1 \neq 0$, como puede observarse en la Figura 22.

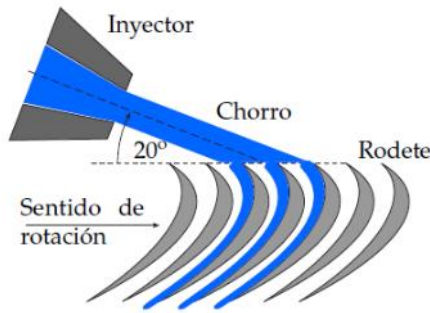


Figura 22. Impacto del chorro sobre turbina Turgo.
(Fuente: Hauser Vavra, 2011. Caracterización de turbina tipo Turgo para microgeneración).

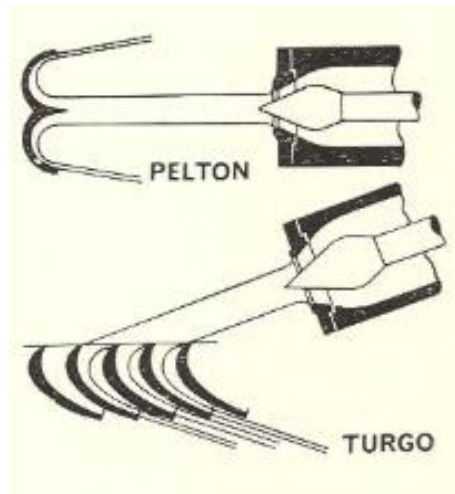


Figura 23. Comparación impacto Pelton y Turgo.
(Fuente: Wilson, 1967. A high speed impulse turbine)

Así, el triángulo de velocidades de la turbina Turgo es diferente al de la Pelton, como puede observarse en la Figura 24.

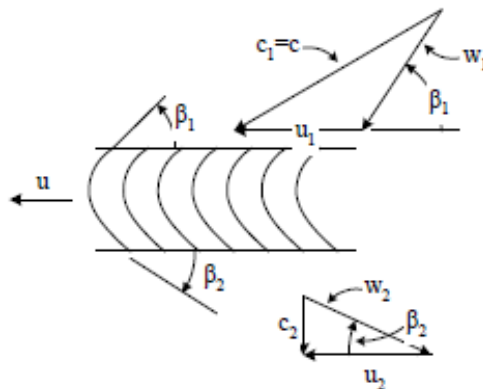


Figura 24. Triángulo de velocidades en el punto de mayor eficiencia.
(Fuente: Anagnostopoulos, 2012. Optimal design and experimental validation of a Turgo Model Hydro turbine).

En las Turbinas de Acción el Grado de Reacción es igual a cero (0), por lo tanto, la carga estática es nula, es decir que se puede demostrar que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante, o sea, $p_1 = p_2 = cte$. En definitiva, a la entrada y salida del rodete gobierna la presión atmosférica. De modo tal que, en este tipo de turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética:

$$\text{Siendo } G_R = 0 \text{ y } U = \text{cte.} \therefore V_{r1} = V_{r2}$$

Debido a las características particulares de la **Turbina Turgo**, en el diseño hidráulico de la misma, se debe modificar el principio de máxima utilización de la energía de las turbinas Pelton (en lo referente a la relación de velocidades). Esto se debe a que el agua no ingresa en forma totalmente paralela al plano longitudinal que contiene al eje como ocurre en una turbina Pelton. Esta modificación traerá aparejada una variación en los ángulos de entrada del fluido, considerados óptimos.

Para toda Turbina Pelton, la ecuación que representa la condición para obtener la máxima utilización de energía es de la forma: $\frac{U}{V_1} = \frac{1}{2}$

Para el caso de la Turbina Turgo se desprende que, para mantener la misma condición, deberá cumplirse la siguiente relación entre las velocidades: $U = \frac{V_{u1}}{2}$

3.3.4. Eficiencia de la turbina Turgo

Los ensayos en turbinas hidráulicas buscan conocer sus cualidades como instrumento de transformación energética, teniendo en cuenta que éstas no siempre operan en las condiciones óptimas de diseño y que es imprescindible conocer la forma en que cambiarán las relaciones de las diferentes variables según sus condiciones de funcionamiento. Además, estudian el impacto que tiene modificar diferentes condiciones de diseño en la eficiencia de la máquina, las mismas pueden ser el diámetro del inyector, ángulo de impacto del chorro, número de álabes, velocidad de giro de la turbina, etc.

La bibliografía disponible para el estudio de la eficiencia de este tipo de turbinas es muy reducida. Esto se debe al poco desarrollo científico profundo sobre este tipo de máquina. Sin embargo, pudieron hallarse estudios diversos al respecto.

En la **Universidad de California Davis**, año 2016, se desarrolló una investigación experimental de este tipo de turbinas. Allí, la eficiencia en laboratorio de una turbina Turgo puede llegar a un 82%, sin embargo, como este tipo de turbinas no ha sido estandarizado, algunas de estas turbinas colocadas “en sitio” reportan una eficiencia total del 40% (el sistema completo de conducción, turbinado y generación). Estas turbinas, al ser importadas, aumentan sus costos considerablemente, y al construirlas por su cuenta, reducen su eficiencia hasta a un 20%. (Fuente: Gaiser, Erickson, Stroeve, Delplanque, 2015)

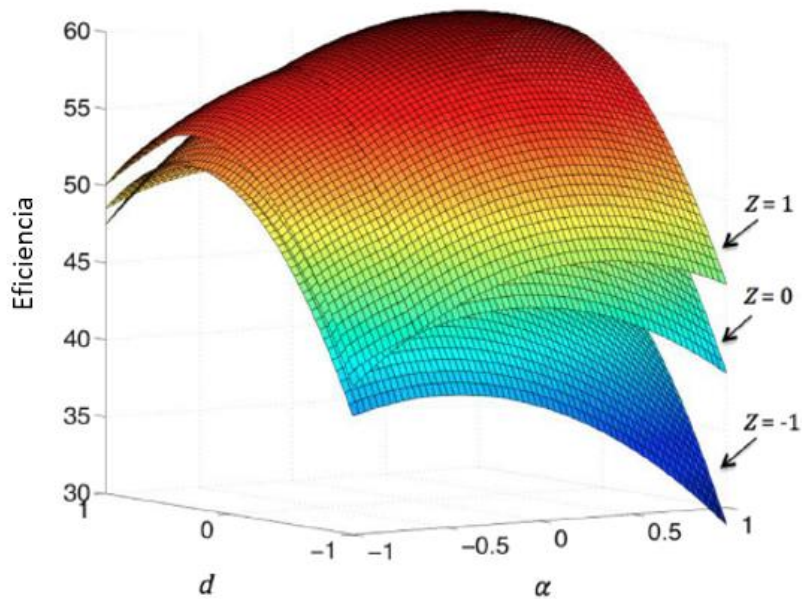
Esta experimentación consistió en variar diferentes parámetros de la turbina para evaluar su impacto en la eficiencia. Los parámetros considerados fueron: diámetro del inyector, ángulo de impacto α , número de álabes, velocidad específica adimensional de los álabes, posición de impacto del chorro, ángulo de álabes β .

Entre los estudios realizados, se evaluó la interacción entre el ángulo del chorro y el número de álabes (cuando el resto de los parámetros permanecen constantes), al aumentar el número de álabes, el ángulo de impacto del chorro debería aumentar para mantener la eficiencia. Mientras mayor sea el ángulo, más espacio para que el agua fluya sin impedimentos.

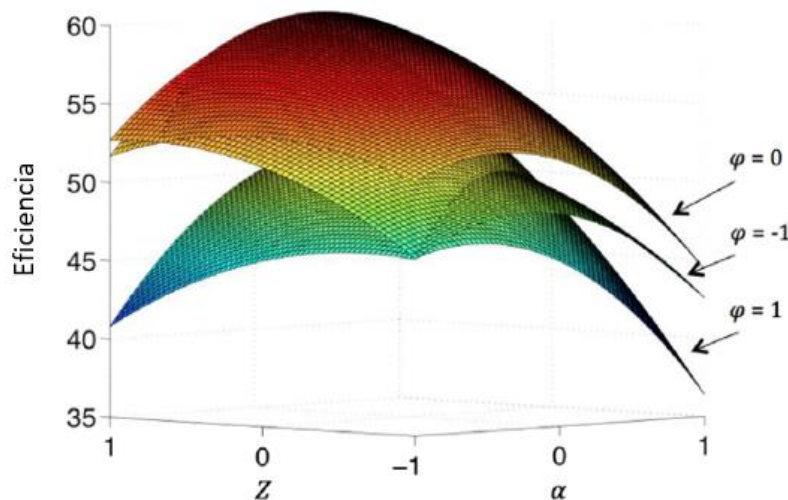
A su vez, el número de álabes y el diámetro del chorro se relacionan de manera inversa, aunque el cambio en eficiencia es mínimo. El ángulo de impacto y el diámetro del chorro también se relacionan proporcionalmente pero igualmente, el cambio de eficiencia es mínimo.

Al aumentar el número de álabes hasta 23, aumenta la eficiencia, sin embargo, al aumentar más se obstruye el paso del agua y disminuye la eficiencia (debería cambiarse la forma y espesor de los álabes). Cambiar la cantidad de álabes afecta la posición radial óptima y el desplazamiento del chorro. Reducir el espesor de los álabes gana en muy poco la eficiencia.

Otra relación que se observó es la velocidad de giro de la turbina y el ángulo de impacto del chorro, mientras la primera disminuye, el ángulo óptimo aumenta, a su vez, mientras más pequeño el ángulo de impacto, mayor la velocidad de giro. A su vez, mientras mayor sea la velocidad, más álabes serán necesarios.



Ángulo del chorro (α) y diámetro del mismo (d) en función del número de álabes Z . $\varphi=0$



Ángulo del chorro (α) y número de álabes (Z) en función de la relación de velocidad (φ). $d=0$

Figura 25. Resultados de la Universidad de California, variaciones de eficiencia.
(Fuente: Gaiser, Erickson, Stroeve, Delplanque, 2015)

Se evaluó también la sensibilidad de la turbina al cambio de ángulo de los álabes (β es el ángulo relativo entre el álabe y el ángulo del chorro, generalmente entre 15 y 20°). En este experimento, ya que la curvatura de los álabes era constante, no pudo evaluarse si el cambio de eficiencia se debía al cambio de ángulo del chorro o del álabe.

Los ángulos de entrada tienen un impacto en la eficiencia de la turbina y al hacer coincidir el ángulo de entrada y los ángulos relativos del flujo mejoran el rendimiento. Además, aumentando la altura radial del chorro aumenta la eficiencia. La forma esférica de la cuchara debería mejorar la eficiencia de la máquina, pero al cambiar la forma debe modificarse el espesor de los álabes.

En la **Universidad de Lancaster**, en Inglaterra (2016), se llevó a cabo otra investigación experimental de la turbina en la que se propuso, especialmente, evaluar la influencia de la forma del álabe en la eficiencia de la turbina. Se modificó el ancho de la cuchara (W), la profundidad (D), la altura (H) y el ángulo de salida, partiendo del diseño original de Gilkes.

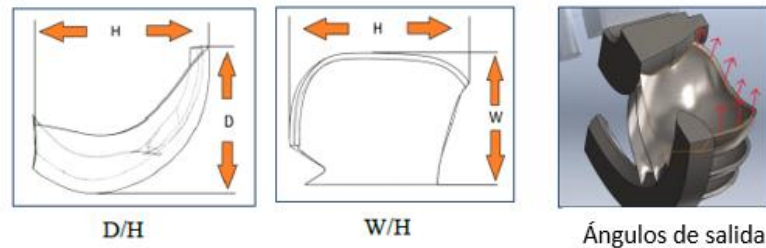


Figura 26. Parámetros de forma del álabe.
(Fuente: Benzon and Aggidis, 2016.)

La mayor eficiencia se notó al aumentar el ancho, disminuir la profundidad y el ángulo de salida. También se dedujo que el ángulo óptimo de salida es independiente de la profundidad de los álabes.

De acuerdo a lo observado, álabes más profundos y anchos necesitan ángulos de salida mayores y son menos eficientes. A su vez, el cambio de forma aumenta la eficiencia un 0,56% y aumenta el torque en el álabe, disminuir un poco el ángulo de salida implica aumentar un 0,5% la eficiencia. Se concluye que la inclinación óptima del chorro es horizontal y que la eficiencia cae gradualmente al ir cambiando la posición, en un sentido o en el otro.

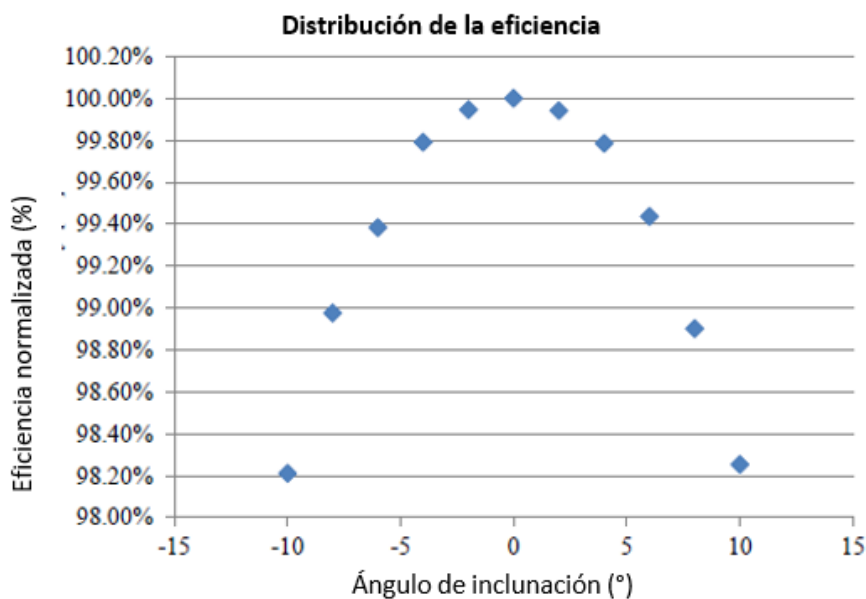


Figura 27. Resultado de medición de eficiencia según inclinación del chorro y ángulo de álabes.
(Fuente: Benzon and Aggidis, 2016.)

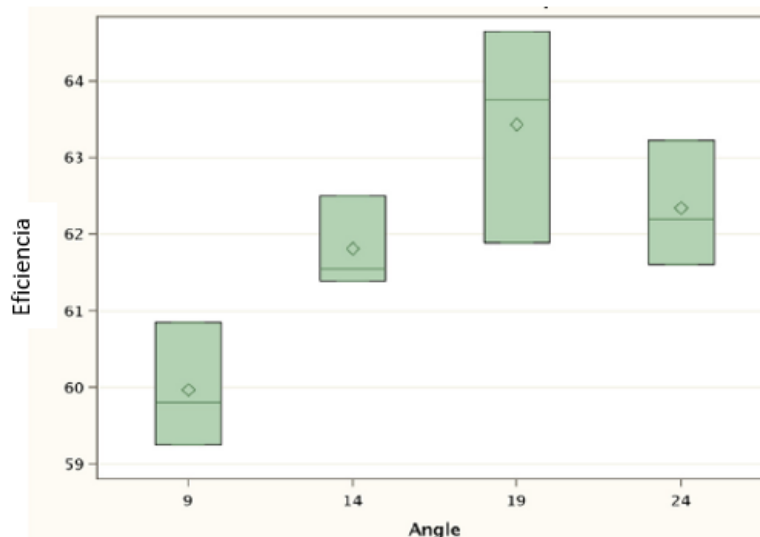


Figura 28. Resultado de medición de eficiencia según inclinación del chorro y ángulo de álabes. (Fuente: Benzon and Aggidis, 2016.)

Se experimentó también la influencia en la eficiencia al agregar chorros. Entre 2 o 3 chorros, la eficiencia máxima es la misma, pero la curva para los 2 chorros es más chata.

Como conclusión, los rodetes optimizados que dieron mejores resultados desde el análisis de elementos finitos concluían con bordes de ataque más finos y sin recubrimiento, esto aumenta la eficiencia alrededor de 2 puntos (las predicciones numéricas son muy similares a las experimentales).

Así, resulta evidente la necesidad de continuar con el estudio de la eficiencia de esta máquina para promover su uso en las micro centrales hidráulicas. Concluimos que los parámetros de mayor importancia son el ángulo del chorro y su relación con el ángulo del álabe, el número de álabes y la velocidad de giro de estos. Un diseño eficiente adapta los mismos a las condiciones ambientales donde se colocará la misma y realiza un estudio costo-beneficio de la complejidad de la máquina según los mayores o menores impactos de cada uno de estos parámetros en la eficiencia.

Se propone, entonces, profundizar en el estudio de la forma más eficiente de los álabes (ángulos, tamaños y espesores), materiales adecuados según costos de construcción, así como la forma más eficiente y económica del inyector (generalmente para la micro hidráulica se reemplaza la válvula aguja por válvulas mariposa que producen grandes pérdidas pero que son considerablemente más económicas y prácticas).

Además, se propone evaluar el impacto de varios inyectores actuando sobre la turbina y sus respectivos ángulos de impacto. Se deberá estudiar el impacto de los diferentes ángulos del chorro en función de los planos axiales, radiales y tangenciales.

3.4. Diseño hidráulico de la turbina

Para el diseño inicial de la turbina se tomó como punto de partida lo desarrollado en el trabajo del alumno Mohaded en el contexto de su práctica supervisada de grado. Así, sabiendo que la turbina transformará la energía potencial de un lugar específico, con parámetros propios, un salto y un caudal, se tomaron los mismos parámetros considerados en el trabajo de referencia:

$$\begin{aligned} Q &= 0,01 \text{ m}^3/\text{s} \\ g &= 9,806 \text{ m/s}^2 \\ H &= 26\text{m} \\ \rho &= 1.000 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Los mismos se utilizan para el cálculo de una potencia y de una potencia útil, que se toma considerando un rendimiento bajo, del 60%, para asumir dicha potencia como la mínima que ingresaría a la red.

$$\begin{aligned} P_t &= \gamma * H * Q = \rho * g * H * Q \\ P_t &= 1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,806 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 26\text{m} * 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 2,55\text{kW} \\ P_u &= 0,60 * 2,55\text{kW} = 1,53\text{kW} \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta las condiciones óptimas de funcionamiento, recientemente mencionadas, se procede al diseño de la turbina. Partiendo de la *velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector* que, para una máquina de acción está dada por la ecuación de un orificio:

$$V_1 = K_c * \sqrt{2 * g * H}$$

Donde K_c es el coeficiente de velocidad a la salida del inyector debido a pérdidas en el mismo. El mismo oscila entre 0,97 y 0,99 (en nuestro caso se toma 0,97). (Fuente: **Mohaded**, 2018. Turbina hidráulica para generación de energía).

Analizando los triángulos de velocidades y aplicando el principio de máxima utilización y el teorema del coseno resulta:

$$V_{r1}^2 = V_1^2 + U_1^2 - 2 * V_1 * U_1 * \cos\alpha_1$$

Considerando la condición de óptimo rendimiento para la turbina Turgo antes mencionada, operando y posteriormente agrupando términos, obtenemos:

$$\begin{aligned} V_{r1}^2 &= V_1^2 + \left(\frac{V_{u1}}{2}\right)^2 - \frac{2 * V_1 * V_{u1}}{2} * \cos\alpha_1 \\ V_{r1}^2 &= V_1^2 + \left(\frac{V_1 * \cos\alpha_1}{2}\right)^2 - \frac{2 * V_1 * V_1 * \cos\alpha_1}{2} * \cos\alpha_1 \\ V_{r1}^2 &= V_1^2 \left[1 - \left(\frac{3}{4} * \cos\alpha_1^2\right)\right] \end{aligned}$$

Cumpléndose lo siguiente:

$$\begin{cases} V_{m1} = V_1 * \sin\alpha_1 \\ V_{m1} = V_{r1} * \sin\beta_1 \end{cases}$$

Relacionando las ecuaciones anteriores, se puede despejar el valor del ángulo:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} * \cos \alpha_1^2}}$$

Así, el valor de ambos ángulos se encuentra relacionado. Teniendo en cuenta que, en el diseño hidráulico del rotor, el *ángulo β_1 influye en la orientación de los álabes*, es conveniente tratar de utilizar valores que faciliten dicha construcción. En función de la bibliografía, se adopta un ángulo **α_1 de 16, 102°** con lo que se obtiene un ángulo **β_1 de 30°**.

A partir del triángulo de velocidades y aplicando el teorema del Seno, tenemos:

$$\frac{V}{\sin \beta_1} = \frac{V_{r1}}{\sin \alpha_1}$$

Luego:

$$V_{r1} = \frac{V_1 * \sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$$

Así se obtiene:

$$V_1 = 0,97 * \sqrt{2 * 9,806 * 26} = 22,904 \text{ m/s}$$

$$V_{u1} = V_1 \cos \alpha_1 = 21,044 \text{ m/s}$$

$$V_{a1} = V_1 \sin \alpha_1 = 6,075 \text{ m/s}$$

$$V_{u1} - U_1 = \frac{V_{a1}}{\tan \beta_1} = \frac{6,075}{\tan 30^\circ} = 10,522 \frac{\text{M}}{\text{S}}$$

$$U_1 = 21,044 - 10,522 = 10,522 \text{ m/s} = V_{u1}/2$$

$$V_{r1} = \frac{22,904 * \sin 16,102^\circ}{\sin 30^\circ} = 12,150 \text{ m/s}$$

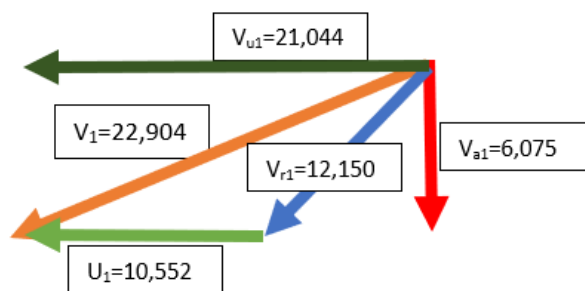


Figura 29. Triángulo de velocidades de entrada

Para relacionar el triángulo de velocidades de entrada con el de salida se considera en primer lugar que la velocidad de giro de los álabes, la velocidad tangencial U , es constante (la misma depende del número de revoluciones y del diámetro, ambos constantes entre la entrada y la salida del agua), es decir:

$$U_1 = U_2 = 10,627 \text{ m/s}$$

A su vez, sabiendo que el caudal entre la entrada y la salida es el mismo, la velocidad relativa del agua, que es la que da el caudal entre la entrada y la salida, debe ser igual, es decir:

$$V_{r1} = V_{r2} = 12,225 \text{ m/s}$$

Se calcula con la ecuación de Euler el resto de las componentes del triángulo de velocidades considerando que el ángulo de salida de álabes óptimo es $\beta_2 = 10^\circ$:

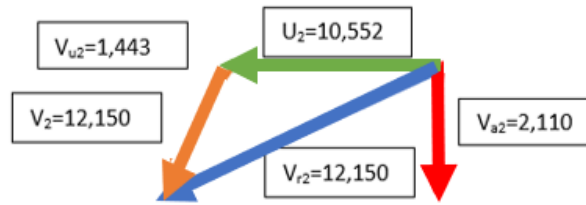


Figura 30. Triángulo de velocidades de salida

$$V_{u2} = 12,150 * \cos 10^\circ + 10,522 = -1,443 \text{ m/s}$$

$$V_{a2} = 12,150 * \sen 10^\circ = 2,110 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \sqrt{2,11^2 + (-1,443)^2} = 2,556 \frac{m}{s}$$

Como conocemos la ecuación de Euler:

$$H = \frac{1}{g} (V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2) = \frac{U}{g} * (V_{u1} - V_{u2})$$

Se evalúa entonces la exactitud de los cálculos y se observa que el error es de un 7% debido a todas las suposiciones y redondeos que se dieron alrededor del cálculo. Dicho error es aceptable.

$$\frac{\frac{U}{g} * (V_{u1} - V_{u2})}{H} = 92,81\%$$

Así, se resumen los valores de las diferentes componentes de velocidad:

	Entrada		Salida
U1	10,522	U2	10,522
Vr1	12,150	Vr2	12,150
Vu1	21,044	Vu2	-1,443
Va1	6,075	Va2	2,110
V1	21,904	V2	2,556
β_1	30°	β_2	10°
α_1	16,102°	α_2	55,627°

Tabla 3. Componentes de velocidad

3.4.1. Diseño del inyector de la turbina.

La tubería que conecta la fuente de agua con la turbina termina en un inyector que tiene forma cónica y una aguja de cierre que permite regular el caudal de ingreso. Así, la función del inyector es regular el caudal, así como convertir la energía potencial en energía cinética que

generará el movimiento del rodete de la turbina. La dirección del chorro que impactará el rodete estará entonces dada por el inyector.

Entonces, este dispositivo contiene una aguja de cierre, cuyo movimiento disminuye o aumenta la apertura de la boquilla y con esto el caudal. El movimiento de esta aguja se logra mediante un mecanismo de control.

Los inyectores de la Turbina Turgo (al igual que en toda Turbina Pelton) están formados por un codo de sección circular el cual decrece en forma progresiva, un tramo recto de sección circular donde se monta una aguja con cabeza en forma de bulbo y una boquilla que orienta el flujo de agua en forma tangencial al rodete.

Para facilitar la regulación es conveniente diseñar el inyector de manera que exista proporcionalidad entre la potencia de la Turbina y la traslación x de la aguja, medida a partir de la obturación total de la tobera. Suponiendo, como sucede en la realidad que K_{c1} (coeficiente de velocidad de la tobera) no varía sensiblemente con el caudal, la potencia será proporcional al caudal y este a la sección de paso A de la tobera normal al flujo (siendo x el avance de la aguja para que se cumpla la proporcionalidad indicada).

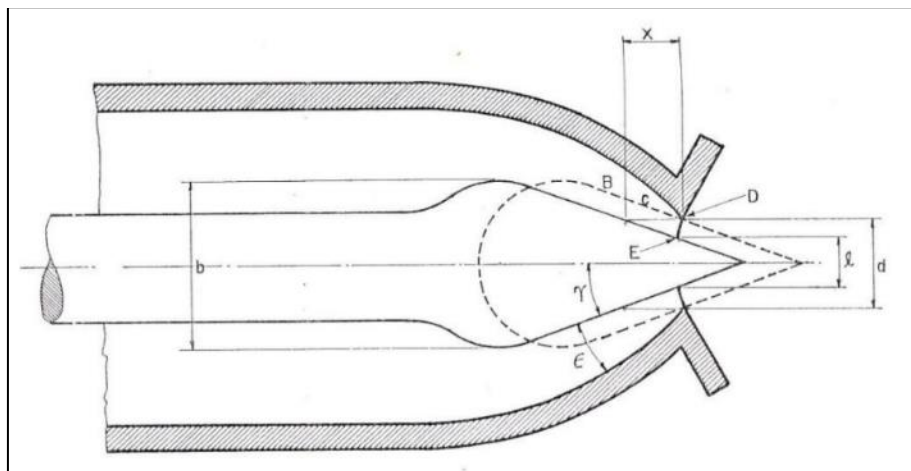


Figura 31. Detalle del inyector para una turbina Pelton o Turgo.
(Fuente: **Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW)

Las dimensiones del inyector están en función de la velocidad inicial deseada, que se calcula con la fórmula del orificio (antes calculada), de la cantidad de chorros propuestos ($z=1$ en este caso). Así, se despeja el diámetro del chorro deseado:

$$\frac{Q}{z} = V_1 * A = \frac{[K_c * \sqrt{2 * g * H}] * \pi * d_0^2}{4} \rightarrow d_0 = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * z * K_c * \sqrt{2 * g * H}}} = 25mm$$

Redondeando el valor del diámetro del chorro, se re calcula el caudal nominal necesario para garantizar con este tamaño de tobera, la velocidad especificada:

$$Q = \frac{V_1 * \pi * d_0^2}{4} = 21,904 \frac{m}{s} * \pi * (0,025m)^2 = 0,0108 \frac{m^3}{s}$$

El diámetro calculado d_o es el diámetro del chorro. El mismo se encuentra afectado por el coeficiente de contracción supuesto ($C_c = 0,8$).

$$d = \frac{1}{C_c} * d_o = 1,25 * d_o = 31mm$$

Se obtiene desde la bibliografía la Tabla 4 donde se detallan las dimensiones de los elementos de la tobera en función del diámetro del chorro.

Proporciones de la Tobera en función del Diámetro d_o del chorro

a	1,42 d	0,0355	[m]	b	3,25 d	0,08125	[m]
α_o	$40^\circ < \alpha_o < 60^\circ$	45	[°]	d_2	4,5 d	0,1125	[m]
d_t	1,1 d	0,0275	[m]	l	6 d	0,15	[m]
x	0,5 d	0,0125	[m]	r	15 d	0,375	[m]
d_v	0,58 d	0,0145	[m]	d_1	2,5 d	0,0625	[m]

Tabla 4. Dimensiones del inyector.

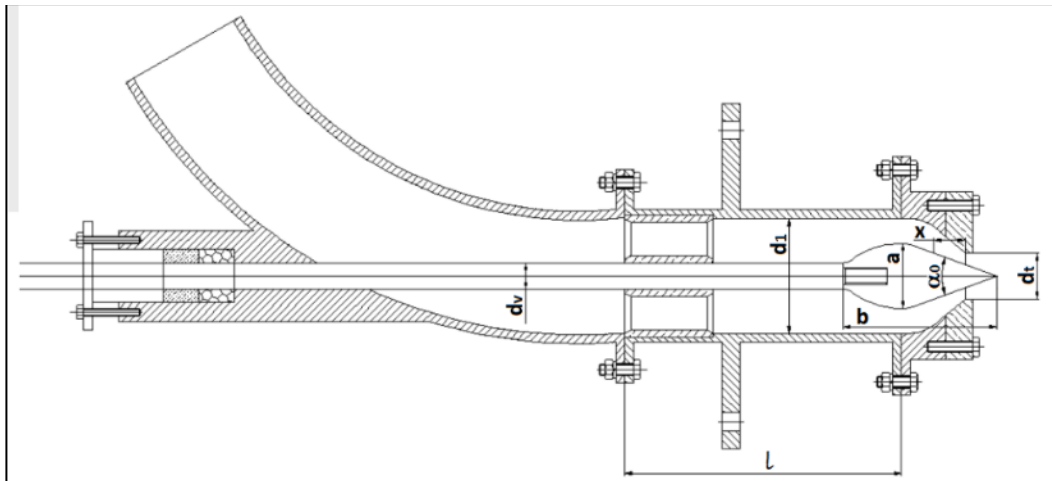


Figura 32. Dimensiones del inyector.

(Fuente: **Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW).

3.4.2. Diseño del rotor de la turbina

El componente central de las turbinas hidráulicas es el rodete móvil o rotor. El mismo está conformado por álabes que cambian su forma y definen el tipo de turbina. En el caso de la turbina Turgo, hablamos de un disco donde van vinculados los álabes tipo cucharas sobre los cuales actúa el chorro proveniente del inyector.

El tamaño y número de álabes dependen de las características de la instalación y de la velocidad específica n_s . Cuanto menor sea el caudal y mayor la altura del salto, menor será el diámetro del chorro. Las dimensiones de los álabes vienen ligadas directamente por el diámetro del chorro.

Así, para definir las propiedades físicas del rotor es necesario definir el número óptimo de cucharas, su orientación y su forma (como ya se estudió en apartados anteriores que tienen una gran influencia en la eficiencia de la máquina hidráulica).

i. Álabe

Para dimensionar los álabe, se toma la bibliografía que, en función del diámetro del chorro, se define la forma y los parámetros del álabe. Se tiene en cuenta también un factor de eficiencia elegido.

Las características hidráulicas antes mencionadas definirán la parte interior del álabe, mientras que, teniendo en cuenta los esfuerzos que se generarán sobre las cucharas, es decir, la resistencia al empuje máximo generado por el chorro cuando la turbina está parada, y la fuerza centrífuga máxima cuando el rodete se embala, definirán la forma exterior y el espesor del álabe.



Figura 33. Diseño álabe turbina Turgo.

ii. Diámetro del rodete.

La velocidad tangencial de los álabe se define según la siguiente ecuación:

$$U = \omega * R = \frac{2 * \pi * N}{60} * \frac{D}{2} \rightarrow D = \frac{60 * U}{\pi * N}$$

Siendo ω la velocidad, R el radio, N el número de revoluciones por minuto y D el diámetro del rodete como se muestra en la Figura 34:

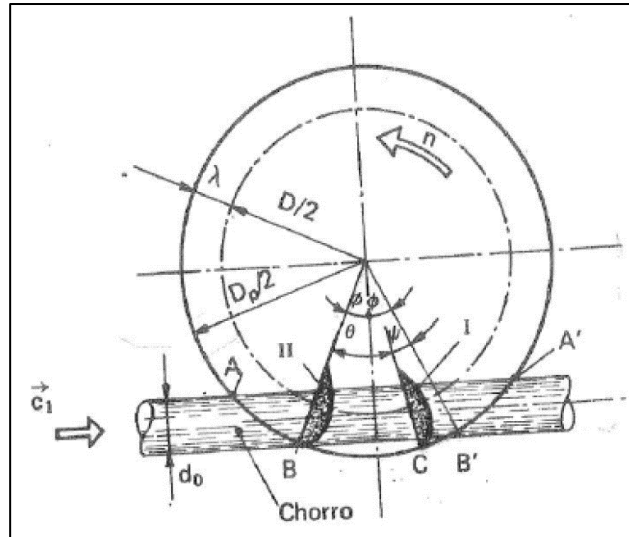


Figura 34. Esquema del diámetro del rodete.

(Fuente: **Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW).

Para definir el número de revoluciones óptimo, se hace uso de un número adimensional según la bibliografía (δ), cuyo significado es la relación existente entre el diámetro medio del rodete (D) y el diámetro de la sección transversal del chorro (d_0), que nos será de utilidad en el proceso de cálculo.

$$\delta = d_0/D$$

Variación del rendimiento de las turbinas de impulso con la relación de diámetros				
Relación de diámetros δ	1/6,5	1/7,5	1/10	1/20
Rendimiento total η_{tot} (%)	82	86	89	90

Tabla 5. Rendimiento en función de número adimensional δ .

(Fuente: **Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW).

Se opta por una relación $\delta = 1/10$, siendo la óptima para la turbina Pelton, y así $\eta_t = 0,89$. Se define número específico de revoluciones y la velocidad específica adimensional con las siguientes fórmulas:

$$n_s = 576 * K_u * K_c * \sqrt{\eta_t} * \sqrt{z} * \delta \rightarrow n_s = 238 * \sqrt{z} * \delta$$

$$n_0 = 2,98 * K_u * K_c * \sqrt{z} * \delta = 1,31 * \sqrt{z} * \delta$$

Siendo K_u el coeficiente de velocidad periférica que oscila entre 0,44 y 0,47 y tomamos en este caso un punto medio, 0,46. ($K_c = 0,97$ antes mencionado).

Con la relación elegida δ se calculan estos números:

$$n_s = \frac{238 * 1}{10} = 23,80; n_0 = \frac{1,31 * 1}{10} = 0,13$$

A partir de las definiciones de estos números específicos se obtiene el número de revoluciones y el diámetro del rodete.

$$n_s = \frac{N * (Pa)^{1/2}}{(H)^{5/4}} \rightarrow N = \frac{n_s * (H)^{5/4}}{(Pa)^{1/2}} = \frac{23,80 * (26m)^{5/4}}{(2,052CV)^{1/2}} = 975,5rpm$$

$$D = \frac{60 * U}{\pi * N} = \frac{60 * 10,522 m/s}{\pi * 975,5rpm} = 21cm$$

iii. Número de álabes

Según la bibliografía y para simplificar los cálculos se supone que la arista de entrada al álabe es una recta paralela al eje de rotación y que el chorro es un cilindro con líneas de flujo de velocidad constante V_1 .

Por geometría, podemos definir el paso angular entre álabes en función del número de álabes, como se observa en la Figura 34:

$$\theta = \frac{2 * \pi}{z}$$

En la misma figura, se observa cómo el álabe II, en el momento en que su punta toca el extraño inferior del chorro, en el punto B, la componente tangencial de la trayectoria del chorro corta al diámetro D_p , al igual que el punto B' para el álabe I. Se define el diámetro D como el formado por el centro de masa de los álabes. Así, el ángulo φ es el formado por el borde del álabe con el eje vertical de la figura:

$$\cos\varphi = \frac{\frac{D + d_0}{2}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{\frac{D + d_0}{2}}{\frac{D}{2} + \lambda}$$

También, definimos a la distancia entre el diámetro de la punta de los álabes D_p y el diámetro del centro de masa como λ , como una proporción del diámetro del chorro.:

$$\lambda = \frac{D_p - D}{2} = k * d_0 \rightarrow k = \frac{\frac{1}{2} * D_p * D}{d_0} = cte.$$

Reemplazando y operando:

$$\cos\varphi = \frac{\frac{D + d_0}{2}}{\frac{D}{2} + k * d_0} = \frac{\frac{1}{2} * (D + d_0)}{\frac{1}{2} * (D + 2 * k * d_0)} = \frac{\frac{(D + d_0)}{D}}{\frac{(D + 2 * k * d_0)}{D}} = \frac{(1 + \delta)}{(1 + 2 * k * \delta)}$$

$$\rightarrow \varphi = \cos^{-1} \frac{(1 + \delta)}{(1 + 2 * k * \delta)}$$

La partícula de agua que se encontraba en B justo antes de que la punta del álabe II llegara a B, no pudo ser desviada por éste, y habrá de ser desviada por el álabe precedente I, a fin de que su energía no se pierda; dicho de otro modo, la punta del álabe I se habrá de encontrar en un punto C tal que dicha punta tarde en llegar a B' (o en recorrer el arco CB'), el mismo tiempo τ_0 que tardaría una partícula de fluido no desviada en recorrer en línea recta la distancia BB'. La condición límite se expresará así:

$$\theta = 2 * \varphi - \psi (\text{El paso angular})$$

$$t = \frac{D}{2} * (2 * \varphi - \psi) (\text{paso circunferencial})$$

En una cuerda:

$$dl = r * d\theta$$

$$\tau_0 = \frac{BB'}{V_1} = \frac{\psi}{\omega}$$

El ángulo φ es conocido, bastará calcular Ψ . Con trigonometría:

$$\text{sen}\varphi = \frac{\frac{BB'}{2}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{\frac{BB'}{2}}{\frac{D}{2} + \lambda} \rightarrow \frac{\text{sen}\varphi * (D + 2 * k * d_0)}{V_1} = \frac{\psi}{\frac{2 * U_1}{D}}$$

$$\psi = \frac{2 * U_1}{D} * (1 + 2 * k * \delta) * \text{sen}\varphi$$

Por otra parte, sabemos que: $\text{sen}^2\varphi + \text{cos}^2\varphi = 1 \rightarrow \text{sen}\varphi = \sqrt{1 - \text{cos}^2\varphi}$

Reemplazando y operando, llegamos a la siguiente conclusión:

$$\psi = \frac{2 * U_1}{V_1} * \sqrt{(1 + 2 * k * \delta)^2 - (1 + \delta)^2}$$

Así, se define el diámetro de la punta de los álabes junto con el paso entre los mismos y el número de cucharas:

$$D_p = D + 2f = 0,21m + 2 * 0,031m = 27,25cm$$

$$k = \frac{\frac{1}{2} * 27,25cm - 21cm}{2,5cm} = 1,25$$

$$\varphi = \cos^{-1} \frac{1 + \frac{1}{10}}{1 + \frac{2 * 1,25 * 1}{10}} = 30,41^\circ$$

$$\psi = \frac{2 * 10,522 \frac{m}{s}}{21,904 \frac{m}{s}} * \sqrt{\left(1 + \frac{2 * 1,25 * 1}{10}\right)^2 - \left(1 + \frac{1}{10}\right)^2} = 36,16^\circ$$

$$\theta = 2\varphi - \Psi = 2 * 30,41^\circ - 36,16^\circ = 24,66^\circ$$

$$\theta = \frac{2\pi}{z} \therefore z = \frac{2\pi}{\theta} = \frac{360^\circ}{24,66^\circ} \cong 14,60 \text{cucharas}$$

La cantidad de álabes necesarios es de 15 cucharas. Sin embargo, siendo una máquina tan pequeña y buscando abulonar los álabes al disco del rodete, se deberán construir números pares de cucharas para el correcto funcionamiento de la máquina. Así, se propone utilizar 16 cucharas con un paso de 22,5°.

En la 0 se han acotado las dimensiones del álabe en función del diámetro del chorro.

B	1,50 d	3,75	[cm]	f	1,25 d	3,125	[cm]
L	$2,5 d < L < 2,8 d$	6,25	[cm]	β_1	calculado	30	[°]
D	0,8 d	2	[cm]	M	1,2 d	3	[cm]

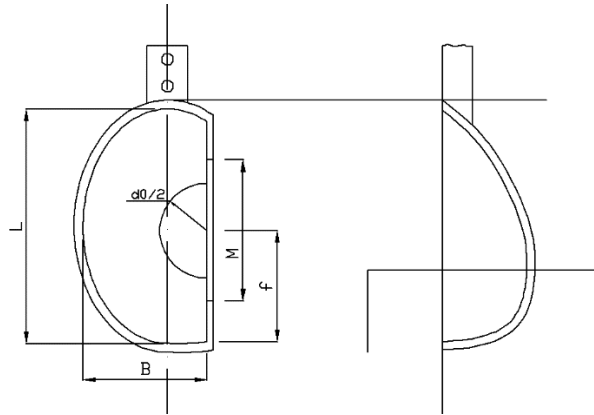


Tabla 6. Dimensiones de la cuchara.

(Fuente: **Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW).

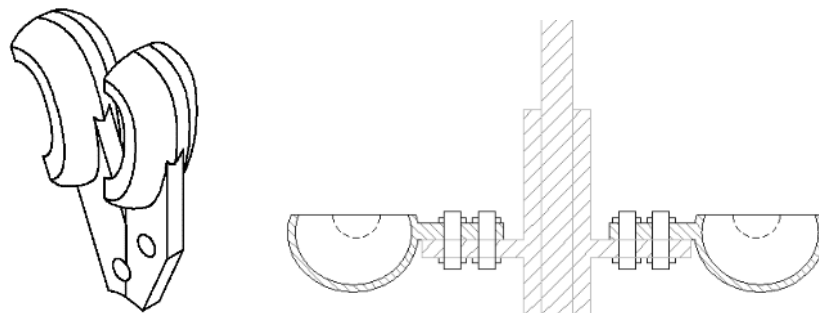


Figura 35. Diseño final álabes turbina Turgo según dimensiones calculadas.

iv. Eje

Se propone un eje de 35 mm de diámetro según las condiciones antes dispuestas para la transferencia de energía. El mismo será de acero tratado superficialmente para evitar el desgaste, en especial en contacto con los retenes, y a su vez los efectos del agua.

v. Chaveta

La chaveta debe permitir la transmisión de potencia entre los elementos unidos, esto implica dos posibles mecanismos de fallo: fallo por cizallamiento y fallo por aplastamiento. El procedimiento de dimensionado consiste en la selección de la sección de la chaveta a partir del diámetro del eje, utilizando las tablas que proporciona la norma. Se eligió la chaveta de 10x8 para la unión entre el eje y la polea mayor, y una de 6x6 para la unión entre la polea menor y el alternador.

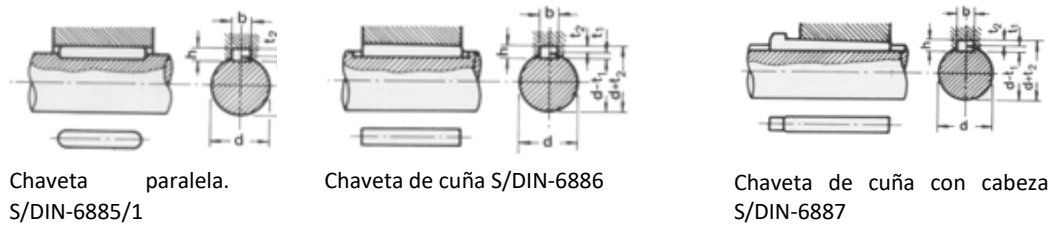


Figura 36. Chavetas según norma DIN 6885/1 – 6886 - 6887.

Ø eje d mm desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. Adm. (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2			4,7	30-50

Tabla 7. Dimensiones de chaveteros y chavetas elegidas según Normas DIN 6885/1 – 6886 - 6887.

Para el caso de la chaveta que une el eje de la turbina con el de la polea mayor, las dimensiones serán: 10x8. Para aquella que une la polea menor con el alternador, las dimensiones serán: 6x6.

3.4.3. Proyecto del Alternador

i. Selección de los rodamientos

Se procede a continuación a la selección de los rodamientos o rulemanes. Debido a la ausencia de cargas axiales sobre el eje de la turbina en la parte superior del mismo, se adopta el uso de rodamientos de rodillos cilíndricos, ubicados dentro del porta ruleman. En la parte inferior del eje, existen cargas axiales por lo que se adopta el uso de un ruleman axial a bolas.

Se adoptan rulemanes normalizados y se fabrican los porta rulemanes conforme a las necesidades mínimas de los mismos. La selección se realiza de un catálogo comercial tipo en función del diámetro adoptado del eje.

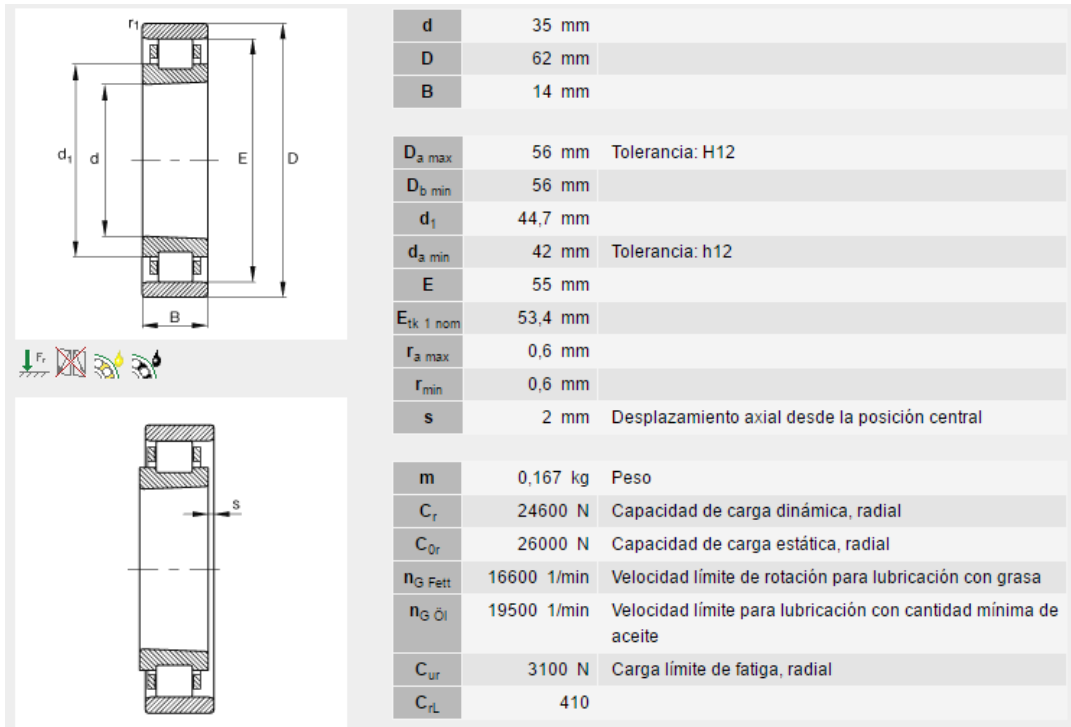


Figura 37.

Ruleman de rodillos cilíndricos. Catálogo comercial SKF.

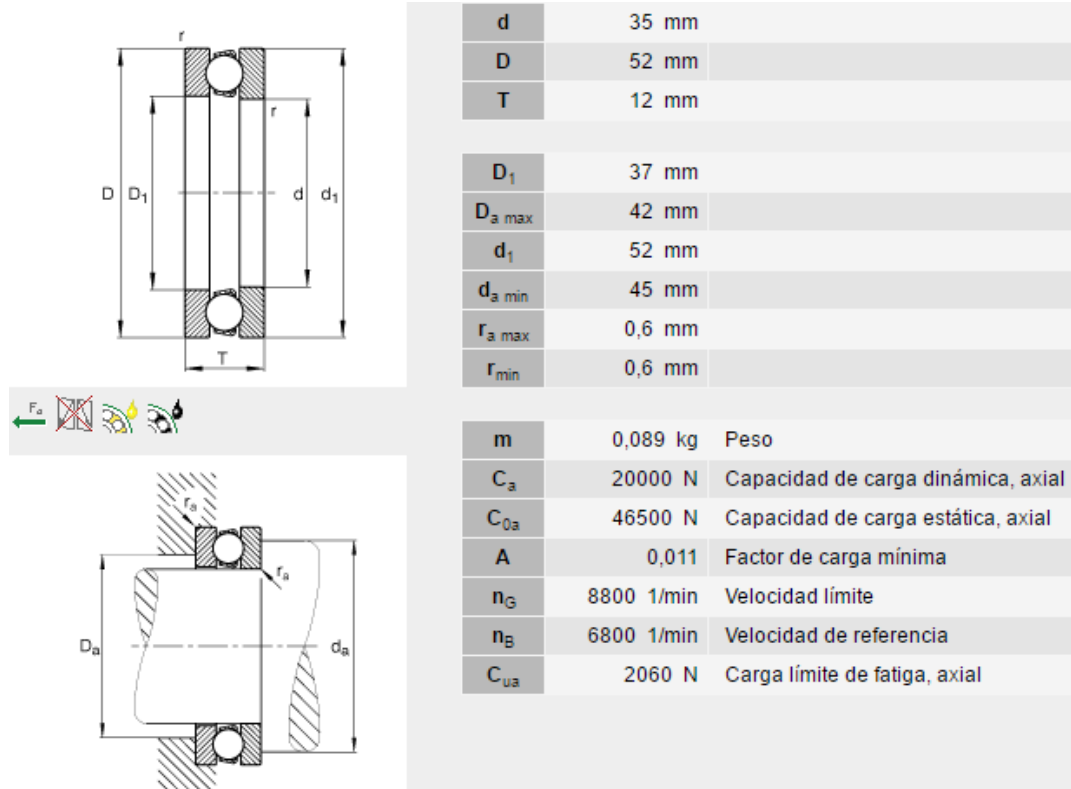


Figura 38.

Ruleman axial a bolas Catálogo comercial SKF.

A su vez, se seleccionan los retenes a colocar para evitar el ingreso de agua a los rulemanes y sistemas de poleas. Esta selección se realiza también conforme al diámetro del eje y el diámetro exterior del ruleman.

RTV-916^a	35	62	5
RTV-917	35	62	6
RTV-918	35	62	7

RTV-919	35	62	8
RTV-920	35	62	10

Tabla 8. Ruleman de rodillos cilíndricos. Catálogo comercial SKF.

RTV-903	35	52	6
RTV-904	35	52	7
RTV-905	35	52	8
RTV-906	35	52	10
RTV-906A	35	52	12

Tabla 9. Ruleman axial a bolas. Catálogo comercial SKF.
(Fuente: <http://www.skf.com/ar/index.html>)

ii. Cálculo de la correa de acople

Se selecciona un alternador de 3 KVA con una velocidad de 1500 rpm. A continuación, se efectúa el dimensionamiento de las correas de vinculación entre ambas máquinas considerando el tipo de funcionamiento y las características de la misma. (Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf).

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (C1) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado. Para este caso particular de acoplamiento a generadores el coeficiente resulta de 1,20.

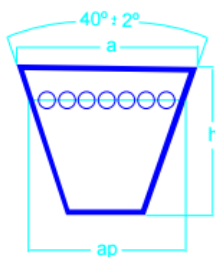
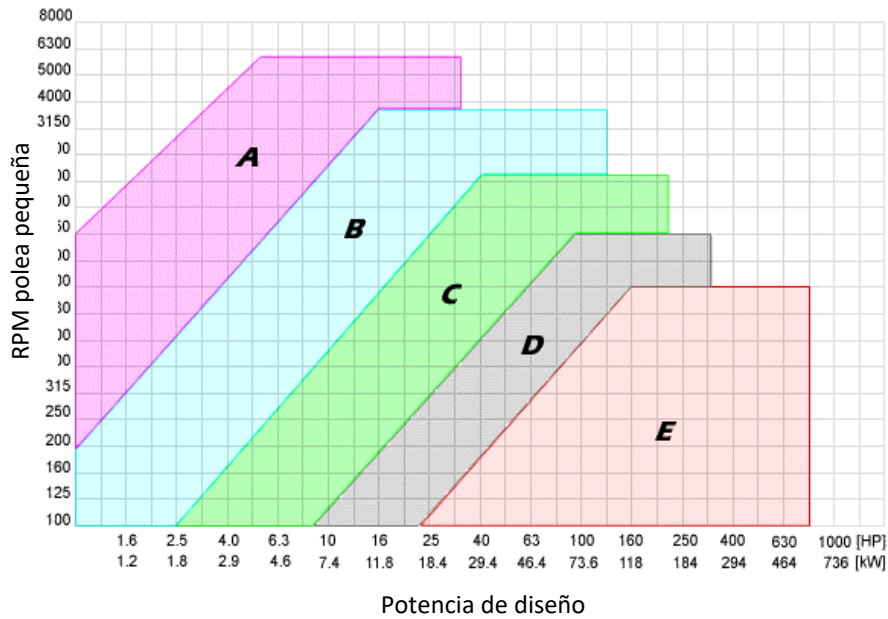
Con la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido se consulta el gráfico de la Figura 39 en el cual se aprecian las 5 secciones más típicas de las correas, cada sección como una zona de un color particular.

Para ingresar a la Figura 39 se utilizan los siguientes datos:

- Potencia: $1,53 \text{ kwatt} / 0,735 = 2,08 \text{ HP}$.
- Potencia corregida: 2,50 HP
- Revoluciones por minuto = 3.000 rpm.

Con los datos anteriores se adopta como solución correas del tipo "A".

Gráfico de selección del perfil de correa



a Ancho base superior.
h Altura o espesor.
ap Ancho primitivo.

Sección	a mm	h mm	ap mm
Z	10	6	8.5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

Figura 39. Gráficos de secciones de correas comerciales y sus referencias.
(Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf)

Conociendo la sección a utilizar se procede a obtener la relación de transmisión entre ejes "i". Se define como relación "1:i" a la razón entre las velocidades del eje rápido dividido por el eje lento. Considerando que la velocidad de giro de la turbina resulta de 975,5 rpm la relación de diámetros de las poleas será:

$$K = \frac{n_2}{n_1} = \frac{3.000}{975,5} = 3,07 = \frac{D}{d}$$

Donde: n_2 = Revoluciones por minuto de la polea motriz

Con la relación anterior se determina la relación de diámetros primitivos de las poleas. El diámetro de la polea del alternador (d) se establece en 90 mm, por lo tanto, el diámetro de la polea de la turbina resulta de:

$$D = d * 3,07 = 90 * 3,07 = 276,3mm$$

Se utilizará entonces una polea de diámetro primitivo de 190 mm.

A continuación, se determina la distancia entre los ejes de las poleas con el siguiente criterio:

$$l \geq \frac{(k + 1)d}{2} + d = 0,191m$$

La longitud de la correa, para ello se utiliza la siguiente expresión:

$$L = 2l + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4l}$$

Donde: L = Longitud de la correa (m); l = Distancia entre ejes (m), se adopta de 36,25 cm;
D, d = Diametros primitivos de poleas mayor y menor respectivamente (m).

$$L = 2 * 0,3625 + 1,57 * (0,063 + 0,190) + \frac{(0,190 - 0,063)^2}{4 * 0,3625} = 1,26m$$

Ingresando a la Figura 40 con la longitud, se determina el N° comercial de la correa, ésta es de tipo "A39".

Tabla N° 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
15	-	414	-	-	-	-
16	-	439	-	-	-	-
17	-	465	-	-	-	-
18	482	490	-	-	-	-
19	508	516	-	-	-	-
20	533	541	-	-	-	-
21	558	566	-	-	-	-
22	584	592	-	-	-	-
23	609	618	-	-	-	-
24	635	641	-	-	-	-
25	660	670	-	-	-	-
26	685	694	-	-	-	-
27	711	718	-	-	-	-
28	735	756	-	-	-	-
29	762	774	771	-	-	-
30	787	794	796	-	-	-
31	812	822	822	-	-	-
32	838	853	859	-	-	-
33	863	880	870	-	-	-
34	889	906	899	-	-	-
35	914	922	928	-	-	-
36	939	954	962	-	-	-
37	965	978	981	-	-	-
38	990	1001	1004	-	-	-
39	1016	1029	1032	-	-	-
40	1041	1052	1054	-	-	-

Figura 40. Número comercial de la correa en función de la longitud antes calculada.
(Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf)

Se determina también, ingresando en la Figura 41, el factor de corrección de longitud de correa en función de la misma. Así, Fcl = 1,14.

Tabla N° 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-

Figura 41. Factor de corrección de longitud de correa.
(Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf)

El arco de contacto \tilde{N} de la correa sobre la polea menor será:

$$\tilde{N} = 180 - 57 \frac{D - d}{l} = 160,03^\circ$$

Se selecciona el factor de corrección de arco de contacto de la Figura 42: 0,95.

Tabla N° 5	Factor de corrección	
	Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas / Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82

Figura 42. Factor de corrección de arco de contacto.
(Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf)

Obtenemos la velocidad tangencial:

$$V_t = \frac{\pi * d * N}{60 * 1.000} = 9,90 \text{ m/s}$$

Para calcular la prestación adicional por relación de transmisión se ingresa a la Figura

43:

Tabla Nº 2 - Sección A		Prestación Base (en HP)											Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)											
		Diámetro primitivo de la polea menor (mm)											1,00	1,02	1,05	1,09	1,13	1,19	1,25	1,35	1,52	2,00		
Nº R.P.M. De la polea menor		66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127	1,01	1,04	1,06	1,12	1,18	1,24	1,34	1,51	1,99	sobre
1160	0,54	0,69	0,84	0,99	1,13	1,28	1,42	1,56	1,70	1,84	1,98	2,12	2,26	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	
1750	0,68	0,90	1,11	1,32	1,53	1,73	1,93	2,13	2,33	2,53	2,72	2,91	3,10	0,00	0,03	0,07	0,10	0,13	0,16	0,20	0,23	0,26	0,29	
3450	0,85	1,21	1,57	1,91	2,25	2,57	2,88	3,19	3,48	3,76	4,02	4,28	4,52	0,00	0,06	0,13	0,19	0,26	0,32	0,39	0,45	0,52	0,58	
200	0,16	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,34	0,37	0,40	0,43	0,46	0,48	0,51	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	
400	0,26	0,32	0,38	0,43	0,49	0,55	0,60	0,66	0,71	0,77	0,82	0,88	0,93	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	
600	0,35	0,43	0,52	0,60	0,68	0,76	0,84	0,92	1,00	1,08	1,16	1,23	1,31	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	
800	0,43	0,53	0,64	0,75	0,85	0,95	1,06	1,16	1,26	1,37	1,47	1,57	1,67	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13	
1000	0,49	0,62	0,75	0,88	1,01	1,14	1,26	1,39	1,51	1,64	1,76	1,88	2,00	0,00	0,02	0,04	0,06	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	
1200	0,55	0,71	0,86	1,01	1,16	1,31	1,46	1,60	1,75	1,89	2,04	2,18	2,32	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,18	0,20	
1400	0,61	0,78	0,96	1,13	1,30	1,47	1,64	1,81	1,97	2,14	2,30	2,46	2,62	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16	0,18	0,21	0,24	
1600	0,65	0,85	1,05	1,24	1,43	1,62	1,81	2,00	2,18	2,37	2,55	2,73	2,90	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27	
1800	0,69	0,91	1,13	1,34	1,56	1,77	1,97	2,18	2,38	2,58	2,78	2,97	3,17	0,00	0,03	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,24	0,27	0,30	
2000	0,73	0,97	1,21	1,44	1,67	1,90	2,12	2,35	2,57	2,78	2,99	3,20	3,41	0,00	0,04	0,07	0,11	0,15	0,19	0,22	0,26	0,30	0,34	
2200	0,76	1,02	1,28	1,53	1,78	2,02	2,26	2,50	2,74	2,97	3,19	3,42	3,64	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,21	0,25	0,29	0,33	0,37	
2400	0,79	1,07	1,34	1,61	1,88	2,14	2,39	2,65	2,89	3,14	3,38	3,61	3,84	0,00	0,04	0,09	0,13	0,18	0,22	0,27	0,31	0,36	0,40	
2600	0,81	1,11	1,40	1,69	1,97	2,24	2,51	2,78	3,04	3,29	3,54	3,78	4,02	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,24	0,29	0,34	0,39	0,44	
2800	0,83	1,14	1,45	1,75	2,05	2,34	2,62	2,90	3,17	3,43	3,69	3,94	4,18	0,00	0,05	0,10	0,16	0,21	0,26	0,31	0,37	0,42	0,47	
3000	0,84	1,17	1,49	1,81	2,12	2,42	2,72	3,00	3,28	3,55	3,81	4,07	4,31	0,00	0,06	0,11	0,17	0,22	0,28	0,34	0,39	0,45	0,50	
3200	0,85	1,19	1,53	1,86	2,18	2,49	2,80	3,09	3,38	3,66	3,92	4,18	4,42	0,00	0,06	0,12	0,18	0,24	0,30	0,36	0,42	0,48	0,54	
3400	0,85	1,21	1,56	1,90	2,24	2,56	2,87	3,17	3,46	3,74	4,01	4,26	4,50	0,00	0,06	0,13	0,19	0,25	0,32	0,38	0,44	0,51	0,57	
3600	0,85	1,22	1,59	1,94	2,28	2,61	2,93	3,23	3,52	3,80	4,07	4,32	4,56	0,00	0,07	0,13	0,20	0,27	0,34	0,40	0,47	0,54	0,61	
3800	0,84	1,23	1,60	1,96	2,31	2,65	2,97	3,28	3,57	3,85	4,11	4,36	4,58	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,36	0,43	0,50	0,57	0,64	
4000	0,83	1,22	1,61	1,98	2,33	2,67	3,00	3,31	3,60	3,87	4,13	4,36	4,58	0,00	0,07	0,15	0,22	0,30	0,37	0,45	0,52	0,60	0,67	
4200	0,81	1,22	1,61	1,99	2,35	2,69	3,01	3,32	3,61	3,87	4,12	4,34	4,54	0,00	0,08	0,16	0,24	0,31	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	
4400	0,78	1,20	1,60	1,98	2,35	2,69	3,01	3,31	3,59	3,85	4,08	4,29	4,47	0,00	0,08	0,16	0,25	0,33	0,41	0,49	0,58	0,66	0,74	
4600	0,75	1,18	1,58	1,97	2,33	2,68	3,00	3,29	3,56	3,80	4,02	4,21	4,37	0,00	0,09	0,17	0,26	0,34	0,43	0,52	0,60	0,69	0,77	
4800	0,72	1,15	1,56	1,95	2,31	2,65	2,96	3,25	3,50	3,73	3,93	4,09	4,23	0,00	0,09	0,18	0,27	0,36	0,45	0,54	0,63	0,72	0,81	
5000	0,67	1,11	1,53	1,91	2,27	2,61	2,91	3,19	3,43	3,64	3,81	3,95	-	0,00	0,09	0,19	0,28	0,37	0,47	0,56	0,65	0,75	0,84	
5200	0,63	1,07	1,48	1,87	2,23	2,55	2,84	3,10	3,33	3,51	3,66	-	-	0,00	0,10	0,19	0,29	0,39	0,49	0,58	0,68	0,78	0,88	
5400	0,57	1,02	1,43	1,81	2,16	2,48	2,76	3,00	3,20	3,36	-	-	-	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,61	0,71	0,81	0,91	
5600	0,51	0,96	1,37	1,75	2,09	2,39	2,65	2,87	3,05	3,18	-	-	-	0,00	0,10	0,21	0,31	0,42	0,52	0,63	0,73	0,84	0,94	
5800	0,44	0,89	1,30	1,67	2,00	2,28	2,53	2,72	2,87	-	-	-	-	0,00	0,11	0,22	0,33	0,43	0,54	0,65	0,76	0,87	0,98	
6000	0,37	0,81	1,21	1,57	1,89	2,16	2,38	2,55	-	-	-	-	-	0,00	0,11	0,22	0,34	0,45	0,56	0,67	0,79	0,90	1,01	

Figura 43. Prestación adicional por relación de transmisión.
(Fuente: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf)

La prestación efectiva por correa será:

$$Pbk = Pb + Prestaciónadicional = 0,84HP + 0,5HP = 1,34HP$$

$$Pe = Pbk * Fcl * FcÑ = 1,34 * 1,14 * 0,95 = 1,45HP$$

Calculamos entonces la cantidad de correas necesarias para la potencia deseada:

$$N^{\circ}correas = \frac{Pc}{Pe} = \frac{2,50}{1,45} = 1,72 \cong 2correas$$

iii. Selección de las poleas

De acuerdo a las dimensiones adoptadas en el punto anterior se seleccionaron las poleas considerando las revoluciones, potencia a transmitir, perfil de correa y diámetros primitivos. A continuación, se muestran las dimensiones generales de las dos poleas (alternador y turbina).

Polea Trapecial Ciega SPA-A														
Ø primitivo dw (mm)	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)
50	1	P	32	35	118	1	D	60	35	250	1	3R	75	50
	2	P	40	45		2	D	60	45		2	3R	75	50
	3	P	40	54		3	D	70	50		3	3R	75	50
				4		P	70	50	4		3R	88	60	
				5		P	80	50	5		3R	96	65	
56	1	P	35	35	125	1	D	55	35	280	1	3R	68	50
	2	P	40	45		2	D	60	45		2	3R	75	50
	3	P	40	54		3	D	68	50		3	3R	75	50
				4		D	68	50	4		3R	88	60	
				5		D	80	50	5		3R	96	65	
63	1	P	40	35	132	1	D	55	35	300	1	3R	75	50
	2	P	40	45		2	D	60	45		2	3R	75	50
	3	P	40	54		3	D	68	50		3	3R	88	60
	4	P	40	68		4	D	68	50		4	3R	88	60
	5	P	40	84		5	D	80	50		5	3R	96	70
71	1	P	40	35	140	1	D	60	35	315	2	3R	75	50
	2	P	50	45		2	D	60	45		3	3R	88	60
	3	P	52	54		3	D	68	50		4	3R	88	60
	4	P	52	68		4	D	68	50		5	3R	96	70
	5	P	52	84		5	D	80	50					
75	1	P	40	35	150	1	D	60	40	355	2	3R	88	60
	2	P	50	45		2	D	60	45		3	3R	88	60
	3	P	52	54		3	D	68	50		4	3R	88	60
	4	P	52	68		4	D	68	50		5	3R	96	70
	5	P	52	84		5	D	80	50					
80	1	P	45	35	160	1	D	60	40	400	2	6R	88	60
	2	P	50	45		2	D	60	45		3	6R	96	65
	3	P	62	54		3	D	68	50		4	6R	96	65
	4	P	62	68		4	D	80	50		5	6R	96	70
	5	P	62	84		5	D	80	50					
85	1	D	45	35	170	1	D	60	40	450	2	6R	88	60
	2	P	50	45		2	D	60	45		3	6R	96	65
	3	P	62	54		3	D	68	50		4	6R	104	70
	4	P	62	68		4	D	80	50		5	6R	104	70
	5	P	62	84		5	D	80	50					
90	1	D	45	35	180	1	D	65	40	500	2	6R	88	60
	2	P	60	45		2	D	68	50		3	6R	96	65
	3	P	62	54		3	D	68	50		4	6R	104	70
	4	P	68	68		4	D	80	60		5	6R	104	70
	5	P	68	84		5	D	80	65					
95	1	D	45	35	190	1	D	65	40	560	2	6R	88	60
	2	P	60	45		2	D	68	50		3	6R	96	65
	3	P	62	54		3	D	68	50		4	6R	104	70
	4	P	68	68		4	D	80	60		5	6R	104	70
	5	P	68	84		5	D	80	65					

Figura 44. Poleas comerciales según fabricante.
(Fuente: <http://www.sgtransmisiones.com/info/poleas>)

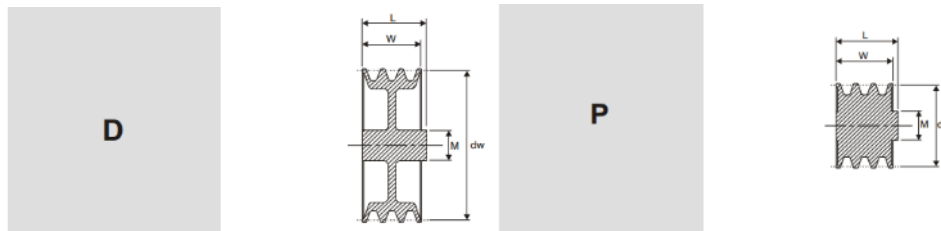


Figura 45. Geometría de poleas comerciales según fabricante.
(Fuente: <http://www.sgtransmisiones.com/info/poleas>)

iv. Alternador

De acuerdo a la potencia de diseño de la turbina se selecciona un alternador de 50 ciclos (compatible con la corriente del mercado nacional) y con una potencia de 37,50 KVA.

09/09

meccalte
www.meccalte.com

COMPANY WITH QUALITY SYSTEM CERTIFIED BY DNV ISO 9001

S15W

2 POLE
1 PHASE
IP21 or IP23

CARATTERISTICHE / CHARACTERISTICS / CARACTERISTIQUES / TECHNISCHE MERKMALE / CARACTERISTICAS

Tipo Type Type Typ Tipo	115/230V 50Hz 3000 RPM					120/240V 60Hz 3600 RPM					Peso Weight Poids Gewicht Peso	J	T.H.D.	
	kVA	η	Volume d'aria	Rumore	kVA	η	Volume d'aria	Rumore	Peso	J				T.H.D.
		4/4 1 p.f.	%	Air volume Volume d'air Luftmenge Volumen de aire				Bruit Geräusch Ruido						
S15W-45	1,2	68,7	2,1	55	71	1,45	69,7	2,9	58	76	8,1	0,0031	< 5	
S15W-60	1,8	70,2	2,1	55	71	2,2	71,2	3	58	76	10,4	0,0040	< 5	
S15W-75	2,1	71,4	2,1	55	71	2,5	71,8	3	58	76	12,4	0,0049	< 5	
S15W-85	2,4	71,8	2,1	55	71	2,9	72,2	3	58	76	13,4	0,0055	< 7,5	
S15W-102	2,8	72	2,1	55	71	3,4	72,3	3	58	76	14,8	0,0066	< 5	

Figura 46. Alternador comercial según fabricante.
(Fuente: <https://www.meccalte.com/en/products>)

3.4.4. Diseño final

Luego de los cálculos realizados, se plasmaron los planos en AutoCad. Se realizaron los diseños en planta, diferentes cortes y detalles de las piezas de la máquina.

La máquina se colocó en una caja metálica, donde se permite la movilidad de su inyector (hemos visto cómo los ángulos del chorro impactan en la eficiencia de la máquina) y el generador con sus accesorios.

A la hora del diseño se tuvieron en cuenta las dificultades constructivas, especialmente el espacio necesario para abulonar los álabes al disco del rodete (conectado al eje). Esa es la razón por la cual se optó por fabricar las cucharas de a dos, para lograr el correcto armado de la turbina.

En la Figura 47 se detalla la planta general donde se observa el inyector junto con el rodete y el alternador. Pueden verse las perforaciones de desagüe y se esquematiza en azul el chorro del agua que impacta en los álabes. Las dimensiones acotadas son las proyectadas para la turbina en primera instancia. En la figura Figura 48 se observan los álabes, el eje, y el sistema poleas-alternador en un corte vertical., detallando especialmente la forma del álabe y la posición del alternador con las respectivas correas. En la Figura 49 se observa otro corte vertical pero en este caso se busca hacer hincapié en el detalle del inyector, el mecanismo diseñado para su sujeción y movimiento (se observa del lado izquierdo de la imagen) y el ángulo de impacto del chorro óptimo. La Figura 50 muestra un detalle con dimensiones del inyector.

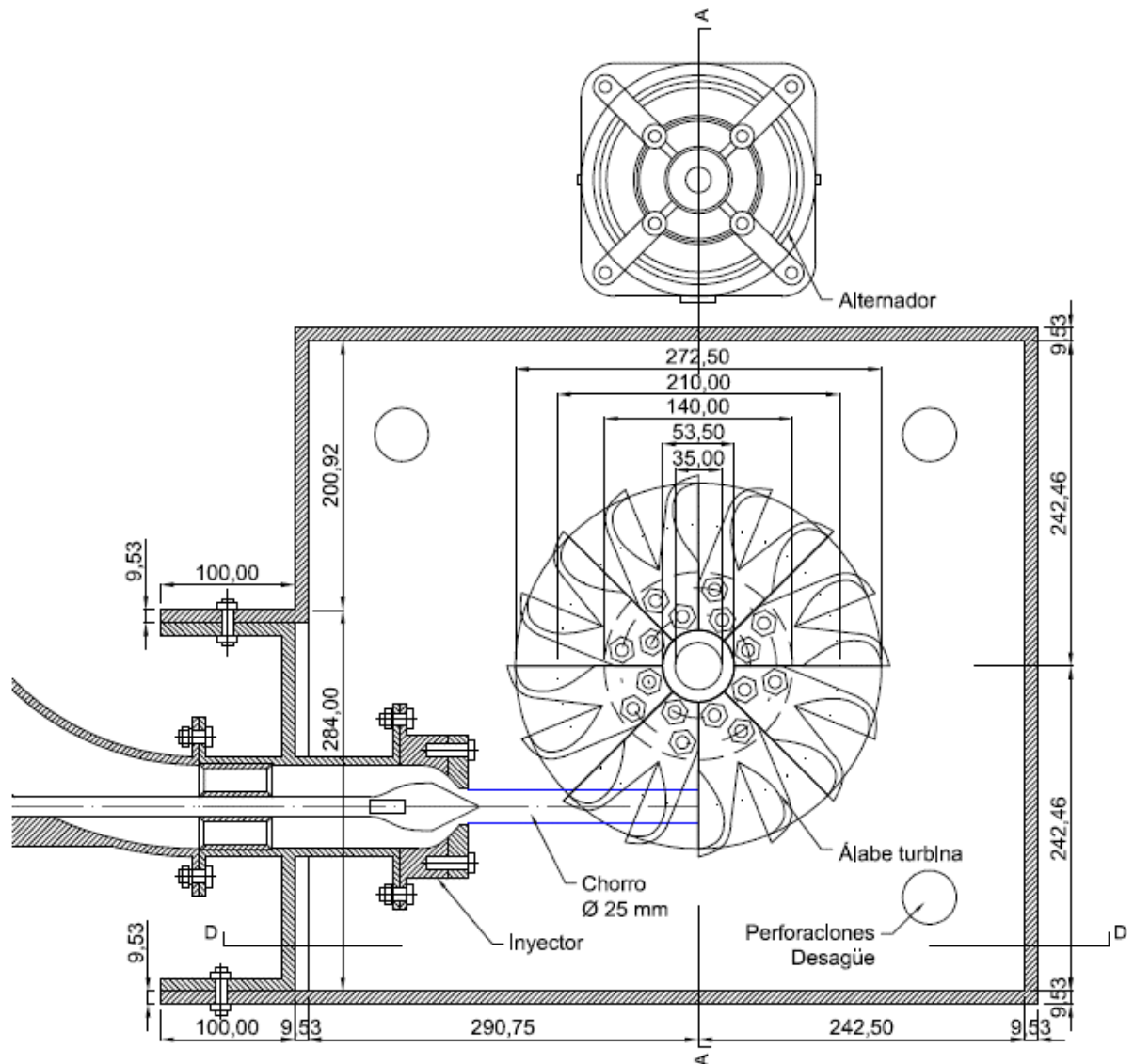


Figura 47. Planta General: inyector, rodete y generador.

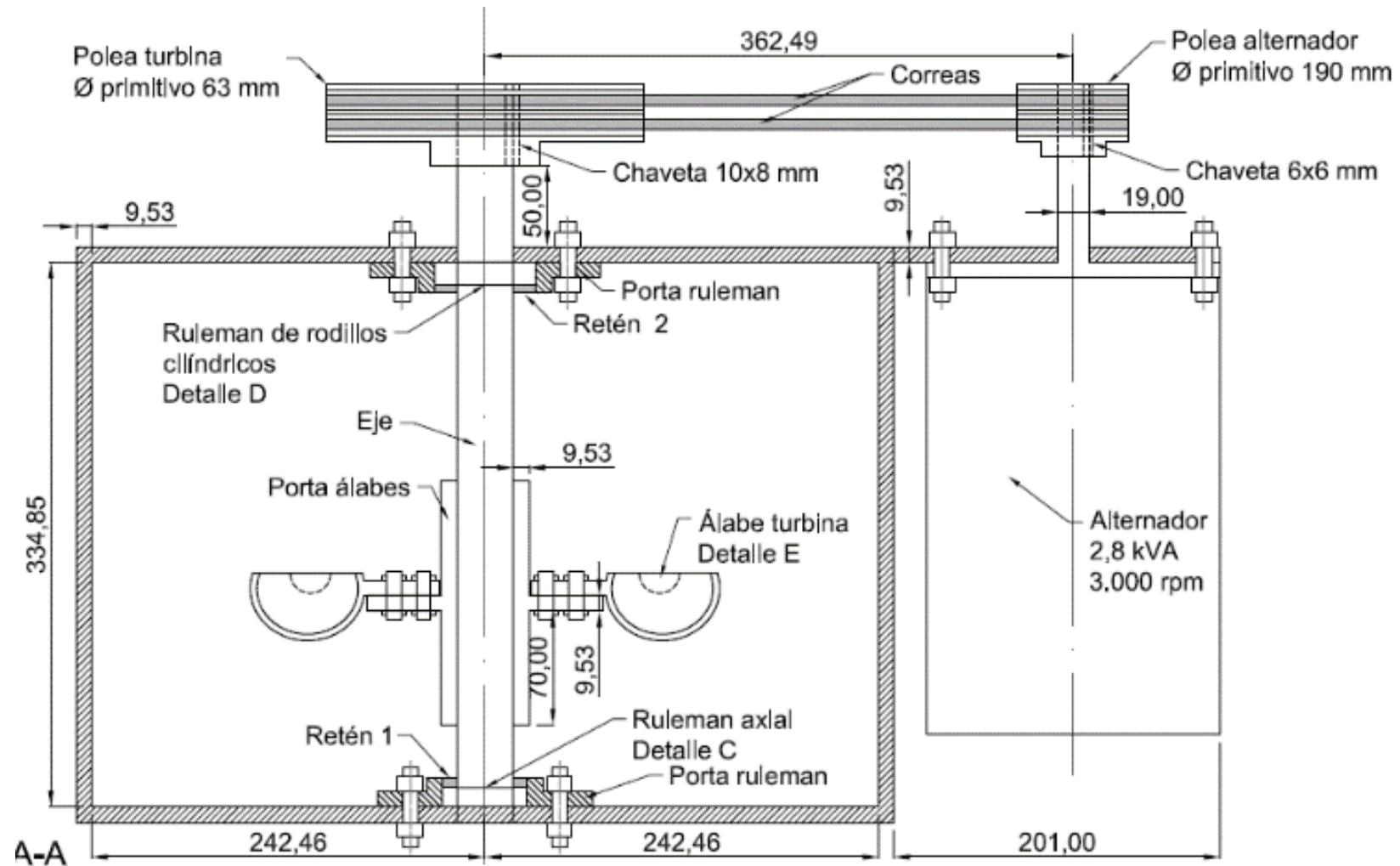


Figura 48. Corte vertical de la caja contenedora.

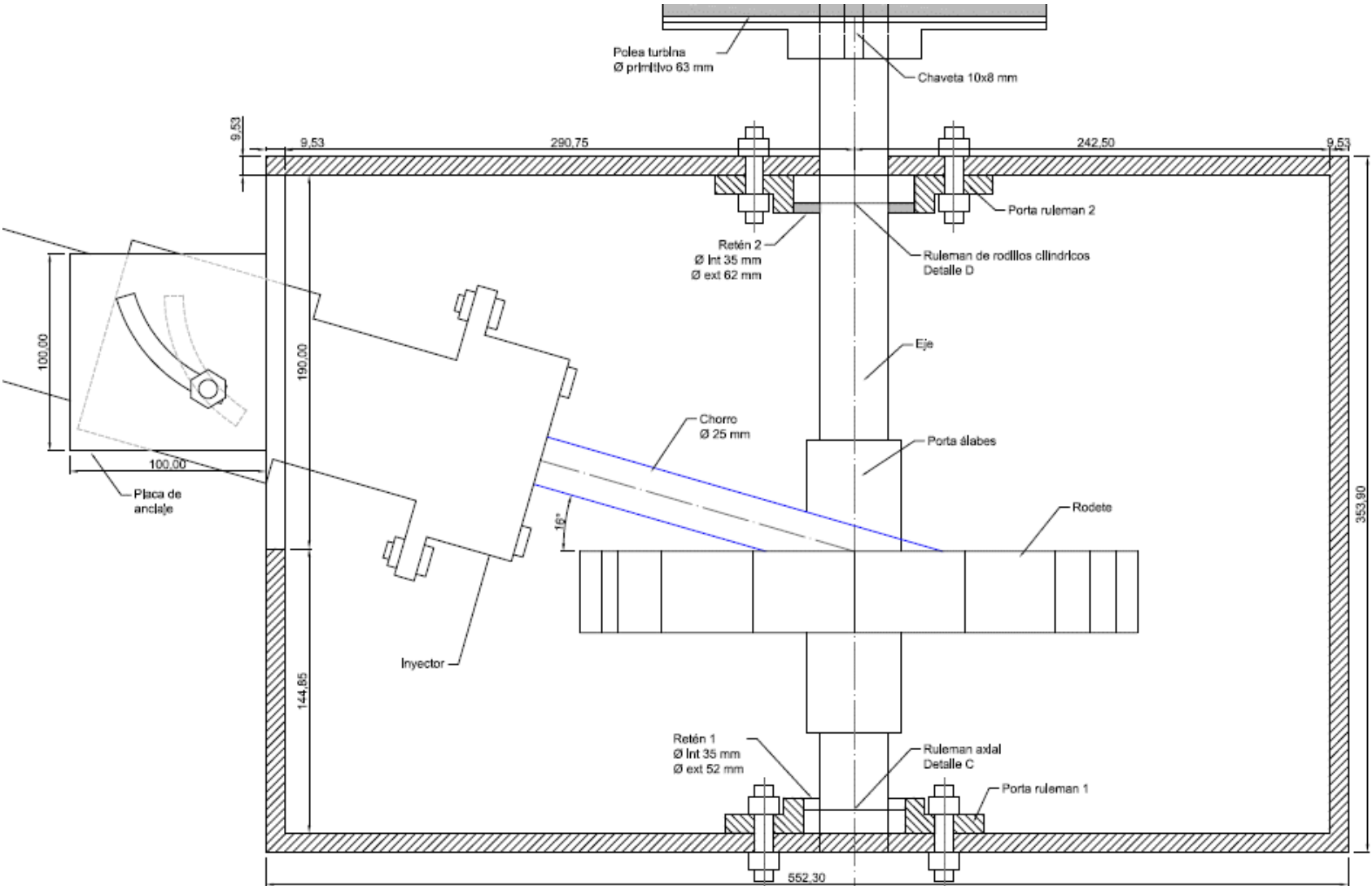
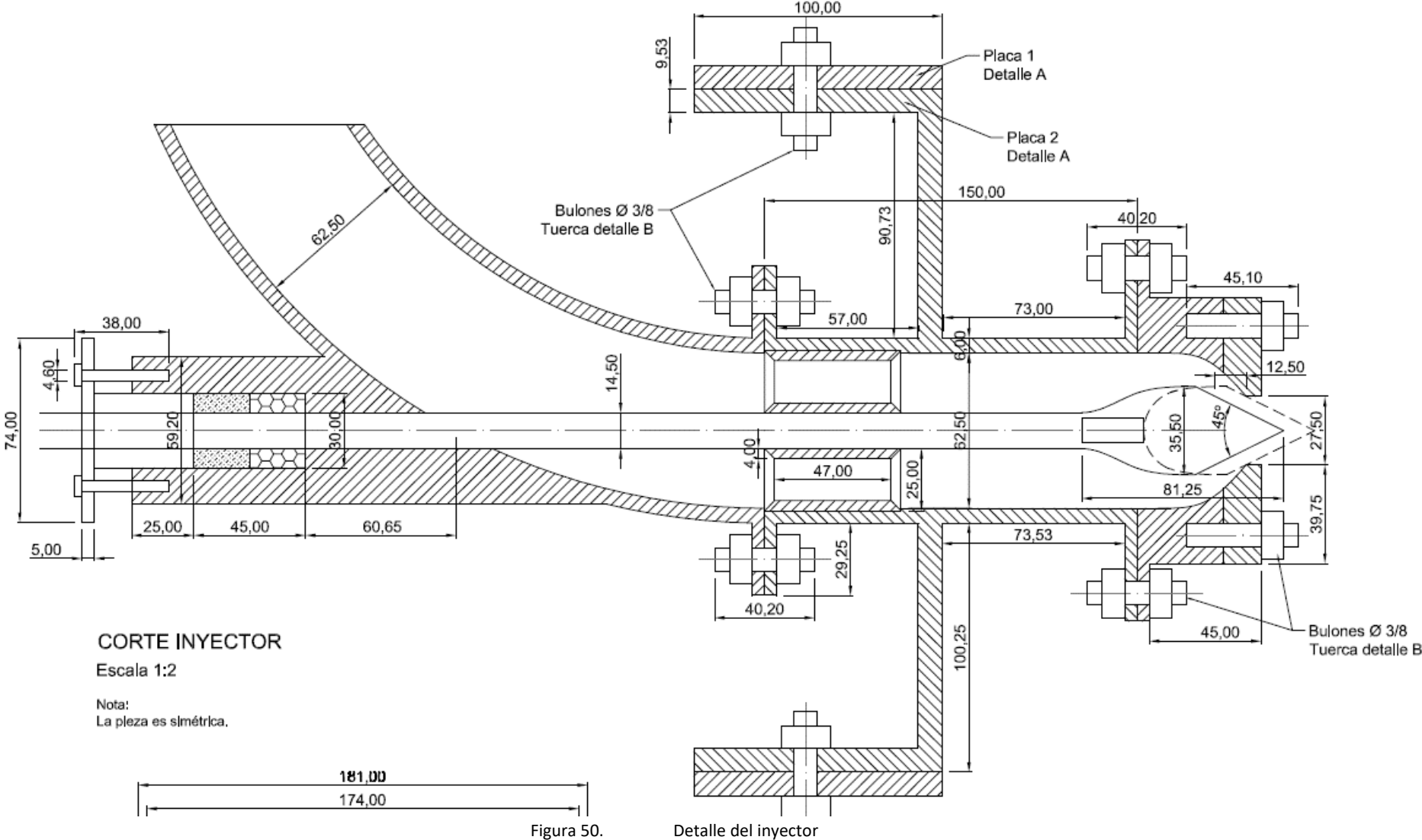


Figura 49. Corte vertical de la caja contenedora.



La Figura 51 muestra cómo están conformados los álabes de la turbina, su forma y sus dimensiones. También se observan los bulones que se utilizarán para generar el vínculo entre los álabes y el disco del rotor.

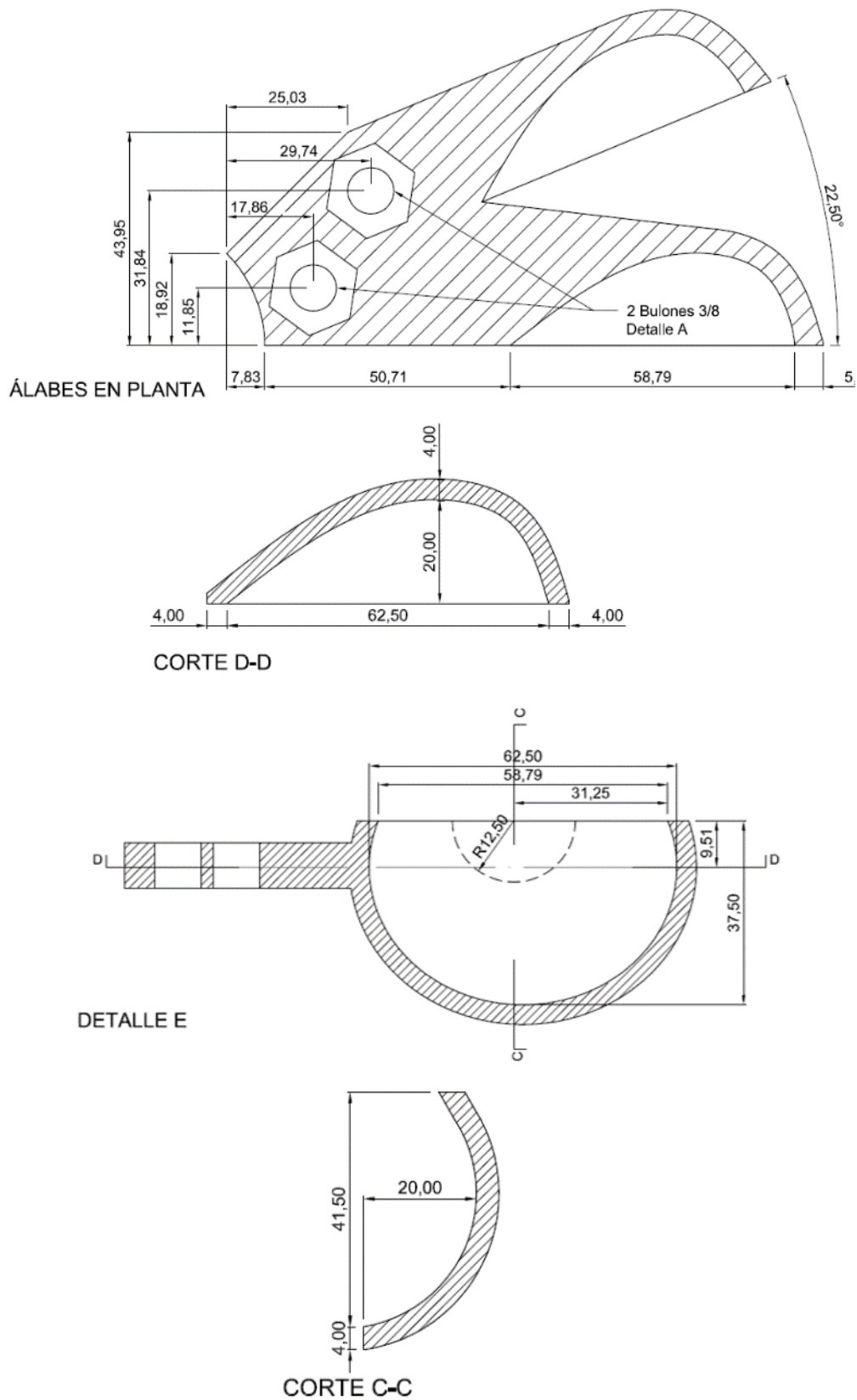


Figura 51. Detalles álabes en planta y corte.

3.5. Verificación mecánica de la turbina

Luego de los diseños hidráulicos recientemente desarrollados, se realiza una verificación estructural para garantizar que los espesores propuestos garantizan el correcto comportamiento estructural del conjunto.

3.5.1. Verificación estructural del inyector de la turbina

El inyector de la turbina Turgo planteado, es idéntico al de una turbina Pelton, es por ello que las verificaciones estructurales se desarrollan conforme a la bibliografía de esta otra turbina (Fuente: **Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW).

El mismo está formado por un tramo recto, un codo y la boquilla, todas estas partes se asientan con bridas. El espesor mínimo de las paredes del tramo recto (en metros) se determina según la siguiente ecuación:

$$e_{min} = \frac{P_i * d_2}{2 * (S_d * E_o - 0,6 * P_i)}$$

Siendo:

P_i la presión interna máxima (2,6 kg/cm²);

d_2 el diámetro interno en la entrada del inyector (0,063 m);

S_d el esfuerzo de diseño del material seleccionado para fabricar el inyector: 66% del esfuerzo de fluencia en kg/cm², para acero A36 253.636,87 kg/cm², $S_d = 1.674 \frac{kg}{cm^2}$;

E_o un factor que contempla los acabados de fabricación y tolerancia: entre 0,6 y 0,8, se considera un término medio 0,7.

$$e_{min} = \frac{2,6 * 0,063}{2 * (1.674 * 0,7 - 0,6 * 2,6)} = 0,00007m = 0,07 = 0,07mm$$

Siendo este espesor muy pequeño, se considera adecuado el espesor elegido de 6 mm que se considera un espesor de chapa fácil de manejar para la construcción. Además, se considera que los esfuerzos sobre los otros dos tramos serán similares con lo que acepta el mismo espesor.

vi. Esfuerzos a los que se somete la aguja

La aguja está conformada por una barra en cuyo extremo se acopla un bulbo que garantiza la regulación del caudal. Este elemento de la turbomáquina se erosiona debido a la presencia de arena en el flujo y a los choques que se producen por los cambios de dirección.

La aguja se encuentra constantemente sometida a tracción, lo que se garantiza haciendo el diámetro del vástago de la aguja menor al diámetro de salida del inyector, es decir, al diámetro del chorro. Esto está garantizado según los cálculos antes realizados:

$$d_v = 0,0145 < 0,025 = d_t$$

Así, el esfuerzo máximo se calcula con la siguiente fórmula:

$$S_a = \frac{1.000 * H * (d_t^2 - d_v^2)}{d_v^2} = \frac{1.000 * 26 * (0,025^2 - 0,0145^2)}{0,0145^2} = 51.288,9 \text{ kg/m}^2$$

$$= 0,502 \text{ MPa}$$

Al igual que el tramo recto, el 66% de la tensión de fluencia del material debe ser mayor a la tensión a la cual será sometida la aguja, es decir, la tensión de fluencia deberá ser mayor a 0,76 MPa. Deberá también garantizarse un buen comportamiento contra el desgaste.

En la Tabla 10 y en la Tabla 11 se señala un material que podría ser apto para la aguja, aunque deberá verificarse la disponibilidad en el mercado:

AISI, ASTM, NMX.		431				
UNS		S43100				
C	Si máx.	Mn máx.	P máx.	S máx.	Cr	Ni
0.20	1.00	1.00	0.040	0.030	15.00-17.00	1.25-2.50

Tabla 10. Material para aguja del inyector

Tipo: martensítico con alto contenido de níquel.

Formas y acabados: barra redonda, cuadrada, solera y hexagonal; lámina y placa tubo y piezas forjadas.

Características: buena resistencia a la corrosión, excelente resistencia a la tensión, buena tenacidad. Soldabilidad: precalentar a 260°C, con electrodos tipo 410, revenir a 620-660°C. Maquinabilidad: 40% del acero 1212, velocidad de 40 a 80 pies de superficie por minuto.

RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %
MPa	kgf/mm ²	Ksi	MPa	kgf/mm ²	Ksi	20	55
863	88	125	657	67	95		

Tabla 11. Material para aguja del inyector

Además de estos esfuerzos, sobre la aguja se aplicará una fuerza máxima al momento de regular el caudal de entrada a la turbina:

$$F_a = \frac{\pi * d_v^2 * S_a}{4} = \frac{\pi * (0,0145m)^2 * 51.288,9 \frac{kg}{m^2}}{4} = 8,47kg = 83N$$

Esta fuerza deberá ser tomada correctamente para garantizar el alineamiento de la aguja con lo que se propone construir un cojinete de deslizamiento, como indica la bibliografía.

Se considera que, al haber realizado el dimensionamiento del resto de parámetros del inyector en función del diámetro del chorro, que se encuentra a su vez en función del caudal y de la altura (quienes definen los esfuerzos sobre la turbina), no es necesaria su verificación estructural, considerando, como antes mencionado, que el espesor de las paredes se mantiene.

3.5.2. Verificación estructural del rotor de la turbina

La verificación del rotor de la turbina se desarrolla en dos partes, en primer lugar, los álabes y luego el eje de la turbina que deberá soportar las mismas fuerzas que los álabes, pero con un mayor momento debido a su lejanía con el punto de aplicación de las cargas.

i. Verificación de los álabes

Se realiza la verificación en la sección que se supone más crítica conforme al diseño, como puede observarse en la Figura 52.

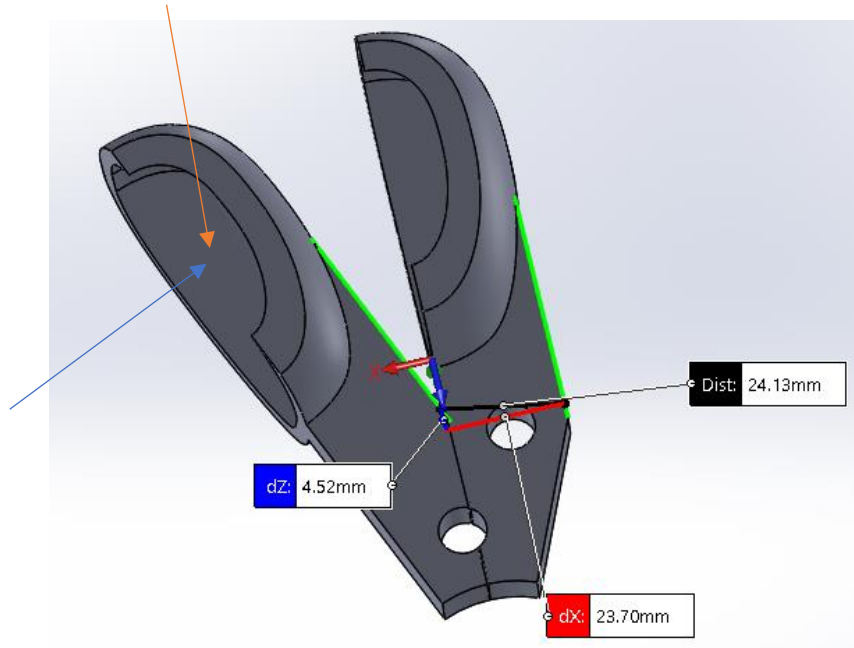


Figura 52. Sección crítica de los álabes.

Para ello se calcularon los momentos actuantes sobre el eje, debido a la fuerza tangencial (celeste) y axial (naranja), el esfuerzo normal debido a la fuerza centrífuga, que se desprecia, y eso se compara con la tensión admisible del material, considerando un factor de seguridad de 2,5 a 3.

$$\sigma = \frac{M_x}{I_x} * y + \frac{M_y}{I_y} * x + \frac{N}{A} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{3}$$

El espesor con el que se diseñó inicialmente la chapa es 0,9 cm y la sección de la chapa considerada tiene las siguientes medidas:

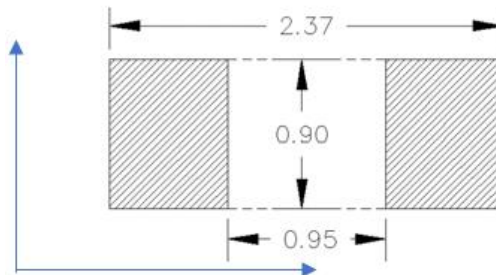


Figura 53. Sección considerada para el cálculo de los momentos de inercia.

Así, los momentos de inercia de la sección son los siguientes:

$$I_x = \frac{2,37^3 * 0,9}{12} - \frac{0,95^3 * 0,9}{12} = 0,93 \text{ cm}^4$$

$$I_y = \frac{0,9^3 * 1,42}{12} = 0,086 \text{ cm}^4$$

$$A = 2,37 * 0,9 - 0,95 * 0,9 = 1,278 \text{ cm}^2$$

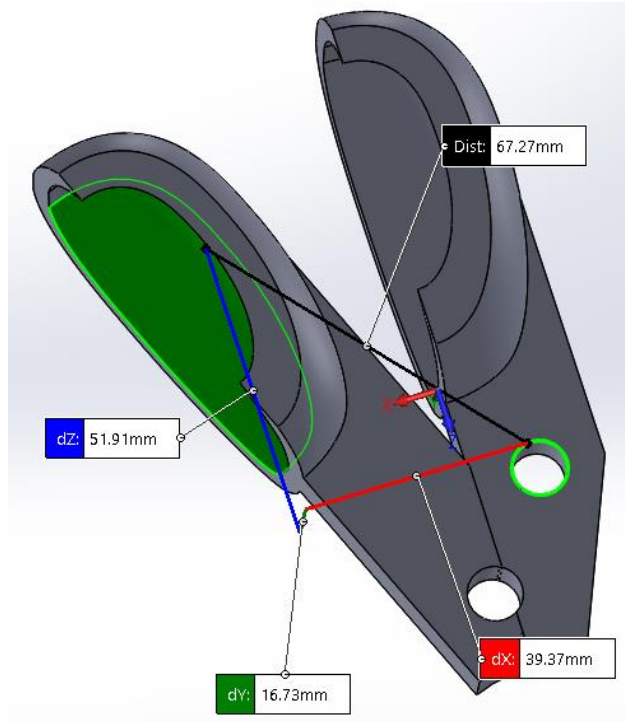


Figura 54. Distancia al punto de aplicación de la carga.

Para calcular los momentos flectores se mide la distancia desde el centro del chorro, es decir, el punto de aplicación de las fuerzas, y la sección crítica recientemente descrita, así:

$$M_x = F_u * d = 22,49 \text{ kg} * 6,73 \text{ cm} = 151,36 \text{ kg.cm}$$

$$M_y = F_a * d = 3,97 \text{ kg} * 6,73 \text{ cm} = 26,72 \text{ kg.cm}$$

$$\sigma = \frac{151,36 \text{ kg.cm}}{0,93 \text{ cm}^4} * 0,45 \text{ cm} + \frac{26,72 \text{ kg.cm}}{0,086 \text{ cm}^4} * 1,185 \text{ cm} + \frac{0,31 \text{ kg}}{1,278 \text{ cm}^2}$$

$$73,24 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 368,18 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{3}$$

Si construyéramos la turbina de aluminio puro, la tensión de fluencia del mismo es $1.000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$, así:

$$441,42 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \leq \frac{1000}{3} = 333 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{NO verifica}$$

Se propone entonces cambiar el espesor de esta sección o el material. Si se usara un acero A24, cuya tensión de fluencia es $2.400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ verificaría aunque resultaría más difícil de manipular. Se propone entonces cambiar la sección, dándole en esta sección crítica mayor espesor (1,5 cm). Además de haciendo curvos los ángulos agudos se aleja la perforación para la vinculación con el disco del rodete de los lados más angostos:

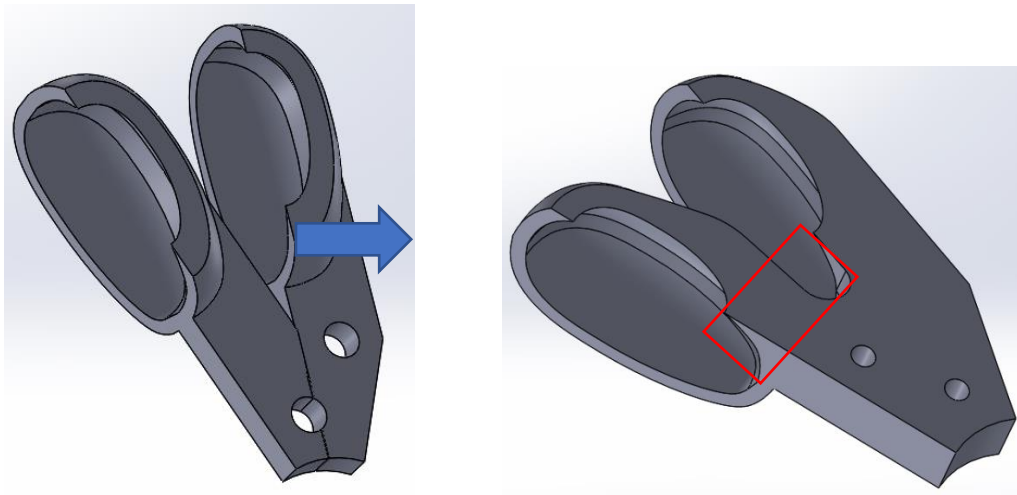


Figura 55. Cambio de geometría de los álabes.

Así, en el cuello del álabe que ya no tiene una perforación tendrá los siguientes momentos de inercia:

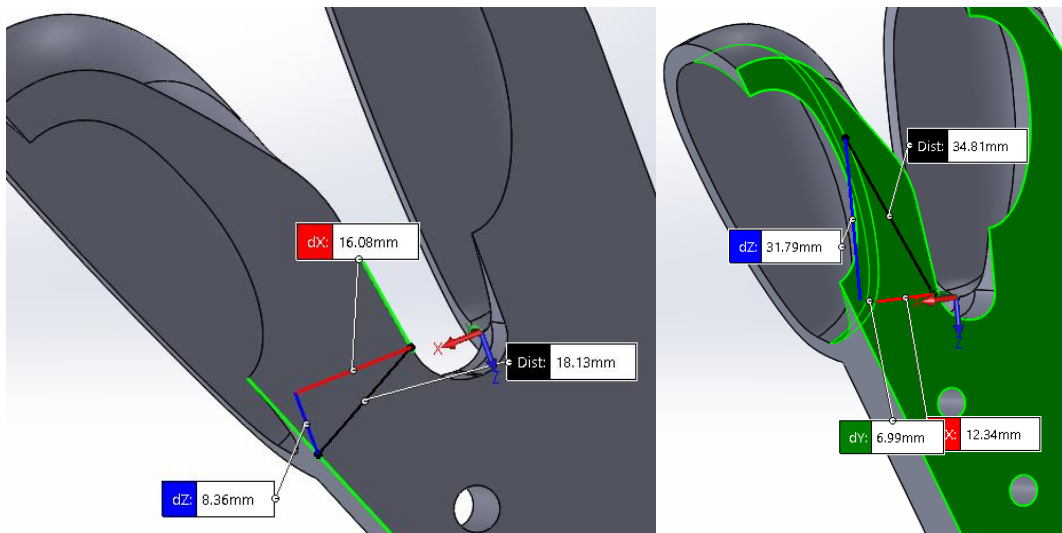


Figura 56. Tamaño de la sección y distancia al punto de aplicación de la carga

$$I_x = \frac{1,81^3 * 1,5}{12} = 0,74 \text{ cm}^4$$

$$I_y = \frac{1,5^3 * 1,81}{12} = 0,51 \text{ cm}^4$$

$$A = 1,5 * 1,81 = 2,715 \text{ cm}^2$$

$$M_x = F_u * d = 22,49 \text{ kg} * 3,48 \text{ cm} = 78,27 \text{ kg.cm}$$

$$M_y = F_a * d = 3,97 \text{ kg} * 3,48 \text{ cm} = 13,82 \text{ kg.cm}$$

$$\sigma = \frac{78,27 \text{ kg.cm}}{0,74 \text{ cm}^4} * 0,75 \text{ cm} + \frac{13,82 \text{ kg.cm}}{0,51 \text{ cm}^4} * 0,905 \text{ cm}$$

$$79,33 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 24,52 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 103,85 \leq 333 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

Resta verificar el espesor dado a los álabes. Las propiedades de estos se calculan según los cortes realizados en AutoCad, debido a su forma compleja. Así:

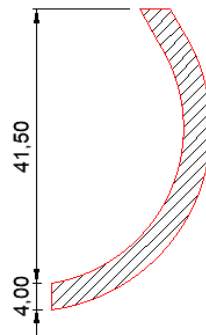


Figura 57. Sección considerada del álabe

$$I_x = 4,22 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 0,88 \text{ cm}^4$$

$$M_x = F_u * d = 22,49 \text{ kg} * 2,5 \text{ cm} = 56,23 \text{ kg.cm}$$

$$M_y = F_a * d = 3,97 \text{ kg} * 2,5 \text{ cm} = 9,93 \text{ kg.cm}$$

$$\sigma = \frac{56,23 \text{ kg.cm}}{4,22 \text{ cm}^4} * 1,85 \text{ cm} + \frac{9,93 \text{ kg.cm}}{0,88 \text{ cm}^4} * 0,88 \text{ cm}$$

$$24,65 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 9,93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 34,58 \leq 333 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

ii. Verificación del eje del rotor

Para el diseño del eje del rotor se considera que las fuerzas aplicadas sobre el mismo son las mismas que las del álabe. Estas fuerzas generan una flexión y una torsión sobre el eje que el mismo deberá resistir.

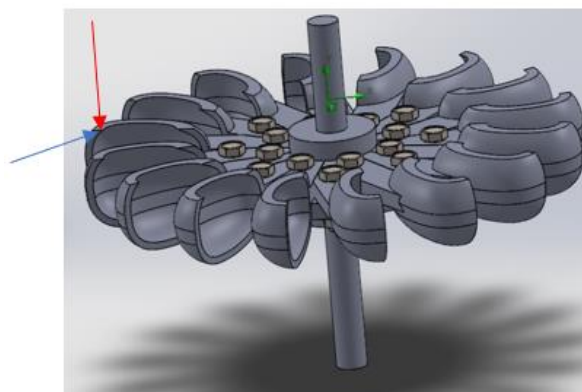


Figura 58. Rotor completo con cargas aplicadas y eje.

En primer lugar, calculamos el momento flector, que se debe a la fuerza vertical (color rojo en la Figura 58, es decir, la fuerza axial). Se considera que el eje está apoyado como se muestra en la Figura 59:

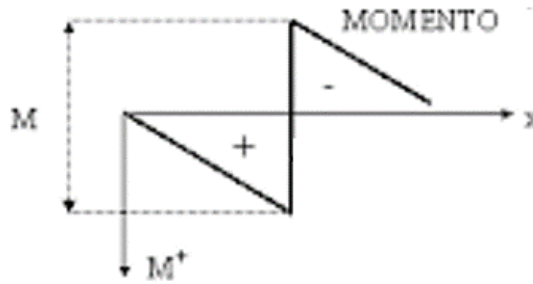


Figura 59. Diagrama de momento del eje.

Considerando que la fuerza vertical se aplica en la punta del álabe, la distancia al centro del eje será la mitad del diámetro mayor del rodete, así:

$$M_f = F_a * \frac{D}{2} = 3,97 \text{ kg} * \frac{21 \text{ cm}}{2} = 41,69 \text{ kg.cm}$$

$$I = \pi * \frac{d^4}{64} = \pi * \frac{3,5^4}{64} = 7,36 \text{ cm}^4$$

$$\sigma = \frac{M_f}{I} * y = \frac{41,69 \text{ kg.cm}}{7,36 \text{ cm}^4} * 1,75 \text{ cm} = 9,91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Siendo I el momento de inercia de la sección considerada, y la distancia a la fibra más alejada ($d/2=1,75 \text{ cm}$), N el esfuerzo normal, es decir, la fuerza centrífuga y A el área de la sección considerada (el eje, $A = \pi * \frac{d^2}{4}$)

Para calcular el momento torsor se considera la fuerza tangencial, (color celeste en la). Así, al brazo de palanca será también la mitad del diámetro desde la punta del álabe, $\frac{D_p}{2}$:

$$M_t = F_u * \frac{D}{2} = 22,49 \text{ kg} * \frac{21 \text{ cm}}{2} = 236,15 \text{ kg.cm}$$

$$J = \pi * \frac{r^4}{2} = 14,73 \text{ cm}^4$$

$$\tau = \frac{M_t}{J} * y = \frac{236,15 \text{ kg.cm}}{14,73 \text{ cm}^4} * 1,75 \text{ cm} = 28,06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Se calcula entonces la tensión:

$$\sigma = \sqrt{\left(9,91 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + \left(28,06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2} = 29,76 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

3.6. Diseño en Solidworks-modelación.

Luego del diseño hidráulico se procedió a hacer el diseño en el software SolidWorks 3D. Este programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD.

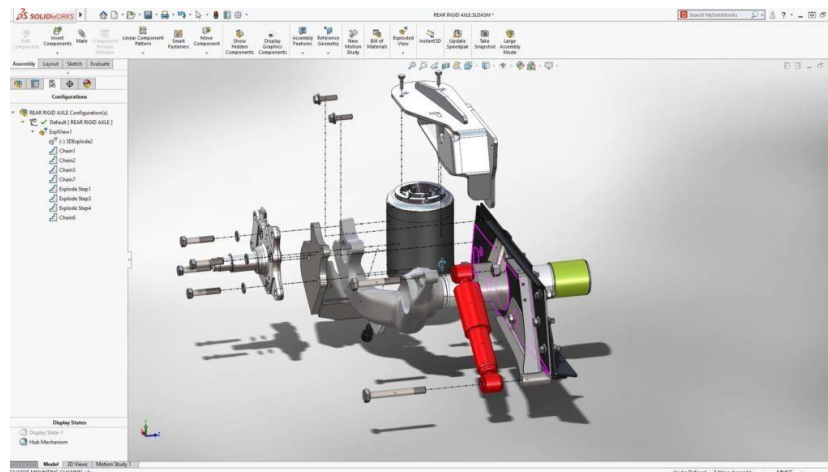


Figura 60. SolidWorks

Dicho programa, además, permite simular el flujo con la herramienta Flow Simulation. Ésta puede simular con eficacia el flujo de fluidos, así como la transferencia de calor y las fuerzas de esos fluidos fundamentales para el éxito del diseño. En sus inicios fue impulsada con fines ingenieriles para eliminar la complejidad de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Así, los ingenieros podían aprovechar los datos de la CFD y tomar decisiones técnicas más enfocados a la ingeniería concurrente.

A la hora de “materializar” la turbina, se decidió simplificar el inyector. Esto se debe a que en el caso de las micro centrales hidroeléctricas, los costos de desarrollar el inyector antes planteado son muy elevados. En este caso, el inyector de la turbina Turgo se reduce a un caño conductor y válvulas que regulen la admisión de caudal. Así, se disminuyen costos significativamente a costa de eficiencia de la máquina. En este trabajo se respetó el diámetro del chorro para el diseño en el software, así como para la fabricación posterior.

La dificultad que se encontró en este programa de simulación es que trabaja fácilmente con bombas y turbinas a reacción, es decir, donde el movimiento del fluido y sus transferencias de energía se dan por variaciones de presión, trabajando las mismas “sumergidas”. Para la turbina Turgo, turbina de acción que trabaja a presión atmosférica, las dificultades a la hora de

indicar las condiciones de contorno de la máquina han hecho el proceso de simulación muy complejo como para alcanzar resultados convincentes.

A pesar de las dificultades en la simulación, la simplicidad en el diseño y la representación y la facilidad con la que se visualizan los componentes de la máquina, han sido muy útiles. En especial considerando que este trabajo está enfocado en el proceso de enseñanza en la materia Obras Hidráulicas, permitiendo así que los alumnos visualicen con facilidad los componentes de la máquina, así como la máquina en su totalidad.

En la bibliografía, no es SolidWorks el programa computacional utilizado por la mayoría de los investigadores para simular el flujo en este tipo de problemas. Se propone el uso del programa ANSYS que se encuentra en desarrollo para el diseño y la simulación de turbomáquinas, procurando mejorar su eficiencia.

Se adjuntan a continuación imágenes obtenidas del programa SolidWorks.

En primer lugar, se procedió al diseño del álabe, Figura 61, según los parámetros antes calculados. Cabe destacar que, con los mismos, no queda completamente definida la geometría del álabe, deberá estudiarse, con la simulación a futuro, la geometría óptima.

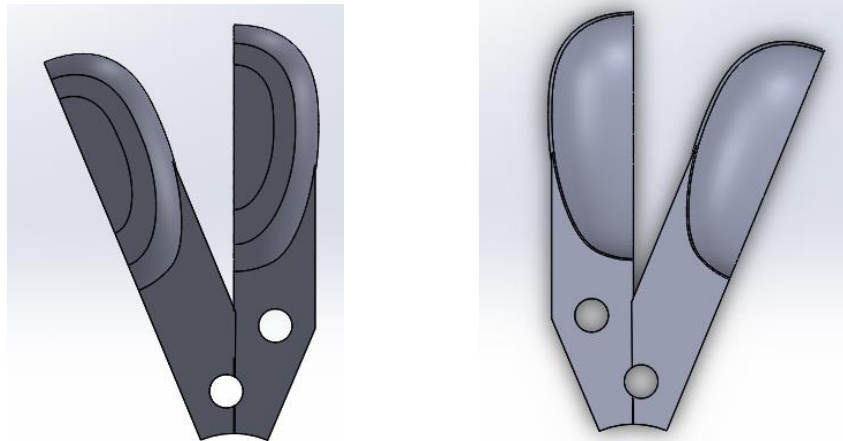


Figura 61. Perfil 1 par de cucharas. Álabe turbina Turgo

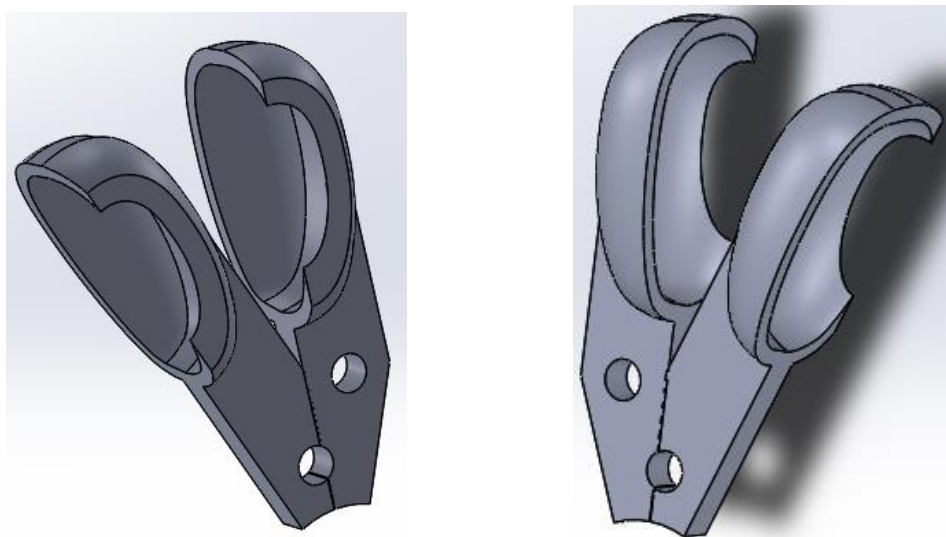


Figura 62. Perfil 3 par de cucharas. Álabe turbina Turgo

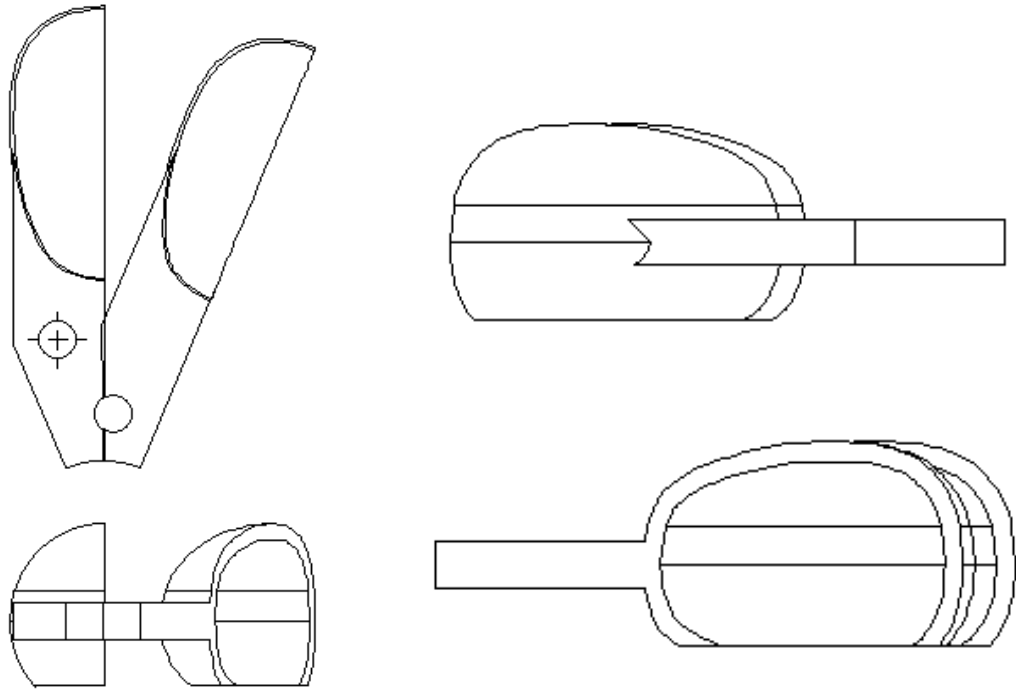


Figura 63. Perfil 2 par de cucharas. Álabes turbina Turgo

Luego de la confección de los álabes, se ensambló los mismos a un disco que se abulonaría al eje, para permitir la conexión de los álabes y el eje. Así, se diseñó el rodete en el cual se tuvo en cuenta la perfecta unión entre los pares de álabes y la del disco con el eje. Cabe destacar que la correcta fabricación de estas piezas permitirá la transmisión eficiente de energía entre el flujo del agua y el generador.

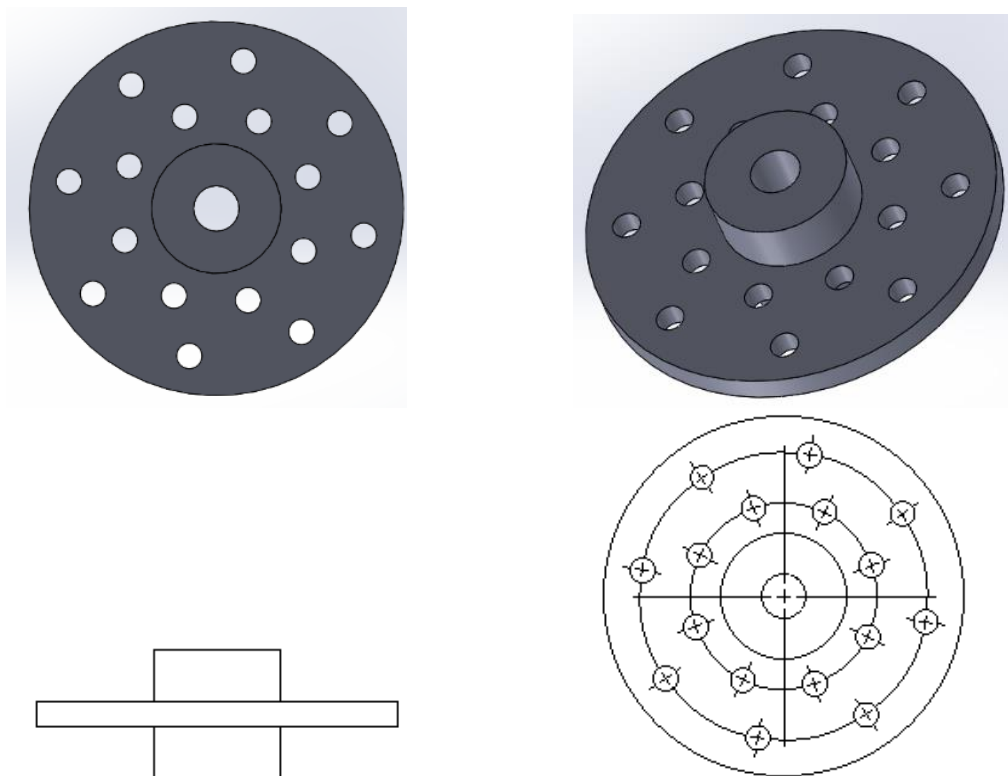


Figura 64. Disco del rodete

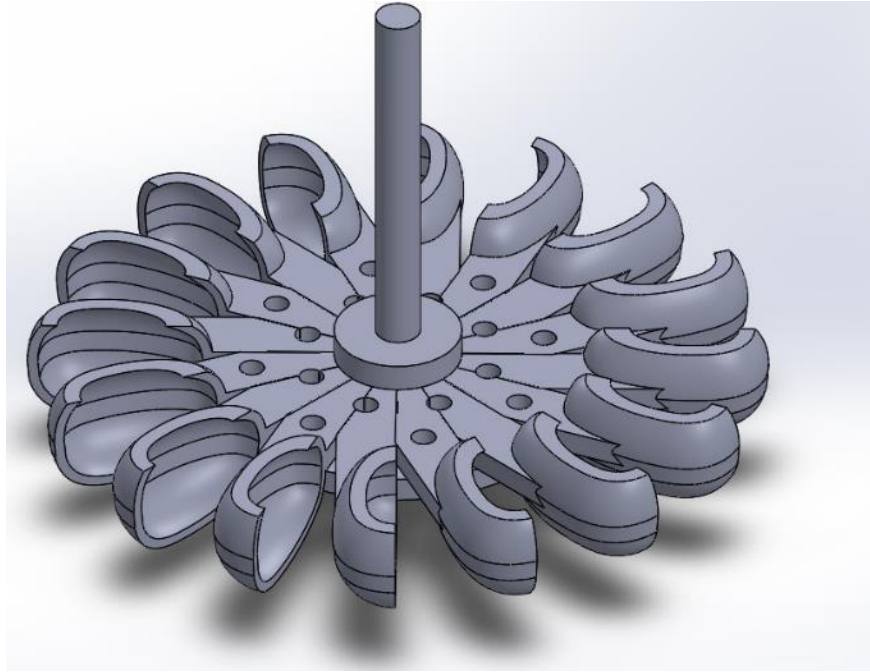


Figura 65. Rodete completo. Disco + álabes

A la hora de diseñar el inyector, como ya se mencionó, se optó por una simplificación. No se considera la posibilidad de la utilización de una válvula aguja como reguladora de caudal debido a su elevado costo y complejidad. En su lugar, se colocará una válvula mariposa. Se respetó el diámetro del chorro, se diseñó una boquilla y se coloca una válvula mariposa para regular el caudal.

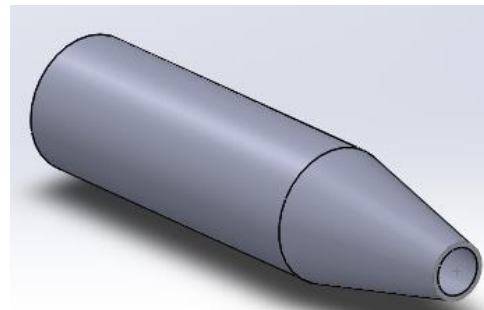


Figura 66. Inyector simplificado

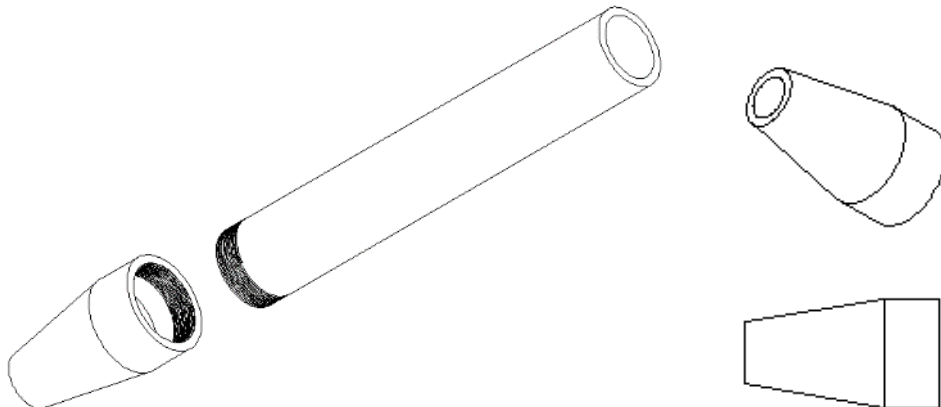


Figura 67. Inyector simplificado

Luego del diseño individual de cada una de las partes, se ensambló el conjunto antes calculado como se observa en las siguientes figuras:

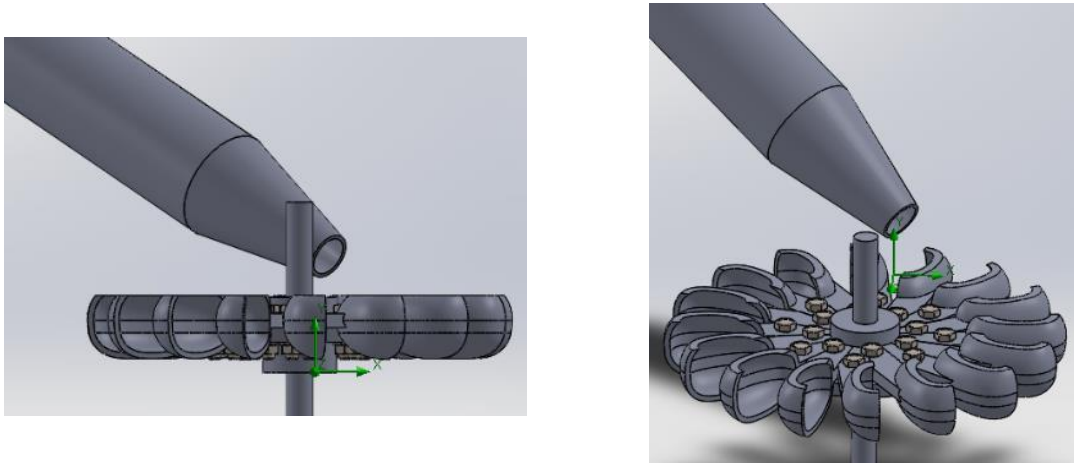


Figura 68. Ensamblaje rodete e inyector.

Debido a que se busca que este proyecto sea accesible para las aulas de clase, se diseñó una caja de contención. La misma contará de paredes de acrílico y perfiles L que sirvan de estructura. Las siguientes figuras muestran la caja final, con chapa en forma de L que permite el movimiento del inyector en dirección vertical, así como hacia adelante y hacia atrás (aproximándose o alejándose de la turbina). Se diseñará el conjunto para que el chorro impacte en el centro del álabe.

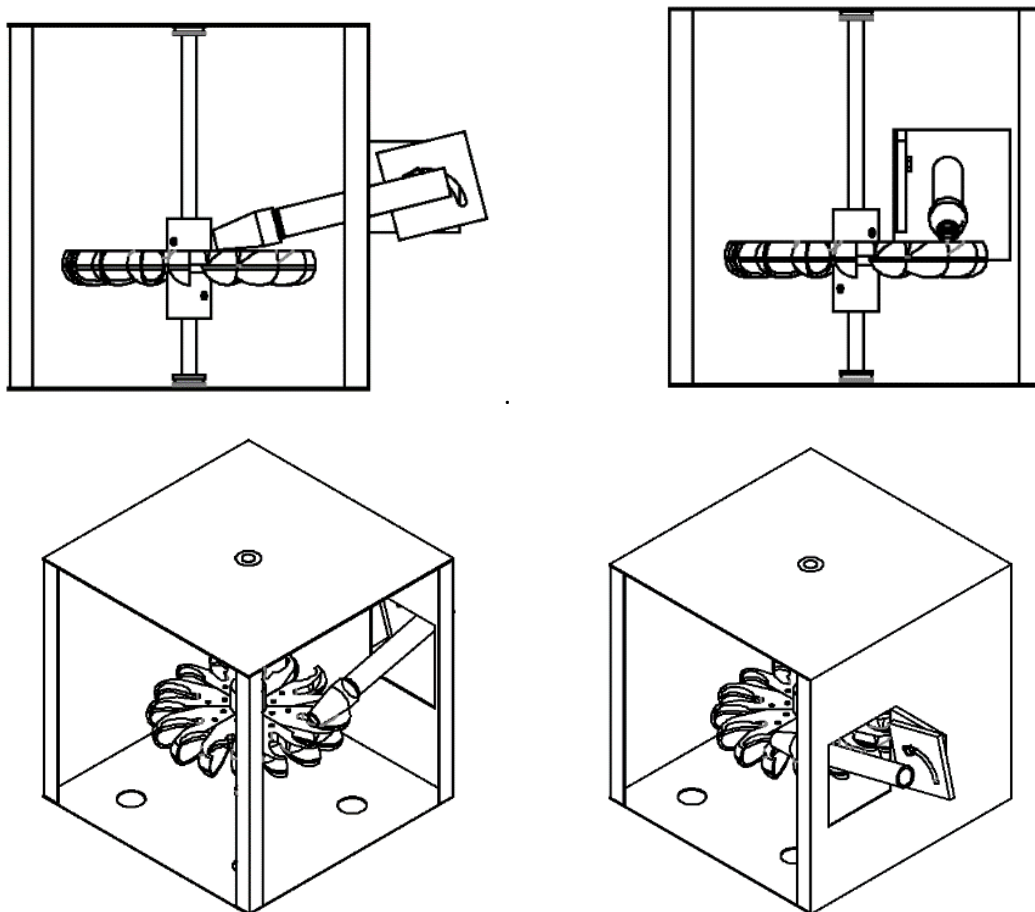


Figura 69. Caja final del conjunto rodete-inyector

En las aulas de clase, la turbina va conectada a una bomba que le materializará el caudal y salto necesario para la generación de energía. A su vez, debe ir conectada al alternador y por debajo de la turbina un tanque donde se acumule el agua turbinada que luego va a ser bombeada. Todos estos elementos se colocarán en una mesa, como la que se observa a continuación (Figura 70).



Figura 70. Mesa de apoyo del sistema turbina-bomba-alternador

Y el conjunto final que se buscará materializar es el que se observa en la Figura 71 y la Figura 72:

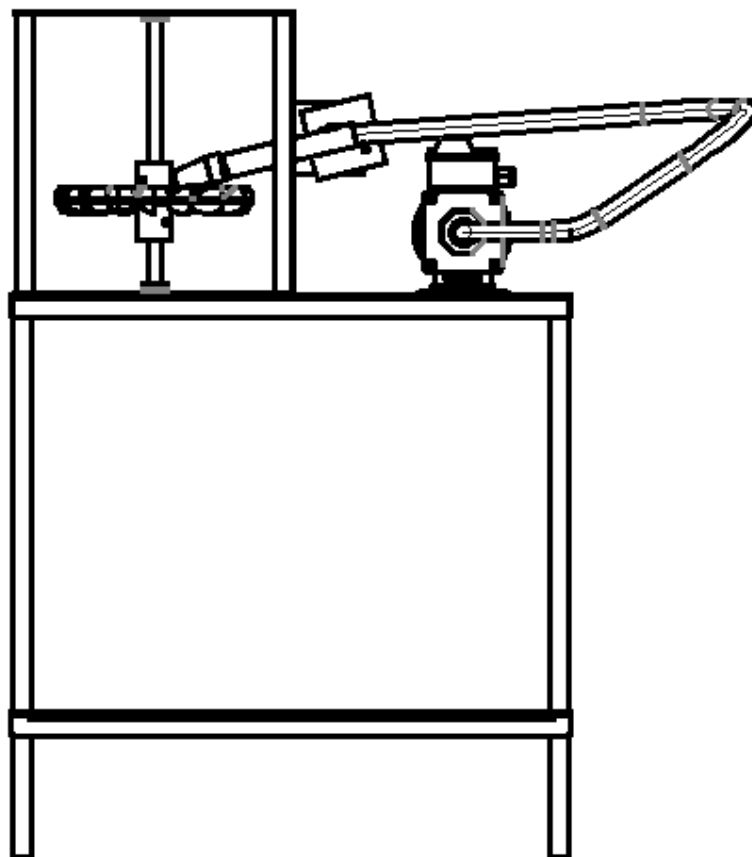


Figura 71. Conjunto turbina-bomba-mesa

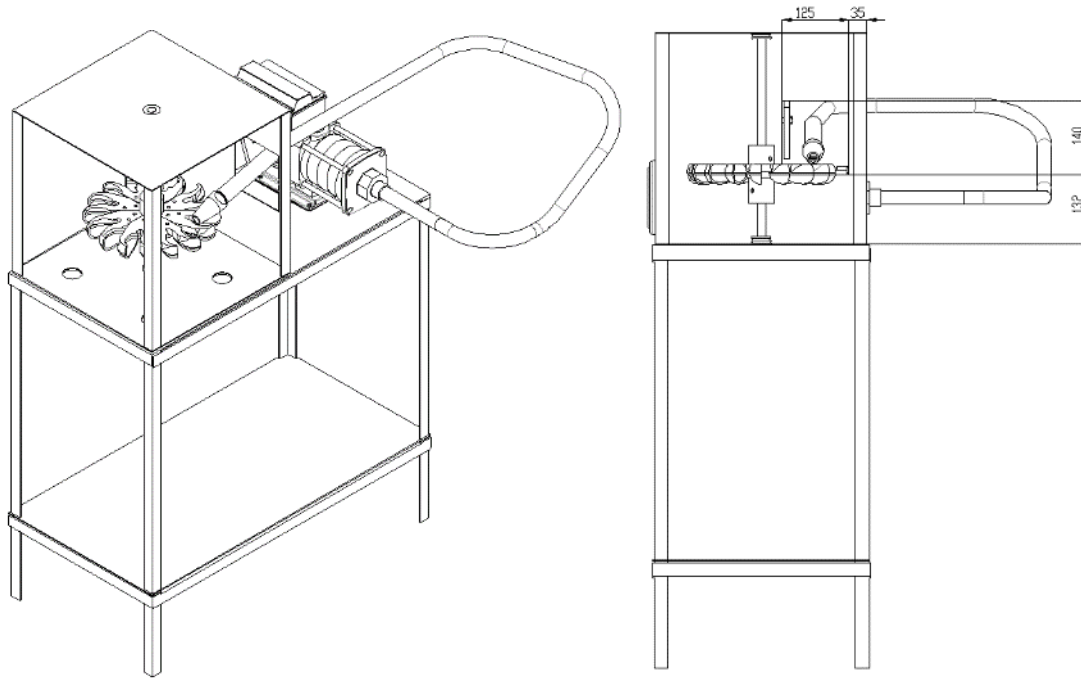


Figura 72. Conjunto turbina-bomba-mesa

Estos diseños se realizaron con dos finalidades, por un lado, poder utilizar la representación computacional como medio para enseñar a los alumnos el funcionamiento de la turbina, y, a su vez, para la impresión 3D de la turbina.

Para utilizar estas representaciones en la enseñanza, se descompone la velocidad absoluta del chorro según la ecuación de Euler antes mencionada:

$$H = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g}$$

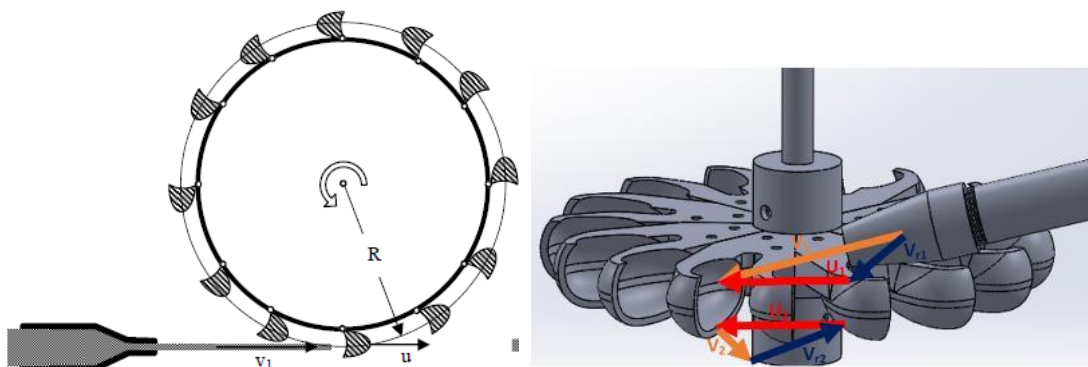


Figura 73. Cambio de vectores de velocidad en representación de SolidWorks de turbina Turgo.

También, se observa el movimiento de la turbina que gira debido al impacto del chorro proveniente del inyector, representado por la velocidad absoluta de impacto.

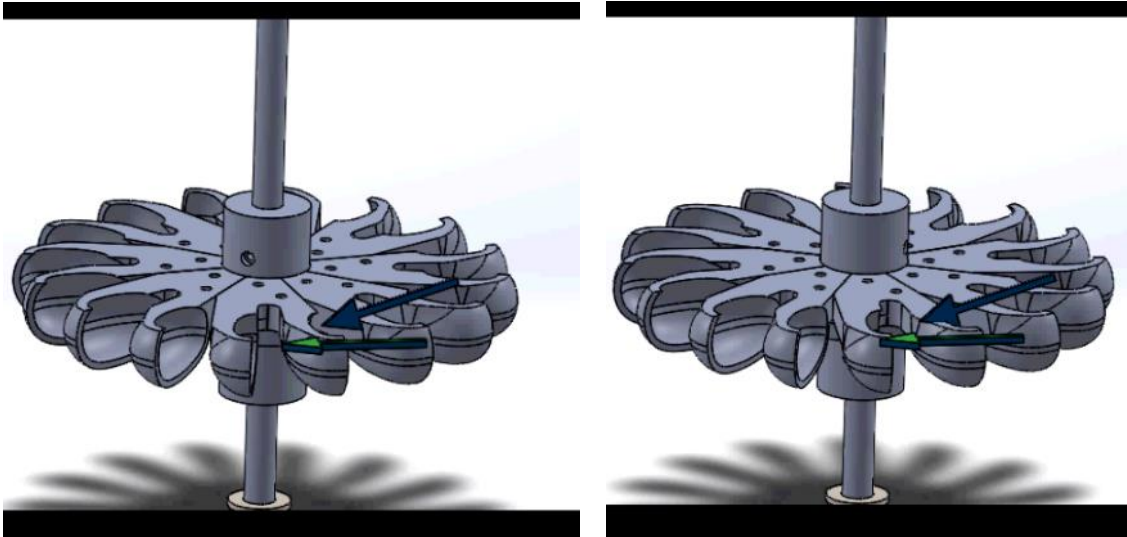


Figura 74. Video de movimiento de turbina Turgo.

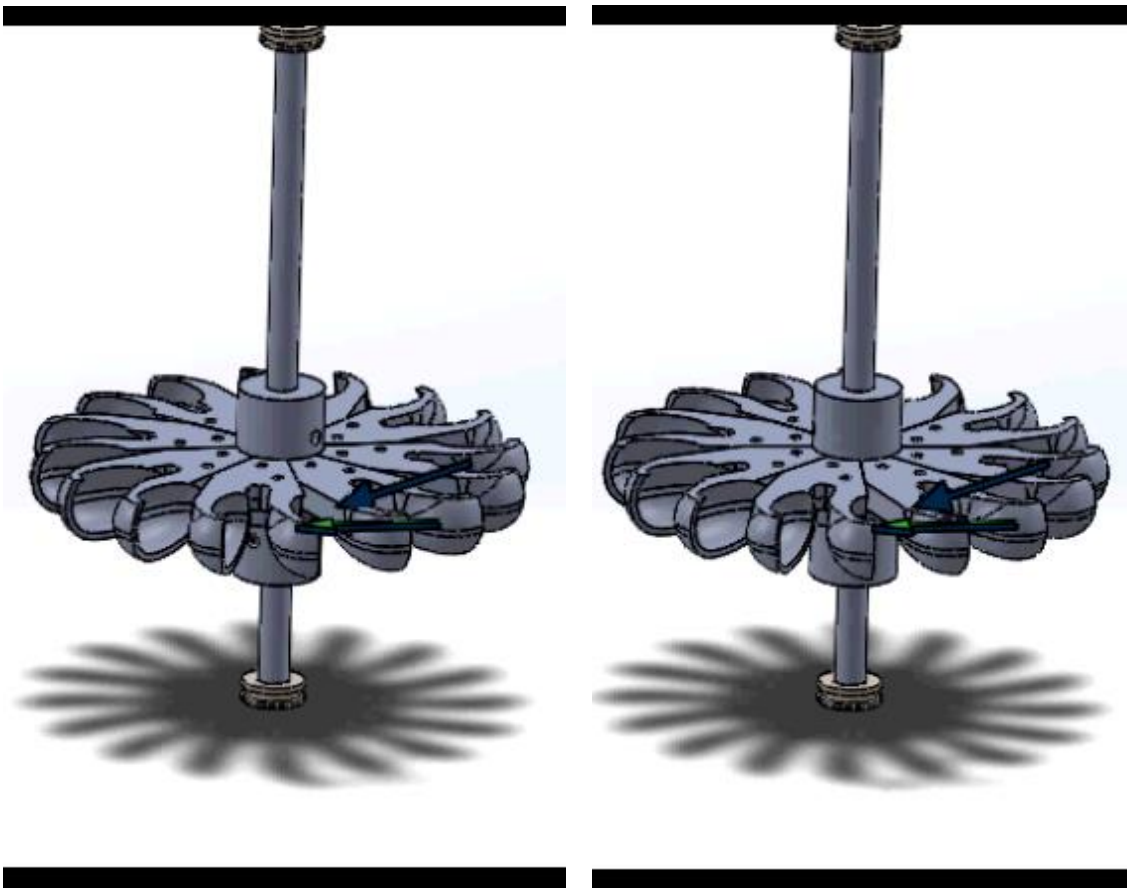


Figura 75. Video de movimiento de turbina Turgo.

3.7. Materialización e impresión 3D

Luego de tener diseñada ya dibujada la turbina en SolidWorks, contando con el laboratorio de impresiones 3D de nuestra facultad, el laboratorio di Bio, se enviaron y adaptaron los planos según las exigencias constructivas de la impresora 3D. A su vez, se tuvieron en cuenta las dificultades estructurales que había planteado el diseño original.

Así, teniendo en cuenta la necesidad de un mayor espesor y el “soporte” que necesita la impresora para materializar las diferentes partes de la máquina, se adaptó el modelo esquematizado en la Figura 76 para simplificar el trabajo del plotter sin impactos significativos en el comportamiento del flujo (mover la sección de apoyo del rodete).

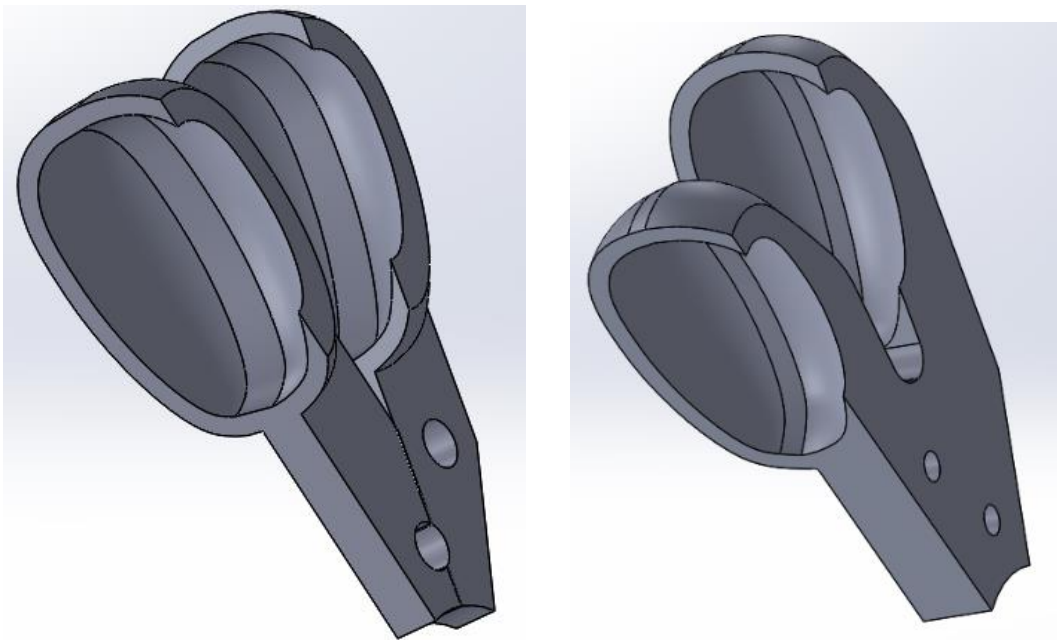


Figura 76. Cambio de los álabes para la impresión 3D

Este modelo fue el que se verificó anteriormente para asegurar la resistencia mecánica de la turbina.

La impresora 3D utiliza filamentos de resinas, de diferentes colores, que superpone en capas y va dando forma al objeto. La impresión demoró alrededor de una semana, en la cual se materializó el conjunto de álabes que luego de abulonó a un disco, también impreso con los plotters, y se ensambló el rodete de la micro-turbina Turgo.

Los álabes se imprimieron de a pares, con dos perforaciones cada conjunto para permitir ser vinculados correctamente al disco del rotor. Dicho disco se vincula al eje por soldadura y en este caso, en el que el rotor es plástico, por medio de prisioneros.

En las siguientes figuras se observan los álabes impresos junto con el disco y el eje. Como antes mencionado, se vinculan los álabes con el disco del rotor por bulones de 3/8. La impresión se realizó a escala, es decir, con el tamaño previamente diseñado.



Figura 77. Rodete impreso en plotter 3D

Luego de obtener el rotor y el eje impreso, se decidió crear un pequeño banco de prueba por el cual, trabajando en conjunto con una bomba, la turbina se pusiera en funcionamiento para que así los alumnos pudieran observar el mismo.

Así, se envió se fabricó el eje de acero junto con los rulemanes y la caja de soporte. Dicha caja tiene una estructura de perfiles L y se cierra con acrílicos transparentes para permitir visualizar en el interior el funcionamiento de la turbina. La cara sobre la cual se sujeta el inyector será también metálica con el espacio suficiente para permitir la movilidad del inyector.

Se buscará entonces, al hacer funcionar el banco de prueba, no solo observar el funcionamiento de la turbina Turgo sino contemplar las variaciones en su eficiencia, es decir, en la potencia que genera, al modificar el ángulo del inyector α .

Se adjuntan a continuación imágenes del banco de prueba construido.



Figura 78. Caja del banco de prueba con turbomáquina terminada



Figura 79. Caja del banco de prueba con turbomáquina terminada

4. Conclusiones

Las energías renovables serán cada día más utilizadas por la sociedad para la producción de electricidad. Esto nos pone a los investigadores y docentes en el papel de desarrolladores de dichas tecnologías, buscando siempre mejores eficiencias a menores costos.

Para favorecer dicho desarrollo es necesario que los futuros ingenieros puedan comprender correctamente el funcionamiento de la turbomaquinaria y asimilar su aplicación en la vida diaria. Se busca así desarrollar con mayor profundidad cada una de las máquinas para evaluar sus rendimientos, en función de la complejidad en su construcción e instalación para permitir el abastecimiento descentralizado de electricidad. Se buscaría luego replicarlo en otras comunidades que por sus características no pueden o resulta muy onerosa la vinculación al sistema interconectado nacional y cuya difusión pueda apoyarse tanto desde el sector privado como público.

Las microcentrales hidroeléctricas serán cada día más utilizadas, buscando la producción individual y en lugares aislados. Estas pueden servir para reemplazar los motores a combustión que hoy se utilizan.

Las turbomáquinas hidráulicas deberán entonces adaptarse para estas micro producciones de electricidad. Así, las condiciones ya conocidas, óptimas, para las grandes turbinas hidráulicas deberán verificarse y mejorarse según las condiciones propias de un funcionamiento que trabaja a otra escala.

Cada turbomáquina se adapta en mayor o menor medida a las condiciones de su entorno. Así, la turbina Turgo estudiada se encuentra en un rango entre la Francis y la Pelton con ventajas en ciertas condiciones por sobre ellas. En relación a la turbina Francis, no necesita carcasa hermética ni corre riesgos de cavitación. Además, puede manejar mayor flujo que la Pelton a igual diámetro, con lo que ocupa menos espacio para producir la misma potencia.

En cuanto al funcionamiento propio de esta turbina, sus aplicaciones a micro centrales todavía se encuentran en desarrollo. Sabemos, sin embargo, que es una turbina de acción por lo que, el aprovechamiento sobre la carga que le aplica el fluido a la turbina se da por variaciones de la velocidad absoluta en el fluido.

Las condiciones óptimas de funcionamiento de esta turbina indican el ángulo de inclinación del chorro al impactar en el álabe, α , alrededor de los 20° y una velocidad de los álabes igual a la mitad de la velocidad tangencial del fluido. Con estas condiciones óptimas se puede establecer una relación entre el ángulo del álabe y el del chorro, que servirá para diseñar la turbina.

Los trabajos sobre las micro turbinas Turgo indican grandes impactos en la eficiencia de la máquina cuando se trata de seleccionar el ángulo de impacto del chorro así como la geometría de la cuchara, especialmente los ángulos de los álabes, entrada y salida y el número de los mismos. Otra de las características, no menos importante, que impactan sobre la eficiencia de la máquina es el diámetro del chorro que definirá la velocidad absoluta del fluido a la entrada. Se estima que el máximo rendimiento al que puede llegar la máquina es del 82%, en laboratorio, aunque al instalarlas en el sitio no se logra una eficiencia total mayor a 40%.

El diseño de la turbina se realiza de forma empírica. En primer lugar, se calcula una potencia útil estimada, a partir de una altura y un caudal teórico propuesto. Luego, se calcula la velocidad de entrada a la máquina a partir de dicha altura y comienza a trabajarse sobre el triángulo de velocidades de entrada.

Sabiendo que se trata de una máquina de acción, las velocidades relativas y la velocidad tangencial de los álabes permanece constante a la entrada y a la salida. Así, se propone un ángulo de álabes a la salida y se calcula el triángulo de velocidades de la salida.

Con toda esta información, se procede a diseñar el inyector que, como antes mencionado, se realiza de forma empírica. Se considera que el mismo tiene las mismas características que la turbina Pelton por lo que, la bibliografía utilizada es de dicho tipo de turbinas. Se calcula por números adimensionales el diámetro del chorro y a partir del mismo se definen el resto de los parámetros del inyector.

Para el diseño del rotor, los álabes también parten de números adimensionales a partir de los cuales se calculan los diferentes diámetros (de la punta del álabe y del centro de impacto del chorro), con lo que después se calcula la cantidad de álabes y, de forma empírica, las condiciones geométricas de los álabes. Se diseñaron también los componentes mecánicos del sistema, eje, rulemanes, chaveta, poleas y alternador que serán necesarios para completar el funcionamiento de la turbomáquina.

La verificación estructural de la turbomáquina se desarrolló después, y se observa que no es un detalle para dejar para el final ya que, los esfuerzos a los que está sometida esta turbina son elevados. En especial, debido a la inclinación del chorro, se suma al esfuerzo tangencial el esfuerzo axial que puede ser considerable si se aumenta demasiado el ángulo de impacto del chorro. Se deberá trabajar en conjunto con el colegio que fabricará la máquina para definir qué material será el más adecuado para esta máquina. Las formas que deben lograrse son complejas, pero deberá garantizarse la resistencia.

En cuanto a la modelación y materialización de la máquina, se concluye que el programa SolidWorks no es adecuado para este tipo de trabajos. Como ya se mencionó antes, el software no permite introducir las condiciones de contorno reales del sistema, por lo general se utiliza para máquinas que trabajan a presión, es decir, de reacción. Se deberá cambiar el software para hacer la simulación de la máquina.

Sin embargo, siendo el software tan visual, resulta excelente para aplicarlo a la enseñanza, es decir, para hacer girar la turbina, mostrar sus movimientos, la importancia de sus partes, y su composición. Resulta muy sencillo visualizar, por ejemplo, los diagramas de velocidad propios de esta turbina, lo que resulta muy complejo para los alumnos.

Finalmente, la impresión 3D resulta muy práctica para llevar a las aulas de clase ya que los alumnos tienen dificultad para visualizar las diferencias entre las máquinas, así, no sólo observan en videos su funcionamiento, sino que también pueden tocarlas. Y cuando el banco de pruebas esté terminado, podrán ver ellos mismos el funcionamiento de la turbina.

A su vez, la impresión 3D es una forma accesible y sencilla de mostrar a los alumnos las partes de la máquina y explicar mejor su funcionamiento. La superficie que se imprime es muy rugosa, lo que a esta escala resulta muy impactante en la potencia que va a producir la máquina, sin embargo, a los fines didácticos esto no resulta de mayor importancia.

5. Lista de Símbolos

u_1	velocidad absoluta del álabe a la entrada o a la salida
V	velocidad absoluta del fluido
V_{ri}	velocidad relativa del fluido con respecto al álabe
V_{mi}	componente meridional de la velocidad absoluta del fluido
V_{ui}	componente periférica de la velocidad absoluta del fluido
α_i	ángulo que forman las dos velocidades c_i y u_i
β_i	ángulo que forma w_i con $-u_i$.
K_c	coeficiente de velocidad a la salida del inyector
d	diámetro de salida de la tobera
d_0	diámetro del chorro en la vena contracta

6. Referencias Bibliográficas

- A. Robinson and J. Scott**, 2018. Development of the Turgo turbine.
- Anagnostopoulos**, 2012. Optimal design and experimental validation of a Turgo Model Hydro turbine.
- Benzon and Aggidis**, 2016. The Turgo impulse turbine; a CFD based approach to the design improvement with experimental validation.
- Bustamante Cabrera**, 2008. Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2KW.
- Cambridge Institute for Sustainability Leadership (CISL)** (2017) Cambio Climático: Implicaciones para el Sector Energético. Hallazgos Claves del Quinto Informe de Evaluación (AR5) del Grupo Intergubernamental de Expertos. www.cisl.cam.ac.uk/ipcc
- Escuín**, 2011. Energía hidráulica producida en casa.
- Eternoo Machinery CO.**
- Fernández Mosconi, J., Audisio, O. & Marchegiani A.** (2003). *Pequeñas Centrales Hidráulicas. Apuntes de clase.* Universidad Nacional del Comahue. Facultad de Ingeniería. Neuquén, Argentina.
- Ferrada Sepúlveda**, 2012. Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para microgeneración.
- Fundación Solar**, 2012. Centrales hidroeléctricas de pequeña escala, la experiencia de la Fundación Solar en Guatemala.
- Gaiser, Erickson, Stroeve, Delplanque**, 2015. An experimental investigation of design parameters for pico-hydro Turgo turbines using a response surface methodology.
- Góngora**, 2012. Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Turbina Michell-Banki
- Hauser Vavra**, 2011. Caracterización de turbina tipo Turgo para microgeneración.
- IPCC-Intergovernmental Panel on Climate Change** (2011). *Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation.* ISBN 978-92-9169-131-9. Sitio web: <http://www.ipcc.ch/report/srren/>
- Labandeira, X., Linares, P. & Würzburg, K.** (2012). *Energías Renovables y Cambio Climático – Economics for Energy.* WP 06/2012.
- Mataix, C.** (2009). *Turbomáquinas Hidráulicas. Turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores.* Universidad Pontificia Comillas. 1ª ed., 1ª. 1720 páginas; 24x17 cm. ISBN: 8484682528 ISBN-13: 9788484682523
- Mohaded, Martín Gabriel.** (2018) Turbina hidráulica para generación de energía.
- Polo Encinas, M.** (1976). *Turbomáquinas Hidráulicas.* México. LIMUSA.
- Reyna, T., Lábaque, M., Reyna, S., Riha, C., Irazusta, B.** (2017) Energía mini y micro hidráulica: aporte contra el Cambio Climático. V Jornadas de Ingeniería del Agua. La Coruña, 24-26 de octubre 2017.
- Reyna, T., Lábaque, M., Irazusta, B., Reyna, S., Riha, C.** (2017). *Microturbinas hidráulicas. Diseño, adaptaciones para enseñanza de microgeneración.* XXVIII Congreso Latinoamericano de Hidráulica Buenos Aires, Argentina. 18 al 21 de septiembre de 2018.
- Reyna T, Reyna, S., Lábaque M., Riha C, Groso F.** (2016) Applications of Small Scale Renewable Energy. *Journal of Business and Economics, USA.* Academic Star Publishing Company. ISSN: 2155-7950.
- Reyna, T., Reyna, S., Lábaque, M., Riha, Irazusta, B., Fragueiro, A.** (2017). Diseño de microturbinas Kaplan y Turgo para sistemas de microgeneración. Desafíos y

adaptaciones. XXVI Congreso Nacional del Agua. Córdoba, Argentina. 20 a 23 de septiembre 2017.

Reyna, T., Reyna, S., Lábaque, M., Riha, C. & Giménez, E. (2012). *Aplicaciones de Usos de Energías Renovables. Microturbinas de Generación Hidroeléctrica*. XXV Congreso Latinoamericano de Hidráulica S.J., Costa Rica. 9 al 12 de septiembre de 2012

Wilson, 1967. A high speed impulse turbine.

Páginas web consultadas

<https://www.indec.gob.ar/>

<https://www.meteored.com.ar/>

<https://www.erenovable.com/>

<http://energiasdemipais.educ.ar/energia-solar/>

<https://energiasrenovables.com.ar/>

<https://epre.gov.ar/>

<http://energiasdemipais.educ.ar/energia-hidraulica/>

<http://energiasdemipais.com.ar/>

<https://www.enel.com.ar/es/Historias/a201802-biomasa-en-argentina-con-80-plantas.html>

<http://energiasdemipais.educ.ar/fuentes-de-energia-potencial/mapa-de-potencial-geotermico/>

<http://construar.com.ar/>

<http://cronista.com/>

<https://argentinaeolica.org.ar/estudios-y-estadisticas/cat/informacion-general>

http://en.wikipedia.org/wiki/Turgo_turbine.

<http://www.skf.com/ar/index.html>

http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

<http://www.sgtransmisiones.com/info/poleas>

<https://www.meccalte.com/en/products>