



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO EXPERIMENTAL PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

---

---

“DISEÑO POR CFD DE UNA ROTO BOMBA ACCIONADA CON TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN SECTORES VULNERABLES”.

---

---

**AUTOR:** Marlon Santiago Moreno Duarte

**TUTOR:** Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg.

AMBATO – ECUADOR

2017

## CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo experimental con el tema **“DISEÑO POR CFD DE UNA ROTO BOMBA ACCIONADA CON TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN SECTORES VULNERABLES”**, desarrollado por el señor Marlon Santiago Moreno Duarte, con cédula de ciudadanía: 100295161-2, y estudiante que ha culminado con la malla curricular vigente de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el proyecto de investigación es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.
- Está concluida y puede continuar con los tramites de graduación.

Atentamente,

---

Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg.

Tutor del Trabajo Experimental

## AUTORIA DEL TRABAJO

YO, Marlon Santiago moreno duarte con cédula de ciudadanía 100295161-2 declaro que los criterios emitidos en este trabajo experimental con tema **“DISEÑO POR CFD DE UNA ROTOBOMBA ACCIONADA CON TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN SECTORES VULNERABLES”**, así también los contenidos, simulaciones, análisis conclusiones y recomendaciones realizadas son de mi total responsabilidad como autor de la presente investigación, exceptuando las referencias bibliográficas que se encuentran citadas en el mismo.

---

Marlon Santiago Moreno Duarte

CC: 100295161-2

Autor

## DERECHOS DE AUTOR

Yo, Marlon Santiago Moreno Duarte autorizo a la Universidad técnica de Ambato, para que haga uso de este trabajo experimental de tema **“DISEÑO POR CFD DE UNA ROTOBOMBA ACCIONADA CON TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN SECTORES VULNERABLES”** o parte de este para su lectura, consulta y proceso de investigación según las normas de esta institución.

Cedo los derechos de mi trabajo experimental con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción parcial o total de este trabajo siempre y cuando no sea de beneficio económico.

---

Marlon Santiago Moreno Duarte

CC: 100295161-2

Autor

IV

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del trabajo experimental realizado por el estudiante Marlon Santiago Moreno Duarte de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO POR CFD DE UNA ROTOBOMBA ACCIONADA CON TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN SECTORES VULNERABLES”

Ambato, octubre del 2017

.....

Ing. Mg. Cesar Arroba

.....

Ing. Mg. Diego Núñez

## **DEDICATORIA**

A mis padres, Lourdes y Francisco quienes me han apoyado en todas las cosas que me he propuesto y siempre me han alentado a ser mejor, a ellos quienes día a día luchan por mi bienestar y siempre están pendiente de las cosas que realizo y por quienes estoy cumpliendo mis objetivos.

A mi hermana, Mishel quien ha sido una buena compañera de vida y me ha brindado su apoyo en los buenos y malos momentos.

## **AGRADECIMIENTO**

Quiero agradecer a mis padres y mi hermana por el amor, la seguridad y confianza que me brindan para poder lograr mis sueños. A los amigos que llegue a conocer durante estos años de estudio que me han hecho sentir como en casa y como si fueran mi familia. A mis amigos del barrio que han estado apoyándome en el transcurso de mis estudios. A mis profesores de la de la carrera de Ingeniería Mecánica que han sido un pilar fundamental para los conocimientos que he adquirido. De manera especial al Ingeniero Mauricio Carrillo y Alex Mayorga por guiarme en el transcurso del desarrollo de la tesis inculcándome disciplina y a no rendirme.

Finalmente, no puedo dejar de agradecer a la Universidad Técnica de Ambato y a la Carrera de Ingeniería mecánica que me han abierto las puertas para poder llegar a ser la persona que soy ahora.

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR .....	II
AUTORIA DEL TRABAJO .....	III
DERECHOS DE AUTOR.....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	V
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO .....	VII
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	XI
ÍNDICE DE TABLAS .....	XIII
RESUMEN EJECUTIVO .....	XIV
ABSTRACT.....	XV
CAPÍTULO I. ANTECEDENTES.....	1
1.1 Tema del trabajo experimental.....	1
1.2 Antecedentes .....	1
1.3 Justificación.....	2
1.4 Objetivos .....	4
1.4.1 Objetivos General.....	4
1.4.2 Objetivos Específicos .....	4
CAPÍTULO II. FUNDAMENTACIÓN.....	5
2.1 Fundamentación teórica .....	5
2.1.1 Bombeo de Agua con energías no convencionales .....	5
2.1.1.1 Clasificación de los equipos de bombeo de agua con energías no convencionales .....	6
2.1.2 Turbinas Hidráulicas .....	9
2.1.3 Clasificación de las turbinas Hidráulicas .....	10

2.1.4	Características de la turbina Michell-Banki .....	11
2.1.4.1	Elementos que constituyen la turbina .....	15
2.1.5	Parámetros de diseño de la turbina Michell-Banki.....	16
2.1.6	Bombas centrífugas .....	18
2.1.7	Dinámica computacional de fluidos (CFD).....	19
2.1.7.1	Esquema de trabajo de los códigos CFD .....	21
2.1.8	Modelos de turbulencia .....	23
2.1.8.1	The Shear Stress Transport (SST) .....	23
2.1.8.2	The k- $\epsilon$ model en ANSYS FLUENT (Realizable) .....	24
2.1.8.3	The k- $\epsilon$ Standard.....	24
2.1.8.4	The k- $\omega$ SST .....	25
2.1.8.5	The k- $\omega$ Standard.....	26
2.1.9	Mallado .....	26
2.1.9.1	Calidad del mallado .....	27
2.1.10	Condiciones de borde .....	28
2.2	Hipótesis .....	29
2.3	Señalamiento de variables de la hipótesis .....	29
2.3.1	Variable independiente .....	29
2.3.2	Variable dependiente .....	29
CAPÍTULO III. METODOLOGÍA.....		30
3.1	Nivel o tipo de investigación.....	30
3.1.1	Descriptiva.....	30
3.1.2	Bibliográfica .....	30
3.1.3	Experimental.....	30
3.2	Población y muestra .....	30
3.2.1	Población .....	30
3.2.2	Muestra .....	30

3.3 Operacionalización de Variables.....	32
3.3.1 Variable independiente.....	32
3.3.2 Variable dependiente.....	34
3.4 Plan de recolección de información.....	35
3.5 Plan procesamiento y análisis.....	35
3.5.1 Cálculos de la turbina.....	35
3.5.2 Mallado.....	47
3.5.3 Condiciones de borde.....	52
CAPÍTULO IV. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	53
4.1 Recolección de datos.....	53
4.2 Análisis de resultados.....	57
4.3 Verificación de hipótesis.....	66
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	73
5.1 Conclusiones.....	73
5.2 Recomendaciones.....	74
BIBLIOGRAFÍA.....	75
ANEXOS.....	78

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Bomba de ariete hidráulico.....	6
Figura 2.2. Roto-Bomba.....	7
Figura 2.3. Riobomba.....	8
Figura 2.4. Aerobomba.....	9
Figura 2.5. Rueda Hidráulica. (Primera turbina hidráulica).....	10
Figura 2.6. Esquema del funcionamiento de turbinas de acción.....	10
Figura 2.7. Esquema del funcionamiento de turbinas de reacción.....	11
Figura 2.8. Esquema de trayectoria del flujo de agua dentro del rodete de turbina Michell Banki.....	12
Figura 2.9. Simulación en SolidWorks 2014 de la Trayectoria del agua dentro del rodete.....	13
Figura 2.10. Arcos de admisión y salida del fluido.....	13
Figura 2.11. Etapas del recorrido del flujo dentro del rodete.....	14
Figura 2.12. Elementos que conforman una turbina.....	15
Figura 2.13. Tipos de configuraciones de inyectores para turbinas Michell-Banki...	16
Figura 2.14. Funcionamiento Bomba Centrífuga.....	18
Figura 2.15. Ecuación resuelta mediante dinámica computacional de fluidos.....	19
Figura 2.16. Discretización del dominio en pequeños volúmenes de control.....	20
Figura 2.17. Tipos de Malla en 2D y 3D.....	26
Figura 2.18. Calidad del Mallado.....	28
Figura 2.19. Esquema Condiciones de Frontera.....	29
Figura 3.1. Ecuaciones para dimensionar el inyector.....	39
Figura 3.2. Rodete Modelado en SolidWorks 2014.....	40
Figura 3.3. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	41
Figura 3.4. Diagrama de esfuerzos cortantes (plano Y-X).....	42
Figura 3.5. Diagrama de momento flector (plano Y-X).....	42
Figura 3.6. Diagrama de esfuerzos cortantes (plano Z-X).....	43
Figura 3.7. Diagrama de momento flector (plano Z-X).....	43
Figura 3.8. Modelo de malla seleccionada.....	48
Figura 3.9. Presión vs número de celdas.....	51
Figura 3.10. Calidad ortogonal vs número de celdas.....	51

Figura 3.11. Nombres asignados a la geometría de la turbina .....	52
Figura 4.1. Esquema de las condiciones de trabajo en el volumen de fluido.....	57
Figura 4.2. Comparación modelos de turbulencia.....	58
Figura 4.3. Fracción volumétrica del agua .....	60
Figura 4.4. Zonas de la turbina con presencia de agua y aire. ....	61
Figura 4.5. Zonas de la Turbina con presencia total de aire.....	61
Figura 4.6. Presión en el inyector y en el rodete de la turbina.....	62
Figura 4.7. Velocidad del agua.....	63
Figura 4.8. Intensidad de Turbulencia.....	65
Figura 4.9. Curvas características de la bomba EMICA modelo EK 200-50 .....	66
Figura 4.10. Eficiencia vs Relación de caudal .....	67
Figura 4.11. Comparación Eficiencia Simulación vs Eficiencia Experimental. ....	68
Figura 4.12. Triángulo de velocidades obtenido por CFD. ....	69
Figura 4.13. Recursos hídricos en la zona 3.....	70
Figura 4.14. Sectores vulnerables. ....	71

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Rangos de aplicación de turbinas hidráulicas según su número específico de revoluciones.....	17
Tabla 3.1. Determinación de la muestra.....	31
Tabla 3.2 Variable independiente.....	32
Tabla 3.3 Variable dependiente.....	34
Tabla 3.4. Criterio de aceptación del número de revoluciones en base a los valores del $N_s$ y $N_q$ de la turbina.....	36
Tabla 3.5. Valores para momentos de flexión en eje rotatorio. ....	44
Tabla 3.6. Valores para la convergencia de malla.....	50
Tabla 3.7. Condiciones de borde .....	52
Tabla 4.1. Valores utilizados para el cálculo de eficiencia .....	53
Tabla 4.2. Comparación de resultados entre modelo de turbulencia $K-\varepsilon$ Realizable y $K-\varepsilon$ Standard.....	54
Tabla 4.3. Comparación de resultados entre modelo de turbulencia $K-\varepsilon$ Realizable y $K-\omega$ Standard.....	54
Tabla 4.4. Comparación de resultados entre modelo de turbulencia $K-\varepsilon$ Realizable y $K-\omega$ SST.....	55
Tabla 4.5. Comparación de resultados entre modelo de turbulencia $K-\varepsilon$ Realizable y SST.....	55
Tabla 4.6. Caudal y altura a bombear.....	56

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO POR CFD DE UNA ROTO BOMBA ACCIONADA POR UNA  
TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN  
SECTORES VULNERABLES.**

**Autor:** Marlon Santiago Moreno Duarte

**Tutor:** Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo Rosero

**RESUMEN EJECUTIVO**

El presente trabajo experimental está basado en el estudio por dinámica computacional de fluidos (CFD) de una turbina Michell Banki para poder bombear agua sin la utilización de energía eléctrica y sin la utilización de combustibles fósiles como es la tendencia general. Con este estudio se pretende analizar el correcto funcionamiento de la turbina inmiscuyéndose este estudio en el análisis de la presión que se tiene dentro de la turbina, la velocidad del fluido a la salida del inyector y a través de los álabes del rotor, la fracción volumétrica del fluido para poder determinar si cumple con las condiciones de funcionamiento de la turbina que indica que es de flujo cruzado y la turbulencia que se encuentra dentro de la turbina para poder determinar si la propuesta de este diseño es la adecuada y no se está perdiendo demasiada energía en sectores que no son de mayor influencia.

El estudio realizado ha sido expuesto a varias modificaciones hasta lograr la configuración adecuada de la turbina y por medio de las simulaciones en el SOFTWARE ANSYS con el módulo de FLUENT se ha podido llegar a concluir que el diseño que se expone es el adecuado para el funcionamiento de la Roto-Bomba.

**UNIVERSITY TECHNICAL OF AMBATO**  
**FACULTY OF CIVIL ENGINEERING AND MECHANICS**  
**MECHANICAL ENGINEERING CAREERS**

**CFD DESIGN OF A ROTATE PUMP OPERATED BY A MICHELL-BANKI  
TURBINE, FOR THE PUMPING OF IRRIGATION WATER IN  
VULNERABLE SECTORS.**

Author: Marlon Santiago Moreno Duarte

Tutor: Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo Rosero

**ABSTRACT**

The present experimental work is based on the computational fluid dynamics (CFD) study of a Michell Banki turbine to be able to pump water without the use of electric energy and without the use of fossil fuels as is the general tendency. The aim of this study is to analyze the correct functioning of the turbine. This study is based on the analysis of the pressure inside the turbine, the velocity of the fluid at the exit of the injector and through the rotor blades, the volumetric fraction of the fluid to determine if it meets the operating conditions of the turbine indicating that it is cross flow and the turbulence that is inside the turbine to be able to determine if the proposal of this design is appropriate and is not wasting too much energy in sectors that are not of greater influence.

The study has been exposed to several modifications until the proper configuration of the turbine and through the simulations in the ANSYS SOFTWARE with the FLUENT module it has been possible to conclude that the design that is exposed is suitable for the operation of the Turbo-Pump.

## **CAPÍTULO I. ANTECEDENTES**

### **1.1 Tema del trabajo experimental**

DISEÑO POR CFD DE UNA ROTO BOMBA ACCIONADA CON UNA TURBINA MICHELL-BANKI, PARA EL BOMBEO DE AGUA DE RIEGO EN SECTORES VULNERABLES.

### **1.2 Antecedentes**

En el estudio realizado por Curiel Bonaguro Christian Eduardo, estudiante de pregrado de la Universidad Simón Bolívar de Venezuela, en la coordinación de Ingeniería Mecánica, con el tema, “ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO DE UNA TURBINA DE TIPO BANKI UTILIZANDO HERRAMIENTAS DE DINÁMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL” en la cual mediante simulaciones se estudió el fluido bifásico, constituido por aire y agua en la turbina. Se ha reproducido las mismas condiciones de ensayo realizadas a una turbina de este tipo construida en el laboratorio de conversión de Energía Mecánica de la Universidad Simón Bolívar en el año 1989. [1]

En el trabajo realizado por Rafael Mendoza y Carmelo De Dominics, estudiantes de pregrado de la Universidad Metropolitana de Venezuela, en el laboratorio de conservación de energía, bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA BANKI”. La revisión de este tema indica que para el diseño de esta turbina se realizó de acuerdo a los parámetros indicados que son altura neta con un valor de 35 metros y un número de revoluciones de 800 rpm. Estos parámetros son los principales para el diseño hidráulico de la turbina de los cuales siguiendo las leyes de turbomáquinas se procede al cálculo de cada uno de sus componentes. [2]

En un estudio realizado por el Ingeniero David Chávez Muñoz profesor de la Pontificia Universidad Católica Del Perú residente del CEPIS por medio de La Organización Panamericana De La Salud y del Área De Desarrollo Sostenible Y Salud Ambiental con el tema “BOMBEO DE AGUA CON ENERGÍAS NO CONVENCIONALES”, dicha investigación indica que el sistema radica en el acoplamiento de una turbina Michel-Banki a una bomba centrífuga. La variada aplicación de este tipo de sistemas incluye la generación de energía eléctrica mecánica directamente. [3]

Las características más relevantes que se toman en cuenta de esta investigación son:

- Pueden ser construidas con materiales de bajo costo
- Aprovechan ríos, corrientes de agua o manantiales con caudales de 30 a 1500 litros por segundo.
- Funcionan con saltos de 2 a 25 metros.
- Pueden bombear hasta 60 m de altura y 70 litros por segundo.

En el estudio realizado por Lorentz Fjellanger Barstad, de la Norwegian University of Science and Technology, con el tema “CFD ANALYSIS OF A PELTON TURBINE” en la cual indica que se procede a realizar un estudio no estacionario para desarrollar y validar un modelo CFD, sometido a un chorro de agua de alta velocidad que predice el par aplicado a una cuchara de turbina Pelton, para dicho estudio la empresa noruega DynaVec, empresa dedicada a producir turbinas ofreció proporcionar geometría de la cuchara para realizar el estudio. Los resultados de este estudio sugieren que el modelo numérico es prometedor utilizándolo como herramienta de diseño paramétrico, pero requiere mayor desarrollo para poder obtener una verdadera validación del modelo. [5]

En el estudio realizado por Misrak Girma y Edessa Dribssa, estudiantes de Addis Ababa University, con el tema “FLOW SIMULATION AND PERFORMANCE PREDICTION OF CROSS FLOW TURBINE USING CFD TOOL”, muestran en su estudio que el principal objetivo del trabajo se basa en estudiar el flujo interno y las características de rendimiento de la turbina de flujo cruzado utilizando herramientas de CFD. Para dicho trabajo realiza una simulación de flujo en estado estacionario 2D-CFD usando software GAMBIT para la elaboración de la geometría y para el análisis se utilizó ANSYS FLUENT. [6]

### **1.3 Justificación**

El presente proyecto está basado en el estudio por medio de Dinámica Computacional de Fluidos de una Roto-Bomba la cual es una máquina compacta que está compuesta de una turbina Michell-Banki y una bomba centrífuga o de desplazamiento positivo.

La turbina Michell-Banki es una turbina que fue inventada por el australiano Anthony George Michell y patentada en 1903. Posteriormente, entre los años 1917 y 1919 fue estudiada por Donat Banki (Hungría), en la universidad de Budapest. [7]

La turbina de Michell-Banki, también conocida como turbina de doble impulsión, turbina de flujo cruzado, Michell u Ossberger: es clasificada como una turbina de impulsión, de admisión parcial y flujo transversal. [8]

A diferencia de las turbinas de flujo axial o radial el agua en una turbina Michell-Banki pasa a través del rodete de forma transversal y solo de forma parcial; como en una rueda de agua, su perímetro exterior, la cual luego ingresa al rodete y pasa por los álabes del lado opuesto del rodete. Esto implica que el agua pasa dos veces por los álabes entregando un trabajo adicional, por ende, esto mejora su eficiencia. [8]

Este proyecto es de vital importancia ya que por medio de esta máquina se podría bombear agua a sectores vulnerables en los cuales no se cuente con energía eléctrica, ya que según el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos en las encuestas realizadas en el 2014 de las condiciones de vida de los ecuatorianos dice que aún el 4,4% del territorio rural aún no cuenta con energía eléctrica. [9]

De esta manera la utilización de la Roto Bomba es crucial para estos sectores ya que al no contar con energía eléctrica dichos sectores necesitaran básicamente un flujo de agua ya sea este de acequias, riachuelos, fuentes de agua, quebradas que cuenten con una circulación constante de agua ya que por medio de este recurso se aprovechara para producir el movimiento de la turbina y por medio del movimiento de la turbina el funcionamiento de la bomba, llevando así el agua de riego hacia los lugares requeridos sin la utilización de energía eléctrica y también sin la utilización de cualquier tipo de combustible fósil.

La puesta en marcha de este proyecto será de vital interés para varios sectores vulnerables que no cuenten básicamente con agua de riego, recurso de vital importancia para poder cultivar sus tierras, y sabiendo que muchas de las personas del campo no tienen la posibilidad de poder adquirir y sistema de bombeo sea este eléctrico o de combustión ya que sus precios son elevados y el mantenimiento también resulta ser costoso, por lo cual por medio de esta propuesta se quiere ayudar a que varias personas interesadas puedan utilizar esta máquina como una opción viable para poder

bombear agua hacia los cultivos ya que muchas personas siembran en geografías de difícil acceso como laderas o montañas a las cuales se hace muy difícil la llegada de agua y pierden sus cultivos.

El proyecto de la Roto-Bomba es factible realizarlo en nuestro país ya que se cuenta con la capacidad, el personal y los materiales necesarios para poder elaborarlo, pero al ser un proyecto que necesita una previa investigación ya que en nuestro país no es conocida la Roto-Bomba se realizará un estudio previo para poder determinar altura a bombear y el caudal que se entregará con las mínimas especificaciones de funcionamiento de la turbina.

De esta manera los beneficiarios ya no serían solo los sectores vulnerables del país, si no que de todas las personas que se dedican a los cultivos o cualquier actividad que sea indispensable el bombeo de agua ya que la roto bomba es un proyecto que reducirá costos de operación, de mantenimiento y los más importante será amigable con el medio ambiente porque no se utilizara energía eléctrica y tampoco combustibles fósiles los cuales generan gran cantidad de contaminantes al medio ambiente.

## **1.4 Objetivos**

### **1.4.1 Objetivos General**

Diseñar por CFD una Roto-Bomba accionada con turbina Michell-Banki, para el bombeo de agua de riego en sectores vulnerables.

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

- ❖ Realizar la selección de a bomba centrífuga con la que va a operar la roto-bomba.
- ❖ Realizar el diseño de la turbina mediante CFD
- ❖ Realizar un estudio de la mínima influencia del tamaño de la malla con el que se va a simular la turbina

## **CAPÍTULO II. FUNDAMENTACIÓN**

### **2.1 Fundamentación teórica**

#### **2.1.1 Bombeo de Agua con energías no convencionales**

El principal problema a los cuales se enfrentan varios de los países en desarrollo principalmente los países sudamericanos es la dificultad de abastecer de agua en las proporciones y condiciones suficientes a los sectores marginal y urbano.

Las energías no convencionales son más ventajosas que las convencionales debido a la disponibilidad que se tiene ya que son ilimitadas, no contaminan el medio ambiente y los costos son mínimos.

El Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente, ha venido promoviendo dentro de sus estrategias para proveer de agua a pueblos marginales equipos como bombas de ariete hidráulico, aerobombas, rotobombas (turbobombas) y riobombas. [3]

El bombeo con energía fotovoltaica es una de las opciones que más se ha tomado en cuenta en los últimos tiempos ya que es una aplicación de vital interés para sectores aislados. Esta tecnología ha ido demostrando a lo largo de los últimos años ser una manera efectiva de suministro de agua para comunidades rurales y sectores agrícolas y ganaderos. La elección de un sistema de bombeo que este alimentado por energía fotovoltaica tienen dependencia principalmente en factores geográficos y económicos ya que el sistema de bombeo eólico es más competitivo en comparación con la cantidad de recurso utilizado.

Las ventajas del bombeo por medio de energías no convencionales son muy apreciables ya que no se necesitará de la inversión en combustibles, el mantenimiento es regular por lo cual el tiempo se lo puede aprovechar en otras ocupaciones.

En el Ecuador actualmente pocas son las personas que conocen sobre el bombeo de agua con energías no convencionales, los métodos más conocidos son el bombeo por medio de Aerobomba y el bombeo por medio de bomba de ariete. [4]

### 2.1.1.1 Clasificación de los equipos de bombeo de agua con energías no convencionales

Según el Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente los equipos se clasifican en:

#### ❖ Bombas de ariete

Son máquinas que pueden elevar un caudal “ $q$ ”, hasta una altura “ $h$ ” superior a la caída “ $H$ ”, la cual es la que alimenta a la bomba. Ver figura 2.1

Esta máquina aprovecha las presiones elevadas del conocido fenómeno golpe de ariete hidráulico., el cual es generado por el cierre brusco de una válvula. Para esto el caudal “ $Q$ ” debe ser mayor que el caudal “ $q$ ” el cual ingresa a la bomba y se desparrama activando todas las válvulas que tiene el sistema para este fin. [3]

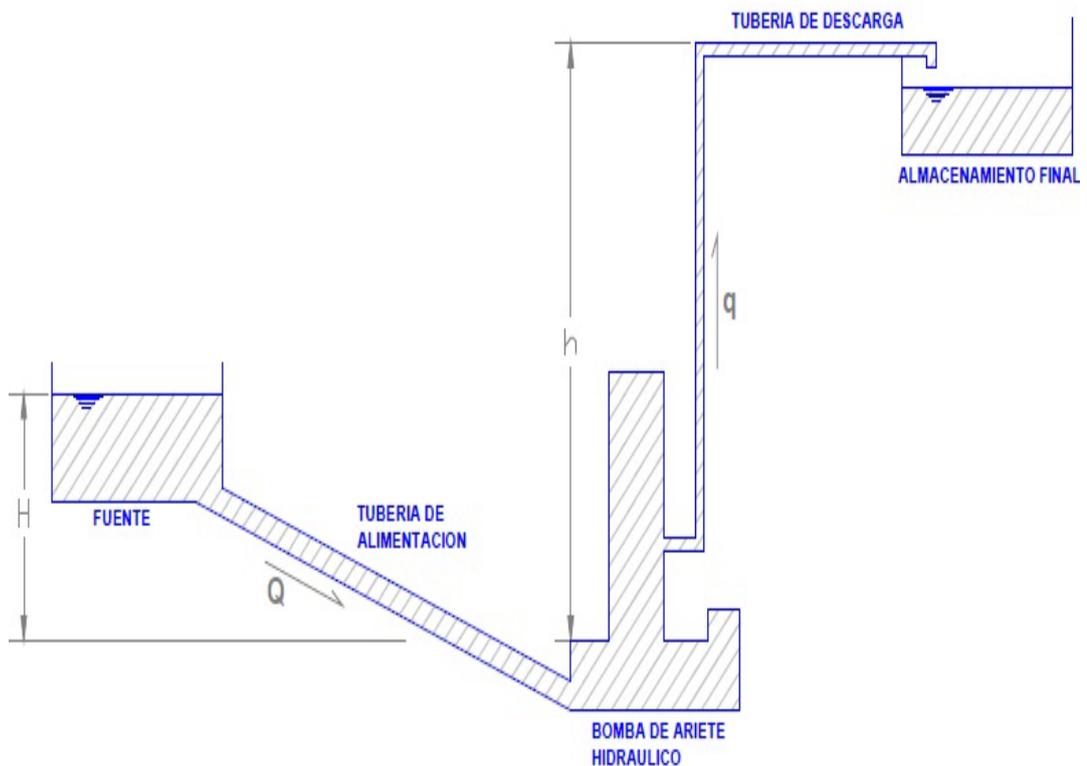


Figura 2.1. Bomba de ariete hidráulico.

Fuente: [3]

### ❖ Roto-Bombas (Turbobombas)

Esta máquina consiste del acoplamiento de una turbina de tipo Michell-Banki a una bomba centrífuga. En este tipo de sistema se puede variar la aplicación para incluir la generación de energía o directamente mecánica. Ver figura 2.2

Las ventajas de este tipo de máquinas es que son fáciles de construir y se puede aprovechar el caudal de ríos corrientes de aguas o manantiales que estén dentro de las condiciones de funcionamiento de la turbina Michell-Banki.

Las Roto-Bombas no cuentan con tamaños estandarizados y para cada instalación deben calcularse los parámetros de funcionamiento. [3]

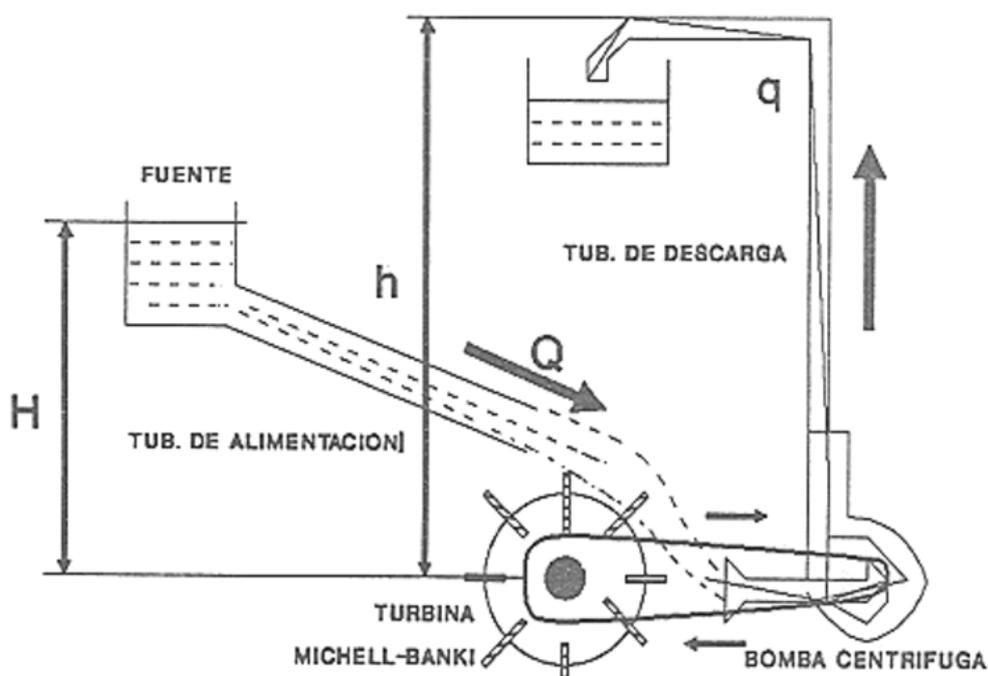


Figura 2.2. Roto-Bomba

Fuente: [3]

### ❖ Riobomba

Es una máquina la cual en su composición cuenta con una rueda hidráulica de corriente libre y de una bomba alternativa de pistones. La rueda hidráulica aprovecha al máximo la energía cinética del agua la cual circula por un río o canal de pendiente pequeña. Mediante un mecanismo de biela manivela el giro de la rueda se convierte en un

movimiento lineal alternativo para accionar las bombas reciprocantes las cuales ayudan a elevar el agua desde el río o canal hasta el nivel de descarga que se desea. [3]  
Ver figura 2.3

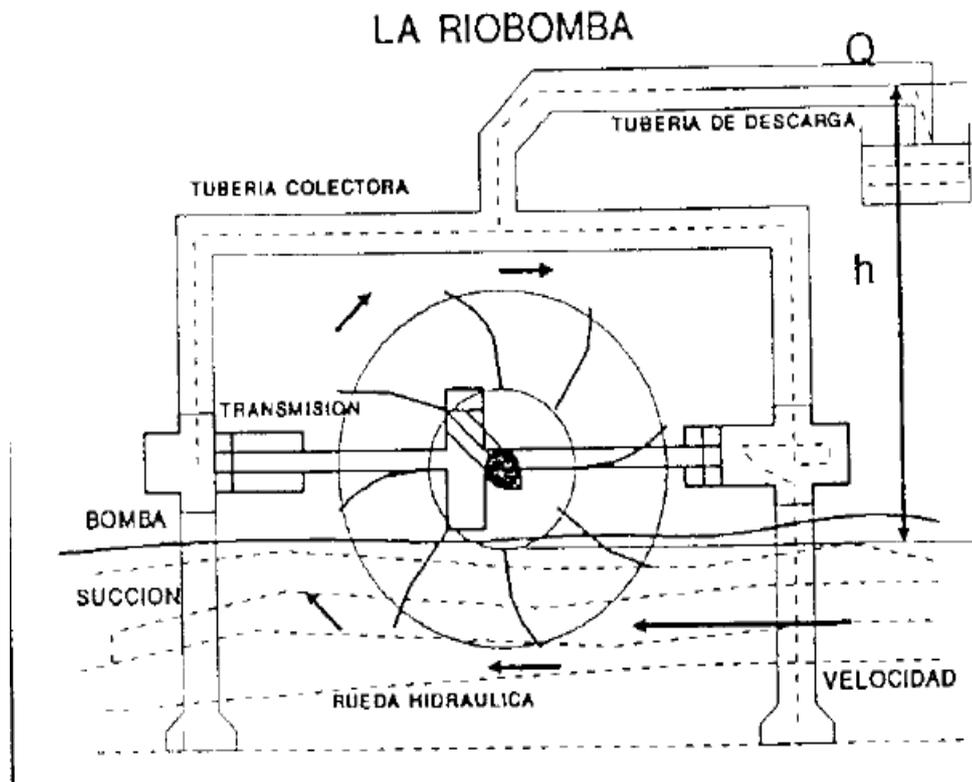


Figura 2.3. Riobomba

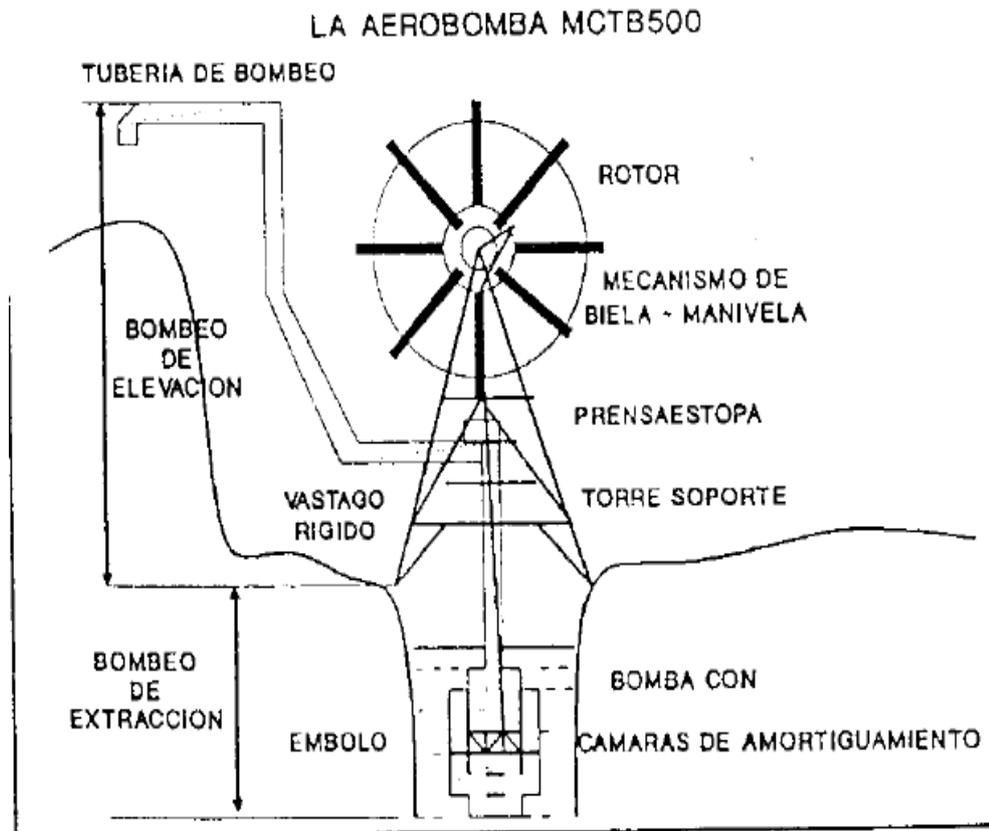
Fuente: [3]

#### ❖ Aerobombas

Este tipo de máquinas son las que transforman la energía eólica a energía mecánica.  
Ver figura 2.4.

Esto se produce mediante un rotor el cual gira por el arrastre de la velocidad del viento. El funcionamiento consiste por medio de una transmisión de biela-manivela, se impulsa una bomba de pistón la que consigue que eleve el agua.

Esta máquina puede elevar agua hasta una altura máxima de 20 metros y puede obtener un caudal máximo de 4 litros por segundo por lo cual es utilizada comúnmente para extraer agua de pozos subterráneos. [3]



**Figura 2.4. Aerobomba**

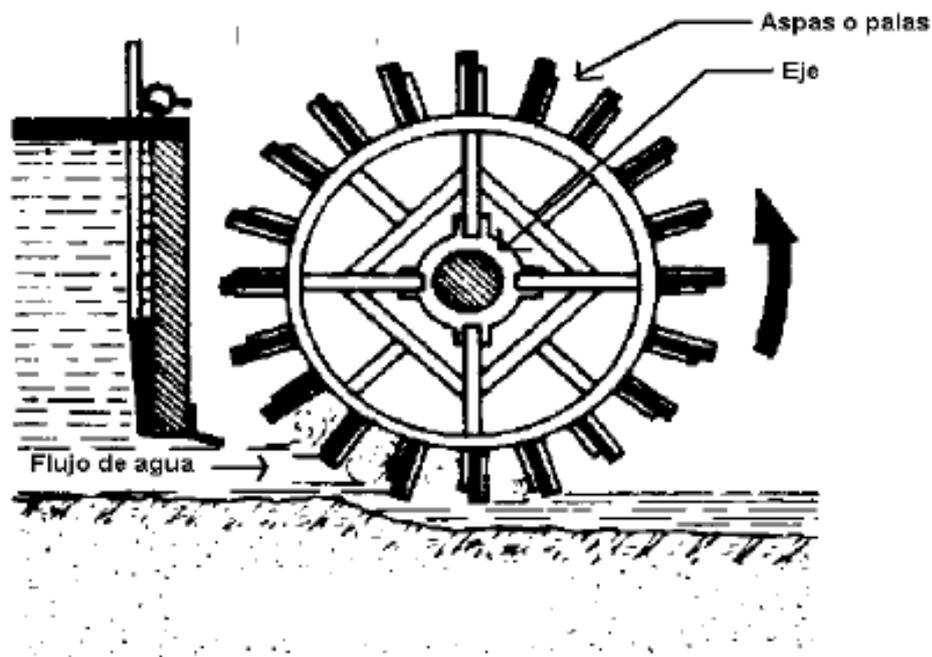
**Fuente: [3]**

### **2.1.2 Turbinas Hidráulicas**

Las turbinas hidráulicas son máquinas que aprovechan la energía cinética y potencial del agua para poder producir movimiento de rotación que al transferirlo por un eje este puede mover directamente una máquina o comúnmente un generador el cual transforma la energía mecánica en energía eléctrica. [10]

La más antigua y simple turbina hidráulica es la rueda hidráulica, la cual fue utilizada por primera vez en la antigua Grecia para moler cereales. Ver figura 2.5

Otro concepto del cual podemos tener idea nos da MATAIX en su libro “mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas”, el cual nos dice que las turbinas hidráulicas son máquinas las cuales permiten transformar la energía que absorbe un rotor provisto de álabes mientras el flujo pasa a través de estos. [11]



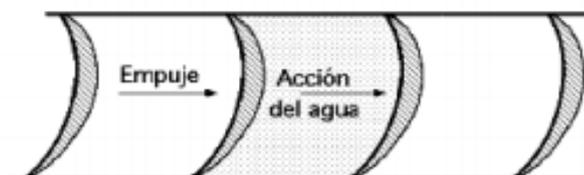
**Figura 2.5.** Rueda Hidráulica. (Primera turbina hidráulica)

**Fuente:** [10]

### 2.1.3 Clasificación de las turbinas Hidráulicas

Independientemente a que la presión en el rodete varíe o no, las turbinas se clasifican de la siguiente manera:

- a) **Turbinas de acción o impulsión:** en este tipo de turbinas el agua sale del distribuidor con presión atmosférica y llega al rodete con igual presión, toda la energía que proporciona el salto de agua se transmite al rodete como energía cinética. [12] Ver figura 2.6

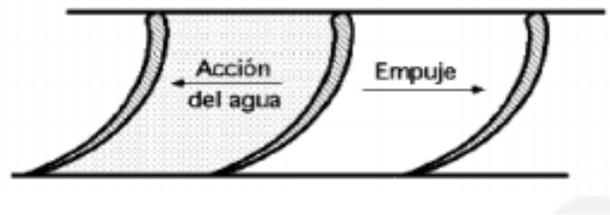


**Figura 2.6.** Esquema del funcionamiento de turbinas de acción

**Fuente:** [12]

- b) **Turbinas de reacción:** en estas turbinas el agua sale del distribuidor con una cierta presión la cual va disminuyendo a razón que el agua va atravesando los

álabes que contiene el rodete, de esta manera, la presión a la salida puede ser nula o negativa. [12] Ver figura 2.7



**Figura 2.7.** Esquema del funcionamiento de turbinas de reacción

Fuente: [12]

#### **2.1.4 Características de la turbina Michell-Banki**

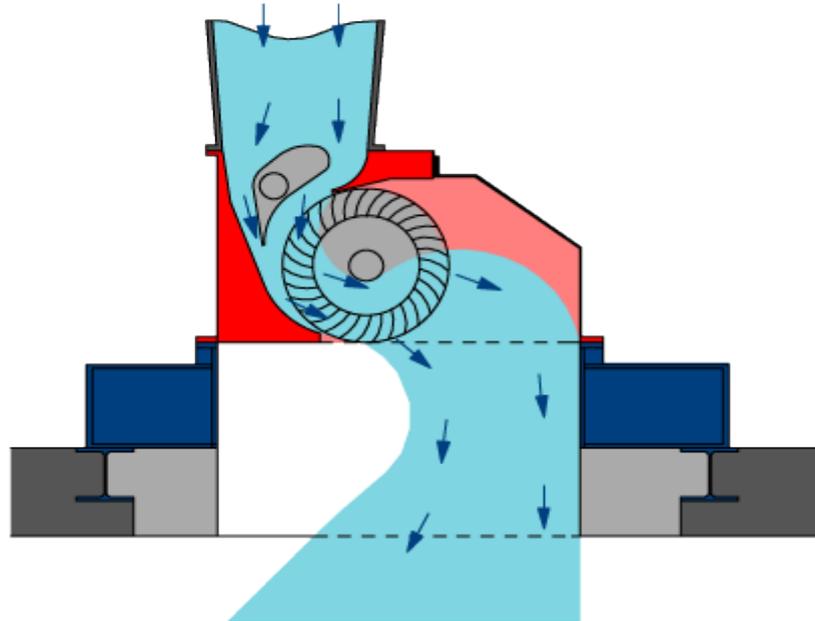
Son máquinas pertenecientes a las turbinas de acción o impulso, en dichas máquinas llega el agua por la tubería, se conduce hacia el rodete por un inyector de sección transversal rectangular el cual generalmente contiene un regulador de caudal según las necesidades o la demanda.

##### **Características generales de la turbina Michell-Banki**

- Turbinas de acción
- $N_s$  de 40 a 240
- Eficiencia menor o igual a 85%
- Saltos netos de 1 a 200 m
- No existe peligro de cavitación
- Fácil construcción y diseño sencillo
- Aplicada para micro generación eléctrica
- Rangos elevados para la velocidad de giro
- Potencia máxima de 6 MW
- Regulación de caudal y potencia por un regulador en el inyector
- Son turbinas de flujo cruzado

La turbina Michell-Banki es una turbina que se adapta a diferentes tipos de funcionamiento principalmente ocupada para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos.

La diferencia de esta turbina consta principalmente a que el flujo de agua pasa a través del rodete de manera transversal y solo de forma parcial. Esta es admitida por su perímetro exterior, la cual ingresa luego al rodete y vuelve a pasar los álabes del lado opuesto del rodete. Lo que implica que el fluido pasa doblemente por los álabes entregando de esta manera un trabajo adicional, razón por la cual mejora su eficiencia. [8] Ver figura 2.8

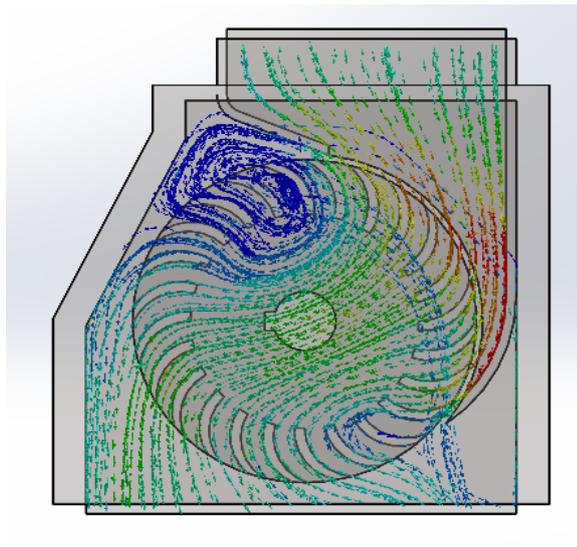


**Figura 2.8.** Esquema de trayectoria del flujo de agua dentro del rodete de turbina Michell Banki.

**Fuente:** [12]

Es de vital importancia poder determinar la trayectoria del chorro en el interior del rodete porque de esta manera se podrá determinar si el cálculo del diámetro exterior del rodete es el adecuado para poder garantizar que el flujo de agua se dirija hacia la segunda etapa y evitar que se produzcan exageradas pérdidas al momento de impactar con el eje. [13]

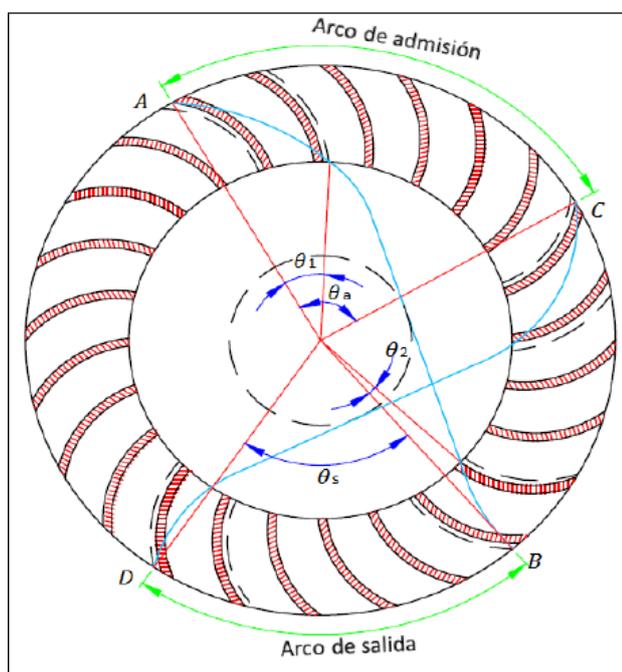
En la figura 2.9 se puede observar como atraviesa el fluido por todo el rodete del modelo elaborado en SolidWorks. El aprovechamiento doblemente del fluido es la característica principal de esta turbina la cual se adapta a varios tipos de condiciones geográficas ya sean estas de grandes caudales o grandes alturas dependiendo de las condiciones en donde se pretende instalar la turbina.



**Figura 2.9.** Simulación en SolidWorks 2014 de la Trayectoria del agua dentro del rodete.

**Fuente:** Autor

Para poder determinar el recorrido del agua dentro del rodete se puede ilustrar en la figura 2.10.



**Figura 2.10.** Arcos de admisión y salida del fluido.

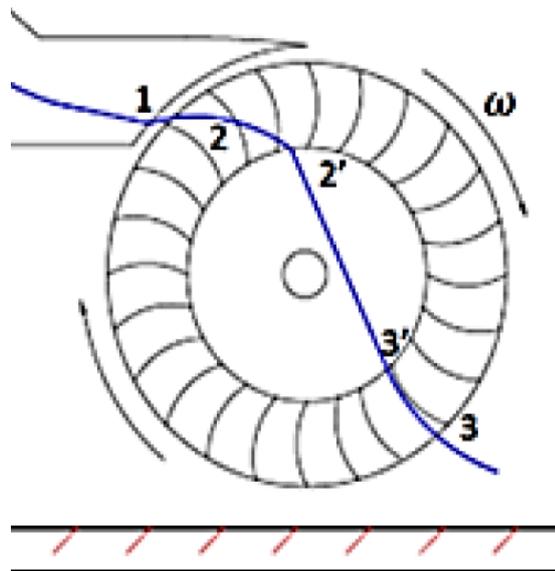
**Fuente:** [13]

Como se puede observar en el arco AB y el arco CD son las trayectorias externas del agua, al momento de ingresar al rodete se describe un ángulo  $\theta_1$ .

Al momento de salir de la primera etapa de admisión es considerado que el flujo de agua atraviesa el interior del rotor siguiendo un trayecto recto como se observa en la línea azul de la figura 2.10

De esta manera se determina que el fluido trabaja en 2 etapas dentro del rodete siendo esta razón por la cual la configuración de esta turbina aprovecha doblemente la trayectoria del fluido logrando aumentar su eficiencia. Las dos etapas (ver figura 2.11) se pueden describir de la siguiente manera.

- ❖ Primera etapa: el punto 2 es el ingreso del agua al rotor y el punto 3 es la salida del agua del rotor.
- ❖ Segunda etapa: el punto 3' es el ingreso en segunda instancia del agua al lado opuesto de los álabes y el punto 2' es la salida del agua en la primera etapa de los álabes del rodete.

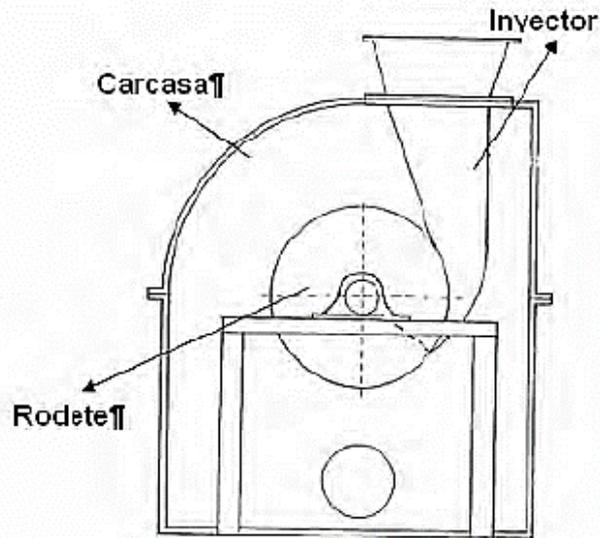


**Figura 2.11.** Etapas del recorrido del flujo dentro del rodete.

**Fuente:** [13]

#### 2.1.4.1 Elementos que constituyen la turbina

La turbina Michell- Banki está constituida en 3 partes esenciales las cuales se muestran en la siguiente figura 2.12. y serán descritas a continuación:



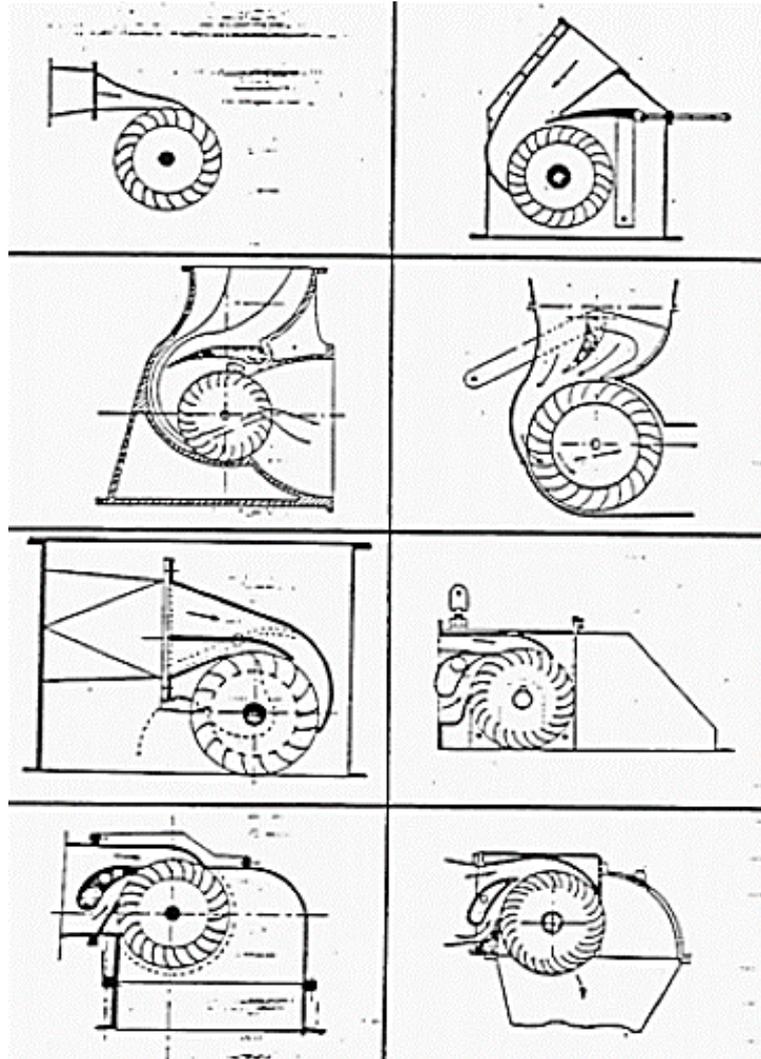
**Figura 2.12.** Elementos que conforman una turbina.

**Fuente:** [1]

**Rodete o rotor:** Aquí ocurre la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica. Este está conformado por un conjunto de álabes, soportado al eje que cruza totalmente o soportado por discos laterales. Ver figura 2.12 [1]

**Inyector:** Es el que regula y orienta el agua antes del ingreso a los álabes del rodete. Tiene sección rectangular y posee diferentes tipos de configuración geométrica como muestra la figura 2.13. La función del inyector aparte de regular y transformar el agua es convertir la energía de presión que tiene el fluido en la entrada de la máquina en energía específica de velocidad a la salida. Ver figura 2.12 [1]

**Carcasa:** Cubre al rotor aislándolo del medio ambiente. Se diseña de acuerdo a las necesidades. Ver figura 2.12



**Figura 2.13.** Tipos de configuraciones de inyectores para turbinas Michell-Banki

Fuente: [1]

### 2.1.5 Parámetros de diseño de la turbina Michell-Banki

La turbina Michell-Banki presenta la mejor perspectiva para la utilización en pequeñas centrales hidroeléctricas, por su sencillo diseño y su fácil construcción, su eficiencia es buena cuando trabaja a cargas parciales y su reducido costo de mantenimiento. [14]

Su rango de operación está definido por los números específicos de revoluciones  $N_s$  y  $N_q$  los cuales se obtienen de las siguientes fórmulas.

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Donde:

P: potencia de freno de la turbina en caballos de vapor (CV)

Q: caudal máximo que fluye por la turbina en metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ )

H: altura neta en metros (m)

N: velocidad de giro de la turbina en revoluciones por minuto (rpm)

**Tabla 2.1.** Rangos de aplicación de turbinas hidráulicas según su número específico de revoluciones.

<b>Rango de Aplicación de Turbinas Hidráulicas</b>		
<b>Tipo de Turbina</b>	<b>Ns</b>	<b>Nq</b>
<b>PELTON 1 INYECTOR</b>	hasta 30	hasta 9
<b>PELTON 2 INYECTORES</b>	14-42	4-13
<b>PELTON 3 INYECTORES O MÁS</b>	17-73	5-22
<b>MICHELL-BANKI</b>	60-200	18-60
<b>FRANCIS LENTA</b>	69-125	18-38
<b>FRANCIS NORMAL</b>	125-225	38-68
<b>FRANCIS NORMAL</b>	225-450	68-135
<b>FRANCIS RÁPIDA</b>	350-1000	105-300

Fuente: [13]

Otro de los parámetros que serán indispensables en el diseño de la turbina es el número óptimo de revoluciones

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{De}$$

Donde:

N: número óptimo de revoluciones (rpm)

H: altura neta en metros (m)

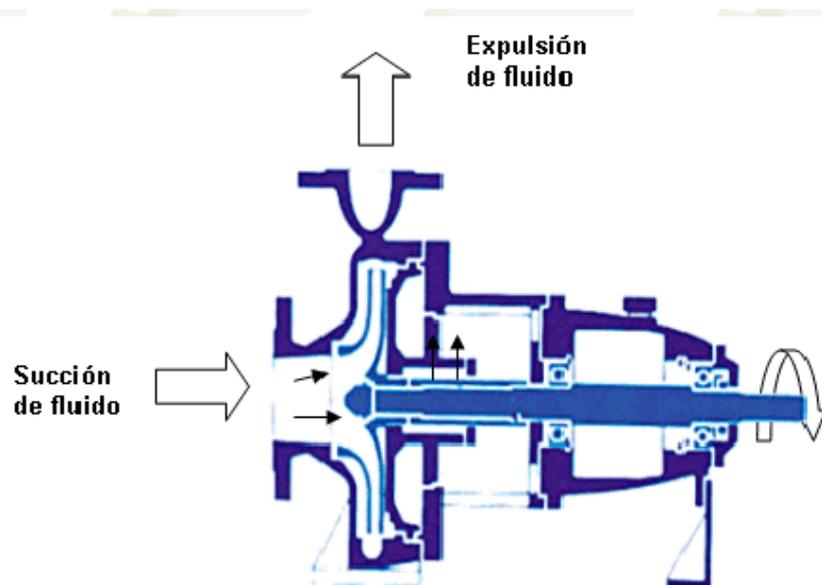
De: diámetro exterior del rodete en metros (m)

### 2.1.6 Bombas centrífugas

La bomba centrífuga es una máquina la cual consiste de un grupo de paletas rotatorias que se encuentran encerradas dentro de una carcasa. Son llamadas así porque la presión que crean es atribuida a la acción centrífuga. [19]

En este tipo de bombas las paletas son las que imparten la energía hacia el fluido por la fuerza de esta acción.

En este tipo de bombas el funcionamiento es sencillo, el fluido ingresa a la bomba a través del centro del rodete y el fluido va ganando energía a medida que las paletas lo van transportando hacia afuera.



**Figura 2.14.** Funcionamiento Bomba Centrífuga

**Fuente:** [19]

Esto produce un notable aumento de energía de presión y energía cinética, lo cual debido a su forma espiral de la voluta para proporcionar un incremento en el área de flujo de tal manera que la energía cinética en la salida del rodete se transforma en cabeza de presión a la salida. [19]

En la figura 2.14 se esquematiza la configuración dentro de la bomba y como se muestra la entrada y salida del fluido en la bomba centrífuga.

### 2.1.7 Dinámica computacional de fluidos (CFD)

La dinámica computacional de fluidos o CFD es el área de conocimiento que trata sobre simulaciones numéricas de flujos fluidos, transferencia de calor y fenómenos relacionados tales como reacciones químicas, aeroacústica, combustión, etc. La dinámica computacional de fluidos tuvo origen a partir de la combinación de dos disciplinas la mecánica de fluidos y el cálculo numérico. Las ecuaciones que rigen el fluido tienen origen en la mecánica de los fluidos y pueden ser resueltas por medio de diferentes tipos de métodos numéricos.

La principal ecuación resuelta vía dinámica computación de fluidos es la ecuación de transporte de variables de interés, representada por el símbolo  $\Phi$ . Dicha ecuación es presentada a continuación:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{Tiempo}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}}_{\text{Advección}} = \underbrace{\oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\mathbf{A}}_{\text{Difusión}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Fuente}}$$

**Figura 2.15.** Ecuación resuelta mediante dinámica computacional de fluidos.

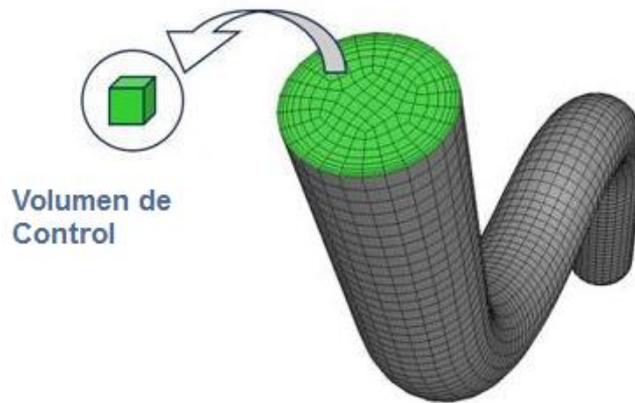
**Fuente:** [20]

Todas las ecuaciones de conservación resueltas en dinámica computacional de fluidos poseen la forma anterior, con cuatro términos: el término tiempo, el término advectivo, el término difusivo y el término fuente. Para representar diferentes ecuaciones de conservación se alteran solo tres componentes de la ecuación: la variable  $\phi$ , el coeficiente de difusión  $\Gamma$ , y la fuente  $S$ .

Para la ecuación de conservación de masa o continuidad, la variable  $\phi$  es igual a 1, el coeficiente de difusión y la fuente son nulos. A pesar de la fórmula ser ampliamente utilizada para las aplicaciones de CFD, se puede afirmar que hasta el momento no existe una solución analítica de la ecuación expresada en la parte de arriba. De esa forma, es necesario resolverla por medio de algún método de discretización.

Los métodos de discretización más utilizados son el de diferencias finitas, el método de elementos finitos y el método de volúmenes finitos, siendo este último el más utilizado en la Dinámica de fluidos computacional. Con los métodos mencionados, se

intercambia el dominio continuo por un dominio discreto, donde un conjunto de volúmenes de control es utilizado para representar el dominio original, como se observa en la figura.



**Figura 2.16.** Discretización del dominio en pequeños volúmenes de control.

**Fuente:** [20]

La forma algebraica de la ecuación que fue mostrada anteriormente es resuelta en cada uno de los volúmenes de control, generando un sistema de ecuaciones que debe ser resuelto numéricamente. Esas ecuaciones son resueltas con softwares de dinámica computacional de fluidos, para los cuales poseen capacidad para solucionar rápidamente y con precisión los más diversos problemas de dinámica computacional de fluidos. [20]

La dinámica computacional de fluidos es ampliamente utilizada en diferentes segmentos de la industria y soporta el proyecto y la fabricación de cientos de productos, como aviones, automóviles y navíos, así como los más diversos tipos de equipos industriales. La dinámica computacional de fluidos puede ser utilizada desde la fase conceptual de un proyecto, ayudando a determinar la viabilidad y la mejor solución en producto, hasta la etapa de producción, permitiendo representar varios escenarios. Con la ayuda de las herramientas de CFD es posible:

- Simular difusión y convección de sustancias fluidas en diferentes ambientes;
- Realizar la planificación y gestión de recursos hídricos;
- Analizar la aerodinámica y la termodinámica de vehículos;
- Evaluar la refrigeración de equipos como reactores nucleares, motores, etc.;

- Hacer estudios de dispersión de gases, contaminación en corrientes hídricas y simulaciones de lanzamiento de poluentes,

En la actualidad en muchos campos es imposible recurrir a soluciones analíticas debido a la tremenda complejidad de los sistemas que estudia la dinámica de fluidos, por lo que se recurre a soluciones numéricas que pueden ser computadas por ordenadores.

Los programas de dinámica computacional de fluidos examinan un sistema que está integrado por el fluido que se va a utilizar y todos los fenómenos que este conlleva, usando diferentes herramientas que simulan cómo se comporta el sistema de flujo. Los programas trabajan con ecuaciones del fluido que se encuentran a lo largo de la región que va a ser estudiada, usando condiciones en las fronteras de la región. Los métodos numéricos utilizados son muy potentes y de un extenso campo en la industria para la investigación de procesos. [21]

Los métodos de dinámica computacional de fluidos están basados en el método físico para la resolución de volúmenes finitos, este método es uno de los generalmente establecidos y validados para la determinación de la dinámica computacional de fluidos, este es el método de simulación de fluidos que mayor importancia tiene en los programas como OPENFOAM, ANSYS FLUENT, ANSYS CFX, STAR-CCM+, COSMOSFloWorks, otros. El algoritmo numérico consiste de los pasos que se indican a continuación:

- a) La ecuación diferencial que dirige la conducta del fluido es compuesta sobre todo el volumen de control en el dominio que es de interés, esto equivale a ubicar las ecuaciones de conservación a cada uno de los elementos de control.
- b) Las ecuaciones integradas se convierten en sistemas de ecuaciones algebraicas la cual genera un grupo de acercamientos tipo diferencias finitas para las variables de las ecuaciones integradas.
- c) Las ecuaciones algebraicas se resuelven mediante métodos iterativos.

### **2.1.7.1 Esquema de trabajo de los códigos CFD**

La Dinámica Computacional de Fluidos está básicamente estructurado de algoritmos numéricos complejos para poder determinar soluciones a los problemas de fluido

dinámica. Con el objetivo de hacer más sencillo la solución a estos problemas, todos los softwares comerciales utilizan 3 elementos fundamentales:

#### ➤ **Preprocesador**

Este consiste en la introducción de un problema de fluido dinámica a un programa de CFD a través de una interfase sencilla para luego ser transformada a una manera adecuada para el procesamiento. Las etapas que se cumplen con las siguientes:

- Definir la geometría de interés, el dominio computacional.
- Generar el mallado del dominio en cada uno de los elementos del volumen de control.
- Seleccionar el fenómeno físico que va a ser modelado.
- Definir las propiedades del o los fluidos con los que se va a trabajar.
- Definir las condiciones de borde adecuadas.

#### ➤ **Procesador**

En este apartado se reporta que existen varias maneras de resolver las ecuaciones fundamentales para fluidos, de las cuales las más utilizadas son la conservación de la masa, ecuaciones de Navier-Stokes y las de Fracción volumétricas las más utilizadas por los softwares de CFD.

Estos métodos numéricos se rigen de forma general a los siguientes pasos:

- La aproximación de las variables desconocidas por medio de simples ecuaciones.
- Discretización por medio de la situación de los acercamientos en las ecuaciones que gobiernan el fluido.
- La solución por método algebraico de las ecuaciones.

#### ➤ **Post-Procesador**

La gran cantidad de datos que son generados por el procesador deben estar presentados claramente para poder facilitar la interpretación del usuario y de esta

manera tomar decisiones de ingeniería acerca del problema planteado. Las herramientas que nos brinda el Post-Procesador debe permitir que el usuario al examinar no solo la visualice el flujo de forma cualitativa si no extraer de forma cuantitativa números que permitan analizar valores de la propuesta y de esta manera poder contrastar rápidamente resultados.

El Post-Procesador proporciona las características que están disponibles del análisis, de las cuales está la utilización de gráficos para poder indicar el comportamiento del o los fluidos dentro del dominio computacional.

### **2.1.8 Modelos de turbulencia**

La turbulencia radica en las oscilaciones que tiene el fluido en el espacio y en el tiempo. Es un método de alta complejidad, primeramente, porque se trabaja en tres dimensiones, es inestable y está compuesto por varias escalas. La turbulencia es producida al momento que las fuerzas de inercia en el fluido son más importantes en relación con las fuerzas viscosas, y está caracterizado por número elevado de Reynolds. Inicialmente las ecuaciones de Navier-Stokes describen a los fluidos en régimen turbulento y en régimen laminar. los modelos de turbulencia fueron desarrollados específicamente para poder tomar en cuenta los diversos efectos de turbulencia sin realizar una malla fina o la realización de simulaciones que sean más complejas.

Generalmente cada uno de los modelos de turbulencia intentan modificar la inestabilidad de las ecuaciones de Navier-Stokes introduciendo oscilaciones para crear las ecuaciones de Reynolds Promedio o RANS en las ecuaciones de Navier-Stokes.

Los tipos de turbulencia RANS son: Reynolds Stress Turbulence y Eddy Viscosity Turbulence Models. [1]

#### **2.1.8.1 The Shear Stress Transport (SST)**

Modelo diseñado para predecir con gran precisión el inicio y cantidad de flujo de separación en virtud al gradiente de presiones por la inserción en los efectos de

transporte en la creación de la viscosidad de remolino o Eddy Viscosity Turbulence. Este modelo es una mejora en la predicción de separación del flujo. Se recomienda SST para una alta precisión para simulaciones de capa límite. [1]

Este modelo de turbulencia trabaja con el modelo matemático que se muestra a continuación:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \kappa)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (u + \sigma_k u_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{V_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (u + \sigma_\omega u_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

### 2.1.8.2 The k-ε model en ANSYS FLUENT (Realizable)

Es uno de los modelos de turbulencia más dominantes dentro de simulaciones de dinámica de fluidos computacional, este modelo se ha implementado en su totalidad para estudios complejos de fluidos en estado estacionario y transitorio y ha sido considerado un modelo estandarizado en la industria. Para todas las aplicaciones en el cual se ha ocupado este modelo de turbulencia demuestra ser estable y vigoroso numéricamente y ha establecido un régimen de capacidad de predicción. [22]

Este modelo de turbulencia trabaja con el siguiente modelo matemático:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( u + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( u + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{V} \epsilon} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon$$

### 2.1.8.3 The k-ε Standard

Es un modelo industrial el cual históricamente se ha utilizado ampliamente en simulaciones de flujo de fluidos. En este modelo en tratamiento de pared asume una capa límite desarrollada completamente, la cual comúnmente no es válida. Los modelos que están basados en “ω” brindan un tratamiento de pared de mayor consistencia. [22]

En este modelo de turbulencia utilizan el siguiente modelo matemático:

Para anergia cinética turbulenta  $k$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( u + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

Para la disipación  $\epsilon$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( u + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P_k + c_{3\epsilon} P_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

#### 2.1.8.4 The k- $\omega$ SST

Este modelo permite una resolución de mayor precisión del comportamiento de la capa límite cuando la resolución de la pared próxima es refinada. Es útil para flujos libres, particularmente flujos con gradientes de presión bajos negativos, flujos alrededor de perfiles aerodinámicos. Es apropiado para la gran mayoría de flujos industriales por lo que es un modelo predeterminado. Cuando la resolución de la malla de malla próxima es gruesa el modelo SST asume que ha desarrollado completamente la capa límite. [22]

El modelo matemático que lo represente es el siguiente:

Energía cinética de la turbulencia

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

Tasa de disipación específica

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

No siempre es verídico, especialmente bajo gradientes de presión negativos cuando desaceleran los flujos. Bajo estas condiciones este modelo permite refinar la malla de la pared más próxima y de esta manera capturar las inestabilidades de la capa límite que conllevan a separación. Si esto ocurre se cambia al modelo k- $\omega$  BSL. [22]

### 2.1.8.5 The k- $\omega$ Standard

Es un modelo industrial general el cual ofrece un compromiso razonable de precisión y robustez y es generalmente conservador en la predicción de la separación. [22]

El modelo matemático que lo representa es el siguiente:

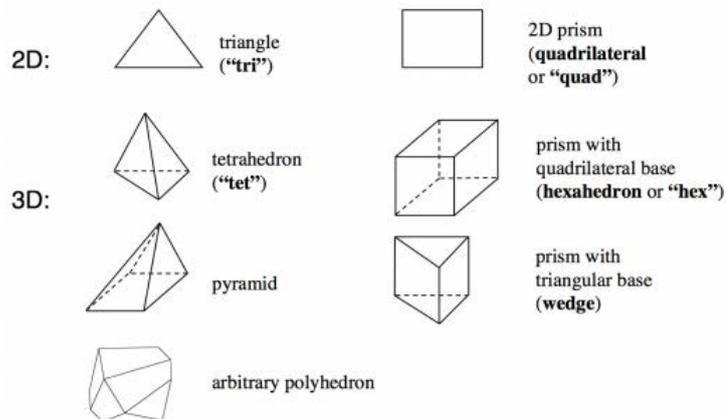
$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

### 2.1.9 Mallado

La malla es la discretización de un modelo que va a ser estudiado. Está conformada por un grupo de aristas y nodos que fusionados forman superficies, las cuales se van ubicando sobre el objeto de estudio hasta cubrirlo completamente. Estas superficies pueden ser cuadrados o triángulos o la mezcla de los dos. [23]

Iniciando de la malla superficie se van generando más superficies, las cuales se generarán hasta lograr llenar todos los espacios de las paredes que se han creado. De estas nuevas superficies se constituirá la malla de volumen, la cual estará conformada de pirámides, tetraedros, hexaedros o mixtos. [23]



**Figura 2.17.** Tipos de Malla en 2D y 3D.

**Fuente:** [23]

En la figura 2.17 se puede observar los tipos de malla en 2D que son el triangular y el cuadrilátero y en las mallas 3D tetraédrico, prismático y poliédrico.

Las propiedades del o los fluidos se calcularán en cada nodo de la malla y se irán interpolando los valores de cada uno de estas en las aristas que unen a dos nodos. De esta manera se puede afirmar que mientras mayor sea el número de nodos de la malla y por ende el número de celdas, el resultado se aproximara a la realidad. Pero se establecen límites, si el número de celdas va elevándose de manera exagerada, el funcionamiento de programa se verá afectado. No queda demás indicar que se llega a un punto en el cual el nivel de mejoría de los resultados aumenta despreciablemente que no tiene sentido refinar la malla más allá de lo establecido. [23]

### **2.1.9.1 Calidad del mallado**

El mallado es un proceso muy importante dentro de lo que es el análisis de CFD ya que de este depende la veracidad de los resultados por lo que se recomienda que los mallados tengan una buena calidad.

Lograr obtener una buena malla resulta difícil en el análisis. Las mallas se encuentran de tres tipos como son las estructuradas, no estructuradas e híbridas, las que nos muestran una determinada calidad dependiendo del uso que le vamos a dar y el tipo de análisis que se va a realizar. Las estructuradas se las reconoce porque tienen una conectividad regular y se expresan en dos o tres dimensiones lo que muestra cuadriláteros en dos dimensiones y hexaedros en tres dimensiones.

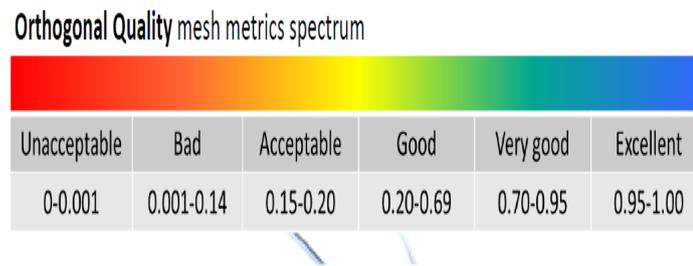
Las desestructuradas son las que tienen la conectividad irregular y no se expresan como matriz de dos y tres dimensiones lo que nos indica que se utiliza celdas de cualquier forma, aunque se necesita mucho espacio para almacenar.

Y las híbridas contienen mallas estructuradas y desestructuradas.

La precisión en un análisis de dinámica computacional de fluidos se vincula a la calidad del mallado y el tipo de mallado que esté acorde al dominio computacional que va a ser simulado un mallado que cumpla con estas condiciones presenta adecuada continuidad. Al evaluar un mallado se deben tomar en cuenta los parámetros que indican la calidad del mallado de los cuales ANSYS presenta: Element Quality, Aspect

Ratio, Jacobean Ratio, Warping Factor, Parallel Deviation, Maximum Corner Angle, Skewness y Orthogonal Quality.

De las cuales ANSYS recomienda para el módulo de FLUENT usar el Orthogonal Quality ya que es un método que muestra niveles que van desde 0 indicando que es un pésimo mallado hasta 1 que es un mallado perfecto tal como muestra la figura 2.18

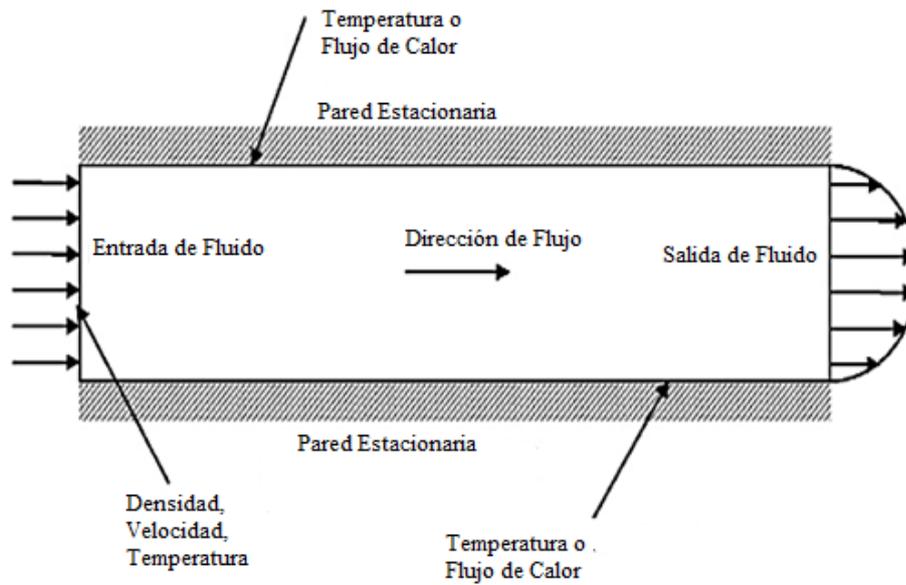


**Figura 2.18.** Calidad del Mallado

**Fuente:** [24]

### 2.1.10 Condiciones de borde

Las condiciones de borde o de frontera, son las que establecen las condiciones de entrada y salida del dominio computacional que va a ser estudiado, en cualquier modelo que va a ser estudiado ya sea unidimensional, bidimensional o tridimensional. Las condiciones de borde son de suma importancia ya que influyen en los resultados del modelado. Las condiciones de borde se definen de acuerdo a las necesidades y el tipo de modelo que se va a simular. En la figura 2.19 se esquematiza como se presentan las condiciones de borde en un dominio computacional en el que se muestra la condición de entrada del fluido, la condición de salida del fluido, la dirección del fluido, las paredes del dominio computacional, y así todas las condiciones necesarias que sean de utilidad para el tipo de análisis que se requiera estudiar. Las condiciones de borde varían dependiendo del estudio y las geometrías a ser estudiadas.



**Figura 2.19.** Esquema Condiciones de Frontera.

**Fuente:** [25]

## 2.2 Hipótesis

EL análisis por CFD de una Roto-Bomba accionada con una turbina Michell-Banki permitirá verificar el diseño de una turbina que sirva para el bombeo de agua de riego en sectores vulnerables con las condiciones mínimas de funcionamiento de 10m de altura y  $0.025\text{m}^3/\text{s}$  de caudal.

## 2.3 Señalamiento de variables de la hipótesis

### 2.3.1 Variable independiente

Diseño por CFD de una Roto-Bomba accionada por una turbina Michell-Banki.

### 2.3.2 Variable dependiente

Bombeo de agua de riego en sectores vulnerables.

## **CAPÍTULO III. METODOLOGÍA**

### **3.1 Nivel o tipo de investigación**

#### **3.1.1 Descriptiva**

Se utilizará el método descriptivo ya que el estudio se lo realizará en su mayoría por medio de la utilización software ANSYS-FLUENT para la obtención de resultados y de esta manera poder compararlos con los cálculos que se realizarán de la geometría de la turbina y también serán comparados con estudios previos de temas similares para verificar la autenticidad de los datos.

#### **3.1.2 Bibliográfica**

Este método es de suma importancia en el desarrollo del proyecto ya que el estudio se basará en tesis, libros, manuales técnicos, artículos técnicos, páginas de internet y otro tipo de fuentes de investigación que permita una mejor obtención de resultados.

#### **3.1.3 Experimental**

En este proyecto se pretende utilizar técnicas muy innovadoras de investigación como es la dinámica computacional de fluidos que es una técnica que ha ido revolucionando el mundo en lo que se refiere al diseño mecánico. ya que por medio de esta técnica se puede predecir por medio de simulaciones problemas de fluidos en máquinas o elementos de máquinas y así poder tener un criterio de ingeniería más avanzado.

Este método nos ayuda a definir todos los resultados experimentalmente por medio de software avanzados de ingeniería.

### **3.2 Población y muestra**

#### **3.2.1 Población**

Para realizar las simulaciones se utilizará dos métodos de mallado el prismático y el tetraédrico los cuales serán simulados en software ANSYS módulo de FLUENT.

#### **3.2.2 Muestra**

Para determinar la muestra se elabora el cuadro de diseño experimental en el cual se indica la cantidad de casos que fueron simulados.

**Tabla 3.1.** Determinación de la muestra

<b>DISEÑO</b>	<b>TIPO DE CELDA</b>	<b>TAMAÑO MÍNIMO DE LA CELDA</b>	<b>TAMAÑO MÁXIMO DE LA CELDA</b>	<b>SIMULACIONES</b>
<b>DISEÑO 1</b>	Tetraédrica	3	10	1
<b>DISEÑO 2</b>	Tetraédrica	2	10	1
<b>DISEÑO 3</b>	Tetraédrica	0,5	10	1
<b>DISEÑO 4</b>	Tetraédrica	0,5	10	5
<b>DISEÑO 5</b>	Tetraédrica	2	5	1
<b>DISEÑO 6</b>	Tetraédrica	0,6	2,5	1
			<b>TOTAL</b>	10

**Fuente:** Autor

### 3.3 Operacionalización de Variables

#### 3.3.1 Variable independiente

Diseño por CDF de una Roto-Bomba accionada por una turbina Michell-Banki

**Tabla 3.2** Variable independiente

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítems	Herramientas
<b>CFD:</b> (Computational Fluid Dynamics). Se basa en el método de volúmenes finitos para el estudio de las condiciones de flujo. Utilizado para generar simulaciones de flujo por computador. El conjunto complejo de se resuelve en un dominio geométrico dividido en pequeños volúmenes conocidos como mallas.	Mallado	¿Qué método de mallado es el adecuado?	- Tetraédrico	Software
		¿Cuál es el índice de Orthogonal Quality adecuado que nos permita determinar una buena calidad de mallado?	- 0.15-0.20 Aceptable - 0.20-0.69 Bueno	Análisis de prueba y error mediante Software
<b>Roto-Bomba:</b> Sistema que consiste en acoplar una turbina a una bomba centrífuga, convierte la energía cinética	Bomba centrífuga	Determinar el caudal y la altura de bombeo	- 0.027 – 0.166 m <sup>3</sup> /s	Catálogo Bibliográfico

del agua para bombeo de la misma o generar electricidad.				
<b>Turbina Michell-Banki:</b> Máquina utilizada para micro generación, de fácil construcción ya que su rodete y su inyector tienen geometrías sencillas, la cual es llamativa ya que alcanza niveles aceptables de rendimiento con pequeñas turbinas.	Rodete	¿Cuál será el diámetro adecuado del rodete?	- 0.1-0.2 m	Manual Bibliográfico

Fuente: Autor

### 3.3.2 Variable dependiente

Bombeo de agua de riego en sectores vulnerables

**Tabla 3.3** Variable dependiente

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítems	Herramientas
<b>Riego:</b> Consiste en proveer una cantidad determinada de agua para que las plantas puedan desarrollarse y permitir la producción de alimentos en épocas de sequía.	Riego	Existe riego en los sectores vulnerables de la zona central del país	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Si</li> <li>- No</li> </ul>	Bibliográfico
<b>Sector Vulnerable:</b> Son aquellos sectores en los cuales los grupos de personas viven en condiciones no aptas para el desarrollo.	Sector vulnerable	Cuáles son las zonas vulnerables en las que se puede aplicar el proyecto	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Urbano</li> <li>- Urbano marginal</li> <li>- Rural</li> </ul>	Bibliográfico

Fuente: Autor

### 3.4 Plan de recolección de información

Para el desarrollo del presente proyecto de investigación se tomará la información de simulaciones que serán realizadas mediante software ANSYS por medio del módulo FLUENT, el cual nos entrega información mediante gráficos y de esta manera poder interpretar las condiciones de trabajo establecidas en el proyecto.

### 3.5 Plan procesamiento y análisis

#### 3.5.1 Cálculos de la turbina

Principalmente partimos de la selección de la bomba para poder determinar el número de revoluciones que estén dentro de los parámetros de funcionamiento de la turbina.

Se seleccionó una bomba centrífuga marca EMICA modelo EK la cual está dentro de los rangos específicos para partir con los cálculos de la turbina. Ver Anexo1

Con los datos de número de revoluciones se procedió a realizar los cálculos del número específico de revoluciones para constatar que está en los rangos de funcionamiento de la turbina Michell-Banki.

Cálculo del número específico de revoluciones que este dentro del rango de funcionamiento de la turbina para poder seleccionar el número de revoluciones de la bomba.

Para este cálculo se procede a calcular la potencia que puede generar la turbina y el cálculo del  $N_s$  y  $N_q$  con las ecuaciones planteadas a continuación.

Para la determinación de la potencia, se utilizó el manual de mini y micro centrales hidráulicas. [15]

$$\text{Potencia} = \rho g H Q$$

$$\text{Potencia} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (10 \text{ m}) \left( 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Potencia} = 2452.5 \text{ W} = 2.45 \text{ KW}$$

Para determinar el  $N_s$  y el  $N_q$  de la turbina se utiliza el “manual de diseño estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki” que propone la OLADE. [14]

$$N_s = \frac{N \sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

**Tabla 3.4.** Criterio de aceptación del número de revoluciones en base a los valores del  $N_s$  y  $N_q$  de la turbina.

Número de Revoluciones	$N_q$	$N_s$	Observación
3500	98.41	308.07	No aceptable
1750	49.20	154.04	Aceptable
1160	32.62	102.10	Aceptable

Fuente: Autor

Mediante el cálculo realizado se puede determinar que para 1750 rpm y para 1160 rpm se cumple las condiciones de funcionamiento de la turbina Michell Banki como muestra la tabla 3.4 por lo que se toma el valor de 1160 rpm ya que los valores se encuentran en valores intermedios de funcionamiento de la turbina y para el caso de 1750 rpm para su valor de  $N_q$  ya se encuentra casi al límite de los rangos permitidos.

### Especificaciones mínimas de funcionamiento

Es adecuado indicar que los cálculos que se presentan a continuación partieron de la selección y características de la bomba ya que la turbina tiene que garantizar el buen funcionamiento de la bomba, entonces a partir del número de revoluciones de la bomba se procedió al cálculo de los componentes de la turbina.

### Condiciones iniciales

$$Q = 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$H = 10 \text{ m}$$

### Velocidad del chorro

Esta ecuación es obtenida del manual de mini y micro centrales hidráulicas. [15]

$$C = kc \sqrt{2 g H}$$

$kc = 0.95$  Coeficiente de velocidad.

$$C = 0.95 \sqrt{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (10 \text{ m})}$$

$$C = 13.307 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Diámetro externo y Diámetro interno

Para este cálculo las ecuaciones se obtienen del manual de mini y micro centrales hidráulicas. [15]

$$D_e = 37 \text{ a } 39 \frac{\sqrt{H}}{N}$$

$$D_e = 38 \frac{\sqrt{H}}{N}$$

$$D_e = 38 \frac{\sqrt{10 \text{ m}}}{1160 \text{ rpm}} = 0.104 \text{ m} = 10.4 \text{ cm}$$

$$D_i = 0.66 D_e$$

$$D_i = 0.66 (0.104 \text{ m}) = 0.069 \text{ m} = 6.9 \text{ cm}$$

### Ancho del rodete ( $\alpha_i = 16^\circ$ , $\theta=60^\circ$ )

Ecuación obtenida del manual de mini y micro centrales hidráulicas. [15]

$$B = 98.8 \frac{Q}{D_e \sqrt{H}} \frac{1}{\theta^\circ}$$

$$B = 98.8 \frac{0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.104 \text{ m} \sqrt{10 \text{ m}}} \frac{1}{60^\circ}$$

$$B = 0.125 \text{ m} = 12.5 \text{ cm}$$

### **Ángulo del inyector**

$$\alpha_i = 15^\circ \text{ a } 20^\circ,$$

$\alpha_i = 16^\circ$ ; Según las recomendaciones del Manual de Mini y Microcentrales Hidroeléctricas. [15]

### **Número de álabes**

# álabes = 24 – 30 ; Según las recomendaciones del Manual de Mini y Microcentrales Hidroeléctricas. [15]

$$\# \text{ álabes} = 24$$

### **Cálculo del ángulo central del álabe**

$$\delta = 2 \tan^{-1} \left\{ \frac{\cos \beta}{\sin \left( \beta + \frac{D_1}{D_2} \right)} \right\}$$

$$\delta = 2 \tan^{-1} \left\{ \frac{\cos 30^\circ}{\sin \left( 30^\circ + \frac{0.069 \text{ m}}{0.104 \text{ m}} \right)} \right\}$$

$$\delta = 119.013^\circ$$

### **Cálculo del inyector**

Para el cálculo del inyector se utilizó un documento de la Universidad de Comahue.

A continuación de muestra en la figura 3.1. de donde fueron obtenidas las cotas para el inyector.

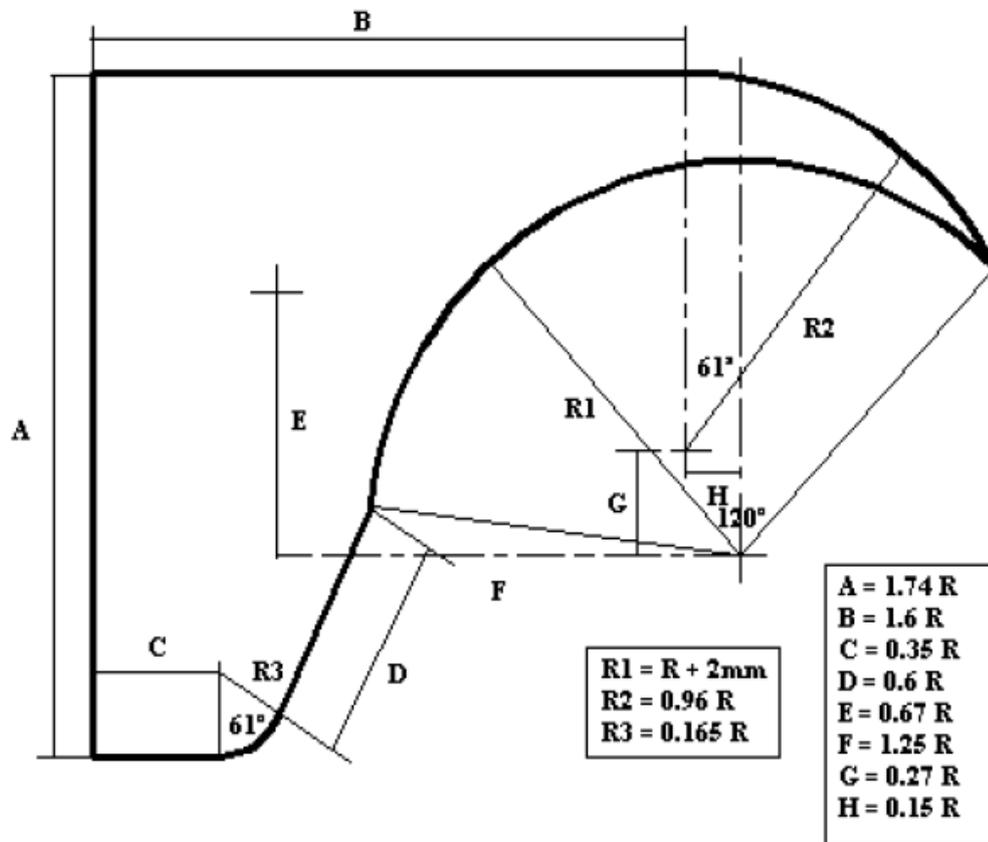


Figura 3.1. Ecuaciones para dimensionar el inyector.

Fuente: [16]

$$R_1 = \frac{D_2}{2} + 2 \text{ mm} = \frac{0.104 \text{ m}}{2} + 2\text{mm}$$

$$R_1 = 0.054 \text{ m}$$

$$R_2 = 0.96 \frac{D_2}{2} = 0.96 \frac{0.104 \text{ m}}{2}$$

$$R_2 = 0.050 \text{ m}$$

$$R_3 = 0.165 \frac{D_2}{2} = 0.165 \frac{0.104 \text{ m}}{2}$$

$$R_3 = 0.009 \text{ m}$$

$$A = 1.74 \frac{D_2}{2} = 0.090 \text{ m}$$

$$B = 1.6 \frac{D_2}{2} = 0.083 \text{ m}$$

$$C = 0.35 \frac{D_2}{2} = 0.018 \text{ m}$$

$$D = 0.6 \frac{D_2}{2} = 0.031 \text{ m}$$

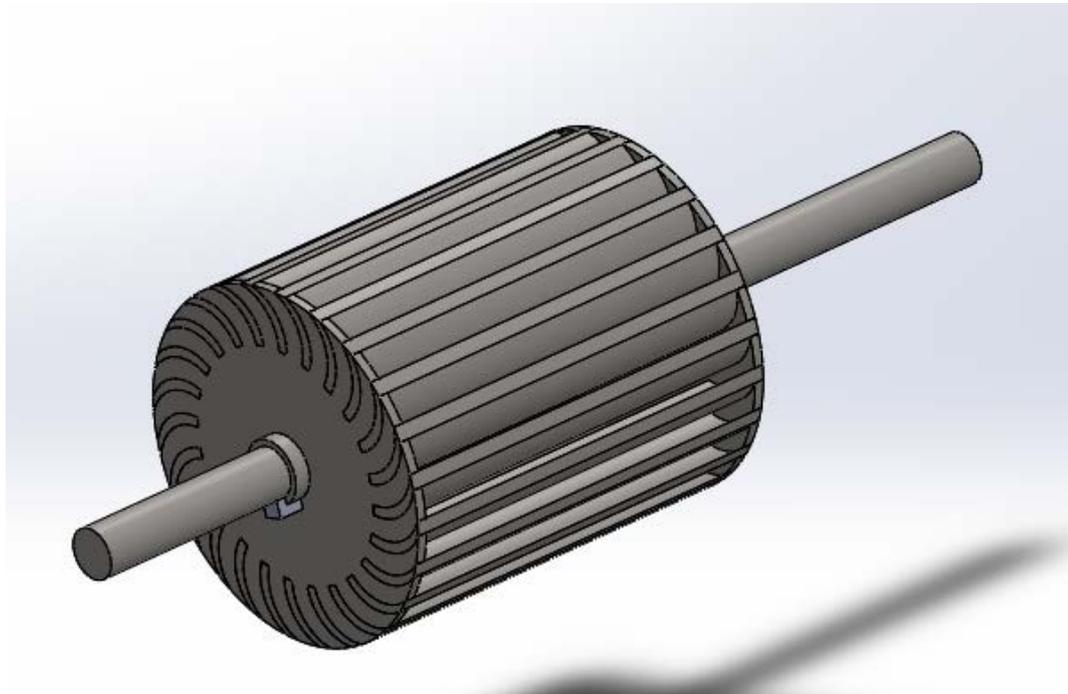
$$E = 0.67 \frac{D_2}{2} = 0.035 \text{ m}$$

$$F = 1.25 \frac{D_2}{2} = 0.065 \text{ m}$$

$$G = 0.27 \frac{D_2}{2} = 0.014 \text{ m}$$

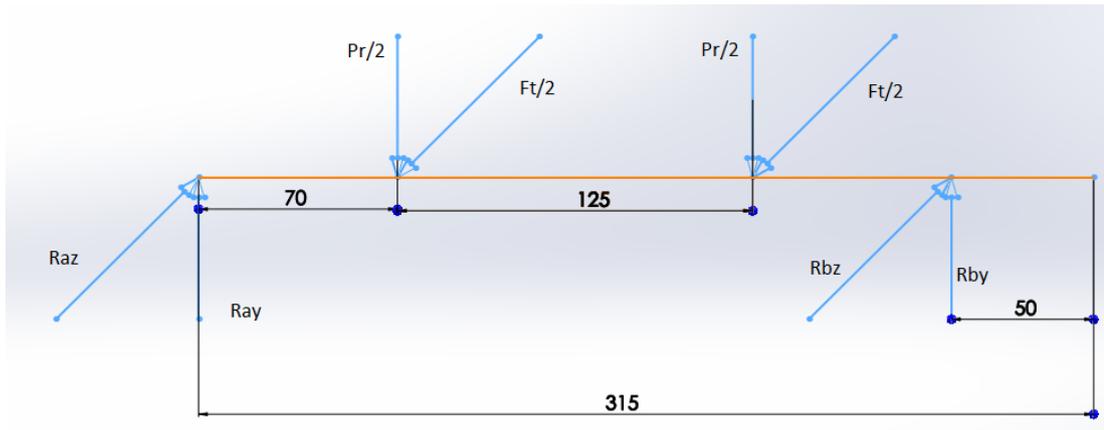
$$H = 0.15 \frac{D_2}{2} = 0.008 \text{ m}$$

### Cálculo diámetro del eje del rotor



**Figura 3.2.** Rodete Modelado en SolidWorks 2014.

**Fuente:** Autor



**Figura 3.3.** Diagrama de cuerpo libre del eje

**Fuente:** Autor

Los cálculos para el diámetro del eje principal se obtienen del manual de diseño, estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki de la OLADE. [14]

### Datos para el análisis

*Masa del Rodete* = 1.91 Kg obtenido de software SolidWorks 2014.

$$\text{Peso del rodete } (Pr) = 1.91 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 18.737 \text{ N}$$

### Determinación de fuerzas y reacciones

#### Plano YX

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - \frac{Pr}{2} - \frac{Pr}{2} = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 18.737 \text{ N}$$

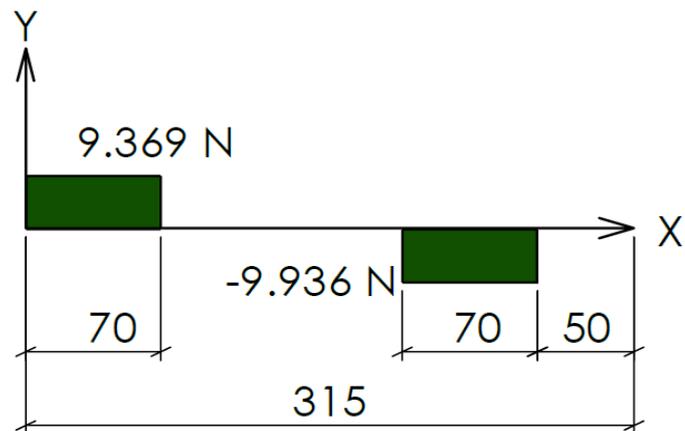
$$\sum M_A = 0$$

$$9.369 \text{ N} (0.07 \text{ m}) + 9.369 \text{ N} (0.195 \text{ m}) - R_{BY} (0.265 \text{ m}) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{9.369 \text{ N} (0.07 \text{ m}) + 9.369 \text{ N} (0.195 \text{ m})}{0.265 \text{ m}}$$

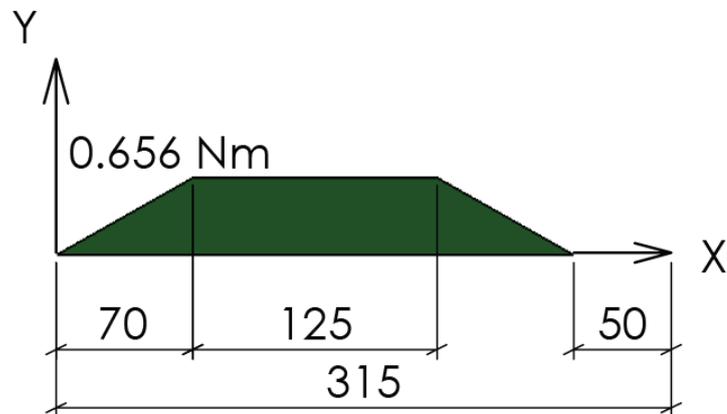
$$R_{BY} = 9.369 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 9.369 \text{ N}$$



**Figura 3.4.** Diagrama de esfuerzos cortantes (plano Y-X)

**Fuente:** Autor



**Figura 3.5.** Diagrama de momento flector (plano Y-X)

**Fuente:** Autor

### **Plano ZX**

$$F_t = \frac{1948 \text{ Pt}}{N \text{ De}} * 9.81$$

$$F_t = \frac{1948 (2.45 \text{ KW})}{1160 \text{ rpm} (0.104 \text{ m})} * 9.81$$

$$F_t = 388.09 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

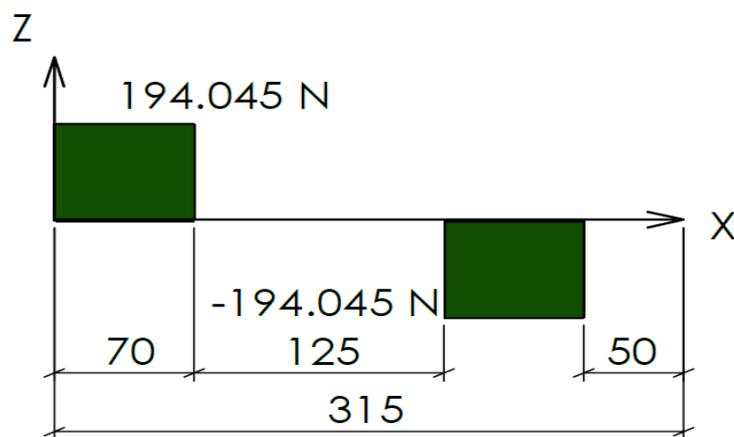
$$R_{AZ} + R_{BZ} = 388.09 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$194.045 \text{ N} (0.07 \text{ m}) + 194.045 \text{ N} (0.195 \text{ m}) = R_{BZ} (0.265 \text{ m})$$

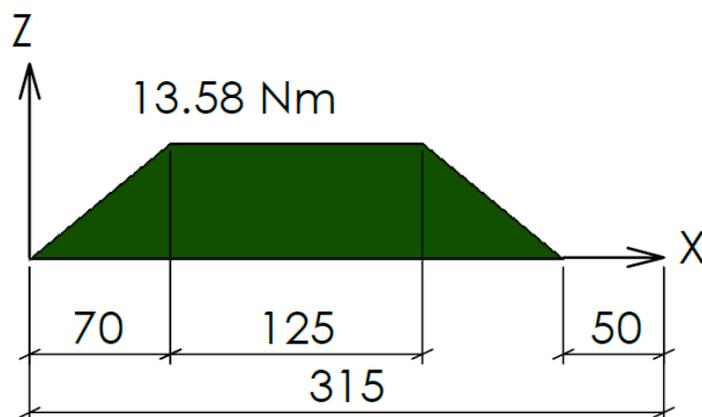
$$R_{BZ} = 194.045 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 194.045 \text{ N}$$



**Figura 3.6.** Diagrama de esfuerzos cortantes (plano Z-X)

Fuente: Autor



**Figura 3.7.** Diagrama de momento flector (plano Z-X)

Fuente: Autor

Cálculo del momento máximo en el eje

$$M_C = M_B = \sqrt{(13.58 \text{ Nm})^2 + (0.6562 \text{ Nm})^2} = 13.596 \text{ Nm}$$

$$T_{\max} = \frac{974 \text{ Pt}}{N} * 9.81$$

$$T_{\max} = \frac{974 (2.45)}{1160} * 9.81 = 20.181 \text{ Nm}$$

El material del eje será de acero inoxidable AISI 304, las propiedades mecánicas de este acero se obtienen del catálogo DIPAC. (ver anexo B)

$$S_{ut} = 520 \text{ MPa}$$

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

Para poder realizar el cálculo del diámetro se necesitan los valores de  $K_m$  y  $K_t$  para eje rotatorio que se pueden observar en la tabla 3.5.

**Tabla 3.5.** Valores para momentos de flexión en eje rotatorio.

Tipo de carga	$K_m$	$K_t$
<b>Eje Rotatorio</b>		
<b>Carga aplicada gradualmente</b>	1.5	1
<b>Carga estable</b>	1.5	1
<b>Choques menores</b>	1.5-2	1-1.5
<b>Choques mayores</b>	2-3	1.5-3

Fuente: [17]

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_y} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (220 \times 10^6)} \sqrt{(1.5(13.596))^2 + (1(20.181))^2}$$

$$d = 0.0087 \text{ m}$$

Del catálogo DIPAC se escogió el diámetro del eje normalizado ver Anexo B

$$d = \frac{3}{4} \text{ pulg}$$

Para determinar el factor de seguridad del eje se utilizó el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley. [17]

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

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Para determinar los valores de a y b ver el Anexo C, acabado superficial maquinado.

$$a = 4.51$$

$$b = 0.265$$

$$k_a = 4.51 (520)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.860$$

$$k_b = 1.24 d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24 (15)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.928$$

Para el valor de  $K_c$  se determinó el valor por torsión y flexión ya que está sometido a esas condiciones. Ver Anexo D

$$k_c = 0.59$$

El valor de  $K_d$  es igual a 1 ya que no se trabaja a temperaturas elevadas

$$k_d = 1$$

El valor de  $K_e$  es para una confiabilidad del 99%

$$k_e = 0.814$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Para los valores de "q", ver el Anexo E

$$q = 0.8$$

$$\frac{r}{D} = \frac{3 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 0.2$$

$$\frac{D}{d} = \frac{19.05 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 1.27$$

Para el valor de  $K_t$ , revisar el Anexo F

$$K_t = 1.58$$

$$K_f = 1 + 0.8(1.58 - 1)$$

$$K_f = 1.464$$

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

Para el valor de  $K_{ts}$ , revisar el anexo G

$$K_{ts} = 1.3$$

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

Para el valor de  $q_{\text{cortante}}$  revisar el Anexo H

$$q_{\text{cortante}} = 1$$

$$K_{fs} = 1 + 1(1.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.3$$

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

$$S'_e = 0.5 (520 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 260 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.86 (0.928)(0.59) (0.814)(260 \text{ MPa})$$

$$S_e = 99.65 \text{ MPa}$$

Para el análisis por fatiga se tendrán en cuenta las siguientes hipótesis:

$$\text{Momento alternante} = 23.28 \text{ Nm}$$

$$\text{Momento medio} = 0$$

$$\text{Torque alternante} = 0$$

Torque medio = 17.299 Nm

### Teoría de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_a = \sqrt{16 \left( \frac{K_f M_{\text{alternante}}}{\pi d^3} \right)^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{48 \left( \frac{K_{fs} T_{\text{medio}}}{\pi d^3} \right)^2}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{4 \sqrt{\left( \frac{K_f M_{\text{alternante}}}{\pi d^3} \right)^2}}{S_e} + \frac{4 \sqrt{3 \left( \frac{K_{fs} T_{\text{medio}}}{\pi d^3} \right)^2}}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{4 \sqrt{\left( \frac{1.464 (13.596 \text{ N m})}{\pi (0.015 \text{ m})^3} \right)^2}}{99.65 \times 10^6 \text{ Pa}} + \frac{4 \sqrt{3 \left( \frac{1.3 (20.181 \text{ N m})}{\pi (0.015 \text{ m})^3} \right)^2}}{520 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$\frac{1}{n} = 0.108$$

$$n = 9.23$$

### Selección de Chumacera

La selección de la chumacera se determinó mediante el diámetro calculado del eje.

Chumacera seleccionada NTN UCP 202D1, Ver Anexo I

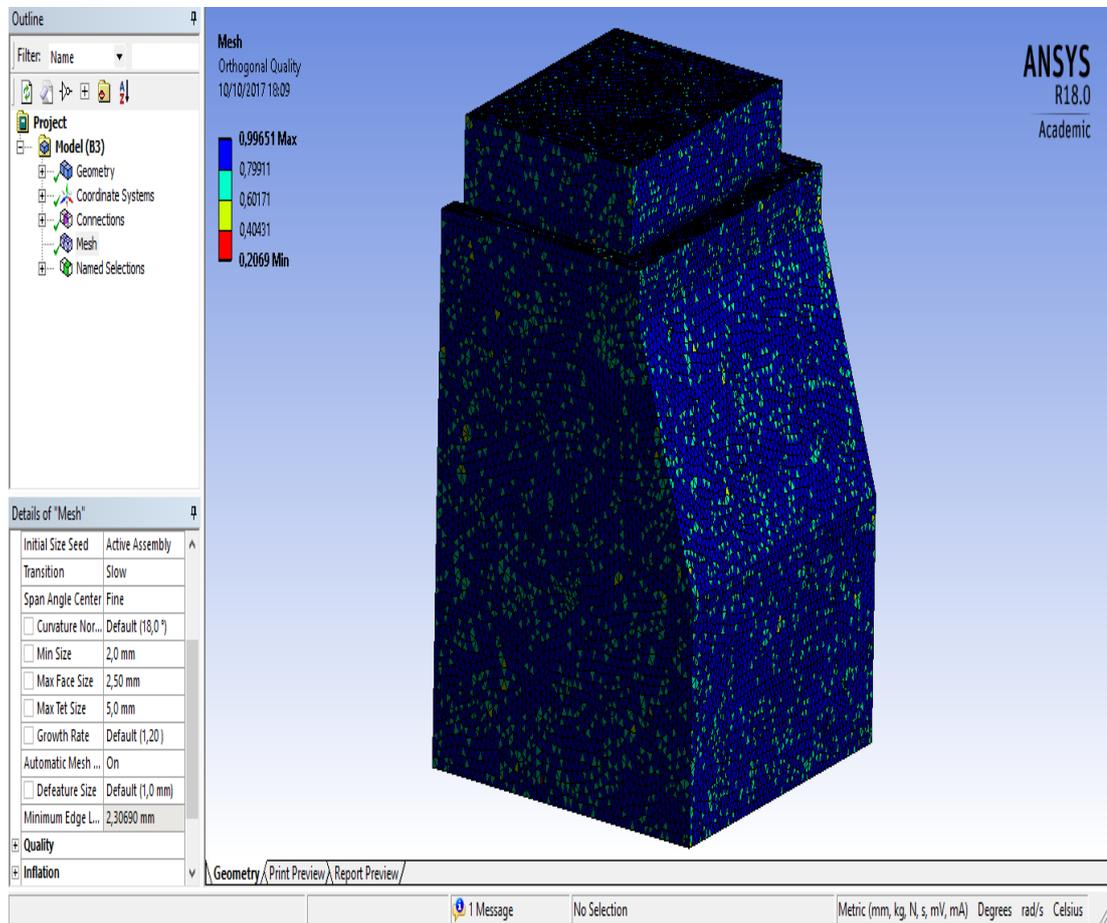
### 3.5.2 Mallado

Realizar el análisis con un buen mallado es importante para obtener resultados correctos y está en dependencia de la geometría que se está estudiando, para lo cual se procedió a simular varios tipos de mallas como se muestra en la tabla 3.6, en la que se indica los cambios del tamaño de malla, la calidad ortogonal, el tiempo de simulación, el número de celdas y la presión.

Al comparar la calidad ortogonal, el tiempo de simulación y el número de celdas en cada malla se determinó que la malla 4 es la apropiada, ya que la calidad ortogonal se

encuentra dentro del rango de bueno lo cual garantiza según lo indicado por ANSYS-FLUENT que los resultados obtenidos por medio de simulaciones son adecuados, con esta malla el tiempo de simulación es inferior al producido por las mallas 5 y 6 que tienen una calidad ortogonal similar pero la diferencia con el número de celdas produce un mayor gasto computacional.

Las simulaciones se realizaron con el método de mallado tetraédrico como se muestra en la figura 3.8, ya que el módulo de CFD resolvió sin ningún inconveniente, el método prismático no se pudo realizar porque el software produce un error, esto se debe a la complejidad de la geometría.



**Figura 3.8.** Modelo de malla seleccionada

**Fuente:** Autor

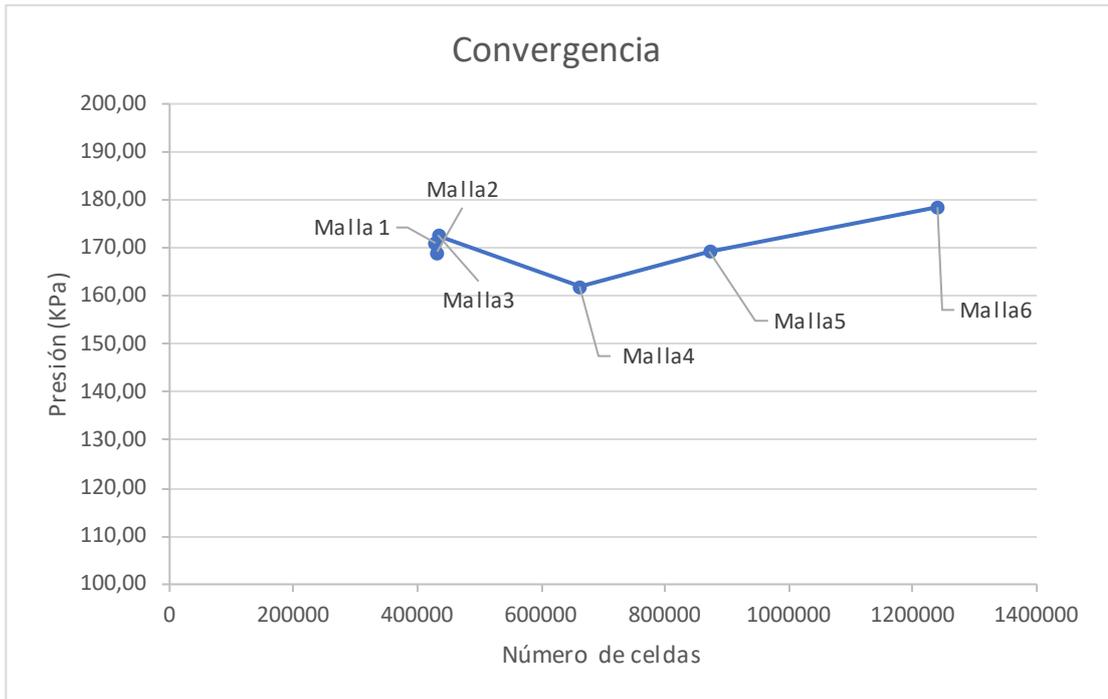
En la figura 3.9 se muestra la convergencia realizada entre la presión y el número de celdas en la cual se observa que la malla 4 no tiene mayores variaciones en comparación con las otras por lo cual se acepta la malla seleccionada porque no posee muchas celdas y la simulación tomará menor tiempo.

De igual manera en la figura 3.10 se observa la curva de la calidad ortogonal en función del número de celdas, la cual muestra que la malla 4 tiene una buena calidad ortogonal en comparación con las mallas 5 y 6 que presentan una calidad ortogonal similar pero el número de celdas es elevado, sin embargo, aumentar el número de celdas no significa que se obtendrá un mejor análisis, simplemente aumenta el gasto computacional.

**Tabla 3.6.** Valores para la convergencia de malla

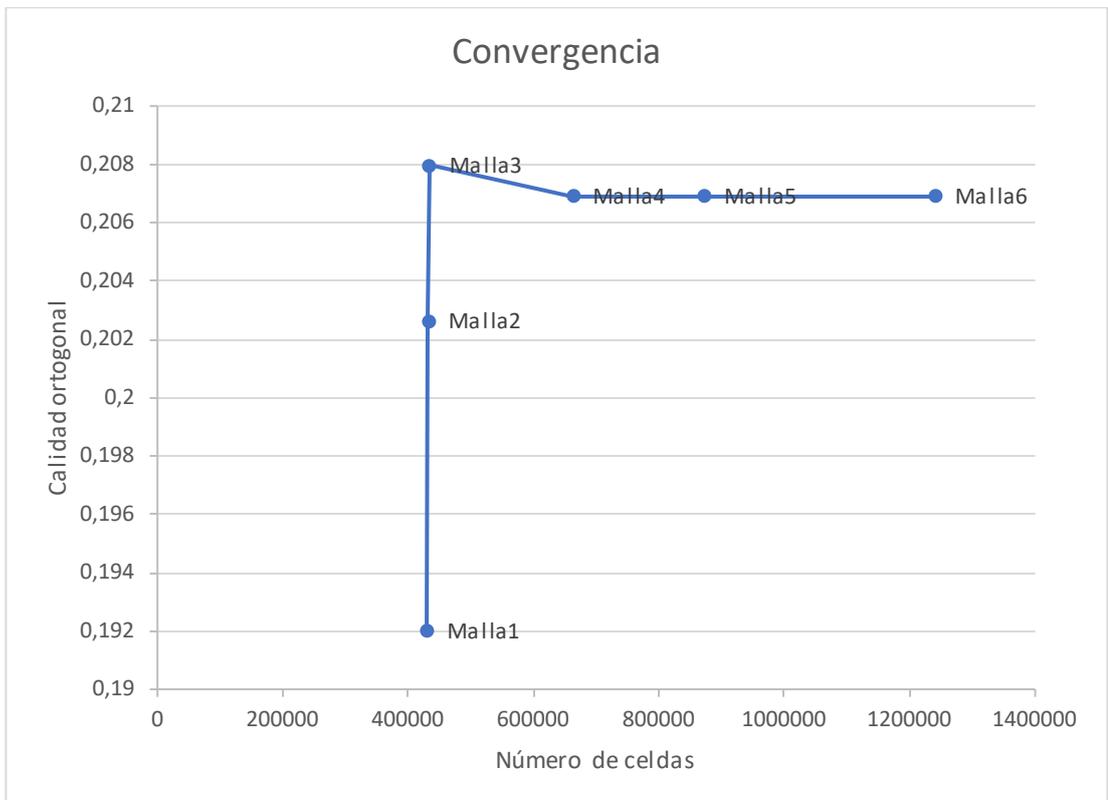
<b>N° Malla</b>	<b>N° Celdas</b>	<b>Presión (KPa)</b>	<b>Ortogonal Quality</b>	<b>Tiempo de Simulación (h)</b>	<b>Tamaño Mínimo del Elemento (mm)</b>	<b>Tamaño Mínimo de la Cara (mm)</b>	<b>Tamaño Máximo del elemento (mm)</b>
<b>Malla1</b>	429418	171,00	0,19199	17,54	3	3	10
<b>Malla2</b>	431895	169,20	0,20262	18,685	2	3	10
<b>Malla3</b>	433052	172,70	0,20798	22,025	0,5	3	10
<b>Malla4</b>	661854	162,00	0,2069	21,635	0,5	2,5	10
<b>Malla5</b>	871168	169,30	0,2069	36,985	2	2,5	5
<b>Malla6</b>	1239700	178,50	0,2069	45,255	0,6	2,5	2,5

**Fuente:** Autor



**Figura 3.9.** Presión vs número de celdas

**Fuente:** Autor

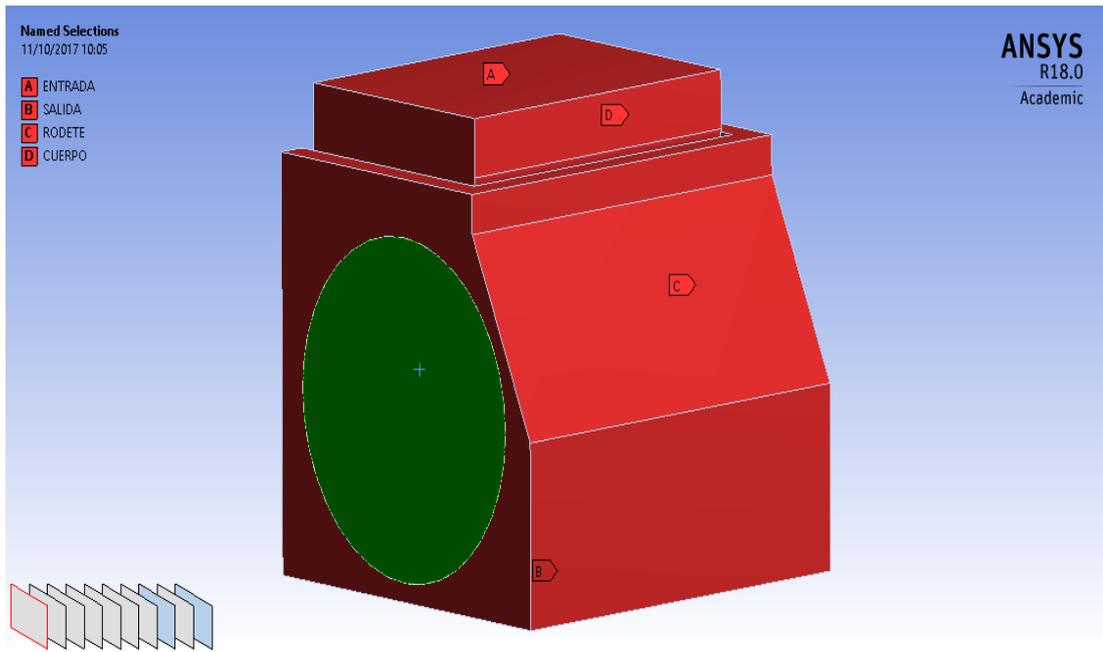


**Figura 3.10.** Calidad ortogonal vs número de celdas

**Fuente:** Autor

### 3.5.3 Condiciones de borde

En la figura 3.11 se muestra como fueron designadas las caras y sólidos para asignar las condiciones de borde. Las condiciones de borde están detalladas en la tabla 3.7



**Figura 3.11.** Nombres asignados a la geometría de la turbina

**Fuente:** Autor

**Tabla 3.7.** Condiciones de borde

Nombre	Condición
<b>Rodete</b>	Rotación eje Z = 1160 rpm
<b>Entrada</b>	Velocidad = 13.307 m/s
<b>Salida</b>	Presión en la salida = 101325 Pa
<b>Carcasa</b>	Rotación = 0

**Fuente:** Autor

## CAPÍTULO IV. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

### 4.1 Recolección de datos

Las tablas mostradas a continuación representan los datos que fueron obtenidos mediante simulaciones, en la tabla 4.1 se muestra los valores con los cuales se pudo determinar la eficiencia de la turbina tomando porcentajes de los caudales, se tomó en cuenta la metodología utilizada por el manual de mini y micro centrales hidráulicas en el cual muestra detalladamente como calcular la eficiencia de la turbina Michell-Banki.

**Tabla 4.1.** Valores utilizados para el cálculo de eficiencia

<b>% Caudal</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Torque</b>	<b>Eficiencia</b>
<b>0,1</b>	9,854	1,281	0,635
<b>0,2</b>	10,741	2,793	0,692
<b>0,3</b>	11,590	4,520	0,746
<b>0,4</b>	11,881	6,178	0,765
<b>0,5</b>	12,056	7,836	0,776
<b>0,6</b>	12,315	9,606	0,793
<b>0,7</b>	12,409	11,292	0,799
<b>0,8</b>	12,407	12,903	0,799
<b>0,9</b>	12,424	14,536	0,800
<b>1</b>	12,460	16,198	0,802

Fuente: Autor

La tabla 4.2 es la comparación realizada entre el modelo de turbulencia K-ε Realizable vs K-ε Standard en la cual después de haber realizado las simulaciones correspondientes y comparar los datos se pudo obtener los porcentajes de diferencia que existe entre los dos modelos.

**Tabla 4.2.** Comparación de resultados entre modelo de turbulencia K-ε Realizable y K-ε Standard.

	K-ε Realizable	K-ε Standard	% de diferencia
Time Step	Presión (KPa)	Presión (KPa)	
<b>1</b>	101,325	101,325	0
<b>90</b>	110,229	110,264	0,032
<b>180</b>	110,248	109,971	0,252
<b>270</b>	108,628	108,402	0,208
<b>360</b>	109,9	109,624	0,252

Fuente: Autor

De igual manera en la tabla 4.3 se observa la comparación entre los modelos de turbulencia K-ε Realizable vs K-ω Standard de los cual de la misma manera se procedió a comprar estos dos modelos para poder determinar el porcentaje de diferencia.

**Tabla 4.3.** Comparación de resultados entre modelo de turbulencia K-ε Realizable y K-ω Standard.

	K-ε Realizable	K-ω Standard	% de diferencia
Time Step	Presión (KPa)	Presión (KPa)	
<b>1</b>	101,325	101,325	0,000
<b>90</b>	110,229	108,374	1,712
<b>180</b>	110,248	109,072	1,078
<b>270</b>	108,628	109,953	1,205
<b>360</b>	109,9	109,862	0,035

Fuente: Autor

En la tabla 4.4 se comparan los modelos de turbulencia K-ε Realizable y K-ω SST en los cuales se procede a realizar una comparación y de esta manera determinar el porcentaje de diferencia entre modelos de turbulencia.

**Tabla 4.4.** Comparación de resultados entre modelo de turbulencia K-ε Realizable y K-ω SST.

	K-ε Realizable	K-ω SST	% de diferencia
Time Step	Presión (KPa)	Presión (KPa)	
<b>1</b>	101,325	101,325	0,000
<b>90</b>	110,229	109,584	0,589
<b>180</b>	110,248	108,549	1,565
<b>270</b>	108,628	108,387	0,222
<b>360</b>	109,9	109,254	0,591

Fuente: Autor

En la figura 4.5 se realiza la comparación entre los modelos de turbulencia K-ε Realizable y SST el cual nos muestra que al igual que todos los modelos de turbulencia comparados en las tablas anteriores los porcentajes de variación son mínimos de esta manera se puede decir que son casi despreciables por lo cual los análisis se proceden realizar todos con el modelo de turbulencia K-ε Realizable ya que los valores de los otros modelos de turbulencia no son de mayor interferencia por sus bajos porcentaje de error.

**Tabla 4.5.** Comparación de resultados entre modelo de turbulencia K-ε Realizable y SST.

	K-ε Realizable	SST	% de diferencia
Time Step	Presión (KPa)	Presión (KPa)	
<b>1</b>	101,325	101,325	0,000
<b>90</b>	110,229	109,77	0,418
<b>180</b>	110,248	108,266	1,831
<b>270</b>	108,628	108,316	0,288
<b>360</b>	109,9	109,888	0,011

Fuente: Autor

**Tabla 4.6.** Caudal y altura a bombear

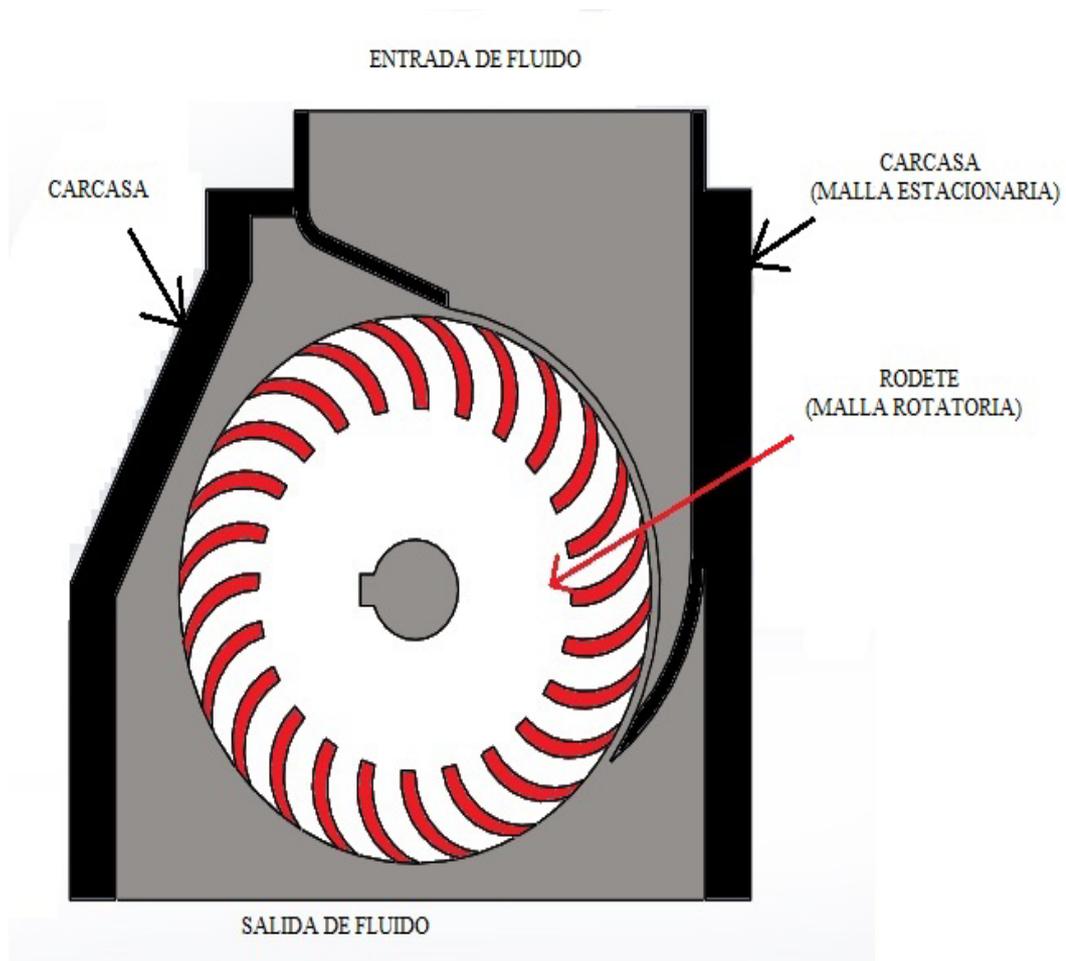
Bomba marca EMICA modelo EK 200-50	
Altura de bombeo (m)	Caudal de bombeo (l/s)
<b>54</b>	19.44
<b>51</b>	25
<b>48</b>	27.77
<b>41</b>	41.66

**Fuente:** Autor

## 4.2 Análisis de resultados

### Esquematación de las condiciones de frontera del volumen de fluido.

En la figura 4.1 se esquematiza las condiciones con las que se trabajó en la turbina, la entrada y salida del fluido son las indicativas de la dirección que va a tomar el fluido que se va a simular teniendo en cuenta que es un fluido bifásico, la carcasa es la parte de malla estacionaria y el rodete pasa a ser la malla rotatoria de la turbina que va a ser simulada.

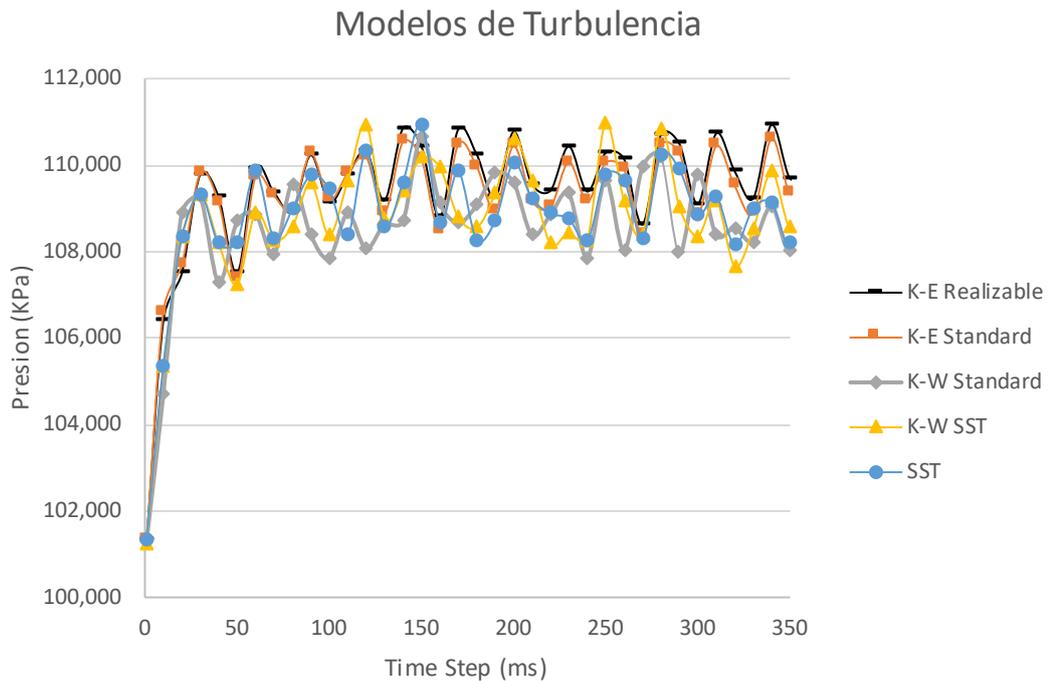


**Figura 4.1.** Esquema de las condiciones de trabajo en el volumen de fluido

**Fuente:** Autor

## Modelo de turbulencia

El modelo de turbulencia con el cual se trabaja es muy importante por lo cual se realizó un análisis exhaustivo de 5 modelos de turbulencia que nos proporciona ANSYS-FLUENT, para de esta manera poder determinar los cambios que pueden ocurrir con cada modelo de turbulencia.



**Figura 4.2.** Comparación modelos de turbulencia.

**Fuente:** Autor

Después de realizar las simulaciones para cada modelo de turbulencia se puede apreciar que todos los modelos tienden a los mismos resultados no existen variaciones elevadas por lo cual el modelo con el que se trabajó que es el K- $\epsilon$  es el modelo adecuado como indica la bibliografía de referencia. De esta manera se puede observar en la figura 4.2 la representación de la presión en función del tiempo de simulación o de operación con el que se trabajó. De esta manera se tomarán 5 valores para realizar una comparación entre cada modelo de turbulencia y de esta manera poder observar los cambios que existe en cada modelo antes indicado, los valores más representativos con los cuales se va a trabajar son los valores iniciales y los valores finales y dentro de estos se tomarán 3 valores intermedios de cada modelo de turbulencia.

Como se puede observar en la tabla 4.2 los valores de presión para los time step que se tomaron en cuenta no tienen una variación amplia y los porcentajes de diferencia entre los modelos de turbulencia son mínimos. El mayor porcentaje de diferencia entre los dos modelos de turbulencia es de 0.252% lo cual es un valor mínimo y no influye entre los modelos comparados.

En la tabla 4.3 se observa que el mayor porcentaje de diferencia es de 1.712% lo cual es un valor extremadamente pequeño y de esta manera muestra que la diferencia entre estos dos tipos de modelos de turbulencia no tendrá mayor inconveniente ya que los porcentajes de variación son mínimos.

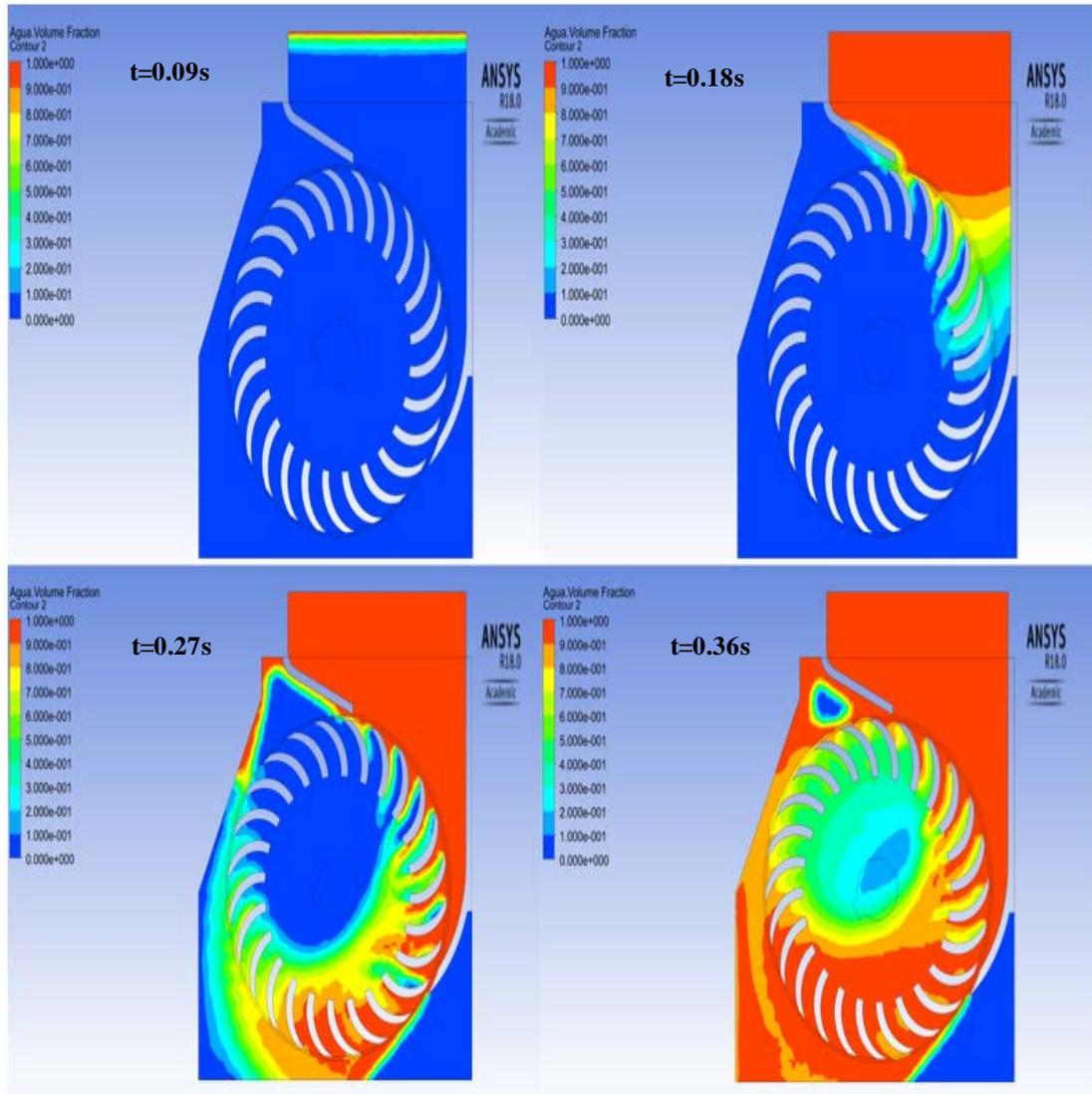
En la comparación de modelos de turbulencia K- $\epsilon$  Realizable y K- $\omega$  SST que se muestra en la tabla 4.4 tampoco se encontró inconvenientes ya que el porcentaje de diferencia es de 1.565% lo cual indica que no existe mayor inconveniente en las simulaciones realizadas.

La comparación entre el modelo de turbulencia K- $\epsilon$  Realizable y SST mostrado en la tabla 4.5 de igual manera como en las comparaciones de modelos anteriores muestra el porcentaje mayor de diferencia de 1.831% el cual de la misma manera es despreciable por lo que se acepta la utilización del modelo de turbulencia K- $\epsilon$  Realizable.

### **Fracción Volumétrica del Agua**

En la figura 4.3 se observa cómo para todos los pasos del tiempo analizado la turbina Michell-Banki cumple con las condiciones de una turbina de flujo cruzado ya que se observa que en la primera escena para un time step de 90 la condición inicial es que apenas se quiere empezar a llenar el inyector, en la segunda escena para un time step de 180 se puede observar como ya casi el agua en su totalidad empieza a ocupar la salida del inyector y empiezan a llenarse los álabes de agua. En la tercera escena con time step de 270 se observa como ya gran parte de la turbina ya contiene agua y se observa como cumple la función de flujo cruzado ya que el agua que se aprovecha a la entrada cruza por el rodete hasta volver a ocupar un lugar de los álabes en el lado opuesto de la admisión de esta manera aprovecha la misma cantidad de agua dos veces, logrando así aprovechar toda la energía del agua dentro de sus álabes y en la cuarta escena en el último time step de 360 se puede apreciar como la turbina está

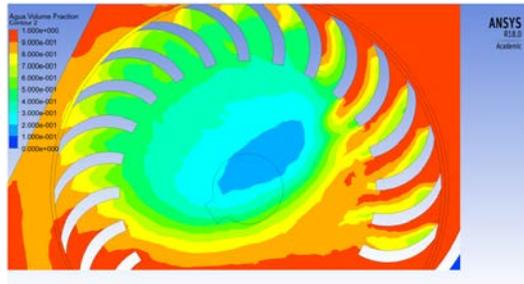
completamente desarrollada el fluido ya ha atravesado completamente la turbina indicando así que las partes que están completamente de coloración azul (ver figura 4.5) son las que se encuentran completamente con aire mientras que las partes que se encuentran de color rojo son las que están totalmente llenas de agua.



**Figura 4.3.** Fracción volumétrica del agua

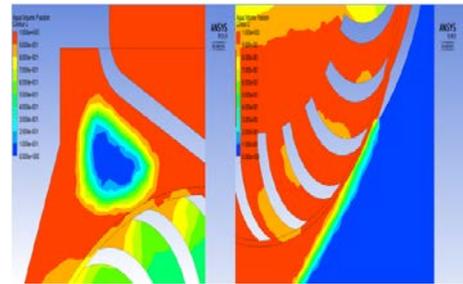
**Fuente:** Autor

Las zonas en las que se encuentra diferentes colores (Ver Figura 4.4) son los lugares en donde se encuentra la presencia de los dos fluidos de trabajo agua y aire.



**Figura 4.4.** Zonas de la turbina con presencia de agua y aire.

**Fuente:** Autor



**Figura 4.5.** Zonas de la Turbina con presencia total de aire.

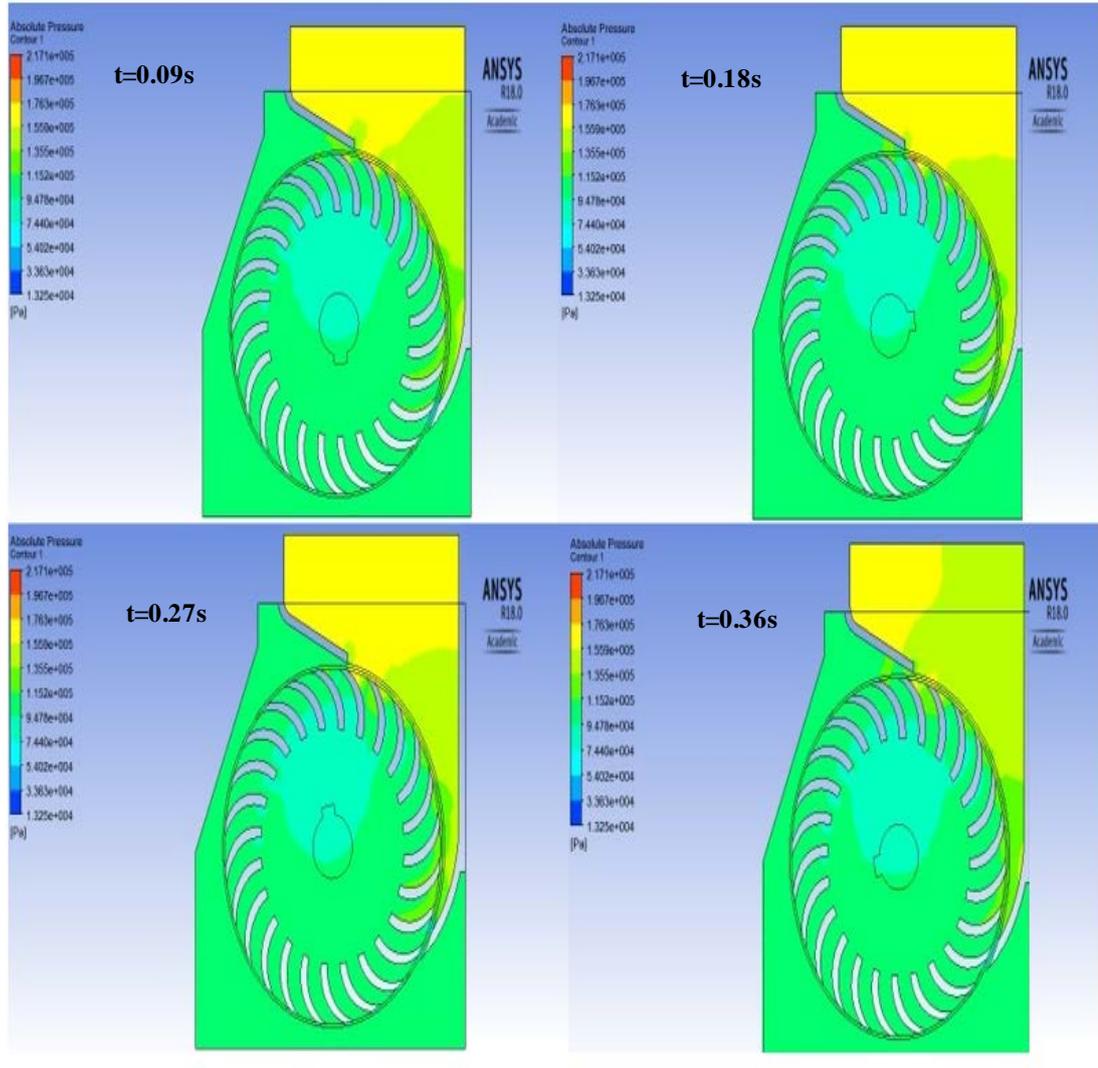
**Fuente:** Autor

En la figura 4.3 también se puede indicar que el flujo de agua por los álabes es totalmente normal indicando así que los 24 álabes que se propuso en el diseño son los correctos para esta configuración de turbina Michell-Banki por ser un diseño de turbina pequeña ya que al realizar las simulaciones con más álabes (26, 28 y 30 álabes) se pudo determinar que el agua no ocupaba completamente las regiones de los álabes indicando esto que no hay un aprovechamiento total de la energía del agua dentro de los álabes. De esta manera se puede determinar que se tiene un buen diseño ya que un número incorrecto de álabes puede aumentar pérdidas y también ocasionar el efecto de reja que es ocasionado por el espesor de los álabes.

### **Presión Dentro de la Turbina**

En la figura 4.6 se muestra el comportamiento de la presión en todo el interior de la turbina, como se puede apreciar la mayor cantidad de variaciones de presión se encuentran en la boquilla, la presión de entrada de la turbina nos muestra pequeñas variaciones ya que dependerá de cada configuración del inyector como esta varía para este modelo de inyector la variación de la presión es mínima para cada tiempo de simulación.

Los valores de presión para cada instante de tiempo son de 170,226 KPa, 175,193KPa, 173,386KPa y 165,802KPa estos valores son los que dan como resultado de la simulación completa de la turbina para time step de 90, 180, 270 y 360, respectivamente.



**Figura 4.6.** Presión en el inyector y en el rodete de la turbina

**Fuente:** Autor

De esta manera se puede apreciar notablemente que estos valores se mantienen casi constantes en el tiempo indicando que no hay cambios de presión o que el inyector tiene alguna falla.

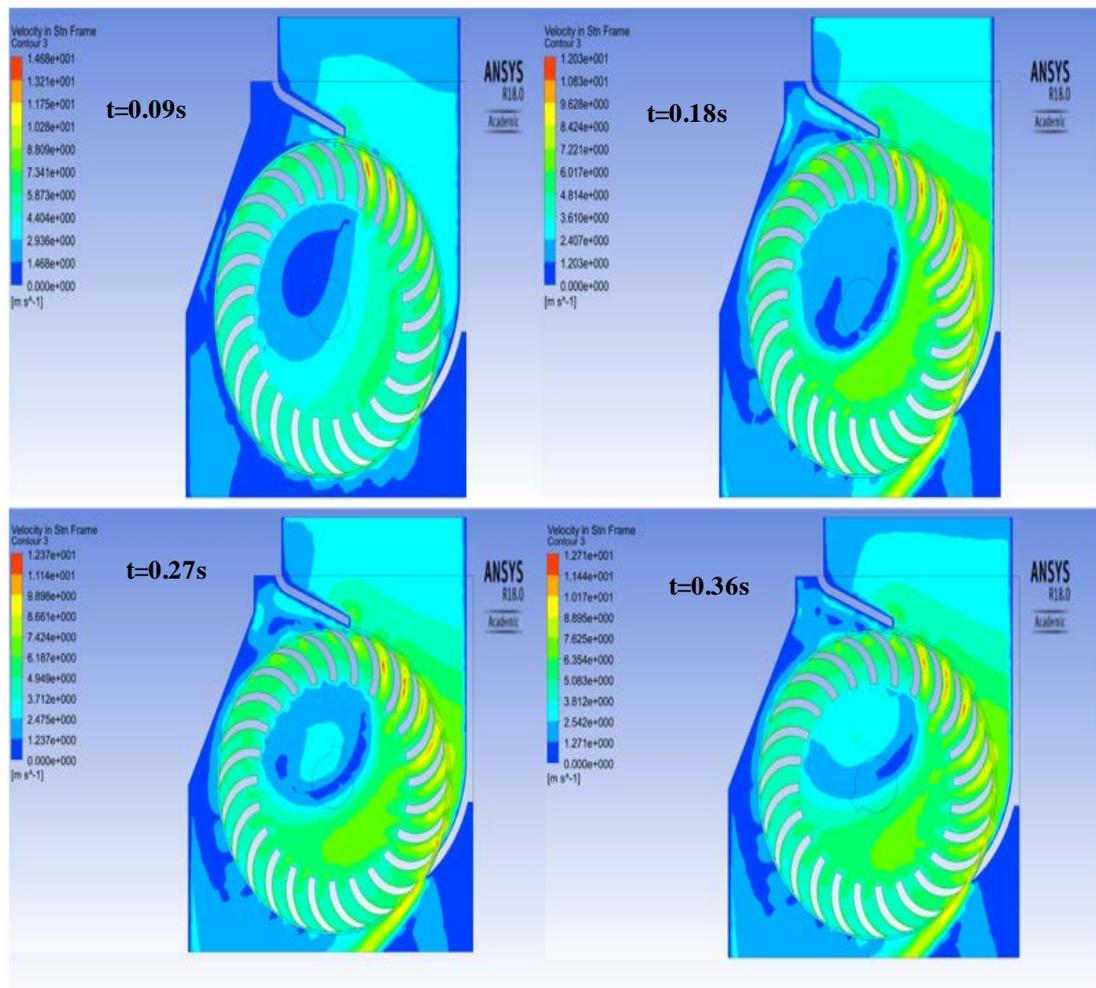
También se puede apreciar que la presión del fluido al paso por los álabes de la turbina cae rápidamente indicando que la energía está siendo aprovechada, si la energía al pasar por lo álabes no fuera aprovechada las presiones dentro del rodete tenderían a ser las mismas presiones que se encuentran a la salida del inyector.

De la misma manera se puede apreciar que el plano de presión con el que se trabajó para cada time step proporciona información sobre la distribución de presión dentro del rodete de la turbina indicando que la presión tiende a ser atmosférica, lo cual es

una característica principal en turbinas de impulso como lo es la turbina Michell-Banki.

Así se considera que el diseño propuesto aprovecha la energía de presión transformándola en energía de velocidad porque para cada intervalo de tiempo no se observa variaciones dentro del rodete y se mantiene la presión atmosférica en todo el tiempo de simulación.

### Velocidad del Agua



**Figura 4.7.** Velocidad del agua

**Fuente:** Autor

En la figura 4.6 se puede apreciar el contorno de velocidad del agua. La velocidad del agua es muy importante dentro de la turbina de flujo cruzado ya que de este depende el buen funcionamiento de la turbina como se puede observar la velocidad es constante en la entrada del inyector y esta va aumentando dentro del inyector hasta llegar a su

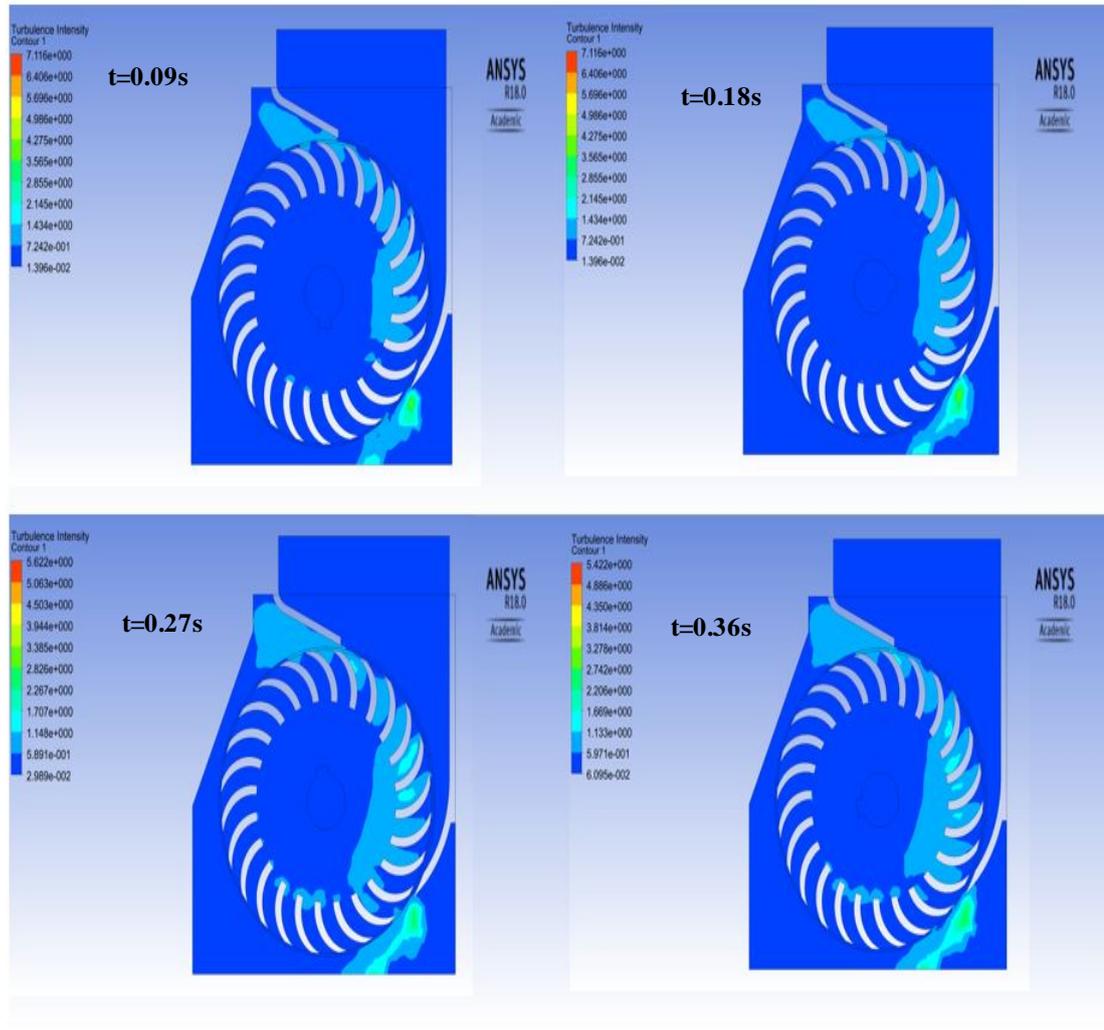
velocidad de salida del chorro. El diseño del inyector toma un papel fundamental en este caso ya que si se diseña mal el inyector no se podrá obtener la velocidad requerida que hace que cumpla con la condiciones de funcionamiento de la turbina de esta manera el diseño propuesto es correcto ya que se obtiene una velocidad de inyección del chorro por simulación de 10,98 m/s dando un error de 17.48% el cual es un rango aceptable para este tipo de análisis y de esta manera se determina porque no se logra obtener una eficiencia de 85% como indican los manuales de diseño de turbinas Michell-Banki y se obtuvo una eficiencia de 80% de la turbina que se está diseñando.

De igual manera al analizar la velocidad del agua después de pasar por el álabe velocidad que es indispensable para poder realizar el triángulo de velocidades se obtiene una velocidad de 7.4519 m/s de la simulación en CFD y la velocidad que se obtiene mediante el cálculo por ecuaciones es de 8.138 m/s por lo cual se obtiene un error de 8.43% lo cual es aceptable para este tipo de estudio.

### **Intensidad de Turbulencia**

Es un parámetro en el cual se mide la energía cinética de la turbulencia el cual es de mucha importancia en la simulación del flujo. En la figura 4.7 se puede observar los contornos de intensidad de turbulencia que se encuentra dentro de la turbina de flujo cruzado. En mecánica de fluidos la turbulencia es un asunto complicado de análisis por lo cual a partir de datos experimentales para flujos externos es aceptable una intensidad de turbulencia de 0,1% y para flujos internos es aceptable un 5%. Por lo que para turbinas hidráulicas en donde se sabe que los niveles de turbulencia son altos se aceptan porcentajes de 5 hasta 20% de intensidad de turbulencia.

Como se puede observar en la figura 4.7 los valores de intensidad de turbulencia varían de acuerdo como se va ingresando el agua en la turbina. Los lugares en donde se encuentra los valores más altos de intensidad de turbulencia para los time step de 90, 180, 270 y 360 ms son en la salida del inyector donde choca el agua ya con los álabes con valor 2.145%, otro punto crítico es en la parte final del inyector donde presenta un valor de intensidad de turbulencia de 3,586%, por lo cual se puede decir que no se producen cambios bruscos de la energía del fluido.

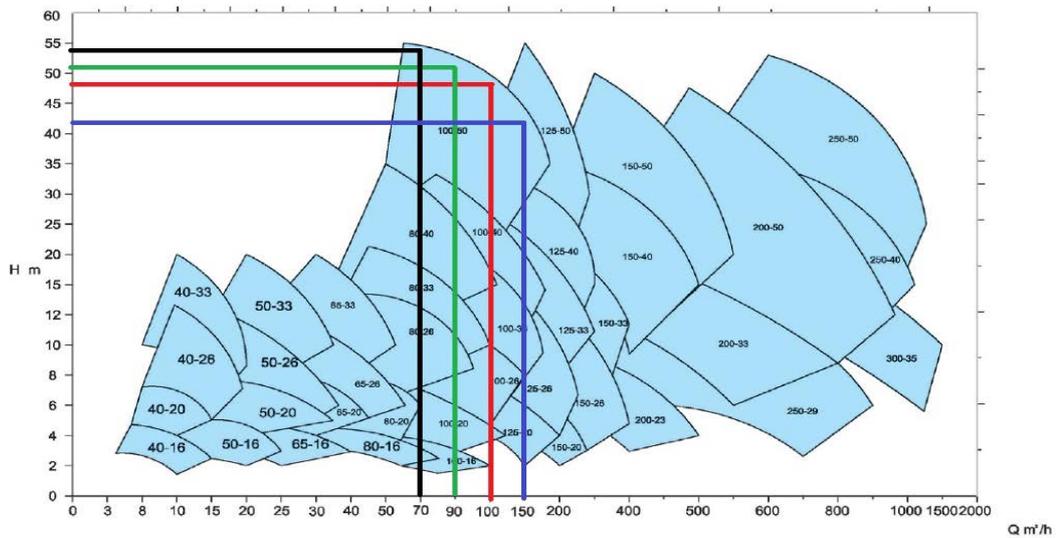


**Figura 4.8.** Intensidad de Turbulencia

**Fuente:** Autor

### **Determinación del Caudal y la Altura que Bombeara la Roto-Bomba**

Con la bomba seleccionada se procede a analizar en la curva característica los caudales y la altura a la que puede trabajar la Roto-Bomba.



**Figura 4.9.** Curvas características de la bomba EMICA modelo EK 200-50

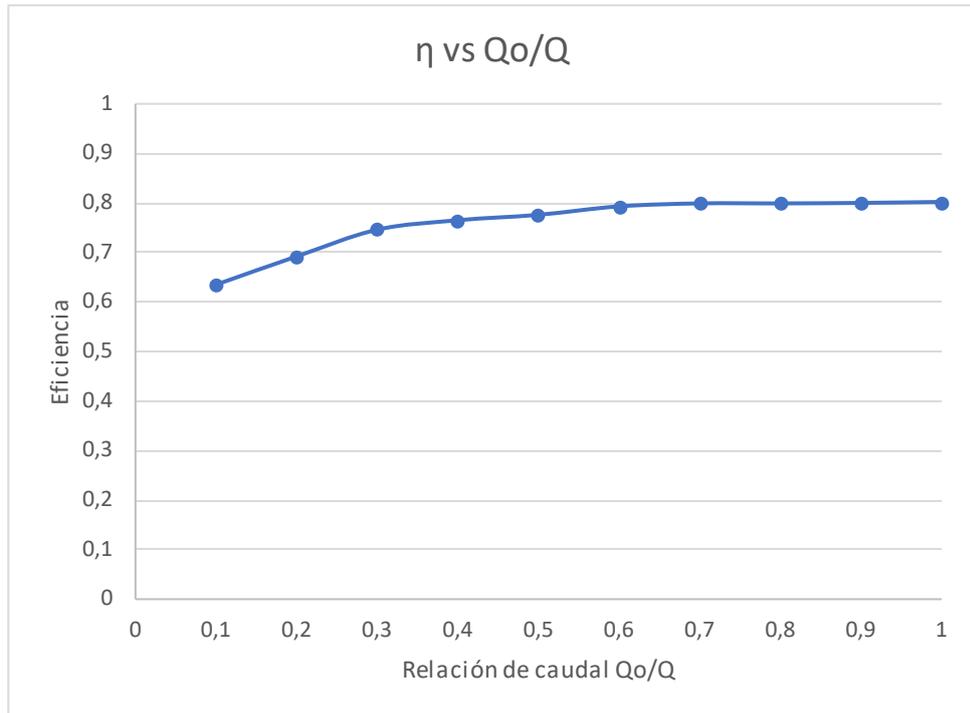
**Fuente:** [23]

En la figura 4.9 se determina las alturas de trabajo para la bomba seleccionada, como se indicó anteriormente la turbina está diseñada para que cumpla con la condición de trabajo de la bomba que es de 1160 rpm. En la tabla 4.6 se observa los caudales y alturas que bombara la Roto-Bomba.

### 4.3 Verificación de hipótesis

En este apartado se detallará como se validará los datos obtenidos mediante las simulaciones para desarrollar una comparación entre los datos que nos entrega el software y los datos experimentales de la curva característica de la eficiencia que nos proveen los libros y de esta manera validar el modelo de estudio en CFD utilizando software ANSYS-FLUENT.

De esta manera se analizará la figura 4.10 en la cual se muestra en el eje de las abscisas los porcentajes de caudal que se ocupará frente a la eficiencia que genera la turbina.



**Figura 4.10.** Eficiencia vs Relación de caudal

**Fuente:** Autor

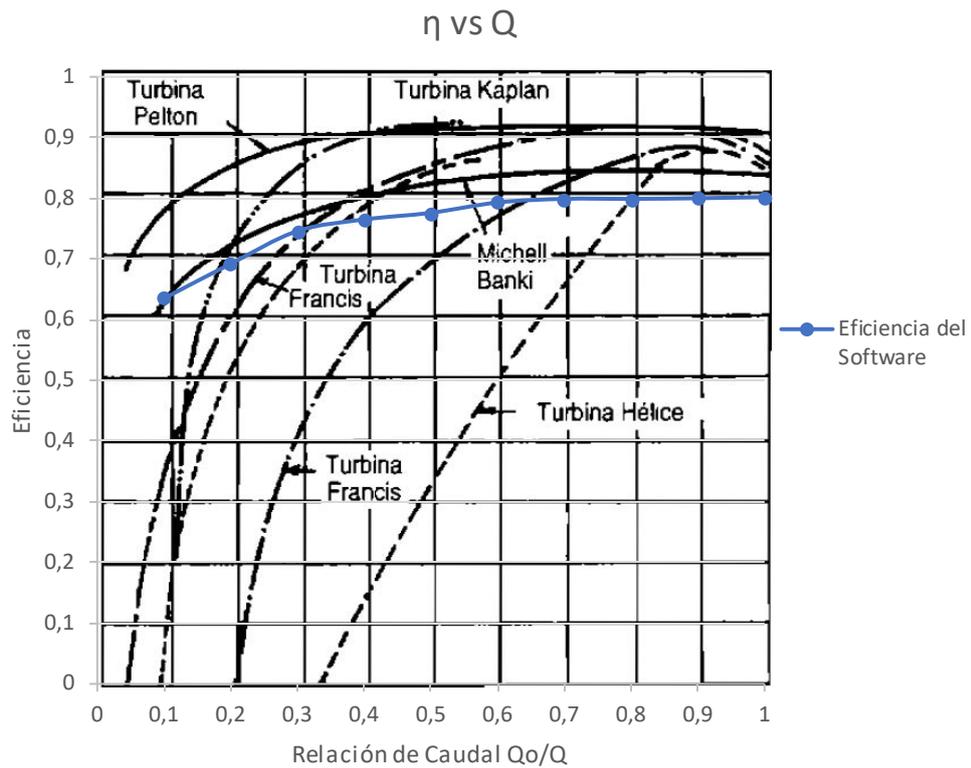
Para el cálculo de estos valores se utiliza las ecuaciones con las cuales en el Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas [15], elaboran las curvas de eficiencia de varias turbinas; dichas ecuaciones se muestran a continuación.

$$P = \rho * g * Q * H * \eta$$

$$\eta = \frac{T * \omega}{\rho * g * Q * H}$$

De los datos proporcionados por el software y con la utilización de las ecuaciones antes descritas se procede a elaborar la tabla 4.1 que se muestra a continuación.

En la figura 4.11 se realiza una comparación con la curva característica que da el Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas [15], y la curva de eficiencia obtenida con los datos obtenidos por simulación en ANSYS.



**Figura 4.11.** Comparación Eficiencia Simulación vs Eficiencia Experimental.

**Fuente:** Autor

En esta figura se puede observar que la eficiencia que obtienen experimentalmente es del 85% con un caudal del 70% del caudal total, mientras que la curva de eficiencia que se obtuvo por valores obtenidos por simulaciones del 80%, la cual se obtiene con un 90 y 100% del caudal. De dichos valores obtenidos por simulación se puede determinar que el porcentaje de error 6.88% en su eficiencia lo cual indica que los valores que son obtenidos por simulaciones son correctos.

#### **Cálculo de triángulo de velocidad a la salida del álabe**

$$W_2 = 2.4 * \sqrt{10}$$

$$W_2 = 7.589 \frac{m}{s}$$

$$U_2 = 2.09 * \sqrt{10}$$

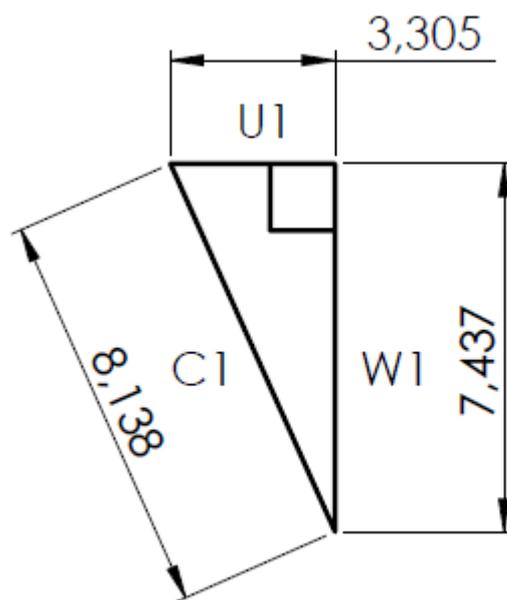
$$U_2 = 6.6091 \frac{m}{s}$$

$$W_1 = 0.98 * (7.589)$$

$$W_1 = 7.743 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$U_1 = 0.5 * (6.6091)$$

$$U_1 = 3.305 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



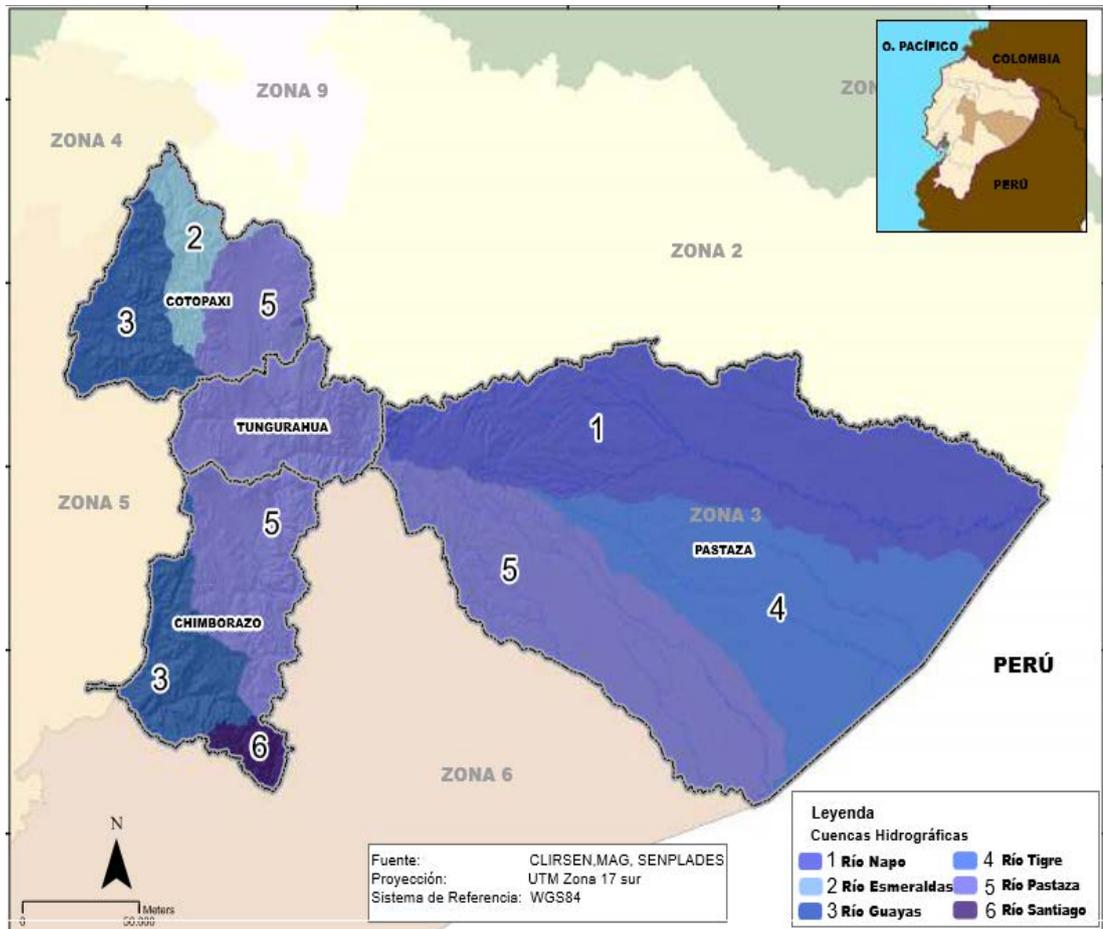
**Figura 4.12.** Triángulo de velocidades obtenido por CFD.

**Fuente:** Autor

La figura 4.12 muestra el triángulo de velocidad a la salida del inyector el cual tiene una velocidad de salida de 8.138 m/s obtenido por medio de cálculos analíticos.

La velocidad de salida que se obtuvo por simulación en ANSYS-FLUENT fue de 7.4519 m/s, al realizar la comparación del resultado analítico y el resultado por simulación se obtiene un error de 8.43% el cual es aceptable para el tipo de estudio que se está realizando.

El centro del país es una zona muy importante en la que se puede implementar este proyecto ya que cuenta con un recurso hídrico de vital importancia de acuerdo al MAGAP en un estudio realizado en el 2015 la zona 3 cuenta con una gran cantidad de este recurso por lo cual pueden existir sectores vulnerables que no cuenten con agua de riego, pero gracias a la cantidad de recursos hídricos se los puede aprovechar bombeando agua con la utilización de la Roto-Bomba accionada con una turbina Michell-Banki. En la figura 4.13 que se muestra a continuación se observa los recursos hídricos en la zona 3.



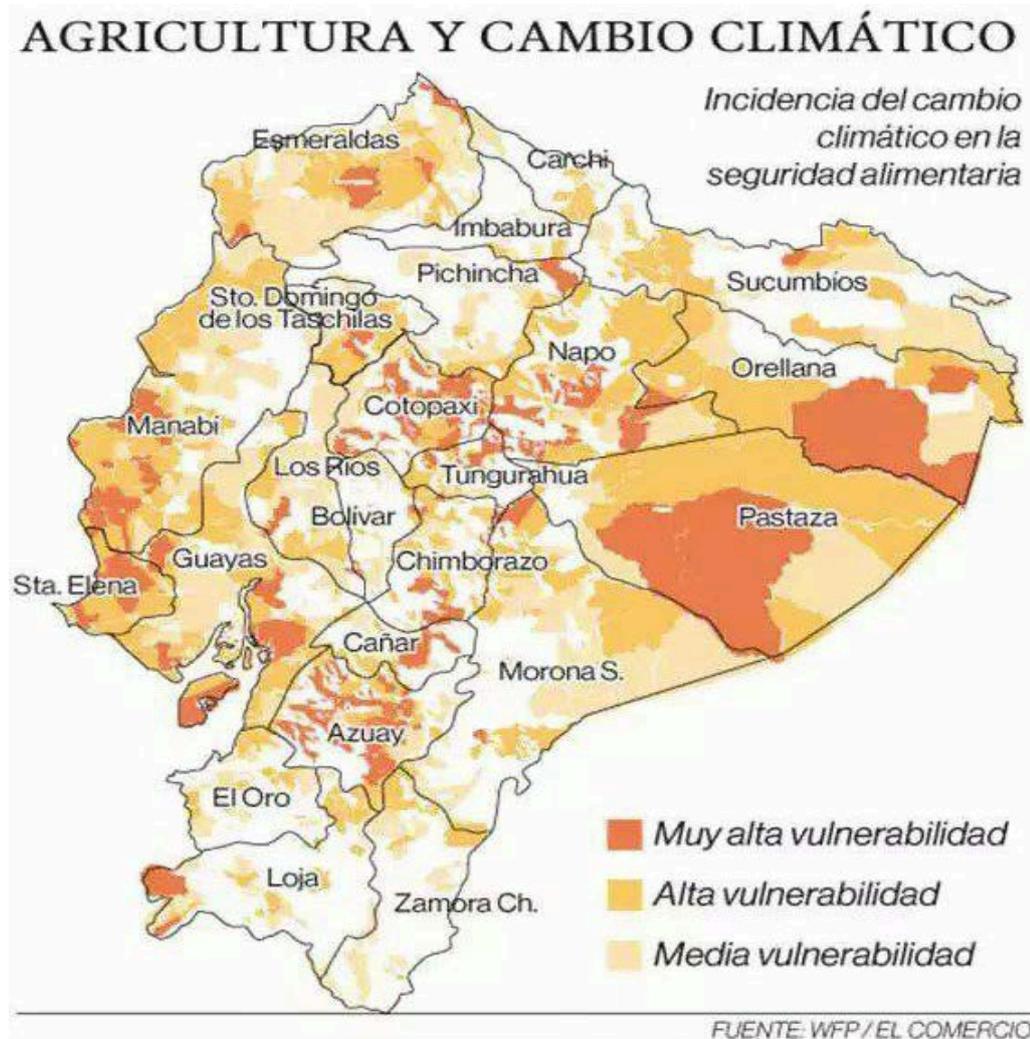
**Figura 4.13.** Recursos hídricos en la zona 3

**Fuente:** MAGAP, 2015

Un sector en especial en donde puede ser aplicado este proyecto dentro de la provincia de Tungurahua es en Quero en el sector de la cascada JUN JUN, dicha cascada cuenta con las especificaciones de funcionamiento de la turbina ya que cuenta con la altura de 10 m y el caudal necesitado depende de la tubería que se va a ocupar. La bomba

seleccionada gira a 1160 rpm la cual bombea un caudal que va desde 0.0138 m<sup>3</sup>/s hasta 0.0555 m<sup>3</sup>/s a alturas que van desde 25m hasta 55m con la bomba seleccionada.

Los sectores vulnerables que existen en el país se muestran en la figura 4.14.



**Figura 4.14.** Sectores vulnerables.

**Fuente:** El comercio

En esta figura se puede observar cómo está hecha la distribución de vulnerabilidad de los sectores agrícolas dentro del país por lo cual se puede observar, por lo que se puede observar que dentro de la zona central la vulnerabilidad más alta se la encuentra en la provincia de Pastaza siendo de esta manera un sector en el cual puede aplicarse a mayor escala este tipo de proyectos ya que también al contar con una gran cantidad de recurso hídrico se puede obtener grandes beneficios.

Para verificar la hipótesis se realizó el análisis en CFD en base al estudio de Lorentz Fjellanger Barstad con tema “CFD Analysis of a Pelton Turbine”, del cual se procedió a seguir minuciosamente su metodología para obtener los resultados adecuados de la turbina propuesta, con las simulaciones realizadas se comparan los valores de la eficiencia calculados por medio de CFD con los datos obtenidos en base a experimentos del Manual de Mini y Micro Centrales Hidráulicas, también se contrasta las velocidades a la salida de los álabes obtenidas del triángulo de velocidades con la metodología que propone el manual de la OLADE, el cual especifica detalladamente el procedimiento.

Después de haber realizado el estudio detallado se acepta la hipótesis verificando que EL análisis por CFD de una Roto-Bomba accionada con una turbina Michell-Banki permitirá corroborar el diseño de una turbina que sirva para el bombeo de agua de riego en sectores vulnerables con las condiciones mínimas de funcionamiento de 10m de altura y  $0.025\text{m}^3/\text{s}$  de caudal.

## CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1 Conclusiones

- El diseño propuesto por CFD ayuda a predecir el buen funcionamiento de una turbina con lo cual se puede validar el modelo porque se obtuvo un error en eficiencia de apenas un 6.88% y el porcentaje de error en la velocidad del agua es de 8.43% el cual es aceptable para este tipo de simulaciones.
- Se logró determinar que por medio del diseño propuesto de la turbina y la bomba seleccionada que gira a 1160 rpm, la Roto-Bomba podrá bombear el fluido a una altura de 54m.
- Después de analizar el diagrama de curvas características de la bomba que se seleccionó se determina que el caudal que podrá entregar la Roto-Bomba es de 70m<sup>3</sup>/h.
- Al realizar un análisis por dinámica computacional de fluidos se puede analizar las condiciones de funcionamiento de máquinas y posteriormente comparar los resultados con la construcción del modelo de estudio para verificar que las simulaciones se asemejan al comportamiento real del equipo, de esta manera se podría mejorar nuevos diseños.
- La malla seleccionada fue la adecuada ya que el tener un número de celdas muy elevado podría haber ocasionado varios errores, con lo cual se evitó un gasto computacional excesivo que es indispensable en este tipo de análisis, una malla inadecuada con baja calidad ortogonal puede conllevar a varios días en simulaciones.
- Realizar las simulaciones teniendo en cuenta el fluido bifásico (aire y agua) y las condiciones de malla rotatoria ayuda a tener un mejor resultado ya que las condiciones de funcionamiento están en función del tiempo y no son simulaciones estáticas, por lo que los resultados son validados tomando en cuenta la metodología que realizan en varias bibliografías propuestas.
- Se observa que las proporciones de flujo a la entrada y salida del rodete cumplen la condición de flujo cruzado garantizando que el agua entrega la energía sin desperdicio alguno, el cual ayuda a un mejor desempeño de la turbina.

## 5.2 Recomendaciones

- Realizar una geometría que contenga el menor número de aristas vivas y sectores que tengan una complejidad muy reducida ya que el software determina estas características como errores lo cual no permite realizar el diseño
- Extraer adecuadamente el volumen con el cual se va a trabajar y estar muy pendiente de que el volumen no contenga elementos basura los cuales son un problema al momento de realizar las simulaciones ya que el software toma en cuenta estos elementos en el análisis el cual puede dar resultados erróneos.
- Aplicar adecuadamente las condiciones de frontera en el software ya que una mala aplicación de las condiciones de frontera puede dar simulaciones erróneas.
- Determinar una malla que contenga pocas mallas, pero una buena calidad ortogonal para no tener un excesivo gasto computacional.
- Realizar un buen diseño del rodete para que cumpla la condición de flujo cruzado.
- Realizar el estudio tridimensional para poder apreciar que sucede en todos los sectores de la turbina y determinar cuáles pueden dar problemas.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. Curiel. “Análisis de Flujo Interno de una Turbina Tipo Banki Utilizando Herramientas de Dinámica de Fluido Computacional”. Ing. Tesis, Universidad Simón Bolívar, Venezuela, 2009.
- [2] R. Mendoza y C. De Dominics. “Diseño y Construcción de una Turbina Banki”. Ing. Tesis, Universidad Metropolitana, Venezuela, 1989.
- [3] Organización Latinoamericana de la Salud, Área de Desarrollo Sostenible y Salud Ambiental, (1992). Bombeo de agua con energías no convencionales. [Online]. Disponible:<http://www.bvsde.paho.org/eswww/proyecto/repidisc/publica/hdt/hdt051-a.html#turbo>
- [4] M. Abella, F. Romero. “Sistemas de Bombeo Fotovoltaico”, Departamento de Energías renovables. CIEMAT.
- [5] L. Fjellanger. “CFD Analysis of a Pelton Turbine”. Mg. Tesis. Norwegian University of Science and Technology, Noruega, 2012.
- [6] M. Girma, E. Dribssa. “Flow Simulation and Performance Prediction of Cross Flow Turbine Using CFD Tool”, en International Journal of Engineering Research and General Science, 2014.
- [7] R. Cotacallapa. “Influencia Y Validación de la Modificación de Principios que Rigen el Diseño de la Turbina Hidráulica de Flujo Cruzado”. Ing. Tesis. Universidad Nacional de Ingeniería, Perú, 2005.
- [8] M. Diaz. “Propuesta de Diseño de una Turbina Banki en la PCH Cutumay Camones”. Ing. Tesis. Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, El Salvador, 2008.
- [9] INEC, “Encuesta de Condiciones de Vida (ECV)”, Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, 2016. [Online]. Disponible: <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/encuestas-de-condiciones-de-vida-ecv/>. [Último acceso: Nov-2016]

- [10] J. Vásquez. “Micro-Hidroeléctrica tipo Michell-Banki, Funcionamiento, Mantenimiento y Conceptos”. Ing. Tesis. Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, 2007.
- [11] C. Mataix. “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”, México, Ediciones del Castillo, 1982
- [12] H. Torio. “Máquinas Hidráulicas, Bombas y Turbinas”. Ing. Monografía. Universidad Veracruzana, México, 2014.
- [13] R. Zuloeta. “Diseño de un Grupo Hidroenergético con una Turbina Michell-Banki de 40 kW”. Ing. Tesis. Pontificia Universidad Católica del Perú, Perú, 2012.
- [14] Organización Latinoamericana de Energía. “Diseño, Estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki”. Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, Volumen 1
- [15] F. Coz, T. Sánchez, B. Viani, J. Segura. “Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas”. Perú, Intermediate Technology Development Group, 1995.
- [16] Facultad de Ingeniería de la Universidad de Comahue. “Pequeñas Centrales Hidráulicas”. Internet: <http://fain.uncoma.edu.ar/centraleshidraulicas/archivos/UNIDA D6-3.PDF>, Marzo 2008. [marzo.25,2017]
- [17] Shigley. “Diseño en Ingeniería Mecánica”. México, Graw-Hill, 2008.
- [18] NTN, 2009. “Chumaceras”. Ecuador
- [19] Universidad Nacional Experimental del Táchira. “Bomba centrífuga”. Internet: <https://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-95.htm>. [Mayo. 24,2017]
- [20] ESSS, “Dinámica Computacional de Fluidos” [Online]. Disponible: <http://www.esss.com.br/blog/es/2016/06/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>
- [21] H. Versteeg, W. Malalasekera. “An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method”. New York, Longman Scientific & Technical, 1995.
- [22] Ansys. “ANSYS FLUENT Tutorial Guide” 2011

- [23] J. de Vehi. “Mallado de Geometrías Complejas mediante CFD”. Ing. Tesis. Universitat Politècnica de Catalunya, España, 2016.
- [24] Ansys. “Introduction to ANSYS Meshing” 2012
- [25] J. Tu. “Computational Fluid Dynamics A Practical Approach”
- [26] EMICA BOMBAS, 2010. “Bombas centrífugas de baja y media presión”. España

## ANEXOS

### ANEXO A. FICHA TÉCNICA DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.

# Bomba centrífuga EK

## EK centrifugal pumps Pompe centrifuge EK

Tamaño Size Taille	DN	40 + 300
Caudal Flow rate Débit	Q [m³/h]	hasta 1.700 max. 1.700 jusqu'à 1.700
Altura manométrica Pressure head Hauteur manométrique	H [m.c.l.] [m] [m]	hasta 95 max. 95 jusqu'à 95
Temperatura del fluido admisible Permissible fluid temperature Température du fluide admisible	T [°C]	hasta +140 to +140 jusqu'à +140
Presión máxima Maximum pressure Pression maximale	p [bar]	10
Velocidad de giro Speed of rotation Vitesse de rotation	n [r.p.m.] [min <sup>-1</sup> ] [tr/min]	50Hz: 2900, 1450, 960 60Hz: 3500, 1750, 1160

## ANEXO B. DIMENSIONES ESTANDARIZADAS DE EJES DE ACERO INOXIDABLE DIPAC



### EJES Acero Inoxidable



#### Especificaciones Generales

<b>Calidad</b>	AISI 304
<b>Descripción</b>	Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300°C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo.
<b>Aplicaciones</b>	industrias alimenticias, cerveceras, azucarera, utensilios domésticos, industria del cuero, farmacéutica, dental etc...
<b>Longitud</b>	6 m

Composición Química						
%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0 - 0.08	0 - 1	0 - 2	0 - 0.045	0 - 0.03	8 - 10.5	18 - 20

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Punto de Fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
520	220	20	249 - 278

#### Dimensiones

Diámetro
3/16"
1/4"
5/16"
3/8"
1/2"
5/8"
3/4"
1"
1 1/4"
1 1/2"
2"
2 1/2"
3"
3 1/2"
4"
5"
6"



[www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com)

EJES

**ANEXO C. PARÁMETROS DEL FACTOR DE MODIFICACIÓN SUPERFICIAL DE MARÍN.**

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

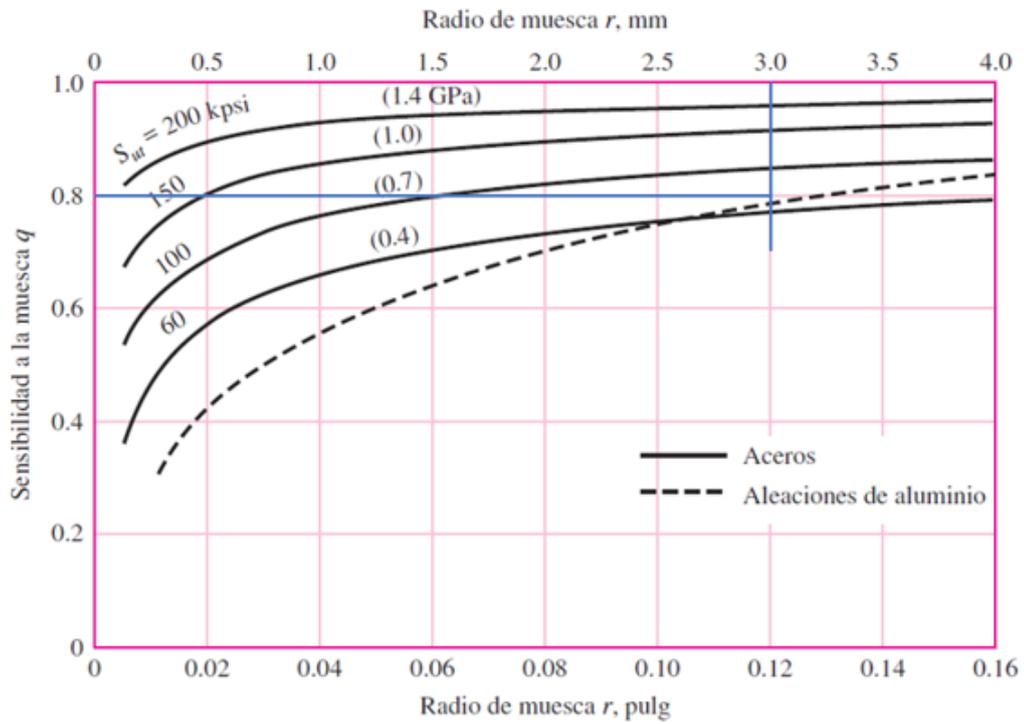
**ANEXO D. FACTOR DE TEMPERATURA**

**Factor de temperatura  $k_c$**

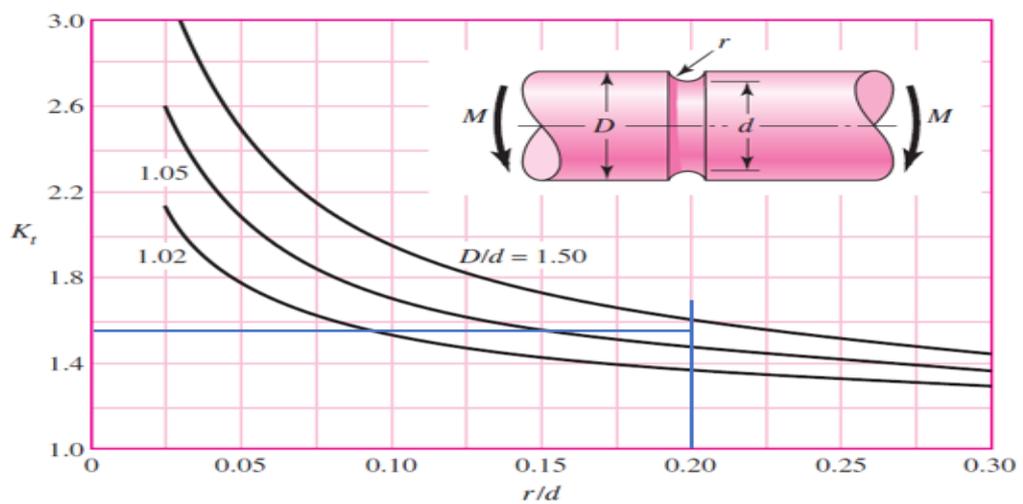
Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{utr}$ . Este tema se analiza más adelante en la sección 6-17. Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases} \quad (6-26)$$

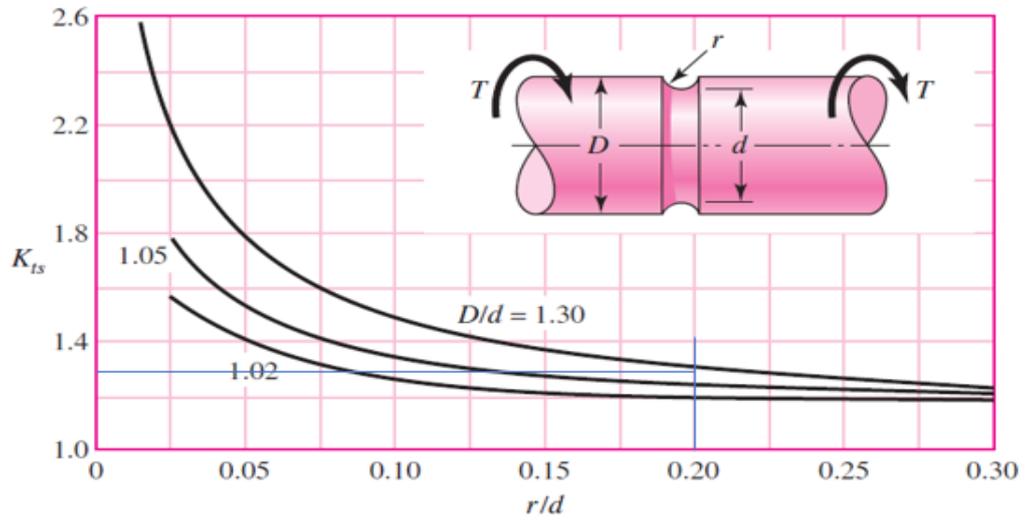
**ANEXO E. SENSIBILIDAD A LA MUESCA EN EL CASO DE ACEROS Y ALEACIONES DE ALUMINIO FORJADO.**



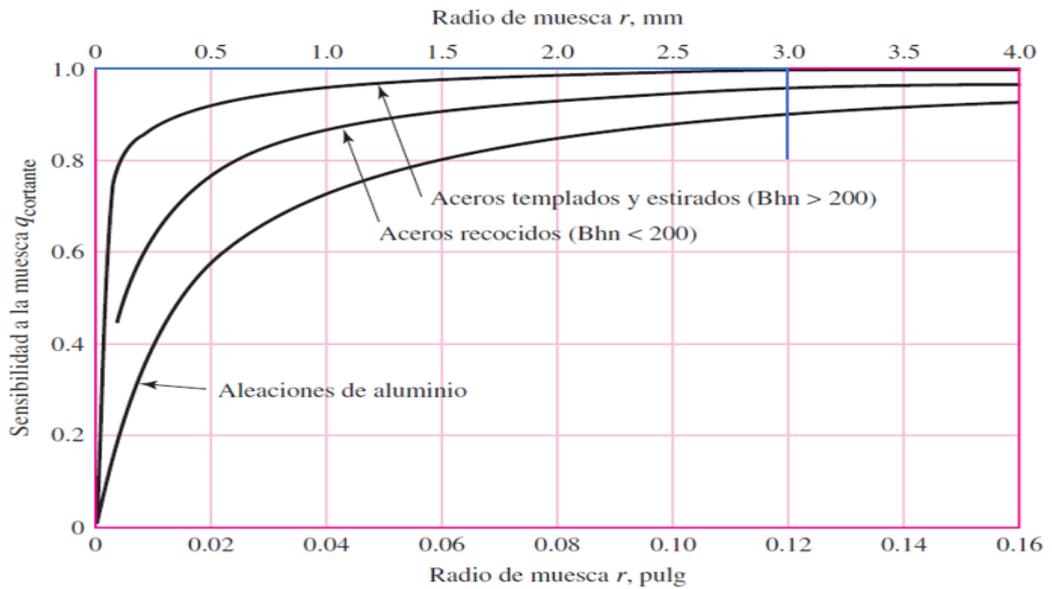
**ANEXO F. FACTOR TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS, BARRA REDONDA RANURADA EN FLEXIÓN.**



**ANEXO G. FACTOR TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS, BARRA REDONDA RANURADA EN TORSIÓN.**



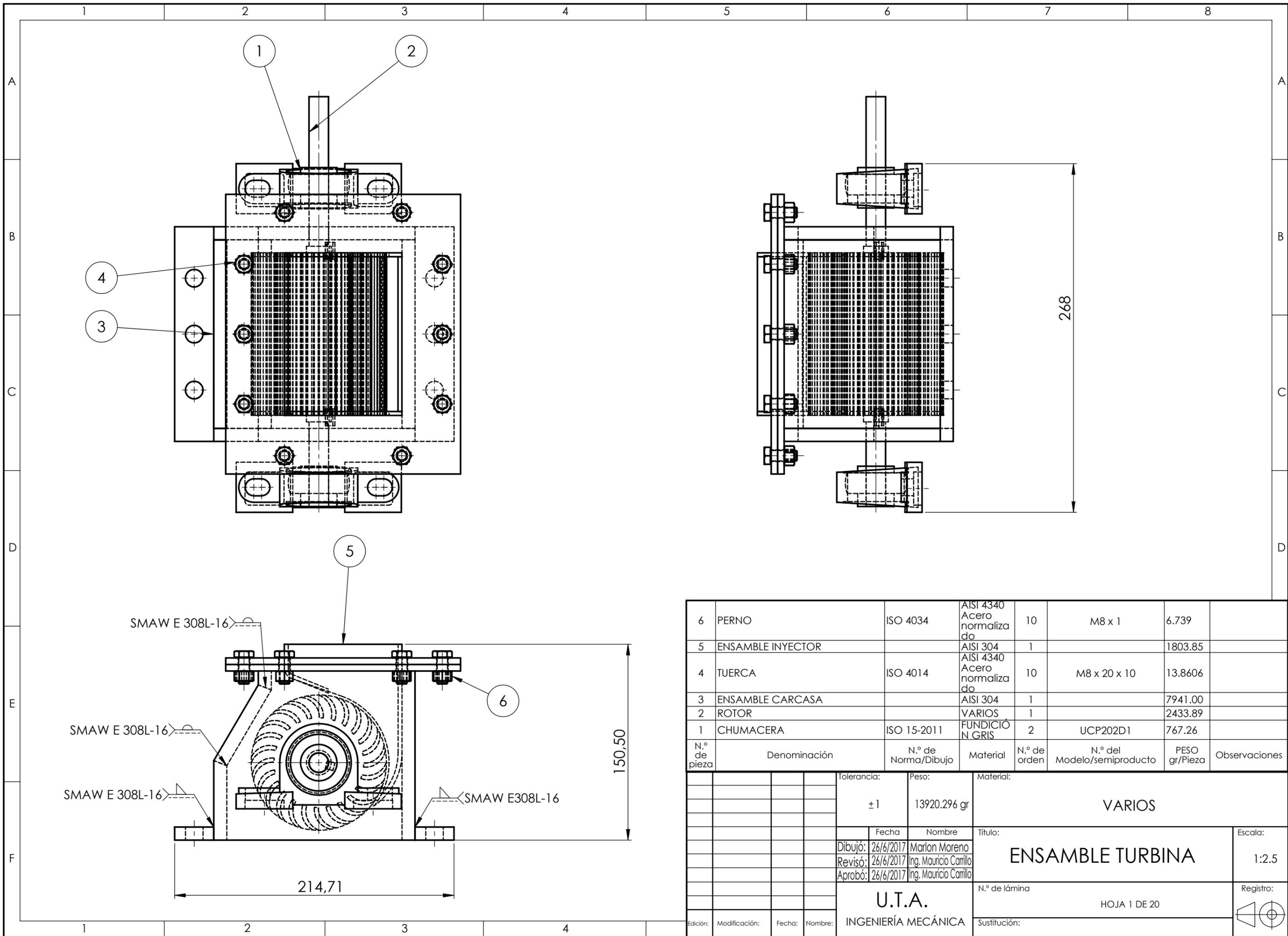
**ANEXO H. SENSIBILIDAD A LA MUESCA DE MATERIALES SOMETIDOS A TORSIÓN INVERSA.**



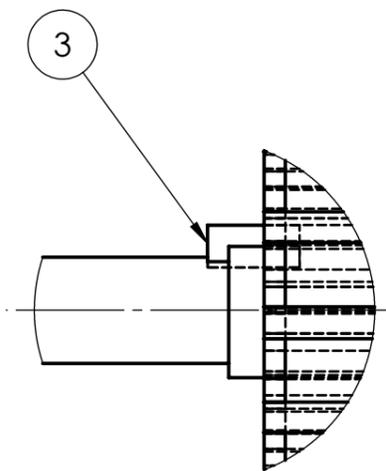
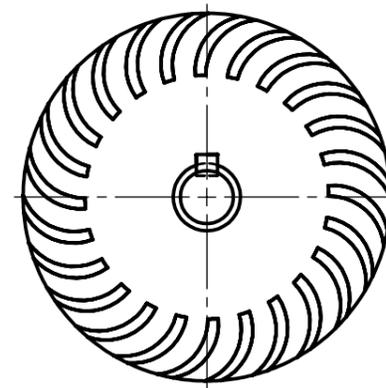
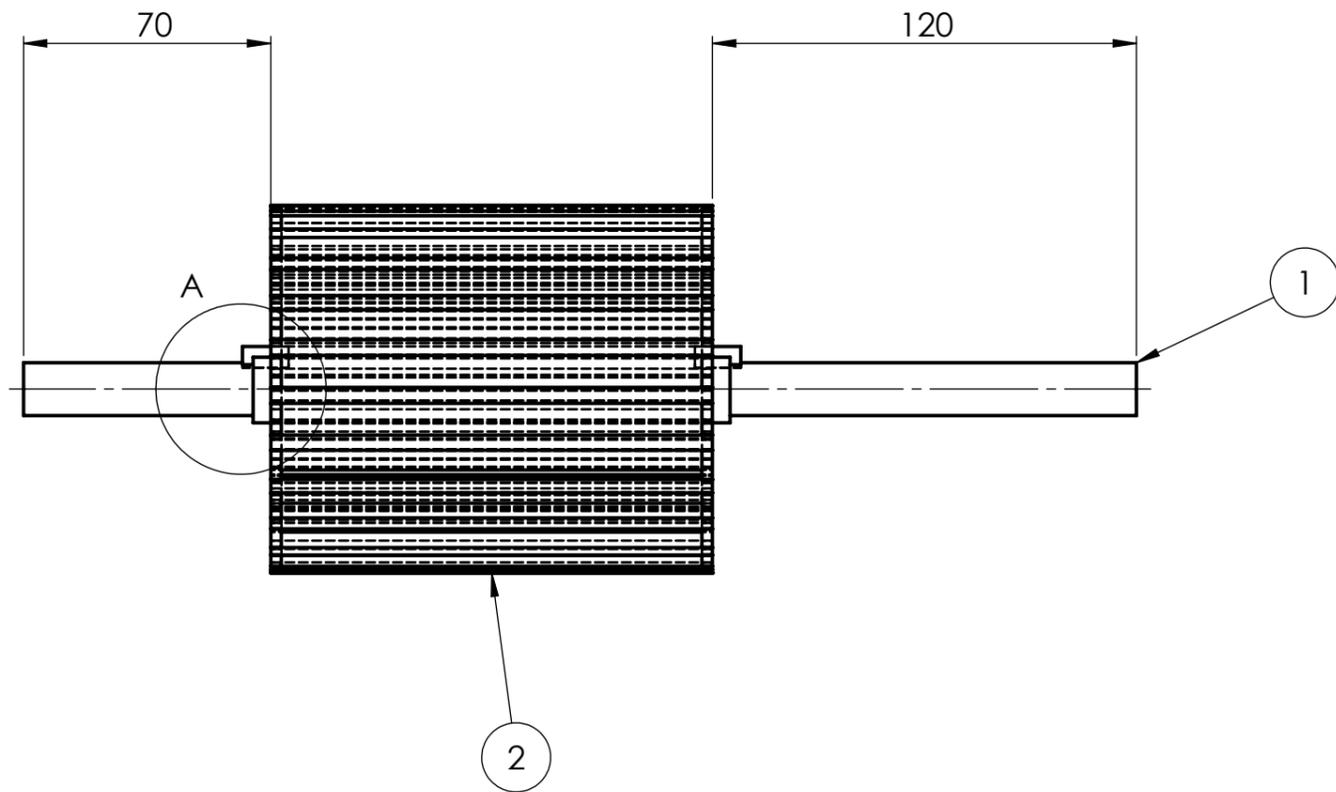
## ANEXO I. CATÁLOGO DE CHUMACERAS NTN

Diámetro del eje mm pulg.	Número <sup>1)</sup> de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		mm					pulg.							
		<i>H</i>	<i>L</i>	<i>J</i>	<i>A</i>	<i>N</i>	<i>N<sub>i</sub></i>	<i>H<sub>i</sub></i>	<i>H<sub>e</sub></i>	<i>L<sub>i</sub></i>	<i>B</i>	<i>S</i>		
12 1/2	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1

## ANEXO J. PLANOS



N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
6	PERNO	ISO 4034	AISI 4340 Acero normalizado	10	M8 x 1	6.739	
5	ENSAMBLE INYECTOR		AISI 304	1		1803.85	
4	TUERCA	ISO 4014	AISI 4340 Acero normalizado	10	M8 x 20 x 10	13.8606	
3	ENSAMBLE CARCASA		AISI 304	1		7941.00	
2	ROTOR		VARIOS	1		2433.89	
1	CHUMACERA	ISO 15-2011	FUNDICIÓN GRIS	2	UCP202D1	767.26	
		Tolerancia:	Peso:	Material:			
		±1	13920.296 gr	VARIOS			
		Fecha	Nombre	Título:			Escala:
		Dibujó: 26/6/2017	Marlon Moreno	ENSAMBLE TURBINA			1:2.5
		Revisó: 26/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo				
		Aprobó: 26/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo				
		U.T.A.		N.º de lámina		Registro:	
		INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 1 DE 20			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



DETALLE A  
ESCALA 1:1

N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
3	CHAVETA		AISI 304	2		3.74	
2	ENSAMBLE ALABE-DISCO DE RODETE		VARIOS	1		1867.68	
1	EJE		AISI 304	1		558.72	
		Tolerancia:	Peso:	Material: VARIOS			
		±1	2433.89 gr				
		Fecha	Nombre	Título: ENSAMBLE RODETE			Escala: 1:2
		Dibujó: 26/6/2017	Marlon Moreno				
		Revisó: 26/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo				
		Aprobó: 26/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo				
		U.T.A.		N.º de lámina: HOJA 2 DE 20		Registro:	
		INGENIERIA MECANICA		Sustitución:			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:				

1

2

3

4

A

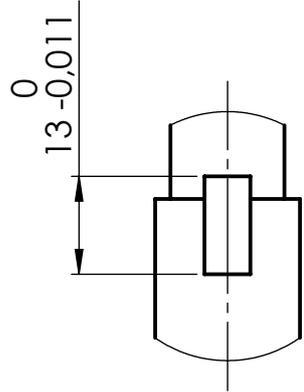
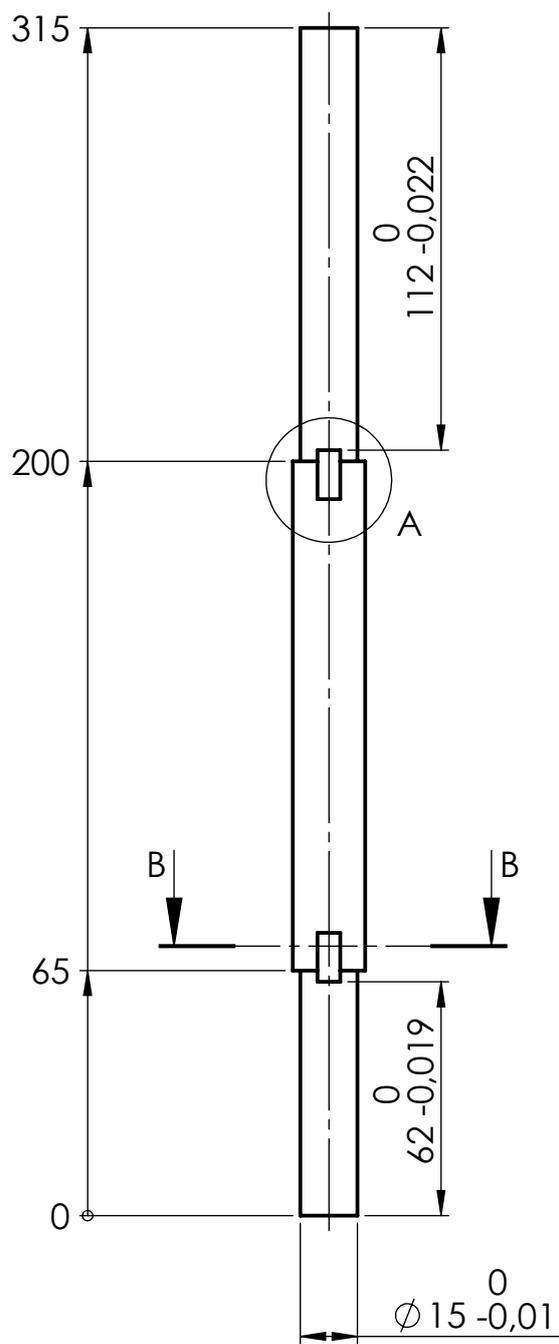
B

C

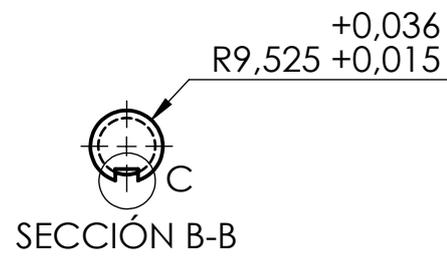
D

E

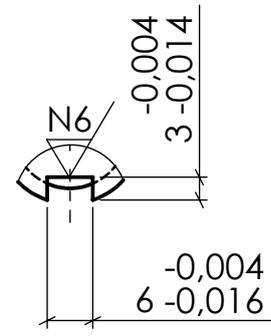
N7



DETALLE A  
ESCALA 1 : 1

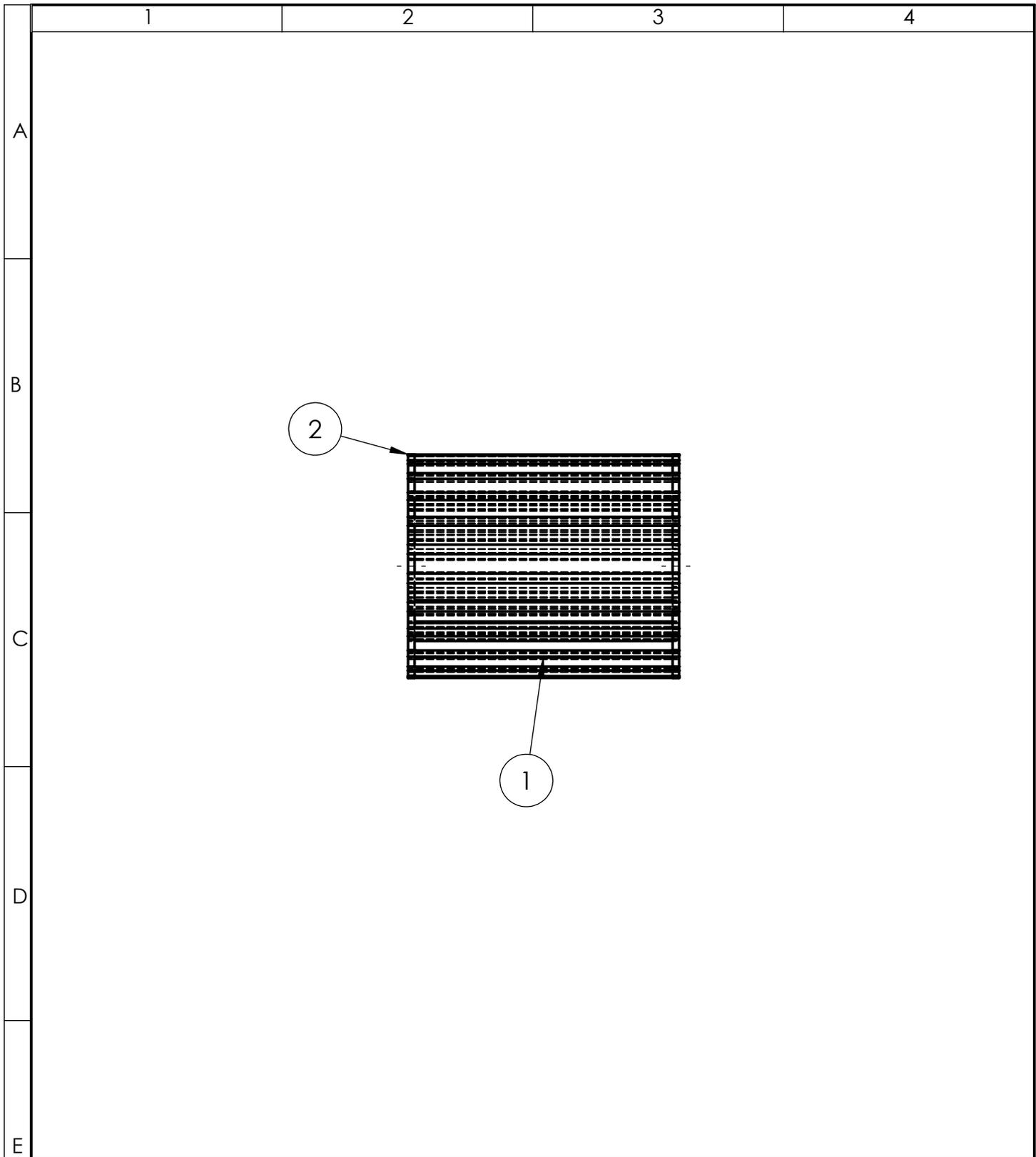


SECCIÓN B-B

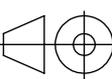


DETALLE C  
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia: $\pm 0.2$	Peso: 558.72 gr	Material: AISÍ 304	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno	EJE	1:2
				Revisó: 25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina	Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			HOJA 3 DE 20	
				Sustitución:			



N.º de orden	N.º de piezas	Denominación	Material	Observaciones
24	1	ÁLABE	Acero Galvanizado	
2	2	RODETE	AISI 304	

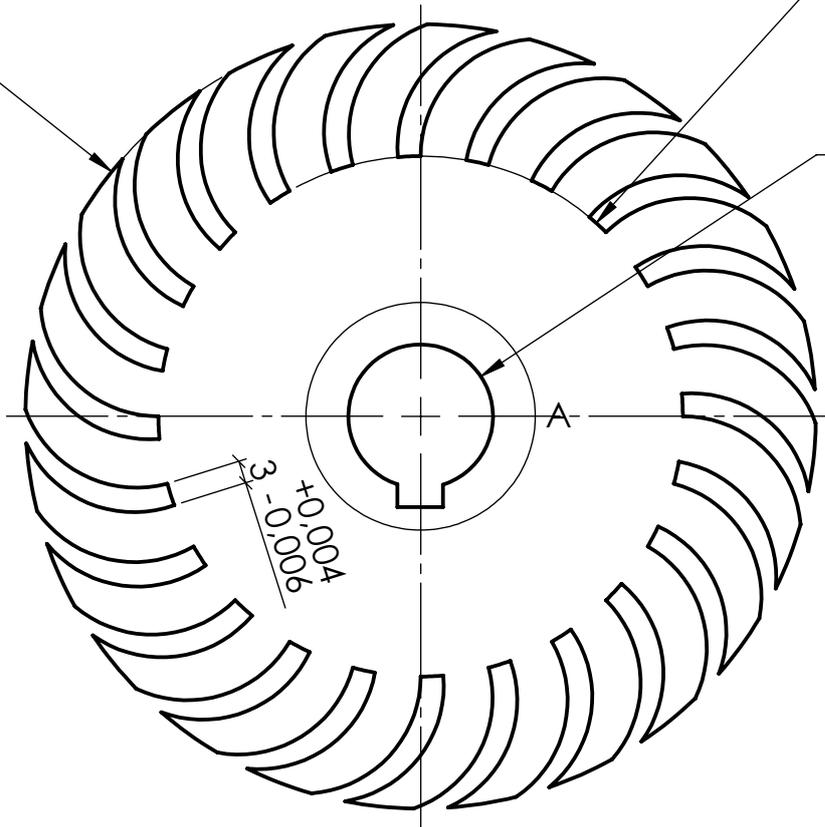
		Tolerancia:		Peso:		Material:	
		±1		1867.68 gr		VARIOS	
		Fecha		Nombre		Título:	
		Dibujó: 25/6/2017		Marlon Moreno		ENSAMBLE ÁLABE-DISCO DE RODETE	
		Revisó: 3/7/2017		Ing. Mauricio Carrillo			
		Aprobó: 3/7/2017		Ing. Mauricio Carrillo			
				N.º de lámina		Escala:	
				HOJA 4 DE 20		1:2.5	
				Sustitución:		Registro:	
							
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			

Ø104

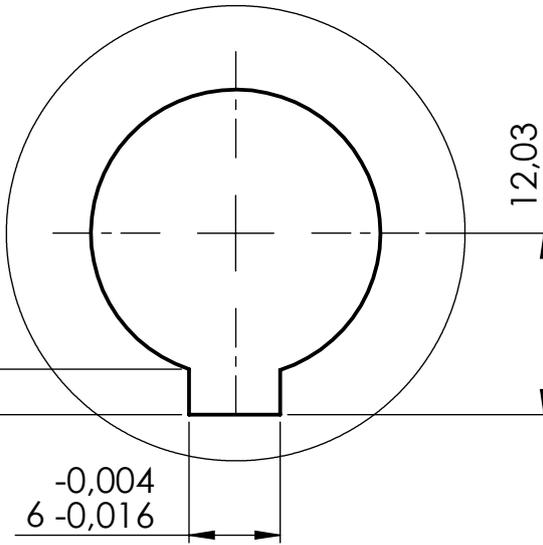
R34,50

N7

R9,525 <sup>+0,013</sup><sub>0</sub>

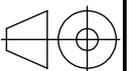


-0,004  
3 -0,014



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				±0.15	158.84 gr	TOL AISI 304 e= 3 mm		
				Fecha	Nombre	Título:	Registro:	Escala:
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno	RODETE	HOJA 5 DE 20	1:1
				Revisó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo			
				Aprobó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo			
				U.T.A.		N.º de lámina	Registro:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:					



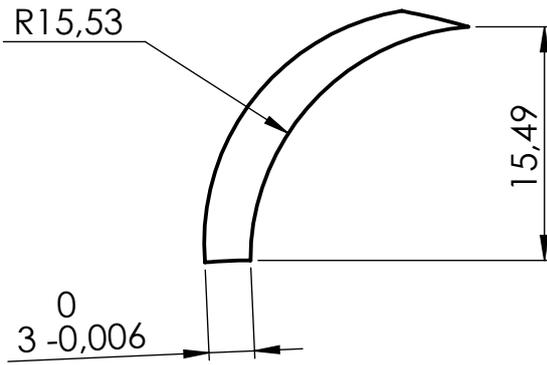
1

2

3

4

A

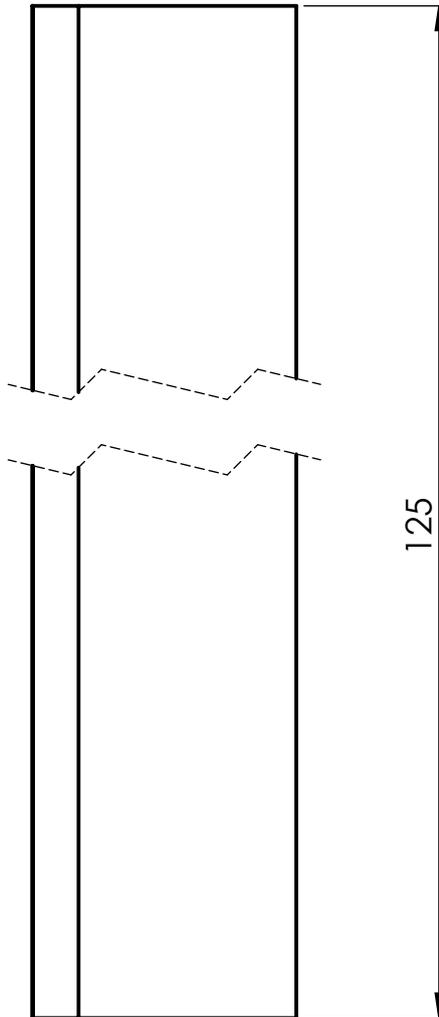
N7  
▽

B

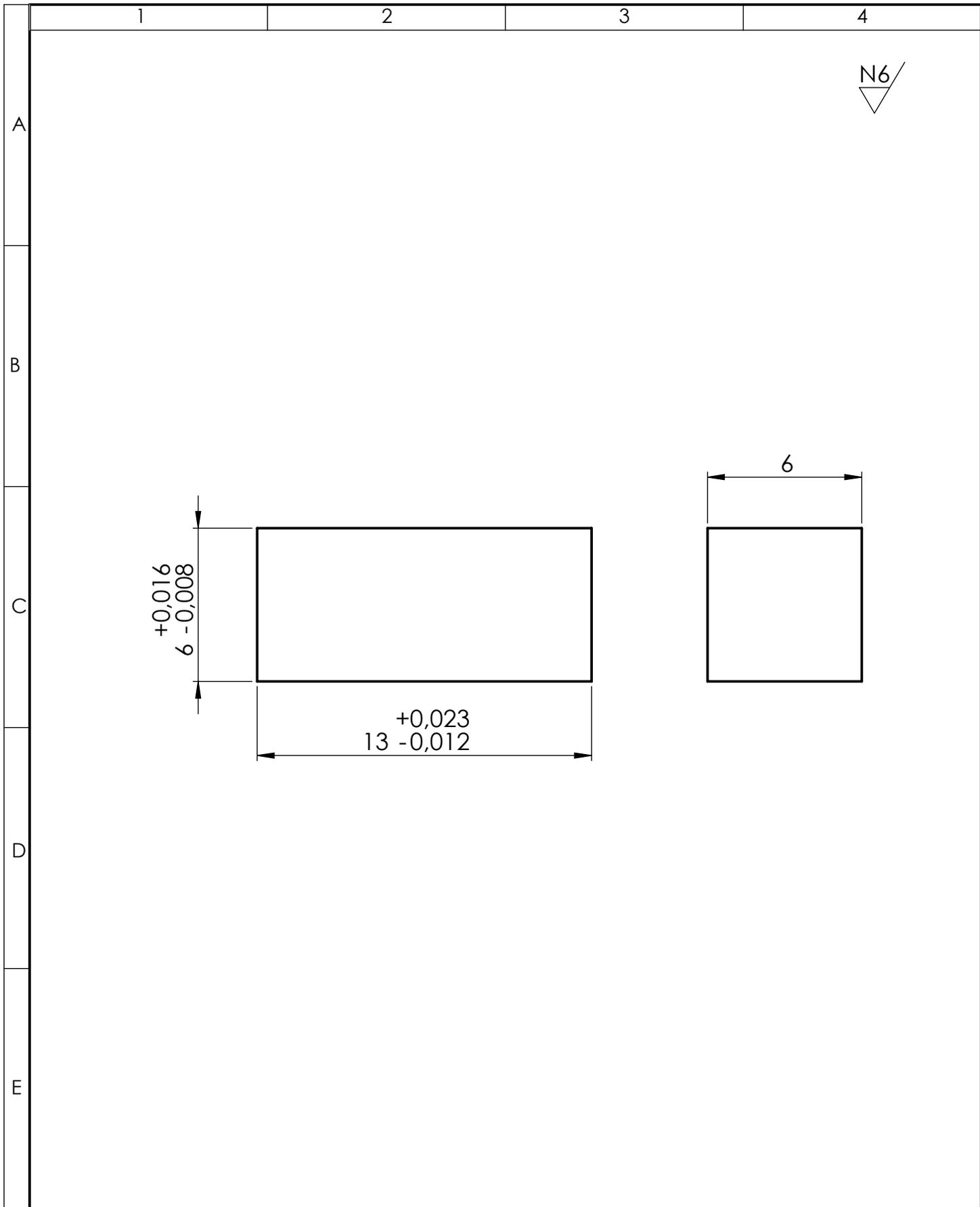
C

D

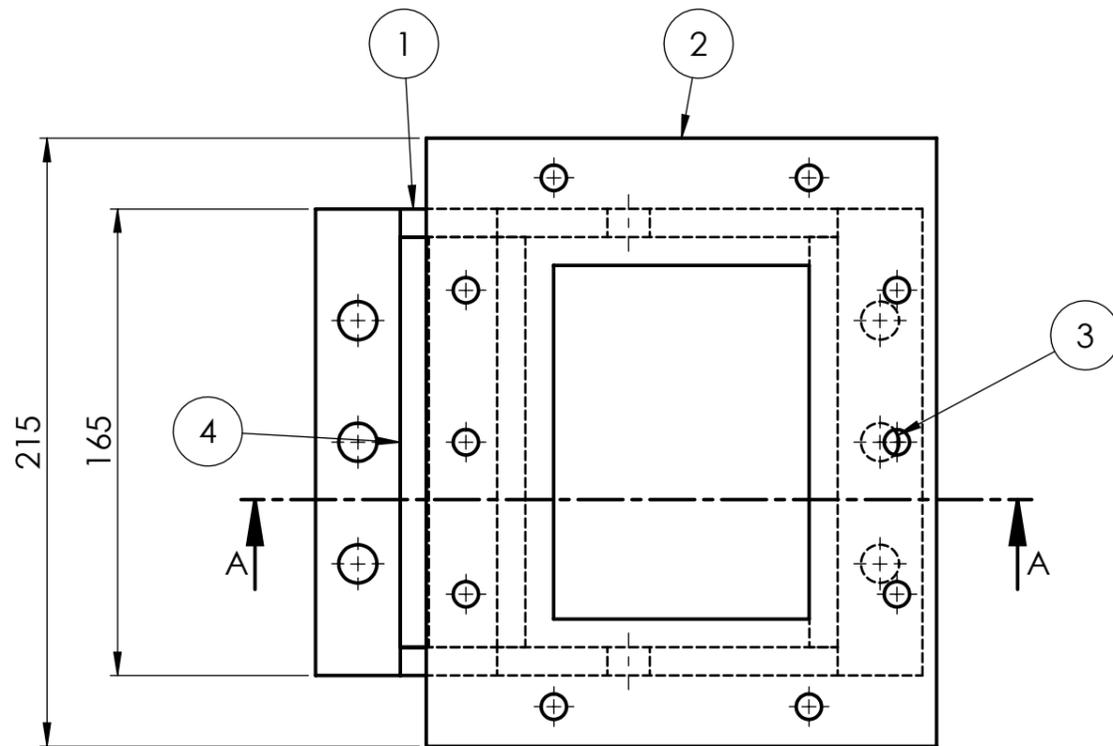
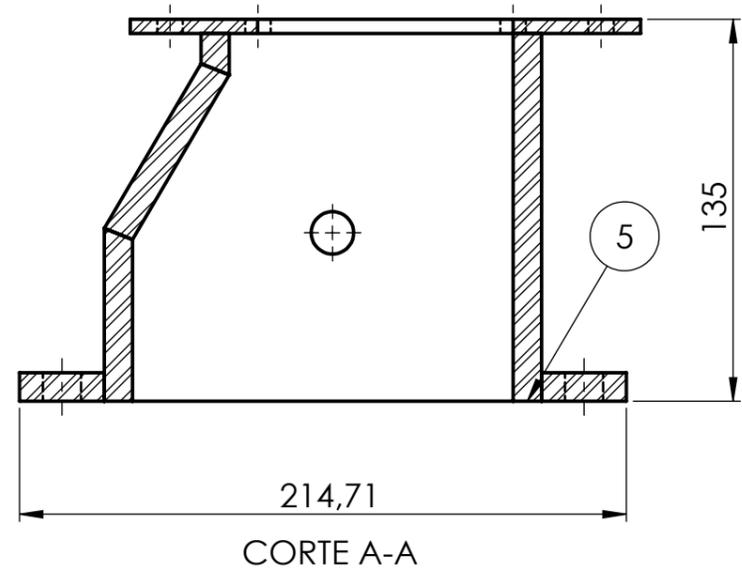
E



				Tolerancia: ±0.2	Peso: 64.58 gr	Material: Acero galvanizado	
				Fecha	Nombre	Título: <b>ÁLABE</b>	Escala: 2:1
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno		
				Revisó: 3/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 3/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 6 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				±0.1	3.74 gr	AISI 304		
						Título:		Escala:
				Fecha	Nombre	<b>CHAVETA</b>		5:1
				Dibujó:	25/6/2017	Marlon Moreno		
				Revisó:	25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó:	25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				<b>U.T.A.</b>		N.º de lámina		Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 7 DE 20		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:		



N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
5	TAPA TRASERA CARCASA		AISI 304	1		1508.00	
4	TAPA FRONTAL		AISI 304	1		1663.85	
3	ANCLAJE		AISI 304	2		361.65	
2	BRIDA INYECTOR		AISI 304	1		1074.28	
1	TAPA LATERAL		AISI 304	2		1485.79	
		Tolerancia:	Peso:	Material:			
		±1	7941.00 gr	AISI 304			
		Fecha	Nombre	Título:			Escala:
		Dibujó: 26/6/2017	Marlon Moreno	ENSAMBLE CARCASA			1:2.5
		Revisó: 26/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo				
		Aprobó: 26/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo				
		U.T.A.		N.º de lámina		Registro:	
		INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 8 DE 20			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			

1

2

3

4

N10  

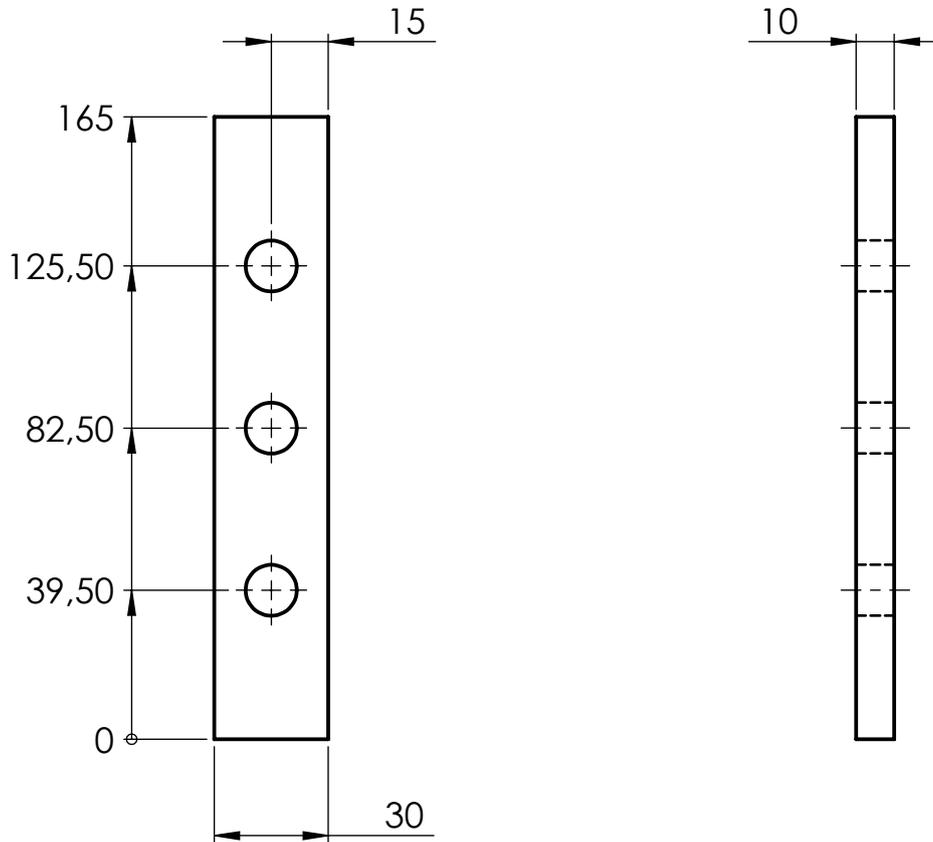

A

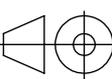
B

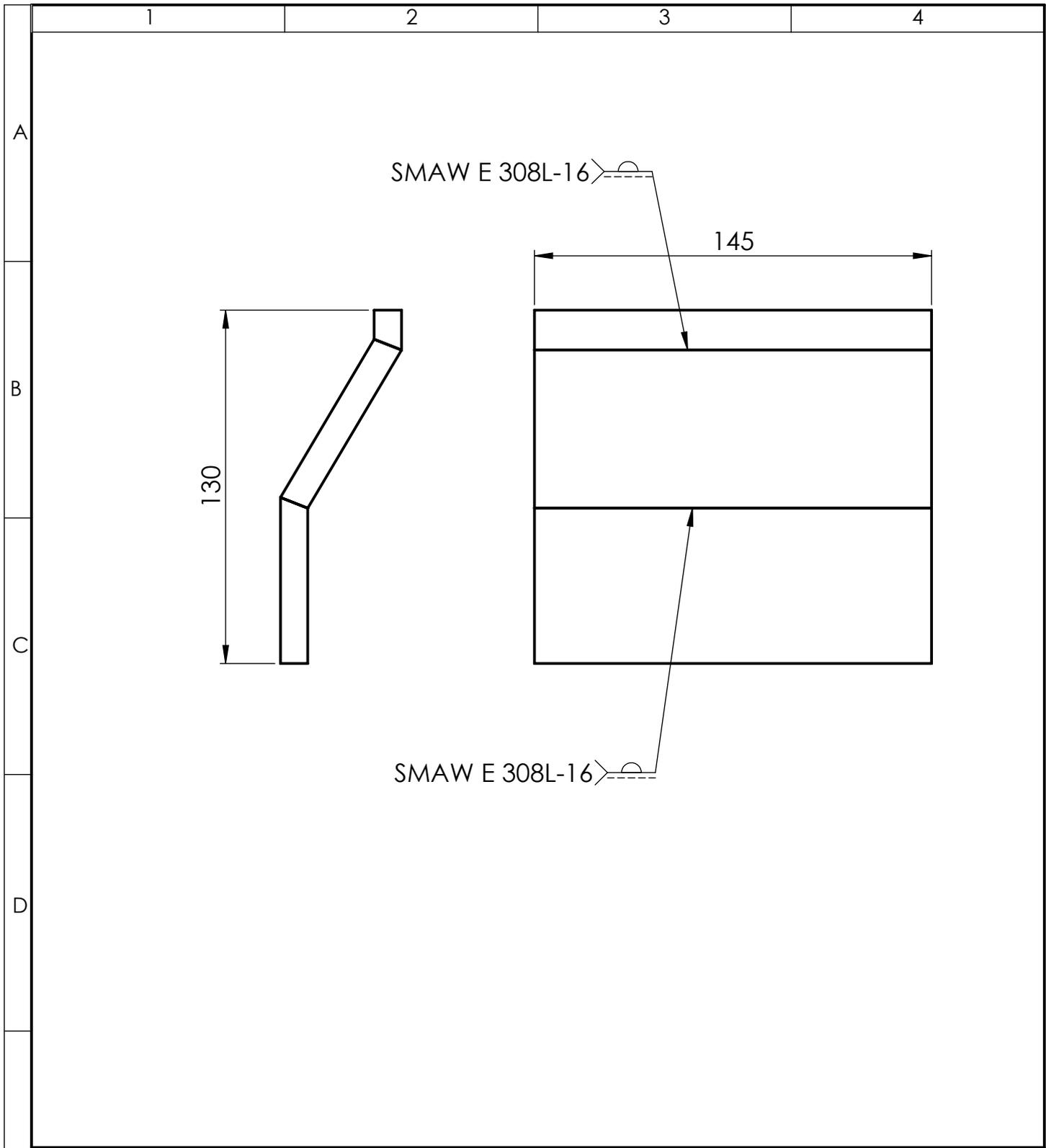
C

D

E

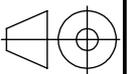


				Tolerancia: $\pm 0.5$	Peso: 361.65 gr	Material: AISI 304	
						Título: <b>ANCLAJE</b>	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno		
				Revisó: 25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 9 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



N.º de piezas	N.º de orden	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	TAPA FRONTAL 1		
1	2	TAPA FRONTAL 2		
1	3	TAPA FRONTAL 3		

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		1663.85 gr		AISI 304	
Fecha		Nombre		Título:	
Dibujó: 25/6/2017		Marlon Moreno		TAPA FRONTAL	
Revisó: 4/7/2017		Ing. Mauricio Carrillo			
Aprobó: 4/7/2017		Ing. Mauricio Carrillo			
Edición:		Modificación:		N.º de lámina	
Fecha:		Nombre:		HOJA 10 DE 20	
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA				Sustitución:	
				Registro:	



1

2

3

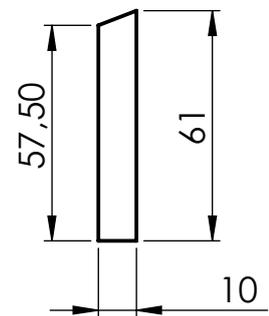
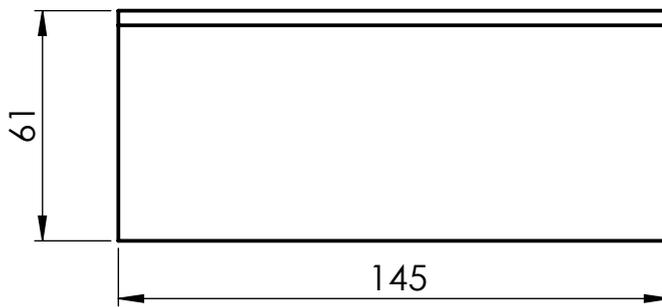
4

A

N10  

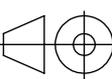

B

C



D

E

				Tolerancia: $\pm 0.5$	Peso: 685.49 gr	Material: AISI 304		
						Título: <b>TAPA FRONTAL 1</b>	Escala: 1:2	
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno		N.º de lámina HOJA 11 DE 20	Registro: 
				Revisó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo			
				Aprobó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:		

1

2

3

4

N10  
▽

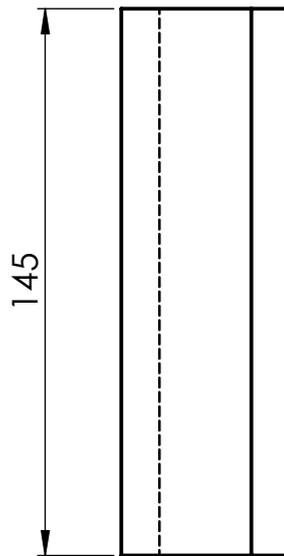
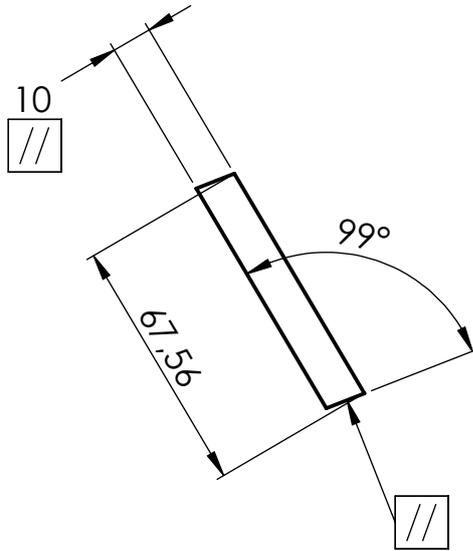
A

B

C

D

E



				Tolerancia: ±0.5	Peso: 831.48 gr	Material AISI 304	
						Título: <b>TAPA FRONTAL 2</b>	Escala: 1:2
				Dibujó: 25/6/2017 Marlon Moreno	Fecha: 4/7/2017 Ing. Mauricio Carrillo		
				Revisó: 4/7/2017 Ing. Mauricio Carrillo	Nombre: 4/7/2017 Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 12 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

1

2

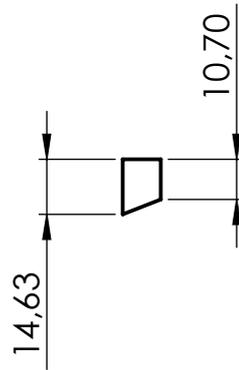
3

4

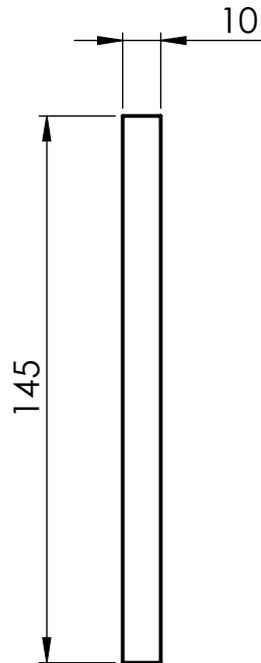
A

N10  

B



C



D

E

				Tolerancia: $\pm 0.5$	Peso: 146.89 gr	Material: AISI 304	
						Escala: 1:2	
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno	TAPA FRONTAL 3	
				Revisó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 13 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

1

2

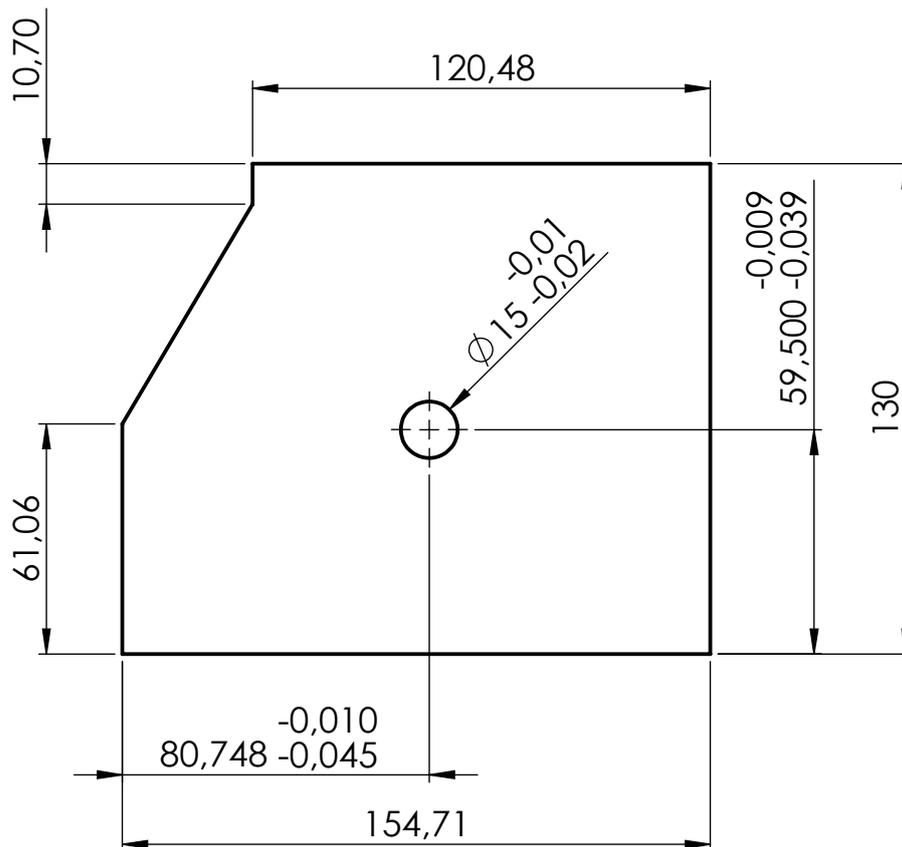
3

4

A

N10  


B



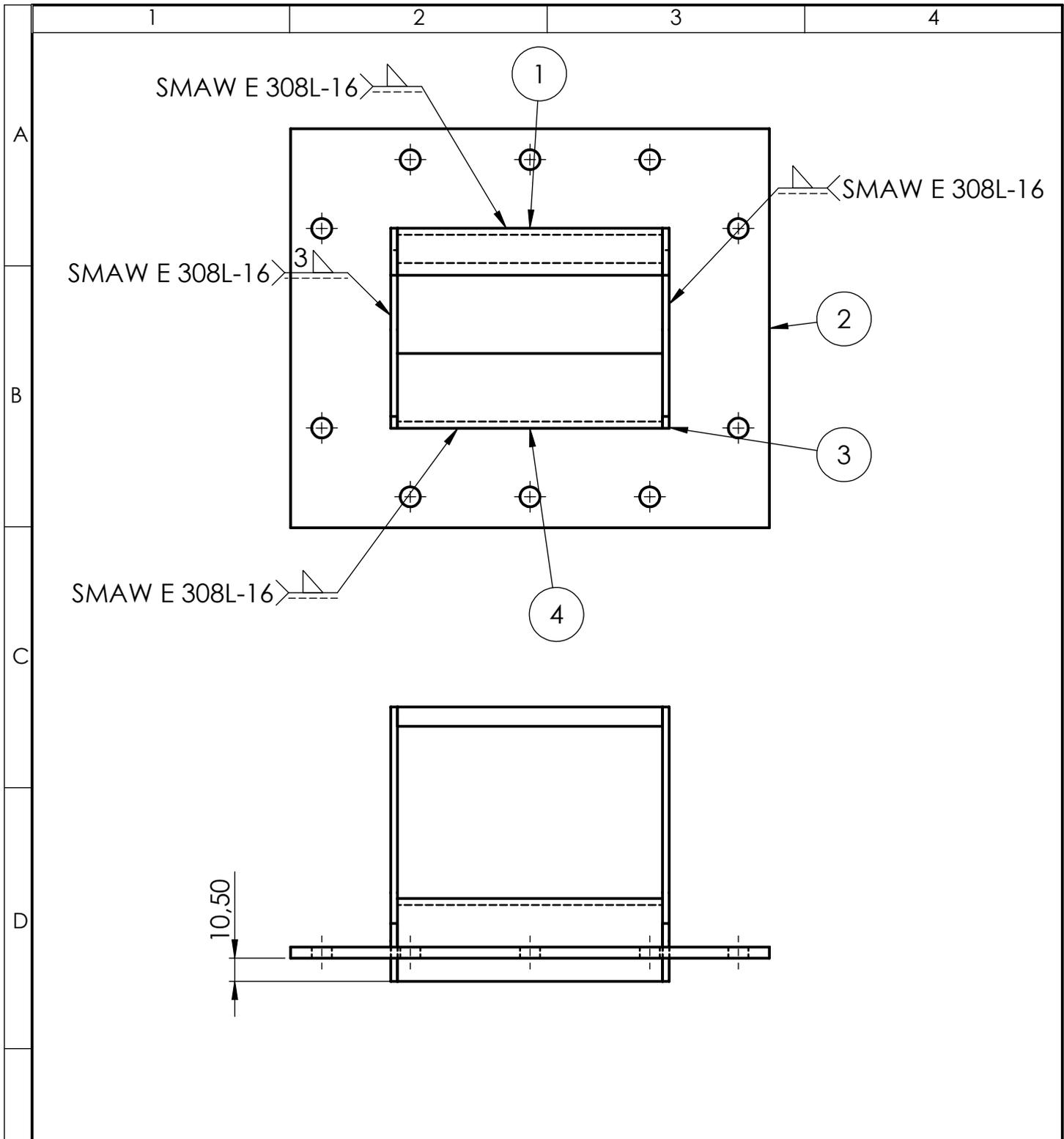
C

D

E

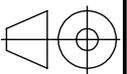
				Tolerancia: $\pm 0.5$	Peso: 1485.79 gr	Material: TOL AISI 304 e= 3mm
				Fecha	Nombre	Título: <b>TAPA LATERAL</b>
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno	Escala: 1:2
				Revisó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo	
				Aprobó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 14 DE 20
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:





N.º de piezas	N.º de orden	Denominación	Número de norma o dibujo	Observaciones
1	1	TAPA DELANTERA INYECTOR		
1	2	BRIDA INYECTOR		
2	3	LATERAL INYECTOR		
1	4	TAPA TRASERA INYECTOR		

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		1803.85 gr		AISI 304	
Fecha		Nombre		Título:	
Dibujó: 25/6/2017		Marlon Moreno		ENSABLE INYECTOR	
Revisó: 4/7/2017		Ing. Mauricio Carrillo			
Aprobó: 4/7/2017		Ing. Mauricio Carrillo			
Edición:		Modificación:		N.º de lámina	
Fecha:		Nombre:		HOJA 16 DE 20	
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA				Sustitución:	
				Registro:	



1

2

3

4

A

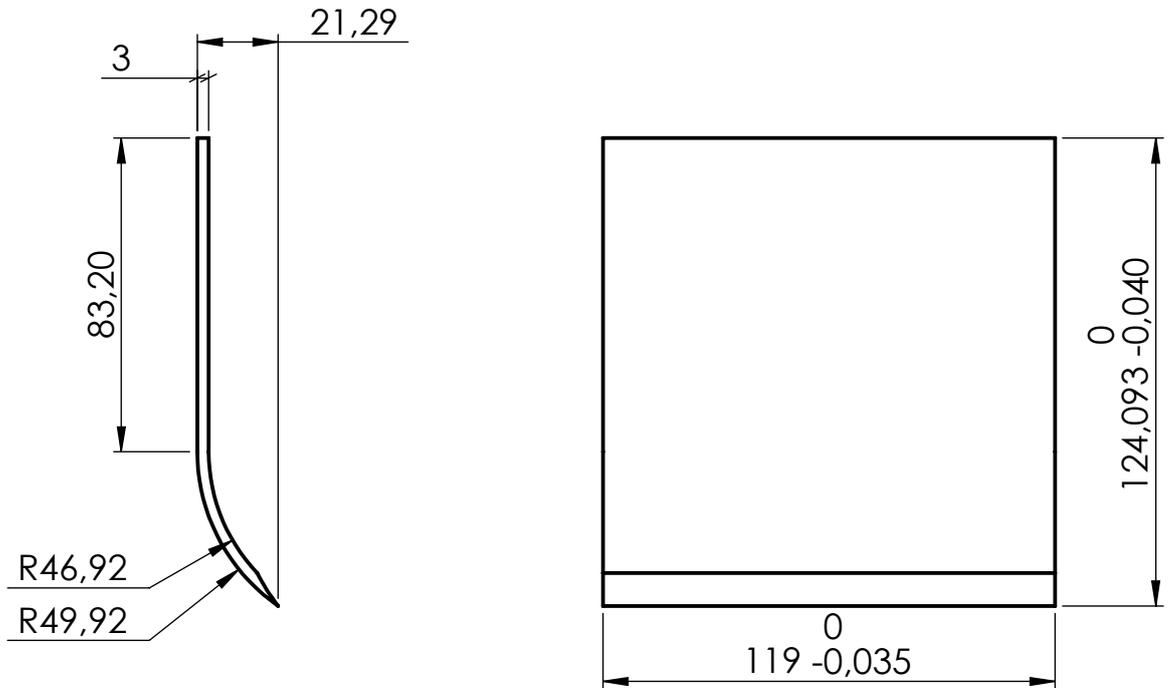
N7

B

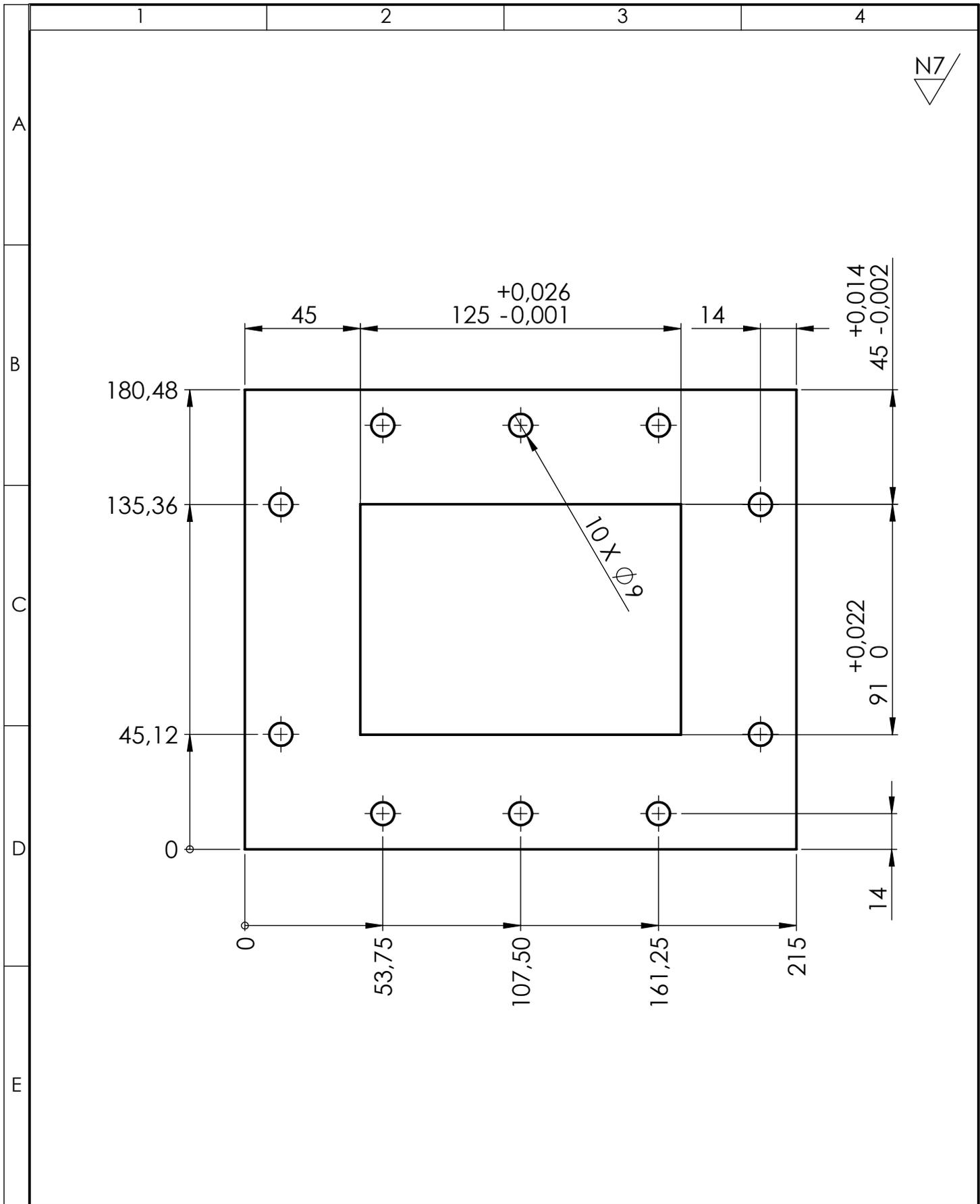
C

D

E



				Tolerancia: $\pm 0.15$	Peso: 356.66 gr	Material: AISI 304	
				Fecha	Nombre	Título: <b>TAPA DELANTERA INYECTOR</b>	Escala: 1:2
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno		
				Revisó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 17 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



				Tolerancia: ±0.2	Peso: 1074.28 gr	Material: TOL AISI 304 e= 3mm	
				Fecha	Nombre	Título: <b>BRIDA INYECTOR</b>	
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno	Escala: 1:2	
				Revisó: 25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 25/6/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				<b>U.T.A.</b>		N.º de lámina HOJA 18 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

1

2

3

4

A

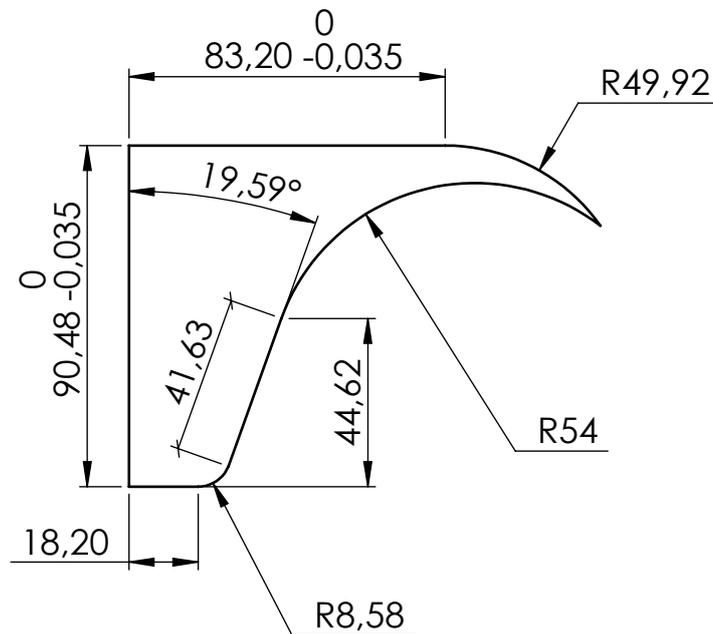
N7  
▽

B

C

D

E



				Tolerancia: $\pm 0.15$	Peso: 107.05 gr	Material: TOL AISI 304 e= 3mm	
						Escala: 1:2	
				Dibujó:	25/6/2017	Marlon Moreno	TÍTULO: <b>LATERAL INYECTOR</b>
				Revisó:	4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo	
				Aprobó:	4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 19 DE 20	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

1

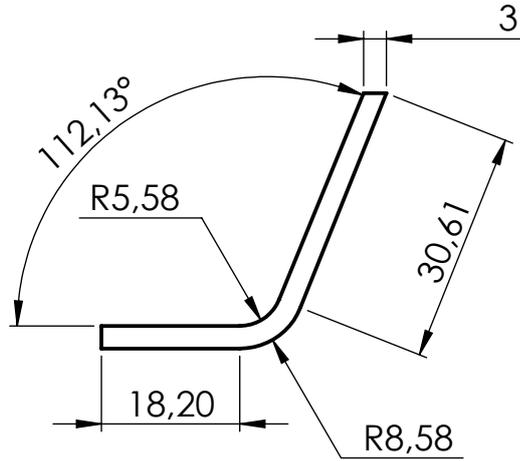
2

3

4

A

N7

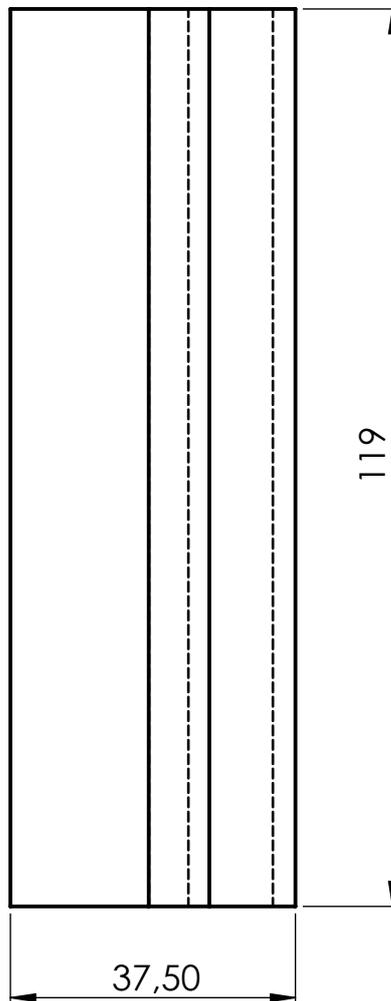


B

C

D

E



				Tolerancia: $\pm 0.3$	Peso: 158.82 gr	Material: AISÍ 304	
						Escala: 1:1	
				Dibujó: 25/6/2017	Marlon Moreno	TAPA TRASERA INYECTOR	
				Revisó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 4/7/2017	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º de lámina HOJA 20 DE 20	Registro: 
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	