



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

“Repotenciación de turbina Francis de la Central Hidroeléctrica Chavimochic
aplicando un análisis y simulación fluidodinámica”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Emerson Andre Salazar Paredes

ASESOR:

Luis Alberto Julca Verastegui

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERÚ

2018

DEDICATORIA.

Dedico este trabajo principalmente a dios por haberme dado vida, salud y sabiduría lo cual me permitió culminar de manera correcta mi trabajo.

A mi madre, por brindarme su apoyo, motivación, paciencia y amor en los momentos complicados.

A mi padre, por brindarme sus conocimientos y experiencias basadas en los sistemas hidromecánicos. Gracias por tus enseñanzas en la parte operativa, reparación y mantenimiento de la turbina Francis, fue un gran honor y orgullo haber trabajar a tu lado.

A mis hermanos, por apoyarme dándome ánimos y motivándome a seguir por el camino correcto.

A mi abuelo, que desde el cielo siempre sentí que estuvo a mi lado dándome las fuerzas necesarias para seguir siempre adelante, sé que desde el cielo te sentirás orgulloso de mi.

AGRADECIMIENTO.

Agradezco primeramente a dios por haberme dado vida y salud para la culminación de este trabajo.

Agradezco a mis padres, por brindarme su apoyo, motivación, paciencia y amor en los momentos complicados, ustedes han sido y son el pilar fundamental que me han motivado a seguir por el camino correcto de la vida.

Agradezco la gentileza, amabilidad y enseñanza a los ingenieros, técnicos y operadores de la empresa donde realice mis prácticas.

Agradezco la confianza, amabilidad y respeto que me brindo la empresa Proyecto Especial Chavimochic, haciéndome parte de su excelente plana de trabajadores.

Agradezco de manera especial a mi padre Manuel y su amigo y compañero de trabajo Ing. Carlos, por su enseñanza y alcance de la información necesaria para realizar de manera correcta mi trabajo.

Agradezco el apoyo incondicional de mi enamorada, el cual llego en un momento complicado de mi vida y fue junto a mi familia, el factor fundamental para continuar con la culminación de mi trabajo.

PRESENTACIÓN.

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada "Repotenciación de turbina Francis de la central hidroeléctrica Chavimochic aplicando un análisis y simulación fluidodinámica", la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

Emerson Andre Salazar Paredes

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Carátula.....	i
Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Presentación.....	iv
Índice de contenidos.....	v
Resumen	vi
Abstract.....	vii
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MARCO TEÓRICO	5
III. METODOLOGÍA	35
3.1. Tipo y diseño de investigación	35
3.2. Variables y Operacionalización	38
3.3. Población y muestra	41
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	41
3.5. Métodos para el análisis de datos	41
IV. RESULTADOS.....	43
V. DISCUSIÓN.....	104
VI. CONCLUSIONES	110
VII. RECOMENDACIONES	112
REFERENCIAS	113
ANEXOS	114

RESUMEN

En la Central Hidroeléctrica Virú, debido a la sedimentación de las aguas turbinadas, la cual provoca desgaste de los componentes de la turbina en especial a los alabes directrices. Por tal motivo, el ingeniero del área de sistemas hidromecánicos junto al de mantenimiento mecánico y técnicos de la parte operativa y mantenimiento de las turbinas mediante una inspección visual y medición del espesor de los alabes llegaron a la conclusión que, era necesario aumentar el espesor de los alabes para evitar su desgaste prematuro. Esto provocó un resultado desfavorable, dando como resultado la caída de potencia debido a que, se redujo el área de paso del fluido hacia el rodete provocando el aumento de los golpes de ariete y sobrecarga en las tapas superior, inferior y sello del eje. Debido a ello, se produjo fuga de agua por estos.

El objetivo del presente trabajo, fue realizar un análisis y simulación fluidodinámica al alabe directriz con diferentes espesores de 17 y 21 mm. Para ello, se realizó el estudio a la Central Hidroeléctrica y se tomó como análisis de estudio a los alabes directrices del distribuidor de las tres turbinas modelo Francis del Área de Sistemas Hidromecánicos del Proyecto Especial Chavimochic.

La recopilación de los datos se efectuó por medio de los planos de diseño, medición y análisis visual y se organizó mediante la elaboración de tablas.

Mediante el análisis geométrico a ambos alabes se pudo comprobar que, al aumentar el espesor del alabe, la línea de ataque (cuerda) del alabe actual (21 milímetros de espesor), iba a tener una pequeña desviación lineal de 0.13 milímetros con respecto al de origen (17 milímetros de espesor), lo cual provocó que aumente el ángulo de flujo. Por tal motivo, al realizar la simulación fluidodinámica al alabe directriz se concluyó que los máximos valores de los coeficientes de arrastre y sustentación se dará para un ángulo de flujo de 3 grados cuya tendencia de ambas curvas empieza a disminuir para ángulos superiores a esta.

Palabras claves: alabe directriz, espesor de los alabes, turbinas Francis, ángulo de flujo, coeficiente de arrastre, coeficiente de sustentación.

ABSTRACT

In the Virú Hydroelectric Plant, due to the sedimentation of the turbine waters, which causes wear of the turbine components, especially on the guide vanes. For this reason, the engineer of the hydromechanical systems air, together with the mechanical maintenance and technicians of the operative part and maintenance of the turbines through a visual inspection and measurement of the thickness of the blades, concluded that it was necessary to increase the thickness of the the blades to avoid premature wear. This caused an unfavorable result, resulting in the drop in power due to the fact that the area of fluid passage to the impeller was reduced, causing an increase in water hammer and overload in the upper, lower and shaft seal caps. Due to this, there was water leakage by these.

The objective of the present work was to perform a fluid dynamic analysis and simulation of the guide vanes with different thicknesses of 17 and 21 mm. To this end, the study was carried out at the Hydroelectric Power Plant and the guidelines of the distributor of the three Francis model turbines of the Hydromechanical Systems Area of the Chavimochic Special Project were taken as a study analysis.

The data collection was done through the design, measurement and visual analysis plans and was organized through the elaboration of tables.

By geometric analysis both blades it was found that increasing the thickness of the blade, the forward line (chord) of the current blade (21 mm thick), would have a linear small deviation of 0.13 mm with respect to origin (17 millimeters thick), which caused the flow angle to increase. Therefore, when making the fluid dynamic simulation to guide vane concluded that the maximum values of the coefficients of drag and lift will for flow angle of 3 degrees whose tendency of both curves begins to decrease for exceeding this angle.

Keywords: guidewire, blade thickness, Francis turbines, flow angle, drag coefficient, lift coefficient

I. INTRODUCCIÓN.

1.1. Realidad Problemática.

La empresa proyecto especial Chavimochic de dominio estatal, se encuentra ubicado en el departamento la Libertad, provincia de Viru y fue constituida, con el objetivo de alimentación y venta de agua potable para la provincia de Viru, Chao y Trujillo y la irrigación de los valles e intervalles de Chao, Viru, Moche y Chicama. Así como la cosecha y venta de productos agrícolas. Así mismo, la generación de energía eléctrica se genera aprovechando las aguas del rio Santa y Moche.

La generación de energía eléctrica que produce la empresa se inicia desviando las aguas del rio Santa hacia el canal madre cuya capacidad máxima es de $72 \text{ m}^3/\text{s}$ en toda su extensión, llegando hacia la represa (cámara de carga) cuya capacidad máxima de caudal es de $9 \text{ m}^3/\text{s}$ y se encuentra a una altura de 103 metros con respecto al nivel del suelo.

Para así dotar de electrificación rural a los pueblos de Viru, Santa, Chao y empresas agrícolas.

Dicho caudal se transporta por 3 tuberías forzadas en forma independiente a cada una de las tres turbinas modelo Francis con las que cuenta la empresa, generando en total 7.5MW de potencia (2.5c/u).

De manera breve y concisa, la generación de energía se da por la cantidad de agua que se transportara por la tubería forzada, dicho flujo ingresará hacia la turbina a elevada presión, con la finalidad de aprovechar la energía hidráulica del agua para ser transformada a mecánica por el rodete, que a la vez estará acoplada al generador eléctrico mediante un cojinete y eje la cual se encargara de transformar la energía mecánica de la turbina a energía eléctrica.

La central hidroeléctrica Chavimochic, tiene tres turbinas cuya capacidad nominal total es de 7.5MW de potencia. Debido a la existencia de tres problemas que presenta la central solo se está generando 5.4MW en promedio. Estas son:

- Sobredimensionamiento del espesor y no adecuada alineación y calibración de los alabes de la turbina.

- Existe presencia de fuga de agua en la cámara espiral de la turbina debido al desgaste y presencia de agentes corrosivos en la superficie del sello mecánico.
- Falta de una mayor captación del agua en tiempos de estiaje, la bocatoma, reduce la cantidad de caudal para la cámara de carga (represa) generando que las turbinas operen con un caudal por debajo para generar 2.5 MW.

El rendimiento, confiabilidad y potencia mecánica de la turbina Francis, está en función a varios factores como es el tiempo de operación, reparaciones, mantenimientos, calidad del agua, etc. Debido a ello, el presente informe se realizará con la finalidad de proponer alternativa(s) que conlleven a repotenciar el grupo de turbinas al punto óptimo proponiendo un cambio de espesor del alabe directriz actual de la turbina de 21 a 17 milímetros, para luego efectuar la simulación fluidodinámica a ambos alabes mediante el programa SolidWorks versión educacional y estimar si es factible y recomendable el cambio propuesto. Previamente, se establecerá las ecuaciones matemáticas que relacionen la geometría del alabe respecto al rendimiento y potencia de la turbina y los parámetros de operación para efectuar la simulación.

1.2.Trabajos Previos.

A Nivel Internacional:

Andrade Correia, Jesús Alberto, (2006), en su tesis de grado “**diseño mecánico e hidráulico de una turbina Francis tubular**”, realizó un diseño alternativo de fácil construcción y rentable, a la cámara espiral y elemento distribuidor tipo Fink de las turbinas a reacción, con el objetivo de sustituir la cámara espiral por una corona de alabes directrices tubulares que conlleven a desviar el flujo en una dirección radial hasta la entrada del distribuidor. En su diseño, se consideró que era necesario reemplazar el distribuidor modelo Fink, por tres distribuidores de Alabes directrices fijos con diferentes ángulos de salida.

Sarasúa Moreno, José Ignacio, (2009), en su tesis de grado “**control de Mini centrales hidroeléctricas fluyentes modelado y estabilidad**”, logró efectuar la simulación en las condiciones de operación de una mini central mediante una programación en MATLAB, para ello se tuvo que encontrar las ecuaciones que reflejen la dinámica de cada componente y mediante las teorías de control clásico se logró la formulación canónica y la matriz

dinámica del sistema y mediante la aplicando el criterio de estabilidad de Roulh-Hurwitz, se concluyó que:

Se mejora la estabilidad de la central conforme se turбина menor caudal, se consigue una mejor estabilidad en el control de nivel, comparado con la de frecuencia – potencia y, por último, se consigue una mejor estabilidad de la central cuando el flujo de caudal se toma del azud de toma y la descarga.

Martínez Ferri, Javier Enrique, (2012), en su tesis de grado “**Análisis del comportamiento aerodinámico de perfiles**”, en dicho análisis se propuso realizar varias simulaciones aerodinámicas a varios perfiles utilizando los programas JavaFoil y XFLR5 de versión gratuita, en el cual se analizó el comportamiento de los coeficientes de arrastre (Cd) y sustentación (Cl) para distintos ángulos de ataque y para un intervalo de Reynolds entre los 10^4 y 50^4 .

En dicho análisis se pudo comprobar el cambio de las fuerzas de arrastre y sustentación según sea el ángulo de ataque del campo vectorial de las fuerzas con la línea de cuerda de los diferentes perfiles.

A Nivel Nacional:

Silva Elías, Víctor Ángel, (2007), en su tesis de grado “**repotenciación de las turbinas Francis de la central hidroeléctrica CAHUA**”, realizó un estudio experimental a las dos turbinas Francis de la central Hidroeléctrica, en el cual se pudo comprobar que, para la repotenciación de las turbinas, era necesario aumentar de altura los alabes directrices, aumentar la distancia existente entre las tapas superior e inferior y la distancia de separación entre la banda y corona del rodete

Conté Chirinos, Antonio Ricardo, (2017), en su tesis de grado “**Análisis energético de la central hidroeléctrica Santa Rosa 1 de 1,33 MW**”, realizó una evaluación energética al sistema hidroeléctrico, analizando las variables relevantes de su estudio los cuales fueron, la longitud de la tubería de presión, el salto neto, el flujo volumétrico y la geometría del rodete.

Al realizar el análisis a dichas variables, se encontró que la tubería de presión no era lo suficientemente larga y debido a ello, el flujo de agua no se iba a desarrollar por completo dentro de la tubería de presión. Posteriormente, se determinó que la variación de la energía

hidráulica específica de placa y la energía hidráulica específica teórica fue de aproximadamente 33 J/kg.

Al analizar los resultados obtenidos de las variables de estudio, se pudo comprobar que para obtener un incremento de potencia en aproximadamente 70KW, fue necesario aumentar el diámetro del tramo recto de 1.2 a 1.5 metros. Además, se pudo apreciar que el caudal teórico era un 30% mayor que el caudal disponible. Posteriormente, se pudo comprobar mediante la comparación de geometrías entre el rodete actual y el teórico que el teórico corresponde a una turbina más radial.

Finalmente, la comparación de los triángulos de velocidades arrojó que las pérdidas por choque del rodete teórico eran mayores respecto al actual y la superficie mojada del alabe del rodete teórico era aproximadamente 30% mayor que el alabe del actual rodete.

Carranza Castro, Florencio Heyner, (2008), egresado de la Universidad Nacional del Callao, presentó en su tesis de grado “**Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica CAHUA**”, para obtener el grado de ingeniero eléctrico, debido a que la central presentaba problemas de cavitación y sedimentación. El objetivo de esta tesis fue hallar la forma de aumentar la potencia de la central y disminuir los efectos erosivos causados por la cavitación y los sedimentos finos, como conclusión se llegó a que esto se lograría con algunas modificaciones en la geometría del rodete.

II. MARCO TEÓRICO.

2.1. Definición de una Central Hidroeléctrica.

Es una planta de generación de energía eléctrica cuyo objetivo es aprovechar la energía potencial del agua de los ríos, lagunas y lagos para convertirla en su fase inicial en mecánica y luego a eléctrica.

La constitución de una central hidroeléctrica engloba diferentes estudios técnicos desde su etapa inicial de captación del agua que se requiere de un estudio en obras civiles que conlleven a optimizar su diseño para tener el máximo aprovechamiento de la energía potencial del agua. Asimismo, de un estudio basado en sistemas electromecánicos con el fin de elegir los equipos (mecánicos, eléctricos y electrónicos), materiales y demás insumos para que cumplan con los objetivos trazados.

En el Perú, las centrales hidroeléctricas generan una potencia efectiva de 2784MW, con lo cual representan el 62.4% del total. La de mayor producción, es la central de Mantaro con una producción de 650.48MW.

2.2. Proceso Hidroenergetico.

Fases del Proceso:

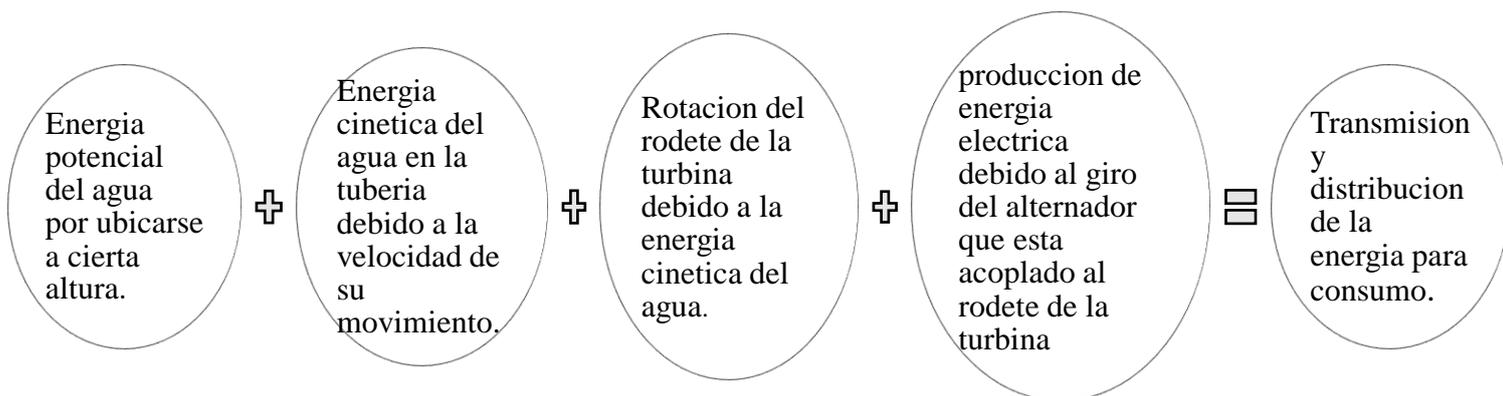


Figura 1. Fases del proceso de generación de energía eléctrica de una central hidroeléctrica.

2.3. Ventajas y desventajas.

Ventajas:

- Utilización de recurso limpio sin contaminar el agua y aire
- Uso renovable sin limitación de tiempo.
- Alta eficiencia y bajo costo en producción de energía.
- El caudal turbinado se puede aprovechar para el riego de tierras.
- Facilidad en operación y mantenimiento.
- No genera calor ni emisiones contaminantes.

Desventajas:

- Captación de agua limitada a las temporadas del año por ende la energía generada puede fluctuar de estación en estación.
- Ocupa un amplio terreno para su construcción con lo que demanda mucho tiempo para su construcción.
- Alto costo de inversión.
- Su construcción es única y se requiriera de otro estudio si se quiere construir otra central.
- Riesgo potencial si son grandes centrales debido al tamaño de sus instalaciones.
- Puede alterar el normal desenvolvimiento de la vida biológica animal y vegetal del río.

2.4. Clasificación de las centrales hidroeléctricas.

Estas se clasifican según sea la potencia instalada, las cuales pueden ser de dos tipos:

Minicentrales.

potencia $\leq 10\text{MW}$

Grandes y medianas.

potencia $\geq 10\text{MW}$

En la **Tabla 1**, Se hace referencia a la clasificación de las centrales según sea su potencia de instalación, que de acuerdo con los estándares de la organización latinoamericana de energía OLADE, lo categoriza de la siguiente manera.

Tabla 1. Clasificación de centrales hidroeléctricas según sea la potencia instalada.

Fuente: Valencia Vélez Alejandro(2013).

POTENCIA (KW)	TIPO DE CENTRAL
0 – 50	MICRO – CENTRAL HIDROELECTRICA
50 – 500	MINICENTRAL HIDROELECTRICA
500 – 5000	PEQUEÑA CENTRAL HIDROELECTRICA

De acuerdo con la altura de diseño, se clasifica de la siguiente manera:

Tabla 2. Clasificación de centrales hidroeléctricas según la altura de diseño.

TIPO DE CENTRAL	BAJA (mts)	MEDIA (mts)	ALTA (mts)
MICRO CENTRAL	$H < 15$	$15 < H < 50$	$H > 50$
MINI CENTRAL	$H < 20$	$20 < H < 100$	$H > 100$
PEQUEÑA CENTRAL	$H < 25$	$25 < H < 130$	$H > 130$

Fuente: Valencia Vélez Alejandro (2013).

2.5. Turbina Hidráulica.

2.5.1. Turbina de reacción tipo Francis

Es una de las turbinas de mayor uso, debido a que brinda una separación completa entre la turbina y el generador. Así mismo, ambos se encuentran ubicados a la misma cota de nivel de referencia y es la turbina hidráulica típica de reacción de flujo axial y radial.

Su tecnología y uso ha evolucionado de acuerdo con los nuevos estándares en demanda de energía eléctrica - población mundial. Su diseño y construcción está basado en aprovechar los recursos hídricos del agua, con una amplia gama de características en carga y caudal.

Estas características han conllevado que la turbina Francis sea una de las más requeridas a nivel mundial. De acuerdo con la carga, caudal y condiciones de la zona de operatividad, se requieren que la turbina tenga ciertas características. Para las cuales existen dos tipos: Francis pura (radial) y Francis mixta (radial y axial). Esta es una de las razones por la que en una central hidroeléctrica se disponen

varias unidades, al objeto de que ninguna trabaje, individualmente, por debajo de valores del 60 % de la descarga total.

2.5.2. Clasificación de las Turbinas Francis.

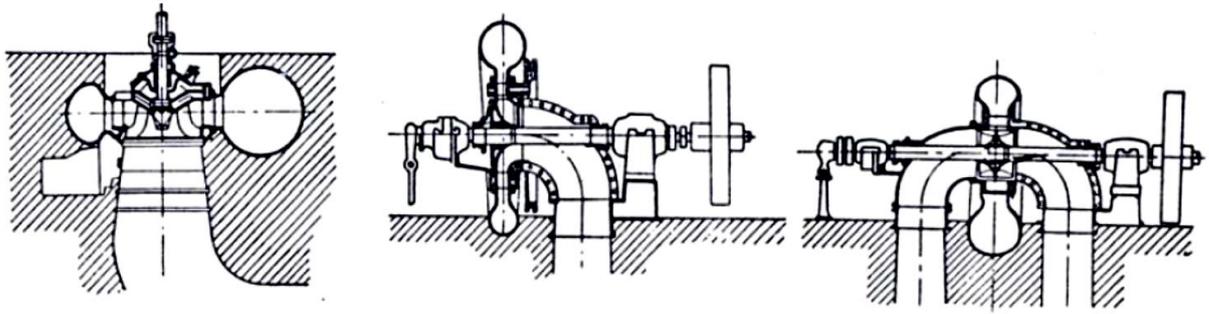
A.1. Según la posición de su eje motriz.

Las turbinas Francis se pueden clasificar según sea la posición de su eje motriz, las cuales pueden ser:

- Eje motriz vertical
- Eje motriz horizontal

Para requerimientos de altas, medianas y bajas potencias, las turbinas Francis de eje motriz vertical, son las más requeridas por las siguientes ventajas:

- Ocupa poco espacio de la central.
- Se logra evitar el peligro de cavitación, debido a que se puede instalar por debajo con respecto al nivel del agua inferior, logrando evitar la depresión excesiva que se genera en la salida del rodete
- No cuenta con caja espiral, reduciendo así el peso total de la máquina y la complicación de su montaje
- Se puede utilizar un solo cojinete de empuje para soportar toda la disposición horizontal del rotor y del empuje hidráulico; en comparación con las de disposición horizontal que con frecuencia son necesarios dos cojinetes.
- Elevado rendimiento debido a que no necesita de un tubo difusor a la salida del rodete para direccionar el caudal turbinado hasta el nivel de aguas abajo.



1) Eje vertical, un rotor y un difusor 2) Eje horizontal, un rotor y un difusor 3) Eje horizontal, un rotor y un difusor doble

Figura 2. Varias configuraciones de operación de turbinas Francis.

Fuente: Andrade Correia, (2006).

La ventaja principal de la disposición horizontal del eje motriz consiste en la configuración del rodete debido a que es de fácil acceso a este.

A.2. Según su velocidad específica n_s .

Las turbinas de reacción tipo Francis se pueden clasificar, según su velocidad específica de la siguiente forma:

De la Tabla 3, Se puede observar la ecuación que relaciona la velocidad específica n_s con la altura de diseño, potencia requerida y revoluciones para categorizar a las Turbinas Francis, según su velocidad específica n_s medido en las unidades del Sistema Internacional.

Tabla 3. Categorización de las turbinas Francis según la velocidad específica

Categorización de las turbinas Francis según su velocidad específica n_s	
Turbina Francis	$n_s = \left[\frac{rpm\sqrt{KW}}{m^{1.25}} \right]$
Lentas	60-125
Normales	125-300
Rápidas	300-420

A.3. Según el tipo de rodete.

Las turbinas Francis de las Figuras (4 a, b), son de flujo radial, cuya admisión es de forma centrípeta y consta de tubo difusor. Según sea el tipo de rodete, pueden ser de baja velocidad, normales y rápidas.

En las condiciones de rendimiento máximo, el valor de $\alpha_2 = 90^\circ$, y se obtienen las siguientes ecuaciones, usando las ecuaciones fundamentales para las turbinas, estas son:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = n_{hid} g H_n \quad \text{O} \quad c_{1n} u_1 = n_{hid} g H_n$$

La velocidad tangencial del flujo y las revoluciones dependen de gran manera del ángulo β_1 .

Los triángulos de velocidades en la entrada están indicados en la Figura 3.

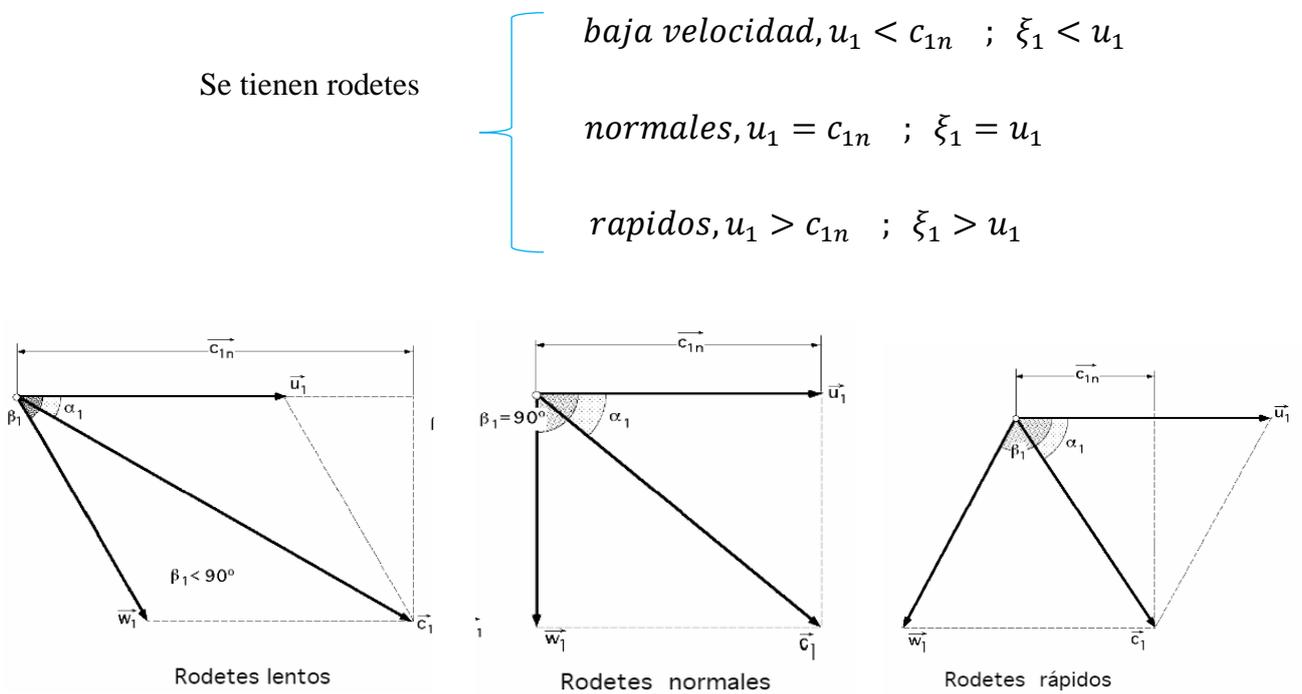


Figura 3. Configuración típica de los triángulos de velocidades a la entrada para diferentes valores de β_1 .

Fuente: Fernández Diez, (1996).

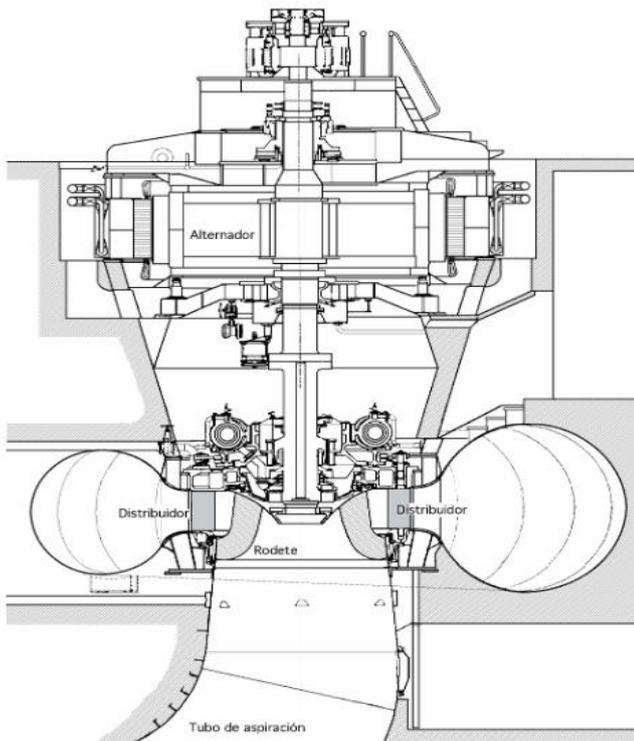


Figura 4.a. Esquema general del montaje de una turbina Francis

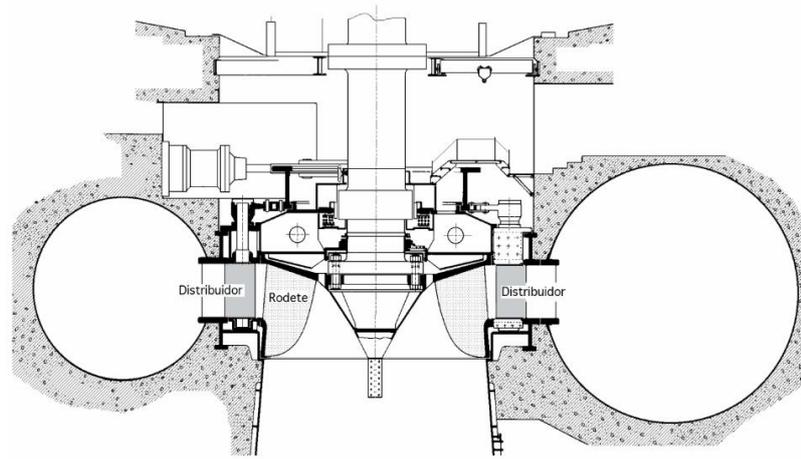


Figura 4.b. vista seccionada del rodete y distribuidor de una turbina Francis

Fuente: Fernández Diez, (1996).

En primera aproximación se pueden clasificar en función de la velocidad:

$$\text{Tipo de rodete: } \left\{ \begin{array}{l} \text{ lentos, } \xi_1 < \sqrt{\frac{n_{hid}}{2}} \\ \text{ normal, } n_{hid} = 2u_1^2 = 2\xi_1^2 \Rightarrow \xi_1 = u_1 = \sqrt{\frac{n_{hid}}{2}} \\ \text{ rapidos, } \xi_1 > \sqrt{\frac{n_{hid}}{2}} \end{array} \right.$$

El parámetro ξ_1 es un indicador del tipo de rodete de la turbina, el valor de su magnitud será comprado con el valor del rendimiento hidráulico el cual indicara si el tipo de rodete es lento, normal o rápido.

De la **Figura 5**, se podrá encontrar su valor según sea la velocidad específica.

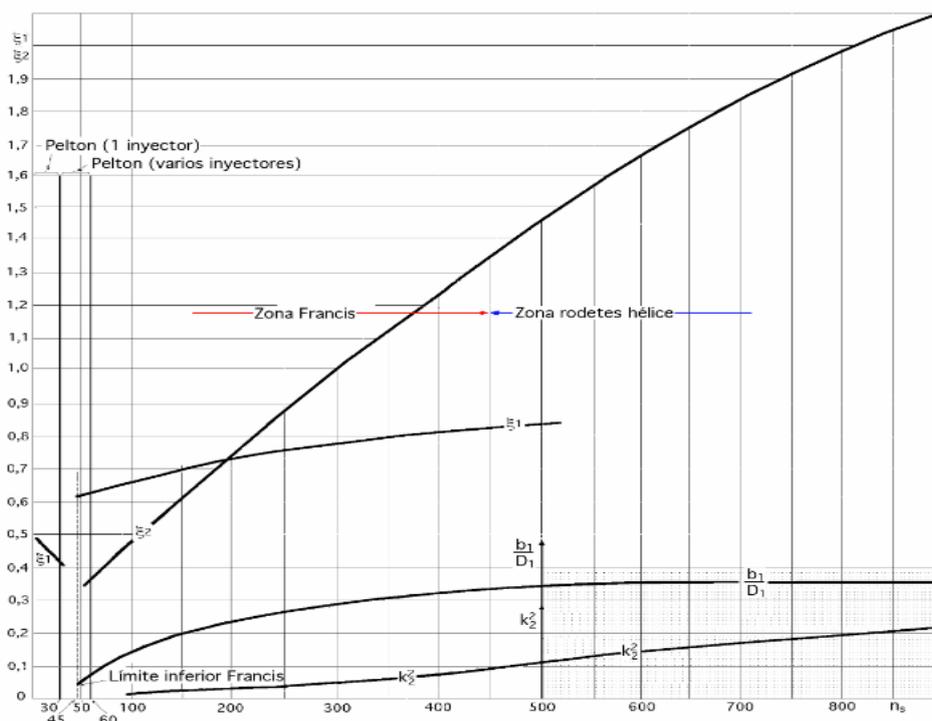


Figura 5. Parámetros de la magnitud y dimensiones de las ruedas Francis y hélice, que relacionan ξ_1 y ξ_2 con n_s .

Fuente: Fernández Diez, (1996).

A.3.1. Rodetes lentos:

Son utilizados cuando se requieren grandes alturas de diseño, y estos tienden a reducir el número de revoluciones, lo cual conlleva a aumentar el diámetro del rodete respecto al del tubo difusor. En estas turbinas las velocidades tangenciales son reducidas y su alabe tiene una forma especial en el cual, aumentando su espesor, se logrará guiar de una mejor forma el chorro que atraviesa el rodete para así evitar que se despegue de su lado posterior y evitar que se generen remolinos. Su representación se da en la **Figura 6.a**.

A.3.2. Rodetes normales:

Tienen la característica en que el flujo de agua ingresa en el rodete de forma radial y sale de esta de forma axial. En el tubo difusor sale de forma axial y el diámetro del rodete es un poco superior al del tubo difusor. Para estas turbinas, el valor de $\beta_1 = 90^\circ$, y el triángulo de velocidades a la entrada arroja las siguientes relaciones.

$$u_1 = c_1 \cos \alpha_1 ; u_1^2 = n_{hid} g H_n$$

Se representará en la **Figura 6.b.**

A.3.3. Rodetes rápidos:

Son utilizados cuando se requieren altas velocidades de rotación que van comprendidos desde los 255 hasta 500. Otra característica es debido a su geometría, en el cual su diámetro es menor que el del tubo difusor y el cambio de dirección del flujo de horizontal a vertical lo realiza de forma brusca.

Se representará en la **Figura 6.c.**

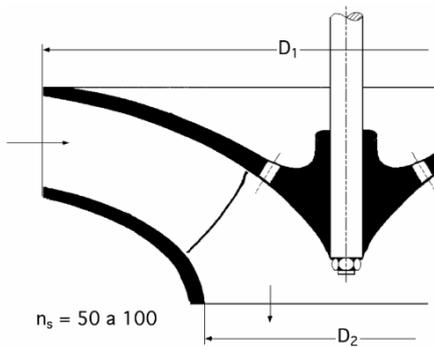


Figura 6.a. Rodetes Francis lento, $\beta_1 > 90^\circ$

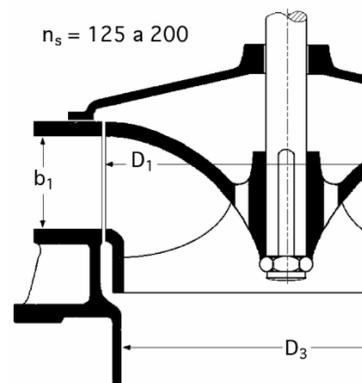


Figura 6.b. Rodetes Francis normal, $\beta_1 = 90^\circ$

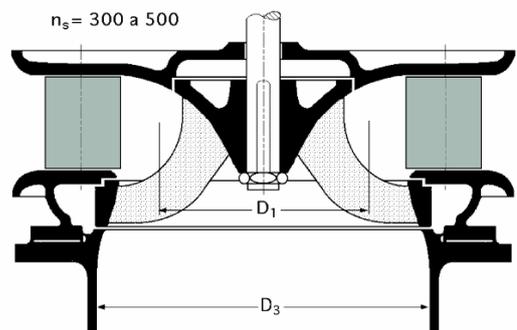
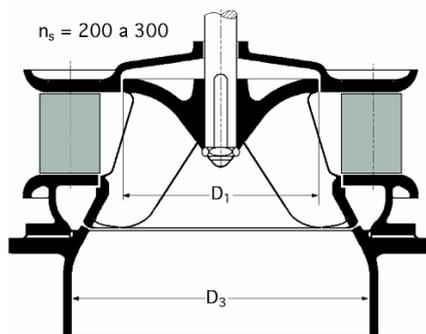


Figura 6.c. Rodetes Francis rápidos, $\beta_1 < 90^\circ$

Fuente: Fernández Diez, (1996).

2.5.3. Partes Principales.

Las partes principales que conforman una turbina Francis y que son la base fundamental para transportar el fluido de la manera más óptima hacia las partes mecánicas (móviles), para un obtener el máximo aprovechamiento de la energía hidráulica del fluido. Las cuales tenemos:

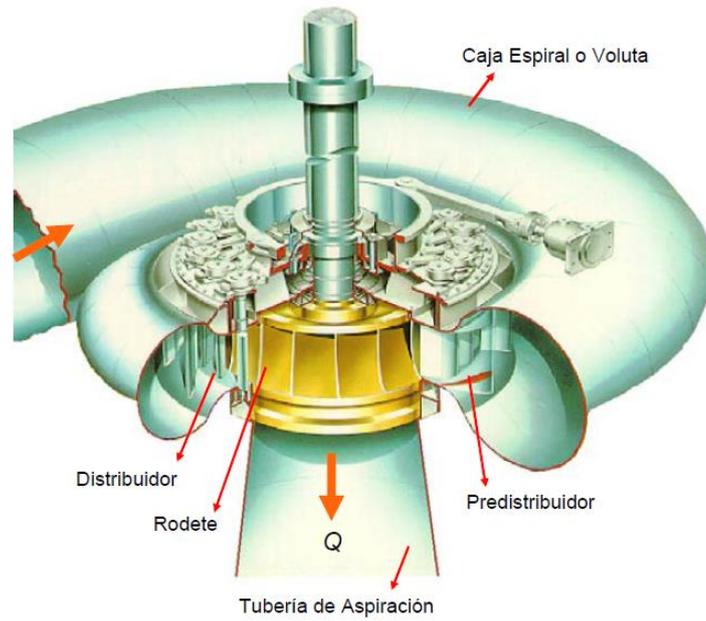


Figura 7. Elementos de una Turbina Francis.

Fuente: Andrade Correia, (2006).

- **Tubería forzada:** Encargada de direccionar el caudal de agua hasta la entrada de la turbina a una elevada presión. Esta tubería une la cámara de carga con la turbina y previamente conectada a la válvula hidráulica tipo mariposa.
- **Cámara espiral:** Encargada de distribuir de forma uniforme a través de todo el perímetro de entrada del rodete, el caudal de agua que llega desde la tubería forzada.
- **Predistribuidor:** Es la encargada de conducir el flujo de agua de la cámara espiral hacia el distribuidor y está conformado por un conjunto de alabes en posición fija a la caja espiral.

- **Distribuidor:** Es la encargada de regular el flujo de agua que entrara al rodete y está conformado por un conjunto de paletas directrices de disposición circular. En la posición de cerrado, las directrices de las paletas logran tocarse, por ende, el fluido no pasa hacia el rodete y conforme giren un cierto ángulo con respecto a sus ejes, el flujo de agua va ingresando de manera gradual hacia la turbina y cuando se ubiquen en su ángulo máximo de giro, el rodete recibirá el máximo caudal.
- **Rodete:** Encargada de transmitir la energía mecánica de la turbina hacia el alternador y está constituido por un conjunto de alabes fijas perfiladas y diseñadas para aprovechar al máximo la energía hidráulica del agua.
- **Tubo difusor:** Encargada primeramente de cambiar la dirección del flujo de agua de horizontal a vertical, para luego transportarlo hacia el canal de salida después de haber cedido su energía en el rodete.

B.1. Corte transversal Turbina Francis de eje horizontal.

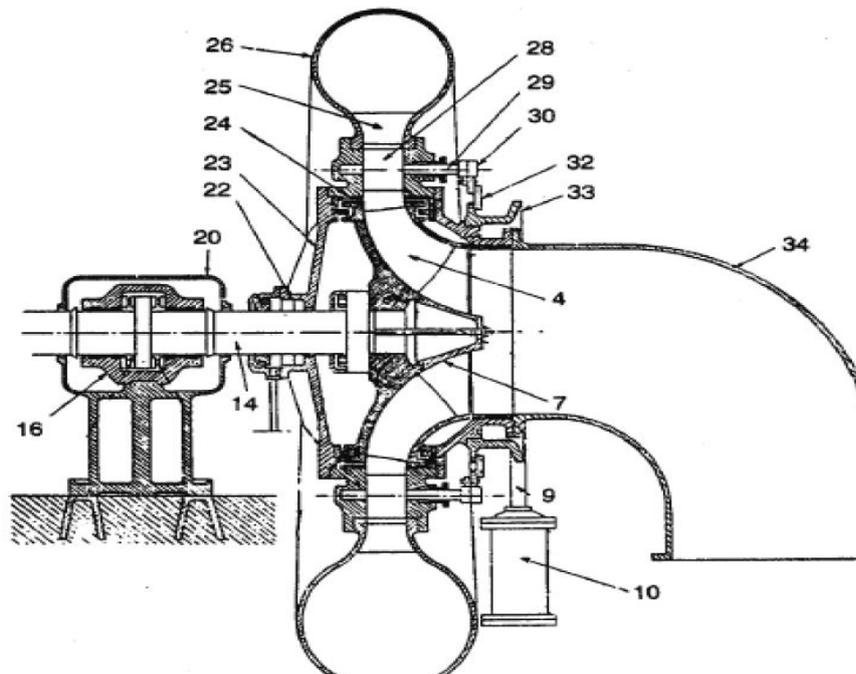


Figura 8. Elementos de una turbina Francis de eje horizontal.

Fuente: Gallego Betancur, Juan (2006).

Tabla 4. Lista de los componentes de turbina Francis de eje horizontal.

LISTA DE LOS COMPONENTES DE TURBINA FRANCIS DE EJE HORIZONTAL	
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
4	Rodete
7	Cono de rodete
9	Eje del servomotor
10	servomotor
14	Eje de turbina
16	Cojinete del rodan
20	Cubierta de rodamiento
22	Sello del eje
23	Cubierta de la turbina
24	Sello anillo de rodete
25	Alabe director
26	Cubierta de la voluta
28	Guía de alabes directores
29	Vástago de alabes directores
30	Palancas de ejes directores
32	Acople
33	Anillo regulador
34	Tubo de salida

2.5.4. Potencia de una turbina hidráulica.

Para calcular la potencia hidráulica de una turbina, es necesario conocer el caudal de diseño y la altura del salto neto. En la siguiente ecuación se representará la relación que hay entre la potencia, caudal y salto neto de una turbina.

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_N \cdot \eta_t$$

$$P_{\text{electrica}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_N}{\eta_t \times \eta_m \times \eta_g}$$

Donde:

$$\eta_T = \eta_t \times \eta_m \times \eta_g$$

$$\eta_t \left\{ \begin{array}{l} 0.80 \\ 0.95 \end{array} \right.$$

$$\eta_m \left\{ \begin{array}{l} 0.80 \\ 0.99 \end{array} \right.$$

$$\eta_g \left\{ \begin{array}{l} 0.92 \\ 0.99 \end{array} \right.$$

Donde:

P = potencia mecánica en KW.

Q = caudal volumétrico (m^3/s).

H_N = salto neto (mca).

η_t = rendimiento global de la turbina.

η_m = rendimiento de la transmisión mecánica entre turbina y generador.

η_g = rendimiento del generador eléctrico

2.5.5 Triángulos de Velocidades.

El movimiento dinámico del agua en las turbinas hidráulicas genera un campo vectorial de fuerzas a la entrada y salida del rodete por ende estas manifestaciones van a producir velocidades absolutas y tangenciales en estas zonas.

A la entrada del rodete, el agua ingresa con una velocidad absoluta \vec{c}_1 y ángulo α_1 . La velocidad relativa y tangencial forman un ángulo β_1 (*ángulo de inclinación del alabe a la entrada*). Como se puede apreciar en la **Figura 9**, la velocidad relativa en todo momento tanto a la entrada como salida del alabe siempre es tangente a su perfil.

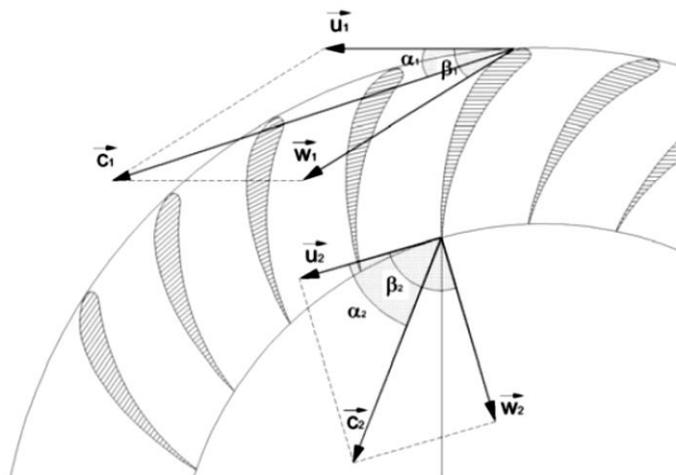


Figura 9. Composición de los triángulos de velocidades en el rotor de la turbina.

Fuente: Silva Elías, (2007).

Donde:

\vec{u}_1, \vec{u}_2 = velocidades tangenciales a la entrada y salida del rodete

\vec{c}_1, \vec{c}_2 = componentes de las velocidades absolutas a la entrada y salida del rodete

\vec{w}_1, \vec{w}_2 = componentes de las velocidades relativas a la entrada y salida del rodete

$\vec{c}_{m1}, \vec{c}_{m2}$ = velocidades absolutas en la dirección meridional a la entrada y salida del rodete.

$\vec{c}_{u1}, \vec{c}_{u2}$ = velocidades absolutas en la dirección tangencial a la entrada y salida del rodete.

$\alpha_1, \alpha_2 =$ ángulos que forman las velocidades absolutas en la entrada y salida del rodete.

$\beta_1, \beta_2 =$ ángulos que forman las velocidades relativas a la entrada y salida del rodete.

En la **Figura 10**, se observa la relación vectorial de las velocidades del flujo de agua.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

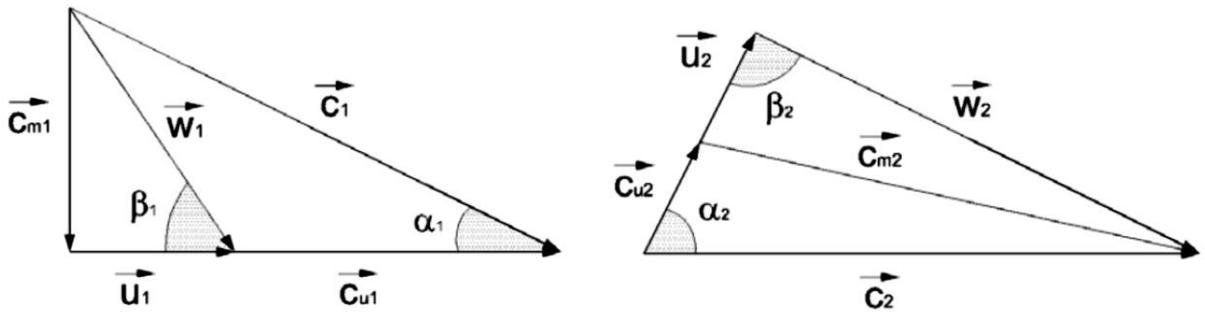


Figura 10. Configuración del Triángulos de velocidades en la entrada y salida del rodete.

Efectuando las relaciones trigonométricas en los triángulos de velocidad, se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$c_{m1} = c_1 \text{sen} \alpha_1 = W_1 \text{sen} \beta_1$$

$$c_{m2} = c_2 \text{sen} \alpha_2 = W_2 \text{sen} \beta_2$$

$$c_{u1} = c_1 \text{cos} \alpha_1$$

$$c_{u2} = c_2 \text{cos} \alpha_2$$

2.5.6. Clasificación de turbina según el caudal y salto neto de diseño.

La clasificación de las turbinas hidráulicas principalmente está en función de la altura y el caudal de operación. En la **Figura 11**, se observa que la turbina Pelton opera para grandes alturas, con respecto a las demás turbinas. La turbina Francis, brinda una mejor relación caudal, altura y potencia de operación con respecto a las demás.

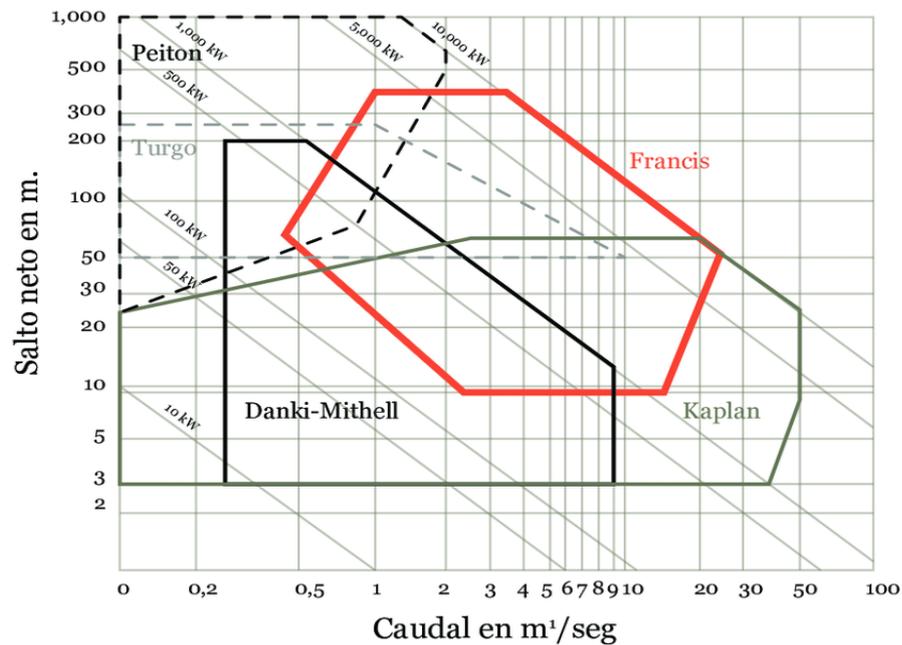


Figura 11. Rangos de operación en función a la potencia, caudal y salto neto de las turbinas hidráulicas.

Fuente: Silva Elías, (2007).

2.5.7 Caracterización de alabes directrices.

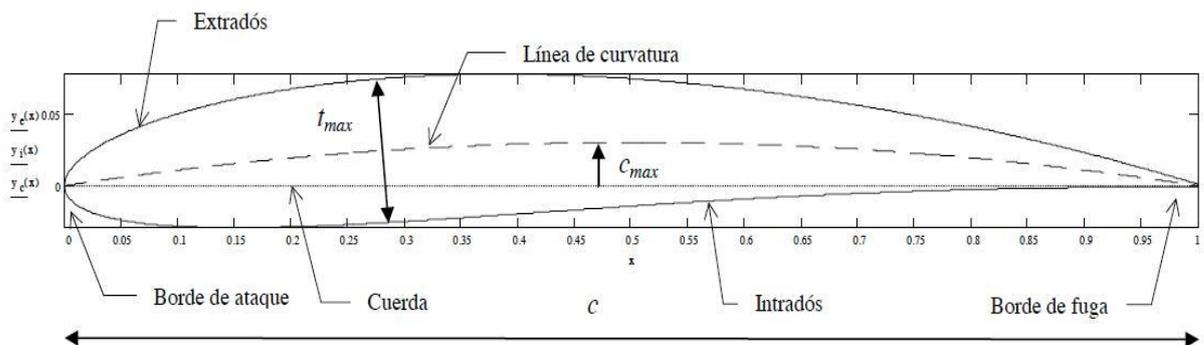


Figura 12. Geometría, líneas de ataque y curvatura del perfil de un alabe directriz asimétrica.

Fuente: Martínez Javier, (2012).

La geometría y el perfil de un alabe está en función a la carga, el medio y tipo de trabajo en el que se desempeñara. Un factor importante es la ubicación de la línea y borde de ataque, los cuales inciden en las fuerzas de arrastre y sustentación.

La caracterización de un perfil simétrico y asimétrico es la ubicación de la línea y ángulo de ataque. Un ángulo de ataque de 0 grados, no genera sustentación en perfiles simétricos, caso contrario en asimétricos, los cuales tienen un mejor comportamiento fluido y Aero-dinámico con mayores coeficientes de arrastre y sustentación.

2.5.7.1 Comportamiento del alabe en diferentes ángulos de ataque.

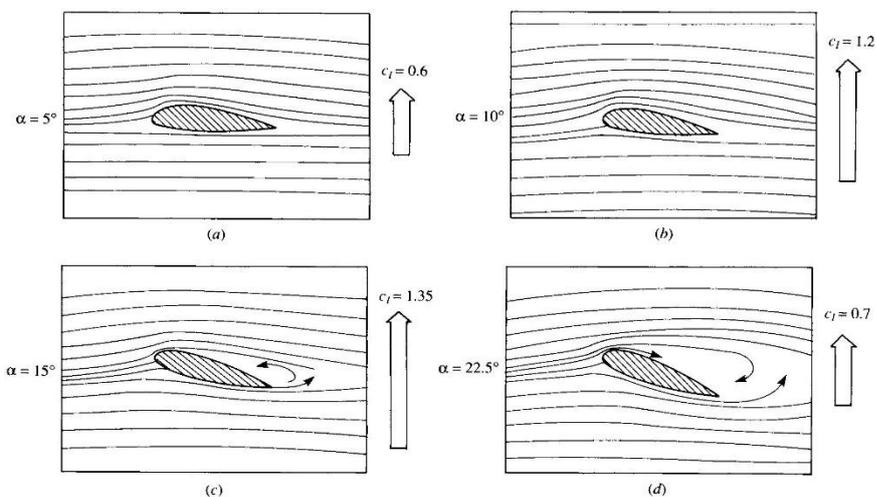


Figura 13. Comportamiento de alabe para diferentes ángulos de ataque y coeficientes de sustentación

Fuente: Anderson John, (2011).

En la **Figura13**, mediante un estudio a escala que realizo Hikaro Ito, el cual describe el comportamiento de un alabe directriz para cuatro ángulos de ataque diferentes, en el cual se obtuvo los coeficientes de sustentación observándose un aumento entre

5 a 15 grados y un decrecimiento para un ángulo de 22.5 grados, debido al desprendimiento de las capas del flujo produciendo un vacío y flujo reversible.

2.5.7.2 Comportamiento de la presión y velocidad del fluido en la superficie de alabe.

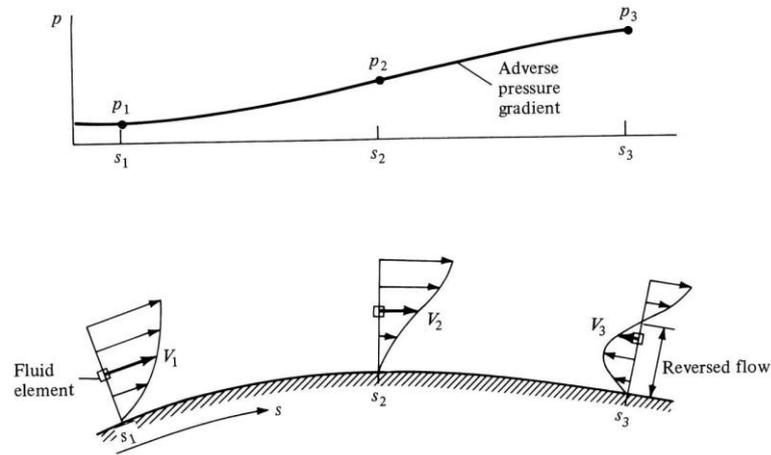


Figura 14. Comportamiento de la presión y velocidad tangencial del fluido en tres sectores de la superficie de alabe

Fuente: Anderson John, (2011).

En la **Figura 14**, se describe el comportamiento de la presión y velocidad tangencial del fluido, el cual será tangente en toda la superficie y cuya magnitud decrecerá en el borde de fuga (salida) y tomará su máximo valor en el borde de ataque (entrada). La presión aumenta a razón de que la velocidad decrece, debido a la fricción que se dará entre los límites de la capa del flujo y la superficie del alabe.

El efecto reversible del fluido en el borde de fuga (salida) (S_3), se da a efectos de que la presión aumenta y la velocidad disminuye en esta zona.

2.5.7.3 Sector de separación y región del flujo reversible en alabe.

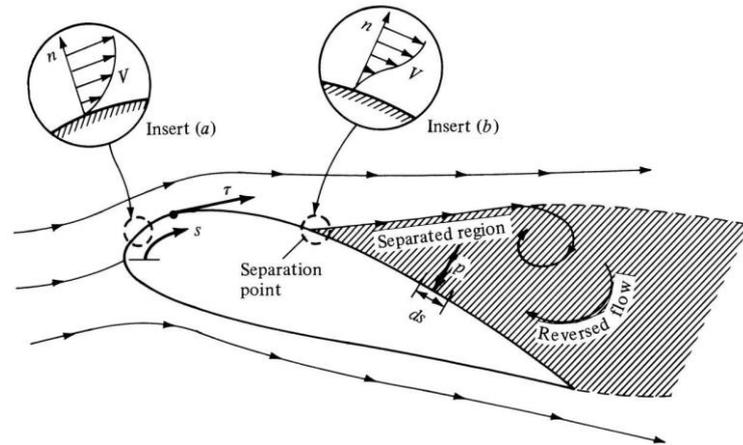


Figura 15. Región de separación y flujo reversible en alabe

Fuente: Anderson John, (2011).

El esfuerzo cortante tau τ , de la **Figura 15**, es debido a la fuerza tangencial del fluido con respecto al alabe, el cual se manifestará en dirección al flujo hasta el punto de separación. En condiciones de flujo laminar, perfil simétrico y ángulo de ataque 0 grado, dicha fuerza será tangente en toda la superficie del alabe produciendo esfuerzos de corte de igual magnitud en toda la superficie.

El flujo reversible, causa el efecto reverso el cual producirá esfuerzos de corte en el sentido contrario al flujo.

2.5.7.4 Fuerzas Actuante en alabe directriz

C.1. Alabe fijo

Considerando que el flujo de agua impacta al alabe directriz en la dirección x como se indica en la **Figura 16** y generando fuerzas en las axisas Y, X que tiendan a la deformación del alabe en esas direcciones y con velocidad C . Si se desprecia el rozamiento e incremento de elevación entre la entrada y salida del flujo, se considera que la velocidad del flujo debe ser constante en todo el perímetro del alabe ($C_1 = C_2$). En la **Figura 16**, se observará la descomposición de las fuerzas actuantes en un alabe fijo.

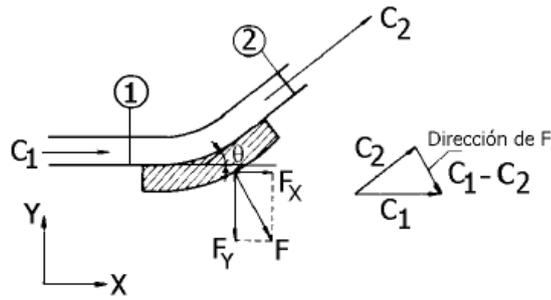


Figura 16. Fuerzas actuantes de un flujo sobre un alabe fijo.

Fuente: García Pérez, Mario (2011).

Mediante la teoría de cantidad de movimiento aplicada al alabe, se obtienen las fuerzas en la dirección horizontal y vertical.

$$F_x = \rho Q C_1 (1 - \cos\theta)$$

$$F_y = \rho Q C_1 \sin\theta$$

C.2. Alabe en movimiento

El movimiento del alabe en una turbina se da de forma rotacional con la velocidad \bar{u} constante y en la misma dirección de ω_1 . De la **Figura 17**, se establece que:

$$\vec{\omega} = \vec{C} - \vec{u}$$

$$\vec{\omega} = \vec{C} - \vec{u}$$

$$\vec{\omega} = \vec{C} - \vec{u}$$

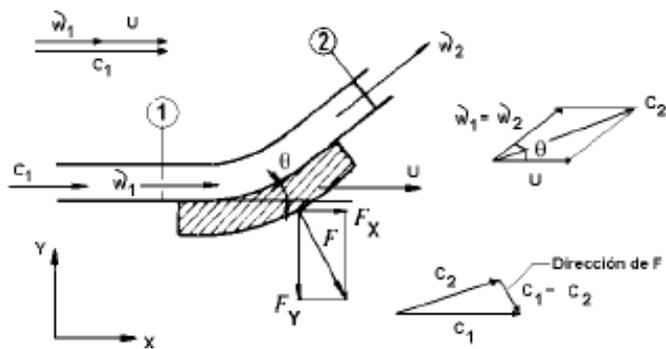


Figura 17. Fuerzas actuantes de un flujo sobre un alabe en movimiento

Fuente: García Pérez, Mario (2011).

Mediante la teoría de cantidad de movimiento aplicada al alabe, se obtienen las fuerzas en la dirección horizontal y vertical.

$$F_x = \rho(C_1 - u_1)^2 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) (1 - \cos\theta)$$

$$F_y = -\rho(C_1 - u_1)^2 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \text{sen}\theta$$

Geometría del alabe

Potencia mecánica neta:

$$P_M = \sum_{i=1}^{n=\text{numero de alabes}} \left(\sqrt{F_{xn}^2 + F_{yn}^2} \right) r_1 \times \left(\frac{\pi n}{30} \right)$$

2.5.7.5 Relación del rendimiento, potencia y geometría del rodete

En la **Figura 18**, se observará la descomposición vectorial de las velocidades del flujo en el rodete de una turbina Francis con respecto a su eje de rotación.

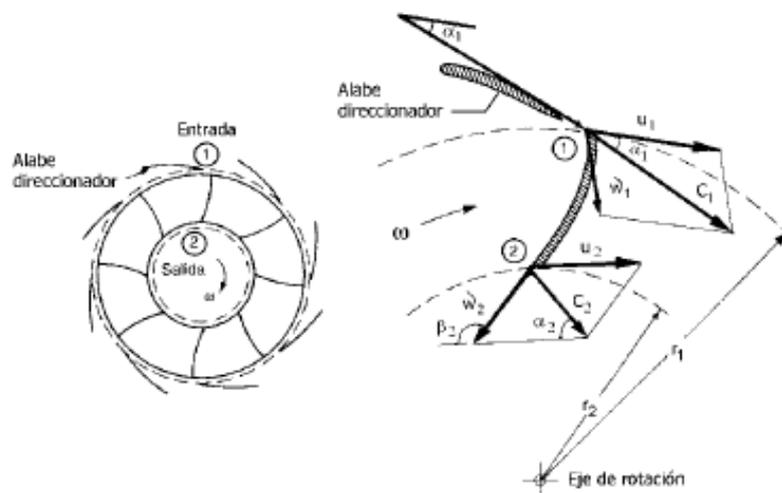


Figura 18. Descomposición vectorial de las velocidades del flujo en el rodete de una turbina Francis

Fuente: García Pérez, Mario (2011).

D.1. Altura útil

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

Para $\alpha_2 \approx 0$

$$H_u = \frac{u_1 C_{1u}}{g}$$

D.2. Localización para la entrada y salida del fluido en las turbinas de reacción según normativa internacional.

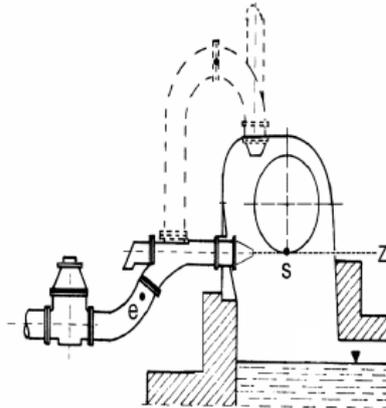


Figura 19. Esquema representativo para ubicación de entrada y salida del flujo en las turbinas de reacción.

Fuente: García Pérez, Mario (2011).

La sección de salida s, se encuentra en la sección de salida del tubo de aspiración

D.2. Altura Neta

En la entrada y salida se cumple que:

$$H_{e-s} = H_{e-1} + H_{1-2} + H_{2-s}$$

$$H = H_u + H_{e-s}$$

Donde:

H – Altura neta

H_{e-s} – caída de energía hidráulica a la entrada y salida de la turbina.

H_{e-1} – caída de energía hidráulica en el distribuidor.

H_{1-2} – caída de energía hidráulica a través del rodete o también entre la entrada y salida de esta.

H_{2-s} – caída de energía hidráulica en el tubo de aspiración.

n_h – rendimiento hidráulico

n_v – rendimiento volumétrico

n_m – rendimiento mecánico

Q – caudal suministrado a turbina

P_m – potencia mecánica que entrega la turbina al generador

τ_1 – coeficiente de obstrucción

Aplicando el principio de Bernoulli en los puntos (e) y (s), de la **Figura 19**, se obtiene la primera expresión de la altura neta.

$$H_u + H_{e-s} = H = \left(\frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} \right) + (Z_e - Z_s) + \left(\frac{P_e - P_s}{\gamma} \right)$$

D.3. Caudal Turbinado

Aplicando un cálculo simple entre las dos caras (entrada y salida) del alabe directriz, se logra obtener el caudal turbinado en el interior de la máquina que no será igual que el caudal suministrado, debido a que ciertos volúmenes de agua se pierden tanto en el interior de la turbina como por el sello mecánico y en las tapas superior e inferior.

$$Q_t = \pi D_1 b_1 \tau_1 C_{1m} = \pi D_2 b_2 \tau_2 C_{2m}$$

D.4. Rendimiento Total

$$n = n_h n_v n_m$$

D.5. Potencia Mecánica en función al rendimiento y geometría del rodete

$$n_v = \frac{Q_t}{Q}$$

$$P_m = \gamma Q H n_h n_v n_m$$

$$P_m = \gamma Q H n_h \frac{Q_t}{Q} n_m$$

$$P_m = \gamma H n_h n_m (\pi D_1 b_1 \tau_1 C_{1m})$$

$$P_m = \gamma H n_h n_m (\pi D_2 b_2 \tau_2 C_{2m})$$

Geometría del rodete

2.5.7.6 Fuerzas actuantes en alabe directriz de turbina Francis de eje horizontal.

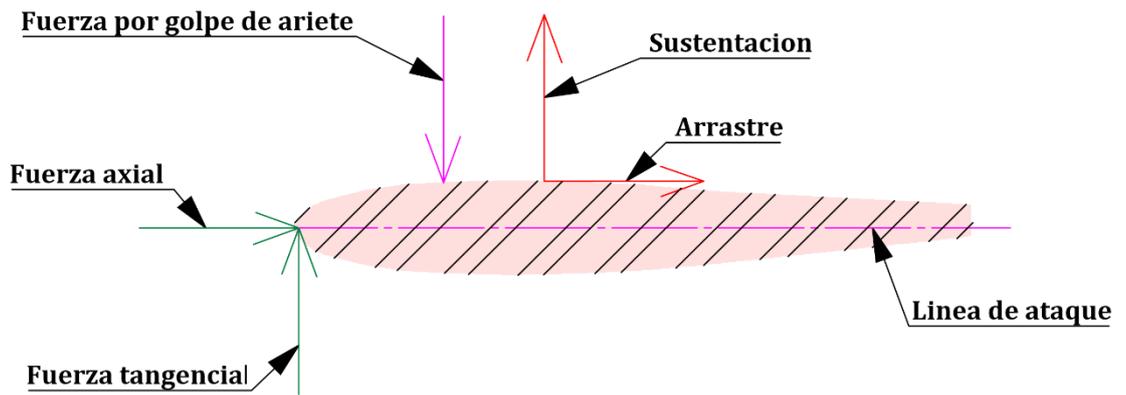


Figura 20. Fuerzas actuantes en alabe directriz de 17 milímetros de espesor de turbina Francis de eje horizontal.

En la **Figura 20**, la sustentación y el arrastre del alabe, es producido por las fuerzas tangenciales y axiales respectivamente en todo el trayecto del fluido a través de la superficie.

2.5.7.7 Esfuerzos producidos por las fuerzas actuantes en alabe directriz

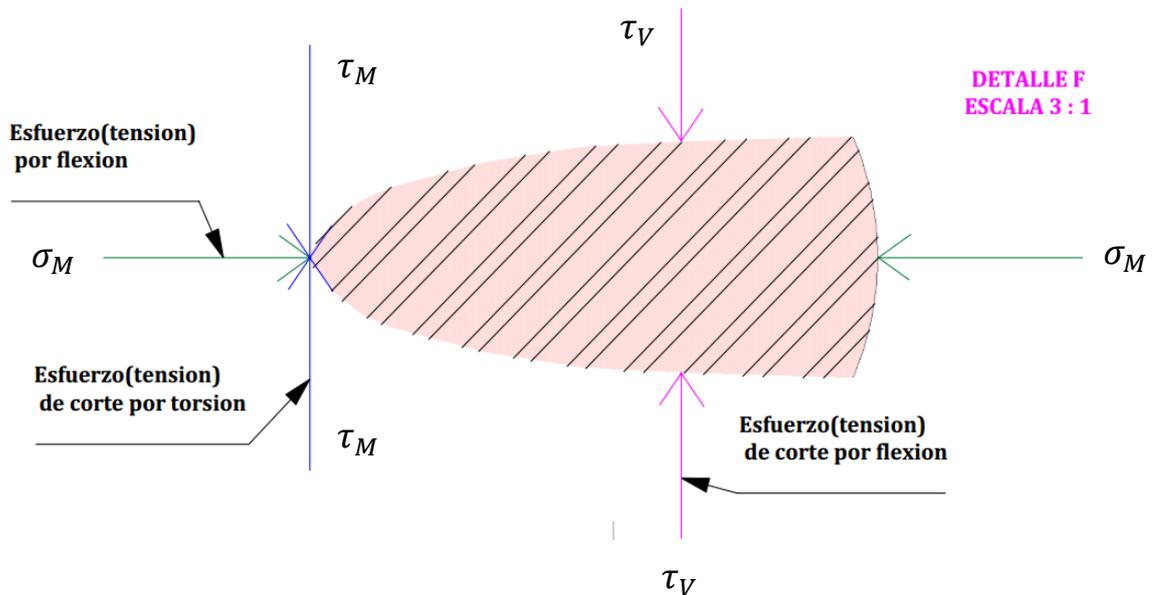


Figura 21. Esfuerzos (tensiones) actuantes en alabe directriz de 17 milímetros de espesor de turbina Francis de eje horizontal.

En la **Figura 21**, se muestra los esfuerzos (tensiones) a las que estará sometido el alabe directriz, en el cual, el esfuerzo por flexión será producido por la fuerza axial del fluido, el de corte por torsión por la fuerza tangencial y el de corte por flexión por la fuerza del golpe de ariete, que se producirá, tanto en el paro de la turbina y por el aumento del espesor de los alabes, el cual reducirá el área de paso del fluido y provocara el “**efecto rebote del fluido**”, estando en funcionamiento la turbina y provocando ruido y descalibre de los alabes.

2.5.7.8 Dimensión y Perfil Geométrico de fabricación de Alabe Directriz

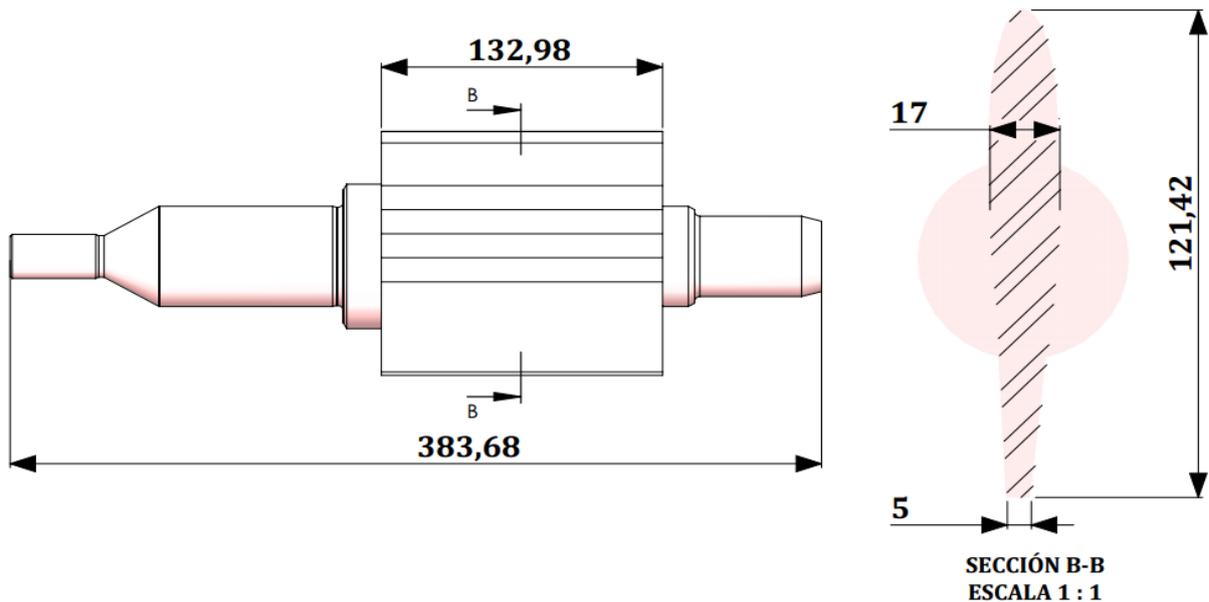


Figura 22. Dimensión geométrica de fabricación de alabe directriz de la turbina Francis

2.5.7.9 Dimensión y Perfil Geométrico actuales de Alabe Directriz

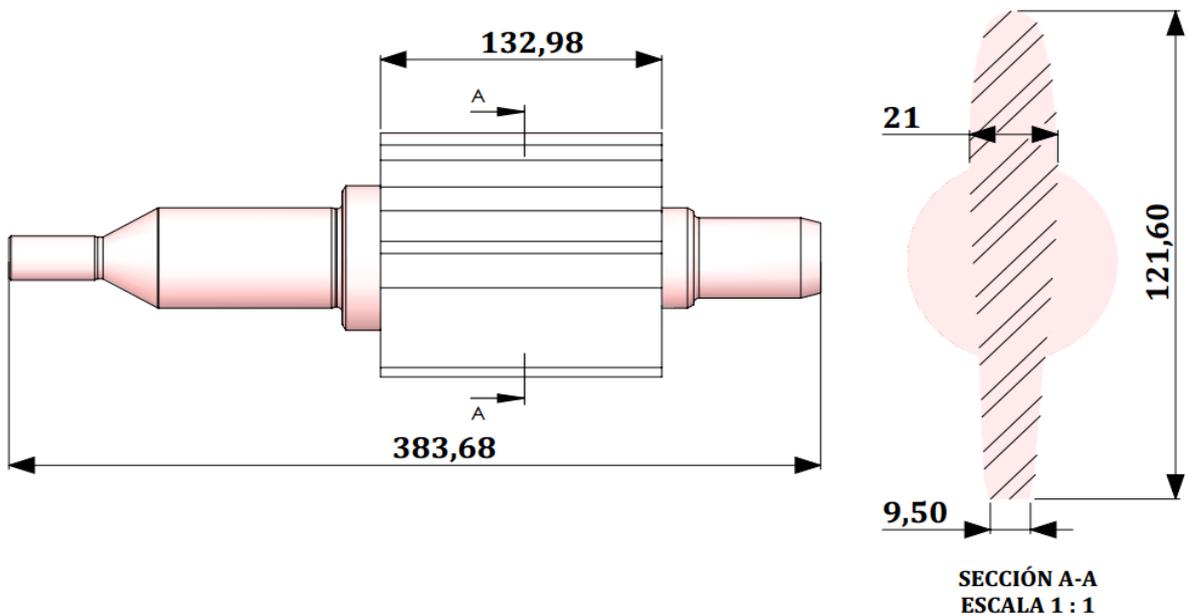


Figura 23. Dimensión geométrico actual de alabe directriz de la turbina Francis

2.5.7.10 Proceso de Transformación de la Energía del Agua en una Turbina Francis.

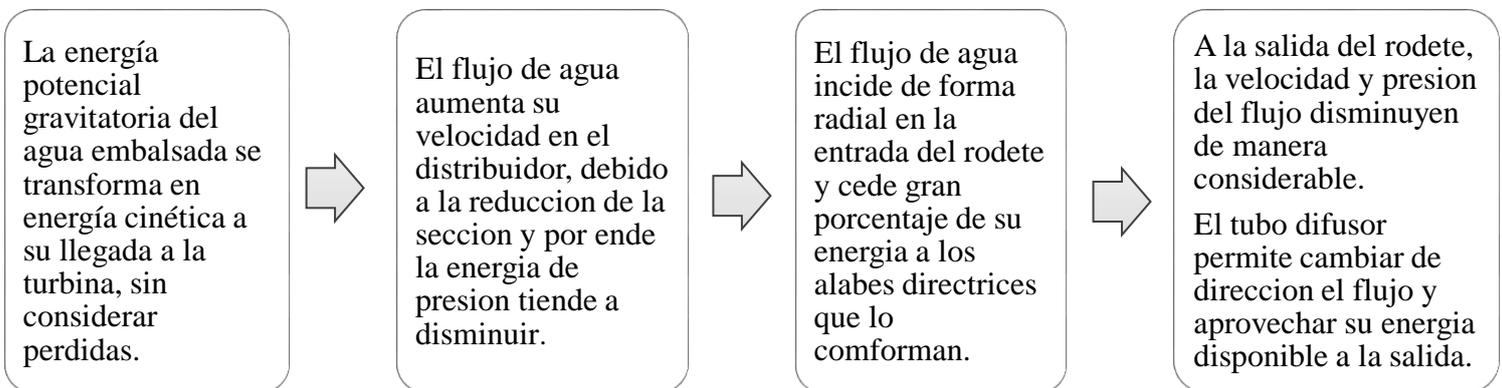
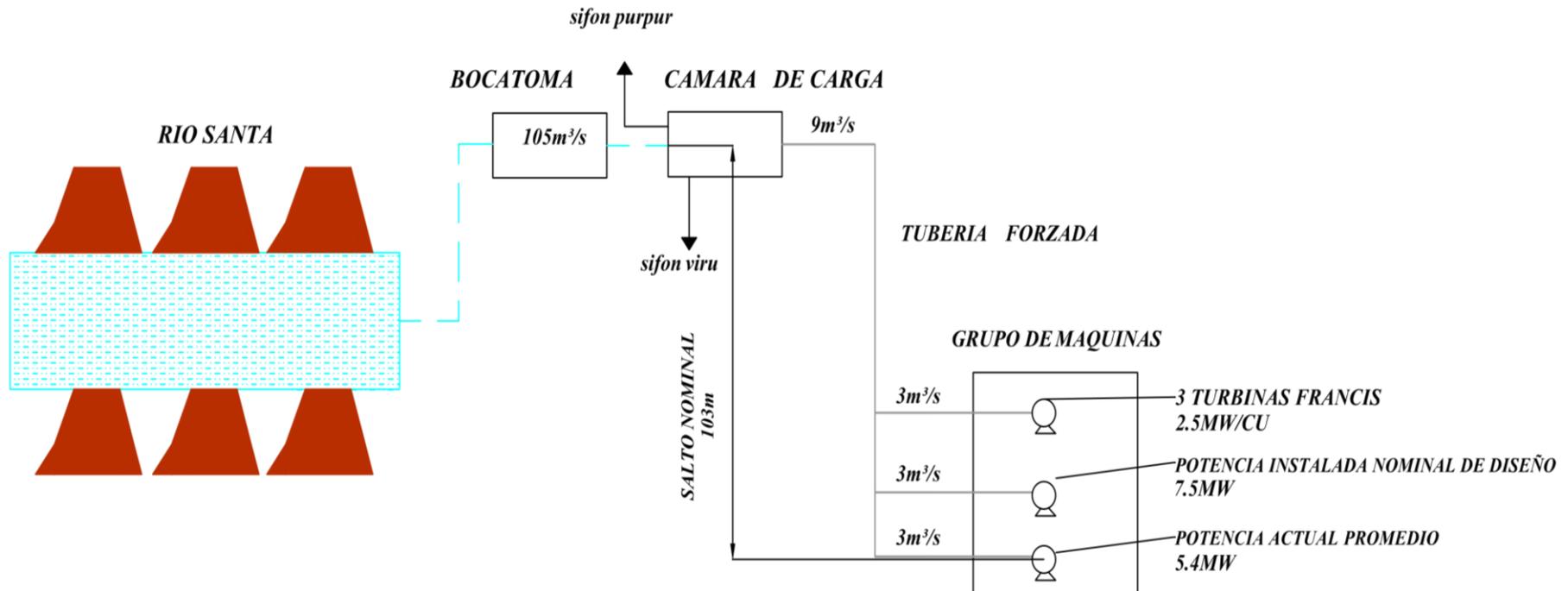


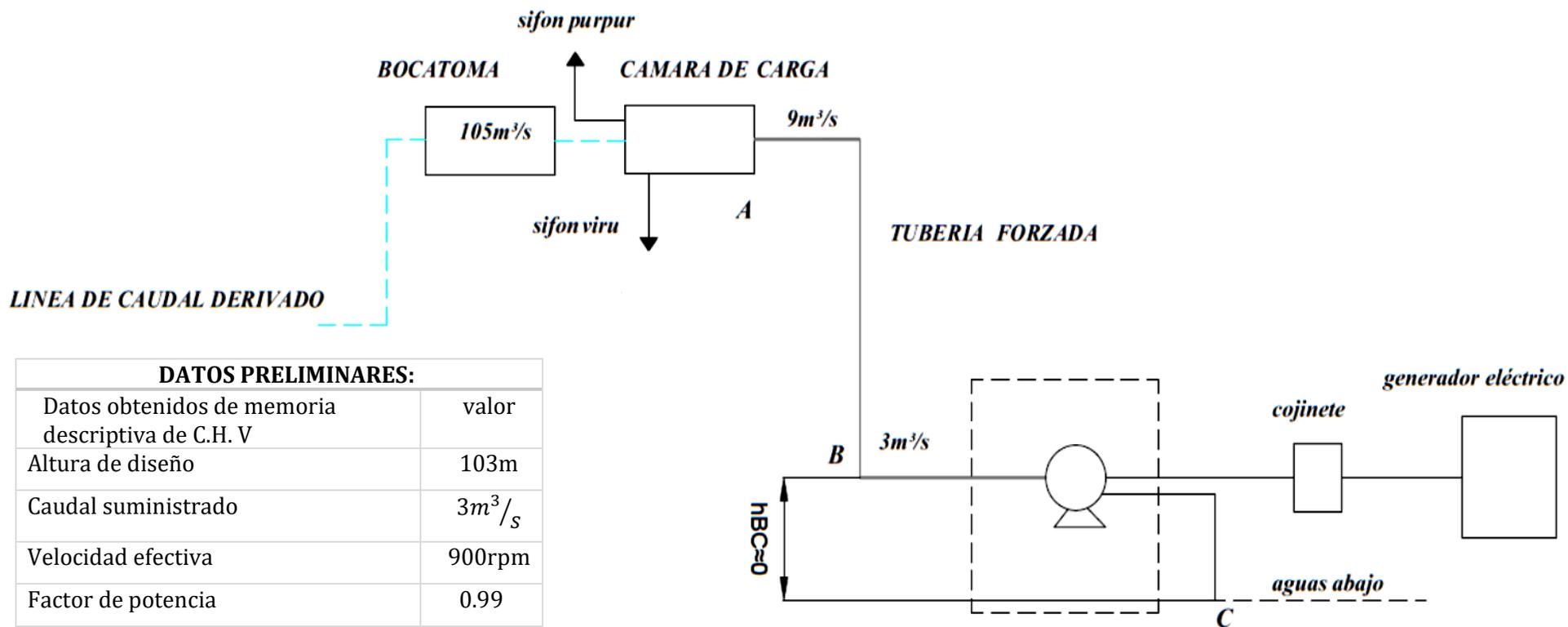
Figura 24. Fases del Proceso de transformación de la energía del agua en una turbina Francis

2.6. Descripción básica de la central hidroeléctrica Chavimochic.



DESCRIPCION: El Sistema Hidroeléctrico Virú se encuentra conectado al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN) en la Subestación Virú de HIDRANDINA. Está conformada por la Central Hidroeléctrica Virú de 7.5 MW, 5 Subestaciones de Transformación, 115 Subestaciones de Distribución, 24 km de Líneas de Transmisión en Alta Tensión, 130 km de Líneas de Distribución en Media Tensión, 120 km de Redes de Baja Tensión y más de 7,000 familias beneficiadas en los distritos de Virú y Chao.

2.7. Representación básica de los componentes y variables intervinientes en el sistema de generación de energía en la central hidroeléctrica Chavimochic.



DATOS PRELIMINARES:	
Datos obtenidos de memoria descriptiva de C.H. V	valor
Altura de diseño	103m
Caudal suministrado	$3m^3/s$
Velocidad efectiva	900rpm
Factor de potencia	0.99
Base de rodete	366mm
Diámetro exterior rodete	812mm
Presión de entrada	106mca
Presión a la salida del rodete	155mca
Diámetro tubo de aspiración	800mm
Tensión de salida	4.16KV
Coficiente de obstrucción a la entrada y salida	1

2.8. Formulación del Problema.

¿En qué medida un alabe directriz con nuevas dimensiones geométricas en su espesor permitirá repotenciar una turbina Francis del proyecto especial Chavimochic mediante un análisis y simulación fluidodinámica?

2.9. Justificación del estudio.

Para la elaboración y ejecución del presente estudio se realizará en base a 4 aspectos fundamentales los cuales son:

A nivel técnico:

El análisis y simulación fluidodinámica a la turbina Francis permitió obtener parámetros que indican la repotenciación de la turbina Francis.

A nivel profesional:

Me ayudara a mejorar mi capacidad analítica y descriptiva basada en el comportamiento hidrodinámico del fluido en turbinas hidráulicas para fomentar nuevas alternativas de mejora continua de estos sistemas.

La elaboración de este informe me aportara un conocimiento básico basado en la simulación fluidodinámico del fluido en turbinas hidráulicas, el cual me servirán para estimar el comportamiento de los componentes de la turbina o de la turbina misma y prevenir fallas en condiciones reales de operación.

A nivel económico:

Se estima que al aumentar la potencia de la turbina generara un mayor ingreso por venta de energía eléctrica.

Se logrará reducir los tiempos y la frecuencia de mantenimiento y reparación de la turbina debido a que tendrá una mejor estabilidad en relación a la reducción del peso del distribuidor.

A nivel Social:

Se logrará aumentar la energía eléctrica para beneficio de la provincia de Viru y empresas privadas ante una mayor demanda de energía.

2.10. Objetivos.

2.10.1 General.

Realizar un análisis y simulación fluidodinámica a los alabes directrices de 21 y 17 milímetros de espesor de la turbina Francis con la finalidad de estimar si es viable la reducción del espesor del alabe que conlleven al incremento de la potencia de las turbinas modelo Francis del Proyecto Especial Chavimochic.

2.10.2 Específicos.

- a. Realizar un análisis preliminar de las variables que relacionen la geometría de los alabes directrices con respecto a la potencia y rendimiento de la turbina.
- b. Realizar el diseño y simulación fluidodinámica a los alabes directrices de 21 y 17 milímetros de espesor mediante el software SolidWorks versión educacional con la finalidad de obtener las fuerzas de sustentación, arrastre y los coeficientes de arrastre y sustentación para diferentes ángulos de ataque.
- c. Elaborar el diagrama de cuerpo libre al alabe directriz con las máximas fuerzas de arrastre y sustentación para el máximo ángulo de ataque que serán estipulados del análisis fluidodinámico con la finalidad de calcular las reacciones en los apoyos fijos.
- d. Elaborar los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector para estimar el sector del alabe directriz que estará sometido al máximo esfuerzo de flexión y torsión.
- e. Realizar las gráficas que relacionen el comportamiento de los coeficientes de arrastre y sustentación vs el número de Reynolds para diferentes ángulos de ataque para los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor.
- f. Realizar las gráficas comparativas que relacionen el comportamiento de los coeficientes de arrastre y sustentación vs el ángulo de ataque de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor.
- g. Realizar el diseño Cad del grupo de Generación de Energía Eléctrica de la Central Hidroeléctrica Viru mediante el software SolidWorks versión educacional.

III. METODOLOGÍA.

3.1. Diseño de investigación.

No experimental: estudio descriptivo.

3.1.1 Metodología de la investigación

La metodología de la investigación que se empleará para el análisis energético de la central hidroeléctrica Chavimochic estará constituida en base a 4 etapas en las cuales se describirán a continuación:

Etapa 1:

En esta primera fase, se realizará la recopilación de los datos de las variables intervinientes que conllevaran al aumento de potencia mecánica de la turbina como son las curvas de rendimiento y potencia del rodete, los planos y esquemas del rodete, tapa inferior y superior, álabes directrices, cámara espiral, tubo difusor y distribuidor.

Para saber las condiciones actuales del rodete, se efectuó la toma de fotografías a un rodete defectuoso, en el cual se observó el impacto que genera la sedimentación del agua el cual provoca la cavitación y desgaste del material. (Ver en anexos). Adicionalmente, se efectuará un control y medición del caudal por la tubería forzada y verificación de la alineación del eje motriz de acoplamiento entre la turbina y generador para una correcta transmisión de potencia mecánica.

Etapa 2:

Realizar la inspección visual, de las condiciones de operación y estados de funcionamiento al sello mecánico de la cámara espiral de la turbina, con el fin de visualizar si existe presencia de fuga de agua.

Realizar la inspección auditiva al grupo de turbinas, que mediante las experiencias del ingeniero encargado del aérea y de los técnicos operadores conlleven a concluir si existe un descalibre de los alabes de la turbina por medio del nivel del ruido que se genera en ellos.

Etapa 3:

Realizar un esquema básico al grupo de generación (represa-tubería forzada-turbina-generador), con las acotaciones y datos técnicos básicos proporcionados por la empresa.

Etapa 4:

Realizar el desmontaje de la cámara espiral de la turbina Francis, con el fin de reemplazar los alabes actuales por los alabes directrices rediseñados, con las nuevas

dimensiones que proporcionaran las ecuaciones efectuadas en la etapa 3, tanto en altura, ancho y espesor.

Posteriormente, se realizará el montaje de los nuevos alabes, alineación y calibración.

3.1.2 Estructura del diseño.

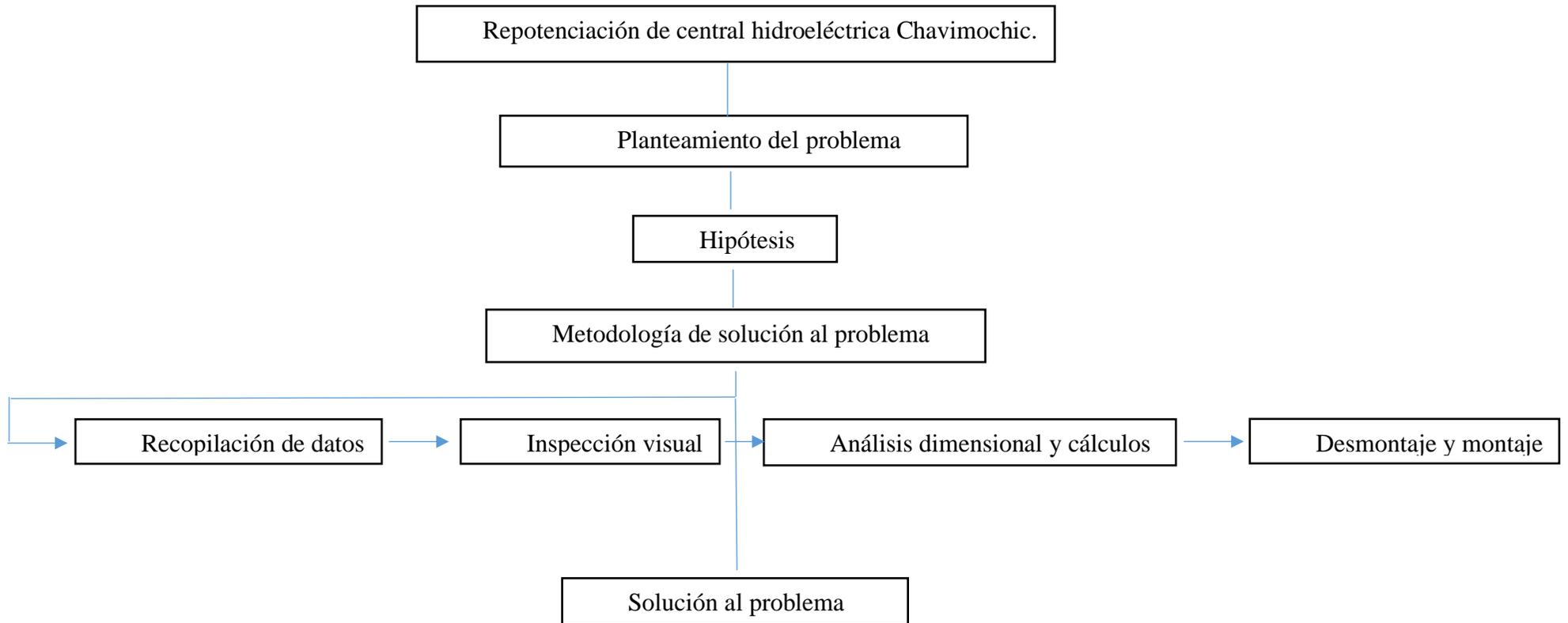


Figura 25. Estructura del diseño para solución del problema

3.2. Variables, Operacionalización.

Tabla 5. Cuadro de las variables intervinientes para estudio.

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Espesor del Alabe	Elemento de la turbina Francis cuyo perfil y dimensiones geométricas, está relacionado con el rendimiento y potencia.	Se realizará el desmontaje de los alabes, luego se realizará la medición dimensional para comparar con las dimensiones de diseño, posteriormente se realizará el diseño y simulación en el programa SolidWorks.	Ancho Volumen	Rango [mm]
Flujo Volumétrico	Volumen de agua que ingresara a la cámara espiral de la turbina en un determinado tiempo	Se tomará lectura del panel de control, el caudal turbinado, se estimará el caudal promedio para luego tomar como dato para los cálculos a efectuar.	Volumen. Estación del año.	Rango [m ³ /s]
Angulo de Ataque	Es el ángulo que se forma entre cuerda del alabe directriz y el campo vectorial de la velocidad relativa del fluido en una turbina hidráulica.	Se realizará el diseño del alabe mediante el programa SolidWorks educacional identificando la línea de cuerda y mediante la simulación fluidodinámica estimar el ángulo que formaran el campo vectorial del fluido con respecto a la cuerda del alabe.	Turbulencia del fluido. Potencia eléctrica.	Rango [grados]
Fuerza de Arrastre	Campo vectorial de cargas distribuidas en la dirección axial del	Mediante la simulación fluidodinámica del alabe se establecerá los parámetros iniciales y	Coeficiente de arrastre.	Rango [kg . m/s ²]

	alabe la cual provocara la aparición de esfuerzos de corte en toda la superficie del alabe.	las ecuaciones que relacione la fuerza con el coeficiente de arrastre (Goals) en el programa SolidWorks educacional que se encargara de calcular dichas fuerzas para las diferentes condiciones que se quiera analizar.	Velocidad del fluido. Angulo de ataque.	
Fuerza de sustentación	Campo vectorial de cargas distribuidas en la dirección perpendicular a la cuerda del alabe el cual provocara la rotación del alabe a través de su eje.	Mediante la simulación fluidodinámica del alabe se establecerá los parámetros iniciales y las ecuaciones que relacione la fuerza con el coeficiente de sustentación (Goals) en el programa SolidWorks educacional que se encargara de calcular dichas fuerzas.	Coeficiente de Sustentación. Angulo de ataque. Velocidad del fluido.	Rango [kg . m/s ²]
VARIABLE DEPENDIENTE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Coeficiente de arrastre	Parámetro adimensional cuya magnitud está relacionada con la geometría del alabe, condiciones de operación y ángulo de flujo cuya magnitud es directamente proporcional al campo vectorial de fuerzas de arrastre del fluido.	Mediante la simulación fluidodinámica del alabe se establecerá los parámetros iniciales y las ecuaciones (Goals) que relacione el coeficiente de arrastre con la fuerza de arrastre en el programa SolidWorks educacional el cual se encargara de calcular	Angulo de ataque. Fuerzas de Arrastre. Velocidad del fluido.	

		dichos coeficientes para los diferentes velocidades y ángulos del flujo.	Perfil geométrico del alabe	
Coefficiente de sustentación	Parámetro adimensional cuya magnitud está relacionada con la geometría del alabe, condiciones de operación y ángulo de flujo cuya magnitud es directamente proporcional al campo vectorial de fuerzas de sustentación del fluido.	Mediante la simulación fluidodinámica del alabe se establecerá los parámetros iniciales y las ecuaciones (Goals) que relacione el coeficiente de sustentación con la fuerza de sustentación en el programa SolidWorks educacional el cual se encargara de calcular dichos coeficientes para los diferentes velocidades y ángulos del flujo.	<p>Angulo de ataque.</p> <p>Fuerzas de Sustentación.</p> <p>Velocidad del fluido.</p> <p>Perfil geométrico del alabe.</p>	

3.3. Población y Muestra.

3.3.1 Población.

Central Hidroeléctrica del Proyecto Especial Chavimochic, ubicado en la Provincia de Viru- Departamento la Libertad.

3.3.2 Muestra

Los alabes directrices de los 3 distribuidores de las turbinas modelo Francis del Área de Sistemas Hidromecánicos del Proyecto Especial Chavimochic, de la Provincia de Viru.

3.3.3 Muestreo

No probabilístico – intencional

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

3.4.1 Técnicas.

- Observación y auditiva, que determina el estado actual de la turbina y verificar si hay presencia de fuga de agua por la cámara espiral y descalibración del alabe directriz.
- Medición, se realizará la medición del espesor y altura actual del alabe directriz, utilizando un vernier.
- Mantenimiento, se realizará el desmontaje del tubo difusor y el sello anillo del rodete, para efectuar el ajuste de los pernos Thor para una correcta calibración del alabe.
- Análisis documentario

3.4.2 Instrumentos

- Fichas de observación
- Planos
- Vernier
- Software Cad SolidWorks educacional.

3.5. Métodos para el análisis de datos

Los métodos para analizar los datos obtenidos serán, los cálculos hidráulicos, dinámicos y la simulación fluidodinámica de la turbina; para el desarrollo del proyecto de repotenciación. Además, se utilizará un software especializado y la comparación actual del rendimiento de la turbina con las normas de ensayo para el rendimiento de turbinas hidráulicas IEC 60041 y ASME PTC 18. Para de esta manera

tener resultados exactos y confiables para el presente proyecto de tesis. Los softwares y normas de diseño que se utilizaran son:

- Microsoft Excel 2013
- SolidWorks versión Educacional
- Norma IEC 60041 Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines.
- Norma ASME PTC 18 Hydraulic turbines. Performance test codes.

IV. RESULTADOS.

4.1. Recopilación de las especificaciones técnicas de los componentes de la Turbina Francis.

Mediante la recopilación de datos de los planos de la turbina Francis y del documento memoria descriptiva final de obra de la central hidroeléctrica Viru, en la Tabla 6, se elabora una lista de los componentes de la turbina y del material que se componen los cuales servirán para realizar el diseño Cad de la turbina mediante el programa SolidWorks educacional.

Tabla 6. Lista de los Componentes de Turbina Francis de 2.5MW de Eje Horizontal

Item	Cantidad	Elemento
01	1	Rodete Francis
02	1	Cámara espiral
03	1	Tapa superior
04	1	Tapa inferior
05	1	Tubo difusor
06	26	Alabe directriz
07	26	Boquilla de alabe
08	2	Placa de desgaste
09	26	Anillos de regulación
010	2	Anillo de desgaste
011	1	Distribuidor

Para la recopilación de los parámetros de operación de la turbina Francis, previamente se consultó al ingeniero a cargo de la central hidroeléctrica y a los técnicos operadores el cual en base a su experiencia y conocimientos brindaron algunos alcances preliminares el cual fue rectificado por los parámetros de operación del documento memoria descriptiva final de obra de la central y de los datos obtenidos del panel electrónico de mando.

Los parámetros obtenidos y la ubicación de estos se organizarán en la **Tabla 7**

Tabla 7. Recopilación de los parámetros de operación “Memoria Descriptiva Final de Obra de C.H.V”, anexo B: Ingeniería de detalle, volumen 8.

Parámetro	Ubicación del parámetro	Valor
Altura de diseño	Central Hidroeléctrica Viru 7.5MW	103m
Caudal total suministrado	Tubería forzada	$3m^3/s/cu$
Velocidad efectiva	Eje motriz	900rpm
Base de rodete	rodete	366mm
Diámetro exterior rodete	rodete	812mm
Diámetro tubo de aspiración	tubo de aspiración	800mm
Presión de trabajo(entrada)	Válvula mariposa	1.0388 MPa
Presión de diseño	Válvula mariposa	1.519 MPa
Presión estática máxima	Interior de Cámara espiral(distribuidor)	1.08 MPa
Presión por golpe de ariete	Interior de Cámara espiral(distribuidor)	0.53 MPa
Presión de diseño	Turbina en conjunto	1.61 MPa
Rendimiento global	Turbina	0.85
Tensión de salida	Generador	4.16KV
Factor de potencia	Generador	0.99
Coefficiente de obstrucción a la entrada y salida	rodete	1
Velocidad del fluido	Interior de Cámara espiral(distribuidor)	$6m/s$

4.2. Análisis de las fuerzas actuantes en los perfiles geométricos de 17 y 21 milímetros de espesor para ángulos de ataque de 0 hasta 9 grados.

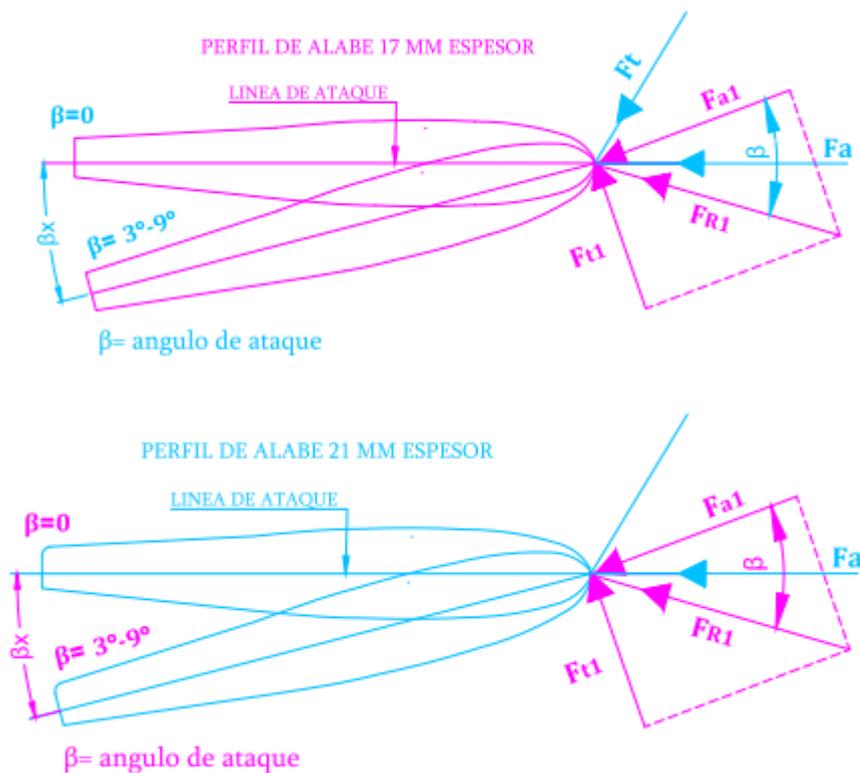


Fig. 26. Descomposición de las fuerzas axial y tangencial del fluido respecto a las líneas y ángulos de ataque en posición de cierre y apertura del alabe directriz

De la Figura 26, se realiza la representación de las fuerzas del fluido en la posición de cierre y apertura, el cual se da cuando el ángulo que forma la fuerza del fluido con la línea de ataque (cuerda) es de cero grados.

Para el análisis del grado de apertura del alabe, se realizará para ángulos de 0 hasta los 9 grados en el cual, las fuerzas del fluido cambiarán según sea el grado de apertura haciendo que cambien los coeficientes de arrastre y sustentación.

De la figura se puede observar que el borde de ataque y la cuerda de ambos perfiles serán diferentes, esto se manifestará cuando se realice el análisis fluidodinámico de los alabes

en el cual tendrán diferentes comportamientos fluidodinámicos para los grados de apertura a analizar.

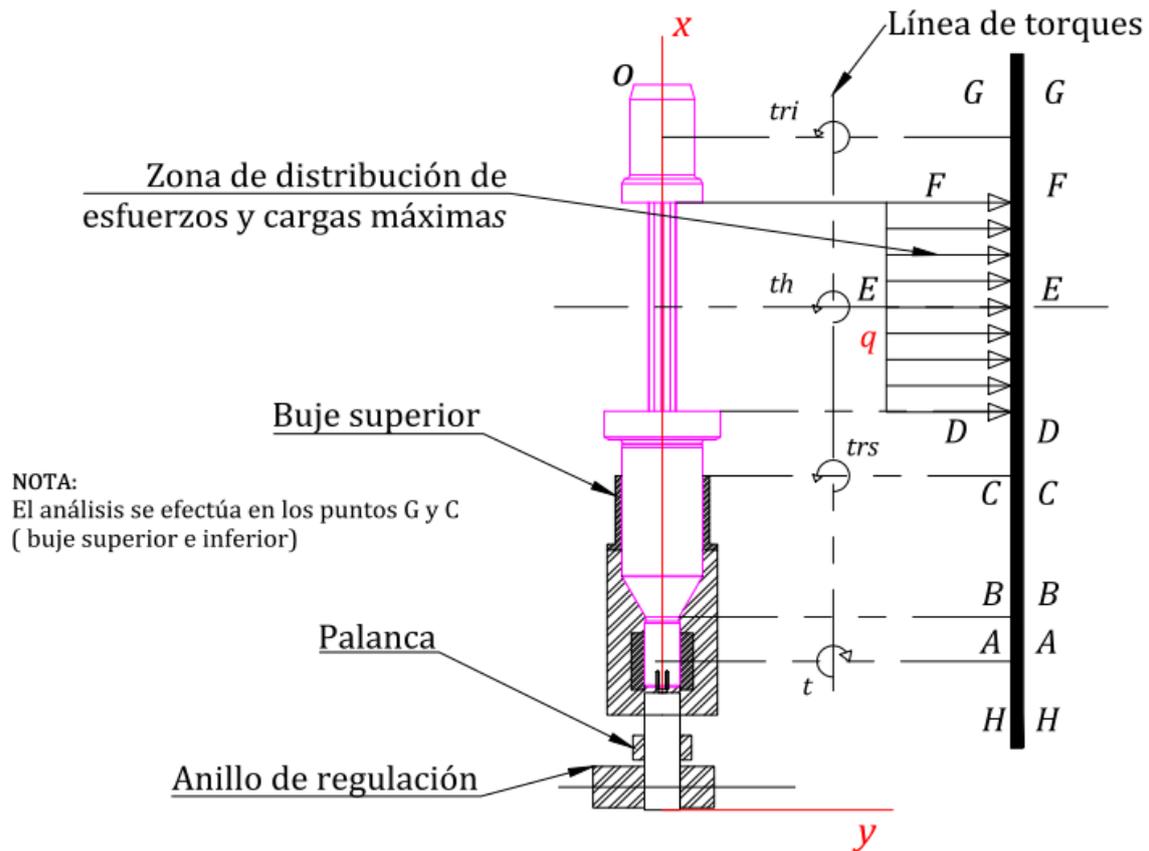


Fig. 27. Croquis de alabe directriz- análisis de cargas, esfuerzos y fuerzas en los límites del buje superior e inferior.

Tabla 8. Datos Geométricos del Alabe Directriz obtenido del Croquis de la Fig. 27.

DATOS GEOMETRICOS: (REF. CROQUIS FIG N°1.)	valor
(LAO) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	383.68
(LHC) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	208.0
(LCG) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	214.0
(LAC) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	85.0
(LCD) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.) (buje superior se ubica al límite de D)	0
(LDE) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	66.5
(LEF) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	66.5
(LFG) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	36.0
(LGO) distancia (REF. CROQUIS FIG N°1.)	84.68

4.3. Cálculo del ángulo de ataque del flujo para la máxima condición de carga de la Turbina Francis.

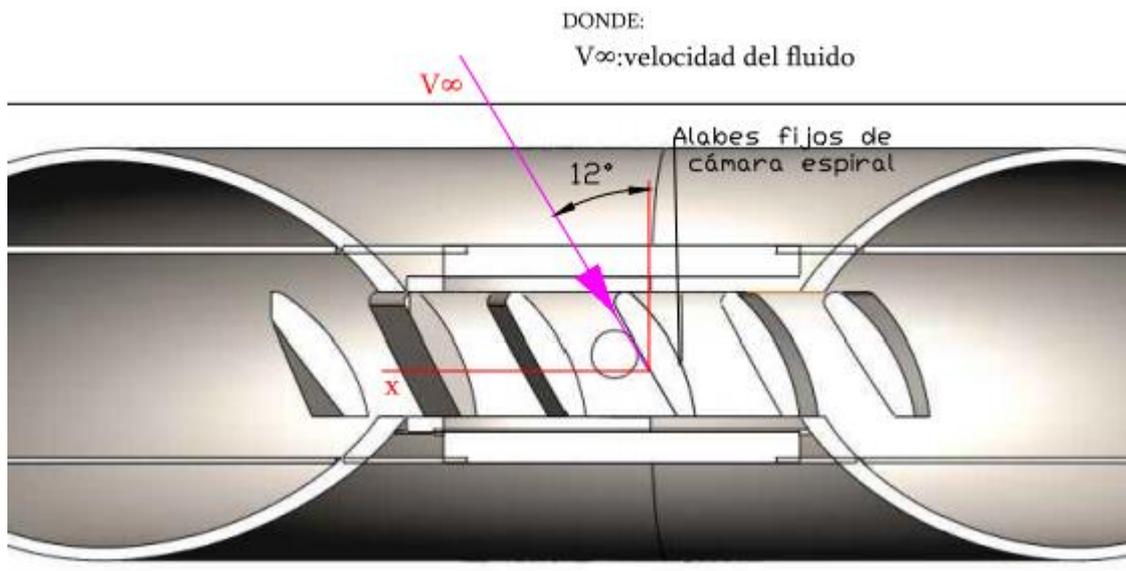


Fig. 28. Angulo de inclinación de la velocidad del fluido respecto a los alabes fijos de la cámara espiral de la turbina Francis.

En la Figura 28, se representa la inclinación del fluido con respecto a los alabes fijos de la turbina, el cual ingresara en este sentido y dirección a los alabes directrices del distribuidor.

4.4. Cálculo de la velocidad del fluido en la región de paso hacia el rodete Francis.

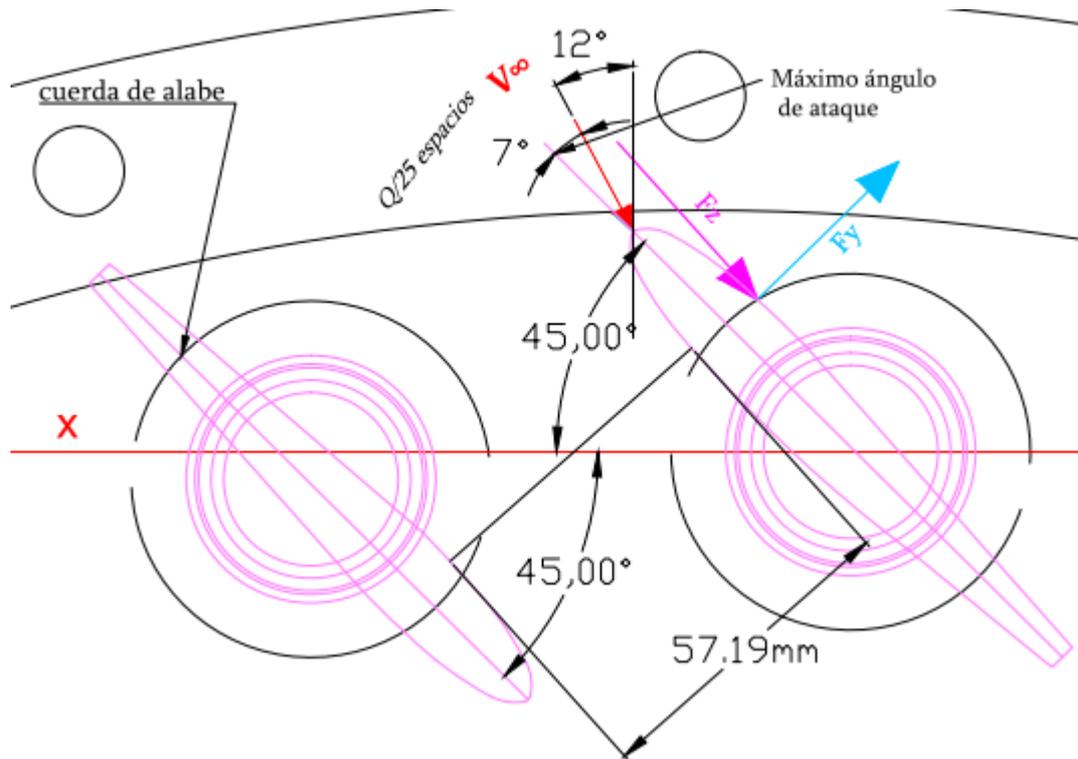


Fig. 29. Región de paso del fluido entre dos alabes directrices de la turbina Francis rotados 7 grados respecto al eje x.

Para calcular la velocidad del fluido en la región de paso hacia el rodete, dividió el caudal máximo que fluirá a la turbina $3m^3/s$ entre los espacios de los 26 alabes del distribuidor de la turbina que estarán montados en la tapa superior e inferior.

El área de paso del fluido será calculada para los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor.

La velocidad del fluido dentro de la turbina será calculada para el máximo ángulo de ataque de 7 grados calculado de la figura 29.

Con las velocidades calculadas a ambos alabes, se realizará un cuadro Reynolds vs Velocidad promedio del fluido para luego efectuar la simulación fluidodinámico del comportamiento de ambos alabes para ángulos de ataque desde 0 hasta 9 grados.

$$Longitud\ de\ alabe = 132.98mm$$

$$A_{paso(alabe\ 17)} = L_{longitud\ de\ alabe} * 0.05719m$$

$$A_{\text{paso(alabe 21)}} = L_{\text{longitud de alabe}} * 0.05319\text{m}$$

$$V_{f(\text{alabe 17})} = \frac{Q}{(A_{\text{paso}})} = \frac{3/25}{(0.13298 * 0.05719)} = 15.77\text{m/s}$$

$$V_{f(\text{alabe 21})} = \frac{Q}{(A_{\text{paso}})} = \frac{3/25}{(0.13298 * 0.05319)} = 16.96\text{m/s}$$

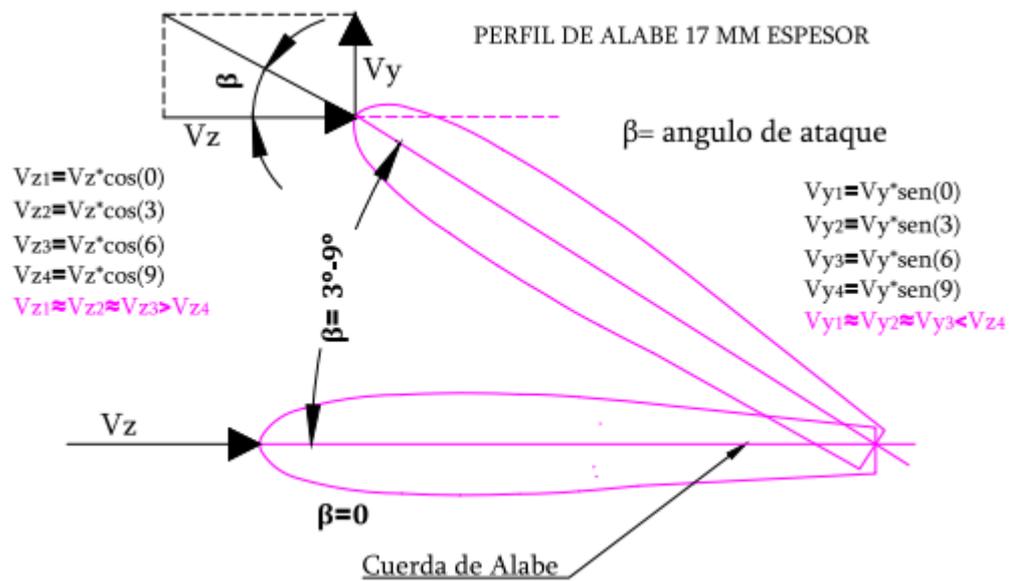


Fig. 30. Representación de las velocidades del fluido en la línea de arrastre y sustentación para los ángulos de ataque de 0 hasta los 9 grados.

Tabla 9. Valores de la velocidad promedio del fluido vs Numero de Reynolds.

R_e	V_∞ (m/s)
10^6	8.279706
1.9×10^6	$V_{f(\text{alabe 17})} = 15.77$
2.0×10^6	$V_{f(\text{alabe 21})} = 16.96$
Ecuación Empleada	
$V_\infty = \frac{R_e \times \mu}{\rho \times L_c}$	

La siguiente tabla muestra los valores calculados de la velocidad promedio del fluido para diferente número de Reynolds en el cual, se introducirán las velocidades del fluido calculadas para los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor.

4.5. Análisis fluidodinámico del alabe directriz.

Mediante el software SolidWorks educacional se procedió a realizar el análisis fluidodinámico del alabe directriz, el cual se consideró los alabes de espesor de 17 y 21 milímetros que serán analizados para ángulos de ataque entre los 0 hasta los 9 grados.

Las condiciones iniciales para el desarrollo del análisis fueron tomaron de la Tabla 7, en el cual se considera que, en el distribuidor de la turbina, la presión estática máxima será de 1.61 MPa y las velocidades de flujo se tomaran de la tabla 9 para un Reynolds de 20 y entre 10^6 y 10^8 .

4.5.1. Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 17 milímetros de espesor con Angulo de ataque 0° para un Reynolds de 20 y entre 10^6 y 10^8 .

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 0.0001655941, 79.15, 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 0.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

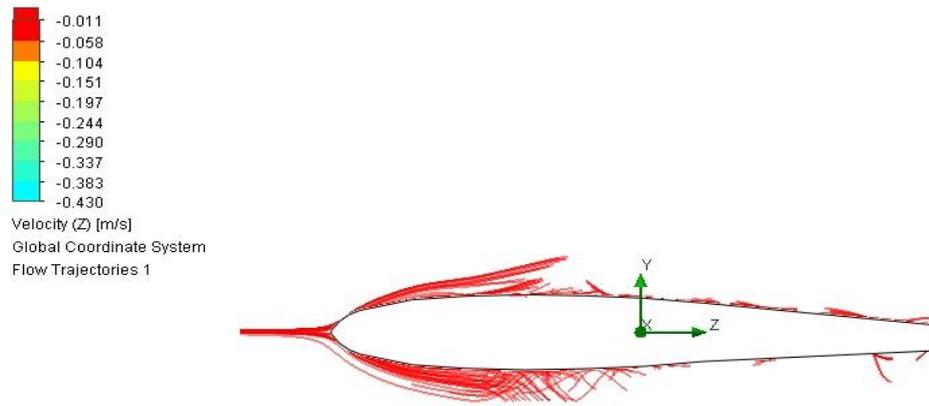


Fig. 31. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds de 20 con un ángulo de ataque de 0 grados.

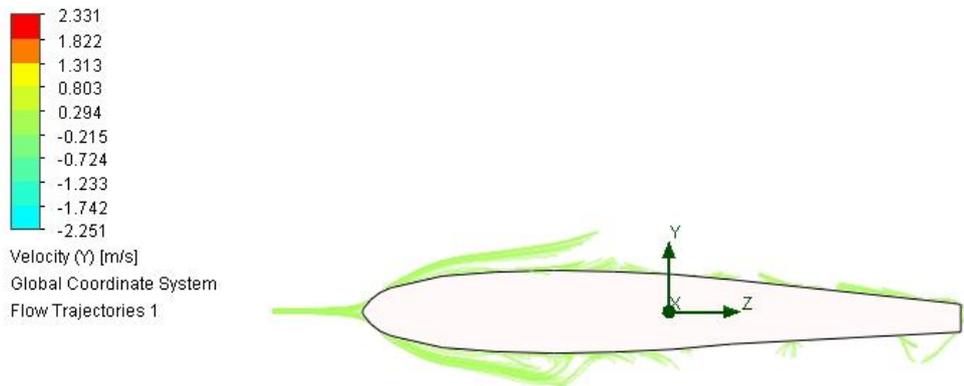


Fig. 32. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds de 20 con un ángulo de ataque de 0 grados.

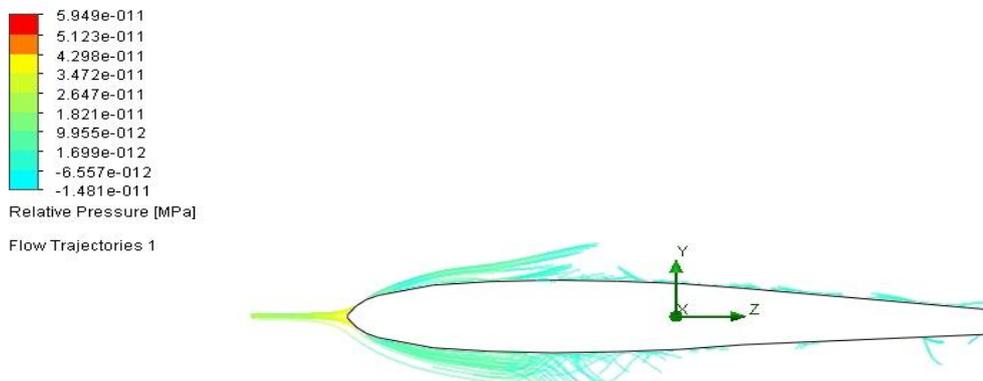


Fig. 33. Trayectoria de la presión relativa del fluido para un Reynolds de 20 con un ángulo de ataque de 0 grados.

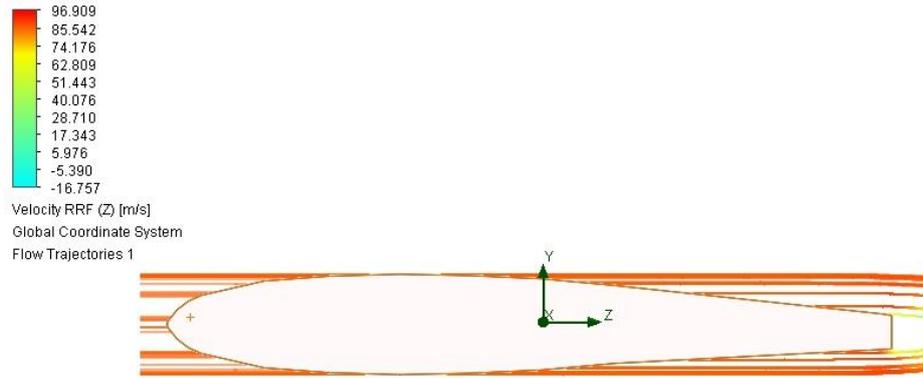


Fig. 34. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 0 grados.

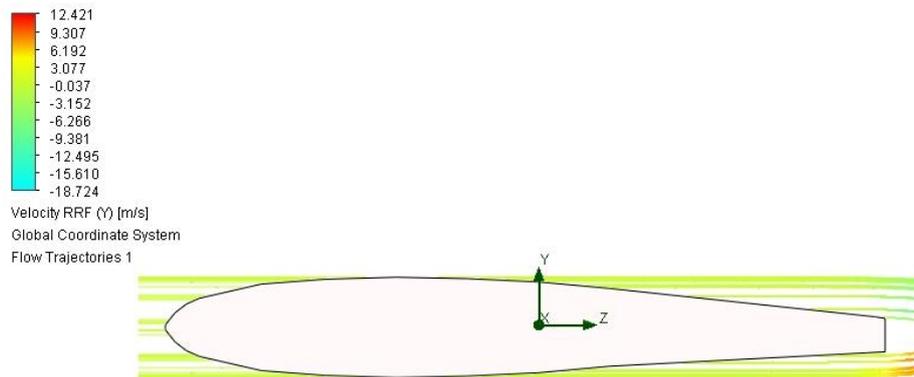


Fig. 35. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 0 grados.

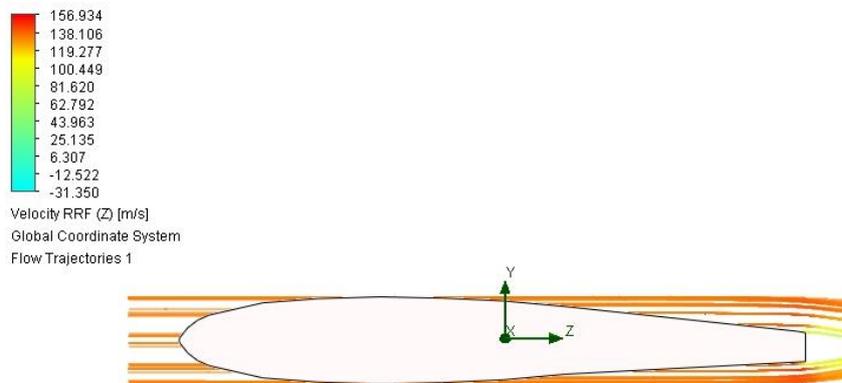


Fig. 36. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 0 grados.

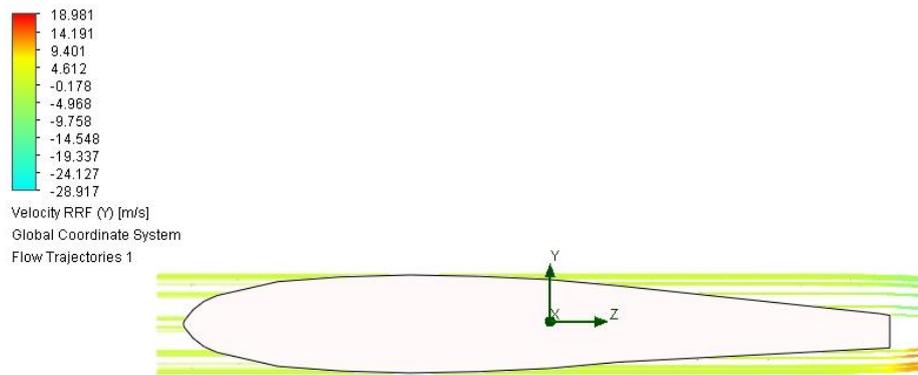


Fig. 37. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 0 grados.

4.5.2 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 17 milímetros de espesor con Angulo de ataque 3° para un Reynolds entre 10^6 y 10^8 .

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 79.15 , 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 3.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

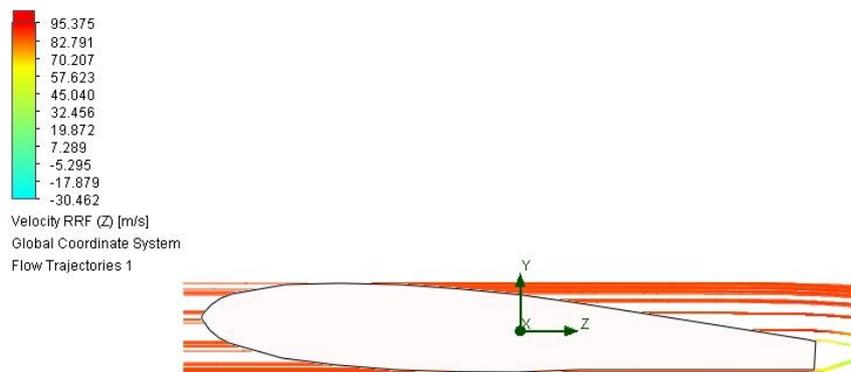


Fig. 38. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 3 grados.

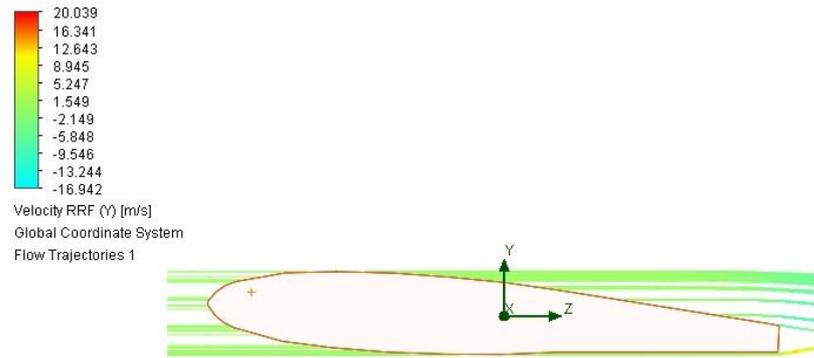


Fig. 39. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 3 grados.

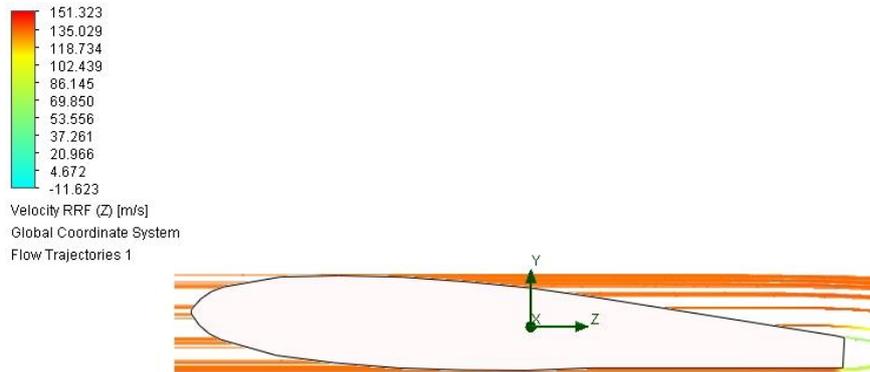


Fig. 40. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 3 grados.

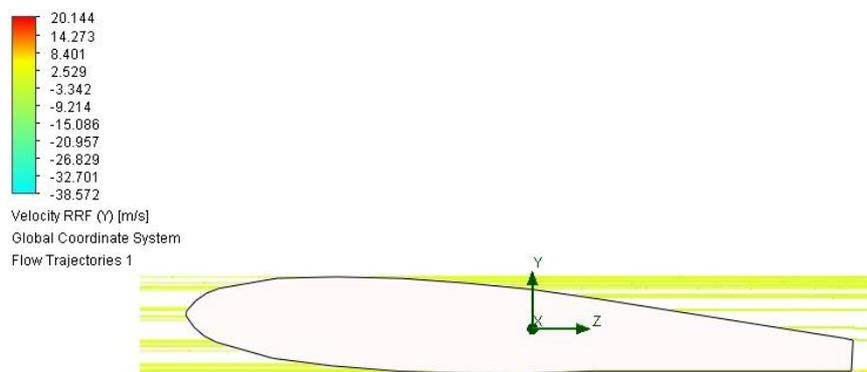


Fig. 41. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 3 grados.

4.5.3 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 17 milímetros de espesor con Angulo de ataque 6° para un Reynolds entre 10⁶ y 10⁸.

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 79.15 , 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 6.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

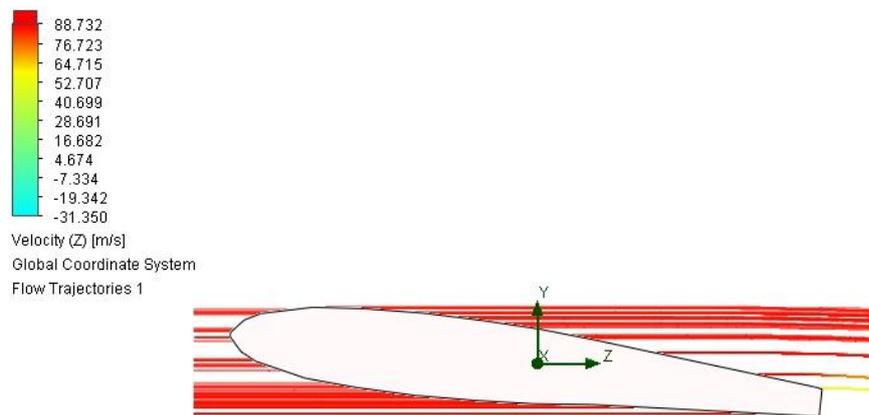


Fig. 42. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10⁶ y 10⁷ con un ángulo de ataque de 6 grados

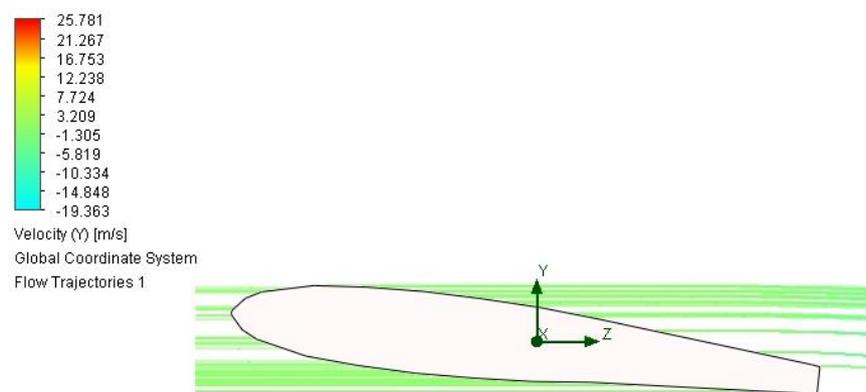


Fig. 43. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10⁶ y 10⁷ con un ángulo de ataque de 6 grados

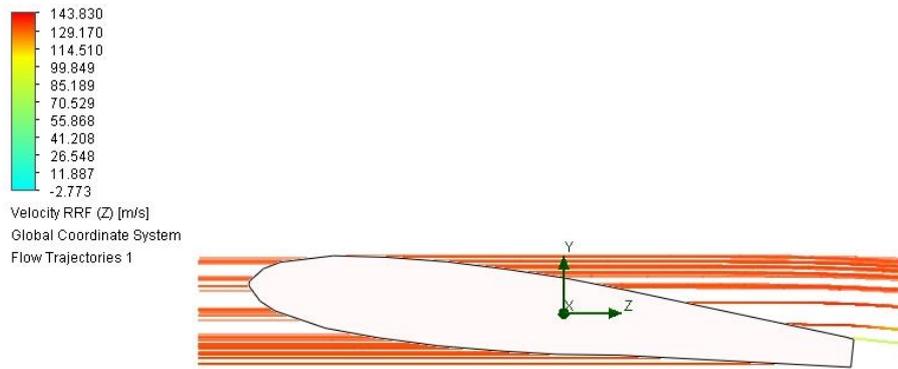


Fig. 44. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 6 grados.

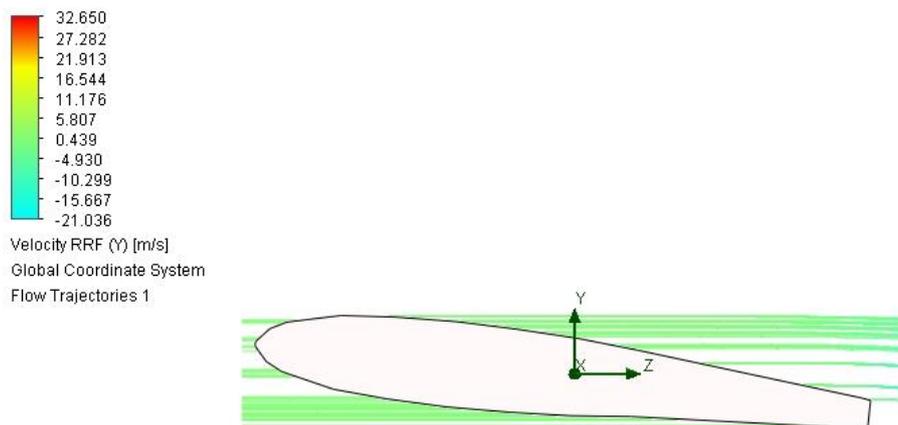


Fig. 45. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 6 grados.

4.5.4 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 17 milímetros de espesor con Ángulo de ataque 9° para un Reynolds entre 10^6 y 10^8 .

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 79.15 , 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 9.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

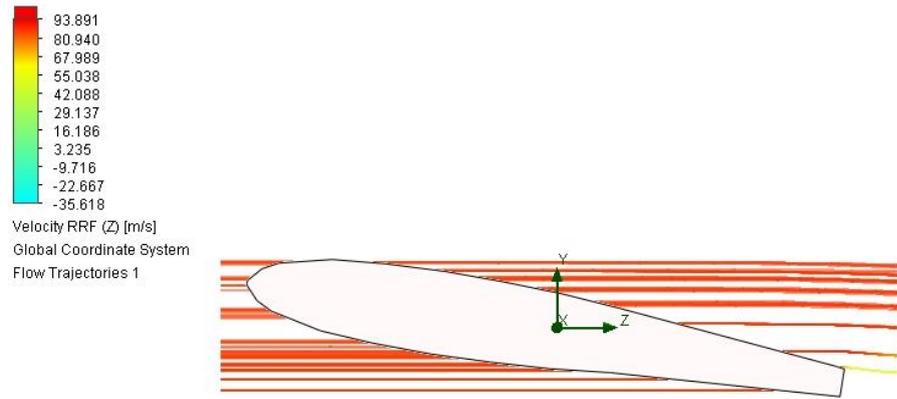


Fig. 46. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 9 grados

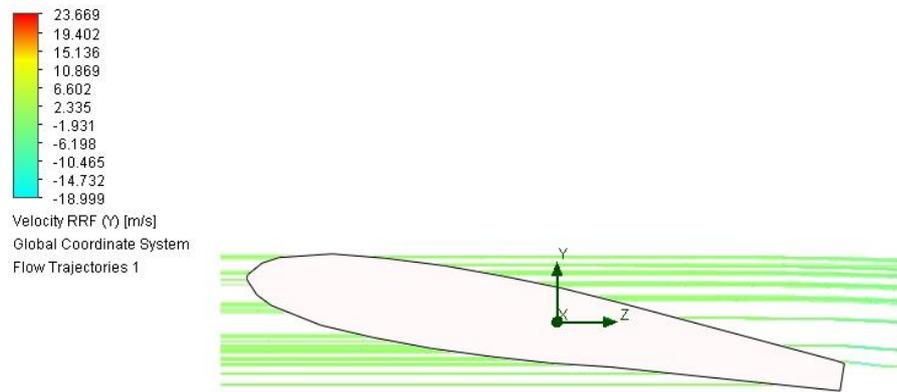


Fig. 47. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 9 grados

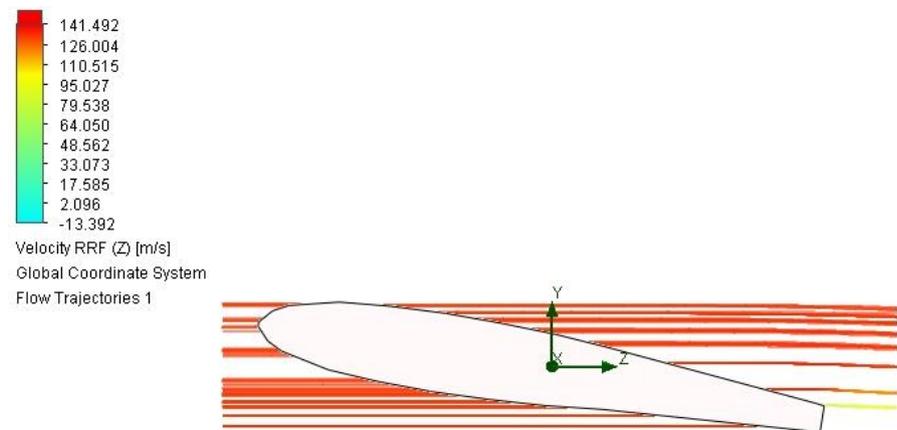


Fig. 48. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 9 grados

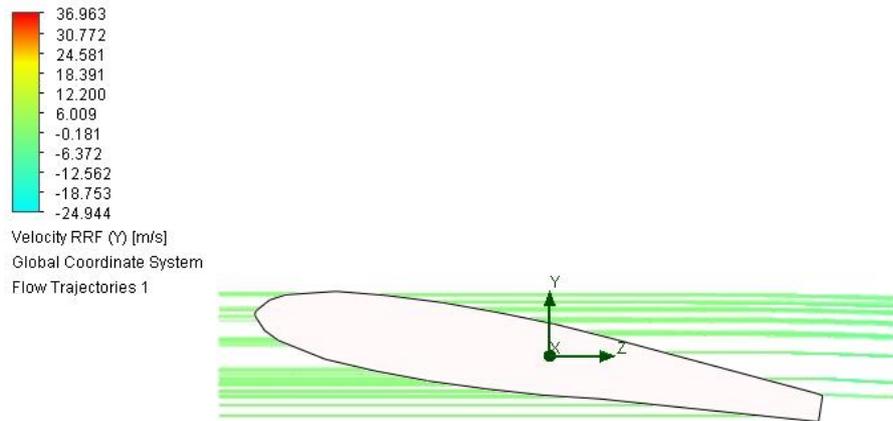


Fig. 49. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 9 grados

4.5.5 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 21 milímetros de espesor con Angulo de ataque 0° para un Reynolds de 20 y entre 10^6 y 10^8 .

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 0.0001655941, 79.15, 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 0.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

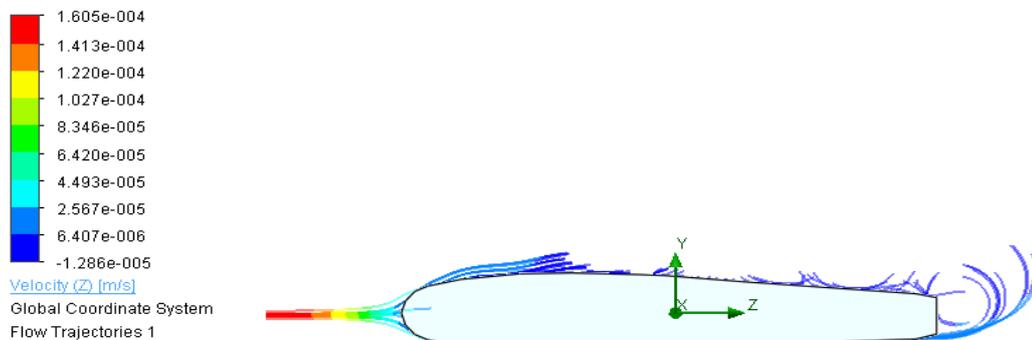


Fig. 50. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds de 20 con un ángulo de ataque de 0 grados.

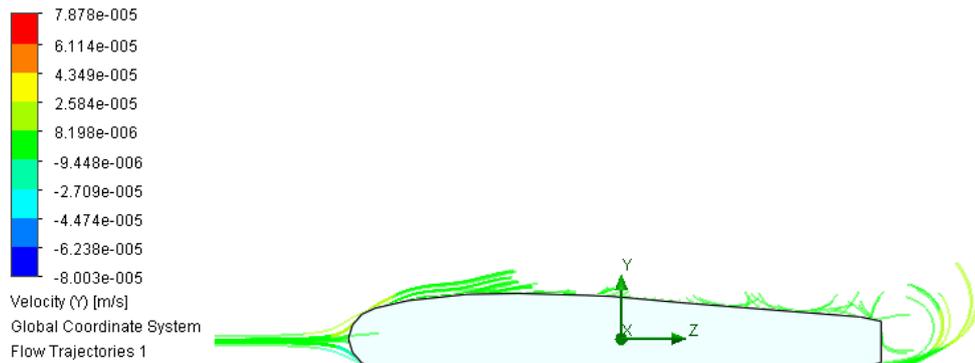


Fig. 51. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds de 20 con un ángulo de ataque de 0 grados.

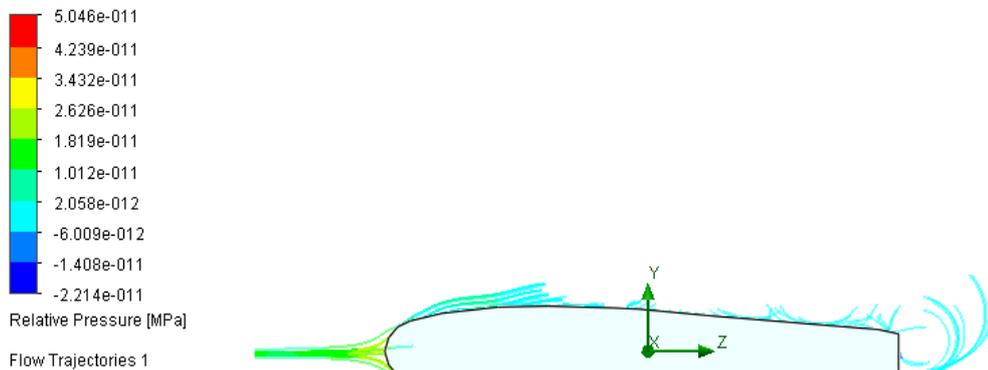


Fig. 52. Trayectoria de la presión relativa del fluido para un Reynolds de 20 con un ángulo de ataque de 0 grados.

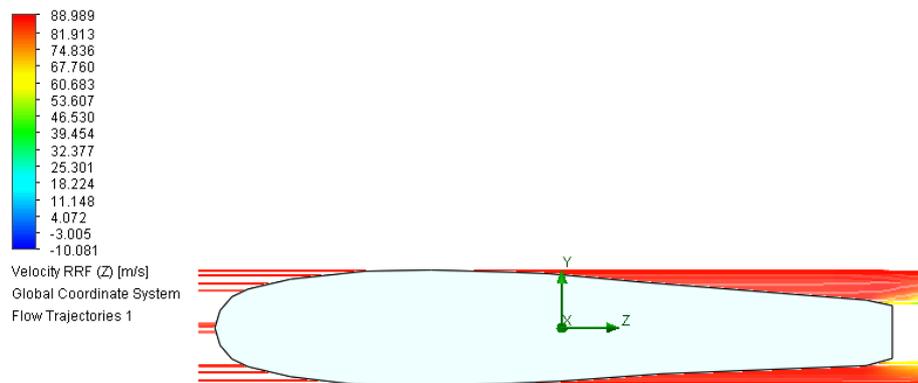


Fig. 53. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 0 grados

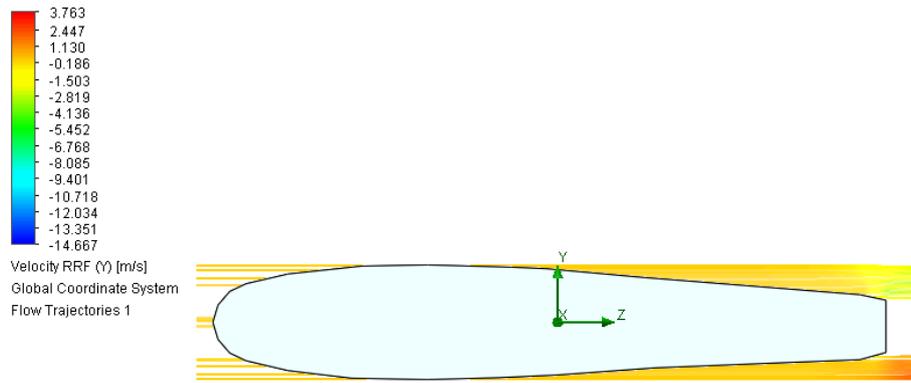


Fig. 54. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 0 grados

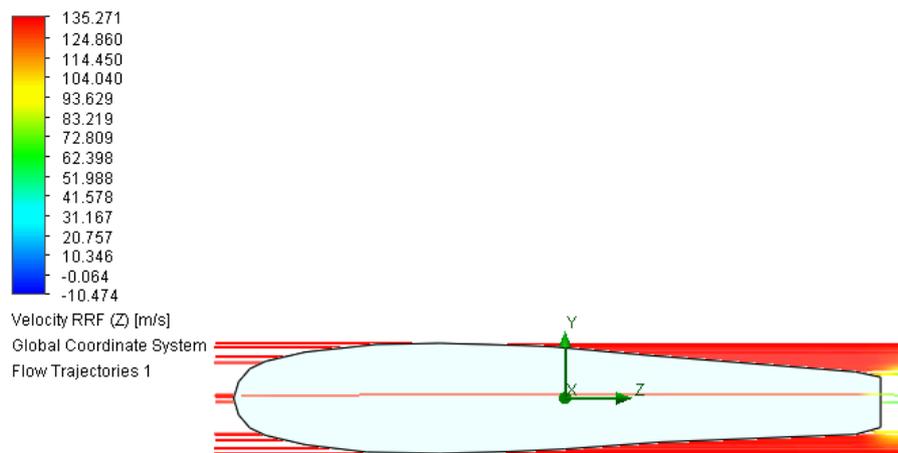


Fig. 55. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 0 grados

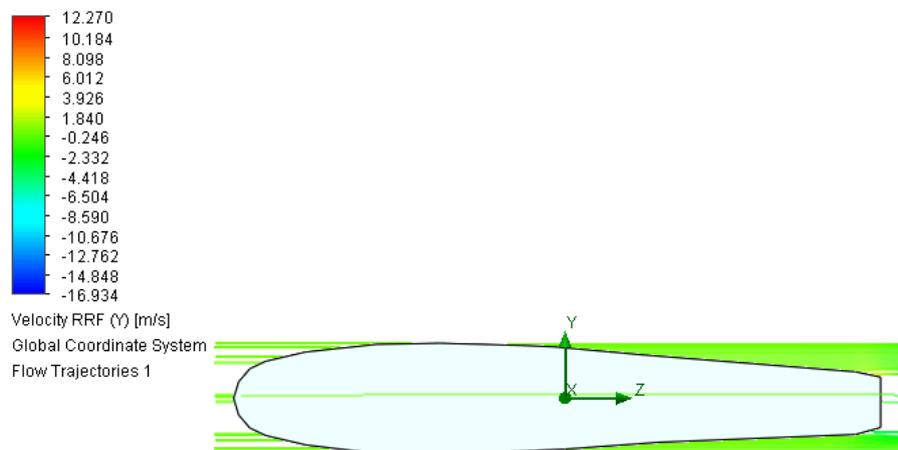


Fig. 56. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 0 grados

4.5.6 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 21 milímetros de espesor con Angulo de ataque 3° para un Reynolds entre 10⁶ y 10⁸.

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 79.15 , 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 3.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

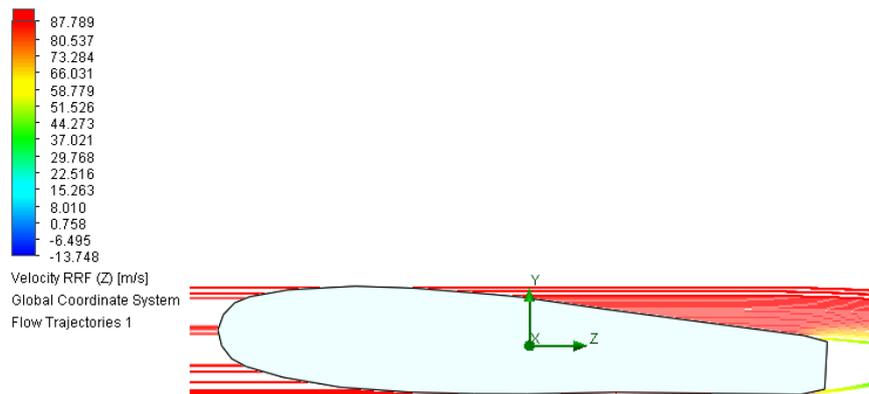


Fig. 57. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10⁶ y 10⁷ con un ángulo de ataque de 3 grados

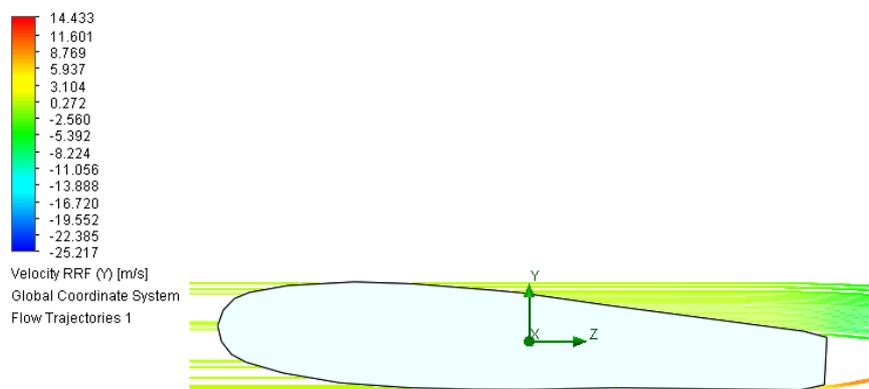


Fig. 58. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10⁶ y 10⁷ con un ángulo de ataque de 3 grados

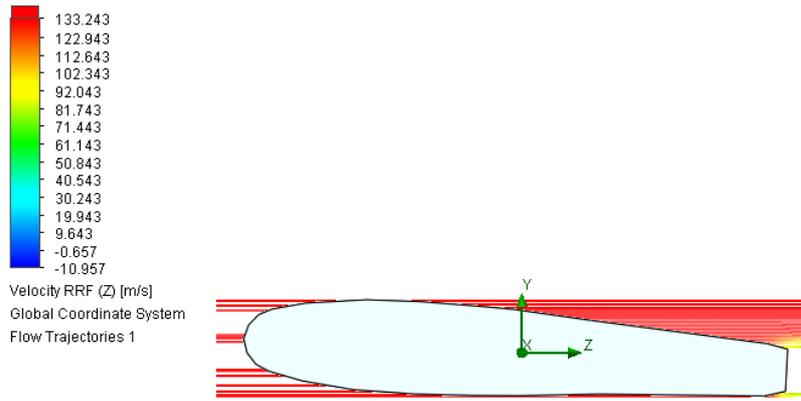


Fig. 59. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 3 grados

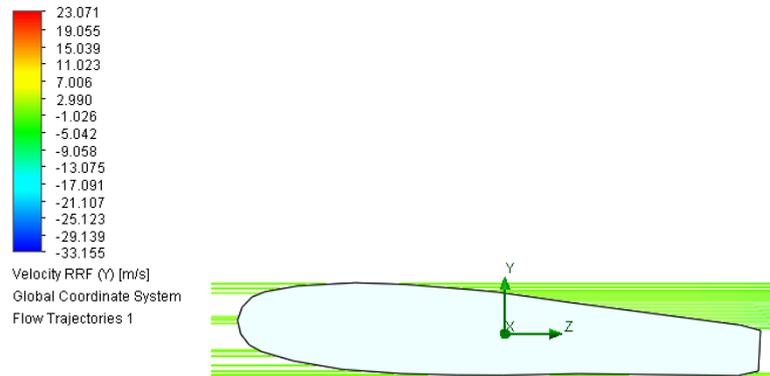


Fig. 60. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 3 grados

4.5.7 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 21 milímetros de espesor con Ángulo de ataque 6° para un Reynolds entre 10^6 y 10^8 .

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 79.15 , 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 6.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

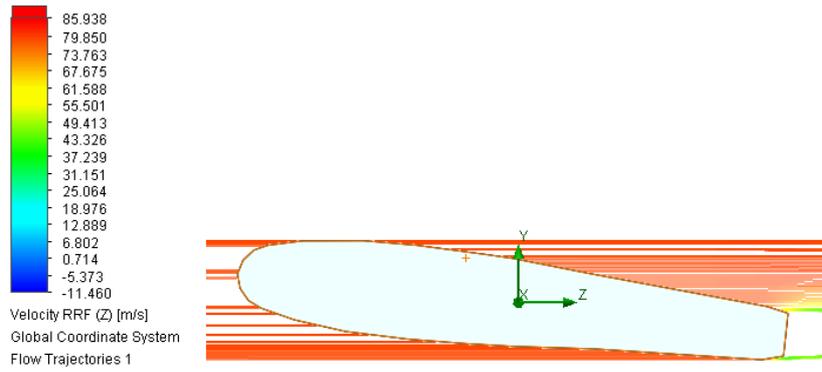


Fig. 61. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 6 grados

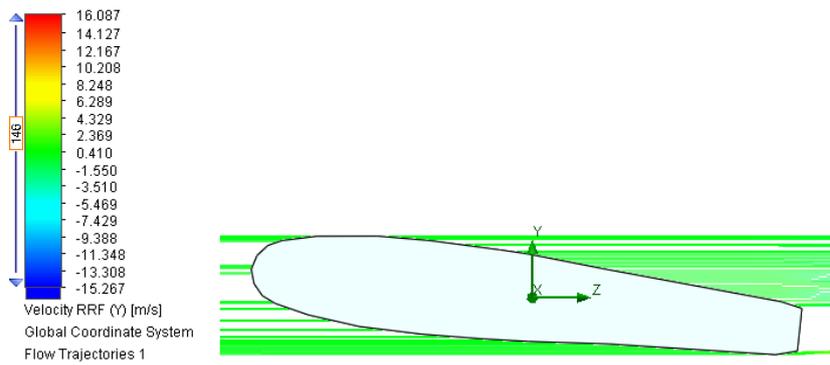


Fig. 62. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 6 grados

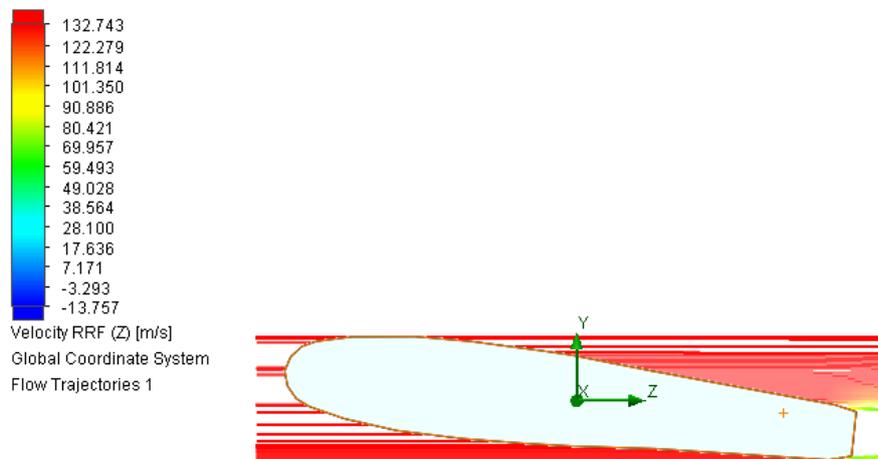


Fig. 63. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 6 grados

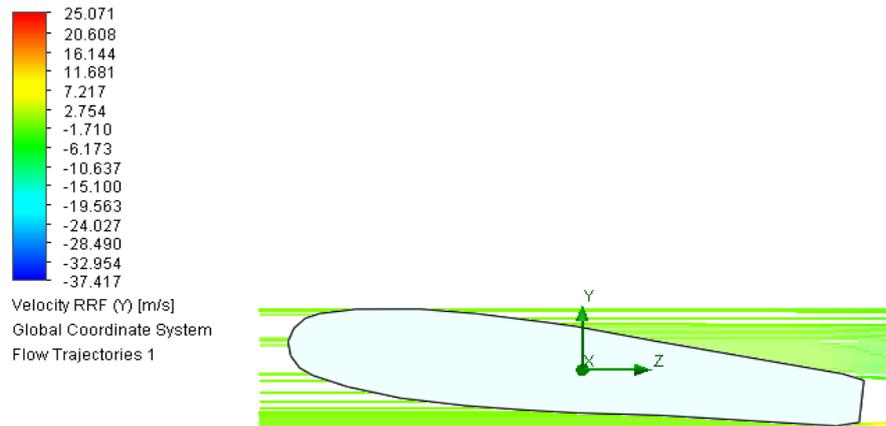


Fig. 64. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 6 grados

4.5.8 Análisis fluido dinámico al alabe directriz de 21 milímetros de espesor con Ángulo de ataque 9° para un Reynolds entre 10^6 y 10^8 .

Condiciones iniciales:

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 1.610 MPa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Defined by: Aerodynamic angles Velocity: 79.15 , 121.95 m/s Longitudinal plane: ZX Longitudinal axis: Z Angle of attack: 9.000 grad Angle of sideslip: 0.000 grad
Turbulence parameters	

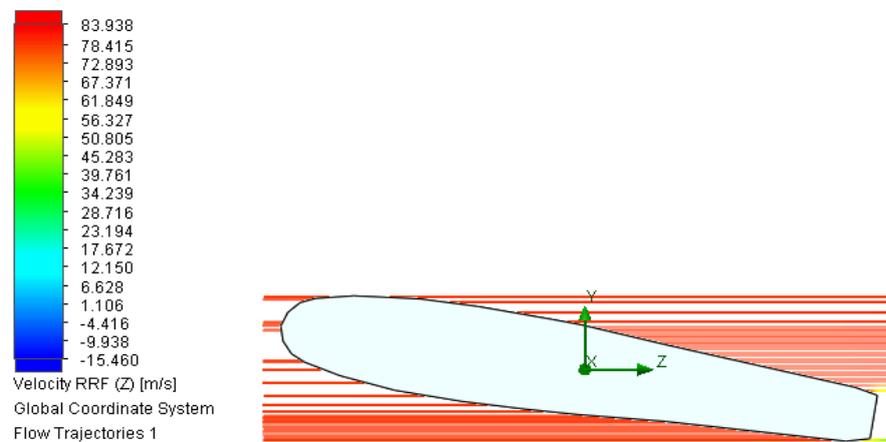


Fig. 65. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 9 grados

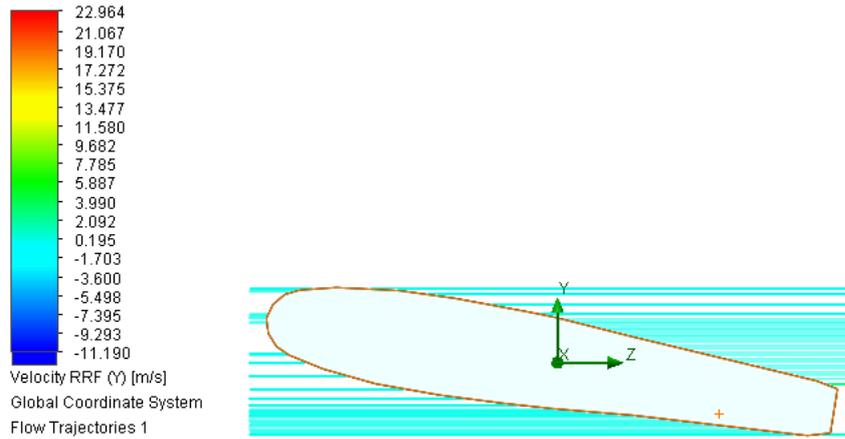


Fig. 66. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^6 y 10^7 con un ángulo de ataque de 9 grados

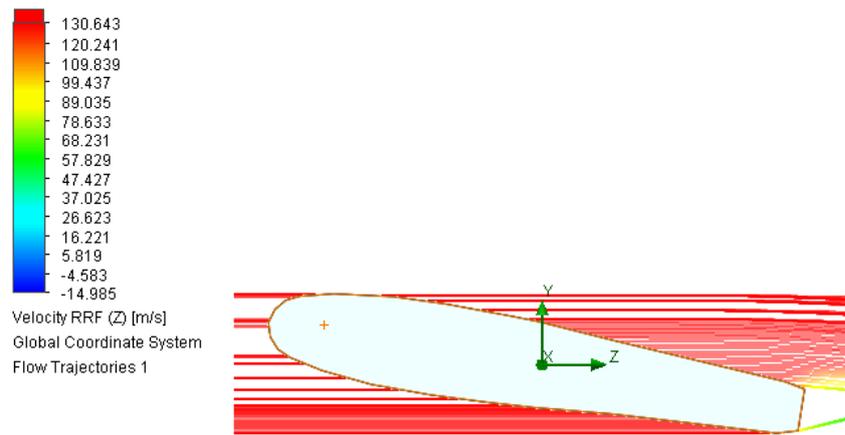


Fig. 67. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje z para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 9 grados

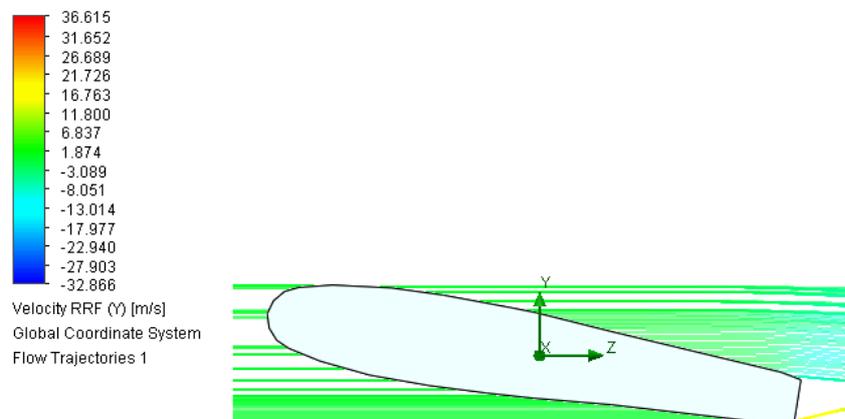


Fig. 68. Trayectoria de la velocidad del fluido en el eje y para un Reynolds entre 10^7 y 10^8 con un ángulo de ataque de 9 grados

4.6. Procedimiento para la obtención de las curvas de los coeficientes de arrastre y sustentación en función al número de Reynolds para diferentes ángulos de ataque.

El procedimiento para elaborar las curvas de los coeficientes tanto de arrastre como de sustentación para los alabes directrices de 17 y 21 milímetros de espesor es mediante, la simulación en el programa SolidWorks con el complemento Flow Simulation en el cual, se colocará los parámetros de trabajo como presión, temperatura y velocidad del fluido.

A continuación, en la **Imagen 1**, se detalla las condiciones iniciales.

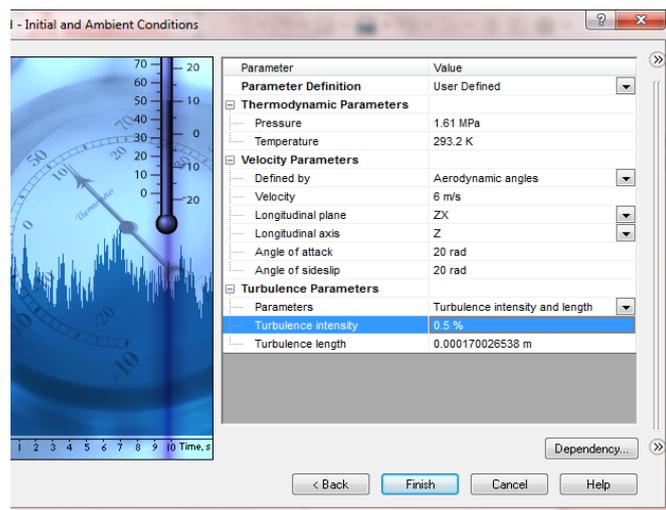


Imagen 1

Una vez introducido las condiciones iniciales, se establece el dominio computacional (región de análisis), el cual se estableció 60 mm en la dirección X en 2D. (Ver **Imagen 2**, **Referencia Anexo 14**)

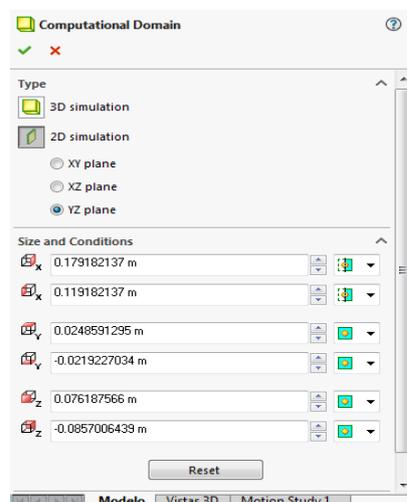


Imagen 2

Una vez terminado todas las condiciones de trabajo, se establece los Goals que permiten establecer los parámetros que se requiere calcular como fuerzas, presiones, velocidades, torques, etc. Esto lo hace atreves de la inserción de Equation Goal.

Para el caso de análisis, solo se estableció las fuerzas en el eje Y, Z, y las ecuaciones para calcular los coeficientes de arrastre y sustentación en dichos ejes.

Las siguientes ecuaciones generales son las que se emplearan para dicho análisis.

$$\left\{ \sum_{i=1}^{n=8} GG \text{ Force } (Z_i) \right\} / 0.5 * \rho * V_{\infty i}^2 * A_{\alpha} = CD_i$$

$$\left\{ \sum_{i=1}^{n=8} GG \text{ Force } (Y_i) \right\} / 0.5 * \rho * V_{\infty i}^2 * A_{\alpha} = CL_i$$

En la Tabla **10**, se hará mención a los parámetros para el análisis de simulación, así como los valores de la velocidad del fluido para diferentes Número de Reynolds que serán tomados de la **Tabla 9**.

Tabla 10. Parámetros para el Análisis de Simulación.

PARAMETRO		VALORES
densidad (ρ)		998.2kg/m ³
Viscosidad dinámica (μ)		1.005x10 ⁻³ N.s/m ²
Presión estática máxima en el distribuidor de la turbina		1.61MPa
Longitud de cuerda (L_c)		121.60 mm
Longitud para dominio computacional en eje X (ver anexo 14)		60mm (0.06m)
ÁREA PROYECTADA EN FUNCIÓN AL ANGULO DE ATAQUE (A_α)(m²)		
ECUACIONES EMPLEADAS	<i>Longitud proyectada = Longitud de cuerda * sen(α)</i> <i>$A_\alpha = Longitud\ proyectada * Longitud\ para\ dominio$</i>	
$\alpha = 0$	0.06m*17*e-3 m	
$\alpha = 3^\circ$	0.06m*6.36*e-3 m	
$\alpha = 6^\circ$	0.06m*12.71*e-3 m	
$\alpha = 7^\circ$	0.06m*14.81*e-3 m	
$\alpha = 9^\circ$	0.06m*19.02*e-3 m	
$\alpha = 12^\circ$	0.06m*25.28*e-3 m	
$\alpha = 15^\circ$	0.06m*31.47*e-3 m	
ECUACIONES EMPLEADAS		
Coefficiente de arrastre en función a la fuerza de arrastre en (Z)	$C_D = \frac{Force\ (Z)}{0.5 \times \rho \times V_\infty^2 \times A_\alpha}$	
Coefficiente de sustentación en función a la fuerza de sustentación en (Y)	$C_L = \frac{Force\ (Y)}{0.5 \times \rho \times V_\infty^2 \times A_\alpha}$	
ECUACIÓN PARA SIMULACIÓN		
$\{GG\ Force\ (Z)\ 1\}/(0.5 * 998.2 * ((1.655941e - 4)^2) * 0.06 * 17e - 3)$	Para $\alpha = 0$ $R_e = 20$	
$\{GG\ Force\ (Y)\ 1\}/(0.5 * 998.2 * ((1.655941e - 4)^2) * 0.06 * 17e - 3)$		

Una vez establecido los parámetros de análisis y las ecuaciones, se procede a generar los Goals (**Imagen 5**) de las fuerzas en el eje Z y Y así como los coeficientes de sustentación (CL) y arrastre (CD) para cada número de Reynolds establecidos previamente tomando un rango para los ángulos de ataque de $0^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$.

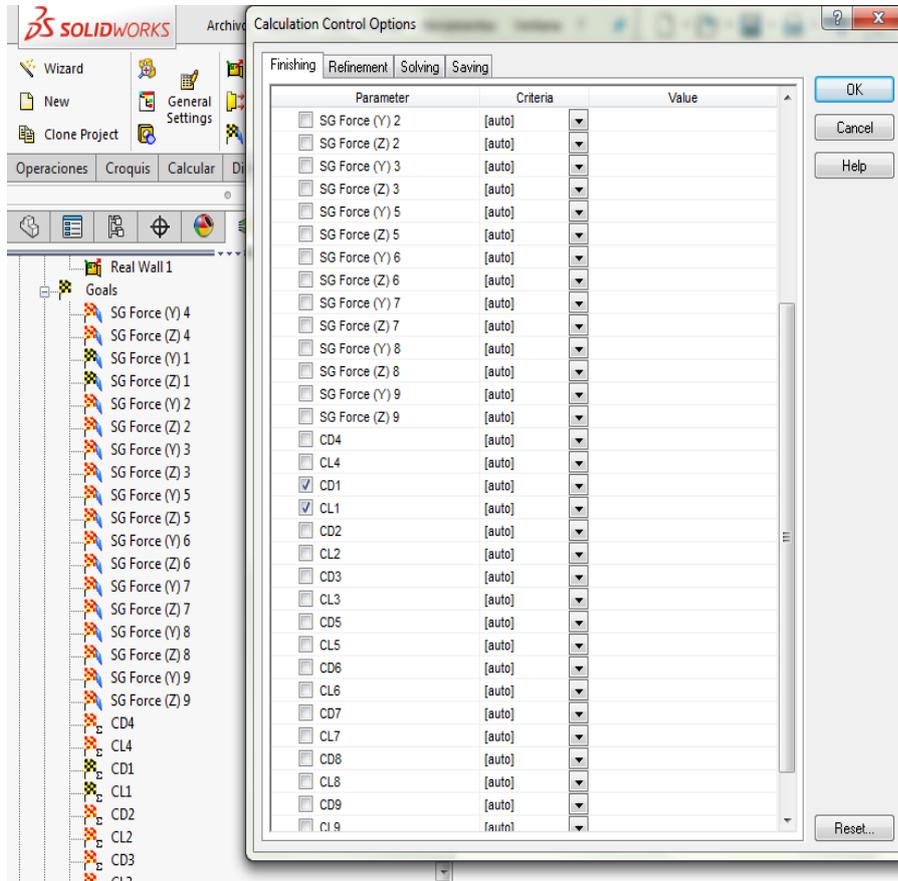


Imagen 5

RESULTADOS

Tablas de los resultados del análisis de simulación de los coeficientes de sustentación y arrastre para alabe de 17 milímetros de espesor para un rango de ángulos de ataque de 0 hasta 15 grados para los Reynolds alrededor de los 10^6 .

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 0 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	0.733626	0.16141
1.9×10^6	0.737032	0.160938
2.0×10^6	0.737144	0.16088

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 3 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	2.35384	1.48789
1.9×10^6	2.35932	1.49987
2.0×10^6	2.37697	1.50163

Para realizar el análisis de fuerzas y tensiones en el perfil de los alabes, fue necesario realizar la simulación fluidodinámica el cual proporcionara dichas fuerzas de sustentación y arrastre en el cual el reporte del análisis indicó que las fuerzas máximas se darán para un Reynolds de 10^6 y para un ángulo de ataque de 3 grados. En la Imagen 6 se detalla dichas fuerzas.

En la siguiente imagen, se muestra los resultados de las fuerzas de arrastre y sustentación del análisis fluidodinámico del alabe de 17 milímetros de espesor para un ángulo de ataque de 3 grados con una velocidad de flujo de 16.96m/s bajo un Reynolds 2.0×10^6 .

Imagen 6

■ GG Force (Y) 8	1227.13 N	12.5941 N	1233.82 N
■ GG Force (Z) 8	1518.24 N	3.66239 N	1518.29 N

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 7 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	1.79273	1.66487
1.9×10^6	1.75412	1.68589
2.0×10^6	1.74998	1.68785

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 9 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	1.34589	1.75658
1.9×10^6	1.20487	1.76125
2.0×10^6	0.9712	1.76985

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 12 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	0.801781	1.80548
1.9×10^6	0.792359	1.81023
2.0×10^6	0.791002	1.81985

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 15 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	0.77589	1.82598
1.9×10^6	0.76989	1.83101
2.0×10^6	0.76203	1.83989

Tablas de los resultados del análisis de simulación de los coeficientes de sustentación y arrastre para alabe de 21 milímetros de espesor para un rango de ángulos de ataque de 0 hasta 15 grados para los Reynolds alrededor de los 10^6 .

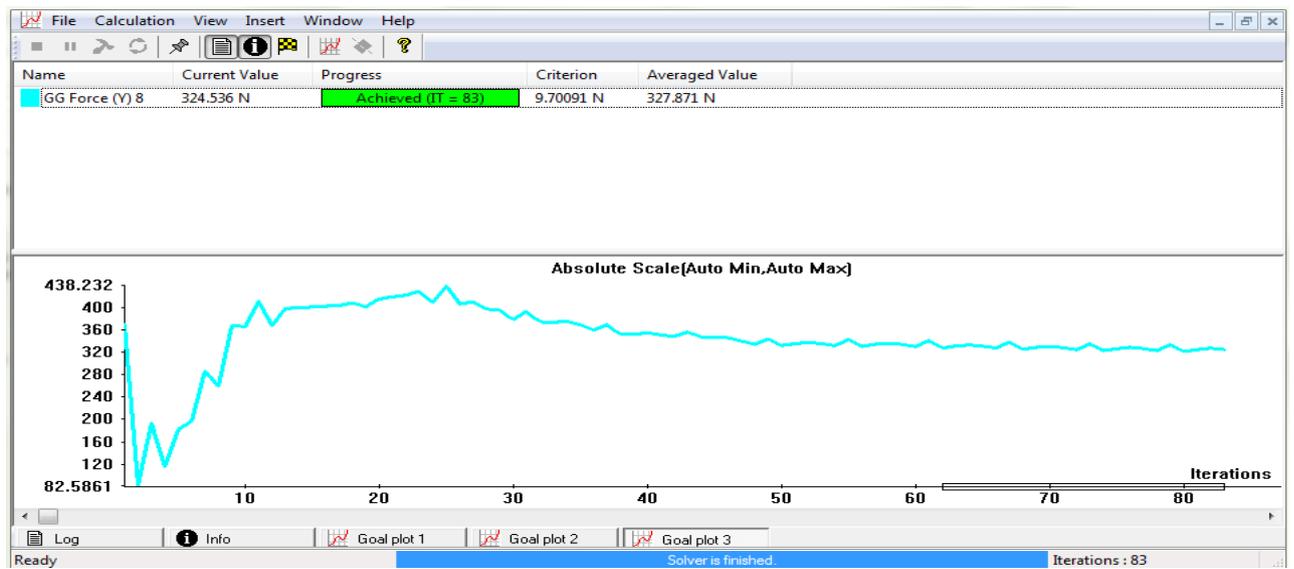
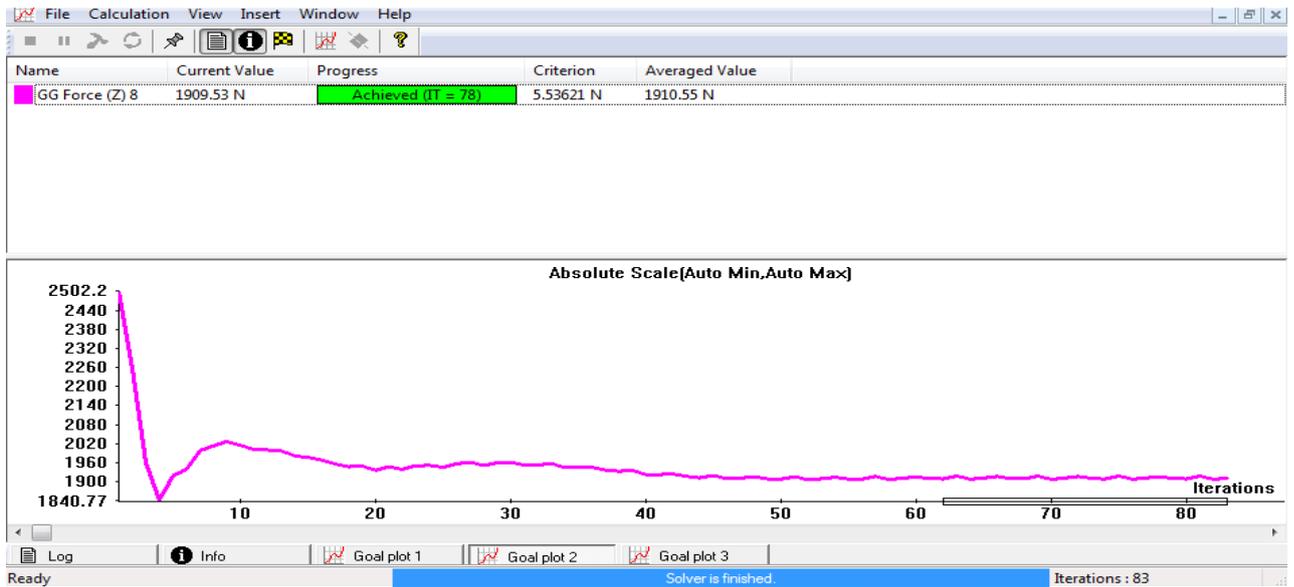
Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 0 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	0.59461	-0.074412
1.9×10^6	0.622696	-0.0765076
2.0×10^6	0.629574	-0.0773033

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 3 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10^6	1.17738	0.16257
1.9×10^6	1.35031	0.184225
2.0×10^6	1.38157	0.188376

En la siguiente imagen, se muestra los resultados de las fuerzas de arrastre y sustentación del análisis fluidodinámico del alabe de 21 milímetros de espesor para un ángulo de ataque de 3 grados con una velocidad de flujo de 16.96m/s bajo un Reynolds 2.0×10^6 .

Imagen 7

GG Force (Y) 8	324.536 N	Achieved (IT = 83)	9.70091 N	327.871 N
GG Force (Z) 8	1909.53 N	Achieved (IT = 78)	5.53621 N	1910.55 N



Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 7 grados

R_e	Coefficiente de arrastre (CD)	Coefficiente de sustentación (CL)
10^6	1.04036	0.173501
1.9×10^6	0.999299	0.193605
2.0×10^6	0.978795	0.198603

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 9 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10 ⁶	0.886285	0.367193
1.9x10⁶	0.826835	0.393218
2.0x10 ⁶	0.813117	0.407728

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 12 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10 ⁶	0.798956	0.578683
1.9x10⁶	0.758204	0.612499
2.0x10 ⁶	0.738072	0.67433

Valores de los coeficientes de arrastre y sustentación para un ángulo de ataque de 15 grados		
R_e	Coeficiente de arrastre (CD)	Coeficiente de sustentación (CL)
10 ⁶	0.715844	0.704484
1.9x10⁶	0.69502	0.753144
2.0x10 ⁶	0.689274	0.896995

Curvas del coeficiente de arrastre (**CD**) y sustentación (**CL**) respecto al Número de Reynolds para diferentes ángulos de ataque en **ALABE DE 17 MILÍMETROS DE ESPESOR**.

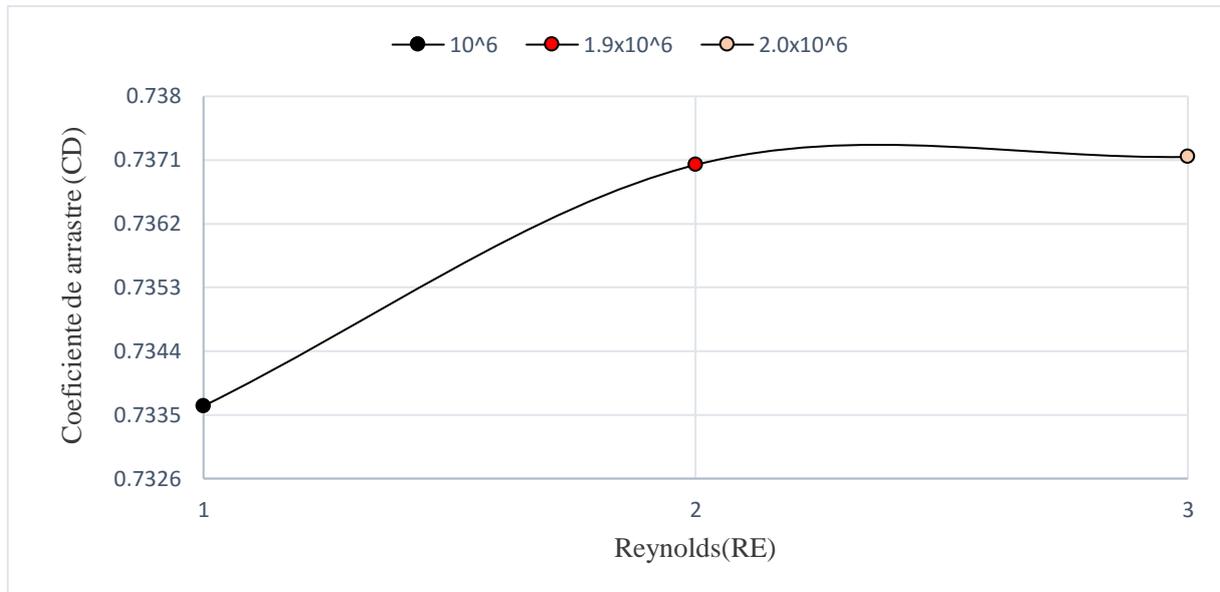


Fig. 69. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 0 grados.

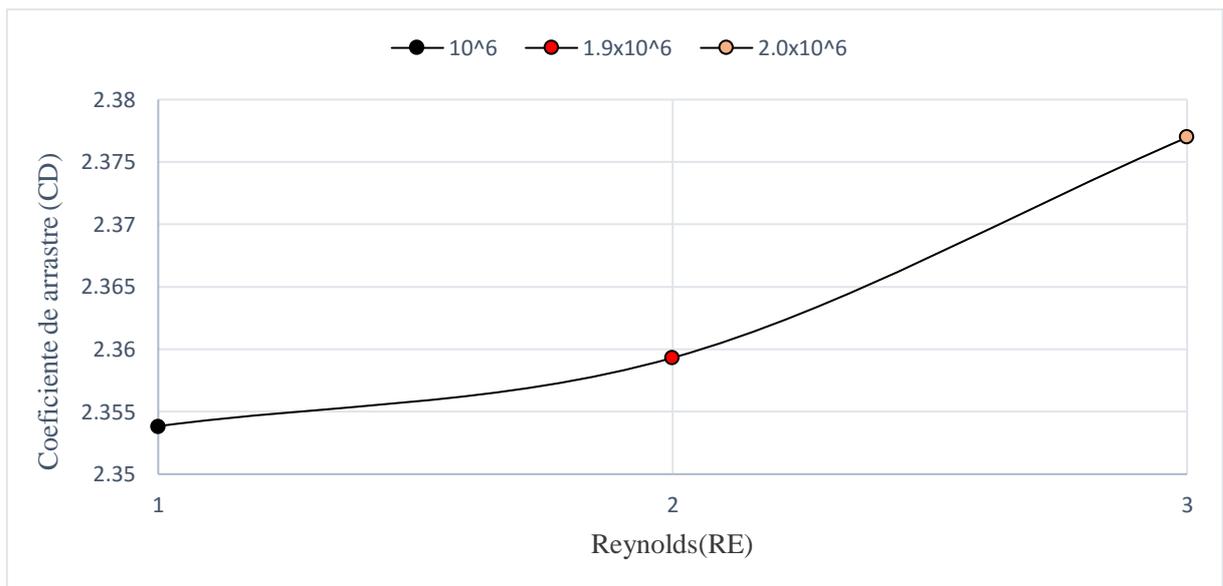


Fig. 70. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 3 grados.

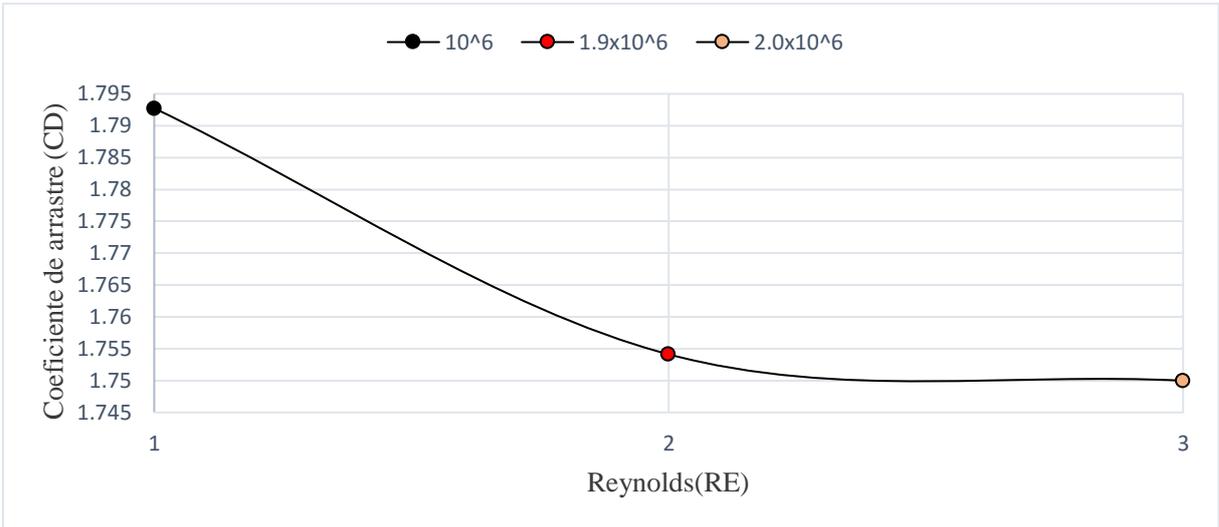


Fig. 71. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 7 grados.

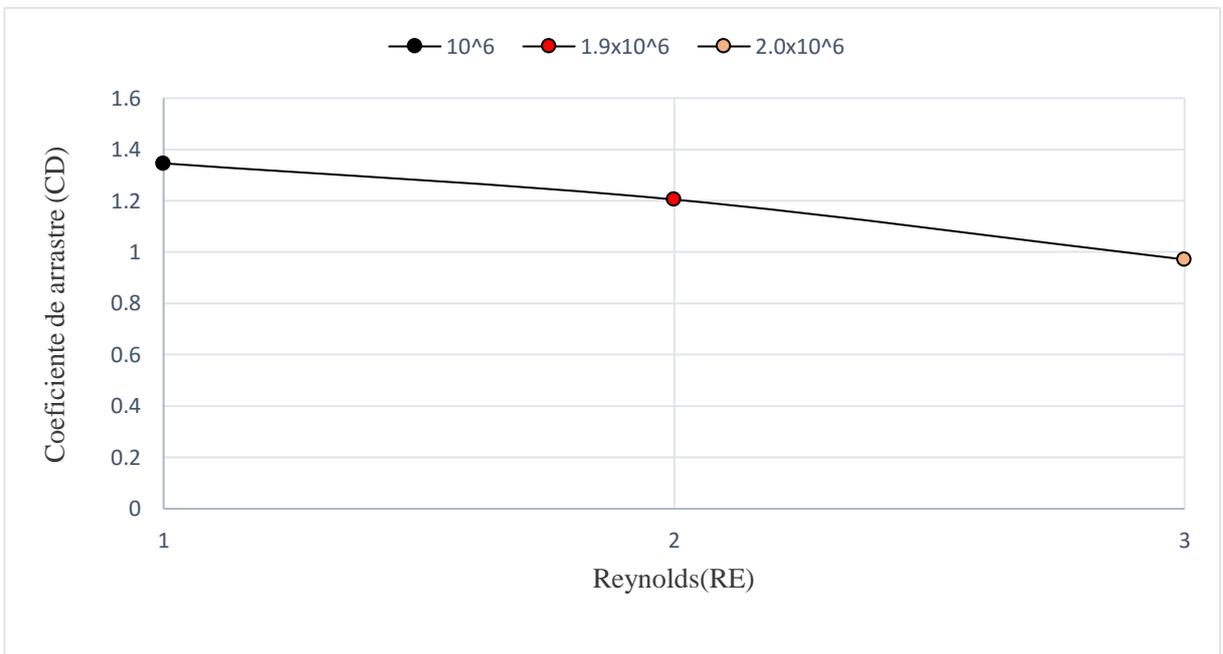


Fig. 72. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 9 grados.

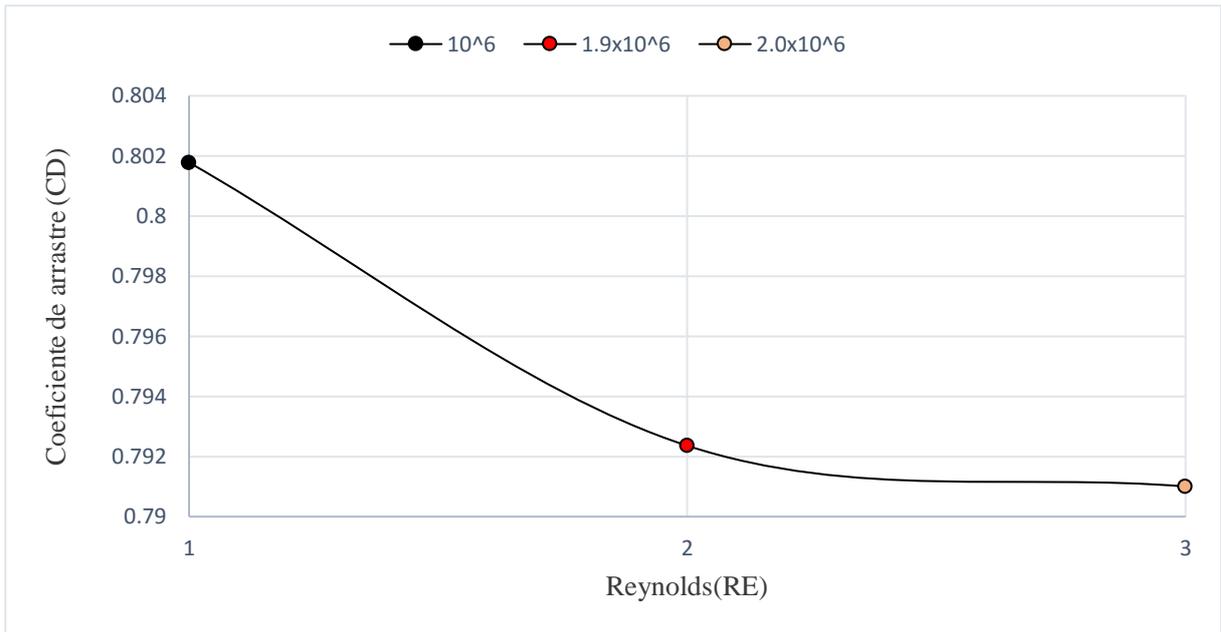


Fig. 73. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 12 grados.

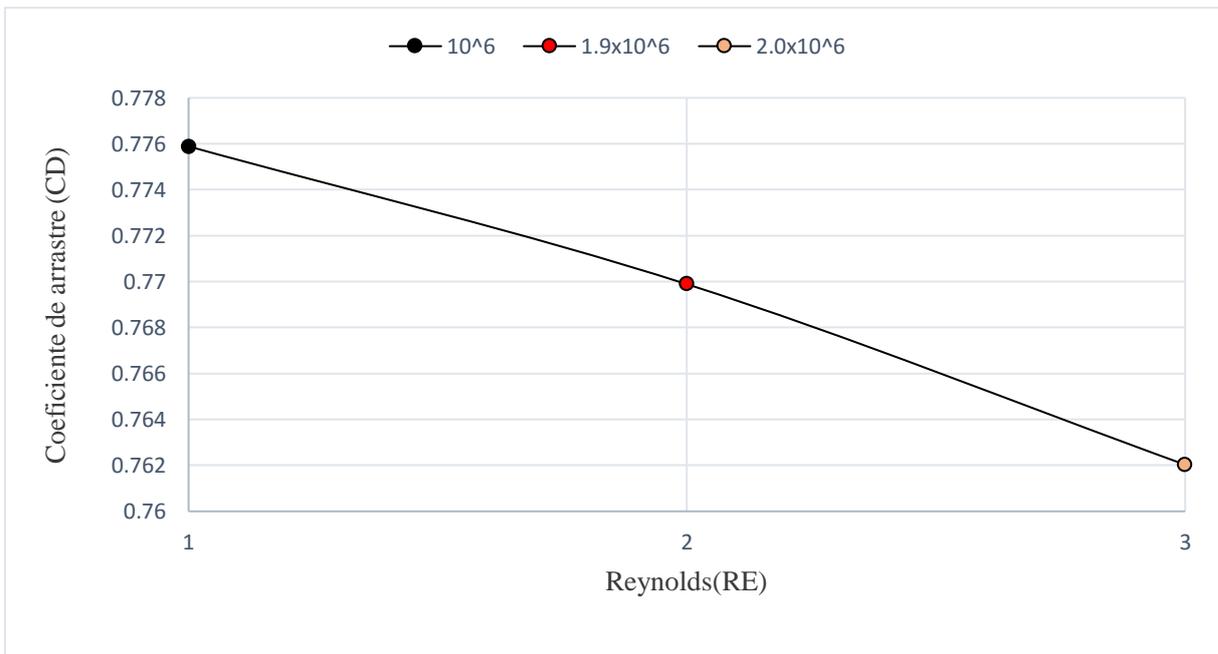


Fig. 74. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 15 grados.

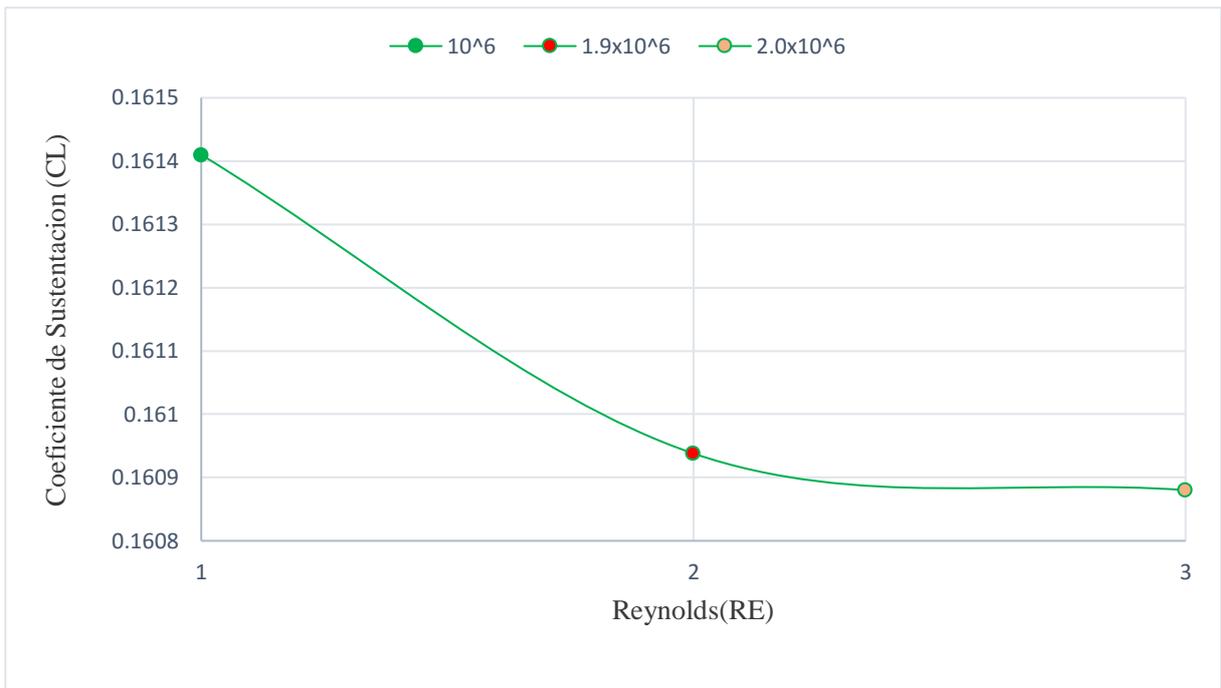


Fig. 75. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 0 grados.

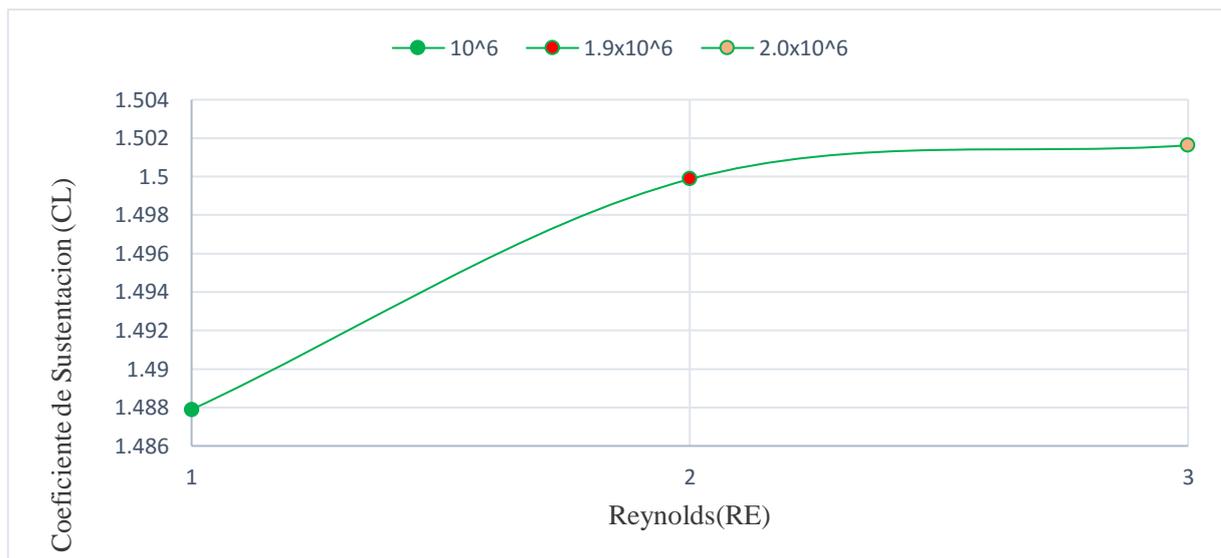


Fig. 76. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 3 grados.

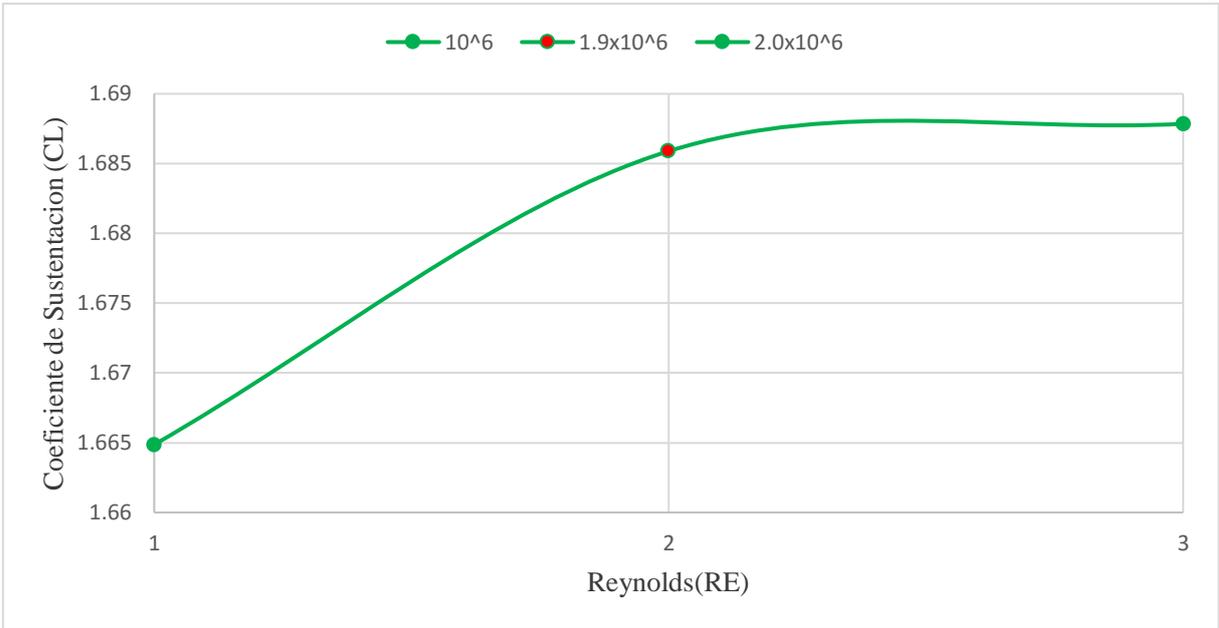


Fig. 77. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 7 grados.

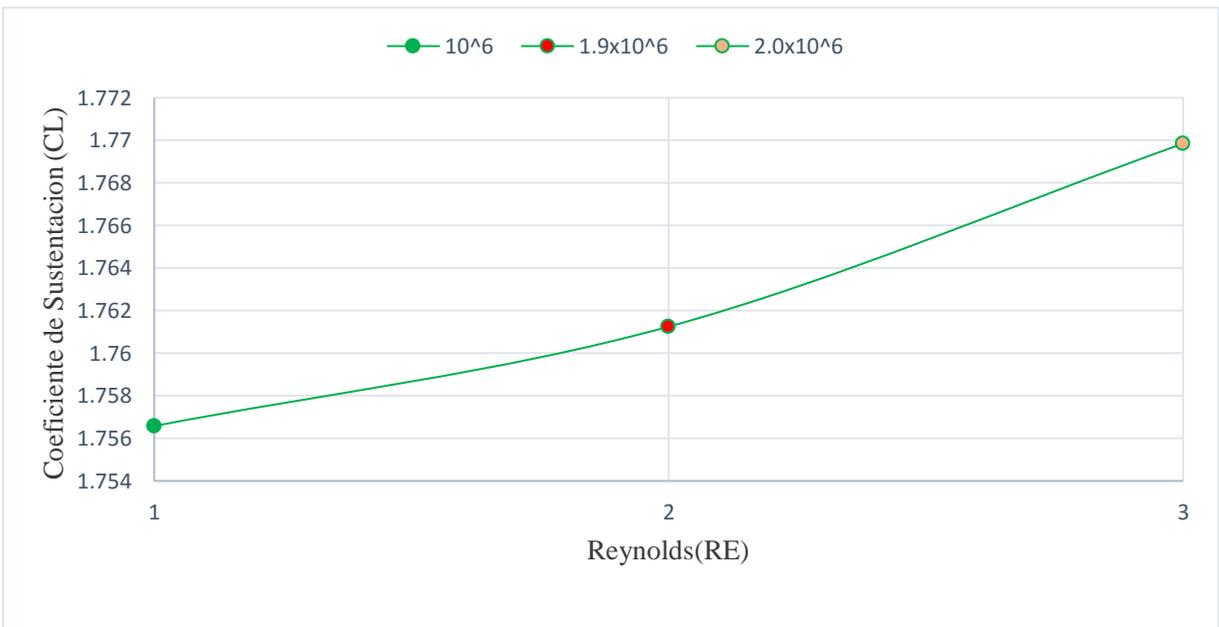


Fig. 78. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 9 grados.

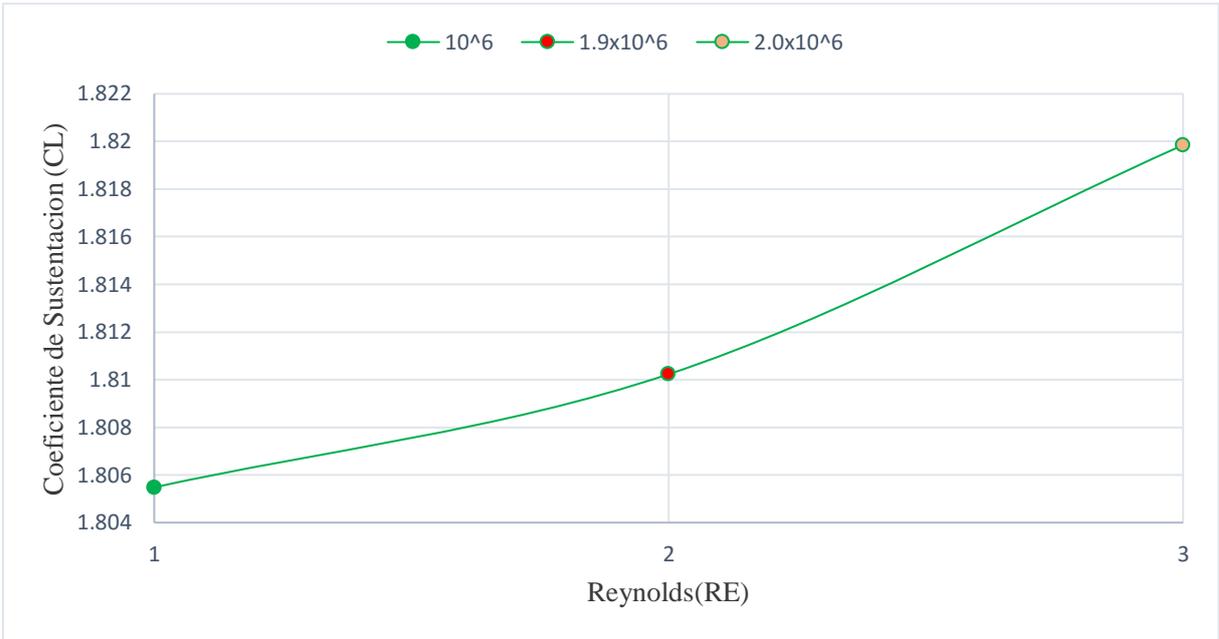


Fig. 79. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 12 grados.

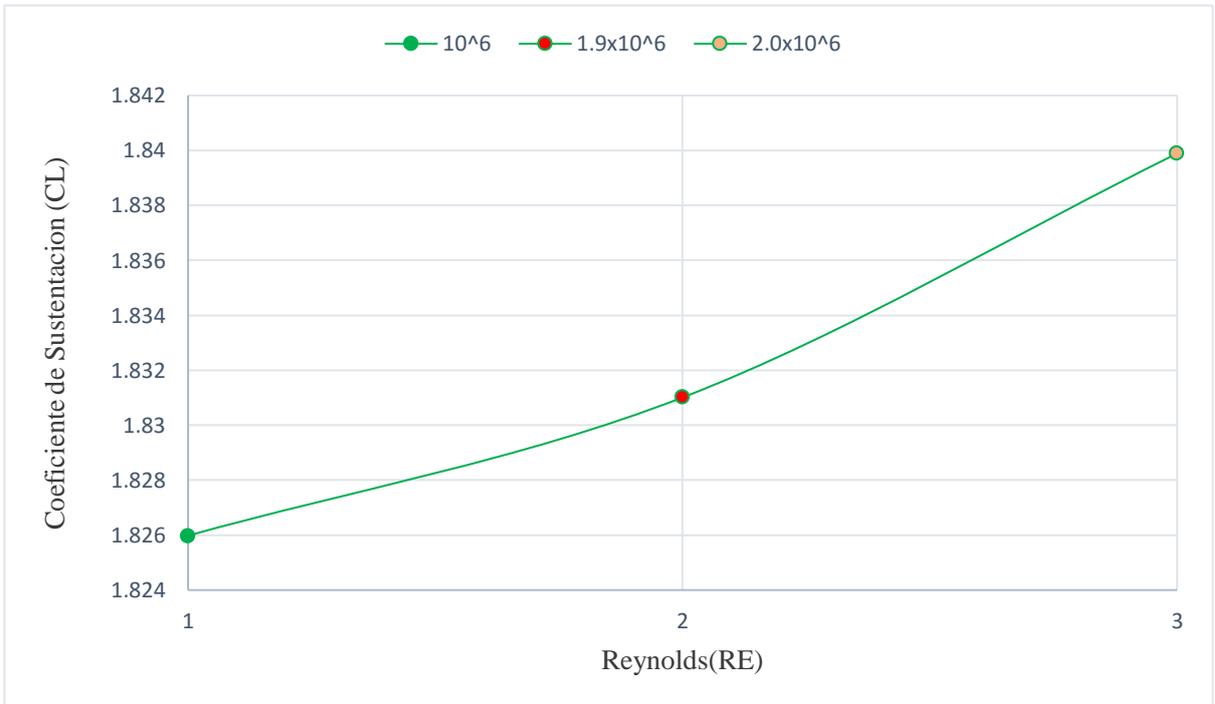


Fig. 80. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 17 milímetros de espesor con ángulo de ataque 15 grados.

Curvas del coeficiente de arrastre (**CD**) y sustentación (**CL**) respecto al Número de Reynolds para diferentes ángulos de ataque en **ALABE DE 21 MILÍMETROS DE ESPESOR**.

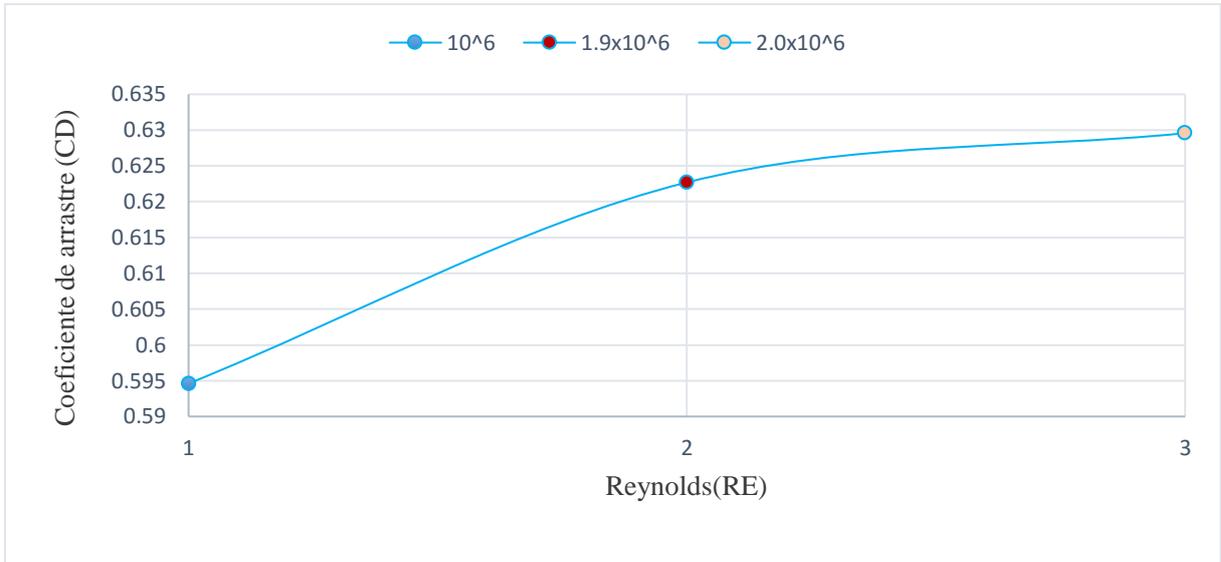


Fig. 81. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 0 grados.

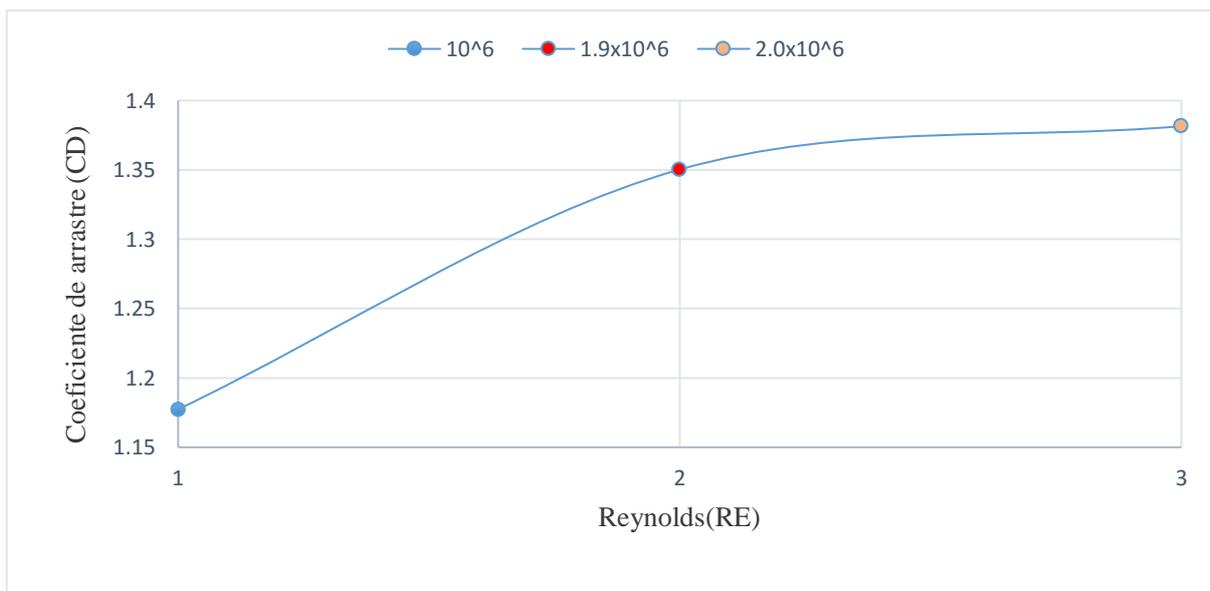


Fig. 82. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 3 grados.

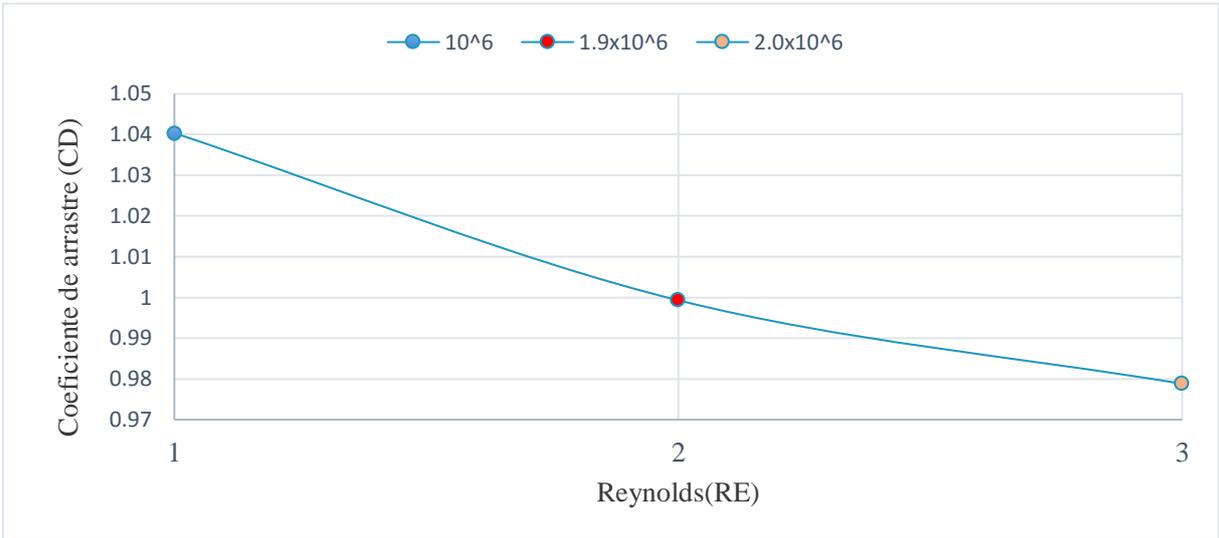


Fig. 83. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 7 grados.

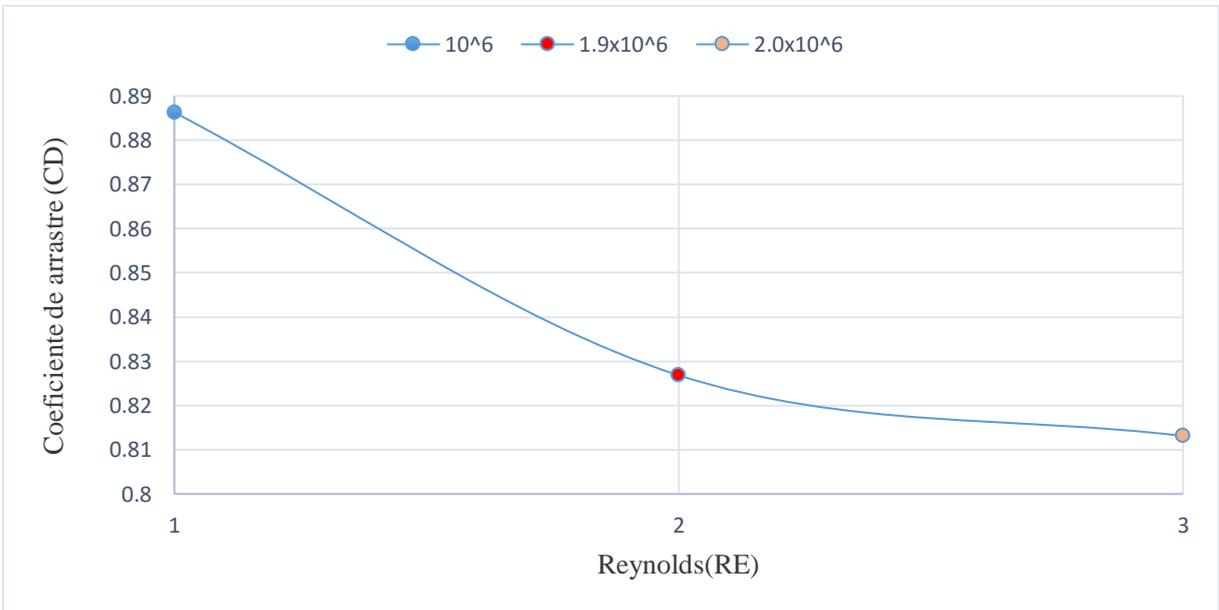


Fig. 84. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 9 grados.

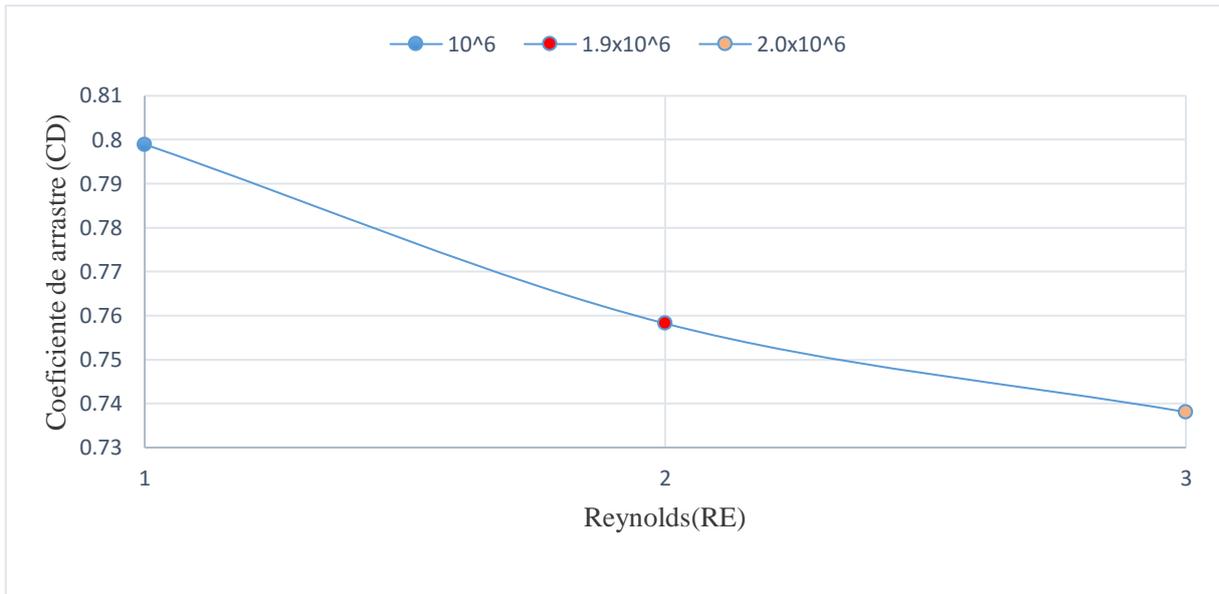


Fig. 85. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 12 grados.

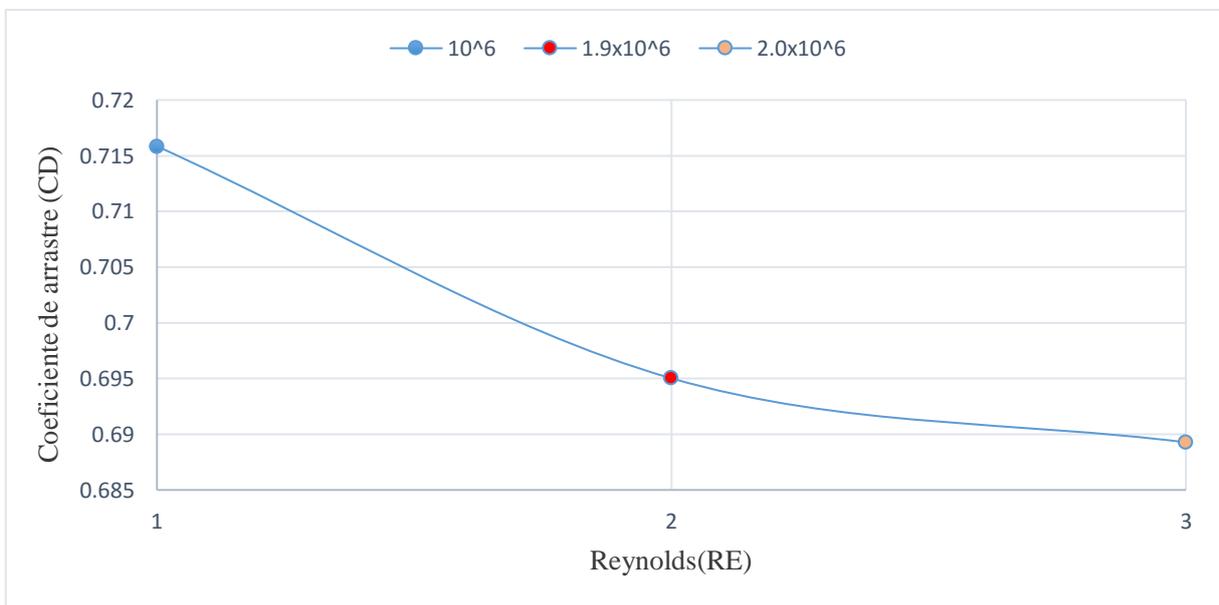


Fig. 86. Curva del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 15 grados.

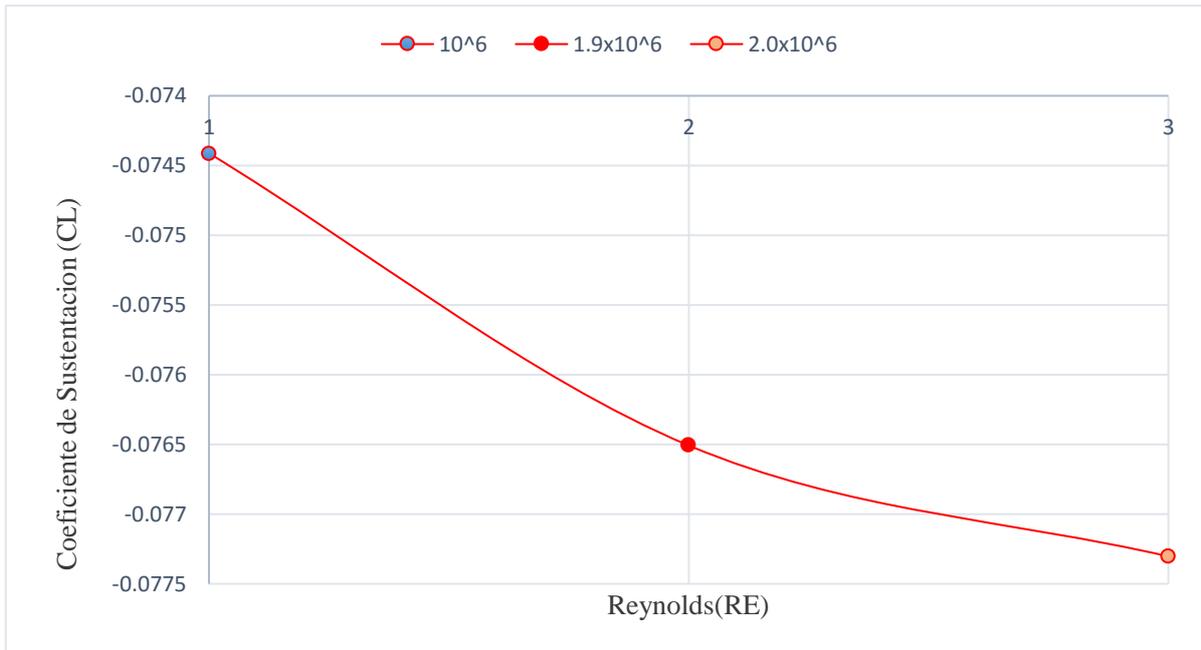


Fig. 87. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 0 grados.

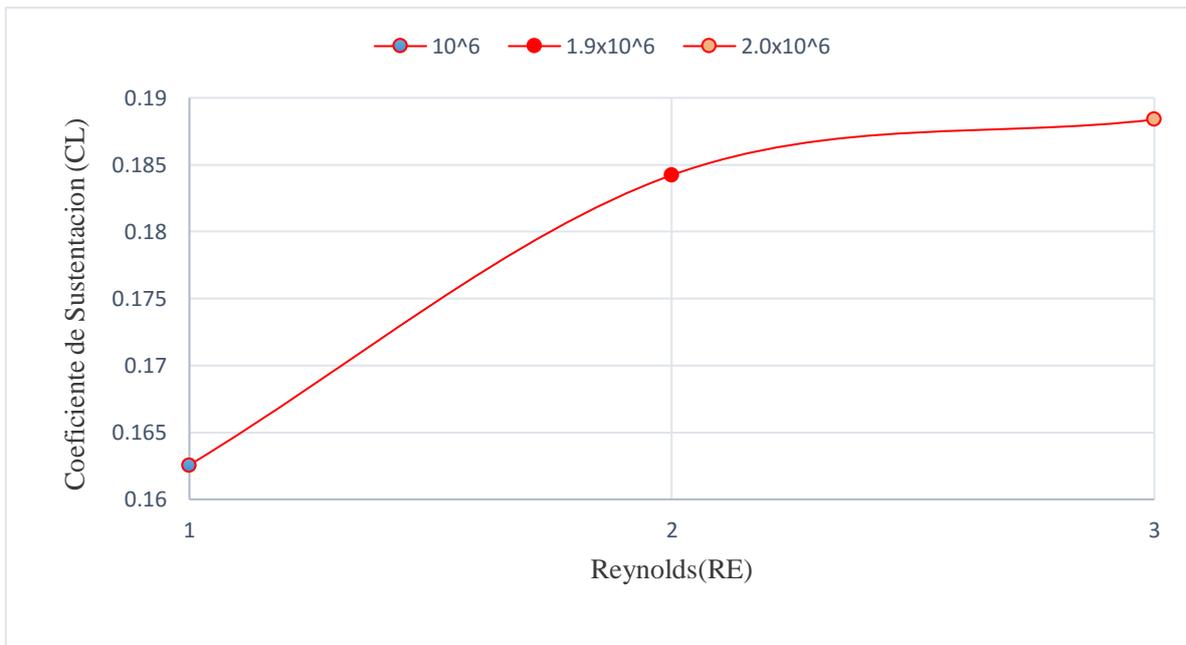


Fig. 88. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 3 grados.

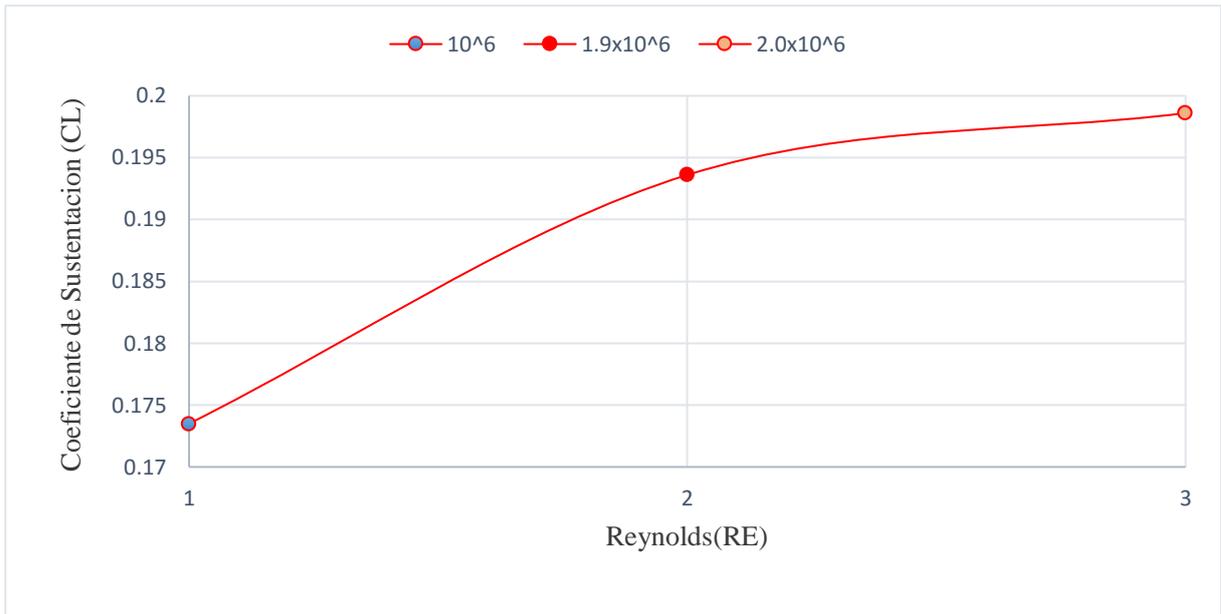


Fig. 89. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 7 grados.

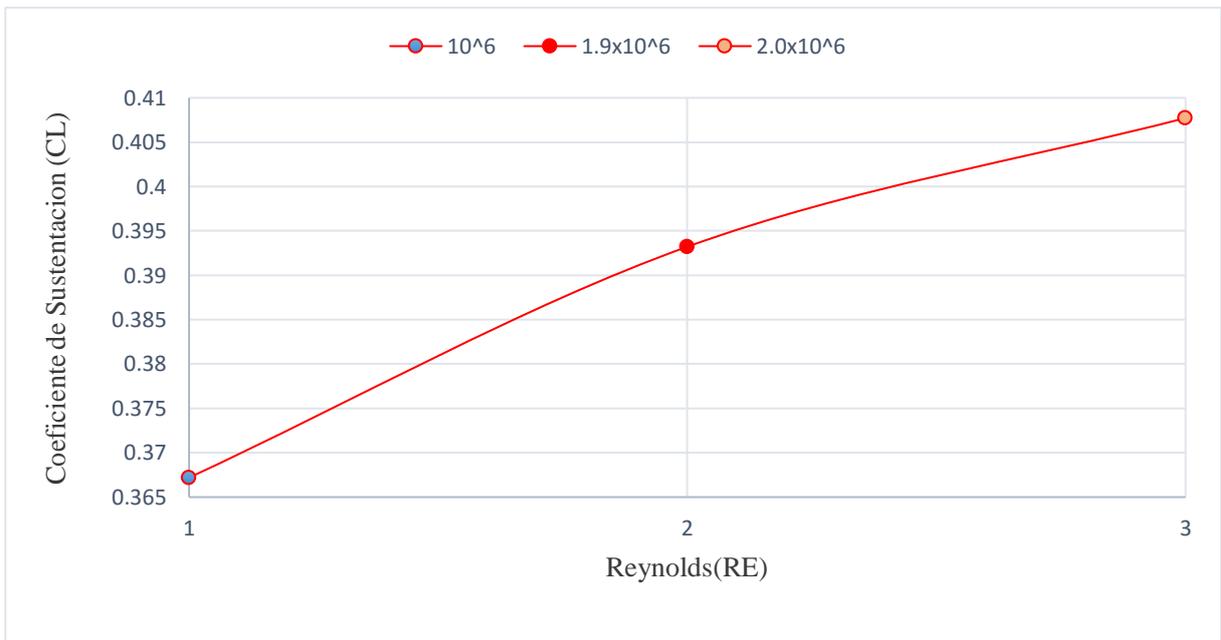


Fig. 90. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 9 grados.

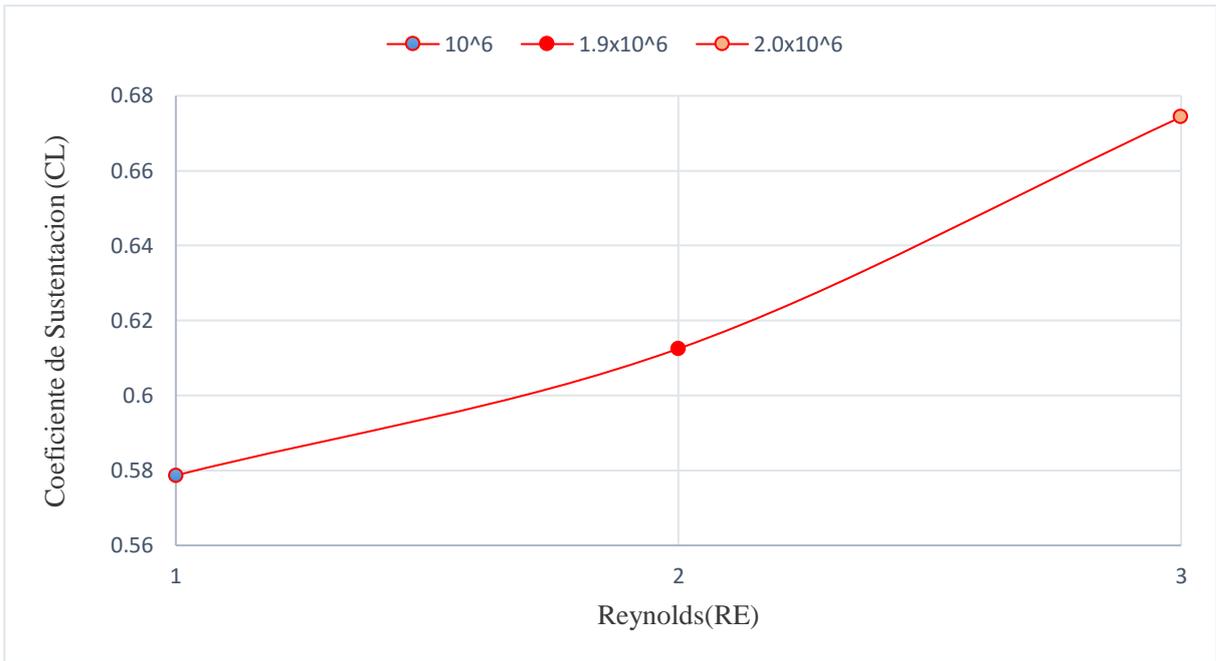


Fig. 91. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 12 grados.

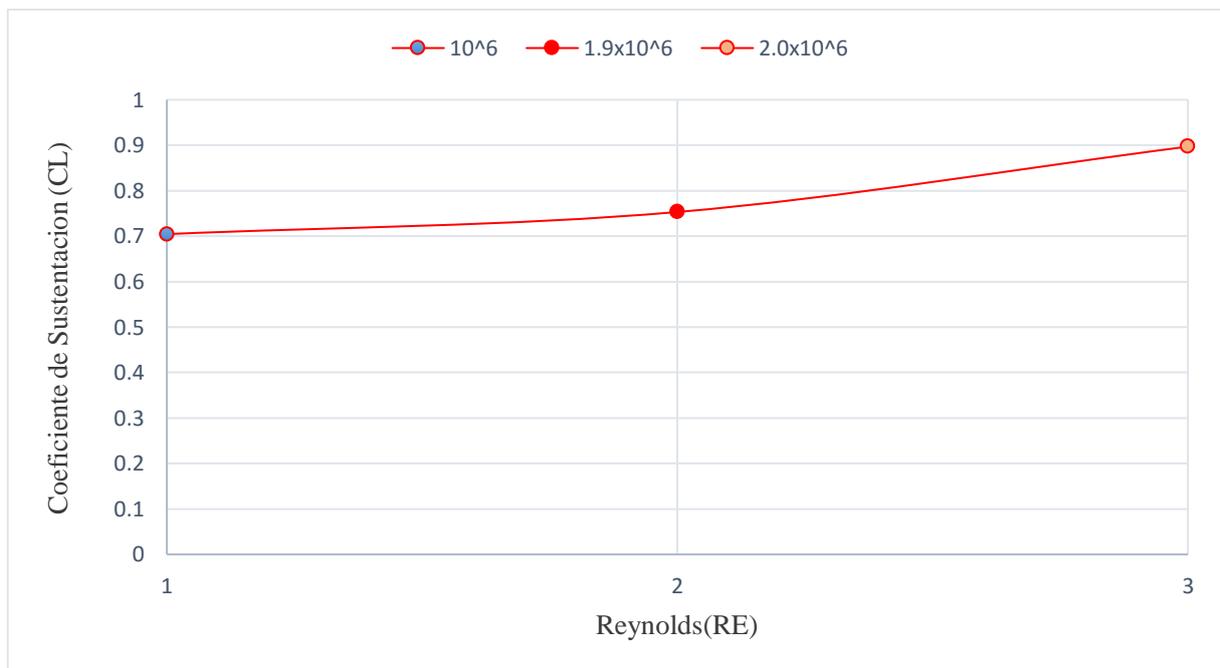


Fig. 92. Curva del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) para alabe de 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 15 grados

Curvas comparativas del coeficiente de arrastre (**CD**) y sustentación (**CL**) respecto al Número de Reynolds para diferentes ángulos de ataque de los **ALABES DE 21 y 17 MILÍMETROS DE ESPESOR**.

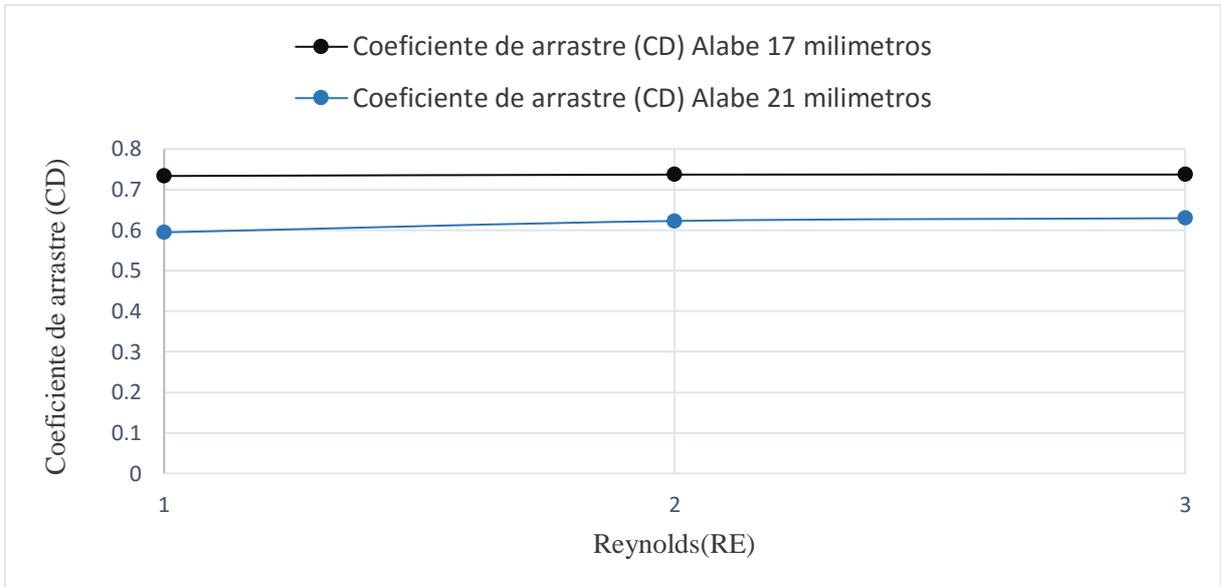


Fig. 93. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 0 grados.

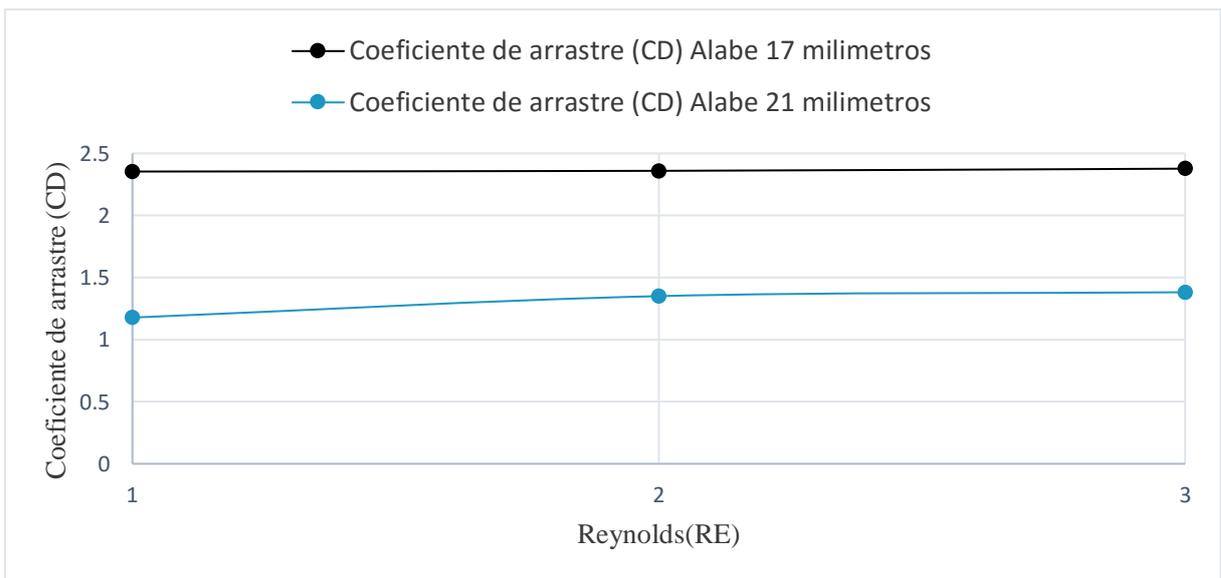


Fig. 94. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 3 grados.

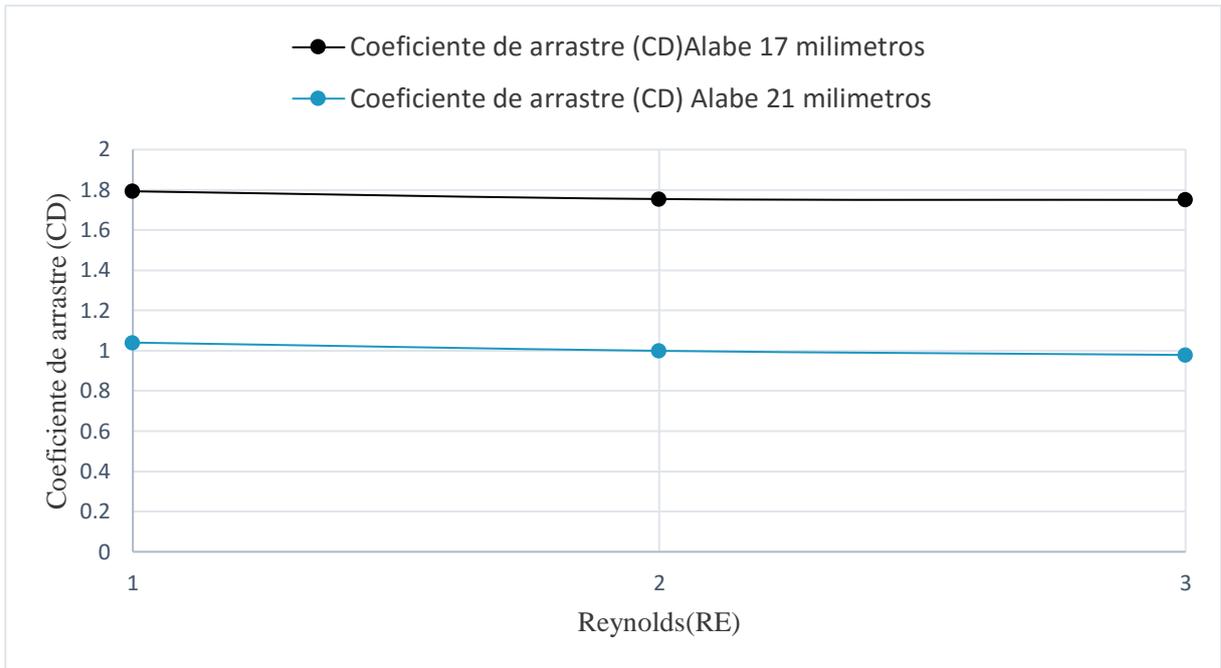


Fig. 95. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 7 grados.

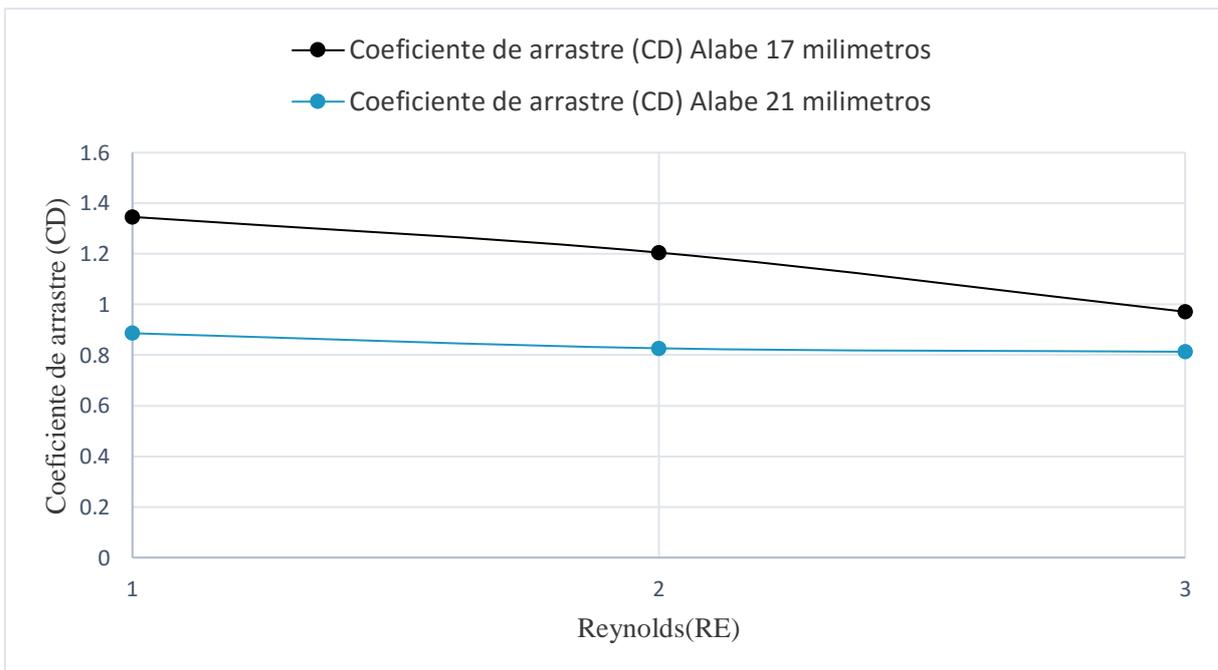


Fig. 96. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 9 grados.

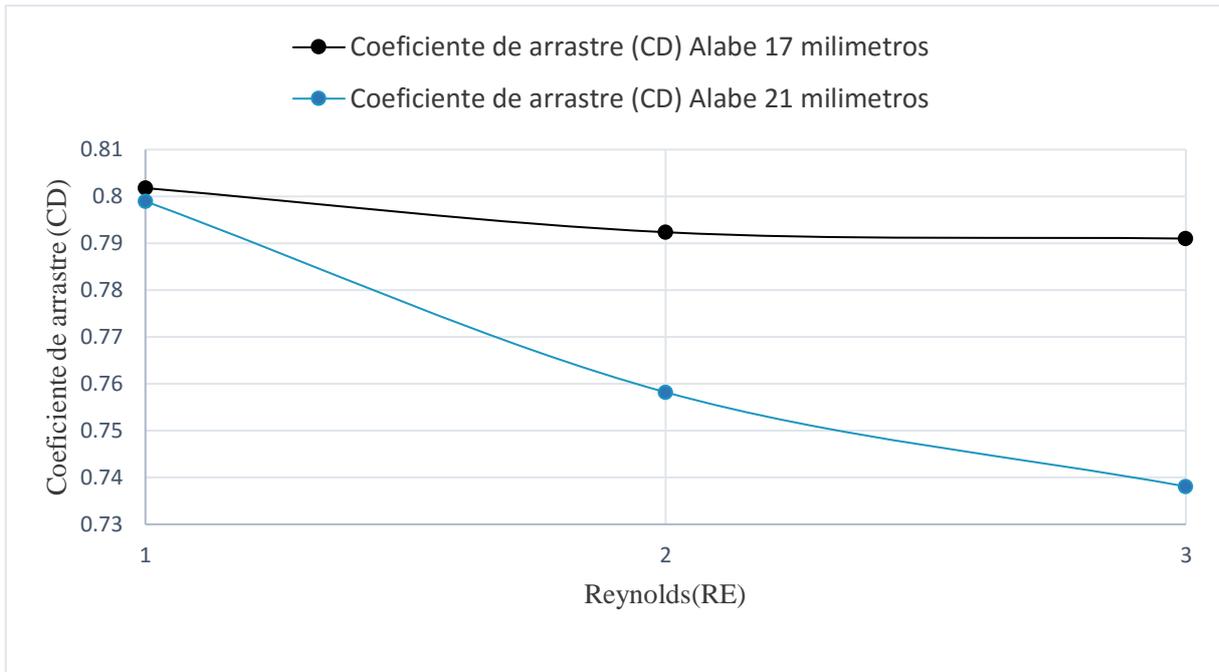


Fig. 97. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 12 grados.

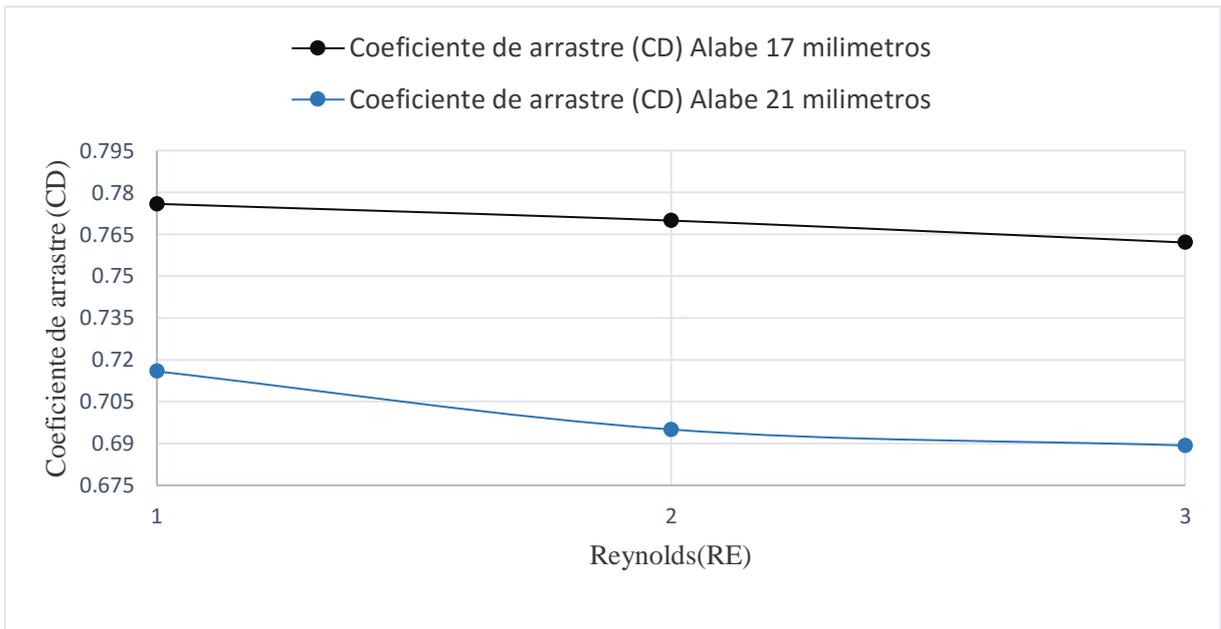


Fig. 98. Comparación de las curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 15 grados.

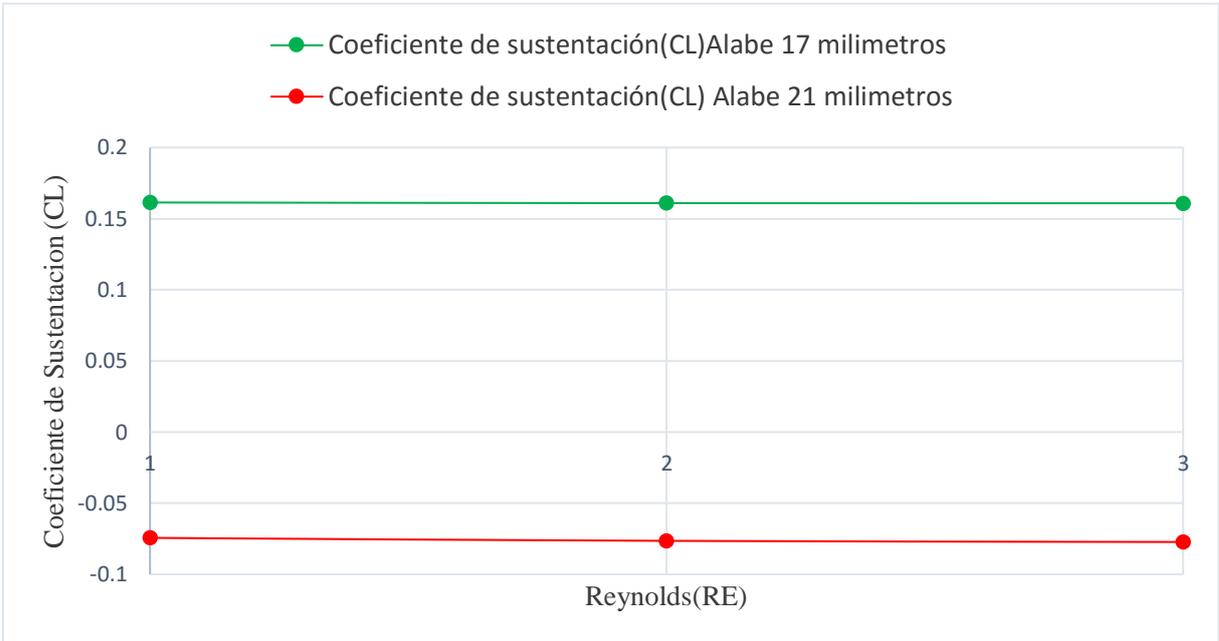


Fig. 99. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 0 grados.

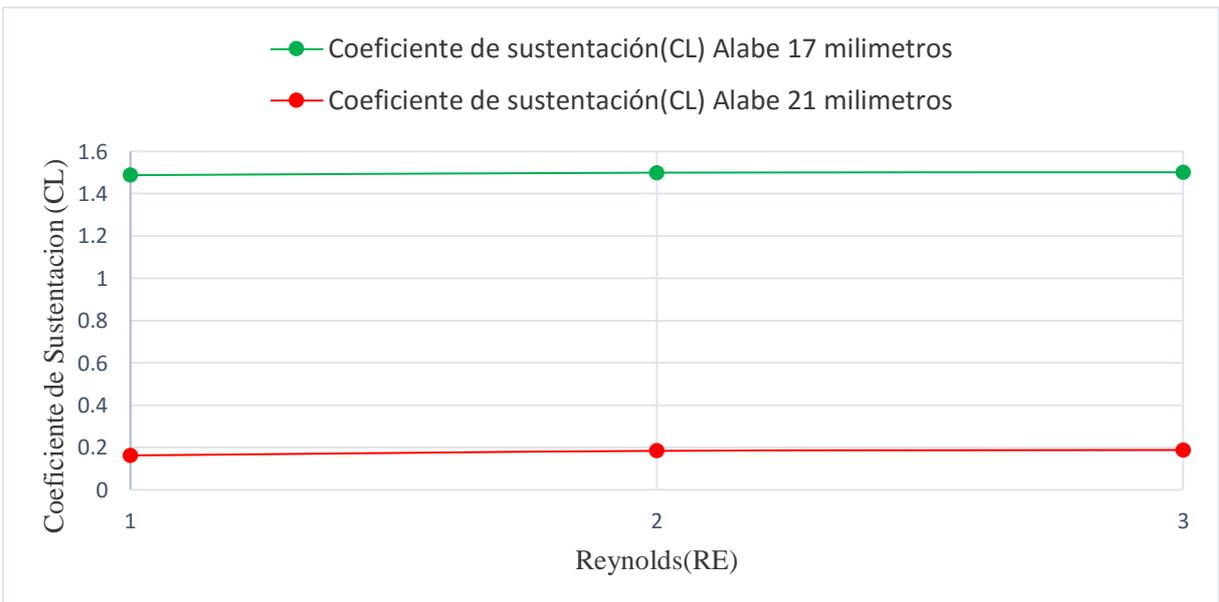


Fig. 100. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 3 grados.

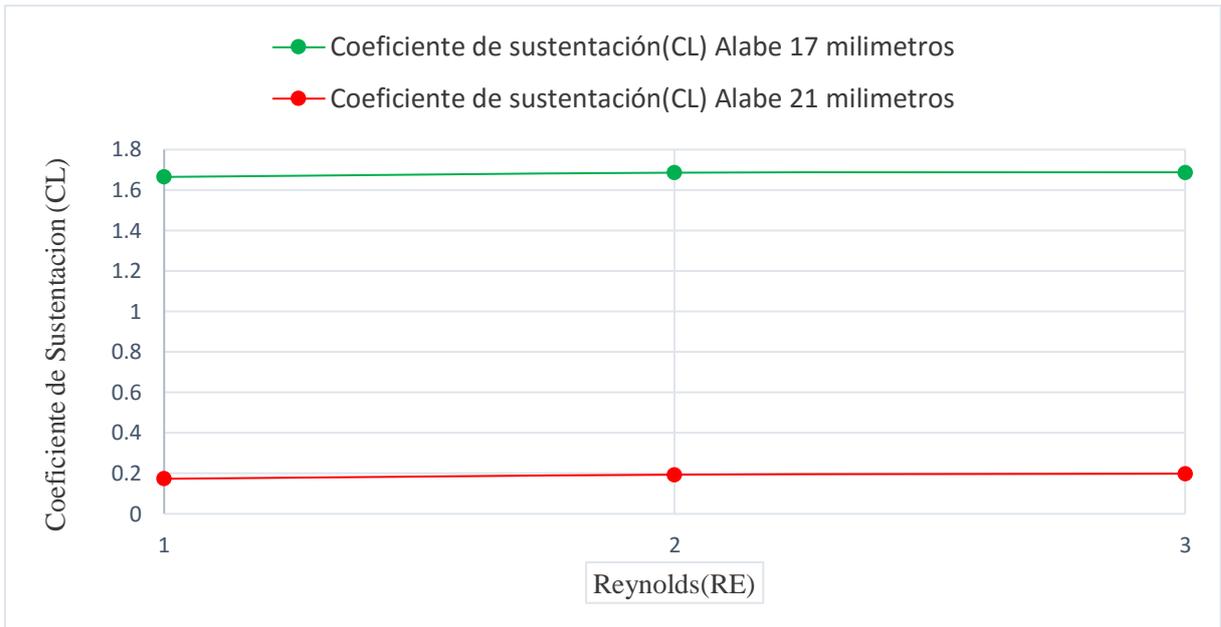


Fig. 101. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 7 grados.

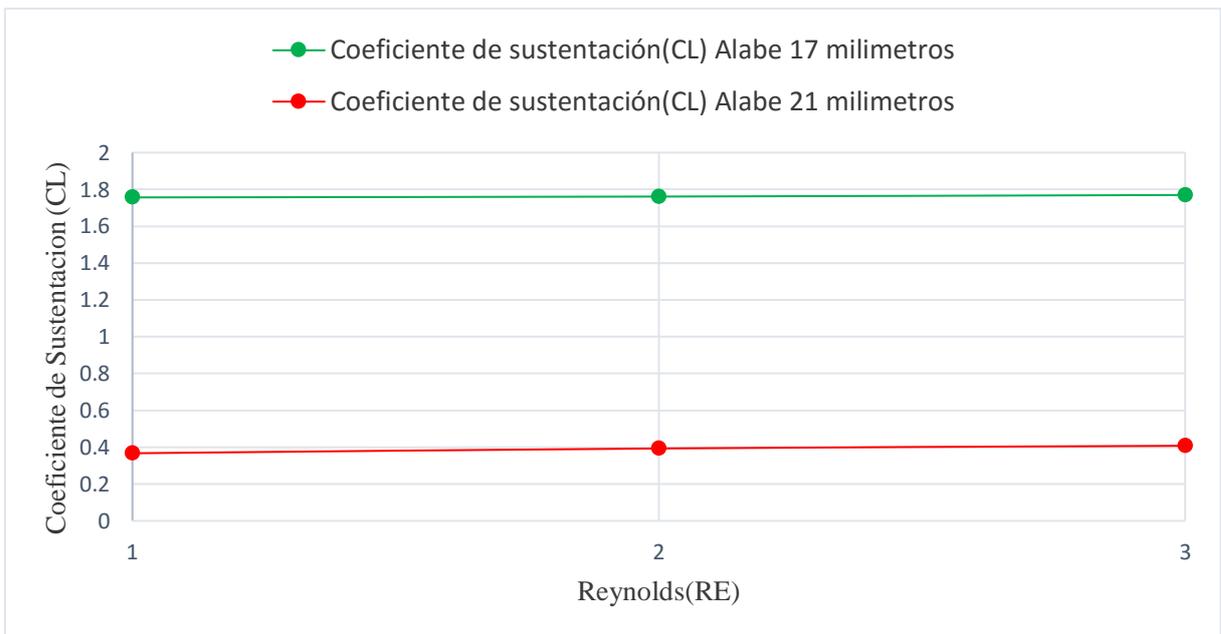


Fig. 102. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 9 grados.

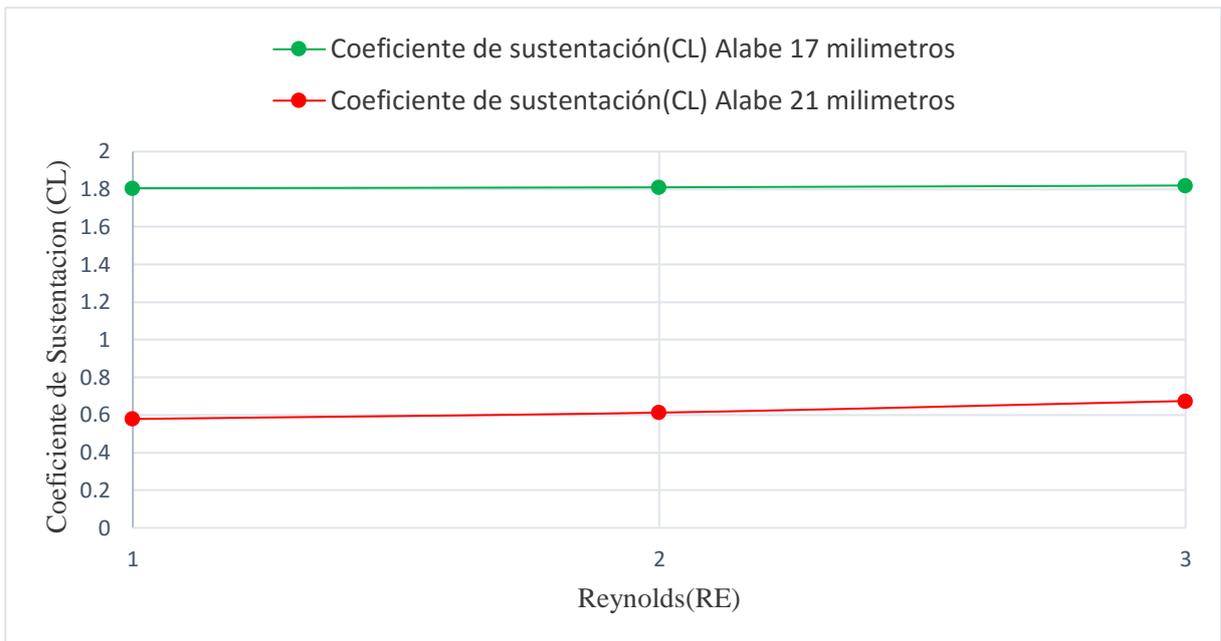


Fig. 103. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 12 grados.

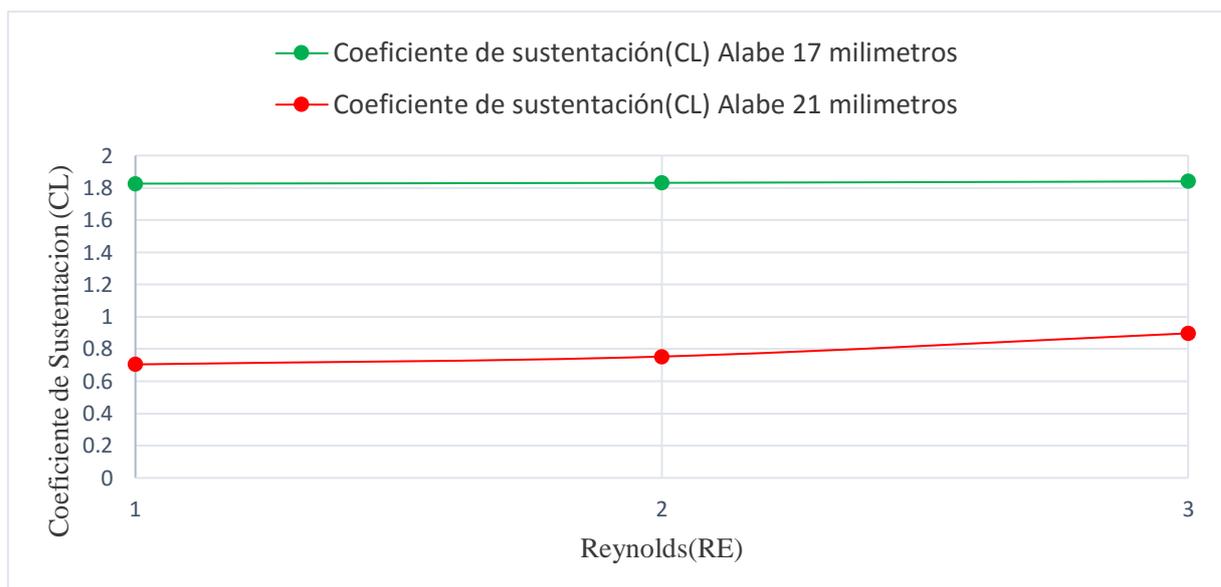


Fig. 104. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Numero de Reynolds (RE) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulo de ataque 15 grados.

Curvas comparativas del coeficiente de arrastre (CD) y sustentación (CL) respecto al ángulo de ataque (α) de los **ALABES DE 21 y 17 MILÍMETROS DE ESPESOR**.

Tabla N° 11. Tabla de valores máximos de los coeficientes de arrastre (CD) y sustentación (CL) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor con ángulos de ataque desde 0 hasta los 15 grados.

Curva Característica de Coeficientes de Arrastre y Sustentación vs Angulo de Ataque para un Reynolds 1.9×10^6				
Angulo de ataque (α)	Coeficiente de arrastre (CD) Alabe 17 milímetros	Coeficiente de arrastre (CD) Alabe 21 milímetros	Coeficiente de sustentación (CL) Alabe 17 milímetros	Coeficiente de sustentación (CL) Alabe 21 milímetros
0	0.737032	0.622696	0.160938	-0.0765076
3	2.35932	1.35031	1.49987	0.184225
7	1.75412	0.999299	1.68589	0.193605
9	1.20487	0.826835	1.76125	0.393218
12	0.792359	0.758204	1.81023	0.612499
15	0.76989	0.69502	1.83101	0.753144

Curva Característica de Coeficientes de Arrastre y Sustentación vs Angulo de Ataque para un Reynolds 2.0×10^6				
Angulo de ataque (α)	Coeficiente de arrastre (CD) Alabe 17 milímetros	Coeficiente de arrastre (CD) Alabe 21 milímetros	Coeficiente de sustentación (CL) Alabe 17 milímetros	Coeficiente de sustentación (CL) Alabe 21 milímetros
0	0.737144	0.629574	0.16088	-0.0773033
3	2.37697	1.38157	1.50163	0.188376
7	1.74998	0.978795	1.68785	0.198603
9	0.9712	0.813117	1.76985	0.407728
12	0.791002	0.738072	1.81985	0.67433
15	0.76203	0.689274	1.83989	0.896995

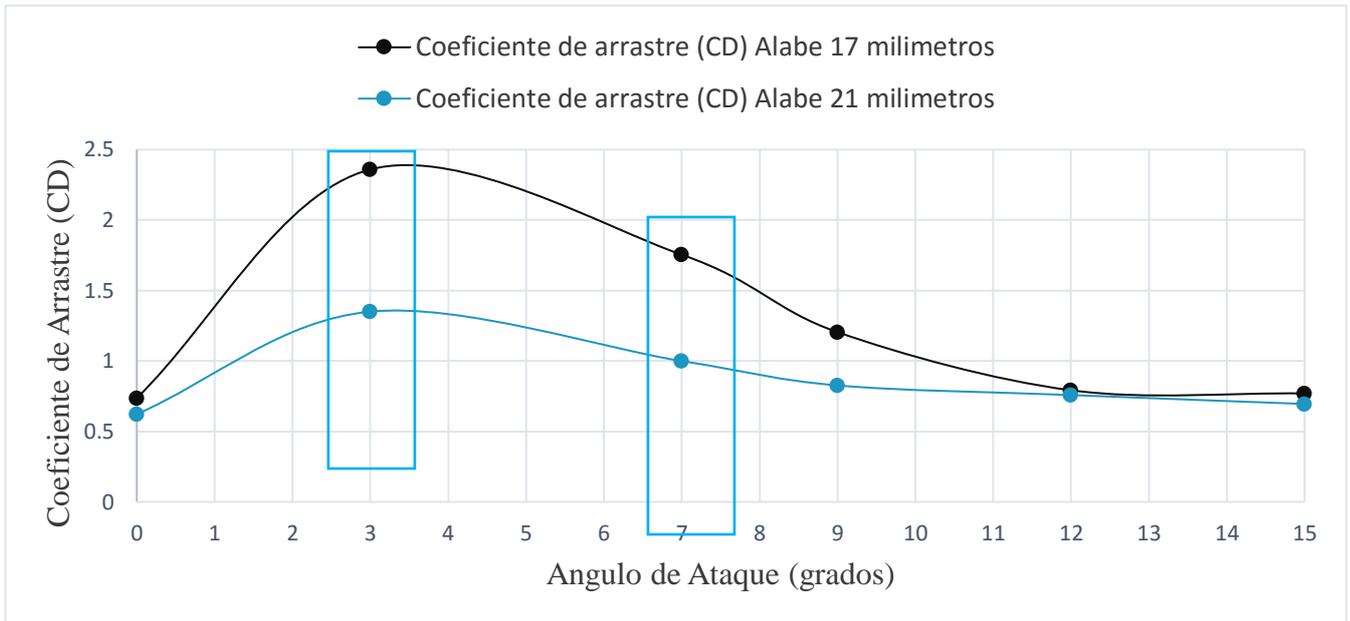


Fig. 105. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Ángulos de Ataque (grados) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor para un Numero de Reynolds de 1.9×10^6 .

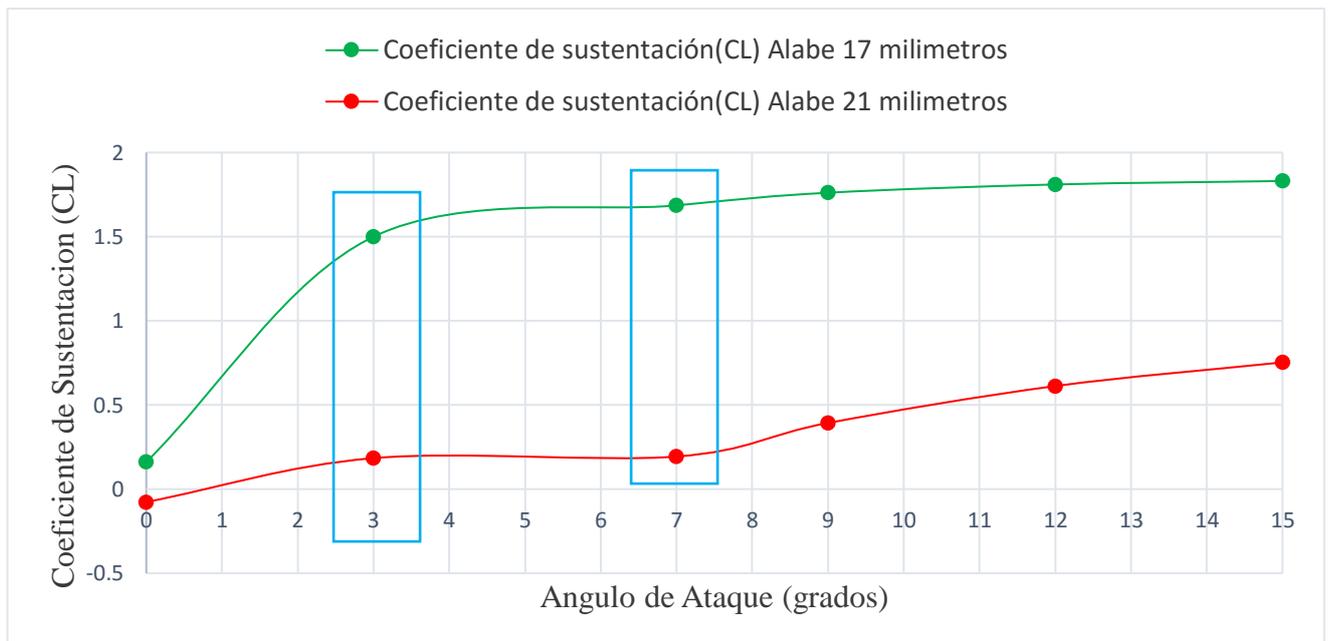


Fig. 106. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Ángulos de Ataque (grados) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor para un Numero de Reynolds de 1.9×10^6 .

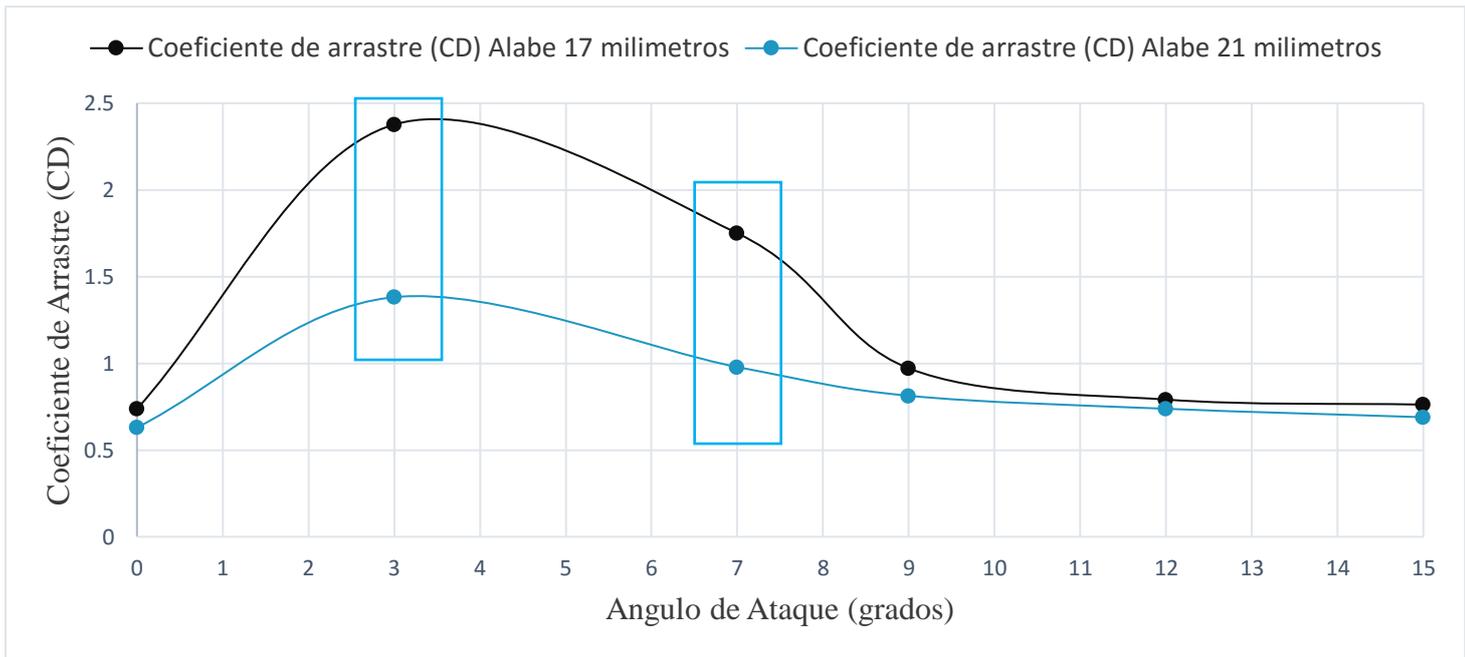


Fig. 107. Comparación de curvas del Coeficiente de Arrastre (CD) vs Ángulos de Ataque (grados) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor para un Numero de Reynolds de 2.0×10^6 .

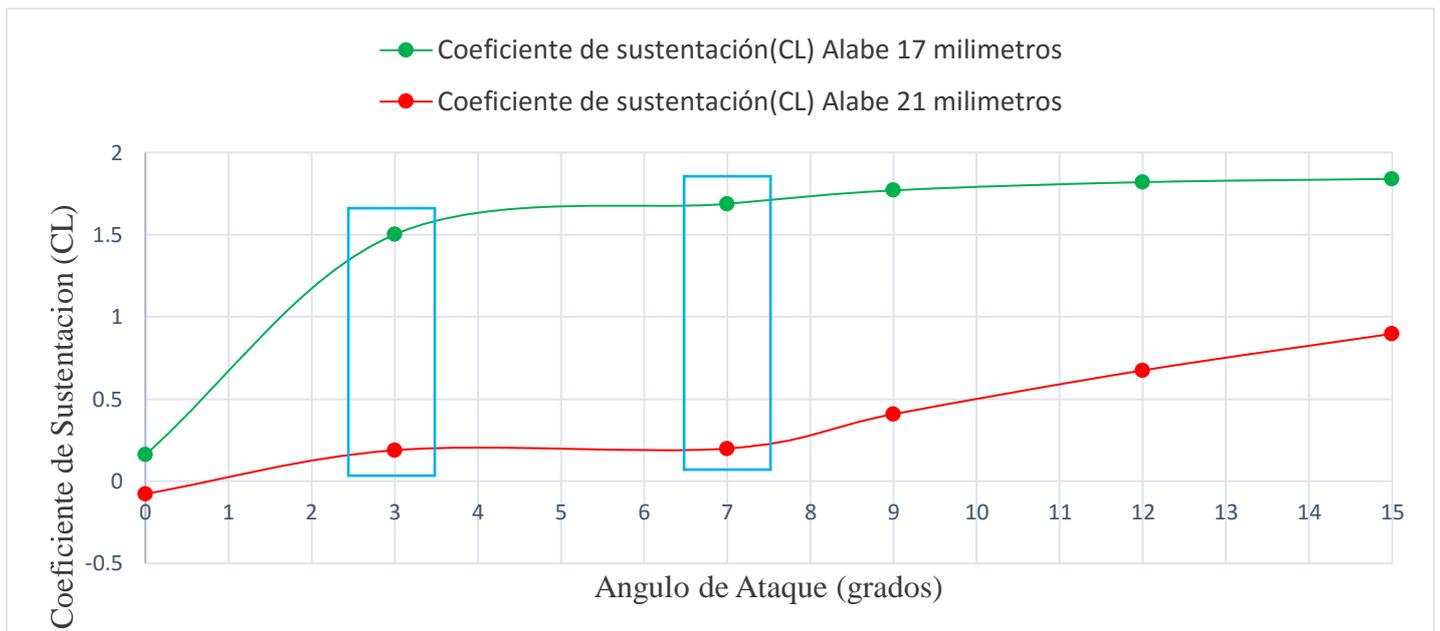


Fig. 108. Comparación de curvas del Coeficiente de Sustentación (CL) vs Ángulos de Ataque (grados) de los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor para un Numero de Reynolds de 2.0×10^6 .

4.7. Determinación de los esfuerzos (tensiones), fuerzas y cargas en alabe directriz de 17 milímetros de espesor.

Para la determinación de los esfuerzos y reacciones en los apoyos, se tomaron en cuenta las fuerzas de arrastre y sustentación de la Imagen 6 obtenidos de la simulación fluidodinámica del alabe en el cual se consideró las máximas fuerzas que se darán para un ángulo de ataque de 3 grados bajo un Reynolds de 2.0×10^6 .

Para el cálculo de las reacciones, el momento flector y fuerzas cortante, se tomaron los datos geométricos del alabe de la Tabla 8.

4.7.1 Diagrama de cuerpo libre de las Fuerzas y reacciones en alabe directriz de 17 milímetros de espesor.

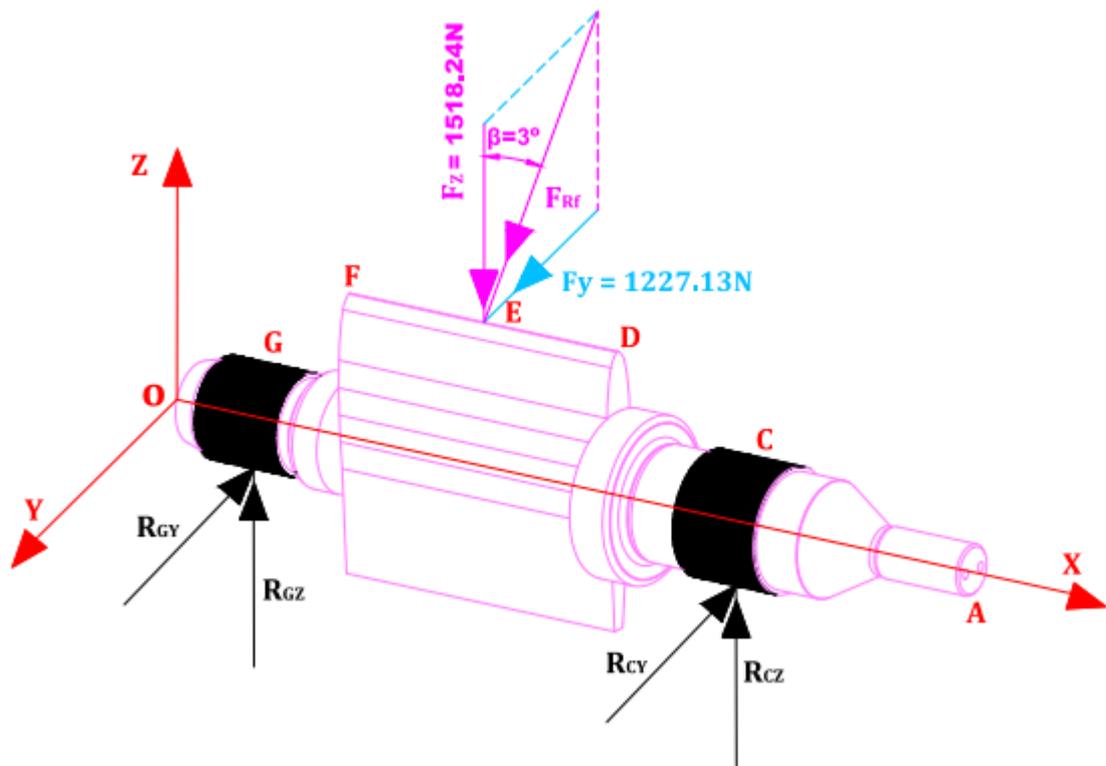


Tabla N° 12. Cálculo de los esfuerzos, cargas y fuerzas en alabe directriz.

CÁLCULO DE REACCIONES EN LOS PTOS C Y G		valor
Ecuación 32	$R_{GZ} = Fz * LCE/LCG$	791.045 N
Ecuación 33	$R_{GY} = Fy * LCE/LCG$	639.37 N
Ecuación 34	$R_{CZ} = Fz * LEG/LCG$	727.20 N
Ecuación 35	$R_{CY} = Fy * LEG/LCG$	587.76 N
ESFUERZOS DE CORTE EN EJE Z (CORTES DESDE BUJE SUPERIOR A INFERIOR)		
Ecuación 36	$V_{AZ} = 0$	0 N
Ecuación 37	$V_{CZ} = 0$	0 N
Ecuación 38	$V_{DZ} = -R_{CZ}$	-727.20 N
Ecuación 39	$V_{EZ} = Fz - R_{CZ}$	791.04 N
Ecuación 40	$V_{FZ} = V_{EZ}$	791.04 N
Ecuación 41	$V_{GZ} = Fz - R_{CZ} - R_{GZ}$	0 N
Ecuación 42	$V_{OZ} = 0$	0 N
ESFUERZOS DE CORTE EN EJE Y (CORTES DESDE BUJE SUPERIOR A INFERIOR)		
Ecuación 43	$V_{Ay} = 0$	0 N
Ecuación 44	$V_{Cy} = 0$	0 N
Ecuación 45	$V_{Dy} = -R_{Cy}$	-587.76 N
Ecuación 46	$V_{Ey} = Fy - R_{Cy}$	639.37 N
Ecuación 47	$V_{Fy} = V_{Ey}$	639.37 N
Ecuación 48	$V_{Gy} = Fy - R_{Cy} - R_{Gy}$	0 N
Ecuación 49	$V_{Oy} = 0$	0 N
MOMENTOS DE FLEXIÓN EN EJE Z		
Ecuación 50	$M_{AZ} = 0$	0 N.mm
Ecuación 51	$M_{CZ} = 0$	0 N.mm
Ecuación 52	$M_{DZ} = R_{Cy} * (LDE)$	65535.24 N.mm
Ecuación 53	$M_{EZ} = (R_{Cy} * LDF) - (Fy * (LEF))$	26449.385N.mm
Ecuación 54	$M_{FZ} = (R_{Cy} * (LDF + LFG)) - (Fy * (LEG))$	23017.135 N.mm
Ecuación 55	$M_{GZ} = (R_{Cy} * (LDF + LF0)) + (R_{Gy} * (LG0)) - (Fy * (LEF + LF0))$	0 N.mm
Ecuación 56	$M_{OZ} = 0$	0 N.mm
MOMENTOS DE FLEXIÓN EN EJE Y		
Ecuación 57	$M_{Ay} = 0$	0 N.mm
Ecuación 58	$M_{Cy} = 0$	0 N.mm
Ecuación 59	$M_{Dy} = R_{CZ} * LDE$	81082.8 N.mm

Ecuación 60	$M_{Ey} = R_{CZ} * (LDF) - Fz * (LEF)$	32772.8 N.mm
Ecuación 61	$M_{Fy} = R_{CZ} * (LDF + LFG) - Fz * (LEG)$	28478.64N.mm
Ecuación 62	$M_{Gy} = R_{CZ} * (LDF + LF0) - Fz * (LEF + LF0) + (R_{GZ} * LG0)$	0 N.mm
Ecuación 63	$M_{Oy} = 0$	0 N.mm
TORQUE EN E PRODUCIDO POR LA FUERZA F_y		
	$T_E = T_D = T_F = Fy * LCUERDA/2$	74609.50 N.mm
MOMENTOS RESULTANTES DE FLEXION		
	$M_A = \sqrt{M_{AZ}^2 + M_{Ay}^2}$	0 N.mm
	$M_C = \sqrt{M_{CZ}^2 + M_{Cy}^2}$	0 N.mm
	$M_D = \sqrt{M_{DZ}^2 + M_{Dy}^2}$	104255.8782 N.mm
	$M_E = \sqrt{M_{EZ}^2 + M_{Ey}^2}$	42114.4439 N.mm
	$M_F = \sqrt{M_{FZ}^2 + M_{Fy}^2}$	36617.2287 N.mm
	$M_G = \sqrt{M_{GZ}^2 + M_{Gy}^2}$	0 N.mm
	$M_O = \sqrt{M_{OZ}^2 + M_{Oy}^2}$	0 N.mm

Donde:

$R_{CZ}, R_{GZ}, R_{Cy}, R_{Gy}$ = Reacciones en los bujes superior (C) e inferior (G.)

F_z, F_y = Fuerza axial y tangencial del fluido sobre el alabe.

β = Angulo de Ataque.

Nota:

Las fuerzas axiales y tangenciales del fluido se tomaron del análisis fluidodinámico realizado por el software SolidWorks educacional para un ángulo de 3 grados con una velocidad del fluido 82.797061m/s.

Tabla N° 13. Resultado de los Valores Calculados en las Secciones Criticas del Alabe.

SECCIONES SOBRE LOS ALABES	SECCIÓN D	SECCIÓN E	SECCIÓN F
Diámetro máximo en sección (<i>mm</i>) (<i>D</i>)	17.0	17.0	17.0
VALORES PARA CÁLCULO DE TORSIÓN			
Distancia desde el eje neutro hasta la superficie del alabe en las secciones (<i>c</i>)	17.0	17.0	17.0
ESFUERZOS EN LAS SECCIONES			
Momento torsor en las secciones (<i>T</i>)	74609.50 N.mm	74609.50 N.mm	74609.50 N.mm
Momento flector en las secciones (<i>M</i>)	104255.8782	42114.4439	36617.2287
TENSION EN LAS SECCIONES			
Tensión de corte por torsión			
$\tau_M = \frac{16 * T}{\pi D^3}$	77.34 MPa	77.34MPa	77.34MPa
Tensión de flexión (MOMENTO FLECTOR)			
$\sigma_M = \frac{32 * M}{\pi D^3}$	216.15 MPa	87.31 MPa	75.91 MPa
Tensión equivalente 1 (VON MISES)			
$\sigma_{V.M} = (\sigma_M^2 + 3\tau_M^2)^{1/2} = \frac{S_y}{F.S}$	254.30 MPa	159.90 MPa	153.97 MPa
$\sigma_{V.M} = \sqrt{(\sigma_M^2 + 3\tau_M^2)}$			

4.7.2 Diagrama de Fuerzas, Momentos Flector y Fuerza Cortante en Alabe Directriz de 17 milímetros de espesor.

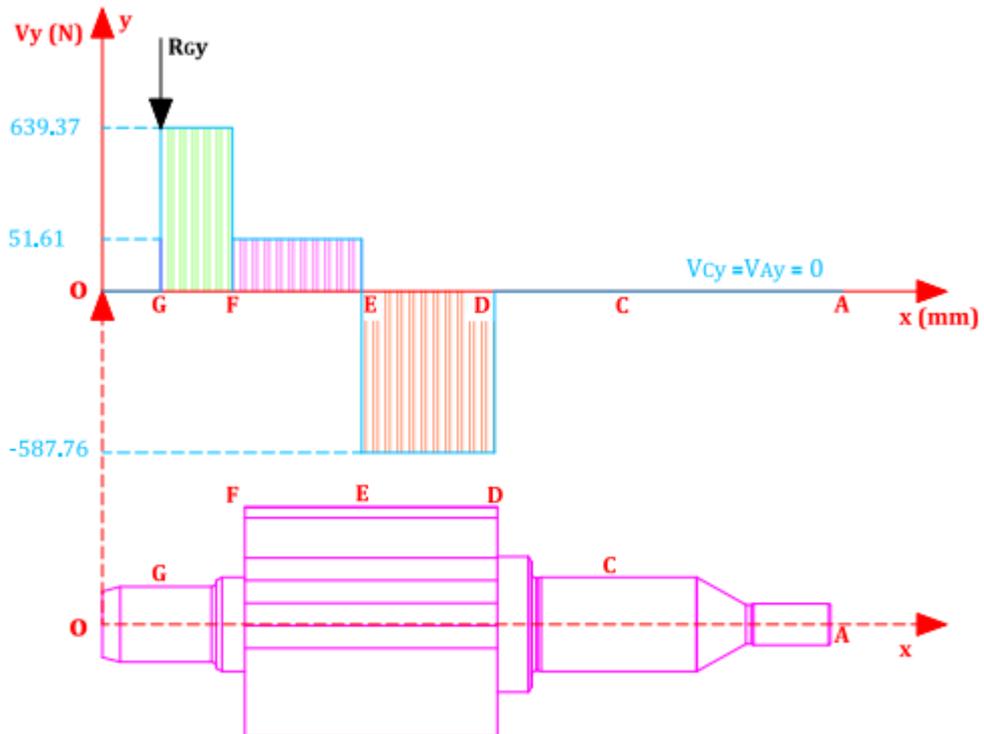


Figura 109. Diagrama de las fuerzas cortantes en el eje y del alabe

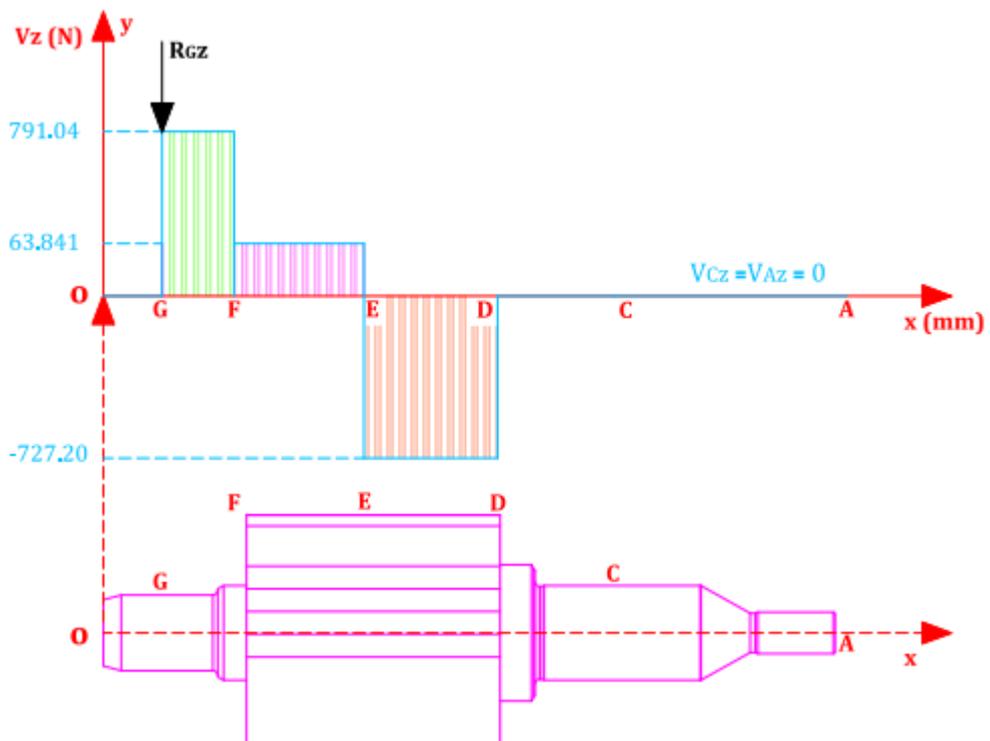


Figura 110. Diagrama de las fuerzas cortantes en el eje z del alabe

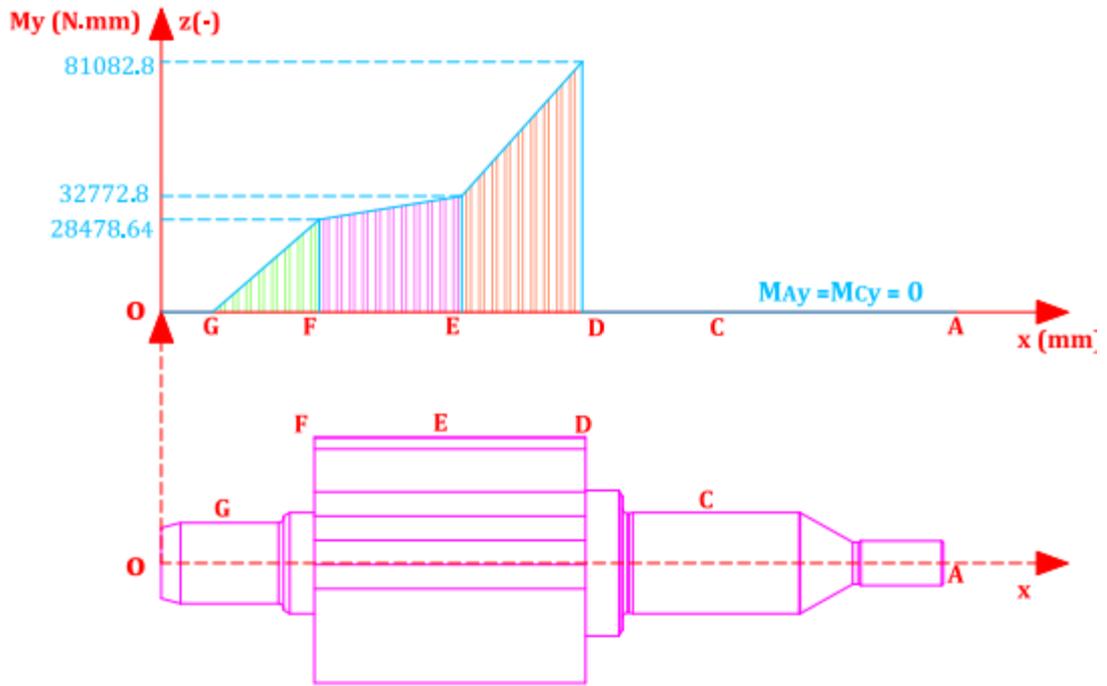


Figura 111. Diagrama del momento flector en el eje y del alabe

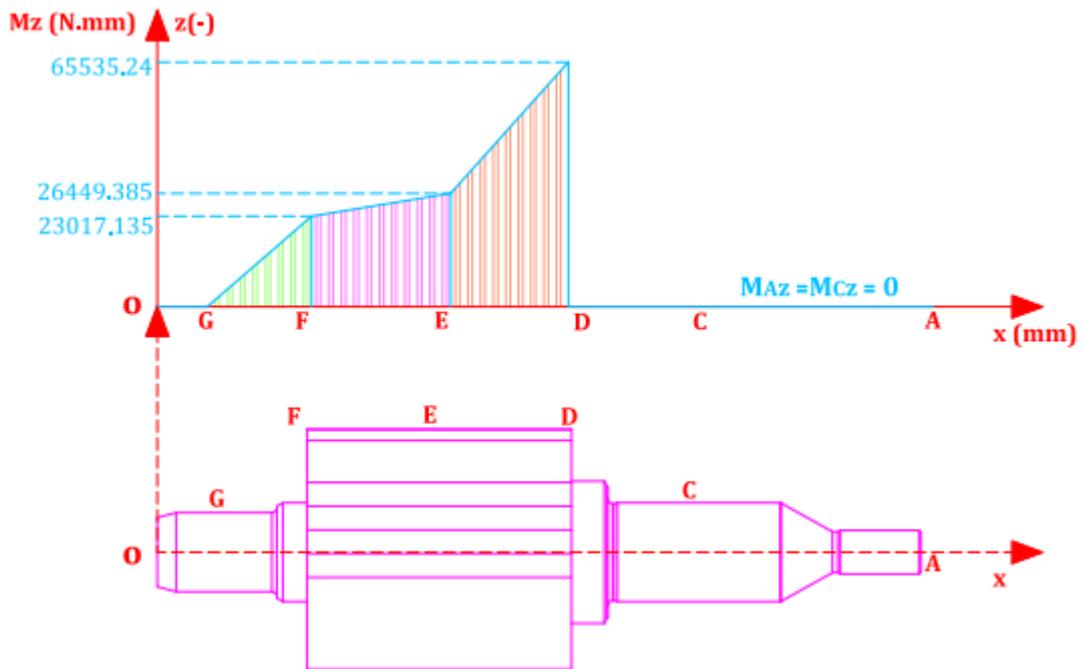


Figura 112. Diagrama del momento flector en el eje z del alabe

4.7.3 Representación gráfica de las tensiones en las secciones críticas del alabe directriz de 17 milímetros de espesor.

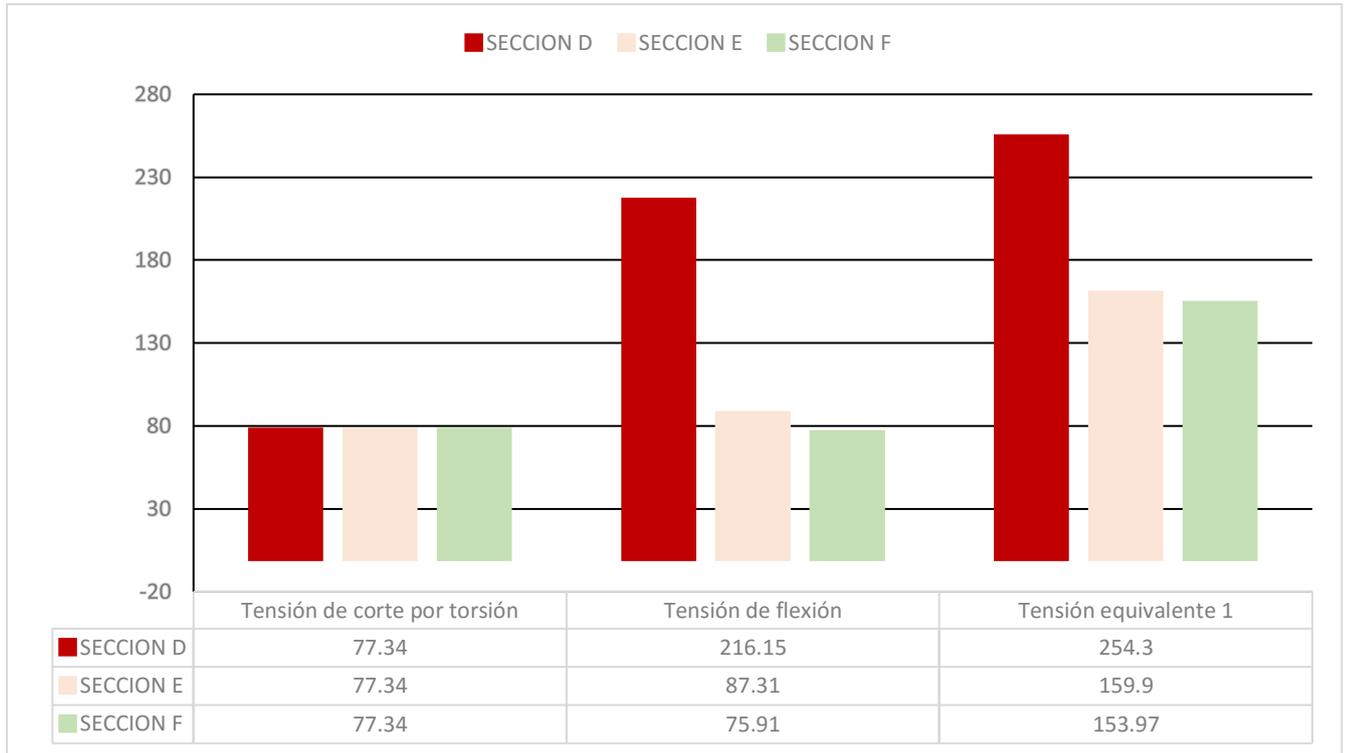


Figura 113, Grafica de Tensiones en las Secciones críticas del Perfil de Alabe Directriz

De La Figura 113, mediante los datos de las tensiones obtenidas de los cálculos se elaboró la gráfica de tensiones en el cual se estima que, la **sección D** del alabe directriz será la que estará sometido en promedio a los máximos esfuerzos tanto en Von Mises como por tensión de flexión. Debido a ello, la **sección D**, del alabe se diseñará con la máxima fibra (máximo diámetro o espesor).

Dichos esfuerzos máximos en tal sección se deben a que esta sección será la entrada del campo vectorial de las fuerzas, cargas y velocidades del fluido.

De la Fig. 33, el análisis fluidodinámico del alabe de 17 milímetros de espesor estimo que la presión relativa del fluido en este sector estará entre los 5.123 y 5.949 MPa.

La **sección E**, según la gráfica, estará más sometido a esfuerzos por flexión (esfuerzos de corte) que por esfuerzo de torsión. En el análisis fluidodinámico se corrobora lo antes

dicho, debido al comportamiento del fluido al paso de la longitud del alabe, en el cual se generan líneas tangenciales distorsionales para dicho sector.

La **sección F** del alabe es la que estará sometido a menor tensión tanto de corte y torsión, la cual se debe al rozamiento que se genera entre el fluido y la superficie del alabe, haciendo que disminuya la intensidad del campo de fuerzas como de carga hidráulica.

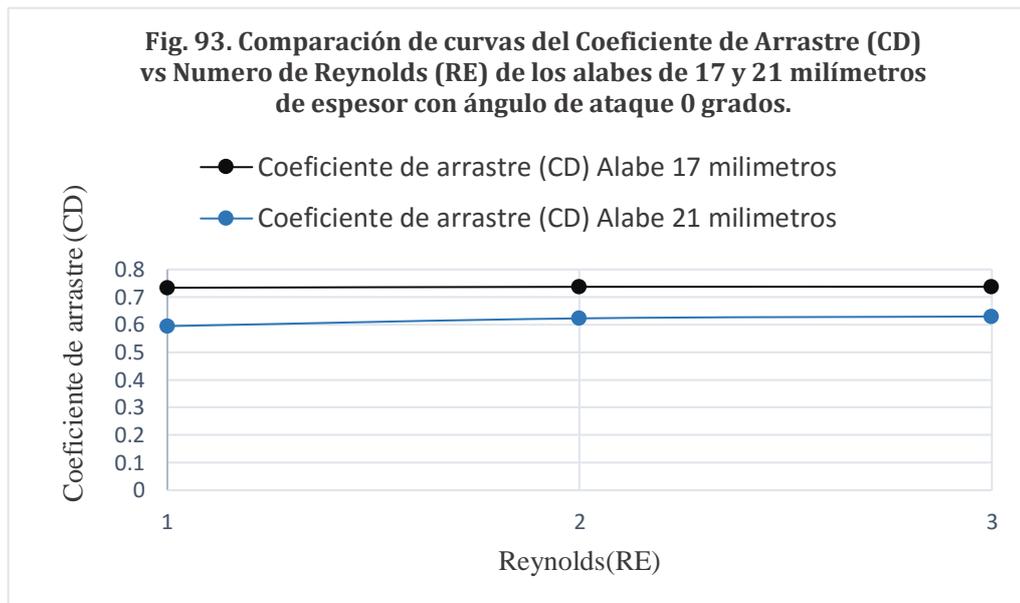
V. DISCUSIÓN.

5.1 Discusión.

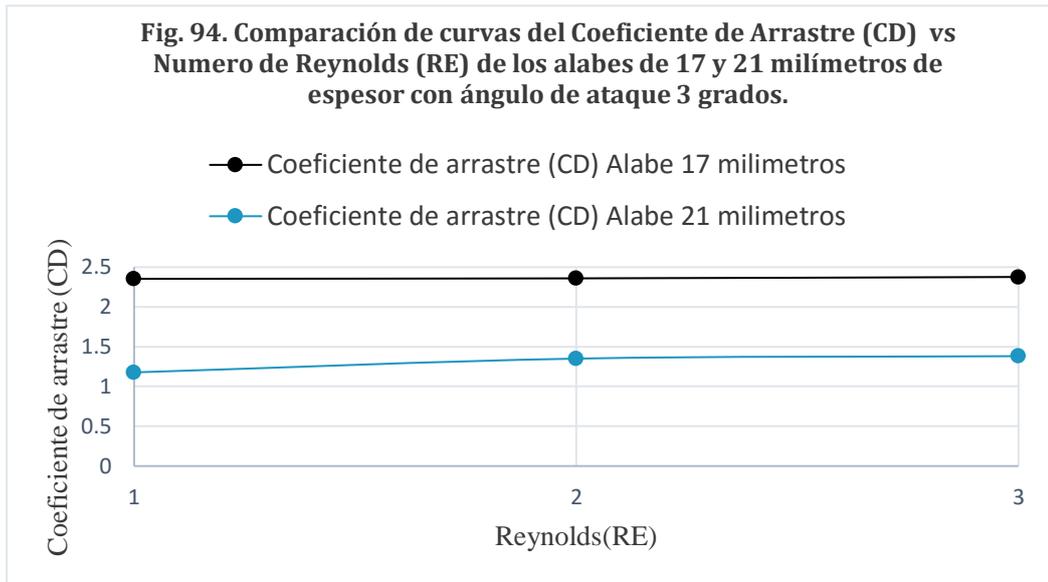
Los resultados obtenidos por este estudio se resumen en las figuras presentadas en este capítulo, en los cuales se realizó la comparación de las curvas de los coeficientes de arrastre y sustentación para para los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor.

El procedimiento de la obtención de dichas curvas se detalló en el capítulo **RESULTADOS** de este estudio. En este capítulo se hará un análisis exacto de los resultados obtenidos y se comparará con los obtenidos por Javier Enrique, Martínez. (2012).

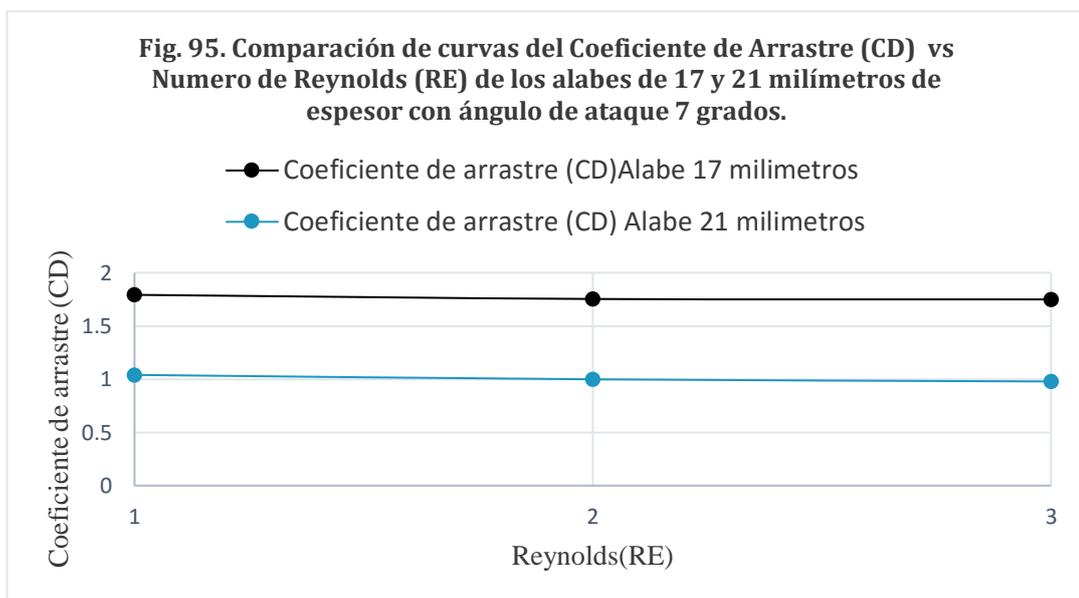
Análisis de los resultados obtenidos:



En la Figura 93, se puede observar el comportamiento del coeficiente de arrastre de ambos alabes para los tres Numero de Reynolds tomados desde 10^6 hasta 2.0×10^6 , para un ángulo de ataque de cero grados (en posición de cierre). La figura muestra que, ambos alabes tendrán un máximo valor para un Reynolds de 2.0×10^6 con tendencia creciente; lo cual se debe a que la velocidad del flujo aumenta a medida que el Número de Reynolds lo haga. En las ecuaciones CD y CL de la Tabla 10, Se establece la relación de los coeficientes con la velocidad del fluido, el aérea del alabe (normal a la dirección del flujo en el cual depende del ángulo de ataque) y fuerzas.



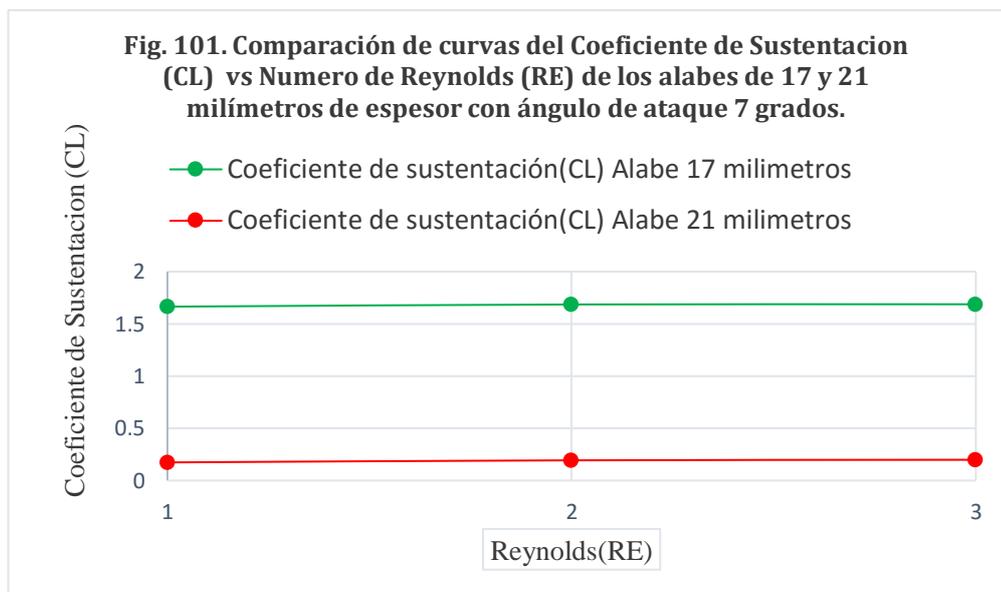
En la Figura 94, se observa el comportamiento del coeficiente de arrastre de ambos alabes para un ángulo de ataque de 3 grados, en donde se aprecia una tendencia de crecimiento a razón de que aumente el ángulo de ataque, con tendencia similar al de la Figura 93 bajo el mismo sustento, pero con la particularidad que el área del alabe normal al flujo aumenta a razón que aumente el ángulo. Se puede apreciar que, los coeficientes alcanzaron su máximo valor para este ángulo, lo cual se debe a varios factores como el desarrollo máximo del campo de fuerzas de arrastre, presión estática y dinámica del fluido, geometría, ángulo de ataque, entre otros.



En la Figura 95, se puede observar el decrecimiento del coeficiente de arrastre del alabe para un ángulo de 7 grados, lo cual se debe principalmente a que el fluido alcanzó su máximo desarrollo de fuerzas para un ángulo de 3 grados y conforme se vaya aumentando el ángulo aumente del área, pero se reducirán las fuerzas.

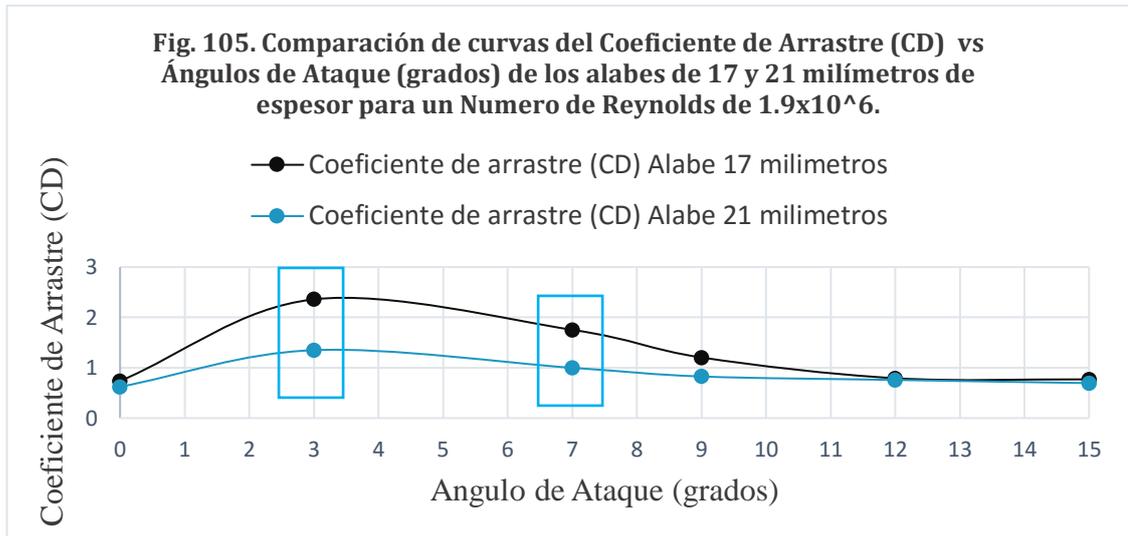
Otro factor de menor incidencia en los resultados del análisis fueron las condiciones de frontera que se estableció en la simulación, el cual fue de 60 mm cuya dirección fue un plano perpendicular a la fuerza de arrastre (axial).

Como se puede observar en las tres gráficas, la tendencia de la curva del coeficiente de arrastre del alabe de 17 milímetros está por encima que el de 21 para todos los Numero de Reynolds.



En la Figura 101, se puede observar el comportamiento del coeficiente de sustentación de ambos alabes para los tres Numero de Reynolds analizados que van desde los 10^6 hasta 2.0×10^6 , para un ángulo de ataque de siete grados (en posición máxima de carga). La figura muestra que, ambos alabes tendrán un máximo valor para un Reynolds de 2.0×10^6 con tendencia de aumento conforme se aumente el ángulo de ataque.

Si se comprara los valores de figura 95 con los de la figura 101, los valores del coeficiente de arrastre son un poco más elevados que el de sustentación, esto se debe principalmente a que, la magnitud de las fuerzas de sustentación está por debajo de las fuerzas de arrastre.



En la Figura 105, se representa los máximos valores del coeficiente de arrastre de ambos alabes para un Reynolds de 1.9×10^6 . En él se observa, el comportamiento del coeficiente de arrastre de ambos alabes para los ángulos de ataque que van desde los cero hasta 15 grados, en donde claramente se evidencia que el alabe de 17 milímetros tiene mejores prestaciones aerodinámicas que el de 21.

El autor Javier Enrique, Martínez (2012), en su tesis Análisis del comportamiento aerodinámico de perfiles, realiza varias simulaciones aerodinámicas a varios perfiles utilizando los programas JavaFoil y XFLR5. En los resultados de su análisis se eligió el perfil SD6041 para una comparación de sus graficas coeficiente de sustentación (CL) y arrastre (CD) vs ángulo de ataque (α) para diferentes Numero de Reynolds, con las gráficas obtenidas por este estudio.



Figura (a). Geometría y características del Perfil SD6041. **Fuente:** Martínez, Javier (2012).

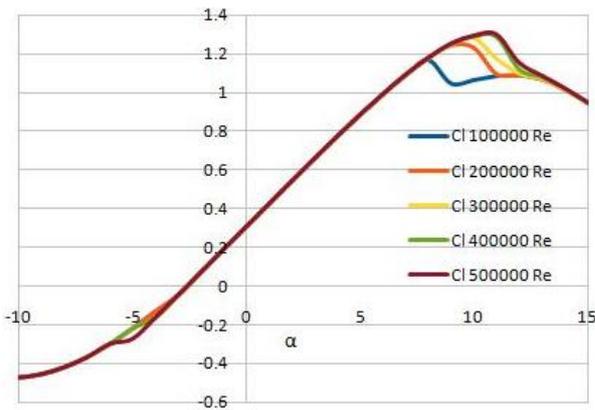


Figura (b). Coeficientes de sustentación vs ángulo de ataque para diferentes Reynolds. **Fuente:** Martínez, Javier(2012).

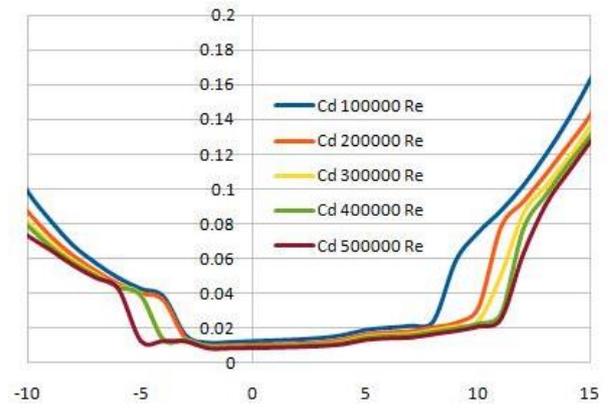


Figura (c). Coeficientes de arrastre vs ángulo de ataque para diferentes Reynolds. **Fuente:** Martínez, Javier(2012).

La grafica de la Figura b, se puede observar el crecimiento del coeficiente de sustentación conforme se aumente el Reynolds y el ángulo de ataque, en el cual, haciendo una comparación con los obtenidos por este estudio, se pueden evidenciar comportamientos diferentes, lo cual se debe a varios factores como las condiciones iniciales de simulación, presión estática y dinámica del fluido, velocidad del flujo, geometría, fuerzas incidentes y demás parámetros.

La grafica de la Figura c, se demuestra lo antes descrito, esto se debe principalmente a que las fuerzas de sustentación están muy por encima que las de arrastre caso contrario que las de nuestro estudio.

Como posible respuesta a ello, se puede deber a la dirección del flujo principal de trabajo debe tener la misma dirección que la fuerza de sustentación.

El autor Sarasúa Moreno, José Ignacio (2009), en su tesis de grado “control de Mini centrales hidroeléctricas fluyentes modelado y estabilidad”, en el habla sobre la mejora de la estabilidad y relación de frecuencia - potencia de una mini central reduciendo el caudal a turbinar, para lo cual fue necesario de una programación compleja para cada componente de la central usando Matlab, lo cual demanda de una mayor inversión de tiempo y dinero además de tener una alta complejidad en su desarrollo.

Para nuestro caso, al reducir el caudal a turbinar genera una mejor estabilidad de operación de la turbina, pero como consecuencia se reducirá la potencia a generar.

El autor Silva Elías, Víctor Ángel (2007), en su tesis de grado “repotenciación de las turbinas Francis de la central hidroeléctrica CAHUA”, En su análisis para repotenciar dos turbinas Francis se requería modificar tres elementos importantes de la turbina como distancia entre tapas superior e inferior, altura del alabe y separación entre la banda y la corona del rodete, para lo cual se requiere de un alto costo de inversión y posible modificación geométrica de la cámara espiral.

Expuesto lo anterior, dicho estudio se basó en la repotenciación de las turbinas mediante cálculo analítico en donde se relacionan la geometría de las partes de la turbina antes mencionadas con el incremento de la potencia, la cual difiere de este estudio el cual, se basó en realizar un análisis fluidodinámico a solo un elemento (alabe directriz) que conlleve a la repotenciación de la turbina Francis.

VI. CONCLUSIONES.

6.1 Conclusiones.

Al realizar el análisis de esfuerzos, fuerzas y reacciones al alabe directriz de 17 milímetros de espesor, se corroboró que las secciones críticas (**D, E, F**), conformada por la pala del alabe y que estará sometido a la carga hidráulica del fluido y donde se concentraran los momentos de torsión y flexión estimados por el cálculo analítico de la Tabla 12. Previamente establecido mediante cálculo en donde se pudo comprobar que el fluido alcanza su máximo desarrollo de esfuerzos de torsión y flexión y sus valores máximos de fuerzas de Arrastre y Sustentación (1518.24N y 1227.13N) respectivamente.

Se pudo comprobar mediante el diseño Cad de la turbina y ensamblaje de los alabes directrices, que el aumento del espesor del alabe, genera que el **área de paso del fluido** hacia el rodete se reduzca provocando golpes de ariete estando en operación la turbina, originando una sobrecarga el cual producirá el descalibre de los alabes, mayor sonido y fuga de fluido por las tapas superior e inferior.

Al realizar el análisis fluidodinámico a los alabes de 21 y 17 milímetros de espesor, se obtuvo los valores de los de **coeficientes de arrastre (CD)** y **sustentación (CL)** con los cuales se elaboró los cuadros que relacionaban dichos parámetros con el Número de Reynolds para diferentes ángulos de ataque (α) desde los 0 a 15 grados. Los resultados que se manifiestan en las gráficas de las figuras (**93 y 104**), elaboradas de coeficientes de Arrastre y Sustentación vs Reynolds para ángulos de ataque de 0 y 15 grados y para Reynolds desde 10^6 hasta 2.0×10^6 , indican los máximos valores del coeficiente de arrastre y sustentación para ambos perfiles en el cual se demuestra que el alabe de 17 milímetros de espesor tiene mejores prestaciones aerodinámicas que el alabe de 21 con lo cual, se estimara un incremento de potencia mecánica de la turbina si se realiza en cambio de los alabes actuales(21) por los alabes de 17 milímetros de espesor.

Al realizar la comparación de las gráficas del coeficiente de Arrastre y Sustentación vs Reynolds para los ángulos de ataque 0 hasta los 15 grados los alabes de 17 y 21 milímetros de espesor, se observó que el coeficiente de arrastre y sustentación de las figuras (**105 hasta 108**) alcanza su valor máximo para un ángulo de 3 grados, cuya tendencia disminuye a partir de los 7 grados. Las curvas de arrastre alcanzan valores elevados en comparación con las de sustentación para todos los ángulos analizados, esto se debe a que las fuerzas

axiales (de arrastre) del flujo van en dirección hacia el rodete debido a que, estas fuerzas son mayores que las fuerzas tangenciales (de sustentación).

VII.RECOMENDACIONES.

7.1 Recomendaciones.

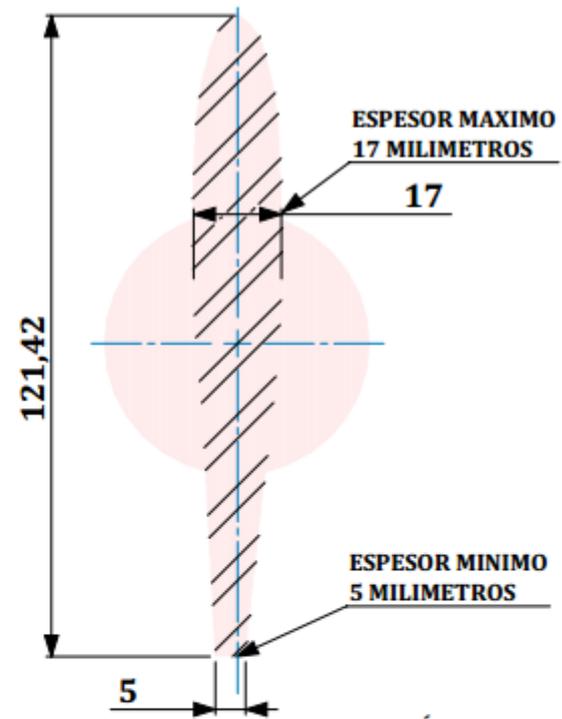
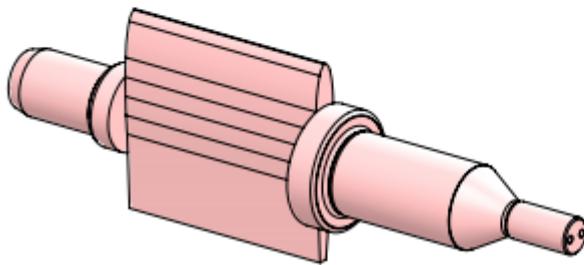
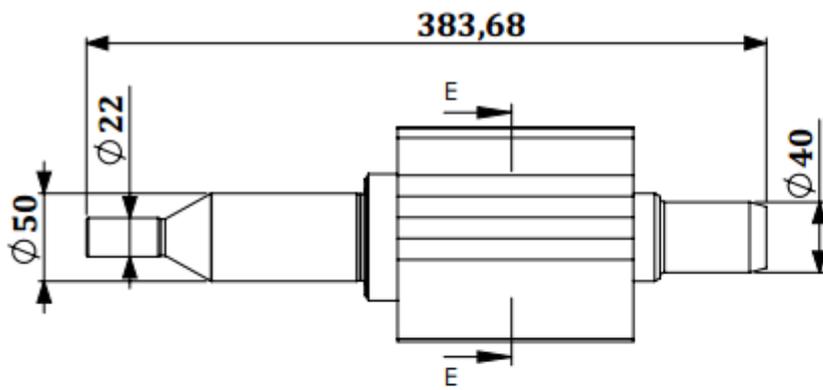
Al realizar el análisis de los resultados y haber determinado las causas y solución de los problemas, se recomienda que:

1. Hacer el cambio de alabes directrices actuales de la turbina Francis por los alabes rediseñados tanto en el borde de ataque como la fibra máxima (espesor máximo) de 17 milímetros.
2. Realizar un modelo matemático para una óptima sincronización de la turbina tanto giro del alabe, posición de los alabes fijos de la cámara espiral y posición optima del rodete Francis para un mejor aprovechamiento de la energía hidráulica.
3. Colocar filtros hidráulicos en zonas estratégicas que pueden ser en la cámara de carga o antes de cada válvula mariposa para reducir la sedimentación de las aguas a ser turbinadas.
4. Realizar un estudio numérico mediante modelos físicos del alabe que permitan verificar los modelos de turbulencia escogidos en este estudio, mejorar las condiciones de contorno, mallado y aumentar el dominio computacional para obtener nuevos datos que conlleven a una mejor precisión de los resultados obtenidos por este estudio.

REFERENCIAS

- Andrade Correia, Jesús Alberto. (2006). Diseño Mecánico e Hidráulico de una Turbina Francis Tubular (Tesis Ingeniero Mecánico). Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela.
- Anderson, John David. (5ta Ed). (2011). Fundamentos de la Aerodinámica. Nueva York, Estados Unidos: The McGraw-Hill Companies.
- Conte Chirinos, Antonio Ricardo. (2017). Análisis Energético de la Central Hidroeléctrica Santa Rosa 1 de 1,33 MW (Magíster en Ciencias con mención en Energía). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Carranza Castro, Florencio Heyner. (2008). Mejoramiento de Potencia de la Central Hidroeléctrica Cahua (Tesis Ingeniero Eléctrico). Universidad Nacional del Callao, Lima, Perú.
- Fernández Díez, Pedro. (21 junio 2018). Turbinas Hidráulicas. Lugar de publicación: Universidad de Cantabria. Recuperado en:
http://files.redsauce.net/js/pdfjs/web/viewer.html?file=http%3A%2F%2Fmanager.redsauce.net%2FAppController%2Fcommands_RSM%2Fapi%2Fapi_getFile.php%3FitemID%3D125%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38
- García Pérez, Mario Alberto. (23 junio 2018). Turbomáquinas – Turbinas Hidráulicas Lugar de publicación: Universidad Nacional del Callao. Recuperado en:
https://unac.edu.pe/images/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/2011/Noviembre/IF_GARCIA%20PEREZ_FIEE.pdf
- Gallego Betancur, Juan Esteban. (2006). Caracterización de una Turbina del tipo Francis utilizada por una empresa local de generación de energía (Tesis Ingeniero Mecánico). Universidad Eafit, Medellín, Colombia.
- Martínez Ferri, Javier Enrique. (2012). Análisis del comportamiento aerodinámico de perfiles (Tesis Ingeniero químico y nuclear). Universitat Politècnica de València, Valencia, España.
- Sarasúa Moreno, José Ignacio. (2009). Control de Minicentrales Hidroeléctricas Fluyentes Modelado y Estabilidad (Tesis Ingeniero Civil). Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.
- Silva Elías, Víctor Ángel. (2007). Repotenciación de las Turbinas Francis de la Central Hidroeléctrica Cahua (Tesis Ingeniero en Energía). Universidad Nacional del Santa, Chimbote, Perú.
- Valencia Vélez, Alejandro. (2013). Criterios de diseño y montaje para una central Hidroeléctrica con capacidad de generación de 20 MW (Tesis Ingeniero Mecánico). Universidad Autónoma de Occidente, Santiago de Cali, Colombia.

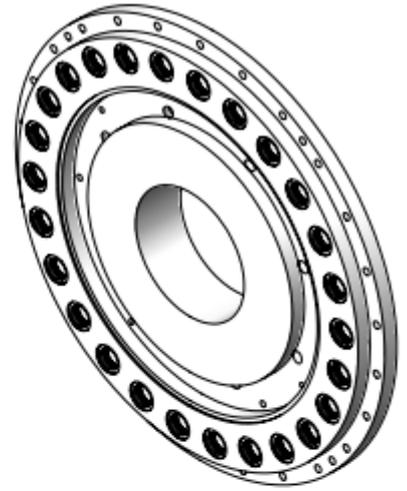
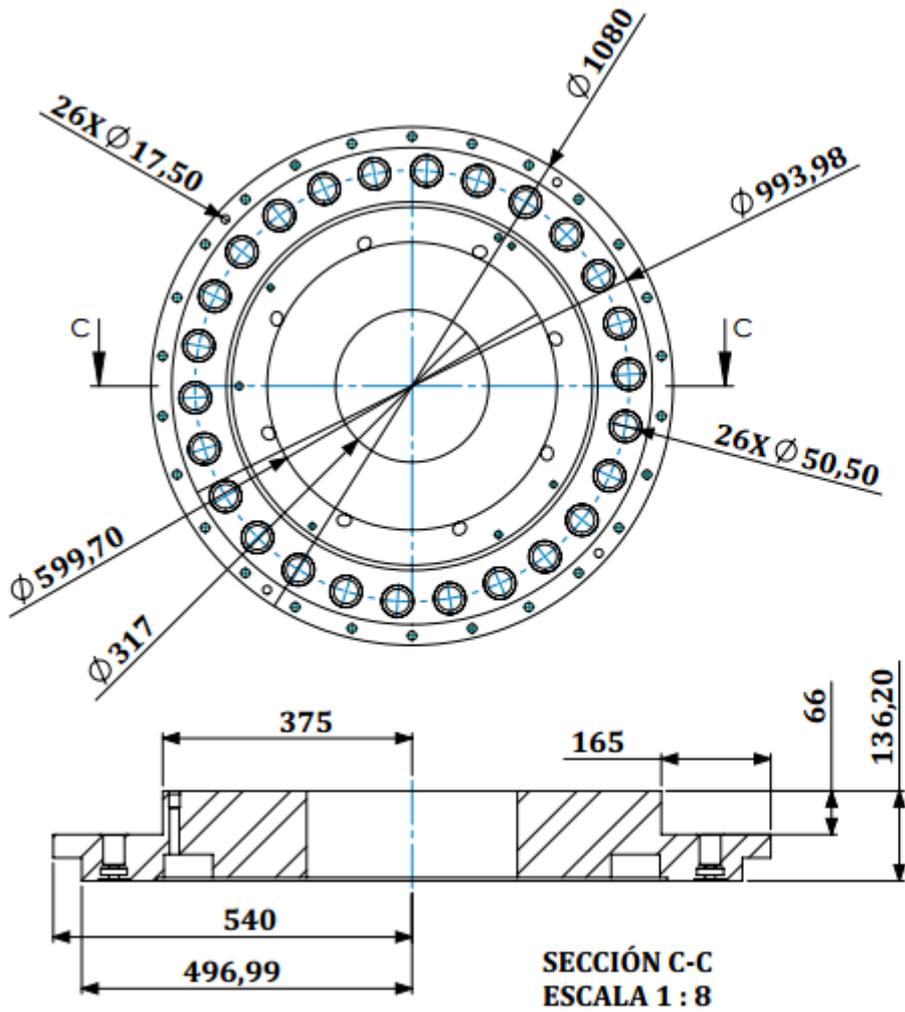
ANEXO 1. PLANO N° 1. ALABE DIRECTRIZ - TURBINA FRANCIS



**SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 1**

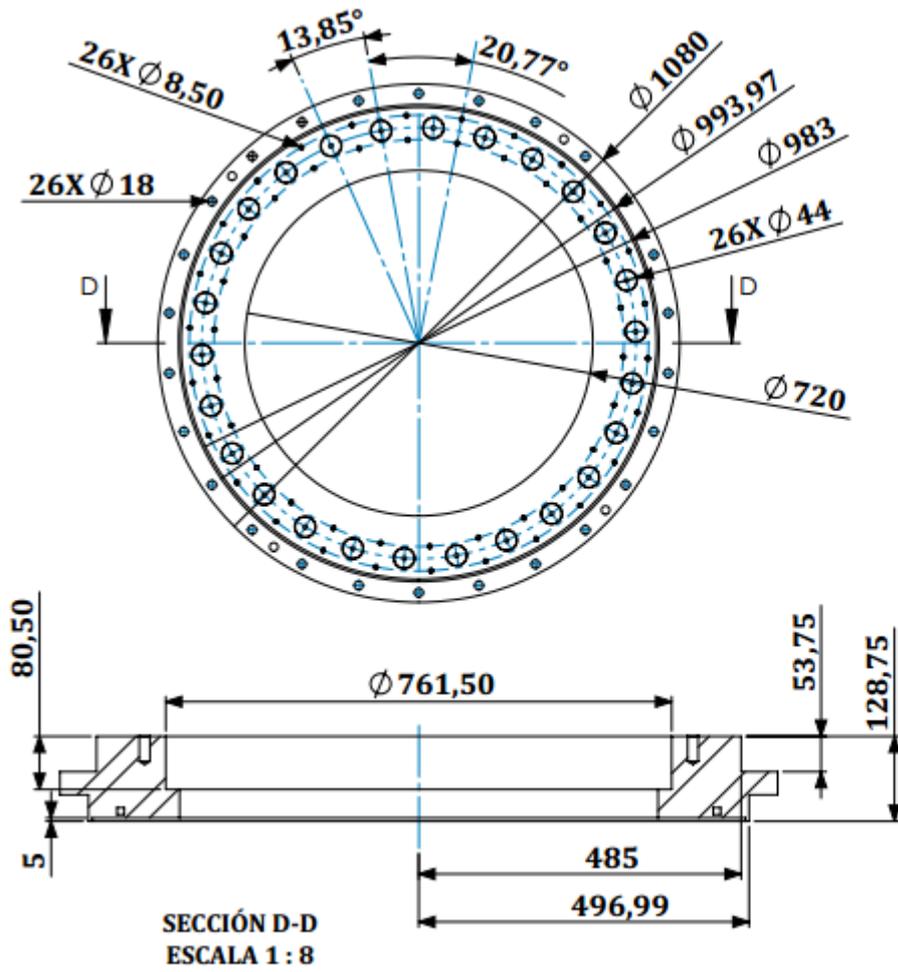
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
ALABE DIRECTRIZ	26	ACERO	mm

ANEXO 2. PLANO N° 2. TAPA SUPERIOR - TURBINA FRANCIS



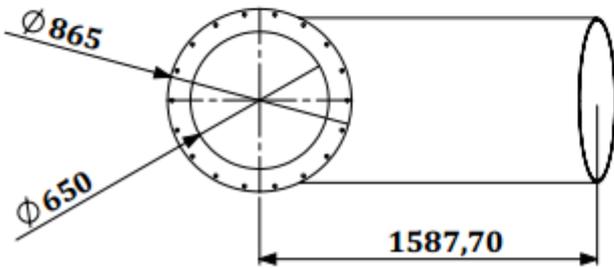
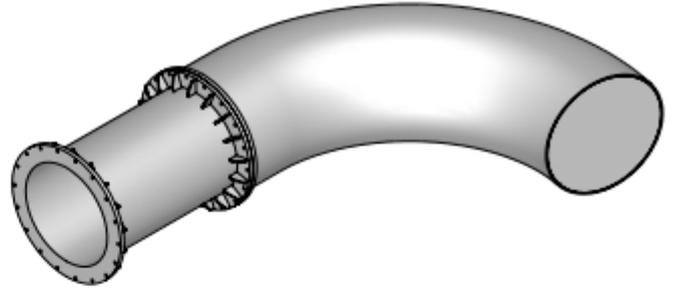
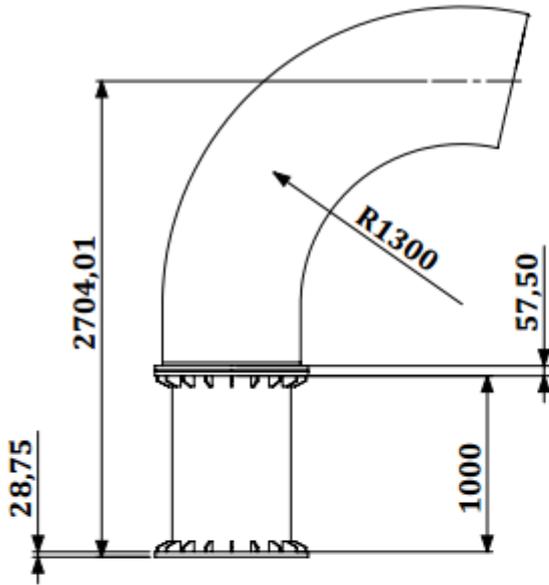
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
TAPA SUPERIOR	01	ACERO	mm

ANEXO 3. PLANO N° 3. TAPA INFERIOR - TURBINA FRANCIS



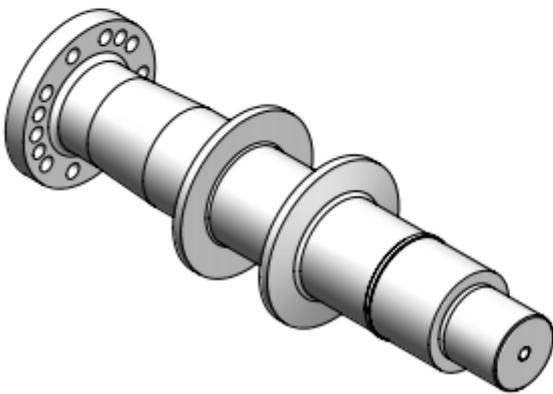
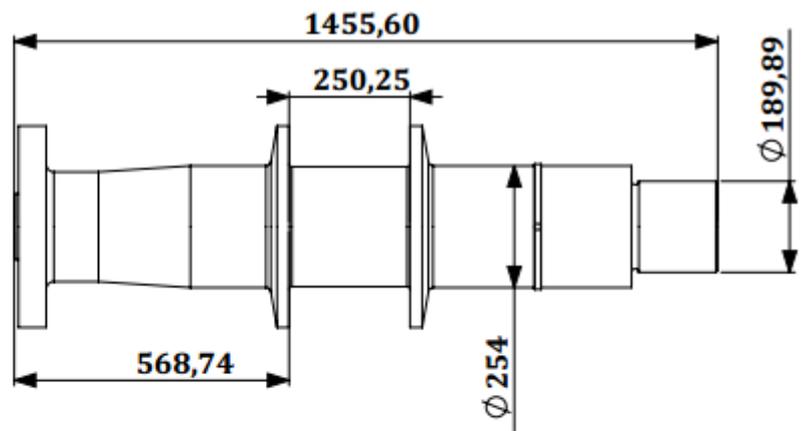
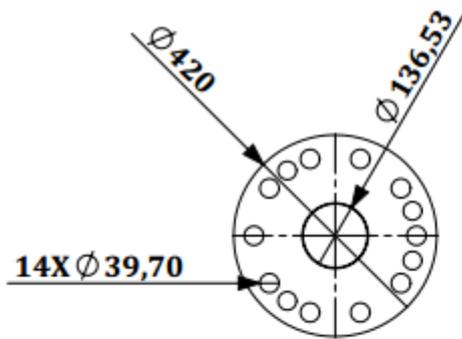
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
TAPA INFERIOR	01	ACERO	mm

ANEXO 4. PLANO N° 4. TUBO DIFUSOR - TURBINA FRANCIS



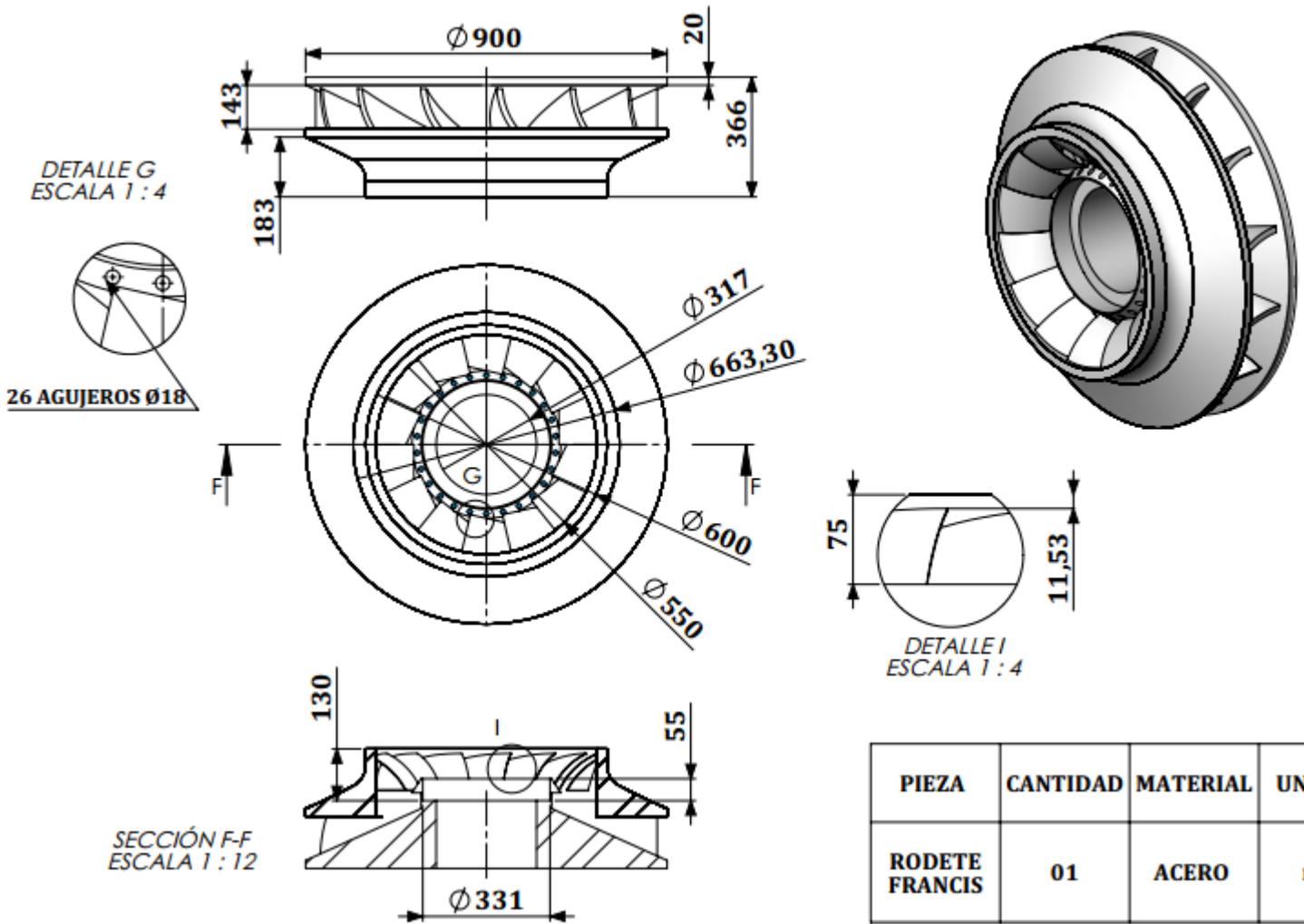
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
TUBO DIFUSOR	01	ACERO	mm

ANEXO 5. PLANO N° 5. EJE - TURBINA FRANCIS



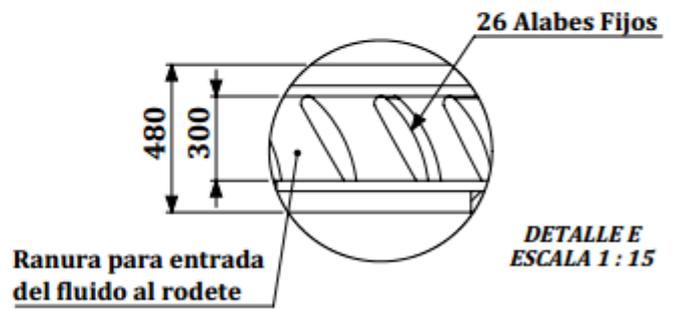
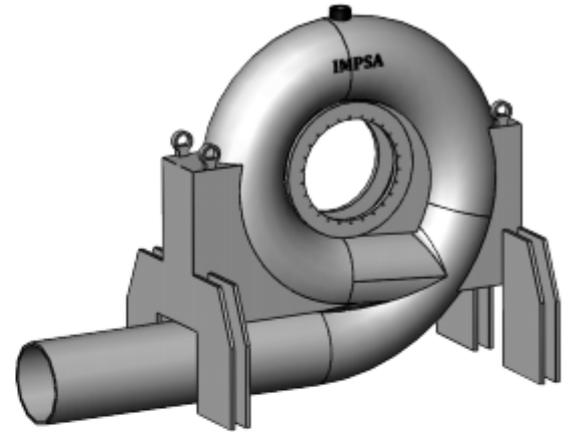
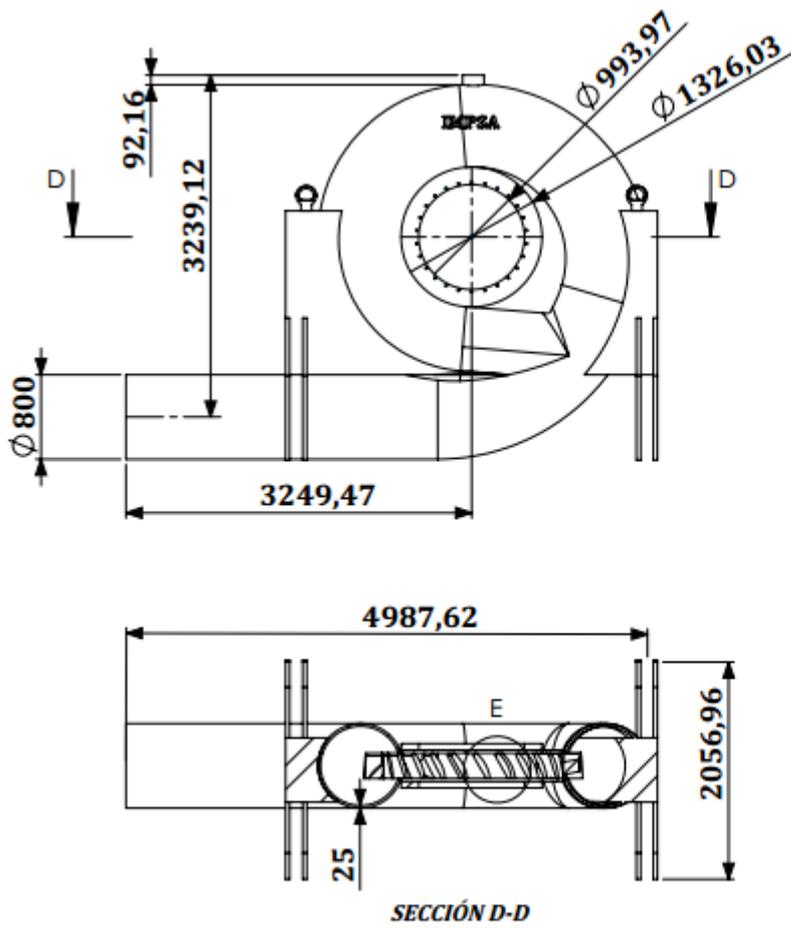
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
EJE	01	ACERO	mm

ANEXO 6. PLANO N° 6. RODETE FRANCIS -TURBINA FRANCIS



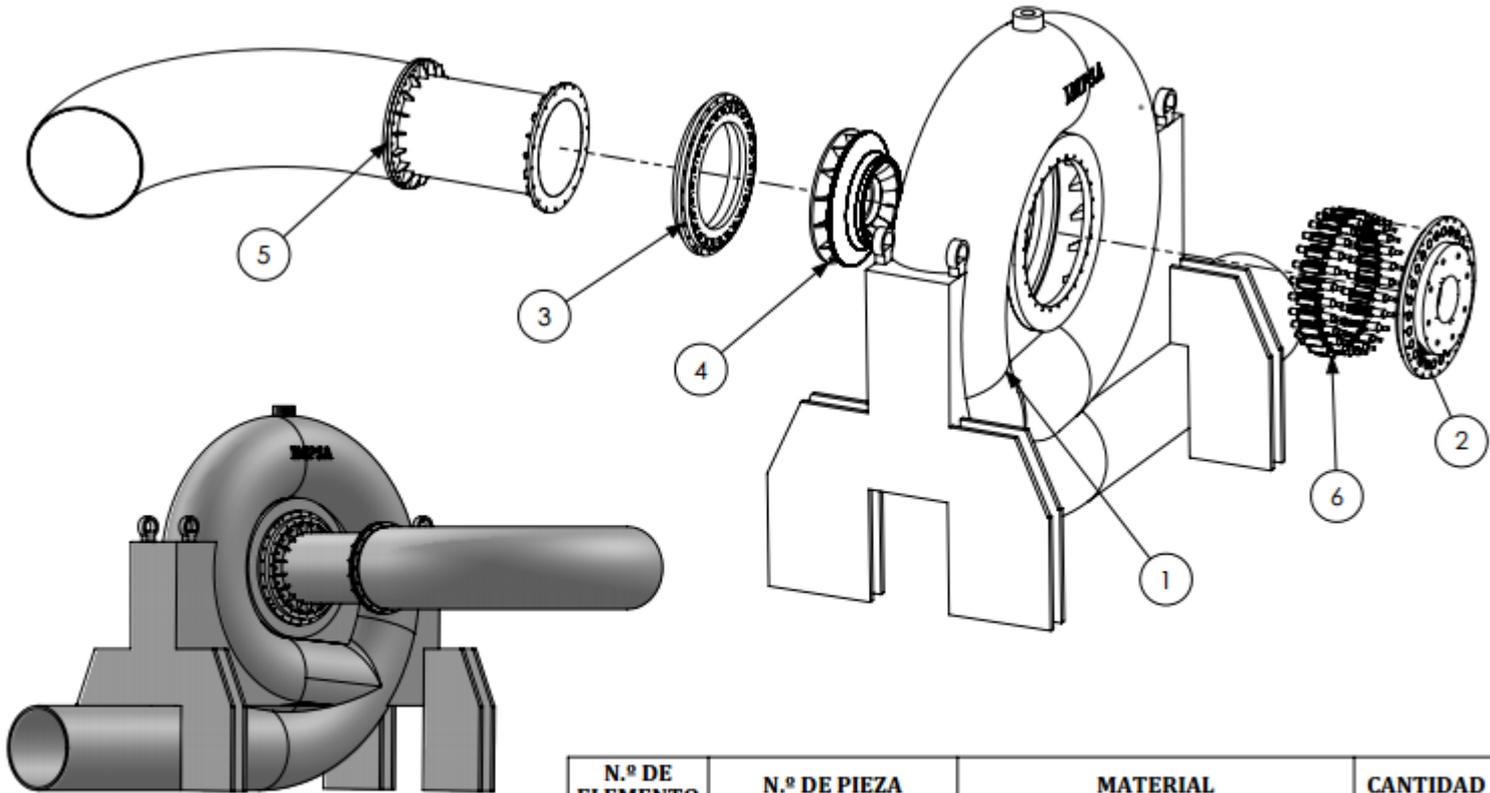
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
RODETE FRANCIS	01	ACERO	mm

ANEXO 7. PLANO N° 7. CAMARA ESPIRAL -TURBINA FRANCIS



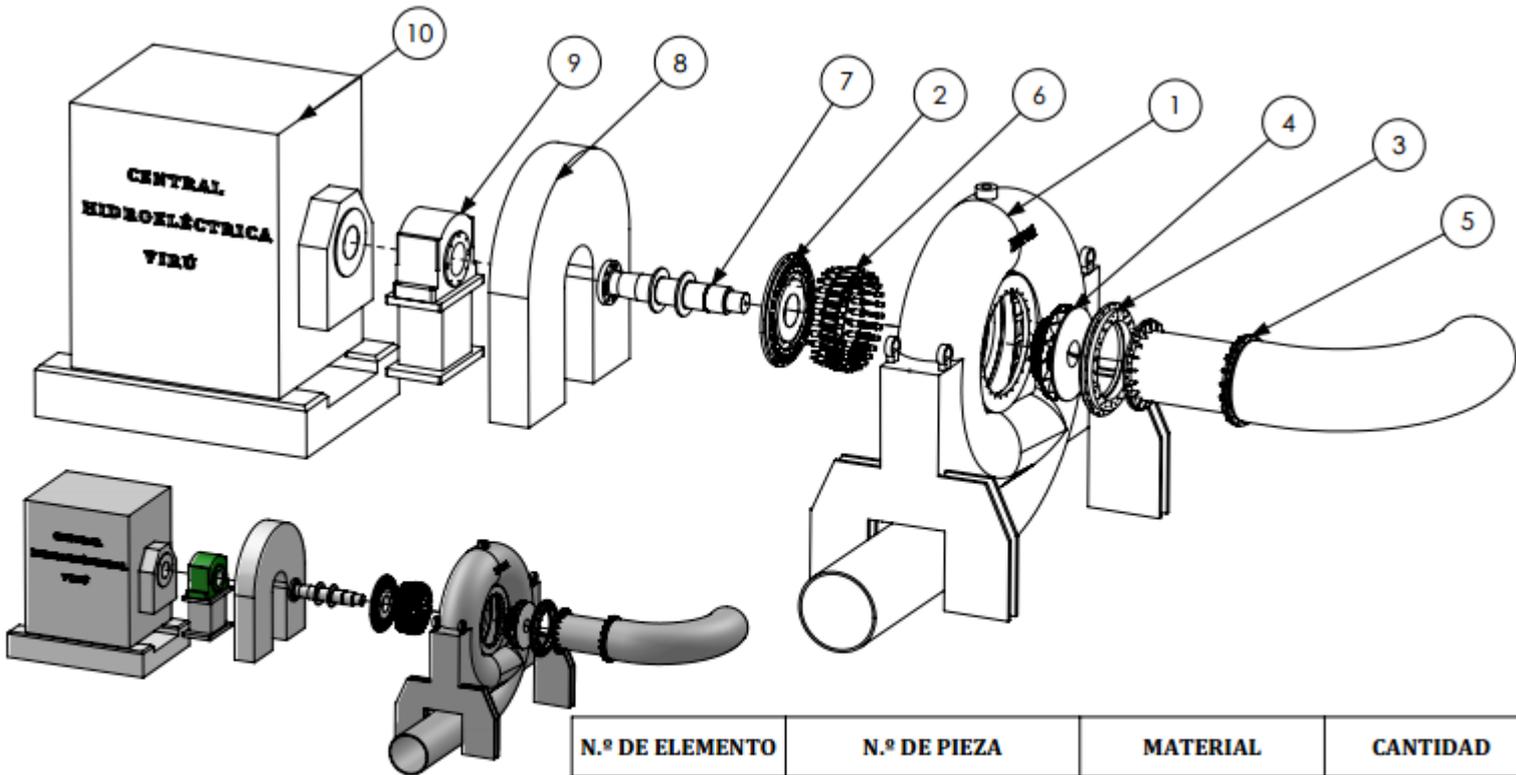
PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD
CAMARA ESPIRAL	01	ACERO	mm

ANEXO 8. PLANO N° 8. VISTA EXPLOSIONADA - TURBINA FRANCIS



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	CAMARA ESPIRAL	ACERO	1
2	TAPA SUPERIOR	ACERO	1
3	TAPA INFERIOR	ACERO	1
4	RODETE FRANCIS	ACERO	1
5	TUBO DIFUSOR	ACERO	1
6	ALABE DIRECTRIZ	ACERO	26

ANEXO 9. PLANO N° 9. VISTA EXPLOSIONADA GRUPO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA C.H.V - PROYECTO ESPECIAL CHAVIMOCHIC



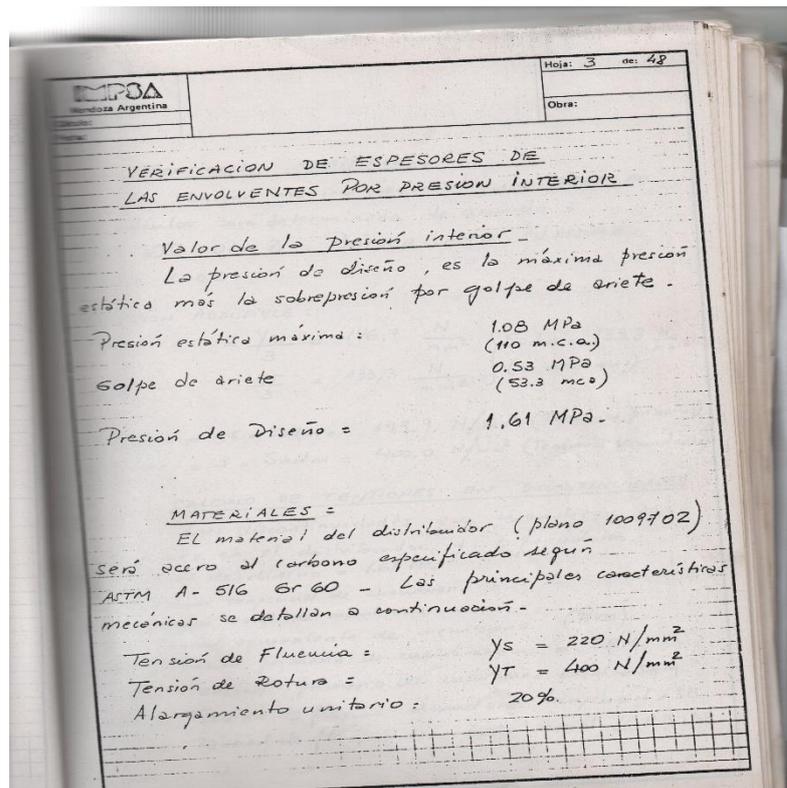
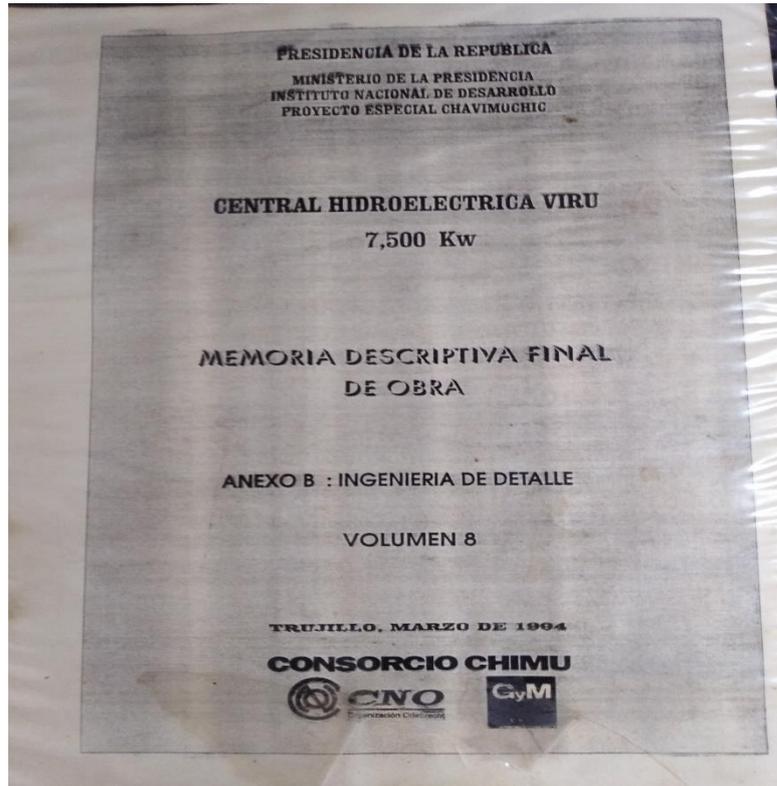
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	CAMARA ESPIRAL		1
2	TAPA SUPERIOR		1
3	TAPA INFERIOR		1
4	RODETE FRANCIS		1
5	TUBO DIFUSOR		1
6	ALABE DIRECTRIZ		26
7	EJE		1
8	FRENO DE TURBINA		1
9	COJINETE		1
10	GENERADOR ELECTRICO		1

PROBLEMAS EXISTENTES EN C.H.V

- Sobredimensionamiento del espesor del alabe directriz
- Fuga de agua en la cámara espiral de la turbina
- Falta de captación del agua en tiempos de estiaje
- Sedimentación en las aguas turbinadas
- Presencia de cavitación en el rodete y tapas superior e inferior de turbina

Altura de diseño	103m
Caudal suministrado	3m ³ /s
Velocidad efectiva	900rpm
Presión de trabajo en válvula mariposa	1.0388 MPa
Presión estática máxima en turbina	1.61 MPa
Base de rodete	366mm
Diámetro exterior rodete	812mm
Diámetro tubo de aspiración	800mm

**ANEXO 10. FOTO 1-3. DOCUMENTO MEMORIA DESCRIPTIVA, ANEXO B:
INGENIERIA DE DETALLE DE C.H.V**



VALVULA BORBOLETA - DN 800 - PN 16

CLIENTE : **IMPSA DO BRASIL**

No. FRIATEC - S/N
 No. IMPSA - CHV-08-03-MC 2100

- 1- CONSTRUÇÃO : Horizontal
- POSIÇÃO DE MONTAGEM : antes da Turbina
 - PRESSÃO DE PROJETO : 16 bar (155 m c a)
 - PRESSÃO DE TRABALHO : 10,6 bar (106 m c a)
 - VAZÃO : 3,0 m³/s

2- VELOCIDADE DE FLUXO :

$V = 6,0 \text{ m/s}$

2a- MOMENTO PARA FECHAMENTO DA VALVULA PARA PRESSÃO:

(PN 16 bar) - calculado -

$M_{d16} = 6700 \text{ N.m}$ (da tabela de momento)

Verificação do contra-peso - 540 kg

$r_{alo} = 1.100 \text{ mm}$, $R = 1090 \text{ mm}$

$M_{d9} = 5400 \times 1,06 = 5.724 \text{ N.m}$

$\Rightarrow 5.724 < 6700 \text{ N.m}$

\Rightarrow Correção do peso considerando distância modificada

$FG = \frac{6700}{1,09} = 6.146,78 = 6.146 \text{ N} \rightarrow 614 \text{ kg}$

$\frac{6700}{1,09}$

$G = 614 \text{ kg}$

CALCULO		APROBADO		CLIENTE PROYECTO PCH VIRU
VISTO	FECHA	VISTO	FECHA	

ANEXO 11. FOTO 4-5. MEDICIÓN REFERENCIAL DE LAS DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DE LA TURBINA



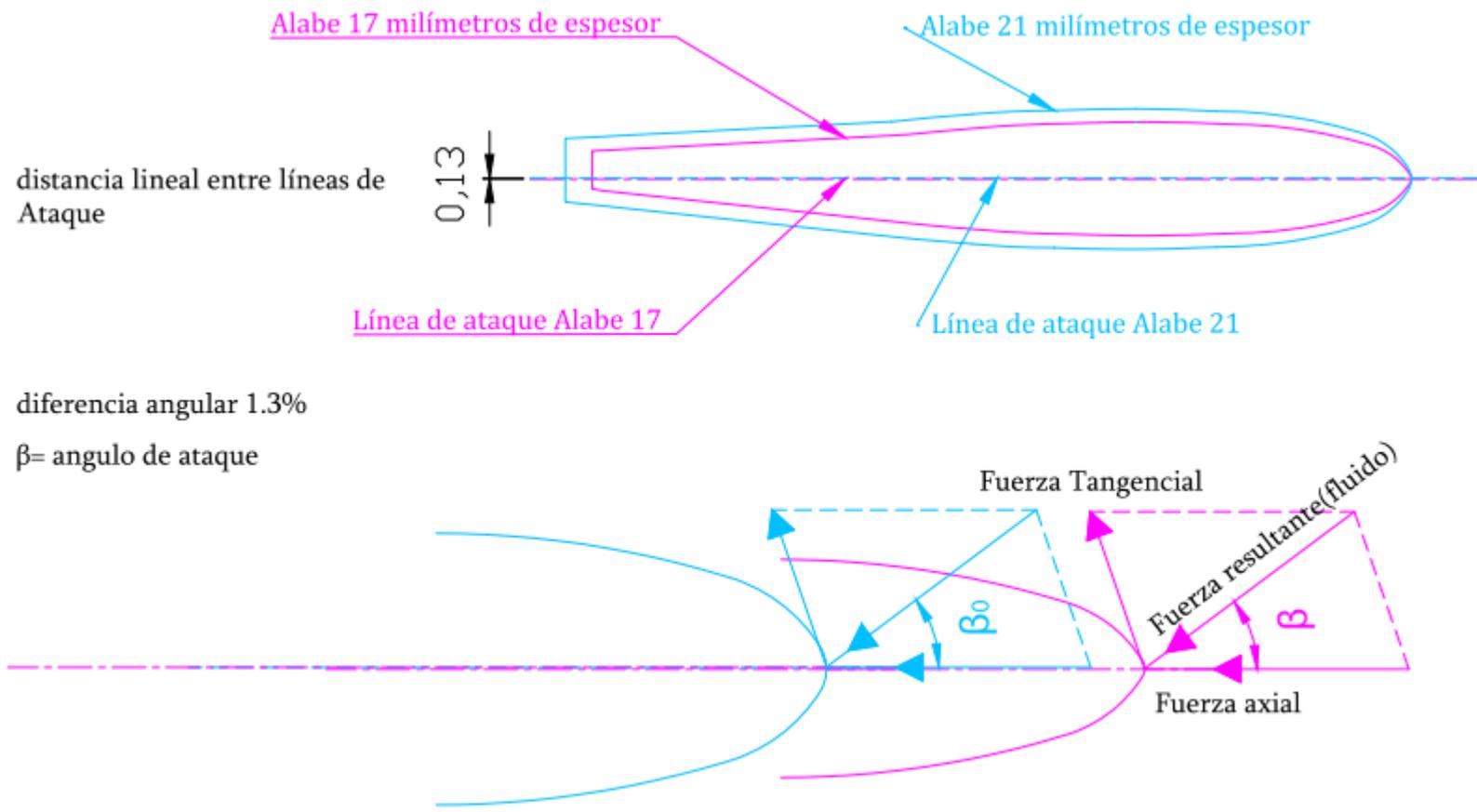
ANEXO 12. FOTO 6-7. PRESENCIA DE FUGA DE FLUIDO POR LAS TAPAS SUPERIOR, INFERIOR Y SELLO MECÁNICO DE LA TURBINA



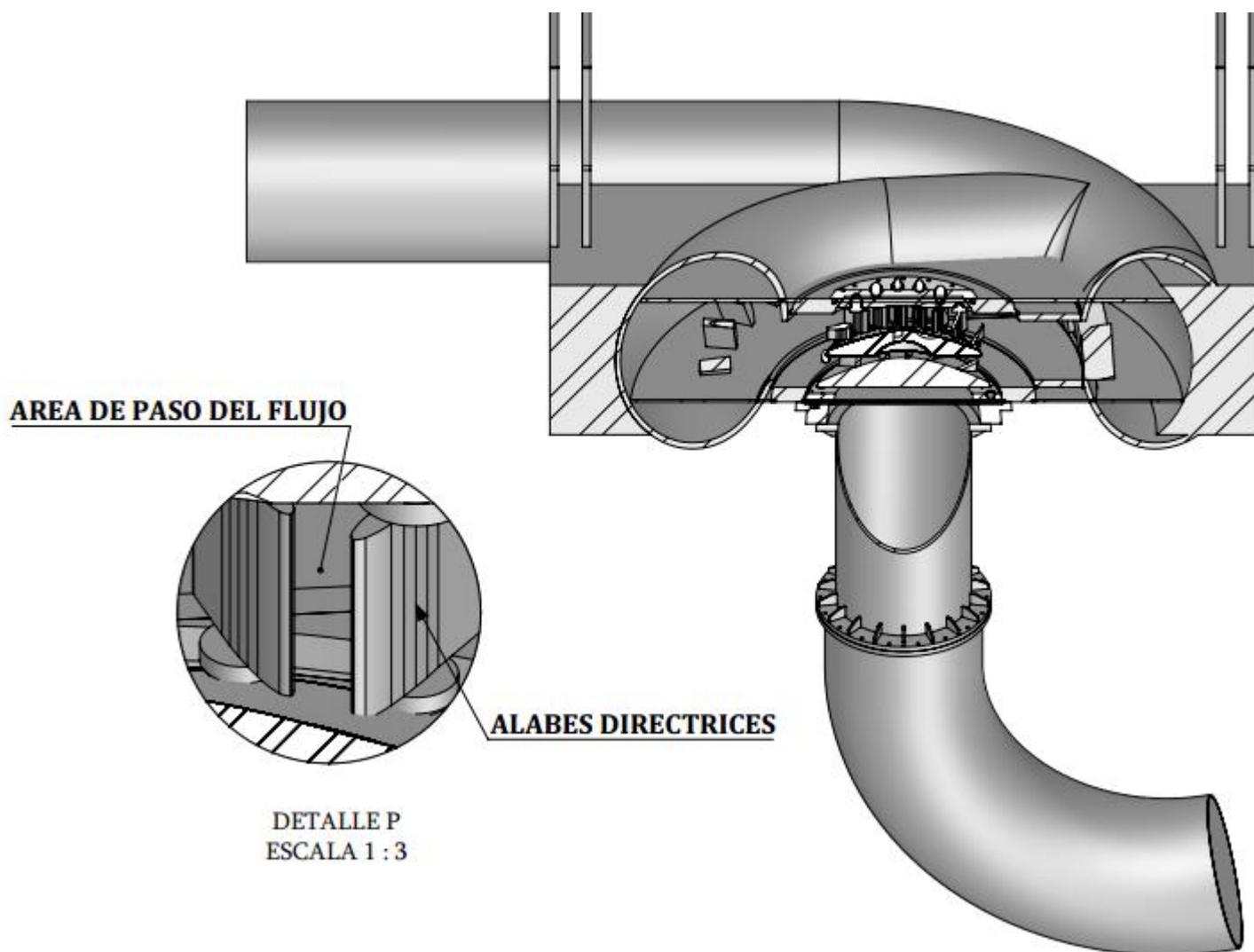
ANEXO 13. FOTO 8-9. DESMONTAJE Y CALIBRACIÓN DE LOS ALABES DIRECTRICES



ANEXO 14. DESVIACIÓN LINEAL Y ANGULAR DE LA LÍNEA DE ATAQUE Y FUERZAS ACTUANTES EN EL BORDE DE ENTRADA DE LOS ALABES DE 17 Y 21 MILÍMETROS DE ESPESOR.



ANEXO 15. ÁREA DE PASO DEL FLUIDO



ANEXO 16. ALCANCE DEL DOMINIO COMPUTACIONAL PARA ANÁLISIS DE SIMULACIÓN

Computational Domain

Type

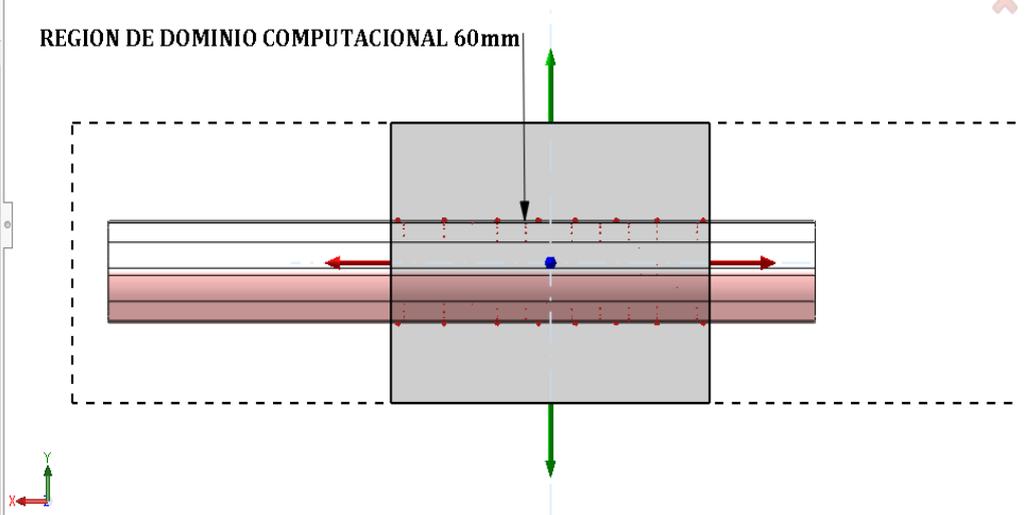
- 3D simulation
- 2D simulation
 - XY plane
 - XZ plane
 - YZ plane

Size and Conditions

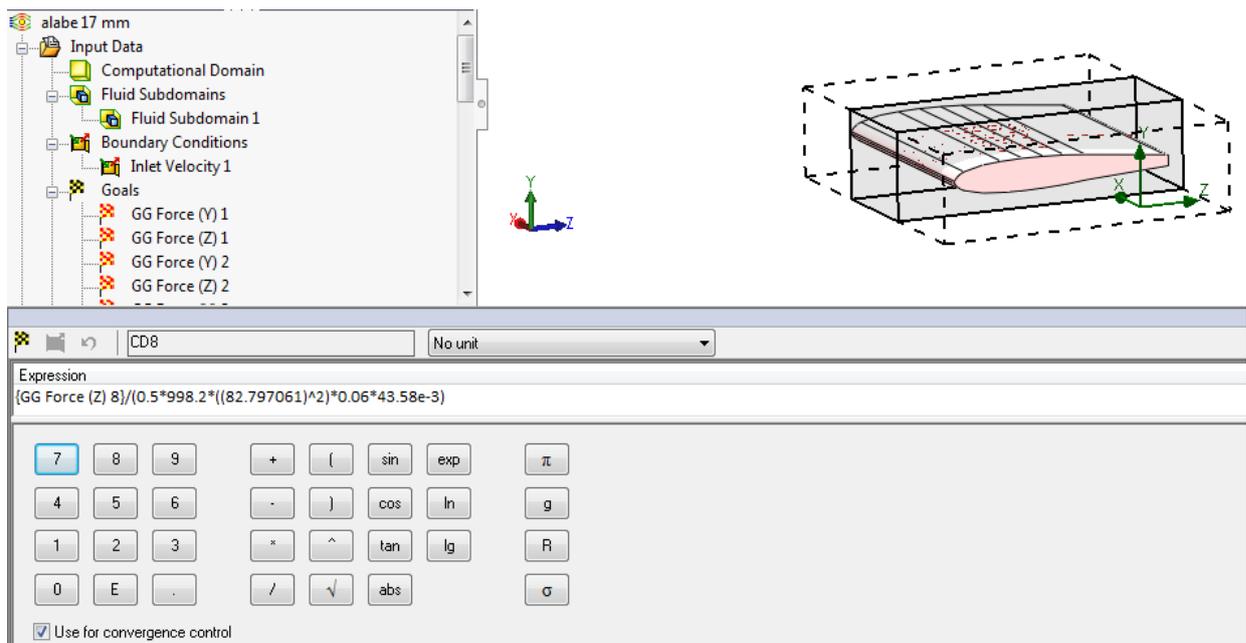
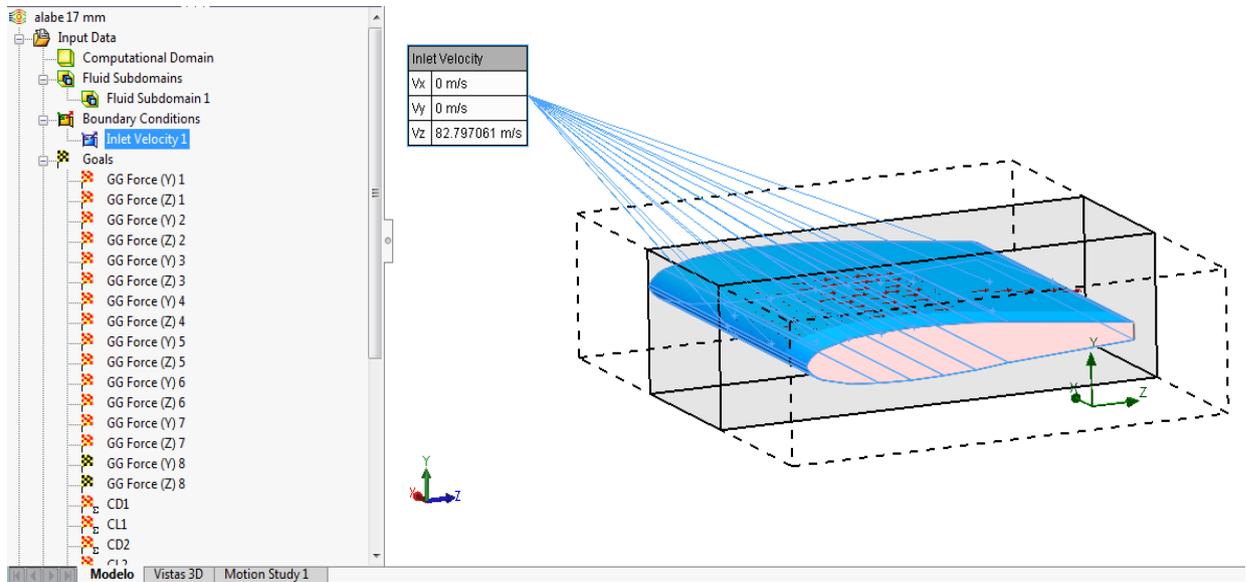
x	0.179182137 m
y	0.119182137 m
y	0.0248591295 m
y	-0.0219227034 m
z	0.076187566 m
z	-0.0857006439 m

Reset

REGION DE DOMINIO COMPUTACIONAL 60mm



ANEXO 17. BOUNDARY CONDITIONS Y EQUATION GOAL PARA EL ANÁLISIS DE SIMULACIÓN DEL ALABE DE 17 MILIMETROS DE ESPESOR.



ANEXO 18. BOUNDARY CONDITIONS Y EQUATION GOAL PARA EL ANÁLISIS DE SIMULACIÓN DEL ALABE DE 21 MILIMETROS DE ESPESOR.

COEFICIENTES CD Y CL EN ALABE 21 MM

- Input Data
 - Computational Domain
 - Fluid Subdomains
 - Fluid Subdomain 1
 - Boundary Conditions
 - Inlet Velocity 1
 - Goals
 - GG Force (Y) 1
 - GG Force (Z) 1
 - GG Force (Y) 2
 - GG Force (Z) 2
 - GG Force (Y) 3
 - GG Force (Z) 3
 - GG Force (Y) 4
 - GG Force (Z) 4
 - GG Force (Y) 5
 - GG Force (Z) 5
 - GG Force (Y) 6
 - GG Force (Z) 6
 - GG Force (Y) 7
 - GG Force (Z) 7
 - GG Force (Y) 8
 - GG Force (Z) 8
 - CD1
 - CL1
 - CD2

Inlet Velocity

Vx	0 m/s
Vy	0 m/s
Vz	82.797061 m/s

Modelo Vistas 3D Motion Study 1

- GG Force (Z) 4
- GG Force (Y) 5
- GG Force (Z) 5
- GG Force (Y) 6
- GG Force (Z) 6
- GG Force (Y) 7
- GG Force (Z) 7
- GG Force (Y) 8
- GG Force (Z) 8
- CD1
- CL1
- CD2

CD8 No unit

Expression

$$\{GG\ Force\ (Z)\ 8\} / (0.5 * 998.2 * (82.797061)^2 * 0.06 * 31.47e-3)$$

7 8 9 + (sin exp π

4 5 6 -) cos ln g

1 2 3 * ^ tan lg R

0 E . / √ abs σ

Use for convergence control