



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Propuesta de metodología  
para la caracterización de la  
turbina del CBEI**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero mecánico**

**P R E S E N T A**

José Alfredo Sandoval Vallejo

**DIRECTOR(A) DE TESIS**

Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., Octubre 2017



## Índice

Nomenclatura.....	1
Resumen.....	2
Capítulo 1 Energía geotérmica .....	3
Antecedentes históricos.....	3
Geotermia.....	6
Energía Geotérmica.....	8
Recursos geotérmicos .....	9
Generación eléctrica .....	11
Plantas geotérmicas de ciclo a contrapresión .....	11
Plantas geotérmicas de ciclo directo de condensación.....	12
Plantas geotérmicas de condensación con doble flash.....	12
Plantas geotérmicas de ciclo binario.....	13
Plantas geotérmicas CBEI .....	14
Aplicaciones de recursos geotérmicos.....	15
Energía geotérmica en México .....	18
Pathé .....	18
Cerro Prieto.....	19
Los Azufres.....	20
Los Humeros .....	20
Las Tres Vírgenes.....	21
Capacidad instalada y generación.....	21
Mis Conclusiones .....	21
Capítulo 2 Turbomáquinas .....	23
Antecedentes.....	23
Ecuación Fundamental de las turbomáquinas.....	24
Estructura de las turbomáquinas térmicas.....	28
Clasificación de las turbomáquinas térmicas .....	29
Turbinas Axiales .....	32
Criterios que se utilizan para definir el rendimiento de las turbomáquinas térmicas.....	35

Potencia interna y potencia efectiva .....	37
Mis Conclusiones .....	38
Capítulo 3 Diseño experimental .....	39
Introducción .....	39
Ensayo de caracterización .....	40
Par mecánico .....	40
Freno de Prony.....	40
Potencia mecánica o útil.....	42
Potencia disponible .....	43
Eficiencia.....	43
Definición de pruebas .....	43
Instrumentación de la turbina .....	44
Diseño del Freno de Prony .....	45
Medición de voltaje DC .....	47
Medición de flujo .....	48
Medición de presión .....	49
Microcontrolador .....	50
Medición de Velocidad.....	51
Programación de microcontrolador .....	51
Pruebas experimentales.....	53
Descripción experimental.....	54
Ensayo de pruebas .....	54
Ensayo de medición de parámetros.....	55
Ensayo de medición de potencia .....	55
Resumen de datos.....	55
Gráficas de datos registrados .....	57
Gráficos de control para identificación de valores atípicos.....	58
Resumen estadístico con valores atípicos .....	60
Gráficos de caja y bigotes con valores atípicos.....	60
Gráficas de probabilidad normal.....	63
Mis Conclusiones .....	65
Capítulo 4 Análisis y resultados .....	66

Pruebas para valores atípicos .....	66
Prueba Dixon.....	66
Prueba Grubbs .....	67
Datos sin atípicos .....	68
Gráficas de control sin valores atípicos .....	68
Resumen estadístico sin atípicos .....	70
Gráficos de caja y bigotes sin atípicos .....	71
Gráfico de probabilidad normal sin atípicos.....	73
Gráficos ensayo de medición de parámetros .....	74
Datos de potencia y par de torsión.....	76
Diagrama de cuerpo libre .....	77
Tobera .....	78
Turbina .....	81
Álabe .....	82
Gráficas de resultados .....	87
Capítulo 5 Conclusiones .....	93
Trabajo a futuro .....	94
Bibliografía .....	95
Bibliografía .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>

## Nomenclatura

$\vec{w}$ : Velocidad relativa.	<b>R</b> : Grado de reacción de la turbina.	$m_1$ : Masa de entrada.
$\vec{c}$ : Velocidad absoluta.	$Y_R$ : Perdidas en el rotor.	<b>R</b> : Constante universal de los gases ideales.
$\vec{u}$ : Velocidad de arrastre.	$Y_E$ : Perdidas en el estator.	$T_e$ : Temperatura de entrada.
$\vec{C}_u$ : Componente tangencial de la velocidad.	$Y_T$ : Perdidas en la turbina.	$\rho_e$ : Densidad de entrada.
$\vec{C}_r$ : Componente radial de la velocidad.	$w$ : Fuerza aplicada por la báscula.	$\rho_s$ : Densidad de salida.
$\vec{C}_a$ : Componente axial de la velocidad.	<b>N</b> : Revoluciones por minuto.	<b>V</b> : Volumen.
$\vec{w}_u$ : Componente tangencial de la velocidad relativa.	$W_u$ : Trabajo de frenado, potencia útil.	<b>Q</b> : Flujo masico.
$\vec{w}_r$ : Componente radial de la velocidad relativa.	$W_n$ : Potencia en el eje.	$T_s$ : Temperatura de salida.
$\vec{w}_a$ : Componente axial de la velocidad relativa.	$T_m$ : Par mecánico.	$v_{et}$ : Velocidad de entrada tobera.
$\dot{m}$ : Gasto másico.	$v_e$ : Velocidad efectiva.	$v_{st}$ : Velocidad de salida tobera.
$M_{mz}$ : Fuerza motora ejercida por los álabes.	$v_t$ : Velocidad de entrada tobera.	$A_{et}$ : Área de entrada tobera.
$N_u$ : Potencia desarrollada por la turbina.	$v_T$ : Velocidad de turbina.	$A_{st}$ : Área de salida tobera.
$\omega$ : Velocidad angular.	$Q_e$ : Flujo volumétrico efectivo.	$\omega_T$ : Velocidad angular de la turbina.
$r$ : Radio	$A_I$ : Área de chorro.	$V_T$ : Velocidad lineal de la turbina.
$\dot{W}$ : Trabajo	$W_n$ : Trabajo de fluido.	$V_{eT}$ : Velocidad efectiva de la turbina.
$h_{pf}$ : Potencia absorbida por el freno	$T_t$ : Par de la tobera.	$R_x$ : Fuerza de reacción sobre el álabe en eje x.
$\Delta W$ : Diferencia de trabajo específico	$N_t$ : Velocidad del fluido por la tobera.	$R_y$ : Fuerza de reacción sobre el álabe en eje y.
$h$ : Entalpia	$\varepsilon$ : Eficiencia real.	$M_T$ : Par de torsión en la turbina.
$\eta_{tt}$ : Eficiencia teórica	$P_m$ : Potencia Mecánica.	$P_T$ : Potencia de la turbina.
	$n$ : RPM de la turbina.	$\varepsilon_T$ : Eficiencia de la turbina.
	$P_1$ : Presión de entrada.	
	$v_1$ : Volumen de entrada.	

## Resumen

Este trabajo contiene el desarrollo de una propuesta para la caracterización de una turbina diseñada para el ciclo binario de evaporización instantánea (CBEI), dando una descripción del recurso principal de energía en este caso energía geotérmica de baja entalpía, incluyendo información de cómo podemos obtener este recurso, su aprovechamiento actual y en que partes del país tenemos posibilidad de conseguir esta energía.

Posterior a esto, se introducen las bases teóricas con las cuales se puede analizar una turbomáquina, inclinándonos a poder identificar las diferencias entre el tipo de turbina, así mismo poder entender que parámetros son necesarios para realizar su caracterización.

Se continúa con la explicación del experimento y el desarrollo del banco de pruebas, en este punto es importante mencionar que la experimentación se realiza con aire como fluido de trabajo ya que por las condiciones del ciclo y las condiciones de la turbina no fue posible usar vapor de agua.

Se describen los elementos utilizados para la obtención de datos y los elementos utilizados para generar la transferencia de energía dentro de la turbina del ciclo binario.

Se realizó un ensayo de medición de variables, un ensayo de frenado de la turbina y un ensayo de generación de voltaje. Cada una de estas pruebas se detalla en los siguientes capítulos. Una vez descrito y desarrollado el banco de pruebas se explica cómo fueron realizadas las pruebas de la turbina ya puesta en marcha, como fue el desarrollo para obtener y registrar las variables como presión, flujo de aire y revoluciones por minuto de la turbina. Se puntualizan el número de pruebas ejecutadas así como el número de datos obtenidos.

Teniendo los datos de todas las pruebas se procede a realizar un trabajo con los datos para verificar que las mediciones obtenidas sean correctas y con ello eliminar los valores atípicos no deseados con métodos estadísticos.

En el último capítulo llegamos al objetivo de este trabajo donde se presenta el resultado final de los datos de forma gráfica y la diferencia que existe después de realizar el análisis estadístico a éstos. Se analizan los resultados y se verifican cuáles son las condiciones donde se puede obtener la mayor eficiencia de la turbina dependiendo de la presión, el flujo y las revoluciones por minuto registradas. También se examinan las mejoras que se pueden realizar al diseño de la turbina y los factores que pueden hacer que la eficiencia de la turbina aumente o disminuya.

## Capítulo 1 Energía geotérmica

### Antecedentes históricos

El planeta Tierra desde un punto de vista energético constituye un sistema activo que recibe y comunica energía al medio que lo rodea, y el calor es una parte de esa energía.

La evidencia visual del calor de la Tierra la proporcionan fenómenos naturales como los volcanes, geiseros, fumarolas, manantiales de agua caliente y las pozas de lodo hirviendo. Estas manifestaciones se encuentran en varias partes del mundo y con frecuencia se les asocia con los terremotos. (Armstead, 1989)

Desde hace más de 10.000 años, los Paleo-Indios de América del Norte, ya usaban las aguas termales para cocinar alimentos y sus minerales con propósitos medicinales.

Posteriormente los griegos y romanos fueron los que dejaron números ejemplos de la aplicación de la energía geotérmica en la calefacción urbana y en las tradiciones termas y baños públicos.

En 1330 ya existía una red de distribución de agua caliente en algunas casas en Chaudes-Aigues, Francia, por cuyo mantenimiento los usuarios tenían que pagar una tasa. Servía, al mismo tiempo para lavar lana y pieles. (Trillo, 2008)

Por la misma época, en Italia, en la región de Volterra, en Toscana, pequeñas lagunas con agua caliente salobre de las que se escapaba vapor a más de 100°C, eran explotadas para extraer ácido sulfúrico concentrado y alumbre. (Armstead, 1989)

Entre los siglos XVI y XVII cuando las primeras minas fueron escavadas a algunos cientos de metros de profundidad fue que el hombre dedujo, por simples sensaciones físicas, que la temperatura de la tierra incrementaba con la profundidad. (Mary H. Dicson, 2014)

Las primeras mediciones mediante termómetros fueron probablemente realizadas en 1740, en una mina cerca de Belfort en Francia (Bullard, 1965)

El descubrimiento en 1818 de sales de boro en Larderello, Toscana (Italia), marcó el inicio de la utilización industrial de los recursos geotérmicos. En 1827 el fundador de esta industria, el francés Francois Lardarel, desarrolló un sistema para utilizar el calor de los fluidos en el proceso de evaporación, en lugar de quemar madera de los bosques cercanos, que se encontraban en rápida deforestación. (Trillo, 2008)



Figura 1. 1 Primera instalación de generación eléctrica de origen geotérmico en Larderello (Trillo, 2008)

A partir del siglo XIX, los alcances técnicos y el mejor conocimiento del subsuelo permitieron buscar cada vez a mayor profundidad, y explotar cada vez mejor el calor de la Tierra.

En Francia, en 1833 en París, se inició el primer sondeo profundo, un pozo artesiano de 548 m de profundidad que tardo ocho años en construirse y capto agua potable a 30°C en el acuífero de arenas albienses de la Cuenca de París. En Estados Unidos la primera red local de calefacción urbana entró en funcionamiento en 1892 en Boise, Idaho. (Trillo, 2008)

Hacia 1870, se utilizaron modernos métodos científicos para estudiar el régimen de la Tierra, pero no fue hasta el siglo XX y el descubrimiento del calor radio génico, que podemos comprender este fenómeno como un balance térmico. (Mary H. Dicson, 2014)

En el siglo XX específicamente en 1904, se dio paso a la generación de electricidad a partir de vapor geotérmico, entrando en funcionamiento en 1913 una central de 250 kW. En 1919 se perforaron los primeros pozos en Beppu, Japón y en 1924 se instaló una planta experimental de 1 kW para producir energía eléctrica.

En 1921, en Estados Unidos, en la zona de The Geysers, en California, se perforaron dos pozos y se instaló una pequeña máquina de vapor que, conectada a una dinamo, producía electricidad para un pequeño establecimiento termal. (Trillo, 2008)

El éxito de estas experiencias fue una clara demostración del valor industrial de la energía geotérmica y marco el comienzo de una forma de explotación que se ha desarrollado

significativamente desde entonces. La generación de electricidad en Larderello fue un suceso comercial. En 1942 la capacidad geotérmica instalada alcanzaba los 127.650 kW, pronto varios países siguieron el ejemplo de Italia. En 1958 entra en operación una pequeña planta geotermoeléctrica en Nueva Zelanda, en 1959 otra en México, en 1960 en USA, seguidos por otros países en los años siguiente. (Mary H. Dicson, 2014)

En menos de 15 años se ha llegado a la situación actual, con más de un millón de instalaciones no solo en América del Norte, sino también en algunos países europeos, particularmente en Suecia, Suiza, Alemania y Austria.

En el año 2000, la capacidad geotermoeléctrica instalada a nivel mundial era de 8,000 MW<sub>e</sub>, Pasando a 9,000 MW<sub>e</sub>, en el año 2005. Por lo que respecta a los usos no eléctricos de la energía geotérmica, en el año 200 la capacidad instalada en 59 países era unos 15,000 MW<sub>t</sub>. En 2005, la capacidad instalada en 72 países ascendió a alrededor de 28,000 MW<sub>t</sub>, de los cuales unos 15,000 MW<sub>t</sub> correspondían a bombas de calor geotérmicas.

En la Figura 1. 2 se puede apreciar la distribución mundial de los principales países productores de energía eléctrica de origen geotérmico en el año 2000 y en la Figura 1.3 aquellos otros que aprovechan la energía geotérmica para usos directos del calor, en el mismo año.

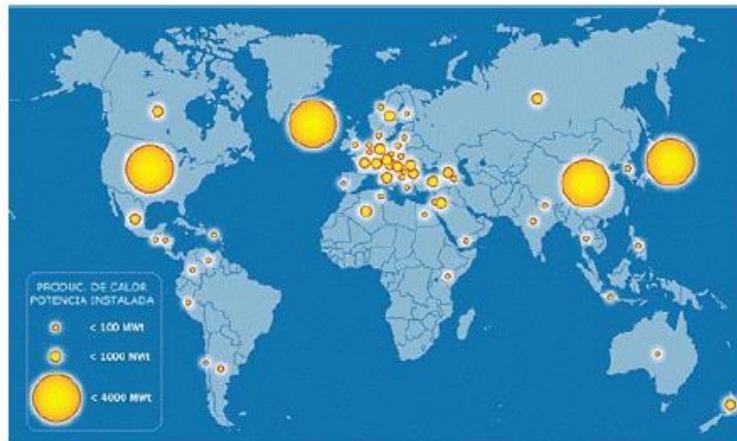


Figura 1. 2 Principales países productores de energía eléctrica geotérmica (potencia instalada) (Trillo, 2008)



Figura 1.3 Producción de calor por países (potencia instalada en el años 2000) (Trillo, 2008)

## Geotermia

Geotermia es una palabra de origen griego, deriva de “geos” que quiere decir tierra, y de “thermos” que significa calor: el calor de la Tierra. Se emplea indistintamente para designar tanto a la ciencia que estudia los fenómenos térmicos internos del planeta como al conjunto de procesos industriales que intentan explotar ese calor para producción energía eléctrica y/o calor útil al ser humano.

Desde el centro hasta la superficie, el globo terrestre está constituido por tres capas sucesivas de temperatura decreciente:

El núcleo, sólido en su parte interna y liquido en su parte exterior. Su temperatura puede alcanzar los 4,200 °C.

El manto que lo envuelve, con temperaturas que van desde 3,000°C a 1,000 °C. DE textura plástica hacia el centro, se vuelve solido hacia la superficie.

La corteza, que corresponde a la envoltura superficial. Su temperatura caria desde los 1,000°C en su contacto con el manto, hasta los 15-20°C de la superficie terrestre. Su espesor varía desde los 5 a 20 km en las profundidades oceánicas, y desde 30 a 70 km bajo los continentes. Con la parte solida del manto constituye la litosfera, fragmentada en varias placas litosféricas que se desplazan lentamente, unas con relación a otras, pudiendo dar lugar a importantes animalias térmicas en sus bordes.

El resultado de esta estructura interna es que el 99% de la masa de la Tierra está sometida a una temperatura superior a los 1,000°C, y únicamente un 0.1% de la misma soporta temperaturas inferiores a los 100°C.

Los orígenes del calor interno de la Tierra se encuentran en los siguientes hechos:

Desintegración de isotopos radioactivos presentes en la corteza y en el manto, principalmente, uranio 235, uranio 238, torio 282 y potasio 40.

Calor inicial que se liberó durante la formación del planeta hace 4.500 millones de años, y que todavía está llegando a la superficie.

Movimientos diferenciales entre las diferentes capas que constituyen la Tierra, principalmente entre manto y núcleo.

Cristalización del núcleo. El núcleo externo (liquido) está cristalizando continuamente, y en la zona de transición con el núcleo interno (solido) se libera calor. (Trillo, 2008)

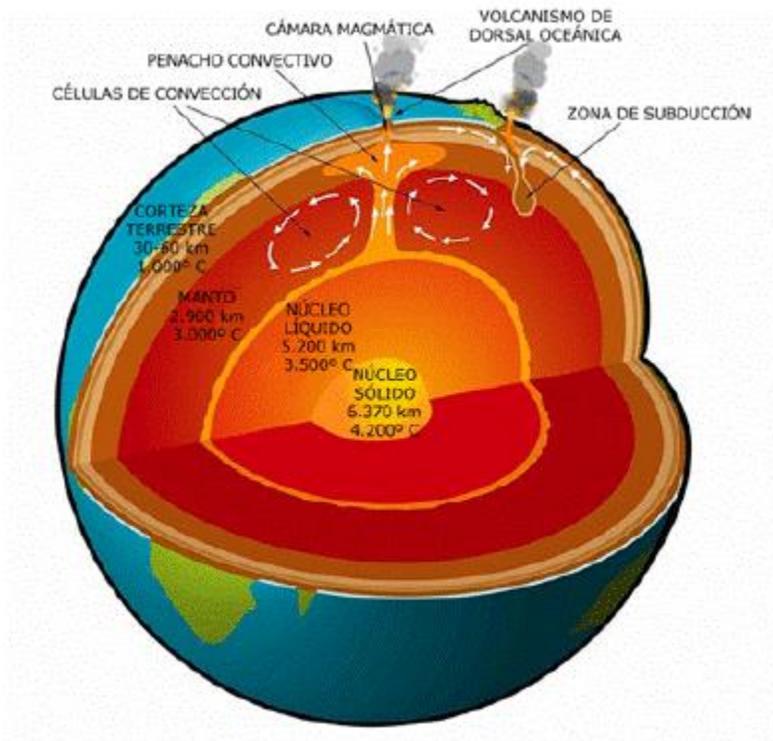


Figura 1. 4 Estructura de la Tierra. (Trillo, 2008)

Las grandes diferencias de temperatura entre la superficie de la Tierra y las existentes en su interior originan un flujo continuo de calor hacia la superficie, estimándose que la energía que llega cada segundo a la superficie terrestre, en forma de calor, por conducción, convección y radiación, es de  $42 \times 10^{12}$  [J]. De ese total,  $8 \times 10^{12}$  [J] provienen de la corteza, la cual representa solo el 2% del volumen total del planeta,  $32.3 \times 10^{12}$  [J] provienen del núcleo, que representa un 16% en volumen y no contiene isótopos radiactivos. (Trillo, 2008)

## Energía Geotérmica

Para poder hablar de la energía geotérmica es necesario saber que la energía se puede clasificar en dos tipos, energía renovable y en energía alterna.

La primera de ellas se refiere a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, unas por la inmensa cantidad de energía que contienen, y otras porque son capaces de regenerarse por medios naturales.

Por otro lado las energías alternas son aquellas fuentes de energía que son diferentes a las tradicionales o a las más utilizadas, este tipo de fuentes de energía no implican la quema de combustibles fósiles. (García, 2011)

La energía geotérmica es la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la Tierra.

Esta definición engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad y procedencia.

Sin embargo, el calor contenido en rocas y suelos es demasiado difuso para ser extraído directamente de forma económica, siendo necesario disponer de un fluido, generalmente agua, para transportar el calor hacia la superficie de forma concentrada, mediante sondeos, sondas geotermias, colectores horizontales, o mediante intercambiadores de calor tierra-aire enterradas a poca profundidad en el subsuelo.

Una vez en superficie, el fluido geotermal, en función de su contenido en calor, se destinará a la producción de energía eléctrica, si es posible y en caso contrario, se aprovechará su calor

directamente recurriendo al empleo de intercambiadores de calor, o bombas de calor en caso necesario (Trillo, 2008)

## Recursos geotérmicos

Las siguientes son algunas de las definiciones y clasificaciones más comunes para un recurso geotérmico.

Según Muffler y Cataldi (1978), cuando se habla sobre recursos geotérmicos se refiere a lo que se denomina recurso accesible base; esto es, toda la energía térmica almacenada hasta una determinada profundidad en la corteza, en una determinada área y calculada a partir de la temperatura media anual de la localidad. (Mary H. Dicson, 2014)

Por otro lado podemos ver la siguiente definición: Un recurso geotérmico es una concentración de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidad tales que si extracción económica es actual o potencialmente posible. (Trillo, 2008)

El concepto de recurso geotérmico es tan amplio que engloba desde el calor que se puede encontrar en los horizontes más superficiales del suelo, para los que el calor que proviene del interior de la Tierra tiene una importancia insignificante, pues es el propio suelo el que actúa como una masa térmica que absorbe energía solar, hasta el calor almacenado en rocas situadas a las profundidades que se podrían alcanzar con técnicas de perforación de pozo petrolíferos, que actualmente son de unos 10 km.

Por lo que respecta a los tipos de recursos geotérmicos, se adopta la clasificación basada en el nivel de temperatura:

- Recursos de muy baja temperatura: menos de 30°C
- Recursos de baja temperatura: entre 30 y 90°C
- Recursos de media temperatura: entre 90 y 150°C
- Recursos de alta temperatura: más de 150°C

Por otro lado existe un criterio que está basado en la entalpía de los fluidos geotermales que actúan como medio de transporte desde las rocas calientes en profundidad hasta la superficie. La entalpía

puede considerarse más o menos proporcional a la temperatura. La tabla 1 incluye clasificaciones propuestas por numerosos autores.

Tabla 1. 1 Clasificación de recursos geotérmicos (°) (Mary H. Dicson, 2014)

	Muffler and Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter and Cormy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson and Gunnlaugsson (2000)
Baja entalpia	<90	<125	<100	≤150	≤190
Media entalpia	90-150	125-225	100-200	-	-
Alta entalpia	>150	>225	>200	>150	>190

La Figura 1. 5 muestra las zonas del mundo con mayores posibilidades de encontrar recursos geotérmicos de alta, baja y muy baja temperatura. Todas las tierras emergidas del planeta cuentan al menos con posibilidades de albergar recursos geotérmicos de muy baja temperatura. (Trillo, 2008)



Figura 1. 5 Los recursos mundiales (Trillo, 2008)

## Generación eléctrica

La generación de electricidad por medio de la energía geotérmica está íntimamente ligada con las condiciones naturales del yacimiento geotérmico utilizado para ese fin. Donde el fluido geotérmico transfiere energía calorífica al fluido de trabajo, en este caso agua, que posterior al intercambio energético se transforma en vapor el cual es este vapor el que ingresa a la turbina. La presión de entrada a las turbinas de vapor está determinada por la presión y la temperatura del yacimiento. Adicionalmente, la presión del yacimiento, y por lo tanto la presión de entrada a las turbinas disminuirá con el tiempo a la velocidad que dependerá de la relación entre la extracción de fluidos y su recarga.

Además, las plantas geotermoeléctricas requieren de pequeñas cantidades de agua de enfriamiento.

Existen varios tipos de procesos de conversión de energía para generar electricidad por medio de recursos hidrotermales.

### Plantas geotérmicas de ciclo a contrapresión

Éste ciclo por la cantidad de componentes es el más simple de todos los ciclos geotérmicos que se presentaran a continuación. El vapor del pozo, se hace pasar simplemente por una turbina y se descarga a la atmosfera. Tales maquinas pueden consumir aproximadamente el doble de vapor que las plantas con condensación por kilovatio de producción, y por lo tanto desperdicia mucha energía. A pesar de esto tienen sus aplicaciones como plantas piloto.

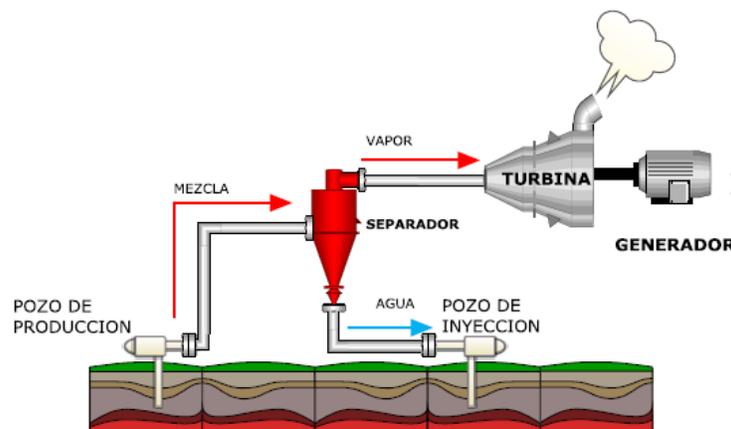


Figura 1. 6 Esquema de una planta geotérmica a contrapresión (IIDEA)

## Plantas geotérmicas de ciclo directo de condensación

En las plantas de condensación como se puede ilustrar en la Figura 1. 7 el vapor del pozo pasa por un separador y posteriormente a la turbina que esta acoplada a un generador eléctrico para producir energía eléctrica. El vapor de salida de la turbina pasa por el condensador para posteriormente bajar la temperatura del condensado por medio de la torre de enfriamiento

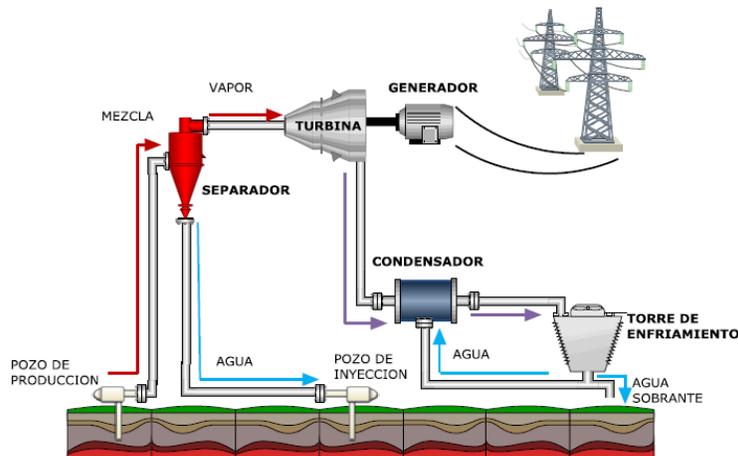


Figura 1. 7 Esquema de una geotérmica planta a condensación. (IIDEA)

## Plantas geotérmicas de condensación con doble flash

Es posible extraer una muy buena cantidad de energía adicional de la fase de agua caliente haciéndola pasar a un separador que trabaje a presión menor que aquella a la que se admite el vapor principal a la turbina. La principal función del separador es separar de un fluido la fase líquida de la fase de vapor. A partir de su mecanismo se logra separar el líquido condensado del vapor generado, obteniendo como resultado a la salida del separador, vapor de alta calidad. Su principio de funcionamiento utiliza fuerza centrífuga y fuerza de gravedad. El vapor así producido puede hacerse pasar luego por las etapas de menor presión de la o las unidades motrices primarias.

Para poder extraer la energía máxima de la fase de agua caliente, se hace pasar por un segundo separador conectado en cascada. Como se ilustra en la Figura 1. 8, se trabaja con dos recipientes de separación trabajando lo más cerca posible a temperaturas del agua caliente recolectada y la temperatura del condensador.

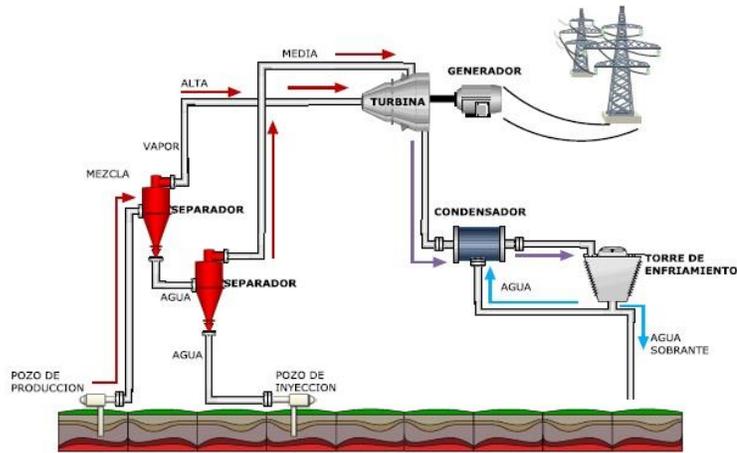


Figura 1. 8 Esquema de una planta geotérmica de condensación con doble flash. (IIDEA)

### Plantas geotérmicas de ciclo binario

Este tipo de plantas utilizan un fluido secundario, comúnmente de carácter orgánico, que se caracterizan por tener un bajo punto de ebullición. Como se puede ver en la Figura 1. 9 el fluido geotérmico entrega energía en forma de calor al fluido secundario a través de intercambiadores de calor, en los cuales el fluido es calentado y vaporizado. Posterior a ello el vapor acciona la turbina y a la salida es enfriado y condensado para comenzar el ciclo nuevamente.

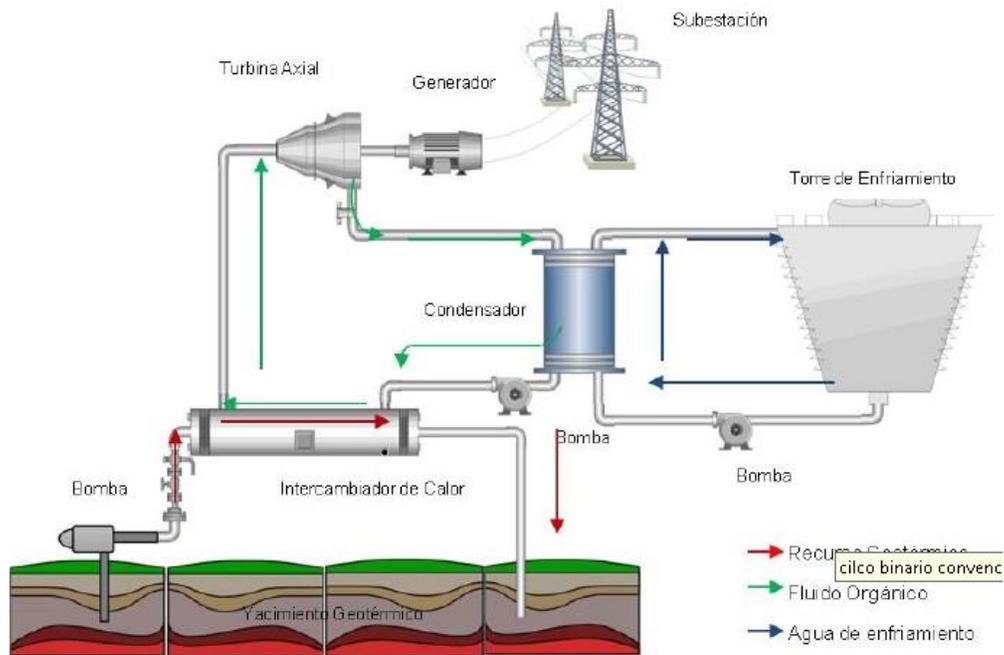


Figura 1. 9 Planta geotérmica de ciclo binario (IIDEA)

Algunas de las ventajas teóricas del ciclo binario son:

- i. Permite extraer más calor de los fluidos geotérmico, desechándolos a una temperatura más baja.
- ii. Permite utilizar los fluidos geotérmicos que tienen temperaturas menores que las que serían económicas para utilizaciones con evaporización instantánea.
- iii. Utilizan presiones de vapor mayores que permiten usar una turbina muy compacta de auto arranque, y evita las presiones subatmosféricas en cualquier punto del ciclo.
- iv. Permite hacer uso de fluidos geotérmicos químicamente agresivos o que contienen altas proporciones de gases no condensables.
- v. Puede aceptar mezclas de agua/vapor sin hacer separación. (Armstead, 1989)

### **Plantas geotérmicas CBEI**

El ciclo denominado CBEI (Ciclo Binario de Evaporación Instantánea) presenta algunos cambios respecto al ciclo binario común, los principales cambios son los siguientes; se cambia el fluido de trabajo que originalmente era un fluido orgánico por agua desmineralizada, se utiliza un intercambiador de calor de placas planas, comúnmente se usa un intercambiador de tubo y coraza, sin embargo el intercambiador de placas puede recibir un mejor mantenimiento y en un tiempo más corto, por otro lado se encuentra la placa orificio la cual realiza una evaporación flash, la evaporación flash es el principal motivo de que se puedan utilizar recursos geotérmicos de baja entalpia en el CBEI, finalmente se encuentra un separador de flujo, que como su nombre lo indica, ayudará a la obtención de vapor.

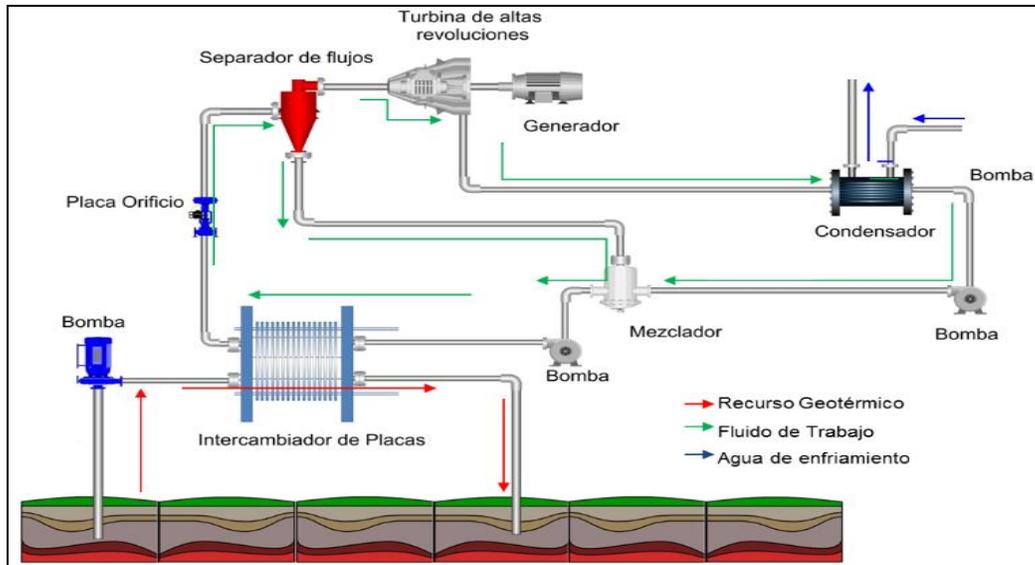


Figura 1. 19 Planta geotérmica del Ciclo Binario de Evaporización Instantánea (IIDEA)

## Aplicaciones de recursos geotérmicos

Los sistemas geotérmicos de baja entalpia (temperaturas menores de 180 °C), son los que generalmente se destinan a usos directos. De los 90 países en los que se han identificado recursos geotérmicos con posibilidades de explotación comercial, 72 los emplean en usos directos, de los cuales 33 los utilizan de manera significativa con una capacidad instalada individual de 100 o más MWt.

Tabla 1. 2 Evolución de la capacidad eléctrica instalada, (Mary H. Dicson, 2014)

País	1982 (Mwe)	1990 (Mwe)	1995 (Mwe)	2000 (Mwe)	2005 (Mwe)	2007 (Mwe)	2010 Pronostico (Mwe)
EUA	932	2774.6	2816.7	2228	2544	2687	2817
Filipinas	501	891	1227	1909	1931	1969.7	1991
Indonesia	32	144.8	309.8	589.5	797	992	1192
México	205	700	753	755	953	953	1178
Otros	1062.5	1321.5	1760.3	2492.6	2838.9	3129.8	3814.5
TOTAL	2732.5	5831.9	6866.8	7974.1	9063.9	9731.5	10992.5

En la Tabla 1. 3 se listan algunos de los 33 países que más utilizan los recursos geotérmicos para usos directos (100 o más MWt/ país). En la figura se muestran las temperaturas mínimas que generalmente se requieren para distintos tipos de usos directos.

**Tabla 1. 3 Algunos países que utilizan energía geotérmica para usos directos (Gómez, 2008)**

País	Capacidad Instalada (MWt)	Uso de la energía		Factor de capacidad
		(TJ/año)	(Gwh/año)	
Alemania	504.6	2909.8	808.3	0.2
Canadá	461.0	2546.0	707.3	0.2
EUA	7817.4	31239.0	8678.2	0.1
India	203.0	1606.3	446.2	0.3
Japón	822.4	10301.1	2861.6	0.4
México	164.7	1931.0	536.7	0.4
Nueva Zelanda	308.1	7086.0	1968.5	0.7
Rusia	308.2	6143.5	1706.7	0.6
Otros países	176778.6	209609.4	58229.3	---
<b>TOTAL</b>	<b>28268.0</b>	<b>273372.1</b>	<b>75942.8</b>	<b>0.31</b>

Así mismo bajo la denominación de utilización directa, o inmediata, de la energía geotérmica se engloban diferentes formas de obtener calefacción, refrigeración o aire acondicionado, y de producir agua caliente sanitaria, que excluyen el empleo de dicha energía para producir energía eléctrica.

Se trata de un conjunto heterogéneo de aplicaciones, que abarca la calefacción del agua de piscinas y recintos para baños, la climatización y producción de ACS en edificios y viviendas, calefacción de invernaderos y secado de cosechas, acuicultura o piscifactorías, la fabricación de productos industriales, la recuperación de metales, e incluso, aunque solo sea a nivel estadístico, las instalaciones de bombas de calor geotérmicas que explotan energía de muy baja temperatura

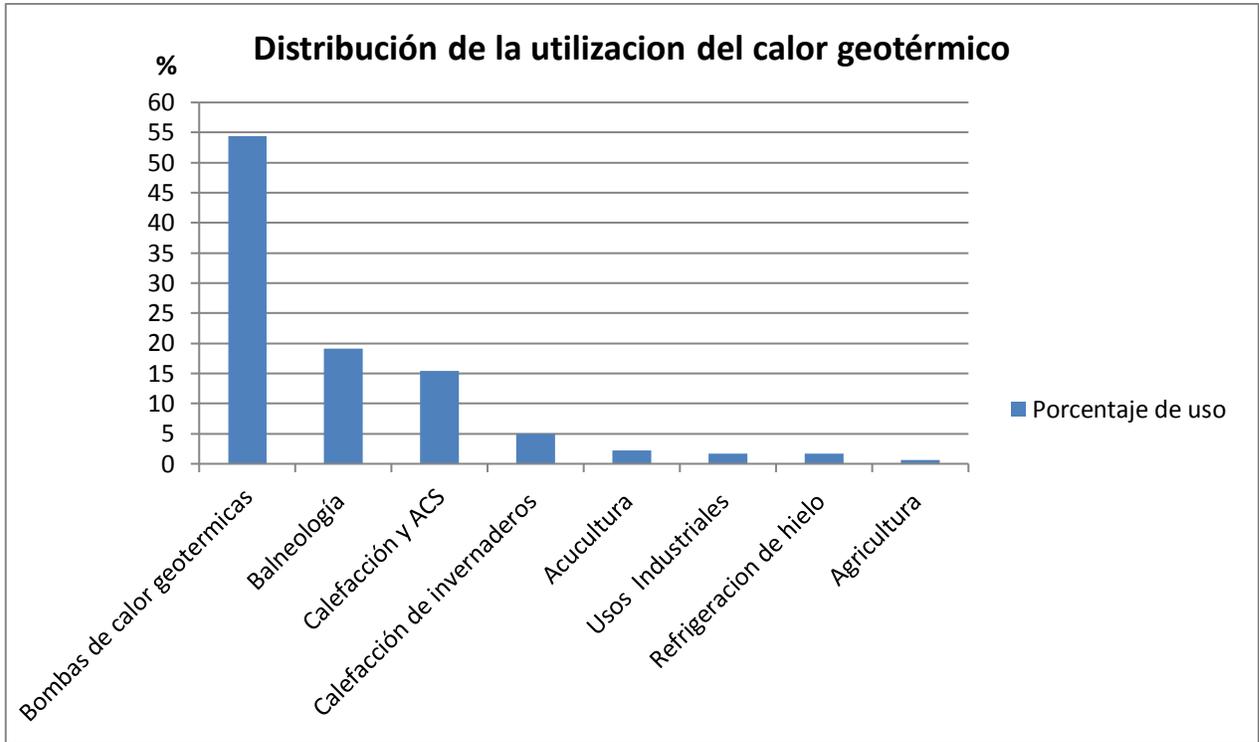


Figura 1. 10 Distribución de la utilización del calor geotérmico en el mundo (AUTOR) (Trillo, 2008)

Tradicionalmente, el empleo del calor geotérmico en aplicaciones distintas de la generación de electricidad, se ha venido realizando a pequeña escala, a nivel individual, pero los avances experimentados en años recientes incluyen proyectos colectivos a gran escala, como la calefacción urbana y producción de ACS en Islandia y Francia, complejos de invernaderos en Hungría y Rusia, y grandes aplicaciones industriales en Nueva Zelanda y Estados Unidos.

Los intercambiadores de calor son actualmente más eficaces, y están mejor adaptados a los proyectos geotérmicos, admitiendo el empleo tanto de agua a baja temperatura como de fluidos altamente salinos. Las bombas de calor geotérmicas que utilizan fluidos a muy baja temperatura han ampliado la utilización de la energía geotérmica a países tradicionalmente no geotérmicos como Francia, Suecia y Suiza, así como a áreas del medio oeste y la parte oriental de Estados Unidos. (Trillo, 2008)

En la Tabla 1. 4 se presentan los datos de los países que utilizan energía geotérmica así como sus usos principales.

Tabla 1. 4 Principales países que hacen utilización directa de la energía geotérmica (Trillo, 2008)

País	Utilización		Capacidad	Factor de capacidad	Uso Principal
	TJ/año	GWh/año	MWt		
China	45.373	12.605	3.687	0.39	Baños
Suecia	36.000	10.000	3.840	0.30	Bombas de calor
Estados unidos	31.239	8.678	7.817	0.13	Bombas de calor
Turquía	24.840	6.900	1.495	0.53	Baños / Calefacción
Islandia	24.500	6.806	1.844	0.42	Calefacción urbana
Japón	10.301	2.862	822	0.40	Baños
Italia	7.554	2.098	607	0.39	Baños / Spas
Hungría	7.940	2.206	694	0.36	Baños / Spas
Nueva Zelanda	7.086	1.968	308	0.73	Industrial
Brasil	6.622	1.840	360	0.58	Baños / Spas

Nota Factor de capacidad= Utilización anual (TJ/año) / Capacidad (MWt)\* 0.03171

## Energía geotérmica en México

México ocupa el cuarto lugar en capacidad geotermoeléctrica con 958 MW a nivel mundial. La comisión Federal de Electricidad (CFE) opera actualmente cuatro campos geotérmicos: Cerro Prieto, en Baja California, con 720 MW; Los Azufres, en Michoacán, 188 MW; Los Humeros, en Puebla, con 35 MW; y Las Tres Vírgenes, en Baja California Sur, con 10 MW. La capacidad geotermoeléctrica de México representa el 2.5% de los más de 38,000 MW de capacidad instalada en el Sistema Eléctrico Nacional (SEN). (Jimenez, 2015)

### Pathé

La explotación de la energía geotérmica en México se inició en Pathé, una localidad del estado de Hidalgo, la cual se encuentra aproximadamente a unos 130 km de la ciudad de México (Figura 1. 11). Debido al éxito de las primeras perforaciones, se decidió instalar una planta piloto de 3.5 MWe, la cual inicio operaciones en el mes de noviembre de 1959.

En Pathé se perforaron 17 pozos, sin embargo, nunca fue posible obtener suficiente vapor para generar más de 600 kW, por lo que la planta mantuvo generando hasta 1973.

A pesar de todo la planta representó un importante logro, ya que permitió que nuestro país fuera el tercero en el mundo en utilizar la geotermia, puso de manifiesto la capacidad de los ingenieros mexicanos y sirvió para capacitar a los cuadros técnicos que habrían de conducir en el futuro el desarrollo de la geotermia en México.



Figura 1. 11 Concentración de campos geotérmicos en México (Jimenez, 2015)

### Cerro Prieto

El campo de Cerro Prieto se encuentra localizado a 30 km al sur de la ciudad de Mexicali. Es el campo geotérmico de líquido dominante más grande del mundo y su explotación ha sido también una de las más grandes del mundo y su explotación ha sido también una de las más exitosas.

En este campo se han perforado más de 300 pozos con profundidades entre 700 y 4.300 metros. Actualmente se tiene instaladas cuatro centrales con una capacidad instalada total de 720 MWe.

La central CP-1 cuenta con cinco unidades (las primeras dos de 37.5 MWe cada una) y entraron en operación en 1973. Para 1979 se adicionaron otras os unidades de 37.5 MW y en 1981 entró en operación una unidad de baja presión de 30 MWe. Las centrales CP-II y CP-III, cuentan cada una con dos unidades de 110 MWe, mismas que entraron en operación entre 1985 y 1987. La central Cerro prieto IV entró en operación en el año 2000 y consta de cuatro unidades de 25 MWe cada una.

### **Los Azufres**

El campo geotérmico de Los Azufres se encuentra localizado a 200 km al oeste de la Ciudad de México (Figura 1. 11). Los primeros estudios en este campo se efectuaron en los años cincuenta, pero fue en 1977 cuando se perforaron los primeros pozos productores, con los que se confirmó la existencia de un potencial energético de magnitud considerable.

En los Azufres se han perforado más de 80 pozos con profundidades de entre 600 y 3,544 metros, con una temperatura máxima de fondo de 358 °C. En esta zona, el flujo de calor promedio es de 0.22 W/m<sup>2</sup>, lo cual corresponde a un gradiente local de 117°C/km, que es casi cuatro veces mayor que el normal.

Actualmente, la CFE tiene instalados en este campo 188 MWe, distribuidos en una unidad de condensación de 50 MWe, cuatro unidades de flasheo simple 25 MWe cada una, siete unidades a contrapresión de 5 MWe cada una y dos unidades de ciclo binario de 1.5 MWe cada una. Las unidades de 25 MWe entraron en operación en 2003

### **Los Humeros**

El campo geotérmico de Los Humeros se encuentra localizado en el extremo oriental del Cinturón Volcánico Mexicano, aproximadamente a 200 km de la Ciudad de México (Figura 1. 11). En 1969, la Comisión Federal de Electricidad (CFE) efectuó los primeros estudios geológicos, geoquímicos y geofísicos en este campo. En 1982 se perforo el primer pozo profundo, con el objeto de confirmar los resultados de los estudios Pero fue hasta 1990 que se inició la explotación comercial del yacimiento, con la instalación de la primera unidad de 5 MWe, en 7 unidades de 5MWe cada una.

### **Las Tres Vírgenes**

Este campo se localiza en la parte media de la Península de Baja California, en la parte norte del estado de Baja California (Figura 1. 11). Los estudios de exploración se iniciaron en 1982 y en 1986 se perforo el primer pozo exploratorio. Actualmente se tiene dos plantas instaladas de 5 MWe del tipo de condensación, las cuales iniciaron sus operaciones en julio de 2001. Estas plantas generaron 32.8 GWh en 2003, los cuales se distribuyeron a ciudades como Santa Rosalía y otras poblaciones que están aisladas del sistema eléctrico nacional.

### **Capacidad instalada y generación**

La potencia geotérmica instalada en México es de 953 MWe, que representa el 2% de la capacidad instalada en el país. La geotermia produjo 6,685 GWh de electricidad en 2006, que contribuyeron con el 3% de la generación eléctrica total, debido a los altos factores de planta que se tienen.

México no tiene dependencia tecnología en la exploración, desarrollo y explotación de recursos geotérmicos, más bien se ha exportado y se explote tecnología geotérmica al extranjero.

### **Mis Conclusiones**

Como se menciona anteriormente la energía geotérmica es un recurso de gran valor y en nuestro país se encuentra en grandes cantidades. Es de gran importancia tomar en cuenta estos datos para poder crear iniciativas para aprovechar en mayor medida este tipo de fuente de energía para realizar proyectos de generación eléctrica o aprovecharla con otro uso directo y poder obtener mayor beneficios de este tipo de energía. En el siguiente capítulo se muestra una breve descripción de la turbomaquinaria, enfocada principalmente a las turbinas.



## Capítulo 2 Turbomáquinas

### Antecedentes

Las turbomáquinas constituyen una clase especial dentro de las máquinas de fluido.

Máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y restituyen generalmente energía mecánica en el eje, como en una turbina de vapor, que acciona un generador; o bien absorben energía mecánica en el eje y restituyen energía a un fluido.

Según el principio de funcionamiento las máquinas de fluido se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

Las turbomáquinas se llaman también máquinas de corriente o máquinas dinámicas. En ellas el intercambio de energía es debido, a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía, dotado de movimiento rotativo que se llama rodete (Mataix, 2000)

La ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas, basada en el teorema del momento cinético, es básica para el estudio de estas máquinas)

Se diferencian de las máquinas de desplazamiento positivo en que existe continuidad entre el fluido que entra y, por tanto, el intercambio energético se produce de forma continua, cambiando su cantidad de movimiento, siendo esto aprovechado como una entrega de energía del fluido a la máquina (turbomáquinas motoras) o de la máquina al fluido (turbomáquinas generadoras)

En las turbomáquinas el fluido de trabajo puede ser un líquido (comúnmente agua, aunque para el caso de las bombas de líquido la variedad de fluidos es muy grande) o un gas o vapor (comúnmente vapor de agua o aire, aunque nuevamente para los compresores la variedad de gases a comprimir puede ser muy grande)-

## Ecuación Fundamental de las turbomáquinas

Como se explicó anteriormente las turbomáquinas térmicas evolucionan de manera continua un fluido compresible, que al atravesar la máquina intercambia trabajo con el exterior a través de su eje, desarrollado un par motor o bien absorbiendo energía que se le comunica desde el exterior mediante un par de accionamiento. Esto implica que en su estructura interna la turbomáquina incluye un elemento de paredes móviles que le permite efectivamente que se produzca este intercambio de energía mecánica con el exterior. Al atravesar la máquina el fluido ejerce una fuerza sobre las paredes de los conductos por los que circula. Por la ley de acción y reacción dicha fuerza es igual y de sentido contrario a la que ejercen las paredes sobre el fluido obligándole a variar su cantidad de movimiento. Es precisamente en el elemento de paredes móviles donde la fuerza resultante, debido al desplazamiento de su punto de aplicación, dará lugar al par motor; en los conductos fijos de la máquina la fuerza ejercida por el fluido sobre las paredes no producirá trabajo, sino que quedara contrarrestada en los apoyos.

En la Figura 2. 1 se presentan dos ejemplos del elemento móvil al que se hace referencia en el párrafo anterior, girando a velocidad angular constante  $\omega$  alrededor de su eje. El fluido evoluciona en toda la periferia de dicho elemento (corona de álabes, rotor o rodete) circulando por los conductos limitados por dos álabes consecutivos, la carcasa exterior y el eje, tambor o disco, según las características constructivas. Hay que destacar que el papel decisivo de la forma de los álabes o perfiles en el funcionamiento de la turbomáquina, dado que dicha forma condiciona a su vez la forma de los conductos. Cada corona está formada por álabes iguales que dan lugar a conductos de paso idénticos. Por lo que es suficiente analizar la evolución del fluido en un conducto intrálabe genérico.

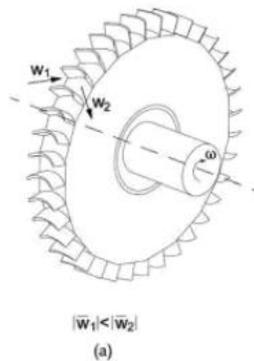


Figura 2. 1 (a) Órgano móvil o rotor de una turbina axial y (Montes Pita Ma. José, 2014)

En la Figura 2. 1 se han representado las velocidades del fluido a la entrada y a la salida de uno de los conductos de la corona, en este caso se va a tratar el flujo como unidimensional ya que se considerará una velocidad representativa del flujo a la entrada y una a la salida.

Dado que el rotor es un órgano móvil, se podrá definir la velocidad del fluido respecto de unos ejes que se mueven solidarios con el rotor, a la que se denominará velocidad relativa ( $\vec{w}$ ), así como la velocidad angular constante, que será la velocidad absoluta ( $\vec{c}$ ). Ambas velocidades están ligadas por una ecuación vectorial, teniendo en cuenta la velocidad lineal de arrastre del punto del rotor donde se analizara el diagrama de velocidades; dicha velocidad de arrastre ( $\vec{u}$ ) será tangencial a la circunferencia trazada por el radio de giro del punto considerado:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1 \quad \text{y} \quad \vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \quad \text{Ec. 2. 1}$$

En la Figura 2. 2 se han representado las velocidades absolutas y relativas de entrada y salida del fluido a un conducto genérico (volumen de control) asociado al rotor en una turbomáquina, que gira con una velocidad angular constante alrededor del eje z, En la Figura 2. 2 el rotor se ha situado en vertical para facilitar la representación espacial de los triángulos de velocidades. En dicha figura también se han representado los vectores unitarios característicos de las coordenadas cilíndricas ( $\vec{u}_r, \vec{u}_\theta, \vec{u}_z$ ).

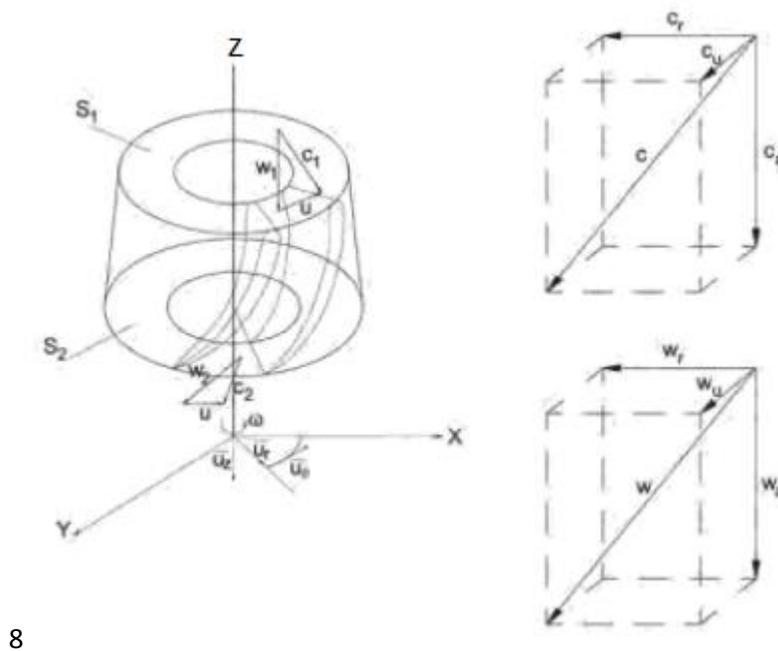


Figura 2. 2 Conducto genérico interálabe perteneciente a una corona móvil de turbina axial. Representación de las componentes de la velocidad en coordenadas cilíndricas (Muñoz Domínguez Marta, 2014)

Las velocidades, tanto absolutas como relativas, se pueden descomponer en tres componente rectangulares que, en coordenadas cilíndricas, están reflejadas en la Tabla 2. 1 y en la Figura 2. 2

Es importante destacar que los álabes integrados en las turbomáquinas tiene una cierta curvatura, de forma que los conductos intrálabes serán curvos y, en general, la sección perpendicular a la línea de corriente irá variando su área. Por lo tanto, una masa  $m$  de fluido, al evolucionar por dicho conducto curvo, variará su cantidad de movimiento por que se modificará, como mínimo, la dirección de su velocidad, aunque, en general, también variaría el módulo de la misma como consecuencia de la variación del área de la sección de paso. Por la Segunda Ley de Newton se sabe que una masa no varía su cantidad de movimiento si no hay una fuerza que lo obliga a ello, y en este caso dicha fuerza la ejercen precisamente las paredes del conducto y, en concreto, fundamentalmente los álabes. Al ser un sistema con movimiento giratorio respecto de un eje fijo es más conveniente aplicar el teorema del Momento Cinético a la masa encerrada en el volumen de control:

**Tabla 2. 1 Componente de las velocidades absoluta y relativa en cilíndricas**

Componentes de la velocidad	Componentes de la velocidad relativa
$\vec{C}_u$ : componente tangencial	$\vec{w}_u$ : componente tangencial
$\vec{C}_r$ : Componente radial	$\vec{w}_r$ : componente radial
$\vec{C}_a$ : componente axial	$\vec{w}_a$ : componente axial

“La variación respecto del tiempo del momento cinético del sistema es igual al momento resultante de las fuerzas que actúan sobre el mismo (par resultante).”

No hay que perder de vista que el intercambio de trabajo del fluido con el exterior se realiza a través del eje de la máquina. Por tanto, dado que evidentemente se trata de calcular el momento de la fuerza respecto del eje de rotación  $z$ , la única componente de la fuerza que hay que tener en cuenta será la componente tangencial, única que produce par respecto de dicho eje, ya que la componente axial de la fuerza es paralela al eje de rotación y la componente radial es perpendicular al mismo y no produce par en el eje de rotación. Asimismo, la componente tangencial de la fuerza producirá cambios en la componente tangencial de la velocidad, de forma que:

$$M_z = \frac{d}{dt} (r \cdot mc_\theta) = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot C_{u1}) \quad \text{Ec. 2. 2}$$

Donde  $\dot{m}$  es el gasto másico que circula en el conjunto de los conductos interálabes de la corona de álabes.

Hay que destacar que las únicas fuerzas que producen par sobre el eje z son las que ejercen los distintos álabes sobre el fluido, ya que la resultante de la fuerza debida a la presión que actúa en las secciones de entrada y salida, para el conjunto de la corona de álabes, se halla sobre el eje de rotación, por ser una superficie de revolución. Las otras superficies que limitan el conducto interálabes ejercen fuerzas que cortan el eje de rotación, cuyo par respecto al eje z es, por tanto, nulo. Por otra parte, las fuerzas másicas que actúan sobre el fluido se pueden considerar despreciables.

En el caso de una máquina motora, por el principio de acción y reacción, la fuerza ejercida por los álabes sobre el fluido será igual en módulo y de sentido contrario a la ejercida por el fluido sobre los álabes, de forma que el par motor será:

$$M_{mz} = -M_z = \dot{m} \cdot (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad \text{Ec. 2. 3}$$

En el caso de una turbina la potencia desarrollada será:

$$N_u = \omega \cdot M_{mz} = \dot{m} \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad \text{Ec. 2. 4}$$

Ya que a velocidad tangencial es igual a la velocidad angular multiplicada por el radio de giro

$$u = \omega \cdot r \quad \text{Ec. 2. 5}$$

La ecuación anterior recibe el nombre de la Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas o Ecuación de Euler y es válida para turbomáquinas térmicas e hidráulicas, procesos reversibles e irreversibles, procesos adiabáticos y no adiabáticos, dado que no se ha utilizado en su desarrollo ninguna hipótesis que restrinja su validez.

De acuerdo con lo anteriormente indicado, el par motor es el que se deriva de la acción del fluido sobre las paredes del conducto móvil, y es transmitido por estas al eje de la máquina. En este caso el trabajo específico o trabajo desarrollado por unidad de masa será:

$$W_u = \frac{N_u}{\dot{m}} = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad \text{Ec. 2. 6}$$

## Estructura de las turbomáquinas térmicas

Una turbomáquina está siempre constituida, como mínimo, por dos coronas de alabes: una fija, llamada estator, y otra móvil. El rotor es el elemento donde se produce, precisamente por su movilidad, el intercambio de energía con el exterior. Una corona de estator y una de rotor conforman una turbomáquina elemental o escalonamiento.

Cuando los saltos de presiones son más elevados, las turbomáquinas están formadas por varios escalonamientos en serie, que es lo más frecuente en la mayor parte de las aplicaciones. Es fundamental analizar y tener claro el proceso termodinámico que experimenta el fluido en un escalonamiento, ya que éste se repite  $n$  veces en la máquina.

En una turbina la velocidad de entrada al rotor  $c_u$  (componente tangencial) procede de la expansión previa del fluido en conductos fijos, formados, en general, por alabes consecutivos, que constituyen el estator de la máquina. Como bien sabemos un fluido compresible transforma parte de su energía térmica en energía cinética (relativa al conducto) evolucionando por el conducto convergente. Precisamente para incrementar la energía cinética a costa de la energía térmica se sitúa una corona fija de estator antes de la corona de rotor en el escalonamiento de la turbina, ya que, en definitiva, mediante las paredes móviles del rotor, lo que se logra es transformar la componente tangencial del momento cinético en par motor. Por tanto, con en la máquina se pretende aprovechar la anergia térmica del fluido, tiene que haber una conversión previa de energía térmica en energía cinética. No obstante, esta conversión se puede efectuar íntegramente en el rotor, de forma simultánea a la transformación del momento cinético en par motor, pero se ha comprobado que si se coloca un estator previo, el rendimiento de la maquina se incrementa.

El grado de reacción, es un parámetro que también indica cómo se reparte el salto de presiones entre el rotor y el estator. Dada la relación directa que existe entre la variación de presiones y la variación de entalpía en fluidos compresibles, lo más habitual es definir como variaciones de entalpía.

## Clasificación de las turbomáquinas térmicas

Las turbomáquinas se pueden clasificar atendiendo a tres criterios fundamentales:

- Según cedan energía mecánica al exterior (motoras) o absorban energía mecánica del exterior (generadoras).
- Según su grado de reacción (de acción y de reacción)
- Según sea la dirección dominante de la velocidad del fluido a su paso por la máquina (axiales o radiales)

Otro criterio divide las turbomáquinas de acción y de reacción, dependiendo del valor de grado de reacción:

- Las máquinas de acción son aquellas con grado de reacción cero o muy próximo a cero. En ellas no existe carga estática en el rotor, es decir, se mantiene constante o prácticamente constante la entalpía y la presión en el rotor. De forma que el trabajo específico intercambiado en esta corona móvil de álabes se debe a la variación de energía cinética del fluido a su paso por la misma.
- Las máquinas de reacción son aquellas con  $R$  distinto de cero en las que existe carga dinámica y carga estática, de forma que el trabajo específico intercambiado en esta corona móvil procede también de la variación de energía térmica que experimenta el fluido en la misma. En las máquinas de reacción, por tanto, la expansión, o bien la compresión, se reparte entre ambas coronas de álabes.

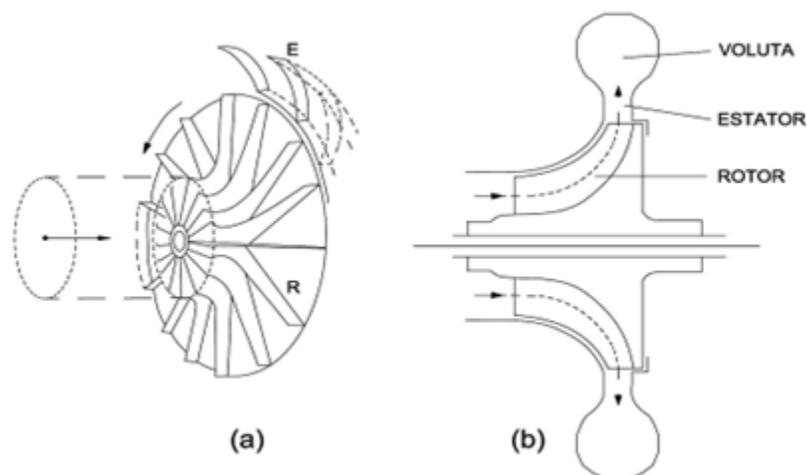


Figura 2.3 Turbocompresor centrífugo (Montes Pita Ma. José, 2014)

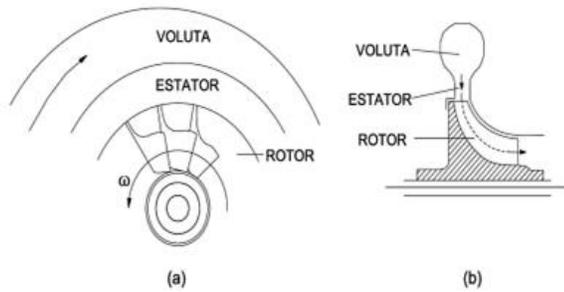


Figura 2. 4 Turbina Centrípeta (Montes Pita Ma. José, 2014)

A continuación se va a distinguir entre los distintos tipos de turbomáquinas en relación al último criterio mencionado, según el cual las turbomáquinas térmicas pertenecen, mayoritariamente, a uno de los tipos siguiente:

- Axiales, en las que la componente radial de la velocidad es nula o, comparativamente con las demás, muy pequeña ( $c_r \approx 0$ ). En este caso, a nivel de escalamiento se puede considerar que el fluido evoluciona en una superficie de revolución cilíndrica coaxial con el eje de la máquina Figura 2. 5
- Axio-radiales, de entrada axial ( $c_r \approx 0$ ) y salida radial ( $c_a \approx 0$ ). Estructura usual de los turbocompresores centrífugos Figura 2. 3
- Radio-axiales, de entrada radial ( $c_a \approx 0$ ) y salida axial ( $c_r \approx 0$ ). Estructura usual de la turbina centrípeta. Figura 2. 4

En los dos últimos grupos, el flujo en zonas intermedias es de transición y, por tanto, diagonal, tal como se representa en la Figura 2. 3 Figura 2. 4

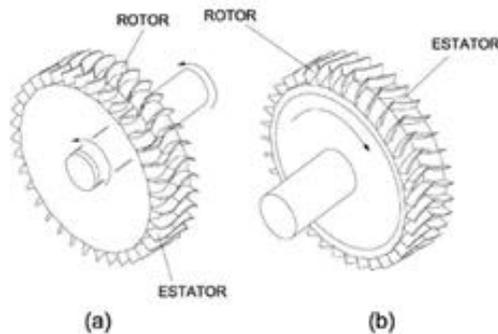


Figura 2. 5 (a) Turbina elemental axial (b) Turbocompresor elemental axial (Montes Pita Ma. José, 2014)

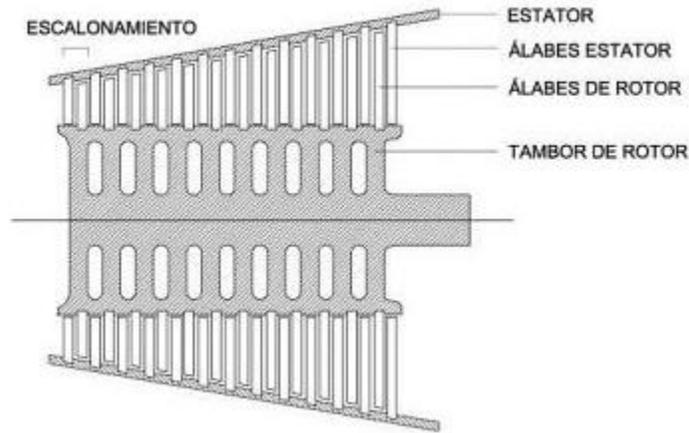
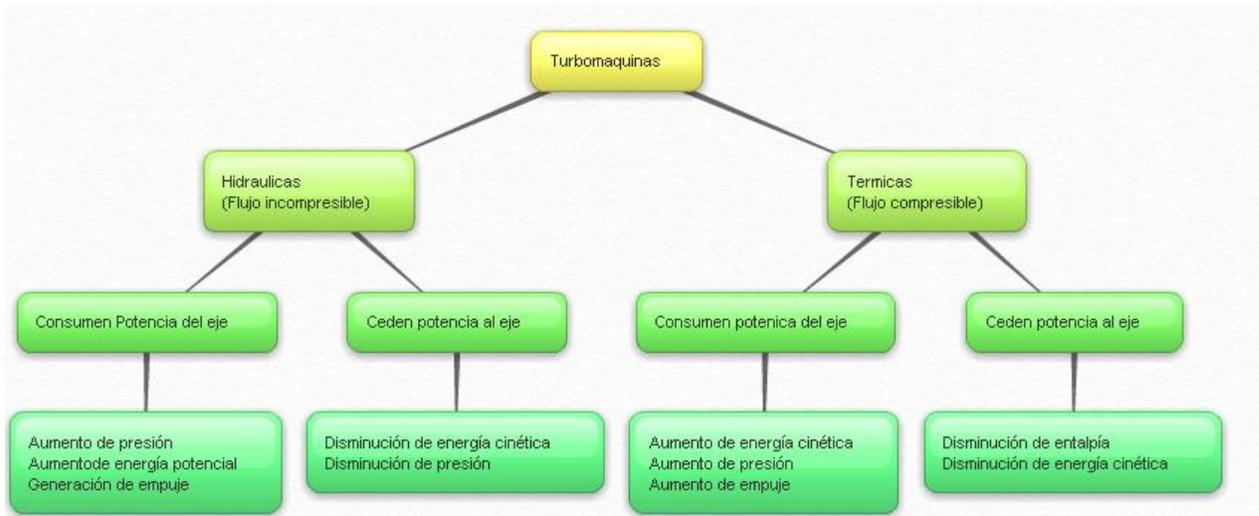


Figura 2. 6 Turbina de vapor axial de varios escalonamientos (Montes Pita Ma. José, 2014)

En la Figura 2. 6 Muestra, la estructura de una turbina de vapor axial con varios escalonamientos. Puede observarse como la altura de álabes se va incrementando a lo largo de la máquina con la altura de álabes se va incrementando a lo largo de la máquina con el fin de aumentar la sección de paso, para adecuarse al aumento del volumen específico no está en contradicción con que las secciones de paso perpendiculares a las líneas de corriente disminuyan de forma que los conductos sean convergentes tanto en el estator como en el rotor en una turbina formada por escalonamientos de reacción, como la Figura 2. 6

A continuación se presenta el Cuadro2. 1 que nos ayuda como resumen de la clasificación de turbomáquinas



Cuadro2. 1 Resumen de clasificación de turbomáquinas

## Turbinas Axiales

En estas turbomáquinas térmicas el fluido de trabajo sufre un cambio de densidad considerable a través de su paso por la máquina.

El vapor fluye siguiendo la dirección del eje de la turbina. El fluido se expande y hay una baja de presión en él, a su vez se aprovecha la energía de velocidad y presión del fluido para la rotación de la turbina.

Las turbinas presentan los diagramas de velocidad para cada etapa, que se dividen en tobera, estator y rotor. En la Figura 2.7 se muestra su análisis

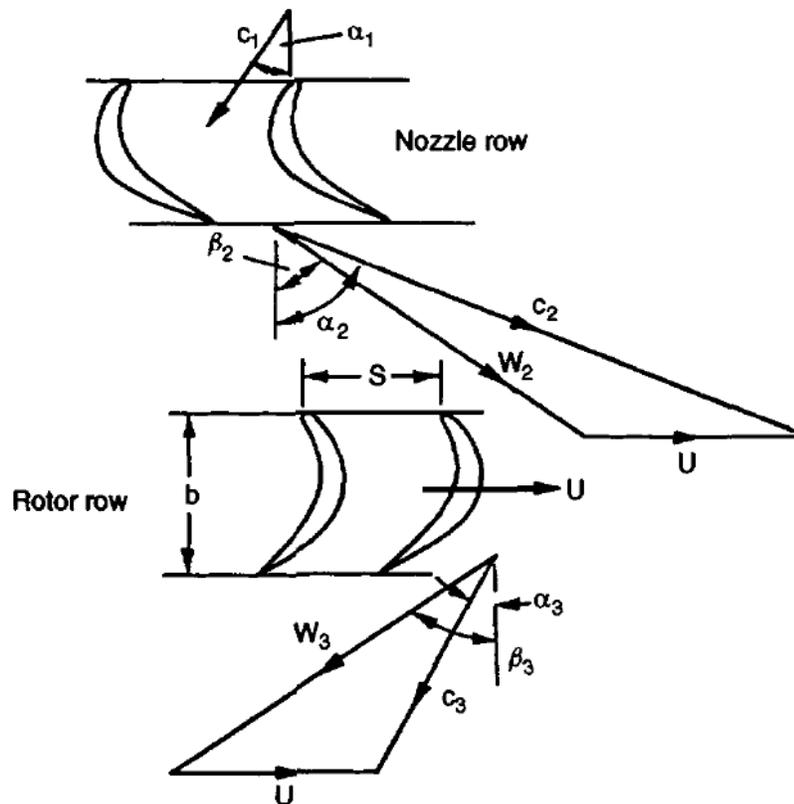


Figura 2.7 Triángulo de velocidades turbina axial (MUÑOZ DOMÍNGUEZ Marta, 2014)

Haciendo un análisis termodinámico de la turbina, se pueden obtener las siguientes ecuaciones sobre su funcionamiento.

Para el trabajo específico:

$$\Delta W = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_{01} - h_{03} = U(c_{y2} + c_{y3})$$

Ec. 2. 7

Si queremos analizar las entalpías y las irreversibilidades del proceso se tienen que recurrir al diagrama de Mollier, que generalmente tiene la siguiente forma:

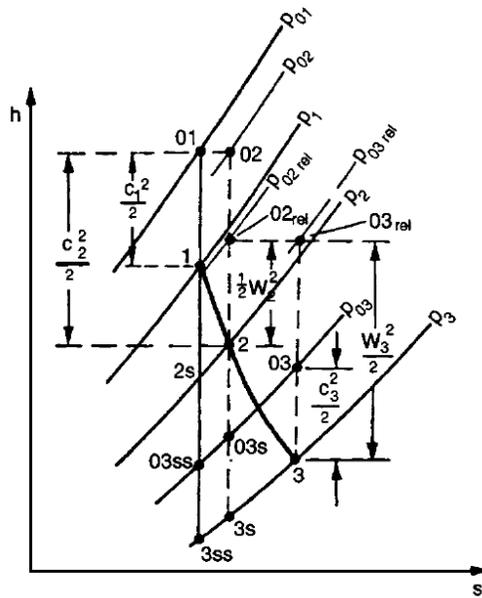


Diagrama 2. 1 Diagrama de Mollier (MUÑOZ DOMÍNGUEZ Marta, 2014)r

Por otro lado la eficiencia total está dada por

$$\eta_{tt} = \frac{(h_{01} - h_{03})}{(h_{01} - h_{03ss})} \quad \text{Ec. 2. 8}$$

Donde si asumimos que  $c_{3ss} = c_3$

$$\eta_{tt} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_1 - h_{3ss})} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_1 - h_3)} + (h_3 - h_{3s}) + (h_{3s} - h_{3ss}) \quad \text{Ec. 2. 9}$$

Donde

$$h_{3s} - h_{3ss} = (T_3/T_2)(h_2 - h_{2s})$$

$$h_2 - h_{2s} = \frac{1}{2} c_2^2 \zeta N$$

$$h_3 - h_{3s} = \frac{1}{2} w_3^2 \zeta R$$

Por lo que

$$\eta_{tt} = \left[ 1 + \frac{\zeta R w_3^2 + c_2^2 \zeta N T_3 / T_2}{2(h_1 - h_3)} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 2. 10}$$

Para poder calcular el grado de reacción de la turbina, utilizamos esta relación:

$$R = \frac{(w_{y3} - w_{y2})(w_{y3} + w_{y2})}{2U(c_{y2} + c_{y3})} = \frac{w_{y3} - w_{y2}}{2U}$$

Utilizando las relaciones del triángulo de velocidades nos queda que

$$R = \frac{c_x}{2U} (\tan\beta_3 - \tan\beta_2) \tag{Ec. 2. 11}$$

$$R = \frac{1}{2} + \frac{c_x}{2U} (\tan\beta_3 - \tan\alpha_2) \tag{Ec. 2. 12}$$

Dependiendo el grado de reaccion de la turbina se obtendran diferentes triángulos de velocidad. En la Figura 2. 8 se muestra para el grado de reaccion cero, en la Figura 2. 9 se tiene para un grado de reaccion de 50% y por ultimo la Figura 2. 10 presenta para un grado de reaccion del 100%

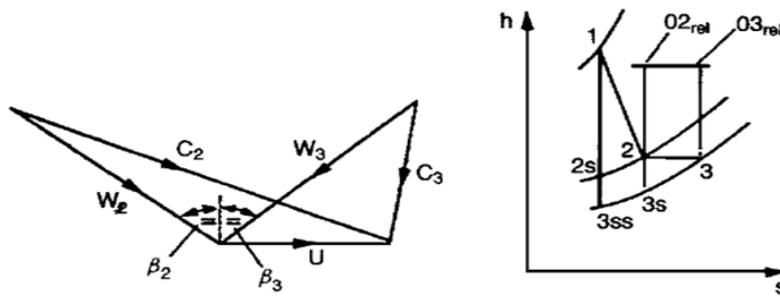


Figura 2. 8 Grado de reacción cero (Muñoz Domínguez Marta, 2014)

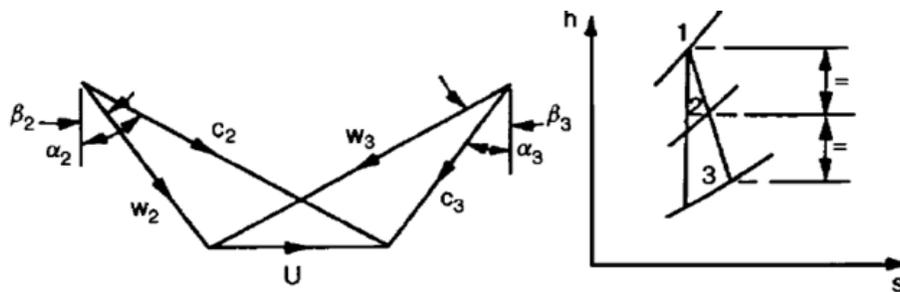


Figura 2. 9 Grado de reacción de 50% (Muñoz Domínguez Marta, 2014)

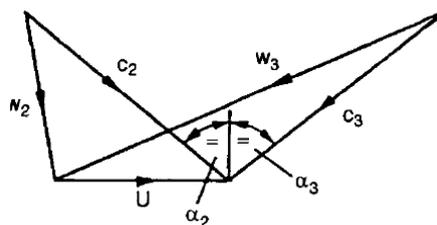


Figura 2. 10 Grado de reacción 100% (Muñoz Domínguez Marta, 2014)

## Criterios que se utilizan para definir el rendimiento de las turbomáquinas térmicas

En la Figura 2. 11 se presenta la evolución del fluido en una turbina elemental o escalonamiento. El proceso que tiene lugar en la turbina, aunque se puede considerar adiabático, no es isentrópico, debido a que el proceso no puede considerarse reversible. En dicho diagrama queda reflejado el valor del trabajo específico desarrollado, el incremento de entropía que experimenta el fluido como consecuencia de las pérdidas de energía mecánica, producidas fundamentalmente por fricción, tanto en el rotor ( $Y_R$ ) como en el estator ( $Y_E$ ), así como los incrementos de la entalpia asociados, a los que se denomina pérdidas.

Para evaluar la bondad del proceso se utiliza el parámetro rendimiento que relaciona el trabajo desarrollado por la maquina real  $W_u$  y el trabajo máximo que se podría obtener en una maquina hipotética, cuya geometría no es necesario definir, que opere entre las mismas condiciones de admisión (presión, temperatura y velocidad del fluido) y la misma presión de escape de la maquina real. Analizando el diagrama h-s se llega a la conclusión de que el trabajo máximo se obtendría en la máquina en la que el fluido evolucionase sin pérdidas no de calor como por irreversibilidades, es decir, por vía isentrópica.

$$\eta = \frac{W_u}{W_{u \max}}$$

Ec. 2. 13

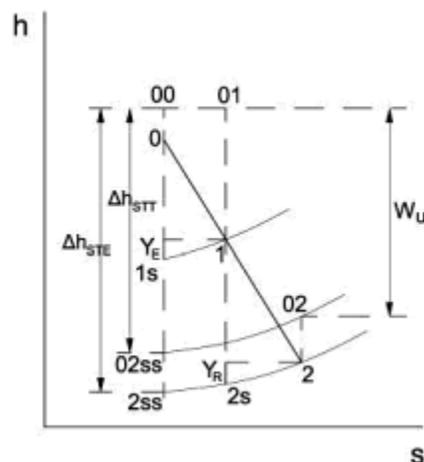


Figura 2. 11 Pérdidas en los escalonamientos de turbina (MUÑOZ DOMÍNGUEZ Marta, 2014)

Si se considera que la maquina hipotética tendrá asimismo la misma velocidad a la salida que la maquina real, el trabajo máximo será  $h_{00} - h_{02ss}$ . Sin embargo, si la energía cinética a la salida del

escalonamiento se sabe que se va a perder, degradándose por fricción, por ejemplo, al abandonar el fluido la turbina, la energía cinética a la salida interesara que sea lo menor posible, considerándose como pérdida. En este caso, sería más adecuado una maquina hipotética de la que saliera el fluido con velocidad nula, ya que de esta forma, puede comprobarse en el diagrama h-a, que el trabajo ideal sería mayor  $h_{\infty} - h_{02SS}$ , siendo, en difinitiva, el máximo posible.

Teniendo en cuenta lo anterior, se pueden establecer dos criterios diferentes a la hora de definir el rendimiento:

- Criterio total a total, si no se considera la energía cinética de la salida como perdida, porque se va a aprovechar en algún elemento posterior de la instalación. Al salto entálpico isotrópico de referencia se le denominara también total a total (Domínguez, Máquinas Térmicas , 2014).

$$\Delta h_{sTT} = h_{\infty} - h_{02SS}$$

- Criterio total a estática, si dicha energía cinética se considera dentro de las pérdidas. Al salto entálpico de referencia se le denominara en este caso total a estática (Domínguez, Máquinas Térmicas , 2014).

$$\Delta h_{sTE} = h_{\infty} - h_{02SS}$$

Conforme a dichos criterios se definen los siguientes rendimientos:

Rendimiento total a total

$$\eta_{TT} = \frac{W_u}{\Delta h_{sTT}} = \frac{h_{\infty} - h_{02}}{h_{\infty} - h_{02SS}} \quad \text{Ec. 2. 14}$$

Rendimiento total a estática:

$$\eta_{TE} = \frac{W_u}{\Delta h_{sTE}} = \frac{h_{\infty} - h_{02}}{h_{\infty} - h_{02SS}} \quad \text{Ec. 2. 15}$$

Establecer un rendimiento es una forma de evaluar la calidad de un proceso y se puede definir con diferentes criterios. Sin embargo, a la hora de optimizar la maquina es importante utilizar un parámetro que nos permita comparar diferentes situaciones de una forma adecuada. En ese sentido, si se sabe de antemano que la energía cinética a la salida del escalonamiento o de la turbina en su conjunto, se va a perder, es lógico definir el rendimiento con el criterio total a estático que incorpora la energía cinética de salida como una perdida, y optimizar el diseño de la maquina bajo ese criterio. De esa forma, cualquier modificación del diseño que conlleve una disminución de la

velocidad del fluido de salida de la máquina, se reflejara mediante una mejora del rendimiento total a estático sin embargo, si el parámetro que se elige para evaluar la bondad del proceso es el rendimiento total a total, una modificación que, hipotéticamente, solo afectase a la velocidad de salida no supondría una variación del rendimiento.

## Potencia interna y potencia efectiva

Hay que tener en cuenta que la ecuación de Euler permite obtener el trabajo específico que se intercambia entre el fluido y el exterior en el escalonamiento, teniendo en cuenta exclusivamente las pérdidas internas en las coronas de álabes.

Para las pérdidas internas se va a expresar en función de las variaciones de entalpía a las que dan lugar en relación con la evolución ideal sin pérdidas.

Pérdidas internas en el rotor:

$$Y_R = h_2 - h_{2s} \quad \text{Ec. 2. 16}$$

Pérdidas internas en el estator de turbina:

$$Y_E = h_1 - h_{1s} \quad \text{Ec. 2. 17}$$

Si se supone el caso que las líneas de presión constante están próximas y se pueden considerar paralelas a un nivel de escalonamiento, y que la entropía en el proceso cambia de forma irrelevante se tiene que la pérdida del conjunto del escalonamiento vale:

Turbina

$$Y_T = h_2 - h_{2ss} = Y_R + Y_E \quad \text{Ec. 2. 18}$$

Pérdidas por velocidad de salida en la turbina

$$Y_s = \frac{c_2^2}{2} = h_{02} - h_2 \quad \text{Ec. 2. 19}$$

En el caso de la turbina, se comprueba que:

$$W_i = \Delta h_{sTT} - Y_T$$

La potencia interna que desarrolla la turbina será:

$$N_i = \dot{m} \cdot W_i$$

Ec. 2. 20

La potencia interna y la potencia efectiva se diferencian en las pérdidas externas.

## Mis Conclusiones

Este capítulo nos enfoca a conocer las partes fundamentales de una turbina así como el análisis detallado de ésta. Con la teoría antes mencionada tenemos una base sólida para poder realizar los cálculos necesarios para el estudio e investigación de la turbina desarrollada para el ciclo binario de evaporación instantánea. Con esto podemos interpretar los datos que nos arroja el banco de pruebas y que serán vistos en el siguiente capítulo.

## Capítulo 3 Diseño experimental

### Introducción

El grupo iiDEA del Instituto de Ingeniería de la UNAM se encarga en desarrollar soluciones para aprovechar fuentes alternas de energía.

Uno de los proyectos principales desarrollados por el grupo es el ciclo de generación eléctrica denominado CBEI (Ciclo Binario de Evaporación Instantánea) donde su funcionamiento fue explicado en el Capítulo 1.

En este trabajo se propuso una metodología para analizar y caracterizar la turbina del ciclo CBEI y con ello obtener sus parámetros mecánicos.

Las características de la turbina del ciclo CBEI son las siguientes:

- Teóricamente la turbina está diseñada para trabajar a altas revoluciones por minuto pero con un par de torsión relativamente bajo.
- En Primera instancia se diseñó para que el fluido de trabajo fuera directamente el vapor de agua generado después de que el fluido geotérmico hiciera su transferencia de energía.
- La turbina tiene una tecnología de manufactura aditiva por lo cual está impresa a base de un polímero llamado Polifenilsulfona. Se eligió este material debido a sus características mecánicas y por la posibilidad de impresión en un equipo de prototipado 3D (Stratasys, 2013).

Por las condiciones generales del ciclo, donde es necesario un fluido geotérmico para la transferencia de energía al fluido de trabajo no fue posible experimentar con el fluido real. Por el tipo de material con el que esta manufacturada la turbina no es posible desarrollar pruebas físicas con el fluido de trabajo real (vapor).

Dicho lo anterior, se utilizó aire comprimido para poner en práctica el método propuesto. Es importante mencionar que al cambiar el fluido de trabajo las condiciones de entrada y de salida de la turbina cambian con respecto a las condiciones de diseño.

Aplicando el método propuesto se puede analizar el funcionamiento mecánico de la turbina así como el análisis de su potencia, su velocidad y su posible generación eléctrica. Al obtener el valor de estas variables se puede realizar un análisis gráfico y con ello tener los puntos característicos de la turbina.

Con dichas pruebas se obtienen datos experimentales con lo que se puede verificar el funcionamiento del equipo y así obtener puntos característicos de dicha turbina.

En los apartados siguientes se desglosan las pruebas realizadas así como el equipo necesario utilizado en dicho experimento.

## Ensayo de caracterización

Para saber a fondo todas las particularidades de una turbomáquina, debe ser sometida a una serie de mediciones y pruebas, que se repiten hasta que se alcancen los puntos de revoluciones por minuto máximas, presión máxima alcanzada, flujo máximo y voltaje generado máximo,

Con estos puntos se diseñaron ensayos para poder obtener parámetros mecánicos de la turbina. Las pruebas a las cuales fue sometida la turbina fueron para obtener los valores de: velocidad de giro, par mecánico, de potencia mecánica y potencia disponible

### Par mecánico

En el método propuesto se ocupa un freno mecánico para generar un par resistente. Los encargados de crear este par son los frenos dinamométricos. Estos son los encargados de proporcionar una “carga” a la turbomáquina. Esta carga ha de ser variable para ensayar distintas condiciones operativas.

Se han desarrollado varios tipos de frenos basados en distintos principios. Los más difundidos son:

- Frenos de fricción
- Frenos hidráulicos
- Frenos eléctricos

El par mecánico se mide acoplado al motor un dispositivo frenante cuya característica resistente se puede variar, logrando obtener la potencia correspondiente desarrollada por el dispositivo. El dispositivo frenante se denomina freno dinamométrico.

En este método revisaron diferentes opciones de frenos mecánicos, y se decidió usar el freno de Prony por los elementos que contiene, por su manufactura y por su manejo para la realización de los ensayos.

A continuación se presenta una breve introducción teórica sobre el freno que se ocupó en el desarrollo de los ensayos.

### Freno de Prony

El método para determinar directamente el rendimiento de un motor con potencia hasta de 50 CV es el del freno de Prony.

La potencia neta que puede extraerse de un motor se llama potencia útil o potencial al freno. No obstante, es más común la denominación de potencia efectiva.

En la Figura 3. 1 se representa esquemáticamente el fundamento del procedimiento de medida de la potencia al freno en el dispositivo llamado freno Prony

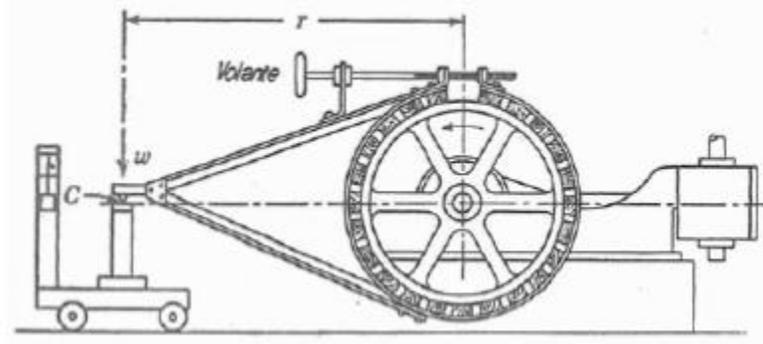


Figura 3. 1 Ejemplo freno de Prony (Kates & E.Luck, 1981)

Como se mencionó anteriormente el objetivo del freno de Prony es absorber la potencia útil del motor con rozamiento, en nuestro caso con una correa que se aprieta sobre la periferia del eje de la turbina. La correa está unida al brazo de palanca, cuyo extremo jala la plataforma de una balanza.

Se pone en funcionamiento la turbina y se aplica el freno al eje aumentando la fricción entre la correa y éste. El rozamiento entre la correa y el eje obliga al brazo de palanca a jalar sobre la plataforma de la balanza ejerciendo una cierta fuerza.

La distancia horizontal desde C hasta el dentro del eje del motor es la longitud ( $r$ ) del brazo del freno. El freno de Prony es un aparato de fricción, y la potencia desarrollada en el eje se disipa en forma de calor. Por lo tanto, es preciso tomar las debidas precauciones para refrigerarla.

El trabajo se define como el producto de una fuerza por el cambio a lo largo del cual actúa la fuerza, el trabajo absorbido por un freno de Prony será:

$$W_u = 2\pi r N w \quad \text{Ec 3. 1}$$

En donde

$W_u$ : Trabajo absorbido por el freno

$w$  = fuerza aplicada a la báscula, en kg

$r$  = longitud del brazo del freno en m

$N$  = revoluciones por minuto

$2\pi rN = d$  = Distancia que recorrería el punto C si no hubiese deslizamiento en el freno, en m/minuto

Se puede definir que 1 Hp es igual a  $76 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}}$  por lo tanto la potencia absorbida por el freno de Prony viene dada por:

$$h_{pf} = \frac{2\pi rNw}{60 \times 76} \quad \text{Ec 3. 2}$$

En la ecuación anterior la cantidad  $\frac{2\pi r}{60 \times 76}$  es fija para un freno dado y se denomina constante del freno. La mayoría de los frenos se construyen de manera que su constante sea un número sencillo.

### Potencia mecánica o útil

A partir del par mecánico, T, y con la obtención de la velocidad de rotación (N), Es posible calcular la potencia útil de la siguiente forma

$$W_u = T_m \cdot N_m \quad \text{Ec 3. 3}$$

De esta forma se obtiene la potencia mecánica.

Para realizar la medición de potencia es importante conocer los siguientes términos

Potencia. Se puede definir como la velocidad con la cual se hace un trabajo. La potencia ( $W_u$ ) desarrollada por el par motor (T) viene dada por la siguiente expresión:

$$W_u = T_m * \omega \quad \text{Ec 3. 4}$$

Siendo ( $\omega$ ) la velocidad angular de giro (rad/s) del eje de transmisión. La potencia se puede medir con las siguientes unidades:

$$1 \text{ HP} = 76 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$1 \text{ CV} = 75 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$1 \text{ CV} = 736 \text{ vatios} = 0.736 \text{ kW}$$

## Potencia disponible

Tomando en cuenta el sistema como un sistema estacionario, usamos las definiciones de velocidad efectiva,  $v_e$ , y flujo volumétrico efectivo,  $Q_e$ . Teniendo:

$$v_e = v_t - v_T \quad \text{Ec 3.5}$$

$$Q_e = A_l * v_e \quad \text{Ec 3.6}$$

Donde  $A_l$  es el área del chorro conforme pasa por el álabe. Solo la diferencia entre la velocidad del chorro y la del álabe, genera fuerza sobre ésta.

$$W_n = T_t \cdot N_t \quad \text{Ec 3.7}$$

## Eficiencia

La eficiencia la calcularé a partir de la relación entre la potencia útil y la potencia en el eje.

$$\varepsilon = (W_u/W_n) \cdot 100 \quad \text{Ec 3.8}$$

Con este cálculo analizaremos la relación entre la energía útil y la energía invertida al sistema.

## Definición de pruebas

El primer paso para identificar las pruebas necesarias para la caracterización de la turbina fue acudir a las normas internacionales que se encargan de incorporar los pasos necesarios para obtener los parámetros característicos.

Se tomaron tres fuentes principales las cuales fueron:

- Guidance for Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Test of Steam Turbines, ASME, PTC 6.
- Rules for Steam Turbine Thermal Acceptance Tests, Indian Standard Part 2.
- Catalog of CHP Technologies

Con base en la información proporcionada por las normas mencionadas anteriormente, se realizó la medición de los parámetros siguientes:

- Medición de la potencia mecánica de la turbina
- Medición de generación de voltaje DC
- Medición de flujo de aire
- Medición de la presión de aire
- Medición de la velocidad del rotor de la turbina

## Instrumentación de la turbina

Para ejecutar cada una de las pruebas fue necesario utilizar algunos equipos electrónicos así como instrumentos de medición.

Fue necesario realizar modificaciones a algunos elementos de la turbina, así como la adaptación de otros.

Una de las modificaciones más importantes fue el sellado de la turbina, se elaboraron los empaques de la carcasa de la turbina. Dichos empaques están hechos de plástico tienen la función de que la turbina cuente con mayor hermeticidad y así poder evitar pérdidas de presión.

En la Figura 3. 2 se puede ver el diseño que cuenta el empaque para poder cumplir su función.



Figura 3. 2 Carcasa de la turbina (IIDEA)

Posteriormente para poder desempeñar las pruebas de potencia, fue necesario diseñar una extensión al eje de la turbina. Para la manufactura de dicha extensión se utilizó una barra de nylamid y su forma fue hecha en un torno mecánico.

En la Figura 3. 3 se muestra el plano utilizado para la fabricación de la extensión del eje de la turbina.

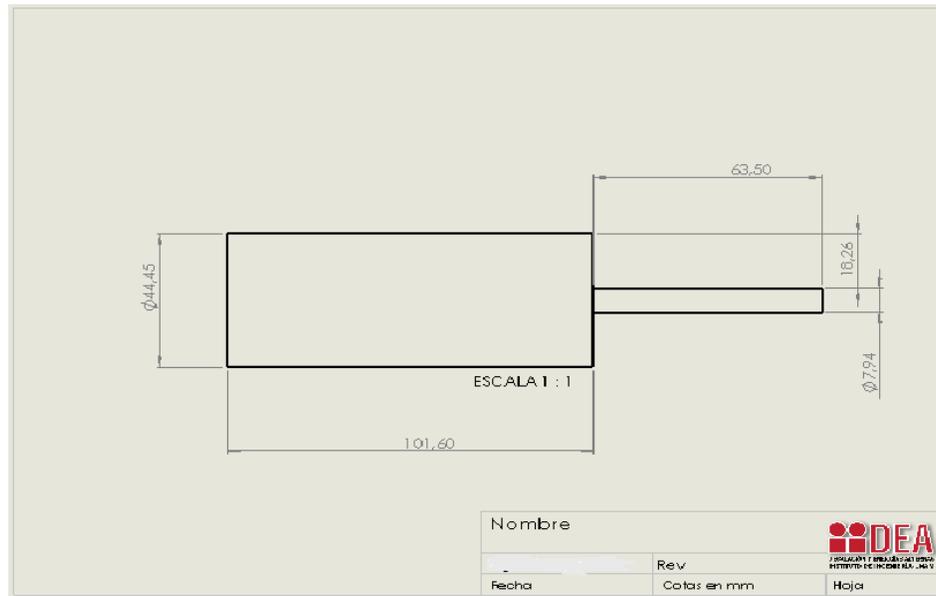


Figura 3. 3 Plano extensión eje de turbina (iiDEA)

Después de tener los empaques y la extensión del eje se procedió a cubrir la carcasa de la turbina con un sellador de juntas para evitar fugas de aire y aumentar su hermeticidad.

Teniendo completas las modificaciones de la turbina se procedió con el desarrollo de los componentes necesarios para las mediciones de cada una de las pruebas. A continuación se dará una descripción de los dispositivos utilizados para los ensayos.

## Diseño del Freno de Prony

Sabiendo la teoría del freno de Prony se manufacturó un ejemplar con los siguientes materiales:

- Perfil Tubular Rectangular (PTR)
- Electrodo 6013
- Lámina galvanizada
- Tornillos
- Tuercas
- Cinta de tela
- Dinamómetro



Figura 3. 4 Freno de Prony (iiDEA)

El objetivo principal del freno de Prony es medir la fuerza al freno, el instrumento encargado de medir dicha fuerza es un dinamómetro. Los dinamómetros son instrumentos que se basan en la elongación o estiramiento de un resorte el cual nos da el rango de medición. Se compararon tres tipos de dinamómetros con caratula de la marca Ohaus y se optó por un dinamómetro de carátula por su características de medición, estos datos de comparación son otorgado directamente por el fabricante.

Este modelo fue seleccionado ya que las balanzas de resorte son perfectas para experimentos de fuerza. Sus características son las siguientes: 2000g x 10g, 72oz x 1/2oz. (Ohaus, 2017)

En la imagen siguiente se muestra el dinamómetro seleccionado.



Figura 3. 5 Dinamómetro de carátula ( (Ohaus, 2017))

## Medición de voltaje DC

Para poder realizar la medición de voltaje se usó un motor de DC de la marca nisca. Dicho motor es de escobillas de la serie NA4056 con las siguientes características:

Serie	No. Modelo	Dimensión		Voltaje [V]	Maxima Eficiencia					Operación continua	Sin carga	
		D [mm]	L [mm]		Torque [mN*m]	Velocidad [rpm]	Corriente [A]	Salida [w]	Eficiencia [%]	Posible salida maxima [w]	Velocidad [rpm]	Corriente [A]
NA4056	NA4056A	40	56	24	25.56	3506	0.648	9.38	60.3	13.7	4289	0.145

Tabla 3. 1 Características motor DC (NISCA, 2017)

Los generadores de corriente continua son máquinas que en base a energía mecánica la transforman en energía eléctrica. El generador está constituido a partir de una bobina que gira en el campo magnético, con ello una fuerza electromotriz se establece sobre la bobina del generador como derivación de las variaciones de flujo mientras gira.

La corriente que se genera es producida cuando el campo magnético atraviesa la bobina. La corriente en primera instancia es alterna para posteriormente ser transformada a continua mediante un conmutador giratorio. De aquí es conducida mediante las escobillas que conectan por frotamiento con las delgas del colector.

La Figura 3. 6 muestra el motor utilizado



Figura 3. 6 Motor de DC (NISCA, 2017)

## Medición de flujo

Para poder registrar el flujo dentro de los ensayos se utilizó un flujómetro digital para aire Serie PF2A de la marca SMC

Algunas de las características de este flujómetro digital son las siguientes

Modelo	PF2A703H
Fluido	Aire seco
Tipo de detección	Sensor tipo térmico
Rango de caudal	150 a 300 l/min
Unidad mínima de ajuste	5 l/min
Rango de presión de trabajo	0.1 a 1.5 Mpa
Tiempo de respuesta	1 seg o menos
Histéresis	Modo histéresis: Variable (ajustable desde 0); Modo ventana comparativa: (ajustable de 0 a 3% F.S.)
Tensión de alimentación	24 VDC (rizado 10% o menos)
Consumo de corriente	150 mA o menos

Tabla 3. 2 Características del flujómetro (SMC, SMC/Flujómetros, 2017)



Figura 3. 7 Flujómetro SMC ( SMC, SMC/Flujómetros, 2017)

Este equipo es el que tiene una sensibilidad menor comparados con otros flujómetros de su serie, fue por ello que se optó para usarlo en el proyecto y en un futuro ocuparlo para pruebas en otros componentes de los proyectos del grupo iiDEA

## Medición de presión

La medición de presión se realizó por medio de un transductor de presión (Figura 3. 8) de la marca Honeywell con las siguientes características:

El modelo es el: px2en1xx100paaax

Serie	Px2
Tipo de Presión	Absoluta
Presión de operación	100 PSI (689.48 kPa)
Tipo de salida	Voltaje analógico
Presión máxima	450 PSI (3102.6 kPa)
Temperatura de operación	-40 °C – 125 °C
Exactitud	0.25%

**Tabla 3. 3 Características transductor Honeywell (Honeywell, 2017)**

Como podemos observar por sus características técnicas es el adecuado para poder satisfacer todo el rango de presión con el cual se van a hacer las mediciones.



**Figura 3. 8 Transductor de presión Honeywell (Honeywell, 2017)**

Para poder regular y controlar la presión de aire de entrada al sistema se utilizó un regulador con manómetro de diafragma. El cual se muestra en la Figura 3. 9



**Figura 3. 9 Regulador de diafragma con manómetro (Goni, 2017)**

## Microcontrolador

Para poder alimentar a los sensores se utilizó un Arduino Uno. Se seleccionó ya que la programación es más simple en comparación con otras placas electrónicas.

También ya que el número de canales era suficiente para poder comunicar a todos los sensores necesarios para realizar la medición de las variables.



Figura 3. 10 Microcontrolador arduino (Arduino, 2017)

Su uso un software de adquisición de datos, para ello se utilizó el Parallax.

Esta herramienta de adquisición de datos adquiere hasta 26 canales de datos de cualquier microcontrolador. También proporciona una hoja de cálculo donde es fácil monitorear los datos en tiempo real.

### Características PLX-DAQ

- Los datos a medidos llegan en tiempo real utilizando Microsoft Excel
- Grabar hasta 26 columnas de datos
- Marcar con datos en tiempo real (hh: mm: ss) o segundos desde el restablecimiento
- Lectura / Escritura en cualquier celda en una hoja de cálculo
- Leer / ajustar alguna de 4 casillas de verificación en el control de la interfaz
- Código de ejemplo para la BS2, SX (SX / B) y de la hélice disponibles
- velocidades de transmisión de hasta 128 K
- Soporta Com1-15

(Parallax, 2017)

## Medición de Velocidad

Para medir esta variable se utilizó un circuito el cual fue utilizado como encoder. Este circuito fue construido con un amplificador operacional con colector abierto LM397 A continuación se muestra el diagrama esquemático del circuito:

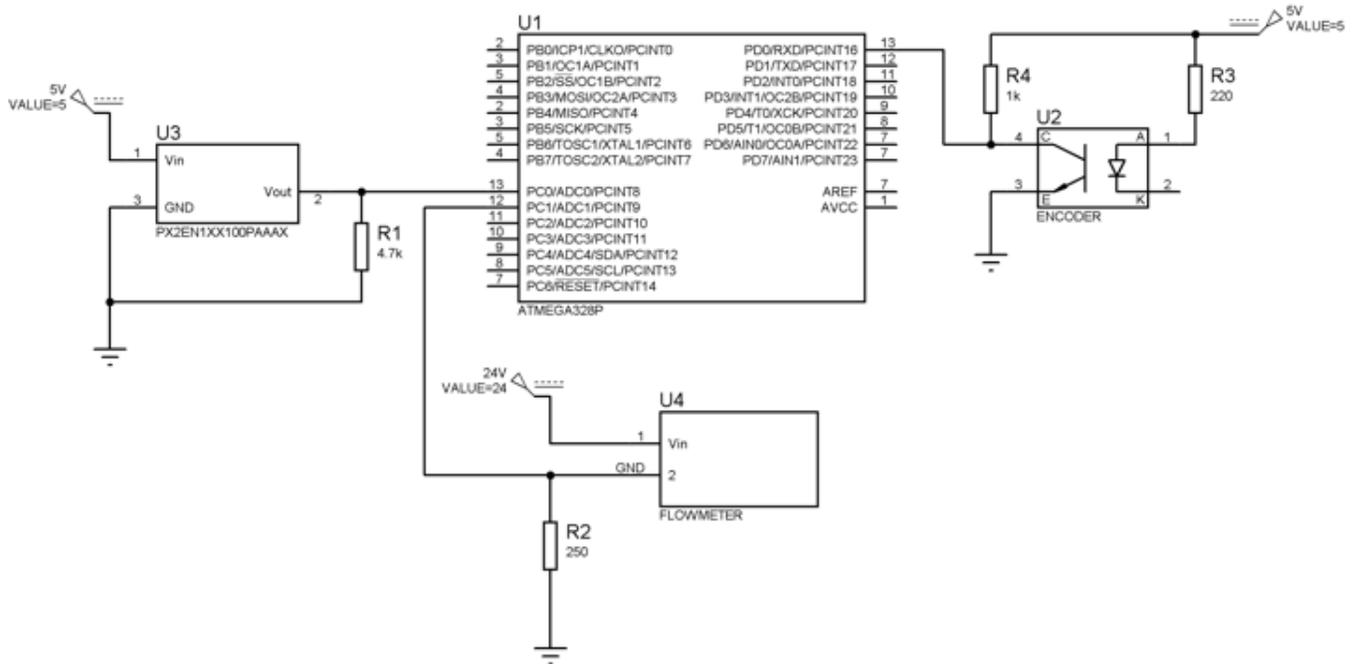


Figura 3. 11 Diagrama esquemático del circuito

El circuito U1 es el microcontrolador arduino.

El circuito u2 representa el encoder

El circuito U3 representa el sensor de presión

El circuitomU4 representa el medidor de flujo

### Programación de microcontrolador

Para poder recopilar la información que envían los sensores al microcontrolador y poder adquirir los datos se realizó un código de programación.

Con el siguiente código se pudo recopilar la información del sensor de flujo, el sensor de presión, el sensor de velocidad y por último la generación de voltaje.

<pre> /*Universidad Nacional Autónoma de México Instituto de Ingeniería Grupo iiDEA® */ #include &lt;math.h&gt; // Estado – pin  //PRESIÓN Y GASTO int entradapresion = 0; int entradagasto = 1; float adcpresion; float adcgasto; float presionkpa; float gasto; //Presión [psi] float presionpsi;  //TACÓMETRO int sensorvalue; int state1 = HIGH; int state2; float rps; float rpm; long prevMillis = 0; long interval = 200; long currentTime; long prevTime = 1; long diffTime; int sensorthreshold = 900;  //VOLTMETRO float VoltageRef = 4.94; float r1 = 98000; float r2 = 14980;  void setup() {   Serial.begin(9600);   pinMode(13,OUTPUT);   Serial.println("CLEARDATA");   Serial.println("LABEL,Hora, P [psi], P [kPa], Q [l/min], RPS, RPM, Voltaje [V]");   analogReference(DEFAULT); } void loop() {   //Programación presión y gasto   adcpresion = analogRead(entradapresion);   adcgasto = analogRead(entradagasto);    //Modelos presión y gasto   adcpresion= (adcpresion*5/1024);   adcgasto = (adcgasto*5/1024);   presionpsi = adcpresion*25-12.5; </pre>	<pre> //Presión en psia presionkpa = presionpsi*6.89476; //Presión en kPa gasto = adcgasto*659.7 - 562.5;  //Programación voltmetro float ADC_Voltage = (analogRead(3)*VoltageRef)/1024.0; float Voltage = ADC_Voltage / (r2/(r1 + r2));  //Programación Tacómetro sensorvalue = analogRead(2); // read from pin 0 if(sensorvalue &lt; sensorthreshold)   state1 = HIGH; else   state1 = LOW; digitalWrite(13,state1);  if(state2!=state1){   if (state2&gt;state1){     currentTime = micros();     diffTime = currentTime - prevTime;     rps = 1000000/diffTime;     rpm = 6000000/diffTime;     unsigned long currentMillis = millis();      // print to serial at every interval - defined at the variables declaration     if(currentMillis - prevMillis &gt; interval){ // see if now already an interval long       prevMillis = currentMillis;       //Serial.print(rps); Serial.print(" rps "); Serial.print(rpm); Serial.println(" rpm");       Serial.print("DATA,TIME,");       Serial.print(presionpsi);       Serial.print(",");       Serial.print(presionkpa);       Serial.print(",");       Serial.print(gasto);       Serial.print(",");       Serial.print(rps);       Serial.print(",");       Serial.print(rpm);       Serial.print(",");       Serial.println(Voltage);     }     prevTime = currentTime;   }   state2 = state1; } } </pre>
---	---

Tabla 3. 4 Código fuente de programación (IIIDEA)

## Pruebas experimentales

Entrando a la parte experimental y así poder ensayar la turbina fue necesaria instalarla en el banco de pruebas. Para el servicio se requieren los siguientes accesorios: un módulo de interface, tarjeta de registro de datos con software y juego de cables de comunicación y de alimentación. Con estos accesorios fue posible registrar valores, procesarlos en PC y memorizarlos.

A continuación se muestra un esquema de las distintas partes del banco de ensayo en la Figura 3. 12

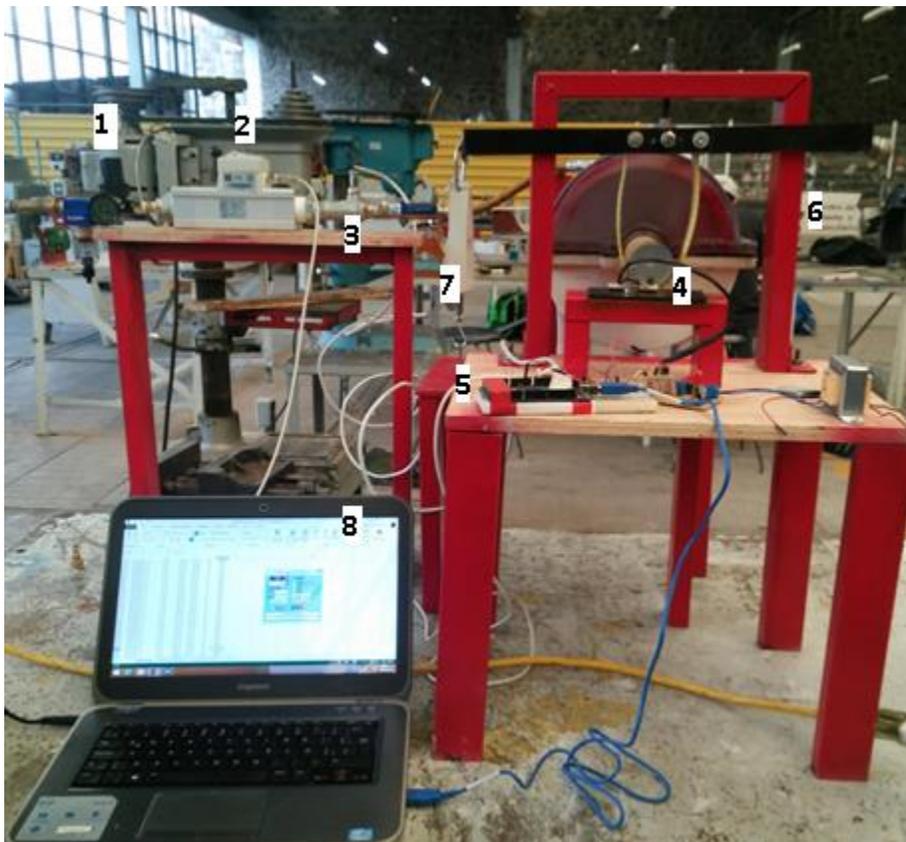


Figura 3. 12 Banco de ensayos (iiDEA)

- |   |                                  |
|---|----------------------------------|
| 1. Regulador de diafragma con manómetro | 5. Microcontrolador arduino      |
| 2. Sensor de flujo                      | 6. Freno de Prony                |
| 3. Sensor de presión                    | 7. Dinamómetro                   |
| 4. Sensor de velocidad                  | 8. Interfaz de registro de datos |

El procedimiento de medición para obtener y procesar los datos es el siguiente:

- Se conecta la alimentación del fluido que viene directamente del compresor a la válvula reguladora de flujo.
- Se regula el flujo requerido con la válvula de diafragma.
- Se realiza la lectura del flujo de entrada así como la medida de la presión antes de entrar a la tobera de la turbina.
- El flujo hace girar el rotor de la turbina y en el momento que se genera la primera revolución se empiezan a registrar los datos requeridos.
- Los datos de flujo, presión, revoluciones por minuto y voltaje son registrados por el microcontrolador para posteriormente almacenarlos en la PC.
- En el momento que se tiene las revoluciones máximas para cierta presión del fluido, se hace el registro manual de la potencia al freno.
- Por medio de cámara de alta velocidad se obtiene el valor máximo registrado por el dinamómetro del freno.
- El dato de potencia al freno es procesado por video y registrado manualmente en computadora.

## Descripción experimental

Una vez instalada la turbina en el banco de ensayos, se procedió a realizar tres ensayos diferentes para obtener en cada uno de ellos las variables de presión de aire, flujo de aire, revoluciones por minuto de la turbina y voltaje generado. Posterior al registro de cada una de las variables antes mencionadas se realizara el almacenamiento. Por último se analizaran estadísticamente los datos almacenados y una vez teniendo los datos sin atípicos se puede calcular los parámetros de potencia y eficiencia de la turbina.

Los tres ensayos son los siguientes:

- Ensayo de pruebas
- Ensayo de medición de parámetros
- Ensayo de medición de potencia

A continuación se dará una descripción de cada uno de ellos.

### Ensayo de pruebas

El propósito de este ensayo es tener los primeros datos registrados al momento de poner en marcha la turbina, para después de almacenados, revisar cada una de las variables y observar su rango de

trabajo. Con esto se pudo establecer un punto de partida para hacer las mediciones en los siguientes ensayos.

Este ensayo formado por varias pruebas en las cuales se fue cambiando el rango de presión del fluido para así ver el comportamiento y observar el cambio de las variables dependientes.

En este ensayo de pruebas se registraron alrededor de 10 mil valores para poder tener un sólido marco de referencia y poder realizar posteriormente la medición en diferentes rangos de presión.

### **Ensayo de medición de parámetros**

Una vez analizado el rango de trabajo de las variables se pone en marcha nuevamente la turbina con el fluido de trabajo experimental (aire) y se hace un registro de datos.

El ensayo de medición de parámetros fue desarrollado a partir del cambio de presión en diferentes rangos.

Se realizaron aproximadamente 5 pruebas en total con las cuales se logró hacer un registro de aproximadamente 12 mil datos.

### **Ensayo de medición de potencia**

En comparación con los dos ensayos antes mencionados, este ensayo se repitió aproximadamente 20 veces, debido a que es el único ensayo en el que se tiene un registro de datos manual y con ello poder obtener por lo menos 20 datos de dicha prueba.

Las pruebas realizadas en este ensayo fueron 20, con las cuales se obtuvieron 10 mil datos aproximadamente.

Cabe recalcar que en esta prueba solo se obtuvieron 20 valores referentes a la potencia al freno con los cuales se realizó el cálculo correspondiente para obtener la potencia total. Más adelante se explicara a detalle la memoria de cálculo para esta variable.

### **Resumen de datos**

A continuación se muestra un resumen de datos registrados en los diferentes ensayos antes mencionados.

Se muestra un fragmento de la tabla de datos obtenidos en cada ensayo.

- Datos ensayo de pruebas

<i>Evento</i>	<i>P [kPa]</i>	<i>Q [m3/s]</i>	<i>RPM</i>
1114	293.4	0.00253316	837
1115	293.4	0.00247971	1760
1123	293.4	0.00247971	1784
1127	293.4	0.00247971	2543
1129	293.4	0.00247971	1818
1131	293.4	0.00247971	2214
1134	293.4	0.00247971	1770
1136	293.4	0.00247971	2439
1143	294.24	0.00247971	214
1144	294.24	0.00135688	277
1148	294.24	0.00247971	804
1155	294.24	0.00247971	618
1165	294.24	0.00108946	793
1170	294.24	0.00103601	880
1182	294.24	0.00253316	1046
1184	294.24	0.00253316	1091

Tabla 3. 5 Fragmento de tabla de datos de ensayo de pruebas

- Datos de medición de parámetros

<i>P [psi]</i>	<i>P [kPa]</i>	<i>Q [l/min]</i>	<i>Q [m<sup>3</sup>/s]</i>	<i>RPS</i>	<i>RPM</i>	<i>Voltaje [V]</i>	<i>Evento</i>
54.88	378.4	155.83	0.002586778	25	1503	7.93	3100
54.88	378.4	126.83	0.002105378	28	1691	8.73	3101
54.88	378.4	155.83	0.002586778	28	1717	8.66	3102
54.88	378.4	113.95	0.00189157	28	1717	8.59	3103
54.88	378.4	155.83	0.002586778	28	1718	8.73	3104
54.88	378.4	113.95	0.00189157	29	1745	8.44	3105
54.88	378.4	155.83	0.002586778	26	1568	5.46	3106
55.00	379.25	139.72	0.002319352	4	278	1.46	3107
55.00	379.25	142.94	0.002372804	4	285	1.49	3108
55.00	379.25	126.83	0.002105378	4	292	1.53	3109
55.00	379.25	155.83	0.002586778	14	895	3.57	3110
55.00	379.25	155.83	0.002586778	17	1031	5.53	3111
55.00	379.25	110.73	0.001838118	18	1083	5.35	3115
55.00	379.25	155.83	0.002586778	18	1105	5.46	3116
55.00	379.25	155.83	0.002586778	18	1116	5.6	3117
55.00	379.25	142.94	0.002372804	18	1116	5.75	3118
55.00	379.25	142.94	0.002372804	18	1116	5.46	3119

Tabla 3. Fragmento de tabla de datos de ensayo de medición de parámetros

- Datos ensayo de medición de potencia
- 

<i>Hora</i>	<i>P [psi]</i>	<i>P [kPa]</i>	<i>Q [l/min]</i>	<i>Q [m<sup>3</sup>/s]</i>	<i>RPS</i>	<i>RPM</i>
14:09:02	55.74	384.3	126.83	0.002105378	18	1116
14:17:48	55.74	384.3	155.83	0.002586778	28	1717
14:17:48	55.74	384.3	126.83	0.002105378	18	1094
14:17:51	55.74	384.3	126.83	0.002105378	25	1524
14:17:52	55.74	384.3	155.83	0.002586778	25	1524
14:17:53	55.74	384.3	139.72	0.002319352	26	1591
14:17:53	55.74	384.3	155.83	0.002586778	29	1774
14:17:55	55.74	384.3	139.72	0.002319352	3	184
14:17:55	55.74	384.3	117.17	0.001945022	197	11829
14:17:57	55.74	384.3	159.05	0.00264023	28	1717
14:19:59	55.74	384.3	113.95	0.00189157	47	2843
14:20:02	55.74	384.3	155.83	0.002586778	35	2121
14:20:02	55.74	384.3	139.72	0.002319352	34	2041
14:20:03	55.74	384.3	110.73	0.001838118	42	2574
14:20:04	55.74	384.3	126.83	0.002105378	39	2350
13:19:55	55.86	385.14	159.05	0.00264023	15	910
13:19:55	55.86	385.14	139.72	0.002319352	15	903
13:43:57	55.86	385.14	126.83	0.002105378	17	1072
13:43:57	55.86	385.14	136.5	0.0022659	18	1105
13:43:57	55.86	385.14	155.83	0.002586778	18	1105

**Tabla 3. 6 Fragmento de tabla de datos de ensayo de potencia**

Después de almacenar los datos y generar el registro por medio de las tablas antes mencionadas se realizaron las gráficas iniciales para ver el comportamiento de cada variable respecto a cada evento registrado

En el siguiente apartado se muestran las gráficas correspondientes.

### Graficas de datos registrados

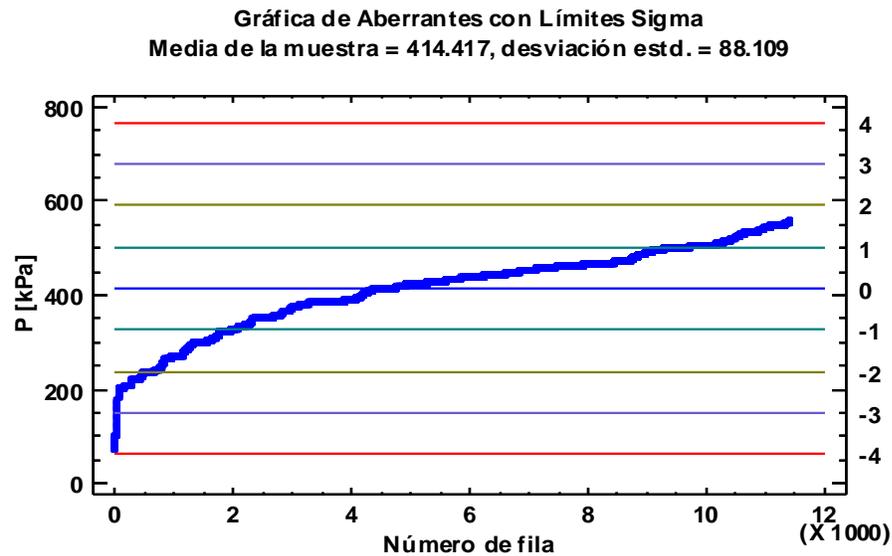
El primer análisis gráfico que se hace al conjunto de datos es el gráfico de control, como lo dice su nombre este gráfico nos indica si un proceso está fuera de control, nos ayuda a identificar la presencia de una variación, también permite indicar si el proceso ha mejorado o ha empeorado y por último nos sirve para detección de problemas

La estructura del gráfico contiene una "línea central", una "línea superior" que marca el límite superior y una "línea inferior" que marca el límite inferior.

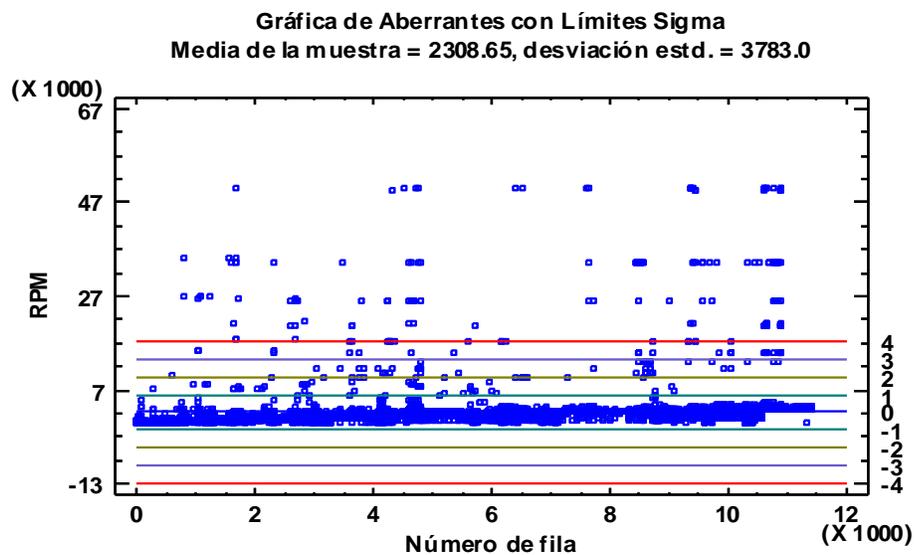
En este tipo de gráficos es necesario establecer un porcentaje de confianza así como un porcentaje a recortar de la muestra para poder generar los límites del gráfico.

A continuación se muestran las gráficas para cada variable registrada

### Gráficos de control para identificación de valores atípicos

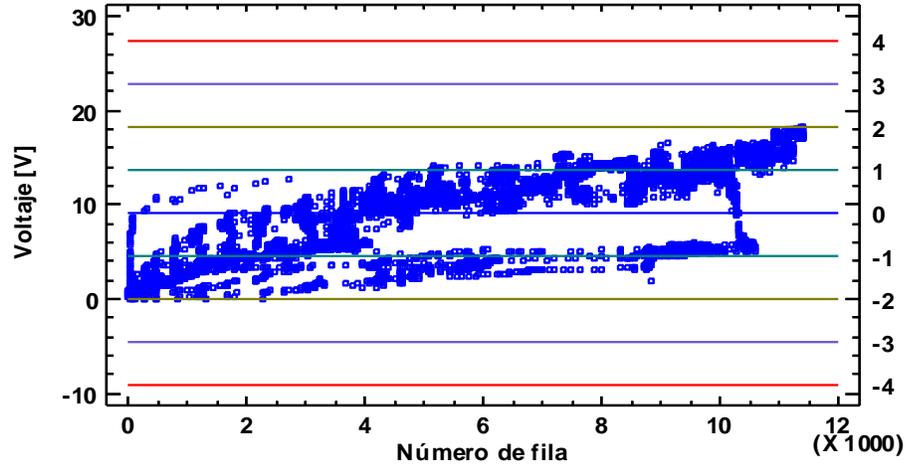


Gráfica 3. 1 Grafico de valores atípicos de presión



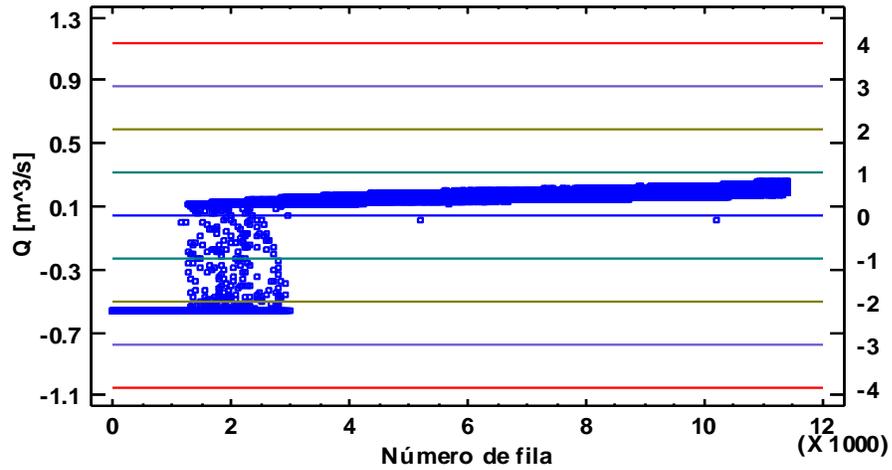
Gráfica 3. 2 Valores atípicos de revoluciones por minutos

Gráfica de Aberrantes con Límites Sigma  
 Media de la muestra = 9.13989, desviación estd. = 4.55112



Gráfica 3. 3 Valores atípicos de voltaje

Gráfica de Aberrantes con Límites Sigma  
 Media de la muestra = 0.0428067, desviación estd. = 0.272888



Gráfica 3. 4 Valores atípicos de flujo

Después de tener una gráfica inicial de todos los datos, es posible obtener un resumen estadístico para cada parámetro.

A continuación se muestra el resumen estadístico para cada una de las variables medidas en este ensayo:

### Resumen estadístico con valores atípicos

#### Resumen Estadístico para P [kPa]

Recuento	11406
Promedio	414.417
Desviación estándar	88.109
Coef. de variación	21.2609%
Mínimo	72.89
Máximo	556.83
Rango	483.94
Sesgo estandarizado	-32.9699
Curtosis estandarizada	1.5874

#### Resumen Estadístico para RPM

Recuento	11405
Promedio	2308.65
Desviación estándar	3783.0
Coef. de variación	163.862%
Mínimo	0.0
Máximo	50000.0
Rango	50000.0
Sesgo estandarizado	363.031
Curtosis estandarizada	1793.53

#### Resumen Estadístico para Voltaje [V]

Recuento	11400
Promedio	9.13989
Desviación estándar	4.55112
Coef. de variación	49.794%
Mínimo	0.0
Máximo	18.19
Rango	18.19
Sesgo estandarizado	-4.3043
Curtosis estandarizada	-25.8938

#### Resumen Estadístico para Q [m<sup>3</sup>/s]

Recuento	11404
Promedio	0.0428067
Desviación estándar	0.272888
Coef. de variación	637.488%
Mínimo	-0.5625
Máximo	0.26535
Rango	0.82785
Sesgo estandarizado	-74.1764
Curtosis estandarizada	22.0991

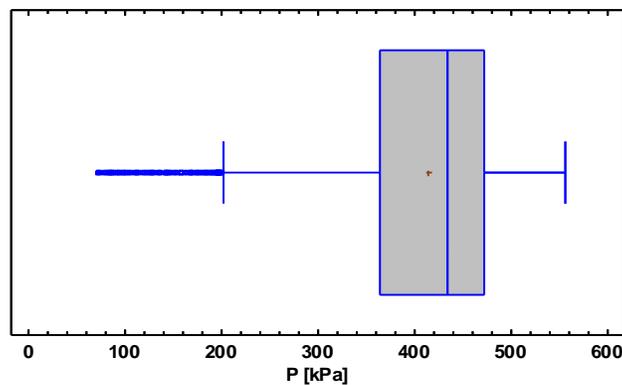
Tabla 3. 7 Tablas de resumen estadístico

Con el resumen estadístico de cada variable es posible obtener la gráfica de caja y bigotes que está basado en cuartiles y así poder observar de una manera gráfica la distribución del conjunto de datos.

Este tipo de grafico representa los tres cuartiles y también los valores máximo y mínimo del conjunto de datos.

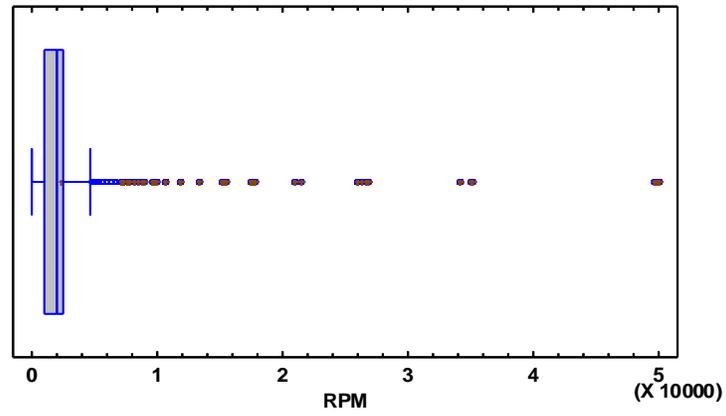
### Gráficos de caja y bigotes con valores atípicos

Gráfica de Caja y Bigotes



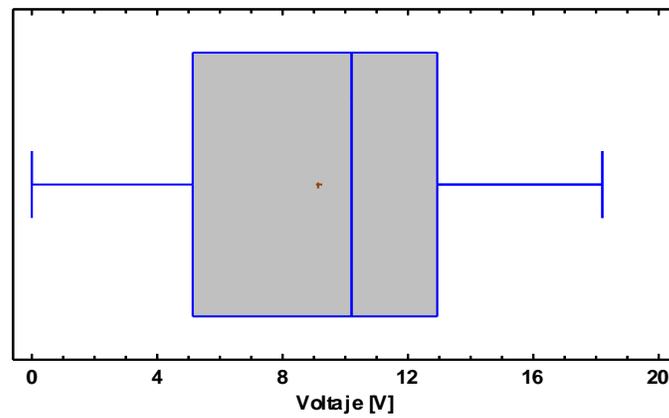
Gráfica 3. 5 Grafico caja y bigotes para presión

Gráfica de Caja y Bigotes



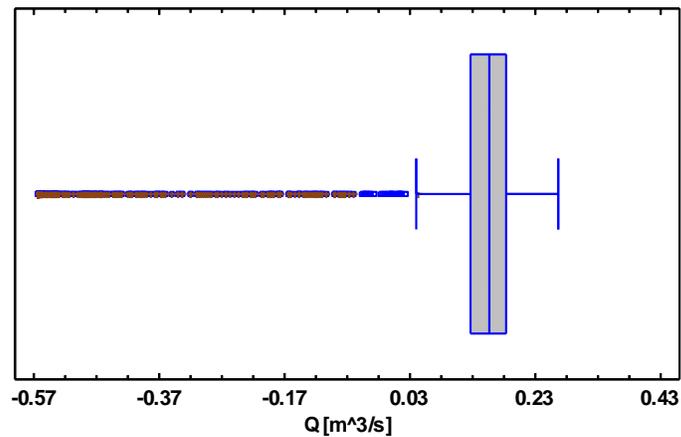
Gráfica 3. 6 Grafico caja y bigotes para revoluciones por minuto

Gráfica de Caja y Bigotes



Gráfica 3. 7 Grafico caja y bigotes para voltaje

Gráfica de Caja y Bigotes



Gráfica 3. 8 Grafico caja y bigotes para flujo

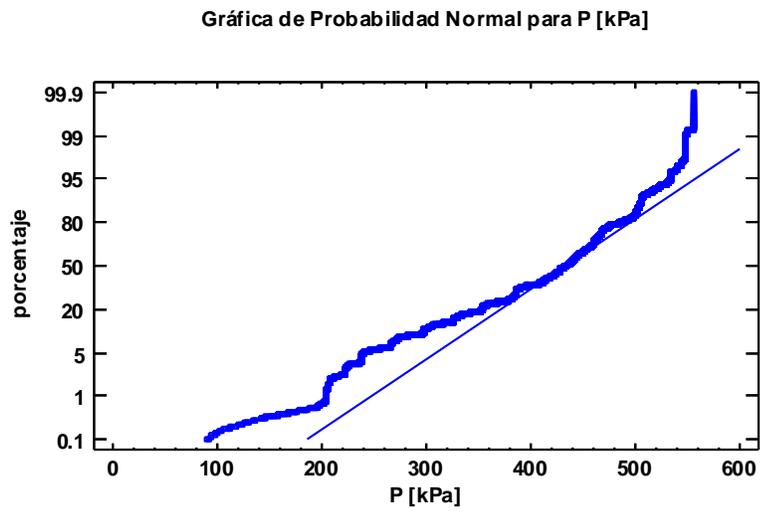
Observamos que este tipo de gráficos consiste en una caja rectangular, los lados del rectángulo muestran el recorrido intercuartílico. A su vez el rectángulo está dividido por un segmento vertical que indica la posición de la mediana y por lo tanto su relación con los cuartiles, primero y tercero, es importante mencionar que el segundo cuartil coincide con la mediana.

Las líneas que sobresalen de la caja son los llamados bigotes. Estos bigotes tienen un límite, por lo que cualquier dato que no se encuentre dentro de este rango es identificado individualmente.

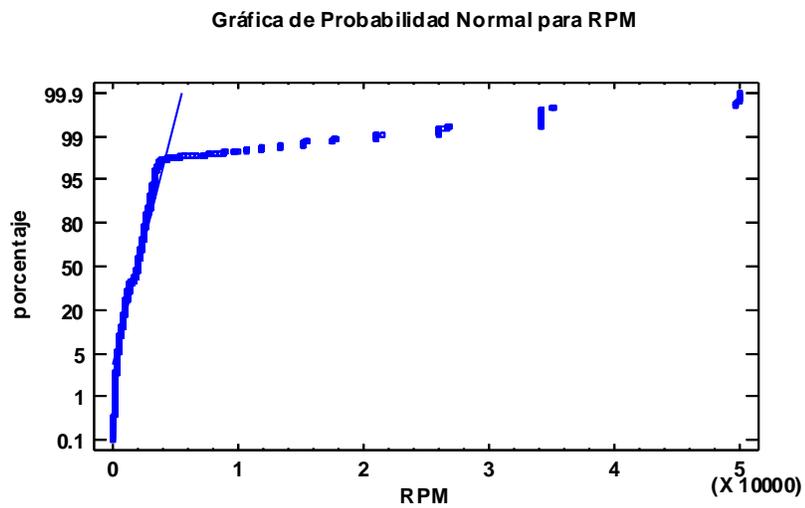
Otro análisis que se le aplicó a los datos fue el gráfico de probabilidad normal, esta técnica nos ayuda a constatar la normalidad de los datos.

Esta consiste en representar, los datos empíricos observados, frente a los datos que se obtendrían en una distribución normal teórica. Si la distribución es normal los puntos medidos coincidirán o quedaran cerca de una línea teórica.

## Graficas de probabilidad normal

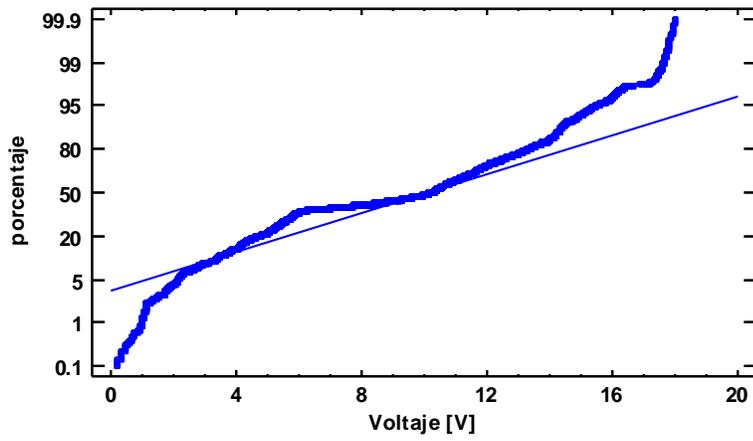


Gráfica 3. 9 Grafico de probabilidad normal para presión



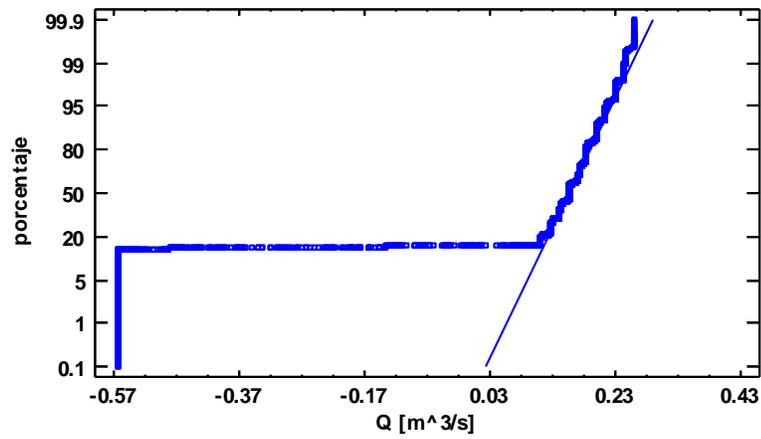
Gráfica 3. 10 Grafico de probabilidad normal para revoluciones por minuto

Gráfica de Probabilidad Normal para Voltaje [V]



Gráfica 3. 11 Grafico de probabilidad normal para voltaje

Gráfica de Probabilidad Normal para Q [m<sup>3</sup>/s]



Gráfica 3. 12 Grafico de probabilidad normal para flujo

## Mis Conclusiones

Este capítulo se observó los datos recopilados por el banco de ensayos, desde la puesta en marcha, el frenado y la recepción de datos a la computadora.

Se observó el comportamiento de los datos y con la representación gráfica se puede apreciar la existencia de valores erráticos que pueden afectar el análisis de los datos y con ello obtener resultados de la caracterización erróneos.

El capítulo siguiente nos encamina al análisis de estos datos atípicos así como su eliminación para poder realizar un cálculo más certero con los datos obtenidos. Además nos mostrara los resultados finales de la experimentación y el estudio final de la turbina.

## Capítulo 4 Análisis y resultados

Con los experimentos antes realizados se obtuvieron valores y gráficas para cada parámetro las cuales sirven para determinar la probabilidad de encontrar un valor para cada variable o para generar un modelo matemático de la tendencia de los datos. También es conveniente tener este tipo de graficas ya que ayudan a visualizar la distribución de los datos registrados y así ver fácilmente los valores atípicos y la simetría de la distribución.

Ya que se obtuvo una gran cantidad de datos es necesario realizar un análisis de éstos para manejar los valores atípicos en cada grupo de datos.

Cabe mencionar que un valor atípico se puede describir como una observación con un valor que no parece corresponderse con el resto de los valores en el grupo de datos.

Es necesario identificar si un valor es realmente atípico y si ese valor se puede eliminar para continuar con el análisis de datos. Cuando el tamaño de la muestra o el número de datos registrado es medio o grande (mayor a 20 datos) se espera que pueda haber más de un dato atípico, por lo cual resulta normal realizar este tipo de análisis en esta experimentación.

Para la identificación de un valor atípico nos podemos apoyar de dos herramientas básicas que son la representación gráfica y la prueba estadística.

Hablando de las pruebas estadísticas, existen dos que son utilizadas con mayor frecuencia en un grupo de datos único, estas son: La prueba de Dixon y la prueba de Grubbs.

### Pruebas para valores atípicos

#### Prueba Dixon

Como se pudo observar en el capítulo 3 las gráficas de datos que se registraron de la turbina puesta en marcha arrojan una cantidad de datos atípicos los cuales si no son eliminados afectara los cálculos que se realizaran para la potencia y eficiencia de la turbina y se obtendrá un valor con mayor porcentaje de error.

La prueba Dixon utiliza relaciones de los espacios entre datos de diferentes modos según la cantidad de valores en el grupo de datos.

Si se tiene una muestra de tamaño  $n$ , y la relación utilizada es el espacio entre el valor atípico y su vecino próximo dividido por el espacio entre los valores más grandes y más pequeños en el grupo. Con esta relación se obtiene el índice Dixon.

Este valor se compara con un valor crítico de una tabla, y el valor se declara valor atípico si se supera ese valor crítico. El valor crítico depende del tamaño de la muestra,  $n$ , y de un nivel de representatividad elegido, que es el riesgo de rechazar una observación válida. La tabla por lo general utiliza niveles de baja representatividad tal como 1% o 5%.

### Prueba Grubbs

La prueba de Grubbs utiliza una estadística de prueba,  $T$ , que es la diferencia absoluta entre el valor atípico,  $X_o$ , y el promedio de la muestra  $\bar{X}$  dividida por la desviación estándar de la muestra,  $S$ . La fórmula para el valor crítico es la siguiente:

$$T = |X_o - \bar{X}|/S$$

Por otro lado para identificar si el valor se puede eliminar y seguir el análisis de datos, es necesario saber que las pruebas estadísticas se utilizan para identificar valores atípicos, no para retirarlos del grupo de datos. Técnicamente, una observación no debe retirarse a menos que una investigación halle una causa probable para justificar esta acción.

La norma ASTM E691, método para llevar a cabo un estudio entre laboratorios para determinar la precisión de un método de prueba, desalienta estas pruebas de valores atípicos para pequeños grupos de resultados y sugiere otras metodologías para identificar grupos de datos aberrantes.

La ASTM E178, práctica para manejar observaciones de valores atípicos, provee criterios para realizar pruebas a los valores, así como pruebas a valores atípicos múltiples.

Cuando hay múltiples valores atípicos en un grupo de datos, la investigación resulta más complicada, pero existen procedimientos de prueba para estos casos. La prueba Dixon supera esto redefiniendo los espacios a utilizar a medida que aumenta el tamaño de la muestra. Es por esta razón que es la prueba que se utilizara para realizar el análisis de resultados.

## Datos sin atípicos

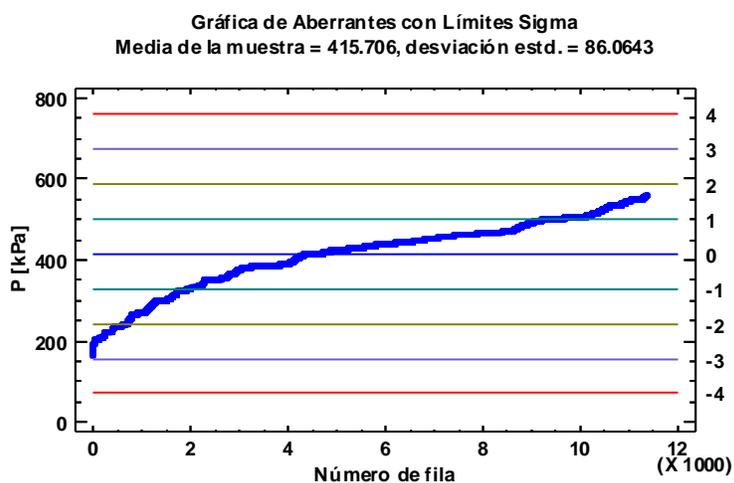
Una vez explicadas las pruebas para analizar datos atípicos de una muestra, se examinan los datos y se obtienen los datos atípicos para cada muestra.

En este caso presentaremos en análisis completo para el ensayo de medición de parámetros.

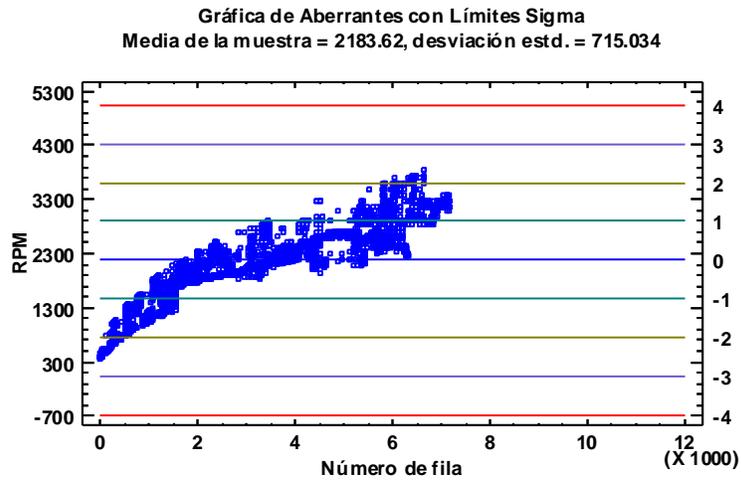
Se presentan las gráficas de los mismos datos del capítulo anterior y observamos la diferencia una vez tratado los datos

A continuación se muestran las graficas

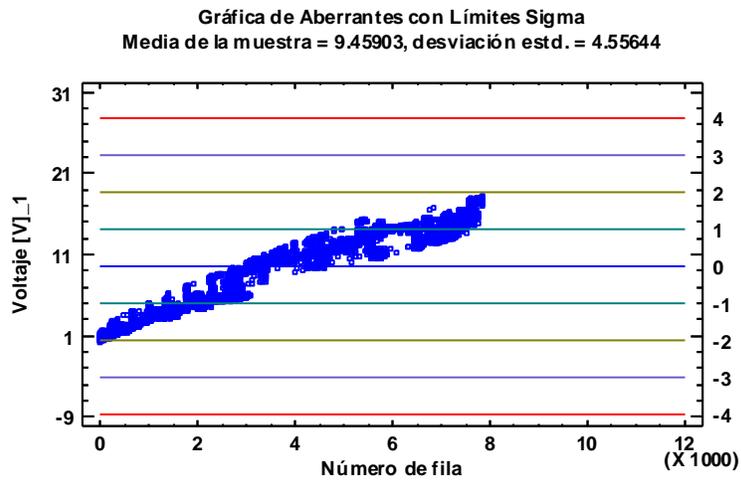
## Graficas de control sin valores atípicos



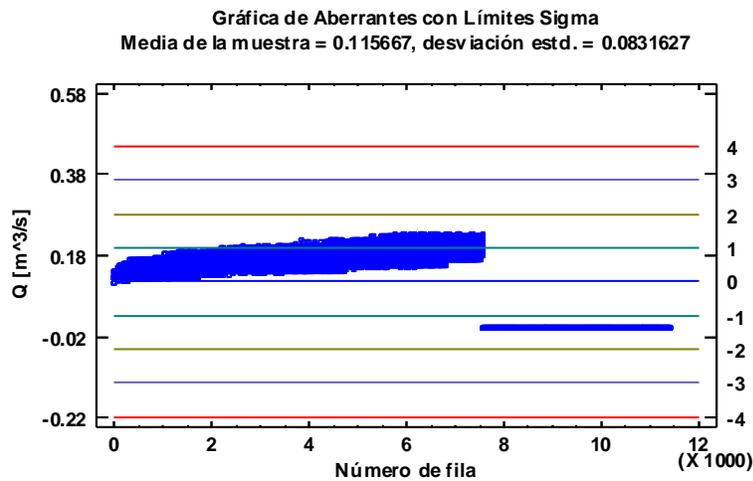
Gráfica 4. 1 Grafico de control sin valores atípicos para presión



Gráfica 4. 2 Grafico de control sin valores típicos para revoluciones por minutos



Gráfica 4. 3 Grafico de control sin valores atípicos para Voltaje



**Gráfica 4. 4 Grafico de control sin valores atípicos para flujo**

Como podemos recordar en el capítulo 3 las gráficas 3.2 y 3.4 presentaban un mayor número de datos atípicos y estas eran las correspondientes a la gráfica de flujo y la gráfica de velocidad.

Se observa que en las gráficas presentadas en este apartado han quedado fuera los datos atípicos. Esto gracias al tratamiento de datos aplicando pruebas estadísticas. Se aplicó la prueba de Grubbs, las pruebas se realizaron con un porcentaje de confianza del 95% y un 15% de valores recortados.

Por otro lado es necesario obtener el resumen estadístico para ver numéricamente como cambio nuestra muestra.

A continuación se presenta el resumen estadístico de cada variable después del tratamiento de datos:

**Resumen estadístico sin atípicos**

**Resumen Estadístico para P [kPa]**

Recuento	11357
Promedio	415.706
Desviación estándar	86.0643
Coef. de variación	20.7032%
Mínimo	163.78
Máximo	556.83
Rango	393.05
Sesgo estandarizado	-29.3708
Curtosis estandarizada	-4.94419

**Resumen Estadístico para RPM**

Recuento	7170
Promedio	2183.62
Desviación estándar	715.034
Coef. de variación	32.7453%
Mínimo	372.0
Máximo	3852.0
Rango	3480.0
Sesgo estandarizado	-17.3916
Curtosis estandarizada	-2.98645

**Resumen Estadístico para Voltaje [V]\_1**

Recuento	7842
Promedio	9.45903
Desviación estándar	4.55644
Coef. de variación	48.1703%
Mínimo	0.22
Máximo	18.19
Rango	17.97
Sesgo estandarizado	-9.80517
Curtosis estandarizada	-21.1092

**Resumen Estadístico para Q [m³/s]**

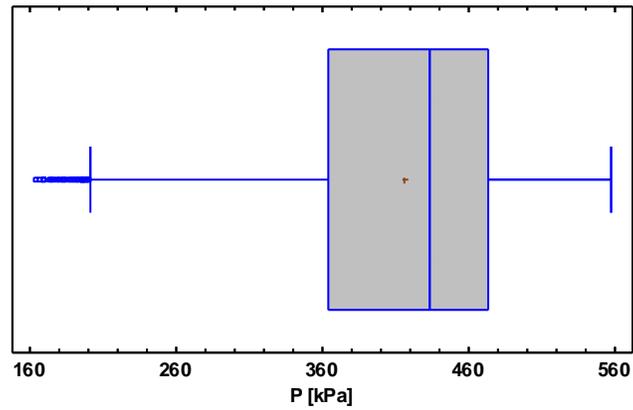
Recuento	11404
Promedio	0.115667
Desviación estándar	0.0831627
Coef. de variación	71.8987%
Mínimo	0.00025149
Máximo	0.23313
Rango	0.232879
Sesgo estandarizado	-20.4398
Curtosis estandarizada	-32.5809

**Tabla 4. 1 Resumen estadístico sin valores atípicos para los parámetros medidos**

Con el resumen estadístico nuevamente diseñamos el gráfico de caja y bigotes para percibir gráficamente el cambio de las variables.

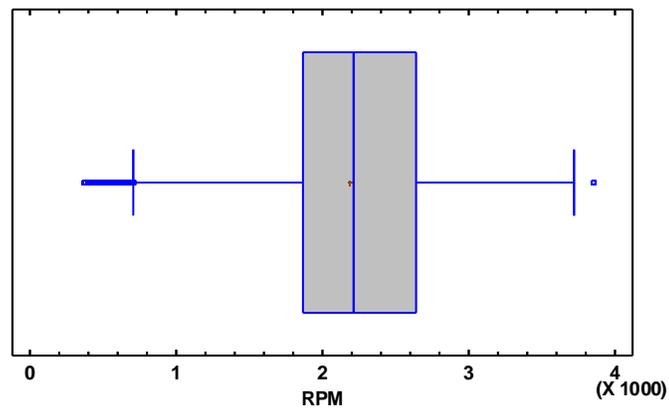
### Gráficos de caja y bigotes sin atípicos

Gráfica de Caja y Bigotes



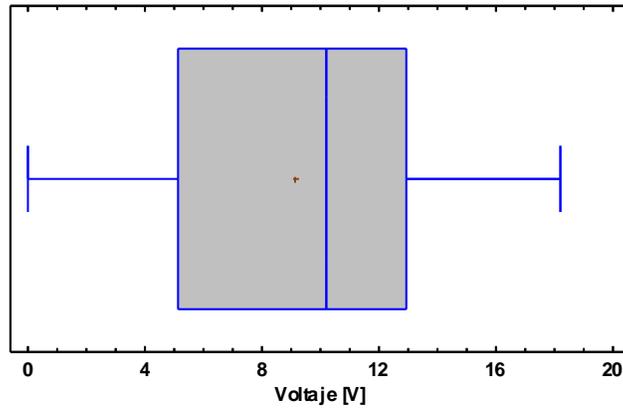
Gráfica 4. 5 Grafico de Caja y Bigotes sin valores atípicos para presión

Gráfica de Caja y Bigotes



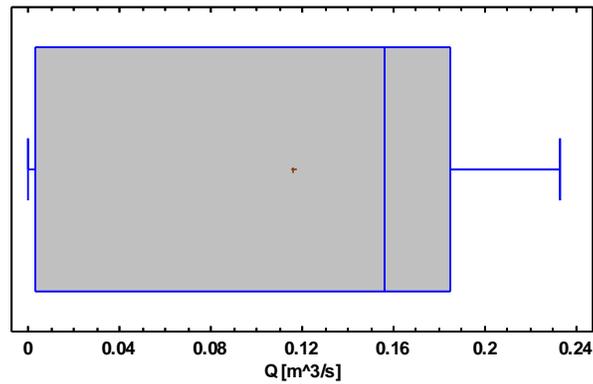
Gráfica 4. 6 Grafico de cajas y bigotes sin valores atípicos para rpm

Gráfica de Caja y Bigotes



Gráfica 4. 7 Grafico de caja y bigotes sin valores atípicos para voltaje

Gráfica de Caja y Bigotes

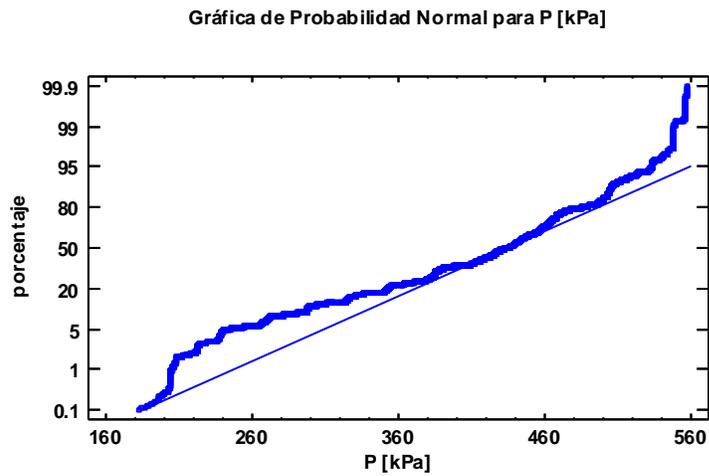


Gráfica 4. 8 Grafico de Caja y bigotes sin valores atípicos para flujo

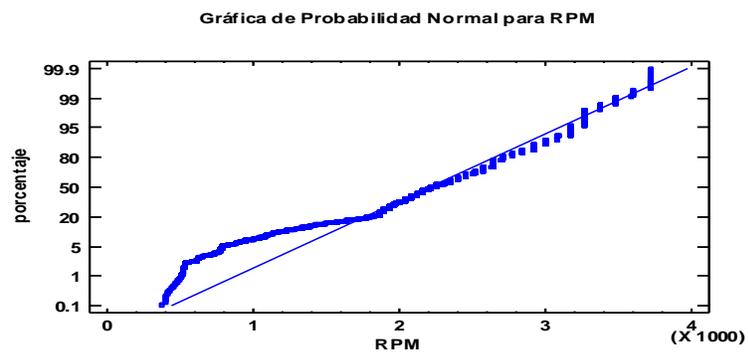
Con estos gráficos de caja y bigotes se observa que la distribución de datos no es simétrica, al mismo tiempo los bigotes del grafico nos muestran la eliminación de los datos atípicos. Con ello garantizamos que por lo menos el 50% de la información se encuentra dentro de la caja

Por último se presentan los gráficos de probabilidad normal, para verificar si los datos que se tomaron como resultado final presentan una tendencia normal.

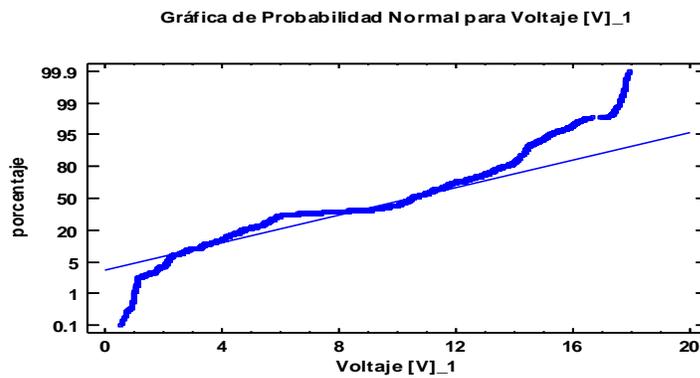
## Gráfico de probabilidad normal sin atípicos



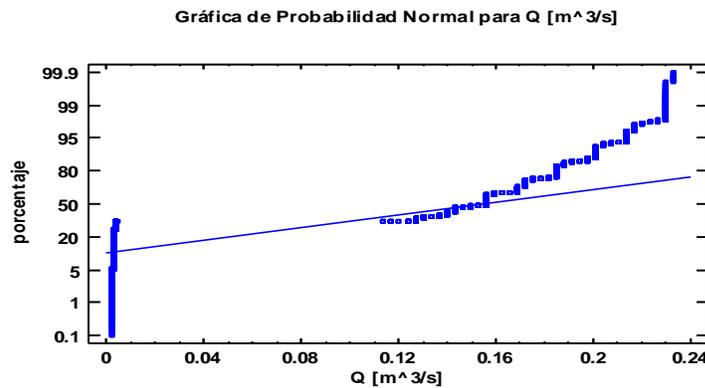
Gráfica 4. 9 Grafico de probabilidad normal para Presión



Gráfica 4. 10 Grafico de probabilidad normal para revoluciones por minuto



Gráfica 4. 11 Grafico de probabilidad normal para voltaje



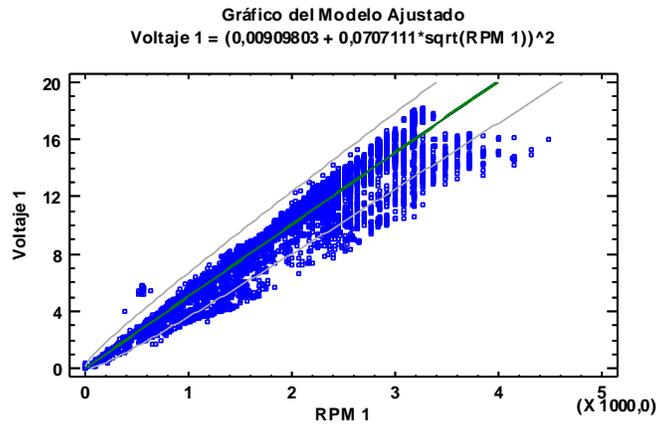
Gráfica 4. 12 Grafico de probabilidad normal para flujo

Gracias a los gráficos de probabilidad normal sin datos atípicos se observa que los datos observados se ajustan a una distribución teórica normal. Excepto en el caso del flujo, esto debido a que el rango del sensor no detectaba ciertos valores y con los datos correctos recopilados no basto para realizar por completo el ajuste normal.

### Gráficos ensayo de medición de parámetros

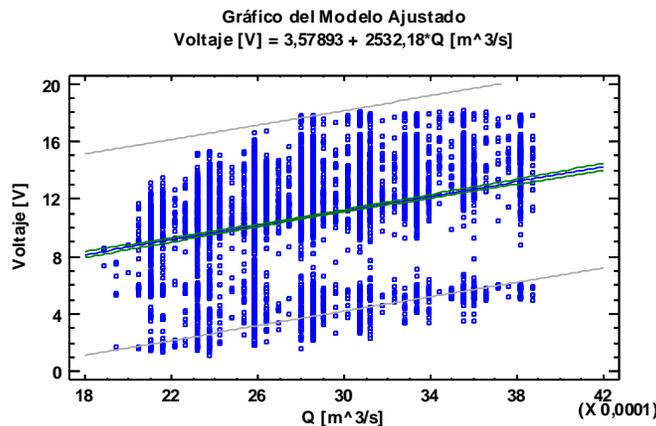
Después de realizar el análisis completo de datos atípicos y tener el conjunto de datos final, podemos presentar un par de graficas importantes para la caracterización de esta turbina.

Se presentan las gráficas de generación de voltaje respecto a la velocidad de la turbina, así como la relación entre el voltaje generado y el flujo volumétrico que presentaba la turbina.



Gráfica 4. 13 Grafico ajustado de generación de voltaje vs revoluciones por minuto

En este grafico nos presenta la variación de voltaje respecto a las revoluciones por minutos que genera la turbina, lo primero que se observa es la diferencia de datos ya que este grafico ya se eliminó los atípicos de ambas muestras. Con ello se obtiene un modelo ajustado para poder tomar la mayor cantidad de datos correctos. Se observa que el aumento de generación de voltaje está directamente proporcional con el aumento de velocidad de la turbina. Esto nos indica un buen funcionamiento de los equipos y que el alcance máximo para este generador fue de 18 [V].



Gráfica 4. 14 Grafico ajustado de generación de voltaje vs flujo

Como se mencionó anteriormente, los datos del flujómetro se encuentran muy dispersos debido a que el rango de medición en ocasiones se encontraba fuera de alcance. Es por ello que el grafico muestra los datos muy dispersos. Pero si tomamos en cuenta los datos superiores a la línea de tendencia, observamos que de igual forma que con la velocidad, el aumento de generación de voltaje aumenta con el aumento de flujo. Cabe recalcar que hasta cierto punto ya que si observamos

los datos llega el punto en el que aumentando el flujo ya no aumentan las revoluciones por minuto y por lo tanto llega a límite las revoluciones del generador.

## Datos de potencia y par de torsión

Se hace el análisis para ensayo de potencia y se tiene lo siguiente

Se obtiene la fuerza al freno que ejerce el eje de la turbina al freno de prony

Columna1	RevMax [rps]	RevMax [rpm]	Fuerza registrada [N]
1	45	2700	2.4
2	46.66666667	2800	2.4
3	35.16666667	2110	1.5
4	41.91666667	2515	1.3
5	43.33333333	2600	2.4
6	40	2400	2
7	40	2400	2
8	55	3300	2.6
9	30	1800	1.3
10	16.66666667	1000	0.8
11	10.83333333	650	0.5
12	14.16666667	850	0.7
13	29.58333333	1775	1.3
14	38.33333333	2300	1.8
15	37.08333333	2225	1.7
16	38.66666667	2320	1.8
17	45.83333333	2750	2.4
18	41.66666667	2500	2.3
19	41.66666667	2500	2.3
20	39.33333333	2360	1.9
21	40.41666667	2425	2

Tabla 4. 2 Datos de potencia

### Diagrama de cuerpo libre

Se hace el diagrama de cuerpo libre del freno de Prony y se obtienen los siguientes datos

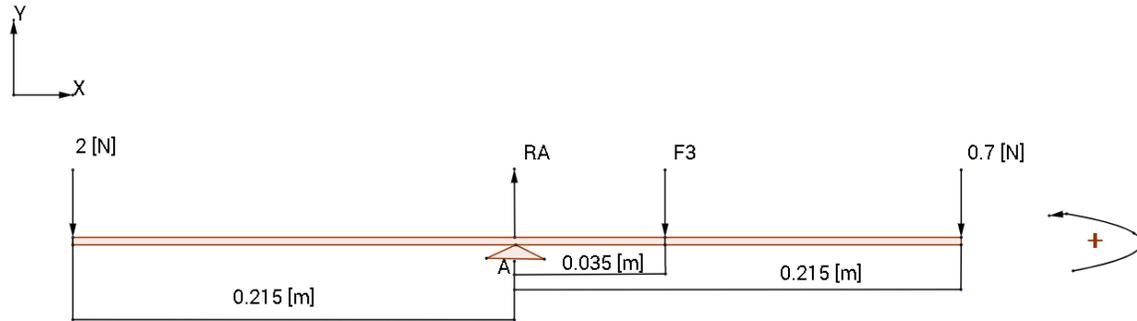


Figura 4. 1 Diagrama de cuerpo libre del Freno de Prony

Haciendo sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum f_y = 0$$

$$\sum M_a = (2[N] * 215[mm]) - (F3 * 35[mm]) - (0.7[N] * 210[mm])$$

$$\sum M_a = (0.43 [Nm]) - (F3 * 0.035[m]) - (0.147 [Nm])$$

Despejando F3

$$F3 = \frac{0.43 [Nm] - 0.147 [Nm]}{0.035 [m]}$$

$$F3 = 8.08 [N]$$

Para obtener el par de torsión

$$T_m = F3 * L_m$$

Se toma  $L = 0.35 [m]$  ya que es el radio del eje donde se aplica el freno

$$T_m = 8.08 [N] * 0.035 [m]$$

$$T_m = 0.283 [Nm]$$

Para la potencia mecánica utilizamos

$$P_m = \frac{nT_m}{9.55}$$

Siendo 9.55 una constante para el ajuste de la potencia de un motor mediante un freno Prony

Las RPM para dicho experimento fueron

$$n = 2515 \frac{rev}{min}$$

Sustituyendo valores

$$P_m = \frac{2422.27 \left[ \frac{rev}{min} \right] * 2 [Nm]}{9.55}$$

$$P_m = 71.78 [w]$$

$$P_m = 0.096 [hp]$$

Con estos resultados obtenemos la potencia al freno por parte de la turbina, a continuación veremos los cálculos correspondientes para la potencia real de la turbina.

## Tobera

Es necesario obtener el valor de la densidad a la entrada del sistema para ello usamos la ecuación de los gases ideales

$$P_1 v_1 = m_1 R T_e$$

Dividiendo la ecuación por volumen y despejando la densidad se obtiene

$$\rho_e = \frac{P_1}{R T_e}$$

Sustituyendo valores

$$\rho_e = \frac{505.931 \text{ kPa}}{0.28 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 293 \text{ K}}$$

Se obtiene que

$$\rho_e = 5.976 \frac{kg}{m^3}$$

Con la densidad de entrada del aire y el flujo volumétrico podemos obtener el flujo másico

$$V = \rho_e * Q \quad \text{Ec. 4. 1}$$

Siendo flujo volumétrico de entrada para este caso

$$Q = 0.004 \frac{m^3}{s}$$

Sustituyendo valores

$$V = 5.976 \frac{kg}{m^3} * 0.004 \frac{m^3}{s}$$

Se obtiene un flujo másico de

$$V = 0.0218 \frac{kg}{s}$$

Y tomando en cuenta los siguientes valores del área a la entrada de la tobera

Radio

$$r_{et} = 0.00635 \text{ m}$$

$$A_{et} = \pi r_{et}^2 \quad \text{Ec. 4. 2}$$

Sustituyendo valores

$$A_{et} = \pi * 0.00635^2$$

Por lo tanto obtenemos un área transversal de entrada de la tobera de

$$A_{et} = 0.0001266 \text{ m}^2$$

Es necesario calcular la velocidad con la que entra el fluido, el valor correspondiente es  $v_{et}$

$v_{et}$  Se obtiene a partir del flujo volumétrico de entrada y el área de la tobera

$$v_{et} = \frac{Q}{A_f} \quad \text{Ec. 4. 3}$$

Sustituyendo valores

$$v_{et} = \frac{0.032266 \frac{m^3}{s}}{0.032266 \frac{m^3}{s}}$$

Obtenemos una velocidad de entrada a la tobera de

$$v_{et} = 28.781 \frac{m}{s}$$

Para calcular la velocidad de salida de la tobera, usamos la ecuación de Bernoulli. También se ocupa la ecuación de los gases ideales con las condiciones de salida.

$$PV = QRT_s$$

$$P_1 v_1 + \frac{1}{2} m_1 * v_{et}^2 = P_2 v_2 + \frac{1}{2} m_2 * v_{st}^2$$

Sustituyendo valores.

$$P_1 V + \frac{1}{2} Q * v_{et}^2 = QRT_s + \frac{1}{2} Q * v_{st}^2$$

Despejamos la velocidad de salida de la tobera y obtenemos

$$v_{st} = 2 * \sqrt{\frac{P_1 V + \frac{1}{2} Q * v_{et}^2 - QRT_s}{Q}}$$

Sustituyendo los valores

$$v_{st} = 2 \sqrt{\frac{505.931 \text{ kPa} * 0.0218 \frac{kg}{s} + \frac{1}{2} 0.004 \frac{m^3}{s} * \left(28.781 \frac{m}{s}\right)^2 - 0.004 \frac{m^3}{s} * 28 \frac{kJ}{kgK} * 291 \text{ K}}{0.004 \frac{m^3}{s}}}$$

Se obtuvo la velocidad de salida de la tobera

$$v_{st} = 55.896 \frac{m}{s}$$

Es necesario obtener las condiciones de la densidad a la salida de la tobera, por lo cual, usando la ecuación de continuidad en fluidos se obtiene lo siguiente:

$$\rho_e A_{et} v_{et} = \rho_s A_{st} v_{st}$$

$$A_{st} = \pi * r_{st}^2$$

$$r_{st} = 0.00115$$

$$A_{st} = \pi * 0.00115^2$$

$$A_{st} = 0.00000415 \text{ m}^2$$

Teniendo los datos de entrada despejamos la densidad de salida y se obtiene:

$$\rho_s = \frac{\rho_e A_{et} v_{et}}{A_{st} v_{st}}$$

Sustituyendo valores

$$\rho_s = \frac{5.976 \frac{kg}{m^3} * 0.0001266 \text{ m}^2 * 28.781 \frac{m}{s}}{0.00000415 \text{ m}^2 * 55.896 \frac{m}{s}}$$

$$\rho_s = 93.814 \frac{kg}{m^3}$$

## Turbina

Uno de los datos obtenidos por el banco de ensayos es el dato de revoluciones por minuto que genera la turbina, es necesario obtener la velocidad angular y velocidad lineal para obtener otros resultados.

Para obtener la velocidad angular se ocupa la siguiente ecuación:

$$\omega_T = \frac{2\pi n}{60}$$

Sustituyendo valores

$$\omega_T = \frac{2\pi * 2515 \frac{rev}{min}}{60}$$

$$\omega_T = 253.660 \frac{red}{s}$$

Para obtener la velocidad lineal se utiliza la siguiente ecuación:

$$V_T = \omega_T * r_T$$

$$r_T = 0.105 \text{ m}$$

$$V_T = 253.660 \frac{red}{s} * 0.105 \text{ m}$$

$$V_T = 26.63 \frac{m}{s}$$

Con los valores de velocidad de salida de la tobera y velocidad de la turbina obtenemos la velocidad efectiva de la turbina

$$V_{eT} = V_{st} - V_T$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$V_{eT} = 55.896 \frac{m}{s} - 26.63 \frac{m}{s}$$

$$V_{eT} = 29.262 \frac{m}{s}$$

Con este último dato, es necesario obtener el flujo volumétrico efectivo de la turbina.

$$Q_e = V_{eT} * A_{st}$$

$$Q_e = 29.262 \frac{m}{s} * 0.00000415 \text{ m}^2$$

$$Q_e = 0.0001 \frac{\text{m}^3}{s}$$

## Álabe

Obteniendo la fuerza en el álabe

Tomando en cuenta el sistema como un sistema estacionario, usamos las definiciones de velocidad efectiva,  $v_{eT}$ , y flujo volumétrico efectivo,  $Q_e$ . Teniendo:

$$v_{eT} = v_{st} - v_T$$

$$Q_e = A_{st} * v_{eT}$$

Donde  $A_{st}$  es el área del chorro conforme pasa por el álabe. Solo la diferencia entre la velocidad del chorro y la del álabe, genera fuerza sobre ésta. Las ecuaciones en términos de velocidad efectiva y flujo volumétrico efectivo son las siguientes

En la dirección x:

$$R_x = \rho_s Q_e v_{eT}(1 + \cos\theta) \quad \text{Ec. 4. 1}$$

En la dirección y:

$$R_y = \rho_s Q_e v_{eT} \text{sen } \theta \quad \text{Ec. 4. 2}$$

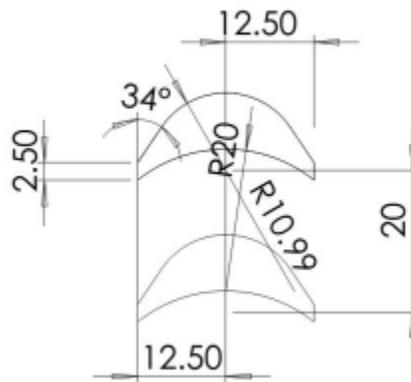


Figura 4. 2 Configuración del álabe de la turbina

Observando la configuración de la figura 4.2. Se observa que el ángulo de ataque  $\theta = 34^\circ$

Por lo tanto

$$R_x = \left(93.814 \frac{kg}{m^3}\right) \left(0.0001 \frac{m^3}{s}\right) \left(29.262 \frac{m}{s}\right) (1 + \cos(34^\circ))$$

$$R_x = 0.0505 \text{ N}$$

$$R_y = \left(93.814 \frac{kg}{m^3}\right) \left(0.0001 \frac{m^3}{s}\right) \left(29.262 \frac{m}{s}\right) (\text{sen}(34^\circ))$$

$$R_x = 0.177 \text{ N}$$

Con la reacción  $R_x$  y el  $r_T$  se obtiene el par de torsión  $M_T$  ejercido por la turbina usando la siguiente ecuación

$$M_T = R_x * r_T$$

$$M_T = 0.0505 \text{ N} * 0.105 \text{ m}$$

$$M_T = 0.0055 \text{ Nm}$$

Con lo anterior se obtiene la potencia mecánica de la turbina  $P_T$

$$P_T = M_T * \omega_T$$

$$P_T = 0.0055 \text{ Nm} * 253.660 \frac{\text{red}}{\text{s}}$$

$$P_T = 1.346 \text{ w}$$

Por último se obtiene la eficiencia en relación a la potencia de la turbina  $P_T$  y la potencia al freno

$$\varepsilon_T = \frac{P_T}{P_m} * 100$$

$$\varepsilon_T = \frac{1.346 \text{ w}}{71.78 \text{ [w]}} * 100$$

$$\varepsilon_T = 1.85 \%$$

La memoria de cálculo antes mostrada solo muestra un ejemplo de las 21 muestras tomadas para el ensayo de par de torsión y potencia.

El dato de temperatura tanto de entrada como de salida es de suma importancia ya que se realizaron los cálculos tomando en cuenta como temperatura ambiente (293 k) de entrada del fluido a la turbina y después de transferir su energía a la turbina un descenso de 2k (291 k).

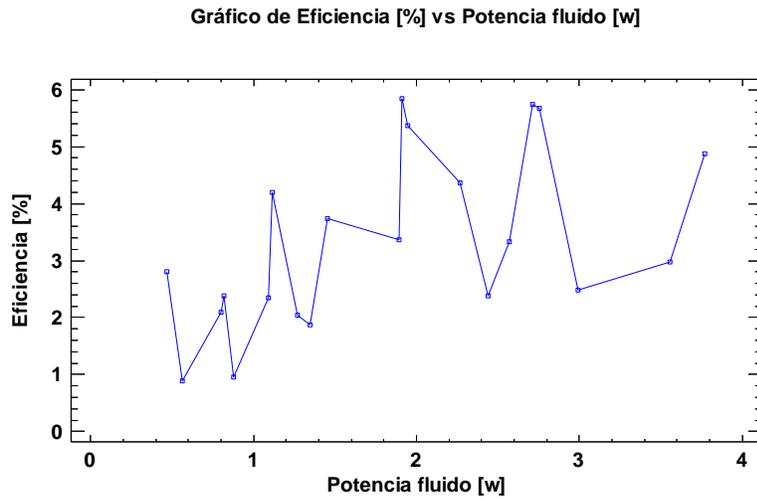
En la Tabla 4. 1 se muestra el resumen de todas las muestras.

Evento	Presión entrada flujómetro P [kPa]	Flujo volumétrico entrada tobera Q [m³/s]	Flujo masico V [kg/s]	Flujo volumen efectivo Qe [m³/s]	Densidad del aire entrada tobera ρe [kg/m³]	Densidad salida de la tobera ρs [kg/m³]	Velocidad turbina VT [Rpm]	Velocidad angular de la turbina ωT [rad/s]	Velocidad de turbina VIT [m/s]	Velocidad efectiva turbina VeT [m/s]	Velocidad salida flujómetro Vf [m/s]	Velocidad entrada tobera Vet [m/s]	Velocidad de salida de tobera Vst [m/s]	Fuerza dinámica momento F [N]	Fuerza neta eje F3 [N]	Fuerza en x Rx [N]	Fuerza en y Ry [N]	Torque mecánico Tm [Nm]	Potencia mecánica Pm [w]	Potencia mecánica Pm [hp]	Torque fluido MT [Nm]	Potencia fluido PT[w]	Potencia fluido PT[hp]	Eficiencia [%]
1	294.390	0.002	0.0079	0.0001	3.477	37.366	1582.863	165.757	17.404	33.798	4.657	18.047	51.202	1.15	2.864	0.0269	0.094	0.100	16.616	0.022	0.0028	0.4674	0.0006	2.813
2	343.824	0.003	0.0108	0.0001	4.061	49.823	2373.859	248.590	26.102	26.239	5.435	21.062	52.341	1.86	7.226	0.0216	0.075	0.253	62.864	0.084	0.0023	0.5633	0.0008	0.896
3	388.434	0.003	0.0135	0.0001	4.588	60.919	2040.520	213.683	22.437	30.793	5.982	23.181	53.229	1.43	4.584	0.0363	0.127	0.160	34.283	0.046	0.0038	0.8154	0.0011	2.378
4	392.322	0.003	0.0135	0.0001	4.634	61.089	2108.009	220.750	23.179	29.962	5.930	22.978	53.141	1.49	4.953	0.0345	0.121	0.173	38.264	0.051	0.0036	0.7998	0.0011	2.090
5	422.542	0.003	0.0161	0.0001	4.991	71.424	2515.000	263.370	27.654	26.612	6.573	25.472	54.266	2.3	9.929	0.0318	0.111	0.348	91.514	0.123	0.0033	0.8801	0.0012	0.962
6	439.774	0.003	0.0170	0.0001	5.194	75.219	1908.539	199.862	20.985	33.464	6.674	25.861	54.450	1.3	3.786	0.0530	0.185	0.133	26.480	0.036	0.0056	1.1122	0.0015	4.200
7	445.081	0.003	0.0176	0.0001	5.257	77.558	2237.406	234.301	24.602	30.152	6.837	26.494	54.753	1.61	5.690	0.0444	0.155	0.199	46.658	0.063	0.0047	1.0914	0.0015	2.339
8	488.323	0.004	0.0256	0.0001	5.768	103.696	2341.951	245.248	25.751	33.577	9.028	34.984	59.329	1.75	6.550	0.0736	0.257	0.229	56.219	0.075	0.0077	1.8941	0.0025	3.369
9	497.839	0.004	0.0207	0.0001	5.880	89.931	2371.144	248.306	26.072	29.317	7.170	27.784	55.389	1.85	7.164	0.0486	0.170	0.251	62.258	0.083	0.0051	1.2679	0.0017	2.036
10	505.931	0.004	0.0218	0.0001	5.976	93.814	2422.273	253.660	26.634	29.262	7.427	28.781	55.896	2	8.086	0.0505	0.177	0.283	71.780	0.096	0.0053	1.3461	0.0018	1.875
11	512.318	0.004	0.0218	0.0001	6.051	94.296	2117.500	221.744	23.283	32.465	7.353	28.493	55.748	1.5	5.014	0.0625	0.218	0.176	38.913	0.052	0.0066	1.4558	0.0020	3.741
12	523.952	0.005	0.0316	0.0002	6.189	121.451	2244.954	235.091	24.685	37.926	10.400	40.301	62.611	1.62	5.751	0.1099	0.384	0.201	47.320	0.063	0.0115	2.7131	0.0036	5.733
13	546.157	0.004	0.0261	0.0001	6.451	109.208	2029.547	212.534	22.316	35.298	8.255	31.990	57.614	1.4	4.400	0.0856	0.299	0.154	32.728	0.044	0.0090	1.9104	0.0026	5.837
14	553.313	0.004	0.0267	0.0001	6.535	111.177	2077.291	217.533	22.841	34.899	8.314	32.216	57.740	1.46	4.769	0.0852	0.298	0.167	36.304	0.049	0.0089	1.9458	0.0026	5.360
15	567.247	0.004	0.0300	0.0001	6.700	121.226	2293.925	240.219	25.223	34.310	9.117	35.329	59.533	1.69	6.181	0.0898	0.314	0.216	51.968	0.070	0.0094	2.2646	0.0030	4.358
16	574.727	0.006	0.0375	0.0001	6.788	139.318	2936.255	307.484	32.286	32.508	11.255	43.614	64.794	2.5	11.157	0.0926	0.324	0.391	120.064	0.161	0.0097	2.9905	0.0040	2.491
17	584.425	0.006	0.0407	0.0001	6.903	146.682	2931.565	306.993	32.234	34.584	12.018	46.569	66.818	2.5	11.157	0.1104	0.386	0.391	119.872	0.161	0.0116	3.5579	0.0048	2.968
18	595.156	0.006	0.0403	0.0002	7.030	147.133	2474.945	259.176	27.213	38.684	11.674	45.238	65.897	2.07	8.516	0.1385	0.484	0.298	77.242	0.104	0.0145	3.7697	0.0051	4.880
19	605.641	0.005	0.0337	0.0001	7.153	133.819	2470.945	258.757	27.169	33.511	9.608	37.231	60.681	2.07	8.516	0.0945	0.330	0.298	77.117	0.103	0.0099	2.5689	0.0034	3.331
20	615.285	0.005	0.0342	0.0001	7.267	135.676	2678.298	280.471	29.449	31.158	9.577	37.111	60.607	2.378	10.408	0.0829	0.290	0.364	102.160	0.137	0.0087	2.4404	0.0033	2.389
21	623.909	0.005	0.0347	0.0001	7.369	137.666	2258.570	236.517	24.834	35.796	9.587	37.149	60.631	1.64	5.874	0.1110	0.388	0.206	48.624	0.065	0.0117	2.7562	0.0037	5.668

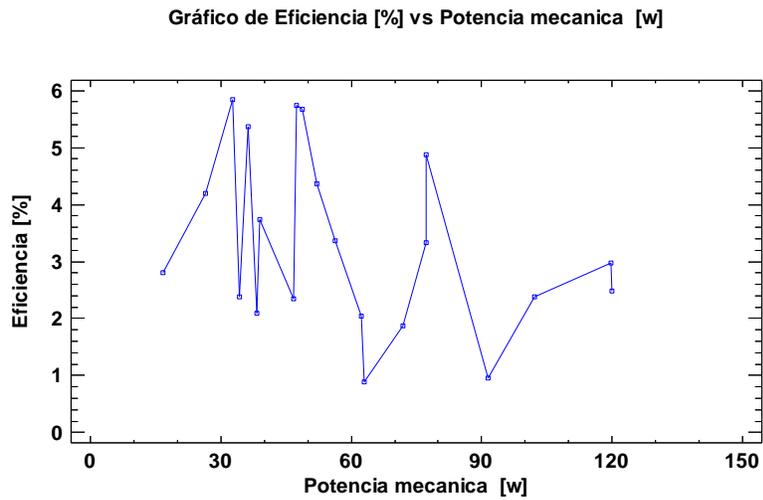
Tabla 4. 3 Tabla de resultados. Par de torsión, potencia y eficiencia de la turbina.



## Graficas de resultados



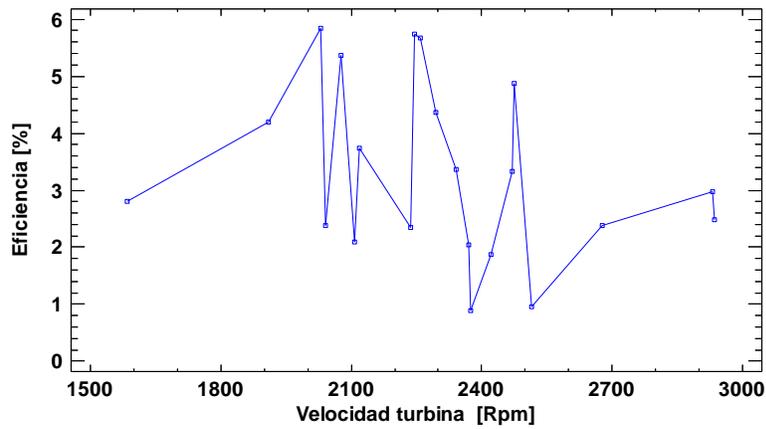
Gráfica 4. 15 Grafico de Eficiencia vs Potencia generada por el fluido



Gráfica 4. 16 Grafico de Eficiencia vs potencia generada por el freno

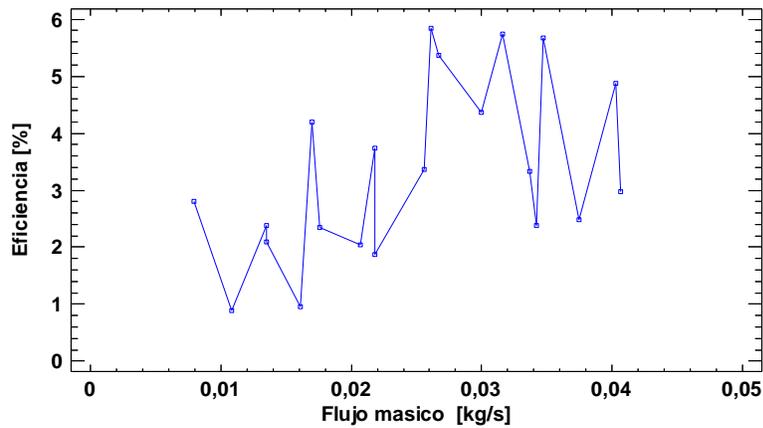
Estas graficas nos muestran la relación que existe entre la potencia generada y la eficiencia total de la turbina. En ambos gráficos se observa que el punto máximo esta aproximadamente 5.8 % de eficiencia

Gráfico de Eficiencia [%] vs Velocidad turbina [Rpm]



Gráfica 4. 17 Grafico de Eficiencia vs velocidad de la turbina

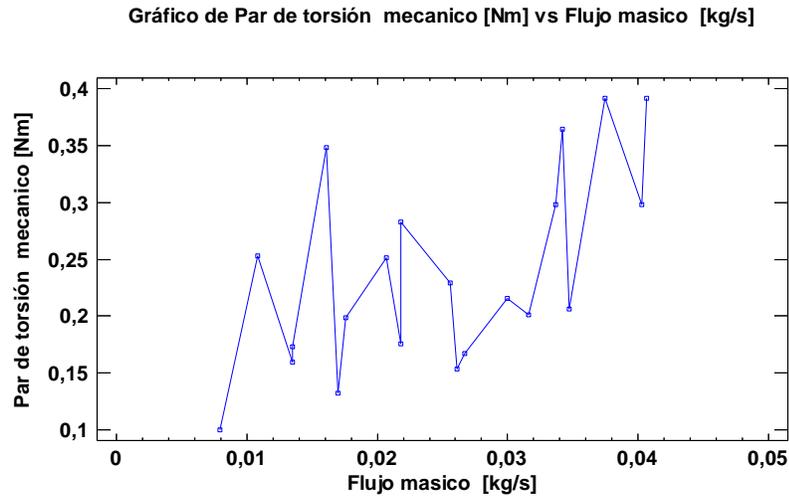
Gráfico de Eficiencia [%] vs Flujo masico [kg/s]



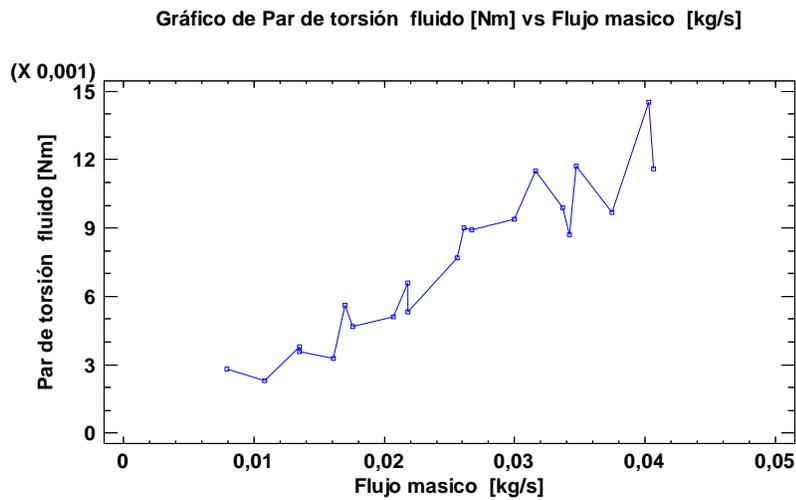
Gráfica 4. 18 Grafico de eficiencia vs flujo másico

En la Gráfica 4. 17 observamos que el porcentaje mayor de eficiencia se encuentra entre 1800 rpm y 2300 rpm. Pasando las 2500 rpm se observa como decae la eficiencia hasta un 2.5%.

La Gráfica 4. 18 nos muestra que el mayor porcentaje de eficiencia se encuentra alrededor de  $0.026 \frac{kg}{s}$  y los  $0.032 \frac{kg}{s}$  los valores de eficiencia dentro de este rango de flujo másico se encuentran alrededor de un 5.8%.



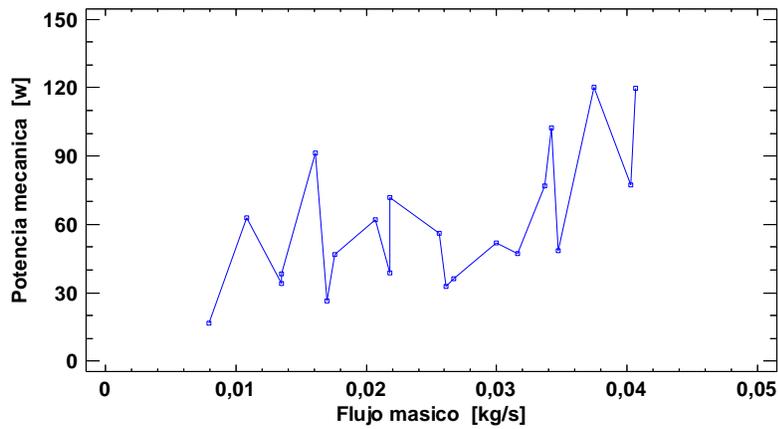
Gráfica 4. 19 Grafico de par de torsión generado por el freno vs flujo másico



Gráfica 4. 20 Grafico de par de torsión generado por el fluido vs flujo másico

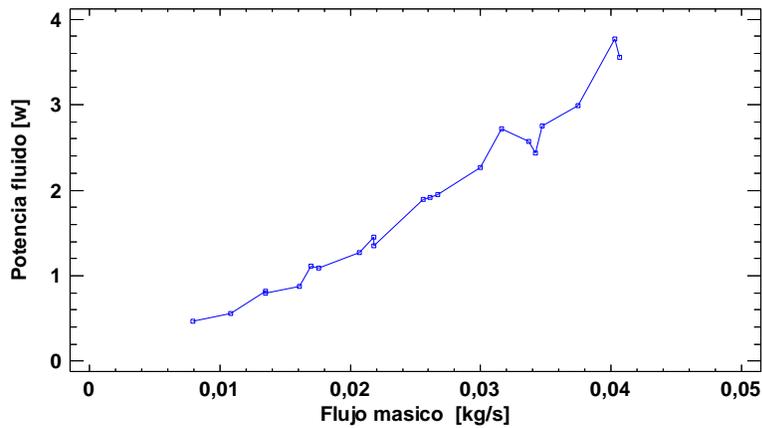
Observando la gráfica 4.20 se observa que a mayor flujo másico existe un par de torsión más alto, en este caso muestra un comportamiento normal teóricamente. En el caso de la gráfica 4.19 se observan ciertos picos que distorsionan la tendencia de la gráfica pero en la parte final de la gráfica se percibe la misma relación entre el flujo másico y el par de torsión.

Gráfico de Potencia mecanica [w] vs Flujo masico [kg/s]



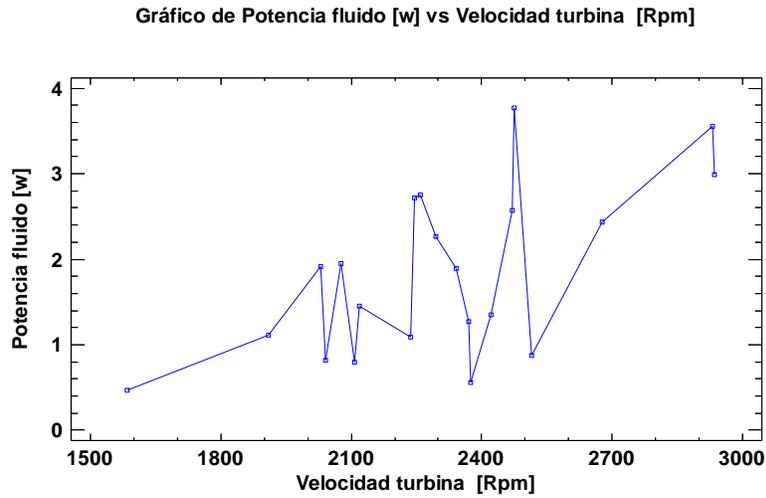
Gráfica 4. 21 Grafico de potencia generada por el freno vs flujo másico

Gráfico de Potencia fluido [w] vs Flujo masico [kg/s]

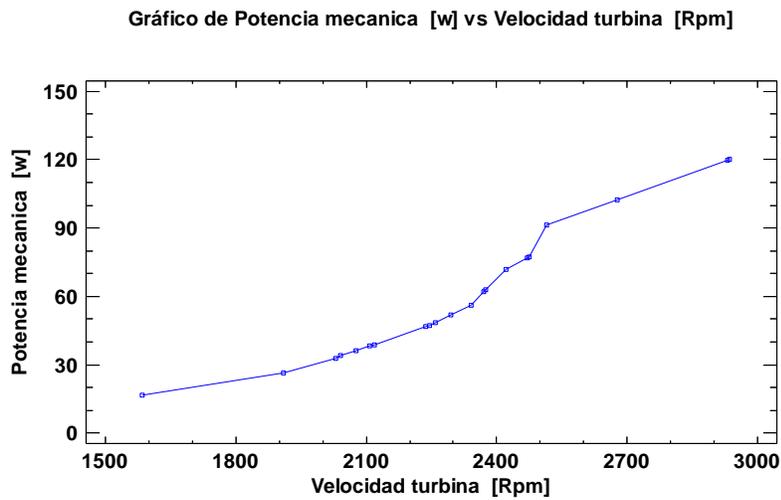


Gráfica 4. 22 Grafico de potencia generada por el fluido vs flujo másico

En la Gráfica 4. 21 y Gráfica 4. 22 observamos la relación que existe entre el flujo másico y la potencia generada. En ambos casos la tendencia es que a mayor flujo mayor potencia, se aprecia más claramente en la Gráfica 4. 22. Con ello observamos que los datos concuerdan con las gráficas de flujo másico contra par de torsión.

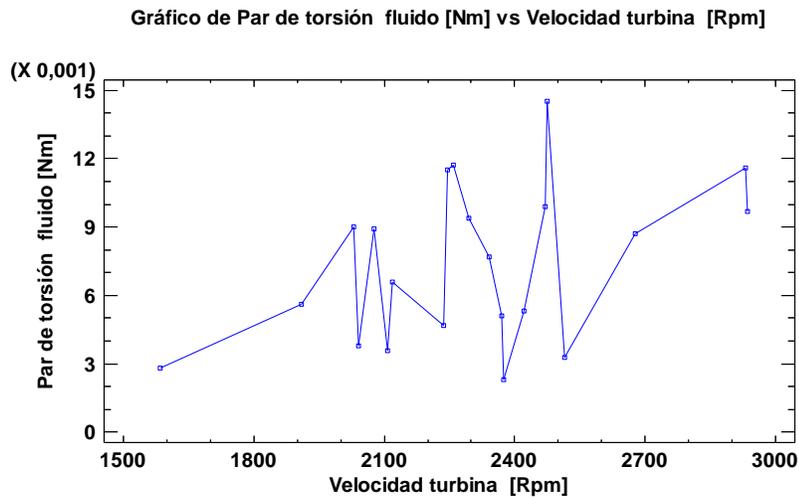


Gráfica 4. 23 Grafico de potencia generada por el fluido vs velocidad de la turbina

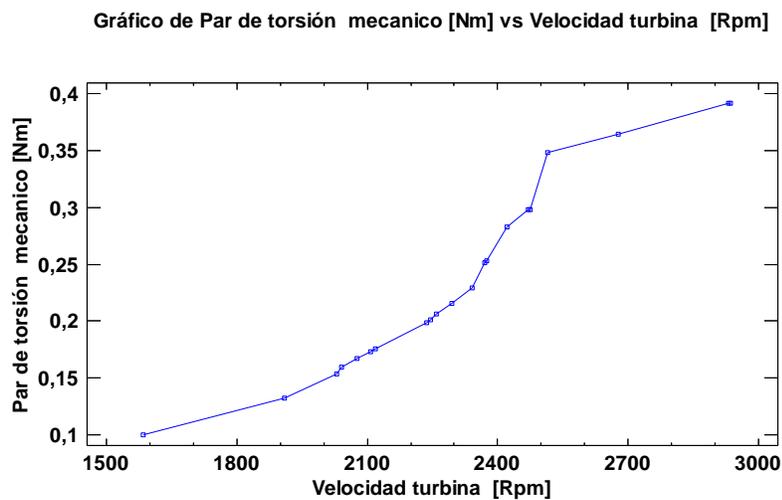


Gráfica 4. 24 Grafico de potencia generada por el freno vs velocidad de la turbina

La Gráfica 4. 23 y Gráfica 4. 24 nos muestra el comportamiento que tiene la potencia generada respecto al aumento de la velocidad de la turbina. Resulta más evidente la relación que existe entre ambas variables en la Gráfica 4. 24 ya que la tendencia marca que a mayor velocidad de la turbina se puede generar mayor potencia dentro de la turbina.



Gráfica 4. 25 Grafico de par de torsión vs velocidad de la turbina



Gráfica 4. 26 Grafico de par de torsión vs velocidad de la turbina

Por último la Gráfica 4. 25 y Gráfica 4. 26 nos muestra la relación que existe entre el par de torsión generado por la turbina y la velocidad de ésta. Al igual que las gráficas anteriores se observa que a mayor velocidad de la turbina se genera un par de torsión mayor. La Gráfica 4. 26 muestra con claridad el comportamiento antes descrito. Con ello se puede decir que se mantiene una relación entre ambas variables.

## Capítulo 5 Conclusiones

Después de aplicar un análisis estadístico a los datos para la eliminación de aberrantes es muy notorio los cambios en las gráficas del capítulo 4. Es de suma importancia realizar este análisis para que no afecten la muestra y garantizar que la mayor parte de datos sea correctos. Con el análisis grafico resulta más sencillo observar la eliminación de los valores fuera del límite del control y así mismo el recorte de la muestra original.

Haciendo un resumen de los parámetros obtenidos, se puede analizar sus siguientes resultados:

Gracias al análisis estadístico se pudo reducir el número de datos totales y con ello poder normalizar la muestra en cada uno de los parámetros medidos. Por otro lado, con la eliminación de datos atípicos, ayudo a que los datos usados para calcular los valores característicos de la turbina como par de torsión, potencia y eficiencia fueran los que realmente se obtuvieron en el banco de ensayos.

Las revoluciones por minutos máximas rondaron entre las 2900 rpm y 3000 rpm, estas revoluciones se generaron con una presión de entrada de aire alrededor de 570 kPa y 600 kPa. Así mismo teniendo estos dos parámetros de entrada la fuerza al frenado fue de 2.5 N. La fuerza generada por la turbina fue de 0.08 N y con ello se pudo obtener el par de torsión correspondiente al frenado y al generado por la turbina. En este caso fueron de 0.391 Nm y de 0.008 Nm respectivamente. Al obtener el par de torsión se obtiene la mayor eficiencia entre estos puntos antes descritos y obtenemos una eficiencia máxima de 4.5% a 4.8%

En el análisis de potencia y eficiencia de la turbina, me encontré con valores relativamente bajos para este tipo de turbinas. Esto es debido a que desde el diseño y desarrollo en físico de la turbina fue considerado como fluido de trabajo vapor de agua. Otro punto importante es que como se menciona en capítulos anteriores, se aumentó la hermeticidad de la carcasa de turbina para evitar fugas pero no se garantiza el 100% de efectividad. Es por eso que los resultados y las gráficas nos muestran valores de eficiencia bajos.

Al trabajar con aire como fluido de trabajo se debe de tomar en cuenta que aun con la eficiencia del compresor y los filtros que se instalaron en la línea de entrada del fluido existe la creación de condensados y con ello la medición de parámetros puede variar de forma considerable.

Así mismo después de mantener cierto tiempo en acción a la turbina existe un calentamiento dentro de los rodamientos los cuales pueden alterar las mediciones de velocidad de la turbina y con ello los parámetros que dependen de esta.

Otro punto importante es analizar el balance del rotor, ya que al momento de estar en operación la turbina, se generan vibraciones por la velocidad alcanzada que también modifican la medición de todos los parámetros.

Con este trabajo se genera la oportunidad de estudiar este diseño de turbina con otros materiales y con ello realizar las mismas pruebas pero en este caso con vapor el cual es el fluido de trabajo con el cual fue diseñada la turbina.

## Trabajo a futuro

Obteniendo estos resultados el siguiente paso es tener un modelo final de la turbina, manufacturado con materiales resistentes al fluido de trabajo original el cual es vapor.

Otras áreas de oportunidad para mejorar el prototipo de turbina con el que se desarrolló este trabajo es realizar un diseño donde se puede garantizar la hermeticidad dentro la turbina y con ello evitar pérdidas internas. Igualmente es necesario realizar un estudio específico para los rodamientos de la turbina para al mismo tiempo ejecutar un acoplamiento final al ciclo binario.

Dentro de los cálculos se observa que si el fluido de trabajo después de salir de la tobera sale con una temperatura menor que a la entrada se puede ganar eficiencia de la turbina. Con ello se recomienda la redacción de un estudio del fluido de trabajo a diferentes presiones y temperaturas tanto de entrada como de salida dentro de la tobera para obtener la mayor eficiencia de la turbina.

El punto crítico es tener el desarrollo final de la turbina con las mejoras antes mencionadas para poder realizar una nueva caracterización de ésta y verificar que los parámetros cumplan las necesidades del ciclo binario. Una vez realizada dichas pruebas se debe hacer la conexión de los componentes para hacer las pruebas globales.

## Bibliografía

- Antonio Viedma Robles, B. Z. (1997). *Teoría de máquinas hidráulicas*. Publicaciones Universidad de Murcia .
- Arduino. (1 de Enero de 2017). *Arduino* . Recuperado el 1 de Agosto de 2017, de <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardMega>
- Armstead, H. C. (1989). *Energía Geotérmica* . México: LIMUSA.
- Bemderitter, Y. a. (1990). *Possible approach to geothermal research and relative cost estimate"*. Italy: UNITAR/UNDP.
- Bullard, E. C. (1965). *Historical introduction to terrestrial heat flow*. Ser.: Terrestrial Heat Flow .
- C. S. Sherma, K. P. (2006). *THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES*. New Delhi: Eastern Economy Edition.
- Domínguez, M. M., & Antonio, A. J. (2014). *Máquinas Térmicas*. Madrid: UNED.
- Engineers, A. S. (2000). *Appendix A to PTC 6: The test code for steam turbines: Performance Test Codes*. US: ASME.
- Flórez, J. A., & Agramunt, I. C. (2002). *Máquinas Térmicas motoras (volumen I)*. Barcelona : Edicions UPC.
- Ganesan, V. (2007). *Ic Engines* . New Delhi: McGraw-Hill.
- Ganesan, V. (2008). *Internal Combustion Engines*. New Delhi: McGraw-Hill Education.
- García, R. F. (2011). *La dimensión económica del desarrollo sostenible* . España : Club Universitario .
- Gómez, V. M. (2008). La energía geotérmica: una opción tecnológica y económica madura. *Boletín IIE Tendencias tecnológicas*, 1-13.
- Goni. (1 de Enero de 2017). *Manometro*. Recuperado el 1 de Agosto de 2017, de [http://www.goni.mx/detalles\\_Regulador-de-Diafragma-con-manometro-Modelo-580,1293,19,4.htm](http://www.goni.mx/detalles_Regulador-de-Diafragma-con-manometro-Modelo-580,1293,19,4.htm)
- Gunnlaugsson, G. A. (2000). *Sustainable Management of Geothermal Resources and Utilization for 100-300 Years*. Antalya: Isor.
- Harper, G. e. (2004). *El ABC de las máquinas eléctricas, Volumen 2*. México: 2004.
- Harper, G. E. (2004). *El libro práctico de los generadores, transformadores y motores eléctricos*. México: Limusa.

- Honeywell. (1 de Enero de 2017). *Pressure Transducers*. Recuperado el 1 de Agosto de 2017, de <http://sensing.honeywell.com/honeywell-sensing-px2-series-heavy-duty-pressure-transducers-datasheet-500599462-h-es.pdf>
- Ing. Manuel Polo Encinas, M. (1984). *Turbomáquinas de fluido compresible*. México : Limusa.
- Ismael Prieto Fernández, M. A. (2007). *Fundamentos de Manquinas Termicas*. Ediciones de la Universidad de Oviedo .
- J. S. Brar, R. K. (1999). *A Text Book of Theory of Machines*. New Delhi: Laxmi Publications .
- Jaume Pous, L. J. (2004). *Energía Geotérmica*. España: Ediciones Ceac.
- Jesús Andres Alvarez Flórez, I. C. (2002). *Máquinas térmicas motoras (volum I)*. Barcelona : Edicions UPC.
- Jimenez, H. A. (11 de Agosto de 2015). *Historia de la Geotermia*. D.F. , México .
- Kates, E. J., & E.Luck, W. (1981). *Motores diesel y de gas de alta compresión*. Barcelona: Reverté, S.A. .
- M.P., H. (1990). *Handbook of terrestrial Heat-Flow Density Determination*. Netherlands: Kluwer Academic.
- Manak Shavan, S. S. (1994). *Rules for steam turbine thermal acceptance tests*. New Dhelhi: BIS.
- Mary H. Dicson, M. F. (2014). *¿Qué es la Energía Geptérmica?* Instituto di Geoscienze e Georisorse, CNR. Pisa, Italia: IGA International Geothermal Association.
- Mataix, C. (2000). *Turbomáquinas Térmicas Turbinas de vapor Turbinas de gas Turbocompresores*. Madrid (España): Limusa Noriega Editores.
- Montes Pita Ma. José, M. D. (2014). *Ingeniería Térmica*. Madrid (España) : UNED.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. México: Pearson Educación .
- Muffler, P. a. (1978). *Methods for regional assessment of geothermal resources*. Geothermics .
- Muñoz Domínguez Marta, R. d. (2014). *MÁQUINAS TÉRMICAS*. Madrid (España): UNED.
- Nicholson. (1993). *Geothermal Fluids*. Berlin: Springer.
- NISCA. (1 de Enero de 2017). *Nisca*. Recuperado el 21 de 07 de 2017, de <http://www.nisca.co.jp/english/e-mos02.html>
- Ohaus. (20 de 07 de 2017). *Ohaus*. Recuperado el 21 de 07 de 2017, de <http://www.ohaus.com.mx/dinamometros.htm>

- Parallax. (1 de Enero de 2017). *Parallax*. Recuperado el 1 de Agosto de 2017, de <https://www.parallax.com/downloads/plx-daq>
- partnership, C. h. (2017). *Catalog of CHP Technologies*. United States: CHP.
- Pulido, M. Á. (200). *Convertidores de frecuencia, controladores de motores y SSR*. España: Bioxareu Editores .
- Rattan, S. S. (2009). *Theory of Machines*. New Delhi : McGraw-Hill Education.
- SMC. (1 de Enero de 2017). *SMC/Flujometro*. Recuperado el 1 de Agosto de 2017, de <http://www.smc-pneumatics.com/PF2A706H-F14-69-X795.html>
- SMC. (1 de Enero de 2017). *SMC/Flujometros*. Recuperado el 1 de Agosto de 2017, de [http://content2.smcetech.com/pdf/PF2A\\_ES.pdf](http://content2.smcetech.com/pdf/PF2A_ES.pdf)
- Trillo, G. L. (2008). *Guía de la energía Geotérmica*. Madrid, España: La suma de todos.
- Webster, J. G. (1999). *The Measurement, Instrumentation, and Sensors: Handbook*. Canada: CRC Press LLC.
- Wildi, T. (2007). *Máquinas eléctricas y sistemas de potencia* . México: Perarson Educación .